



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA – UNIPAMPA
CENTRO TECNOLÓGICO DE ALEGRETE – CTA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

CLEBER TASCETTO PARCIANELLO

**PROJETO DE UMA MÁQUINA DE SOLDA PONTO POR FRICÇÃO E MISTURA
MECÂNICA (FSSW)**

**ALEGRETE/RS
2014**

CLEBER TASCHETTO PARCIANELLO

**PROJETO DE UMA MÁQUINA DE SOLDA PONTO POR FRICÇÃO E MISTURA
MECÂNICA (FSSW)**

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

Orientador: Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

ALEGRETE/RS

2014

CLEBER TASCHETTO PARCIANELLO

**PROJETO DE UMA MÁQUINA DE SOLDA PONTO POR FRICÇÃO E MISTURA
MECÂNICA (FSSW)**

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

Trabalho de Conclusão de Curso I defendido
e aprovado em: 11 de março de 2014.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo
Orientador
UNIPAMPA

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia
UNIPAMPA

Prof. Me. Aldoni Gabriel Wiedenhöft
UNIPAMPA

Dedico este trabalho ao meu pai, a minha mãe,
a minha irmã, aos meus amigos e familiares.

AGRADECIMENTOS

Aos membros da banca por terem aceitado avaliar este trabalho.

Ao Professor Doutor Tonilson de Souza Rosendo, pela oportunidade e proposta desafiadora de desenvolver esse projeto junto a UNIPAMPA e a FAPERGS; pela orientação, discussões e sugestões técnicas que enriquecem a este trabalho; e ainda, pela amizade e camaradagem.

Ao Professor Mestre Aldoni Gabriel Wiedenhof, pelo auxílio na etapa de projeto e fabricação, amizade e sugestões.

Ao Professor Doutor Wang Chong, pelas sugestões e discussões.

Ao Sr. Bastiani por colocar seus equipamentos a disposição para construção de parte da máquina.

Agradeço a FAPERGS por acreditar no projeto e disponibilizar apoio financeiro.

A todos os meus familiares e amigos, pelo apoio e por compreender a minha ausência, em momentos importantes, para poder executar este projeto.

“Estar decidido, acima de qualquer coisa, é o segredo do êxito”.

Henry Ford

RESUMO

Em 1991, o *The Welding Institute* (Reino Unido) apresentou ao mundo uma nova tecnologia de soldagem denominada *Friction Stir Welding* (FSW). Essa tecnologia abriu novas portas na área da soldagem e, em 2003, a Mazda patenteou o *Friction Stir Spot Welding* (FSSW), que é uma variante do FSW. Esses processos permitem realizar a união de materiais no estado sólido, ou seja, sem envolver fusão. Outra grande atratividade é a facilidade da soldagem de ligas leves, como ligas de alumínio e cobre, por exemplo, ao contrário dos processos convencionais. A soldagem se dá por meio de calor e por mistura mecânica entre as chapas sendo unidas, e é viabilizada pela plasticidade dos materiais, em temperaturas abaixo da de fusão. Este trabalho tem por objetivo projetar e fabricar uma máquina capaz de realizar soldas FSSW, oferecendo controle sobre suas variáveis. Uma revisão da literatura sobre FSW e FSSW foi a fonte teórica que determinou os parâmetros de entrada para o projeto da máquina. Posteriormente, a etapa de concepção, na qual várias ideias foram analisadas, até chegar a uma solução que fosse mais adequada aos objetivos desejados. Após a concepção, partiu-se para o dimensionamento de todos os elementos estruturais da máquina e as especificações de todos os componentes. O resultado final deste trabalho é o projeto completo de uma máquina de solda ponto por fricção, em forma de memoriais de cálculo e descritivo, desenhos para fabricação e grande parte dos componentes já comprados e fabricados. Até a entrega deste trabalho faltava apenas alguns componentes e detalhes para completar a montagem da máquina. Observou-se a complexidade encontrada quando se dimensiona um equipamento com poucas informações e um dos objetivos é um projeto simples e barato.

Palavras-chave: Solda ponto por fricção, Projeto, Solda por fricção, Máquina.

ABSTRACT

In 1991, The Welding Institute (UK) introduced the world to a new welding technology called Friction Stir Welding (FSW). This technology has opened new doors in the field of welding and, in 2003, Mazda's patented Friction Stir Spot Welding (FSSW), which is a variable of FSW. These processes allow to realize the union of materials in the solid state, ie, without involving melting. Another major attraction is the ease of welding of light alloys such as aluminum and copper, for example, unlike conventional processes. The welding is done through heat and mechanical mixing between the plates being joined, and is made possible by the plasticity of the material at temperatures below the melting. This work aims to design and manufacture a machine capable of performing welding FSSW, offering control over its variables. A literature review of FSW and FSSW was the theoretical source that the input parameters for design of the machine. Subsequently the design stage, in which several ideas were analyzed to arrive at a solution that proves more suitable to the desired goals. After conception, broke for the design of all structural elements of the machine and specifications of all components. The end result of this work is the complete design of a spot welding machine by friction, in the form of memorials calculation and descriptive drawings for manufacturing and most of the components already purchased and manufactured. Until the delivery of this work was lacking a few components and details to complete the machine. Among the findings is the complexity that it has when sizing equipment with little information and one of the goals is an easy and inexpensive project.

Keyword: Friction Stir Spot Welding, Project, Friction Stir Welding, Machine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Indicação do pino e do ombro.....	35
Figura 2 – Fases do processo FSW	36
Figura 3 – Fases do processo FSSW.	37
Figura 4 – Zonas de uma solda FSSW em aço TRIP 800	39
Figura 5 – Macrografia de uma secção transversal de uma solda ponto FSSW	40
Figura 6 – Micrografia da secção transversal de uma solda ponto por fricção	41
Figura 7 – Detalhes da microestrutura nas diferentes zonas da solda.....	41
Figura 8 – Microdureza aço TRIP 800, 1+2 = ZM + ZTMA, 3A e 3B ZTA.....	42
Figura 9 – Linhas de fluxo de material no em torno da ferramenta	42
Figura 10 – Processo <i>Refill FSSW</i>	43
Figura 11 – Processo <i>Swing FSW</i>	43
Figura 12 – Máquina de solda ponto por fricção, desenvolvida pela Friction Stir Link.....	44
Figura 13 – Dois modelos de máquinas FSSW acopladas a robôs, desenvolvida pela Friction Stir Link.....	44
Figura 14 – ESAB modelo LEGIO 4UT	45
Figura 15 – HITACHI modelo Stir Spin.....	46
Figura 16 – Tipos de solicitações que podem atuar sobre um elemento mecânico	47
Figura 17 – Cubo infinitesimal para representação tridimensional de tensões e estado plano de tensões	48
Figura 18 – Círculo de Mohr para um estado triaxial tensão	49
Figura 19 – Círculo de Mohr para 3 dimensões	50
Figura 20 – Critério de Tresca.....	51
Figura 21 – Critério de von Mises.....	52
Figura 22 – Ilustração de um cordão de solda indicando a nomenclatura	53
Figura 23 – Exemplo da tensão resultante em uma junta soldada	54
Figura 24 – Tipos de rolamentos, <i>a</i> e <i>d</i> radial, <i>b</i> , <i>e</i> e <i>f</i> angular, <i>c</i> axial.....	55
Figura 25 – Cone de pressão devido o aperto	55
Figura 26 – Diagrama de rigidez de uma união parafusada.....	56
Figura 27 – Etapas a serem desenvolvidas do projeto	58
Figura 28 – Indicações das forças de serviço sobre a ferramenta	59
Figura 29 – Fluxograma para dimensionamento da estrutura	61
Figura 30 – Formato da estrutura principal, corpo principal.....	65
Figura 31 – Sistemas da máquina.....	65
Figura 32 – Principais componentes da máquina	66
Figura 33 – Imagem do servo motor criada no SolidWorks	67
Figura 34 – Reações das forças	68
Figura 35 – Indicação dos pontos.....	68
Figura 36 – Sólido criado para a modelagem estrutural e localização dos engastes.....	70
Figura 37 – Sólido criado para modelagem dinâmica e localização dos engastes.....	70
Figura 38 – I representação das forças para o FSSW, II representação das forças para o FSW	71

Figura 39 – Resultado da simulação com valores de tensões para processo FSSW. A deformação está amplificada em 114,3x	72
Figura 40 – Resultado da simulação tensões no processo FSW, a deformação está amplificada em 54,6x	73
Figura 41 – Resultado da simulação para a deformação no processo FSSW, a deformação está amplificada em 114,3x	74
Figura 42 – Resultado da simulação para a deformação no processo FSW, a deformação está amplificada em 54,6x	74
Figura 43 – Valores das Frequências Naturais	75
Figura 44 – Imagem ilustrativa do eixo	76
Figura 45 – Imagem ilustrativa do <i>conjunto cabeçote</i>	77
Figura 46 – Indicação das uniões parafusadas que foram dimensionadas	78
Figura 47 – Indicação do cordão de solda.....	79
Figura 48 – Foto do servo motor, com o DRIVE.....	81
Figura 49 – Fotos do <i>conjunto cabeçote</i>	81
Figura 50 – Estrutura principal, suporte do motor e <i>conjunto cabeçote</i>	82
Figura 51 – Máquina parcialmente montada.....	82
Figura 52 – “Pés” fabricados para dar suporte à máquina	83
Figura 53 – Sistema para centrar a ferramenta.....	83
Figura 54 – Componentes do sistema de movimentação das peças	84
Figura 55 – Sistema de movimentação das peças montado na máquina.....	84
Figura 56 – Indicação dos componentes	87
Figura 57 – Medidas da máquina	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados da tensão de von Mises para o processo FSSW.....	69
Tabela 2 – Resultados da tensão de von Mises para o processo FSW	69
Tabela 3 – Lista de componentes da máquina.....	86

LISTA DE ABREVIACOES

C.S.	–	Coefficiente de segurança
MB	–	Material Base
FSpW	–	Friction Spot Welding
FSSW	–	Friction Stir Spot Welding
FSW	–	Friction Stir Welding
ZTA	–	Zona Termicamente Afetada
HZG	–	Helmholtz Zentrum Geesthacht
RSW	–	Resistance Spot Welding (Solda ponto por resistência elétrica)
ZM	–	Zona de Mistura
ZTMA	–	Zona Termo-mecanicamente Afetada
TWI	–	The Welding Institut

LISTA DE SÍMBOLOS

A	– Área da seção transversal (m^2)
c	– Distância do centroide até o elemento infinitesimal (mm)
F	– Força (N)
F_x	– Força radial a ferramenta direção no eixo x (N)
F_y	– Força radial a ferramenta direção no eixo y (N)
F_z	– Força axial a ferramenta (N)
h	– Comprimento da base do cordão de solda (m)
I	– Momento de inércia (m^4)
J	– Momento de inércia polar da área da seção transversal (m^4)
M	– Momento fletor (Nm)
n	– Coeficiente de segurança
r	– Raio do pino (m)
rpm	– Rotações por minuto
R	– Raio do ombro (m)
S_y	– Tensão de escoamento (MPa)
t	– Comprimento da seção da garganta (m)
tp	– Comprimento do pino (m)
T	– Torque (Nm)
δ	– Deformação (mm/mm)
σ	– Tensão normal (MPa)
σ_1	– Tensão principal 1 (MPa)
σ_2	– Tensão principal 2 (MPa)
σ'	– Tensão equivalente (MPa)
$\sigma_{máx}$	– Tensão máxima do Círculo de Mohr (MPa)
$\sigma_{mín}$	– Tensão mínima do Círculo de Mohr (MPa)
σ_x	– Tensão normal na direção x do plano xy (MPa)
σ_y	– Tensão normal na direção y do plano xy (MPa)
τ	– Tensão de cisalhamento (MPa)
τ_{xy}	– Tensão de cisalhamento no plano xy (MPa)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	27
2. JUSTIFICATIVA	29
3. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	31
4. OBJETIVOS	33
4.1. Objetivo geral	33
4.2. Objetivos específicos	33
5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
5.1. Solda FSW	35
5.2. Solda FSSW	36
5.3. Máquinas de solda por fricção	43
5.4. Projeto	46
5.4.1. Análise de tensões	47
5.4.2. Elementos de máquinas	52
6. METODOLOGIA	57
7. DESENVOLVIMENTO	63
7.1. Concepção	63
7.2. Seleção do motor	66
7.3. Dimensionamento da estrutura	67
7.4. Dimensionamento dos elementos de máquinas	75
7.5. Fabricação	81
8. RESULTADOS	85
9. CONCLUSÕES	89
10. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	91
11. REFERÊNCIAS	93

1. INTRODUÇÃO

A sociedade sempre buscou novas alternativas de processamento de materiais, bem como o aperfeiçoamento das técnicas já existentes. Grandes centros de pesquisas se destacam por inovar e criar novos processos, sendo a inovação uma busca contínua e de grande importância. Como exemplo cita-se o *The Welding Institut* (TWI) da Inglaterra que criou, em 1990 e patenteou em 1991, o processo de soldagem por fricção e mistura mecânica (*Friction Stir Welding – FSW*).

Na soldagem por fricção a união dos materiais se dá pela plasticidade. A ferramenta em rotação promove o aquecimento do material e com o aumento da temperatura a tensão de escoamento sofre um decréscimo e as partes que estão em contato com a ferramenta movimentam-se ao seu redor. O processo não necessita da fusão dos elementos como os processos mais difundidos de soldagem.

Várias indústrias tais como automobilística, aeroespacial e marítima, trabalham nessa tecnologia por oferecer vantagens frente a processos convencionais. Uma vez que o processo é realizado no estado sólido, não ocorrem os problemas típicos relacionados com a fusão e solidificação dos metais. A solda por fricção tem ainda como grande atrativo a possibilidade de soldar ligas leves de pouca ou nenhuma soldabilidade por processos convencionais.

Na indústria automobilística, tem-se um estudo muito focado na aplicação de alumínio nas carrocerias, uma vez que ligas de Al são de baixa densidade, mas com boas propriedades mecânicas. Assim, com os estudos e aplicações do processo FSW, surgiu posteriormente o *Friction Stir Spot Welding - FSSW* (soldagem ponto por fricção), que consiste numa variante do processo FSW destinada à união por ponto ao invés de cordões de solda. O FSSW foi desenvolvido pela *Mazda Motor Corporation* e patenteado em 2003, o processo permitiu a aplicação do alumínio em algumas partes do veículo Mazda RX-8.

Neste contexto este trabalho busca projetar e fabricar uma máquina de soldagem FSSW, que seja compacta, de fácil construção e manuseio, possibilitando a obtenção de juntas sobrepostas em laboratório e em campo.

2. JUSTIFICATIVA

A soldagem por fricção é um processo que faz a união de dois materiais através da plasticidade. Com o aquecimento do material, através da fricção gerada pela ferramenta em rotação, a tensão de escoamento do material base diminui e assim inicia o escoamento do mesmo ao redor da ferramenta. Acontece então uma mistura no estado sólido, entre as chapas.

Por ser um processo relativamente novo e com vantagens interessantes no meio industrial, muitos centros de estudos estão focados em determinar, conhecer e dominar os parâmetros, a fim de buscar a otimização da união de materiais através do FSSW.

Uma vez que se tenha uma máquina capaz de realizar soldas FSSW, surge à oportunidade de estudar tal processo, conhecer seus parâmetros e analisar a influência de cada um sobre a qualidade da união. Com a máquina, os acadêmicos e os professores da UNIPAMPA poderão realizar estudos no assunto auxiliando a comunidade acadêmica no aperfeiçoamento dessa tecnologia, bem como engrandecendo a formação acadêmica dos graduandos.

3. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Deseja-se ter na universidade uma máquina que permita produção de juntas sobrepostas por meio do processo de soldagem no estado sólido conhecido por FSSW. A máquina deve ser compacta de tal maneira que possa ser facilmente transportada quando necessário e permitindo também a realização de soldas em campo.

Dentro deste contexto, duas perguntas fundamentais foram elaboradas e balizaram o trabalho como um todo:

- Como deve ser a máquina?
- Quais requisitos a máquina deve satisfazer para ser capaz de realizar soldas FSSW?

4. OBJETIVOS

4.1. Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo principal desenvolver o projeto de uma máquina capaz de realizar soldas FSSW em ligas leves que ofereça versatilidade, permitindo soldagem em laboratório e em campo. Em que a chapa superior tenha até três milímetros de espessura.

4.2. Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal, este trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- Elaborar a concepção de uma máquina que atenda as necessidades;
- Dimensionar e/ou especificar as estruturas e os elementos de máquina;
- Fabricar e/ou comprar os componentes;
- Montar a máquina;
- Testar a máquina e implementar melhorias.

5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão da literatura sobre processo de soldagem por fricção, um apanhado do estado da arte referente as máquinas de soldagem por fricção projeto de máquinas, e por fim uma breve teoria de análise de tensões e elementos de máquinas.

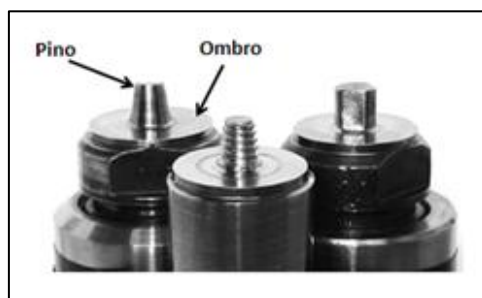
5.1. Solda FSW

Em dezembro 1991, no *The Welding Institute* – Reino Unido, Mr. Wayne Thomas fez a primeira patente sobre a soldagem por fricção, conforme Thomas et al. (1991), sendo um processo revolucionário, pois permitiu mais um campo de soldagem para o alumínio e outros materiais em juntas de topo e sobrepostas.

Funcionamento (princípios) do processo:

- As peças as quais irão ser soldadas devem estar juntas e fixadas em uma base robusta e estável para não haver deslocamento ou afastamento durante a soldagem;
- Uma ferramenta não-consumível, cilíndrica, composta por ombro e pino central (Figura 1), gira a uma dada rotação e penetra na linha de junção (cordão de solda). A ferramenta penetra até que o ombro encoste na superfície da peça, enquanto que o pino estará “mergulhado” em uma pequena profundidade nas chapas. Com a geração de calor, devido ao atrito das superfícies, há um aumento da temperatura e assim o material base (material das chapas) começa a escoar em torno do pino e do ombro;

Figura 1 – Indicação do pino e do ombro.

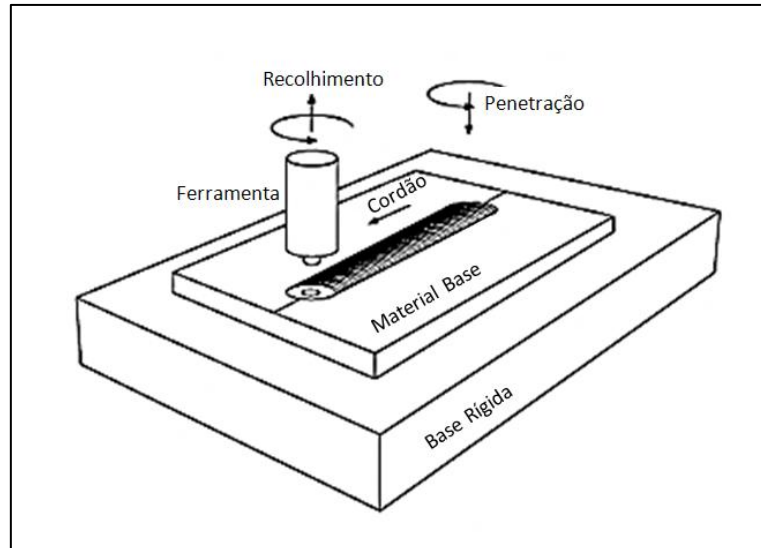


Fonte: Adaptado de Capelari e Mazzaferro (2009, p. 217).

- Enquanto a ferramenta mantém sua rotação, ela ou as chapas deslocam-se transversalmente no sentido preestabelecido para a junta; assim, uma força axial e uma força horizontal agem durante o processo;

- Depois de finalizado o cordão de solda desejado, a ferramenta é recolhida mantendo a rotação e deixando um furo no final. Na Figura 2 há uma ilustração do processo.

Figura 2 – Fases do processo FSW



Fonte: Adaptado de Lohwazzer e Chen (2010, p. 279).

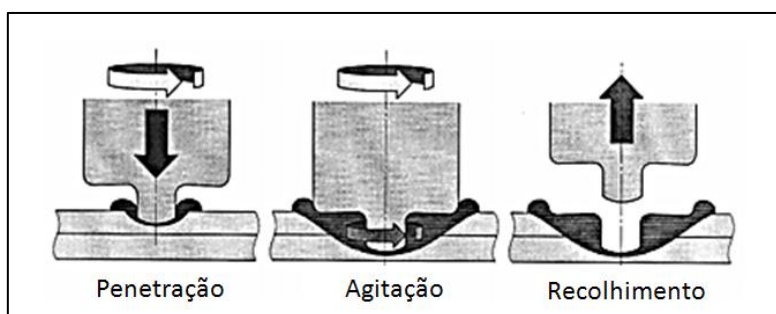
5.2. Solda FSSW

Após o desenvolvimento do FSW, diversos estudos foram e continuam a ser realizados para aprofundar o conhecimento sobre esta tecnologia. Em consequência, veio o surgimento de variantes do processo, principalmente voltadas à união por ponto de solda em chapas metálicas na forma de juntas sobrepostas. Dentre esses trabalhos, destaca-se o da Mazda que, em 2003, propôs uma variante do processo FSW, a qual denominou de *Pure Spot FSW*, também conhecido por *Friction Stir Spot Welding (FSSW)*, e a utilizou na confecção do painel da porta traseira do Mazda RX-8. (IWASHITA, 2003)

O processo utilizado pela Mazda baseia-se numa ferramenta rotativa, composta por pino e ombro, a qual é puncionada na peça durante um determinado tempo e em seguida retraída (MAZDA, 2003). De acordo com a Mazda o uso da soldagem por fricção reduziu em 99% o consumo de energia elétrica em relação aos outros processos convencionais.

A Figura 3 mostra as fases que compõem a solda ponto por fricção (FSSW).

Figura 3 – Fases do processo FSSW.



Fonte: Adaptado de Feng et al.(2005, p. 2).

Nesta variante proposta pela Mazda não é realizado o deslocamento transversal da peça/chapa ou da ferramenta, havendo apenas um movimento rotativo por parte da ferramenta e um movimento vertical (da ferramenta ou das chapas) até que ocorra a penetração do pino e parte do ombro na chapa superior. (MISHRA; MAHONEY, 2007)

A utilização de ligas de alumínio vem crescendo na indústria de transporte por ser um material de baixa densidade e com ótimas propriedades mecânicas, pois torna os veículos mais leves, portanto mais econômicos. Os processos mais utilizados para fazer a união dessas ligas de maneira sobreposta são a solda *Resistance Spot Welding* (RSW) e o processo de rebiteagem. (MISHRA; MAHONEY, 2007; LOHWAZZER; CHEN, 2010). Onde o processo RSW tem como desvantagem a necessidade de limpeza da ponta do eletrodo e o alto consumo de energia, enquanto o processo de rebiteagem aumenta o custo de fabricação pelo excesso de consumíveis e também peso final do produto.

Para Hunt, Badarinarayan e Okamoto (2006), uma das alternativas para unir chapas de alumínio nos painéis dos carros de maneira eficiente e que não agregue peso ao conjunto é utilizar o processo FSSW. Mas para garantir a qualidade e ganhar a confiabilidade frente aos processos já consolidados no mercado, é importante conhecer os parâmetros que influenciam na eficiência da junta. Os principais parâmetros de controle na solda ponto por fricção, segundo Lohwazzer e Chen (2010), são:

- Rotação da ferramenta;
- Velocidade de deslocamento;
- Força axial ao eixo da ferramenta.

Ainda, segundo Lohwazzer e Chen (2010), outros parâmetros que também podem ser variados e também exercem influência sobre o resultado final da solda são:

- Profundidade de penetração da ferramenta;

- Velocidade de penetração;
- Tempo de penetração;
- Tempo de permanência em penetração (*dwell time*);
- Velocidade de recolhimento da ferramenta.

Cada uma dessas variáveis influencia de alguma maneira na qualidade da solda. A seguir são apresentadas as principais variáveis sobre a solda por fricção (FSW) e a solda ponto por fricção (FSSW) e sua respectiva influência. (MISHRA; MAHONEY, 2007; MISHRA; MA, 2005)

- Rotação da ferramenta (rpm): Está relacionada com o aquecimento do material, conforme a velocidade de rotação da ferramenta tem-se um gradiente de temperatura. É importante salientar, que a rotação não pode ser muito elevada, pois poderá ocorrer o escorregamento da ferramenta sobre o material a ser soldado e não fará a mistura do mesmo;
- Penetração da ferramenta (mm): Afeta a pressão que é exercida sobre o material. Se profundidade elevada tem-se excesso de rebarba e quando profundidade rasa, a junta poderá ser ineficiente. Portanto, a penetração da ferramenta é um parâmetro delicado, pois influencia diretamente na eficiência da junta, principalmente nas juntas sobrepostas;
- Força axial (N): A força axial tem grande importância sobre o processo, pois contribuirá para a geração de calor e formação de defeitos. Um controle deve ser realizado sobre esta força, esse conceito deve ser utilizado quando não se tem a penetração da ferramenta constante;
- Geometria da ferramenta: a ferramenta é geralmente de forma cilíndrica, constituída de um ombro e de um pino, onde alguns exemplos foram mostrados na Figura 1. O pino irá penetrar na junta e o ombro apenas irá encostar na superfície, assim agitando o material que está em contato. Como a ferramenta trabalha em contato com o material, ela será responsável pelo seu aquecimento, fluxo e escoamento. A geometria e o material da ferramenta devem ser cuidadosamente selecionados para suprir as necessidades que o material das peças exige.

Conforme Mishra e Mahoney (2007), além desses parâmetros citados anteriormente, este processo também depende de fatores externos como as ligas que serão soldadas, a espessura das chapas, as condições estruturais e funcionais da máquina a qual se dá o

processo de soldagem e tolerâncias. De acordo com os referidos autores para que um processo seja competitivo e atrativo para as indústrias, dois fatores são fundamentais:

- Resistência da união;
- Qualidade visual.

Uma vez que a união da junta seja de qualidade, as vantagens de utilizar o FSSW para união de materiais são:

- A união ocorre sem que se atinja a temperatura de fusão do(s) material(is);
- Empenamentos e distorções pequenas;
- União de ligas com diferentes pontos de fusão, exemplo: alumínio e cobre;
- Sem adição de material (menos peso), sem proteção gasosa, sem geração de respingos, fumaça, resíduos;
- Alta eficiência energética;
- Pode ser facilmente automatizável;
- Não polui o meio ambiente.

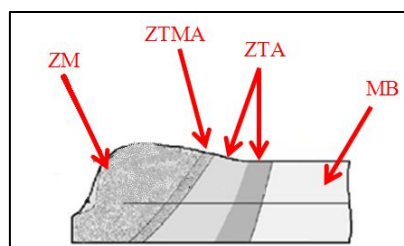
A seguir são citadas algumas desvantagens da solda por fricção.

- Máquina precisa ser robusta para suportar os esforços que são impostos pelo processo;
- Dificuldade de soldagem de materiais com alta tensão de escoamento;
- Presença de um furo no final do processo.

Microestrutura:

Na soldagem FSSW são observadas três zonas na interface da união, como mostrado esquematicamente na Figura 4. Essas zonas se traduzem em discontinuidades na microestrutura do material, sendo que cada zona possui características próprias que serão vista a seguir.

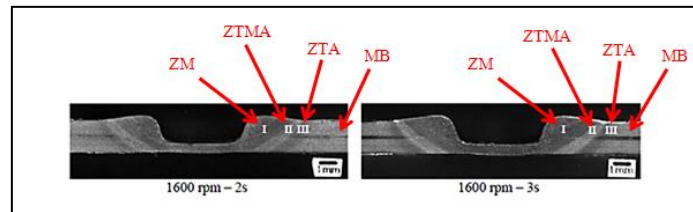
Figura 4 – Zonas de uma solda FSSW em aço TRIP 800



Fonte: Adaptado de Mazzaferro (2008, p. 37).

A Figura 5 mostra macrografias da seção transversal de duas soldas FSSW produzidas com tempos de soldagem diferentes na obtenção de juntas sobrepostas. O material é um aço TRIP 800, nas quais são visíveis as delimitações das diferentes zonas.

Figura 5 – Macrografia de uma seção transversal de uma solda ponto FSSW



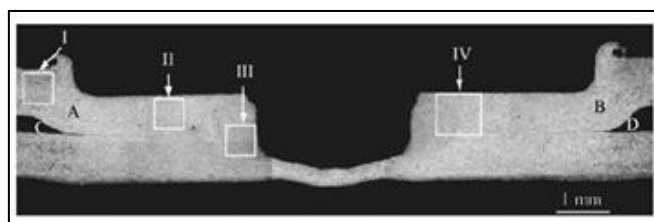
Fonte: Adaptado de Mazzaferro (2008, p. 33).

Distinguem-se três zonas na solda: a zona de mistura (ZM), a zona termo-mecanicamente afetada (ZTMA) e a zona termicamente afetada (ZTA). Essas mesmas zonas são observadas em soldas FSSW de ligas de alumínio (ROSENDON et al., 2011).

- Zona de mistura é caracterizada pela intensa deformação plástica e alta temperatura, levando à recristalização do material e a mistura entre as chapas;
- Zona termo-mecanicamente afetada é caracterizada por menor plastificação do material e temperatura pouco inferior à da zona de mistura. Diferencia-se da ZM pela não ocorrência de recristalização;
- Zona termicamente afetada, os grãos não foram deformados plasticamente, mas a microestrutura sofreu alterações devido ao ciclo térmico nessa região;
- Material Base (MB) é o material não deformado e não afetado pelo calor em termos de microestrutura.

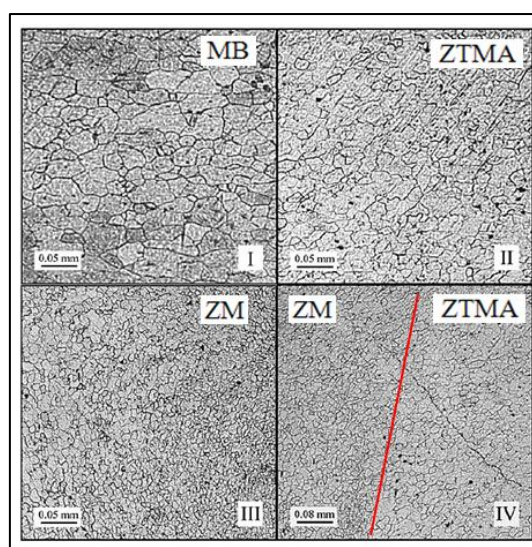
A Figura 6 mostra um ponto de solda em uma liga de alumínio AA6111-T4, onde foram caracterizadas as zonas do ponto de solda em que I é a MB, II é ZTMA, III é ZM e IV é zona de interface entre ZM e ZTMA. A Figura 7 apresenta detalhes da microestrutura gerada após a união utilizando o processo FSSW.

Figura 6 – Micrografia da secção transversal de uma solda ponto por fricção



Fonte: Mishra e Mahoney (2007, p. 245).

Figura 7 – Detalhes da microestrutura nas diferentes zonas da solda

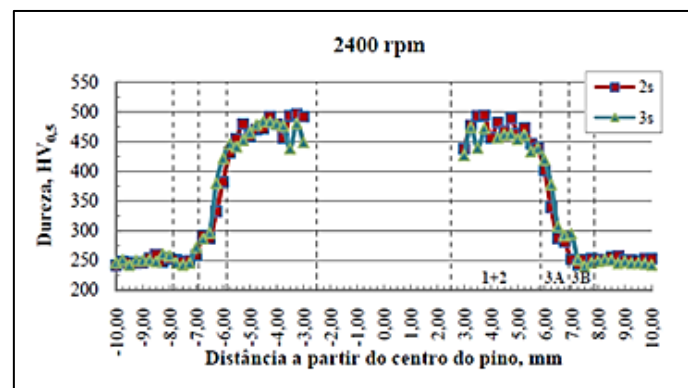


Fonte: Adaptado de Mishra e Mahoney (2007, p. 245).

Analisando a Figura 7 pode-se observar a microestrutura do material base (alumínio AA6111-T4), onde se observa grãos grosseiros; grãos mais finos caracterizando a Zona ZTMA; na Zona ZM grãos equiaxiais finos formados devido a agitação e recristalização; interface entre a ZTMA e a ZM, podendo observar a diferença entre os grãos das regiões.

Como mostrado na Figura 7, há uma mudança na microestrutura do material, o que consequentemente resulta na alteração das suas propriedades mecânicas (ROSENDO et al., 2011). A Figura 8, mostra o perfil de microdureza medido na seção transversal de uma solda FSSW em um Aço TRIP 800, realizada com uma rotação de 2400 rpm, onde verifica-se que a dureza foi consideravelmente modificada pelo processo. (MAZZAFERRO, 2008)

Figura 8 – Microdureza aço TRIP 800, 1+2 = ZM + ZTMA, 3A e 3B ZTA

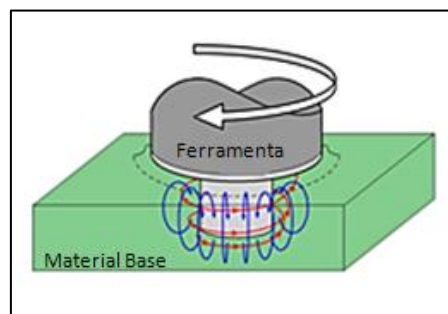


Fonte: Mazzaferro (2008, p. 50).

Observa-se, na zona de mistura (ZM) e na zona termomecanicamente afetada (ZTMA) um aumento elevado na dureza em relação ao do material base. Também existe um aumento, embora menor que as zonas ZM e ZTMA, da dureza na zona termicamente afetada (ZTA).

Com o movimento da ferramenta e o aquecimento gerado pelo atrito, são produzidos dois fluxos de material em torno do pino e do ombro. Pode-se observar na Figura 9, em que um fluxo é adjacente ao pino (linhas azuis), o outro fluxo em espiral (linhas vermelhas).

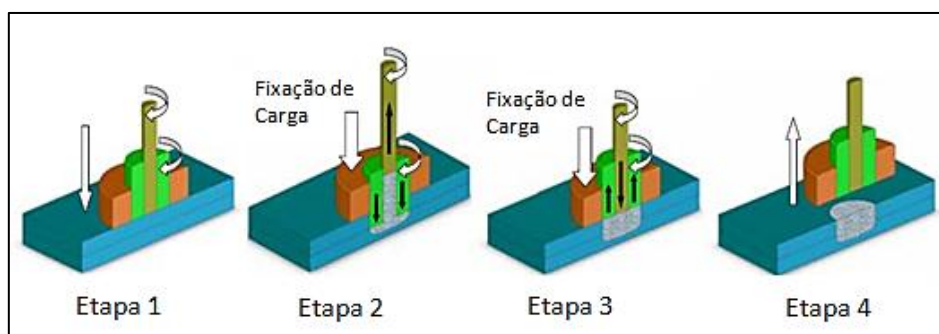
Figura 9 – Linhas de fluxo de material no em torno da ferramenta



Fonte: Adaptado de Rosendo et al.(2007).

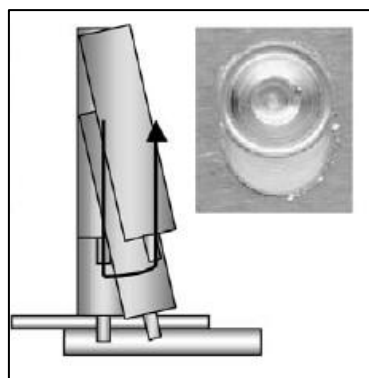
Variantes do processo FSSW:

Com estudos voltados para melhorar ainda mais o processo FSSW e a fim de eliminar o furo no ponto de solda o Centro de Pesquisa HZG, na Alemanha, inventou um processo que elimina o furo e o chamou de *Refill FSSW* ou *Friction Spot Welding* (Figura 10). (SHILLING; SANTOS, 2002).

Figura 10 – Processo *Refill FSSW*

Fonte: Adaptado de Rosendo et al.(2007).

Segundo Okamoto, Hunt e Hirano (2005), a HITACHI desenvolveu o *Swing FSSW*, que ao invés de apenas a ferramenta penetrar e sair no mesmo eixo, a ferramenta penetra e sofre uma angulação em relação ao seu eixo inicial, Figura 11, portanto gera um ponto de solda oval e esse ponto tem uma área de contato maior que o *Refill FSSW* e o *Pure Spot FSW*.

Figura 11 – Processo *Swing FSW*

Fonte: Adaptado de Mishra e Mahoney (2007, p. 242).

5.3. Máquinas de solda por fricção

Uma vez que este é um trabalho que envolve o projeto de uma máquina, é importante fazer uma pesquisa de mercado para conhecer as atuais tecnologias que vem sendo utilizadas e também saber o que está dando certo nos projetos já consolidados.

Segundo Mishra e Mahoney (2007), algumas empresas são líderes no fornecimento desses modelos de máquinas. São elas: ESAB, AB (Suécia), General Tool (Cincinnati, OH), MTS (Minneapolis, MN), Novatech (Seattle, WA), TTI (Elkhart, IN), and Hitachi (Japão). O custo varia conforme o número de eixos e funções que a máquina possui.

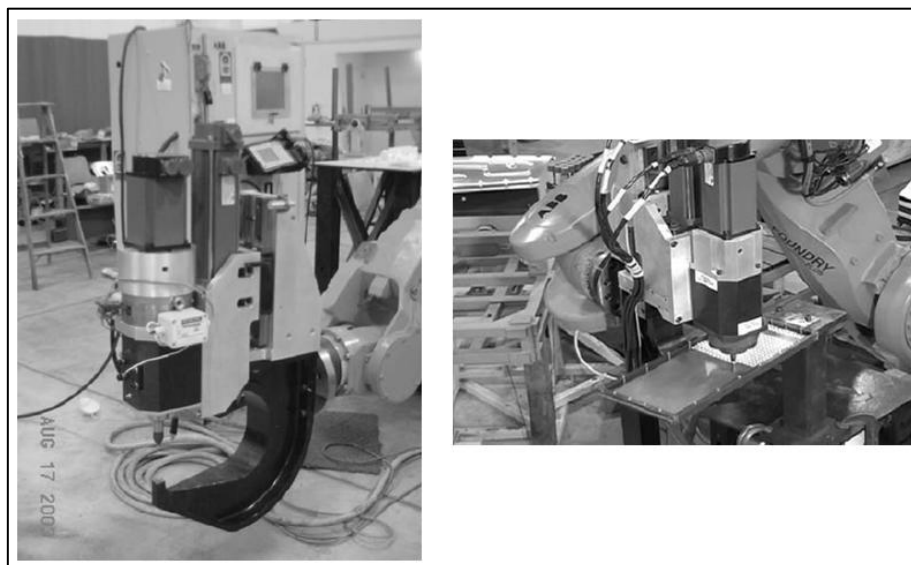
A seguir são apresentados alguns modelos que se destacam no mercado. Na Figura 12 é mostrada parte de duas máquinas de solda FSSW produzida pela Friction Stir Link, umas das grandes fabricantes desses equipamentos. Ela também é especializada em soldas por fricção utilizando robôs, e destaca-se por produzir cabeçotes capazes de serem acoplados a robôs, Figura 13.

Figura 12 – Máquina de solda ponto por fricção, desenvolvida pela Friction Stir Link



Fonte: Adaptado de Mishra e Mahoney (2007, p. 228 e 229).

Figura 13 – Dois modelos de máquinas FSSW acopladas a robôs, desenvolvida pela Friction Stir Link



Fonte: Adaptado de Mishra e Mahoney (2007, p. 229).

Esses equipamentos mostrados nas Figura 12 e Figura 13 utilizam servo motor para dar movimento à ferramenta e o controle é obtido a partir do DRIVE do servo motor. Na Figura 13, esses dois modelos podem ser acoplados nos mesmos robôs utilizados para fazer a solda RSW, o que evidencia a versatilidade do processo FSSW. (MISHRA; MAHONEY, 2007)

As máquinas de solda FSW geralmente são mais robustas e uma vez que são capazes de realizar soldas FSW também realizam soldas FSSW. Na Figura 14, observa-se um máquina de solda por fricção fabricada pela ESAB, na qual possui quatro eixos de movimentação, desenvolvida para soldar materiais não ferrosos e para baixa produção.

Figura 14 – ESAB modelo LEGIO 4UT



Fonte: ESAB (2014).

O que diferencia os modelos são os números de eixos em que a máquina é capaz de soldar, a capacidade de resistência aos esforços, capacidade de produção e as velocidades de deslocamento. Na Figura 15, é mostrada a imagem de uma das máquinas de solda FSW da HITACHI, com três eixos de deslocamento.

Figura 15 – HITACHI modelo Stir Spin



Fonte: HITACHI (2014).

5.4. Projeto

Como o presente trabalho tem como principal objetivo projetar uma máquina capaz de realizar soldas FSSW, construída no campus e que tenha qualidade, uma revisão bibliográfica sobre projeto é pertinente. Para Juvinal e Marshek (2008), o projeto de engenharia mecânica trata dos conceitos, do projeto, do desenvolvimento, do refinamento e das aplicações de máquinas e dispositivos mecânicos de todos os tipos. Assim, o projeto envolve muitos conceitos estudados ao longo da graduação em engenharia mecânica.

Para um projeto ser competitivo, segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), o projeto deve atender os seguintes requisitos:

- Ser funcional: o produto deve atender as necessidades e expectativas do consumidor;
- Seguro: não poderá oferecer perigo a quem esteja utilizando-o, e em casos que não se pode evitar, que sinalize ou utilize anteparos para restringir acesso a locais menos seguros;
- Confiável: desempenhar sua função satisfatoriamente e mantê-la mesmo depois de uma dada “idade”;
- Competitivo: ser um forte competidor dentro do seu mercado;

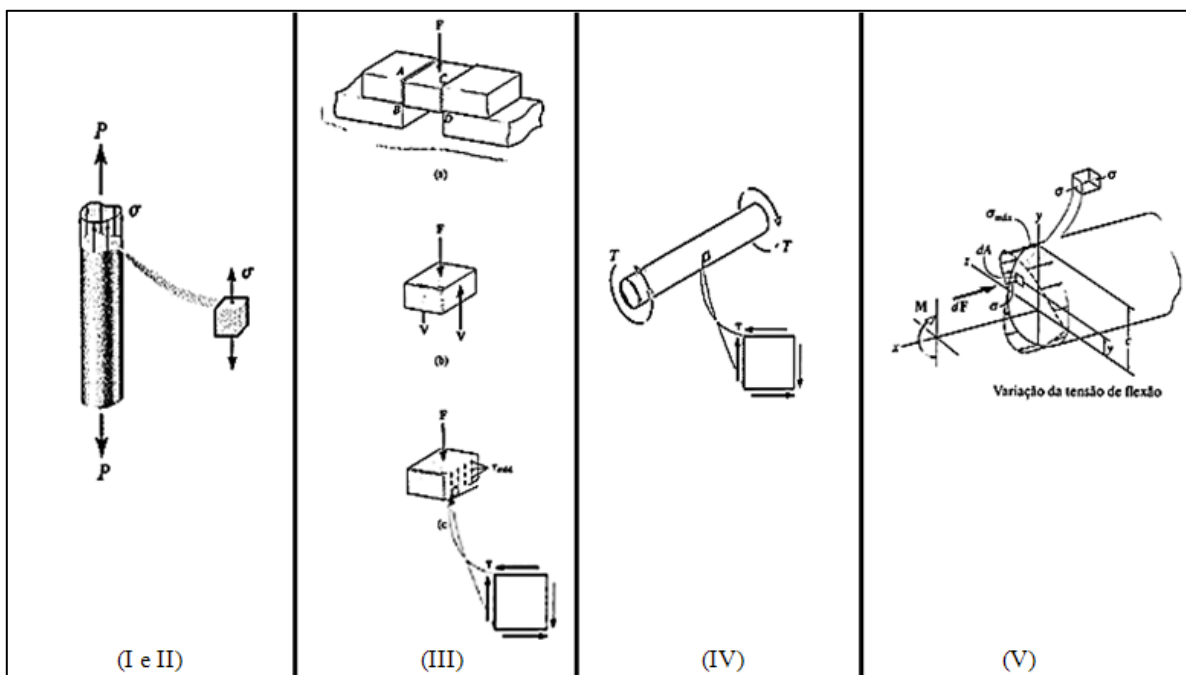
- Utilizável: ser ergonômico, acomodando-se a especificações como tamanho, resistência, postura, alcance, força, potência e controles humanos;
- Manufaturável: sempre ter o menor número de componentes possível, visando a possibilidade de produção em massa, com dimensões, distorções e resistência sob controle;
- E mercável (comercializável): ser comprado, e a assistência técnica deve ser ofertada.

Para Back (2008) e Pahl et al.(2005), os atributos típicos de um produto industrial, no caso a máquina de solda FSSW se tornando um produto comerciável, são ligeiramente parecidos com os que Shigley, Mischke e Budynas (2005) citam, com alguns requisitos mais desmembrados onde cada autor dá ênfase em uma dada área.

5.4.1. Análise de tensões

A tensão é definida como uma força distribuída em uma área. Surge como consequência à aplicação de esforços sobre um componente. Basicamente existem cinco tipos de esforços (I – Tração, II – Compressão, III – Cisalhamento, IV – Torção e V – Momento Fletor) que podem atuar em um componente mecânico ou estrutura, os quais estão esquematizados na Figura 16.

Figura 16 – Tipos de sollicitações que podem atuar sobre um elemento mecânico



Fonte: Adaptado de Hibbeler (2004).

As tensões que surgem no interior do componente em decorrência das solicitações podem, por sua vez, ser de dois tipos: normais ou cisalhantes. As tensões normais são representadas por σ e as tensões cisalhantes são representadas por τ . Matematicamente, as tensões decorrentes dos cinco tipos de solicitações mostrados na Figura 16, são dadas por:

$$\text{I e II} \quad - \quad \sigma = \frac{F}{A} \quad \dots(1)$$

$$\text{III} \quad - \quad \tau = \frac{F}{A} \quad \dots(2)$$

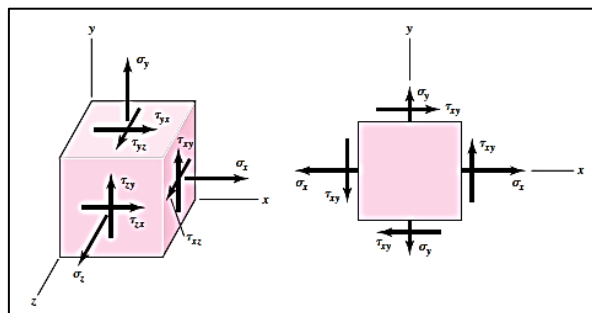
$$\text{IV} \quad - \quad \tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad \dots(3)$$

$$\text{V} \quad - \quad \sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad \dots(4)$$

Estruturalmente, determinam-se as dimensões de um componente mecânico de modo que as tensões mantenham-se dentro de limites suportáveis pelo material. Normalmente na prática os corpos são solicitados por esforços combinados em arranjos complexos de distribuição, de tal modo que as equações da tensão mostradas acima são insuficientes para o correto dimensionamento da estrutura. Nestas situações é preciso conhecer o estado de tensões presente num componente.

Considerando um ponto qualquer num corpo sujeito a esforços combinados, podemos representar as tensões que atuam de uma forma usualmente conhecida como estado de tensões. Na Figura 17, estão mostrados duas formas de representação do estado de tensões num ponto de um componente.

Figura 17 – Cubo infinitesimal para representação tridimensional de tensões e estado plano de tensões

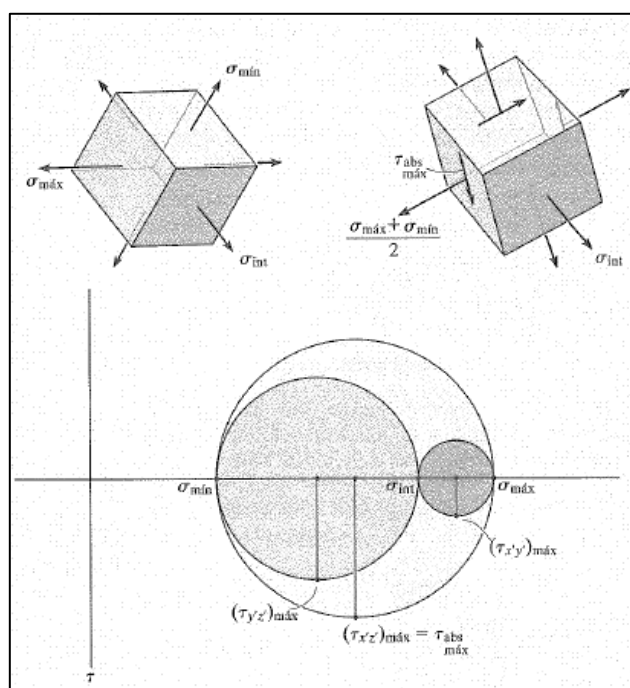


Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 80).

Os estados de tensões da Figura 17 são válidos para uma dada direção, de tal modo que se consideramos outras direções a magnitude das tensões terá outro valor. Existe sempre uma direção na qual o estado de tensões pode ser representado apenas por tensões normais (ou seja, as tensões cisalhantes são nulas), sendo esta direção denominada direção principal. O estado de tensões na direção principal é chamado de estado principal de tensões. No dimensionamento de componentes mecânicos é importante conhecer o estado principal de tensões, o qual pode ser obtido analiticamente ou graficamente, por meio de uma ferramenta denominada Círculo de Mohr.

O Círculo de Mohr é uma ferramenta bastante útil, que permite a determinação das tensões principais de maneira gráfica, na Figura 18 é exemplificado o estado de tensão com seu respectivo Círculo de Mohr. Para determinar os valores de $\sigma_{máx}$ e $\sigma_{mín}$, utiliza-se as Equações 5 e 6 respectivamente.

Figura 18 – Círculo de Mohr para um estado triaxial tensão



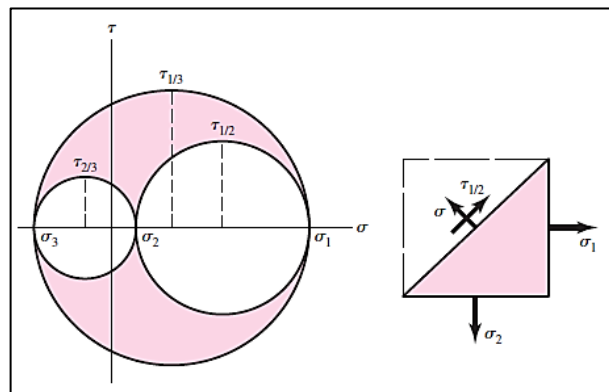
Fonte: Hibbeler (2004, p. 375).

$$\sigma_{máx} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \dots(5)$$

$$\sigma_{mín} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \dots(6)$$

Onde os valores de σ_x , σ_y e τ_{xy} são valores determinados através do elemento infinitesimal em um estado plano de tensões, como exibido anteriormente na Figura 17. É importante notar que para representar um estado de tensões no espaço (estado triaxial de tensões) são necessários três Círculos de Mohr sendo que cada um dos círculos traduz a variação das tensões entre duas direções ortogonais. A Figura 19 mostra a representação de um estado triaxial de tensões por meio do Círculo de Mohr.

Figura 19 – Círculo de Mohr para 3 dimensões



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 87).

A partir do conhecimento das tensões principais para um estado triaxial de tensões, é possível determinar um estado uniaxial equivalente. Com esse estado de tensão equivalente será possível determinar as dimensões que a estrutura precisará ter para suportar os esforços.

O estado de tensão equivalente é determinado por meio de critérios de resistência dos materiais, os quais se baseiam em premissas específicas quanto aos mecanismos que levam um dado material à falha mecânica. Para materiais dúcteis, os dois critérios mais utilizados são o de Tresca e o de von Mises.

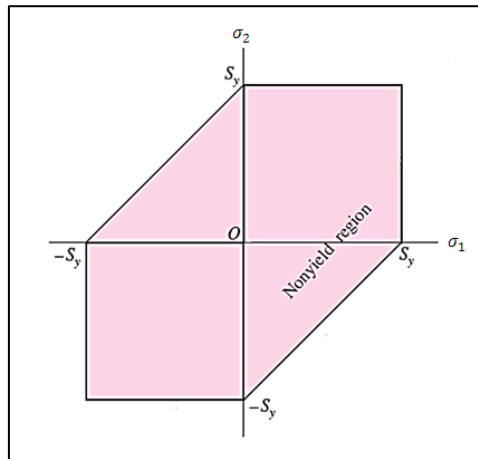
Critério de Tresca:

Para Tresca, o escoamento num componente mecânico (sujeito a um estado complexo de tensões) acontece quando a máxima tensão de cisalhamento nele se iguala à máxima tensão de cisalhamento em um corpo de prova (feito com o mesmo material) submetido a um ensaio uniaxial de tração. Segundo o critério de Tresca, a tensão equivalente (σ') num dado ponto de um componente é dada, matematicamente, pela Equação 7.

$$\sigma' = \sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}} \quad \dots(7)$$

Este critério pode ser representado graficamente, num plano constituído pelas tensões principais σ_1 e σ_2 , como mostra a Figura 20.

Figura 20 – Critério de Tresca



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 221).

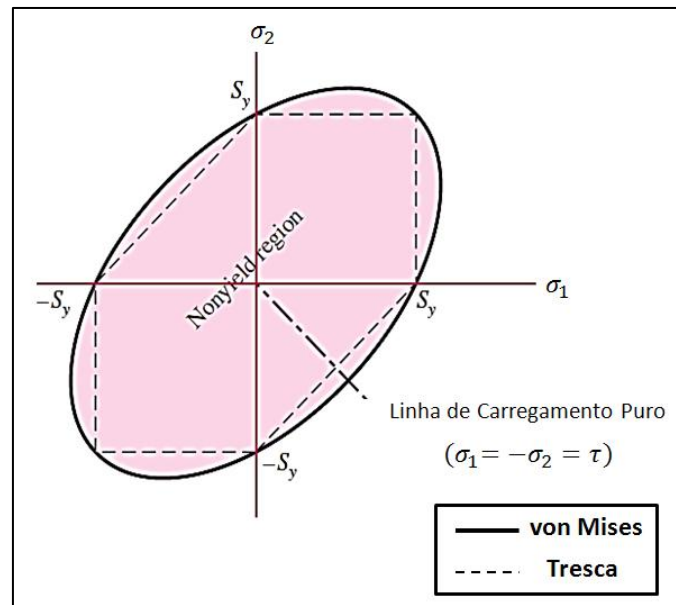
Critério de von Mises:

De acordo com von Mises, a falha (escoamento) em um componente mecânico submetido a um estado complexo de tensões ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume atinge ou excede a energia de distorção por unidade de volume do material. Este critério também é conhecido por critério da máxima energia de distorção. Matematicamente, a tensão equivalente (σ'), segundo o critério de von Mises, é dada pela Equação 8.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{mín}^2 + \sigma_{máx}^2 - (\sigma_{máx} \cdot \sigma_{mín})} \quad \dots(8)$$

Este critério pode ser representado graficamente, num plano constituído pelas tensões principais σ_1 e σ_2 , como mostra a Figura 21. A Figura 21 destaca as curvas de ambos os critérios (Tresca e von Mises) onde se vê que o critério de Tresca é mais conservador que o critério de von Mises. Esses dois critérios são válidos apenas para metais dúcteis sendo que observações experimentais mostram que alguns metais condizem melhor com o previsto por Tresca, enquanto outros com o previsto por von Mises.

Figura 21 – Critério de von Mises



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 223).

Independentemente do critério escolhido (conforme o material), o dimensionamento é realizado da mesma maneira, como mostra a Equação 9, onde n é o coeficiente de segurança e S_y é a tensão de escoamento do material.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \dots(9)$$

5.4.2. Elementos de máquinas

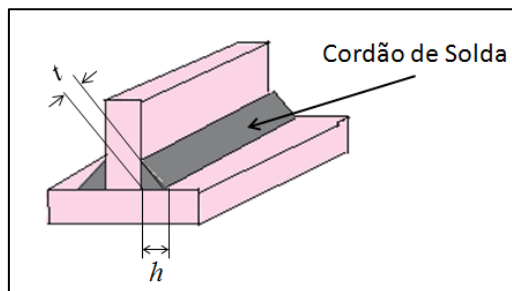
As máquinas são constituídas por elementos mecânicos diversos arranjados e conectados de tal forma que garanta a ela uma dada funcionalidade. Dentre os vários elementos utilizados na constituição de uma máquina temos: rolamentos, parafusos, cordões de solda, rebites, anéis de retenção, acoplamentos, etc. Esses componentes são denominados de elementos de máquinas e possuem técnicas específicas de seleção e/ou dimensionamento, essas técnicas utilizadas adequadamente resultarão num bom desempenho em serviço.

Cordões de solda

O cordão de solda é um elemento de máquina, que é produzido por meio de um processo mecânico ou metalúrgico com objetivo de unir duas ou mais peças para obtenção de uma união ou junta permanente. (JUVINALL; MARSHEK, 2008)

Segundo Juvinal e Marshek (2008) a tensão mais significativa num cordão de solda é a tensão cisalhante atuante na seção mais estreita, seção conhecida como a garganta da solda (t). Logo, o dimensionamento do cordão de solda deve ser realizado considerando que o rompimento do cordão ocorrerá na área da garganta. A Figura 22 apresenta um cordão de solda com as indicações das medidas.

Figura 22 – Ilustração de um cordão de solda indicando a nomenclatura

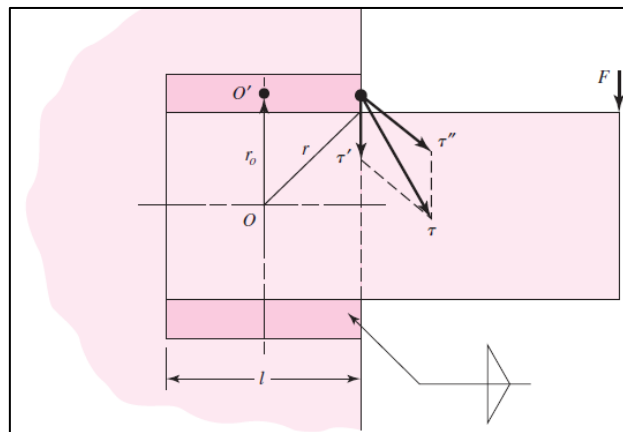


Para casos de solda convexa, mais comum na fabricação de elementos estruturais, a dimensão da garganta é determinada pela Equação 10, onde t é o comprimento da seção da garganta e h é a dimensão da solda. Especifica-se o cordão de solda pelo comprimento h .

$$t = 0,707 \cdot h \quad \dots(10)$$

Em um elemento mecânico geralmente as forças agem de maneira não exatamente paralela ou perpendicular ao cordão, e muitas vezes são inúmeras as forças atuantes. Quando dimensiona-se um cordão de solda é necessário encontrar a resultante das tensões. Na Figura 23 tem-se um exemplo de uma junta soldada onde está indicada a tensão resultante (τ) num dado ponto.

Figura 23 – Exemplo da tensão resultante em uma junta soldada



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 482).

No exemplo da Figura 23, se o dimensionamento do cordão de solda fosse dado por apenas uma das tensões (τ' ou τ'') possivelmente a falha do cordão de solda iria ocorrer, pois o cordão seria subdimensionado.

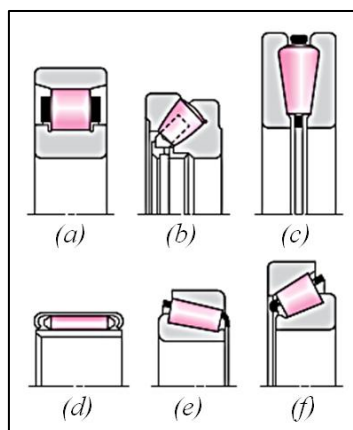
Rolamentos

Os rolamentos reduzem o atrito entre partes rotativas e seus apoios, minimizando perdas por atrito e garantindo mais eficiência ao sistema. Permitem trabalhar com altas rotações, em comparação aos mancais de deslizamento.

Atualmente os fabricantes de rolamentos disponibilizam guias para seleção de seus produtos. Embora existam normas que regulamentam os rolamentos, as características como velocidade, lubrificação, entre outros detalhes, variam conforme o fabricante. Para selecionar corretamente um rolamento é necessário conhecer os esforços que atuam sobre ele. Utilizando conceitos de transposição de força em relação a posição do(s) mancal(is), é possível encontrar rapidamente as forças que o rolamento deve ser capaz de suportar.

A faixa de rotação (rpm) que o rolamento irá trabalhar também é importante, devido ao aquecimento. Com os dados de esforços, rotações, dimensões gerais do eixo e do mancal, utilizando o manual do fabricante encontra-se o rolamento que atenderá as necessidades. A Figura 24 mostra algumas geometrias de rolamentos indicadas para diferentes tipos de esforços podendo ser eles: radial ao eixo, axial ao eixo e angular para esforços axiais e radiais.

Figura 24 – Tipos de rolamentos, *a* e *d* radial, *b*, *e* e *f* angular, *c* axial



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 572).

Parafusos

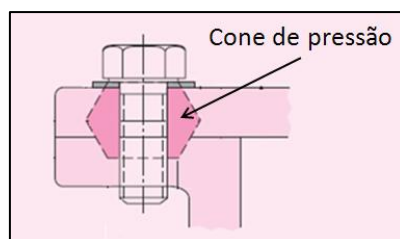
Os parafusos, de maneira semelhante aos cordões de solda, possibilitam a união de elementos mecânicos entre si. A principal vantagem na utilização de parafusos está na possibilidade de desmontagem futura da junta, quando necessária manutenção e/ou reparos. Componentes os quais devem ser unidos, mas existe a possibilidade, ainda que remota, de desmontagem, devem ser unidos por meio de parafusos ou rebites. Os parafusos são de desmontagem mais fácil que rebites embora a especificação e montagem seja mais complexa.

O dimensionamento de uma união parafusada consiste em especificar:

- Tipos de parafusos;
- Quantidades de parafusos;
- Torque de aperto (pré-tensão).

O fundamento na especificação de uniões parafusadas baseia-se na distribuição de tensão (compressão) nas chapas a serem unidas. O tipo de união parafusada mais utilizada em máquinas é a com pré-tensão (torque de aperto). Devido ao torque de aperto sobre o parafuso um cone de pressão é gerado na região de aperto, como mostrado na Figura 25.

Figura 25 – Cone de pressão devido o aperto



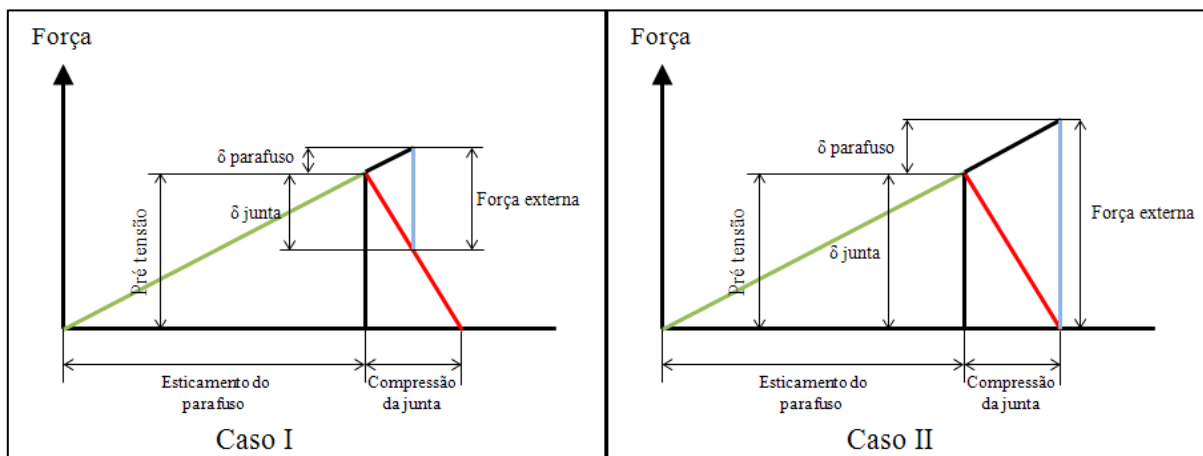
Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011, p. 448).

O cone de pressão, o qual depende das características dos materiais e geometria das chapas, caracteriza a compressão da junta. Supondo que uma junta parafusada durante a montagem recebeu a pré-tensão, o parafuso tracionou (esticou) e as chapas comprimiram, gerando o cone de pressão.

Um diagrama de rigidez ilustra graficamente estabelece o comportamento da junta parafusada, como mostra a Figura 26, onde a linha vermelha indica a deformação de compressão da junta e a linha verde o esticamento do parafuso. Quando existe uma força externa como indicada no Caso I, pode-se observar que a junta (chapas) está comprimida, ou seja, as tensões estão sendo distribuídas entre o parafuso e as chapas. No Caso II, a força externa separa a união (compressão entre as chapas é zero, não existe cone de pressão), então a tensão estará somente sobre o parafuso.

Quando é feito o pré-aperto do parafuso, a força necessária para fazer com que a união falhe é muito maior, é como se o parafuso fizesse parte da estrutura. Assim a força externa aplicada é compartilhada pelo parafuso e pelas chapas, ou seja, ela não recai integralmente sobre o parafuso.

Figura 26 – Diagrama de rigidez de uma união parafusada



Fonte: Adaptado de Bickford (1995, p. 438).

Após este conceito de união parafusada, observa-se a importância do torque de aperto em uniões parafusadas e a vantagem de utilizar a pré-tensão. Onde esse tipo de união possivelmente fará parte da máquina a fim de melhorar e permitir o transporte, manuseio e manutenção.

6. METODOLOGIA

Como este trabalho envolve o projeto e a fabricação de uma máquina, a metodologia envolveu inicialmente uma revisão bibliográfica sobre o processo, alguns modelos de máquinas de solda FSW e FSSW, uma breve abordagem sobre projeto de máquinas, análise de tensões e elementos de máquinas.

Em seguida, definiu-se o que deveria ser priorizado a partir das características dos processos, e três sistemas principais serão projetados:

- Sistema de rotação da ferramenta;
- Sistema de movimentação das peças;
- Estrutura para resistir aos esforços.

Esses sistemas serão a base para os dimensionamentos seguintes. A seguir, a metodologia adotada está apresentada na forma de tópicos, onde se incluem os subtópicos que serão trabalhados em cada etapa.

1. Concepção

- Determinação dos esforços envolvidos no processo
- Determinação dos parâmetros necessários para controle da máquina
- Determinação dos materiais que serão soldados com a máquina
- Determinação das medias dos corpos de prova que serão soldados na máquina
- Determinação das faixas de trabalho para os parâmetros de controle da máquina
- Determinação do tipo e forma geral da máquina

2. Seleção do motor

3. Dimensionamento da estrutura

- Cálculos dos esforços e tensões, construção de diagramas
- Simulação em elementos finitos
- Determinação das dimensões

4. Dimensionamento e/ou seleção dos elementos de máquinas

- Dimensionamento de eixo

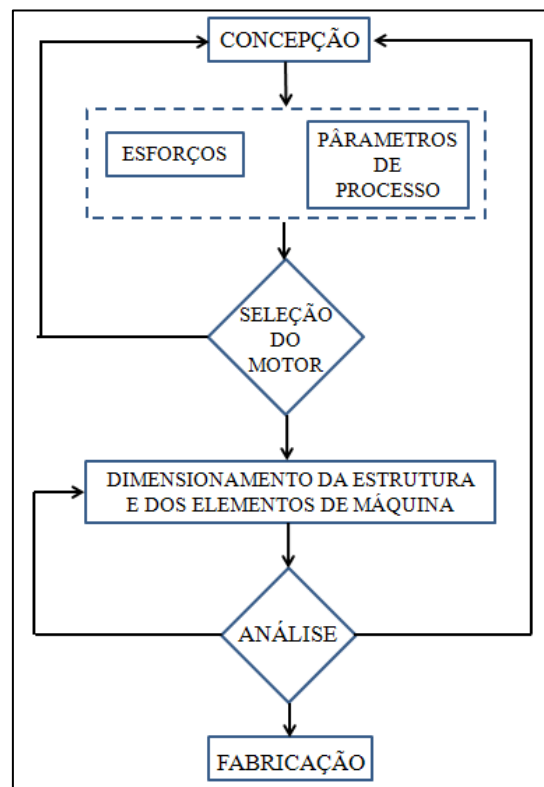
- Seleção de rolamentos
- Especificação de cordões de solda
- Especificação de parafusos e torques de aperto

5. Fabricação

- Compra
- Fabricação
- Montagem
- Teste

Um fluxograma para esclarecer a sistemática adotada para o projeto e dimensionamento da máquina foi criado e pode ser observado na Figura 27.

Figura 27 – Etapas a serem desenvolvidas do projeto

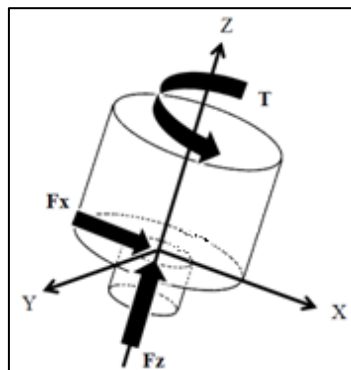


- **Concepção**

Para dimensionar os componentes da máquina, se faz necessário conhecer os esforços impostos pelo processo de soldagem. A partir de pesquisas bibliográficas é possível conhecer os esforços e assim dimensionar a estrutura. Assim, dados coerentes das forças envolvidas no processo de solda ponto por fricção (FSSW) e também solda por fricção (FSW) devem ser encontrados. São quatro as forças a serem conhecidas, e estão mostradas na Figura 28.

- Força axial (F_z);
- Força radial a ferramenta direção no eixo x (F_x);
- Torque (T).

Figura 28 – Indicações das forças de serviço sobre a ferramenta



Uma vez determinados esses esforços, analisam-se os parâmetros necessários para o controle do processo. Esses parâmetros são de rotação da ferramenta, tamanho da ferramenta, velocidade de penetração e tempo de duração da solda.

Como critério para os projetos, citados por Shigley, Mischke e Budynas (2005), pensar na melhor concepção em termos de resistência, facilidade de fabricação, disponibilidade de materiais, custos, dentre outros é uma etapa a ser cumprida. Assim, determina-se o tipo e a forma geral da estrutura visando satisfazer as necessidades do processo de soldagem por fricção. Ademais especificar materiais de fácil acesso e que sejam capazes de serem moldados e trabalhados conforme a geometria da estrutura, é um ponto fundamental do projeto.

Para determinar o tamanho da estrutura é necessário estabelecer como serão as chapas (espessura e comprimento) a serem soldadas. Por ser uma máquina de incentivo a pesquisa

deverá satisfazer as necessidades em termos de tamanho dos corpos de prova conforme os ensaios destrutivos e não destrutivos que serão usados para avaliar a qualidade da solda.

As faixas de trabalho para os parâmetros de controle da máquina serão amplas, a fim de não permitir restrições aos estudos de novas possibilidades no processo.

- **Seleção do motor**

Selecionar o motor foi uma etapa decisiva, por ser um elemento fundamental, uma vez que será responsável pelo movimento à ferramenta e gerar o atrito que aquecerá o material. As características do motor influenciarão diretamente no dimensionamento da estrutura. Assim, conhecer as características tais como: dimensões, regime de funcionamento, peso, entre outros aspectos, é fundamental para um correto dimensionamento. É importante destacar que um dos objetivos do trabalho é que o tamanho e peso da máquina não sejam muito elevados, para possibilitar soldagem em campo.

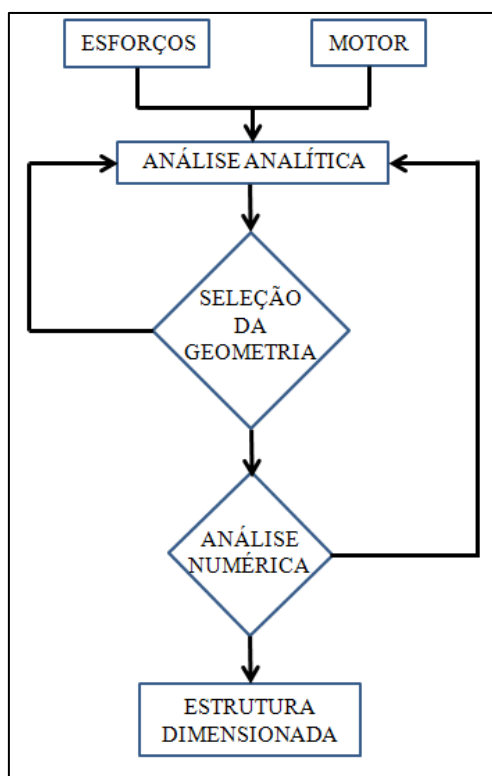
Atualmente existe uma infinidade de motores que atendem às necessidades da máquina, com diferentes características de funcionamento, tamanho e preço. A partir da concepção da máquina será possível selecionar o motor e as necessidades que ele deve suprir.

- **Dimensionamento da estrutura**

No dimensionamento da estrutura as tensões e deformações devem estar dentro do admissível pelo material da estrutura. As deformações se forem elevadas podem afetar a qualidade do processo de soldagem (FSSW e FSW). O dimensionamento busca atender a necessidade de resistência mecânica e rigidez, como também o baixo peso. É importante destacar, que a rigidez é uma característica a ser controlada, uma vez que a vibração pode comprometer a qualidade e a repetitividade da solda.

O fluxograma da Figura 29 mostra a metodologia a ser empregada para dimensionar a estrutura. No momento que se conheça os valores dos esforços e as características do motor, inicia-se a análise analítica encontrando assim uma possível geometria. Com essa geometria selecionada analiticamente faz-se uma análise numérica e se os resultados estiverem dentro do aceitável pelo material e pelo processo, tem-se a estrutura dimensionada.

Figura 29 – Fluxograma para dimensionamento da estrutura



- **Dimensionamento e/ou seleção dos elementos de máquina**

O dimensionamento e a seleção dos elementos de máquina irão obedecer às metodologias recomendadas para cada tipo de componente, buscando utilizar elementos de máquina existentes no mercado, com a função de facilitar a construção, montagem e manutenção.

Os rolamentos serão especificados conforme as normas do fabricante, selecionando componentes confiáveis e que satisfazem as exigências de projeto. Já os cordões de solda serão dimensionados analiticamente e especificados de maneira a suprir a necessidade de construção do perfil da estrutura, bem como unir as partes da máquina.

Os parafusos serão selecionados a partir de dimensionamento analítico, com base nos esforços impostos pelo processo, pensando na possibilidade de montar e desmontar os componentes para transporte e manutenção. O eixo de rotação será dimensionado para vida infinita a fadiga, por ser um elemento que irá sofrer esforços cíclicos. Por haver a necessidade de deslocamento da ferramenta ou das peças para a penetração, o método mais conveniente e simples é a utilização de fuso, logo os elementos de máquinas irão incluir o fuso.

- **Fabricação**

Com os dimensionamentos (especificações de materiais e geometria) e seleção dos elementos de máquinas prontos ou em fase final, inicia-se a fase de fabricação. A fabricação tem como etapas: compra do motor, compra dos materiais para fabricação da estrutura (chapas, tarugos) e dos elementos de máquinas (rolamentos, parafusos, porcas, anéis, etc.), fabricação dos componentes através de processos de fabricação, e ao final, a montagem dos conjuntos da máquina e montagem total.

7. DESENVOLVIMENTO

Nos tópicos a seguir são descritas informações de cada etapa do projeto da máquina de solda FSSW, destacando as decisões tomadas e o resultado do dimensionamento. Os cálculos e os desenhos podem ser vistos nos Apêndices de A até Z.

7.1. Concepção

A primeira parte deste projeto foi a concepção de uma máquina que fosse capaz de realizar soldas FSSW, conciliando baixo peso com resistência e rigidez. A revisão bibliográfica realizada no início foi focada no processo (parâmetros) e na determinação dos esforços em relação à ferramenta.

Muitos dos estudos sobre soldas FSSW e FSW são realizados em cima do monitoramento dos esforços durante a soldagem. Com base no estudo de Longhurst et al. (2010) e Itharaju (2004), os valores foram definidos em:

- Força axial (F_z) = 20 kN;
- Força radial à ferramenta na direção no eixo x (F_x) = 3 kN;
- Torque (T) = 21 Nm.

Como a magnitude dos esforços está atrelada às características do material (exemplo, tensão de escoamento), é importante estabelecer qual a capacidade de solda da máquina em termos de material e ferramenta. Conforme Longhurst et al. (2010), utilizando a Equação 11, pode-se estimar o torque necessário pelo motor para movimentar a ferramenta e assim unir os materiais através da fricção.

$$T = \int_r^R 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S_y \cdot dr + 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot t \cdot S_y + \int_0^r 2 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot S_y \cdot dr \quad \dots(11)$$

Onde: r raio do pino, R raio do ombro, S_y tensão de escoamento do material a ser soldado e tp comprimento do pino.

Em que a primeira parte da equação (integral de r até R) permite encontrar o valor de torque referente ao ombro da ferramenta; a segunda parte determina o valor de torque para a lateral do pino; e na terceira (integral de 0 até r) o valor do torque na extremidade do pino é determinado.

A próxima etapa foi definir o tamanho dos corpos de prova. A capacidade de solda será de duas peças, cada uma com lados de 152,4 x 50,8 mm, em que apenas a espessura da chapa superior da junta está limitada em 3 mm. Com esses tamanhos tem-se a possibilidade de caracterizar as propriedades da união utilizando alguns ensaios, tais como: tração, fadiga, dureza, entre outros.

Tendo os corpos de prova definidos, a próxima etapa foi determinar os parâmetros que serão controlados. A máquina terá um sistema com capacidade de controlar a rotação da ferramenta e outro para realizar o avanço da peça até a ferramenta. Futuramente um sistema de deslocamento transversal será adicionado à máquina podendo assim realizar cordões de solda FSW.

O sistema para movimentação da ferramenta é um dos conjuntos essenciais da máquina, ele deve permitir faixas de trabalho as quais darão amplitude aos testes e assim a possibilidade de estudar o processo. Para esse projeto uma variação de rotação da ferramenta será de 0 até 3000 rpm e um torque de até 21 Nm, sendo o suficiente para unir uma ampla gama de materiais.

Já o avanço das peças de encontro à ferramenta será feito por um sistema de fuso, primeiramente com acionamento manual, sistema que não é muito eficiente. É prevista, depois dos testes da máquina e avanço nos estudos, a adaptação de um servo motor para realizar o movimento com precisão e um controle mais refinado, dando ao sistema a possibilidade de garantir a repetitividade das uniões. As peças a serem soldadas serão presas de uma maneira segura e eficiente. Uma das alternativas para prendê-las são parafusos com calços.

Todos esses sistemas serão conectados através de uma estrutura rígida, que terá uma forma geométrica que torne simples o dimensionamento e a fabricação, assim como o manuseio e o transporte. A estrutura principal, Figura 30, terá um formato em L. Na parte vertical será fixado o sistema de movimentação da ferramenta e na horizontal o sistema que “prende” e leva as peças até o encontro da ferramenta.

Com essa breve descrição sobre do projeto, cria-se um desmembramento da máquina, Figura 31. Nele são mostrados os quatros sistemas da máquina que serão fundamentais para realizar a união através do FSSW.

Figura 30 – Formato da estrutura principal, corpo principal

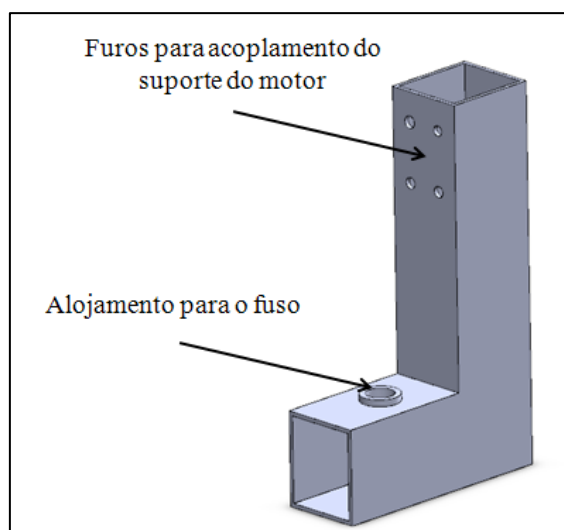
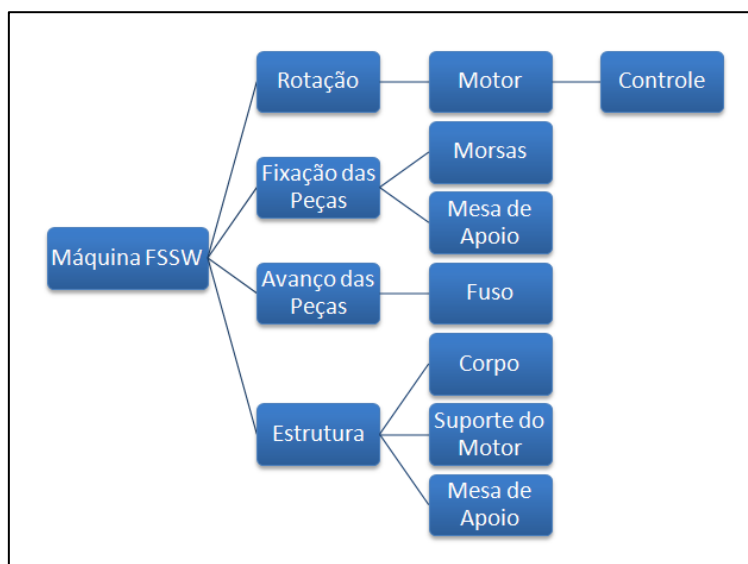
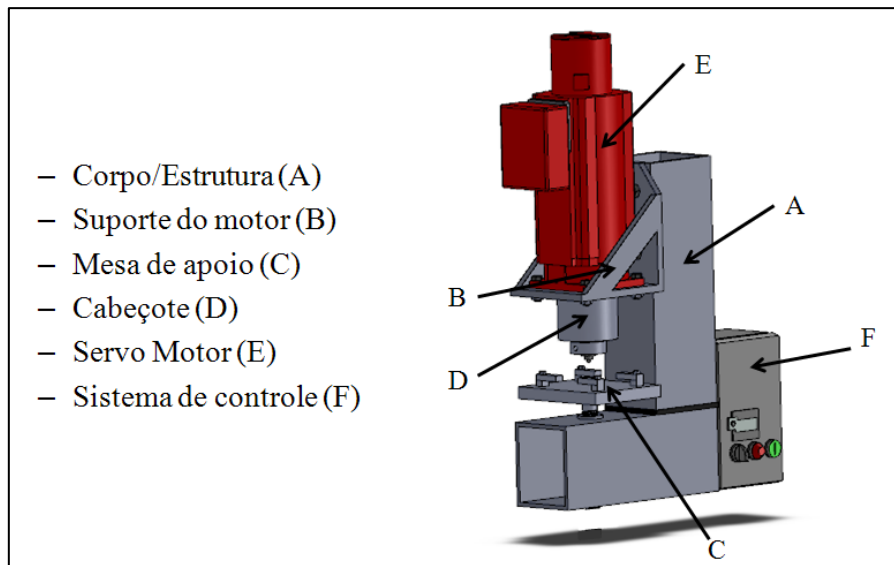


Figura 31 – Sistemas da máquina



A Figura 32, exibe a máquina concebida com seus respectivos componentes, assim auxiliando no entendimento das decisões. No Apêndice A, tem-se uma imagem ilustrativa da primeira concepção da máquina. Nos tópicos a seguir são descritas as decisões tomadas, os resultados dos dimensionamentos, entre outros detalhes do projeto.

Figura 32 – Principais componentes da máquina



7.2. Seleção do motor

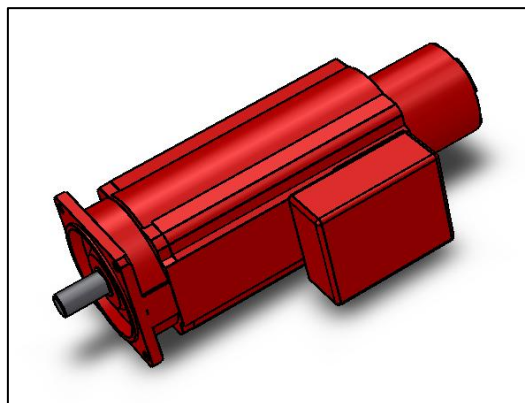
Neste projeto é importante selecionar um motor que seja capaz de atender as necessidades definidas, que são elas:

- Manter a rotação constante;
- Faixa ampla de variação de rotação;
- Ter alto torque;
- Ser confiável;
- Fácil programação e se possível fornecer dados de torque.

Com a pesquisa de mercado e comparação entre os modelos disponíveis, o motor que se encaixou melhor nas características de funcionamento e custo/benefício foi um servo motor da marca SEW modelo CFM90L/TF/RH1M. A seguir são destacadas algumas das características do motor e na Figura 33 tem-se uma imagem ilustrativa do mesmo.

- Pico de torque: 21 Nm;
- Variação de rotação: 0 a 3000 rpm ;
- Sistema de controle: controle e programação através do DRIVE;
- Diâmetro do eixo: 24 mm, com acoplamento por chaveta;
- Massa: 20 kg / Dimensões: 420x140x200 mm.

Figura 33 – Imagem do servo motor criada no SolidWorks



Segundo o fabricante do servo motor, o torque nominal se mantém praticamente constante com a variação da rotação. Esse é um dado importante, pois será uma das características principais da máquina e também eliminará uma série de componentes (engrenagens, correias).

7.3. Dimensionamento da estrutura

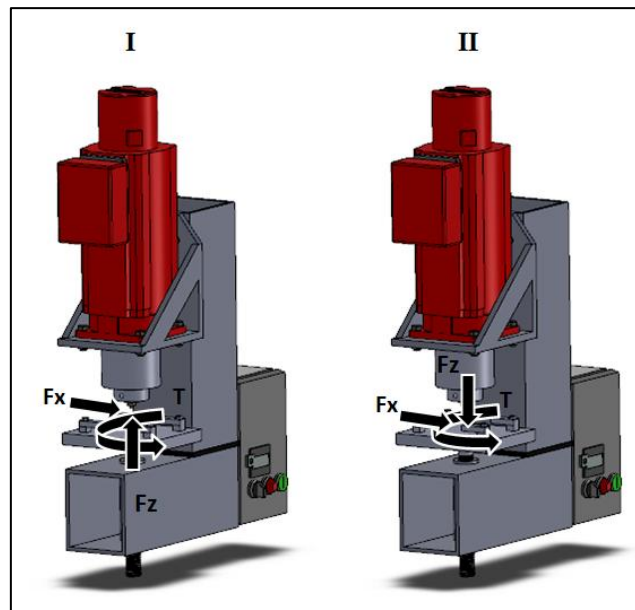
A partir da concepção e com os dados coletados, iniciou-se o dimensionamento da estrutura principal, também chamada de corpo (corpo principal), em que foi selecionado um perfil simples e de fácil aquisição. O primeiro estudo utilizou o método de análise de tensões aplicando as técnicas de resistência dos materiais para a determinação das tensões. Em seguida foi feita a utilização de elementos finitos para obter dados de tensões, deformação e frequência natural da estrutura.

A estrutura e os elementos de máquina foram dimensionados simultaneamente, assim obtendo uma máquina mais integrada e um projeto mais completo. O dimensionamento com análise de tensões pelo método analítico é complexo quando os momentos de inércia da estrutura variam, logo, uma simplificação da estrutura foi feita, em que para este tipo de análise calculou-se as tensões apenas no corpo principal.

Para conhecer os momentos de inércia do perfil retangular e as distâncias dos esforços em relação à linha neutra, foram criados todos os componentes e realizada a montagem da máquina no SolidWorks, ferramenta a qual permite capturar esses tipos de dados.

Na Figura 34, mostra imagens tridimensionais da máquina indicando como as forças agem sobre a ferramenta (I) e sobre a mesa de apoio (II), com o intuito melhorar o entendimento das referências tomadas para o dimensionamento.

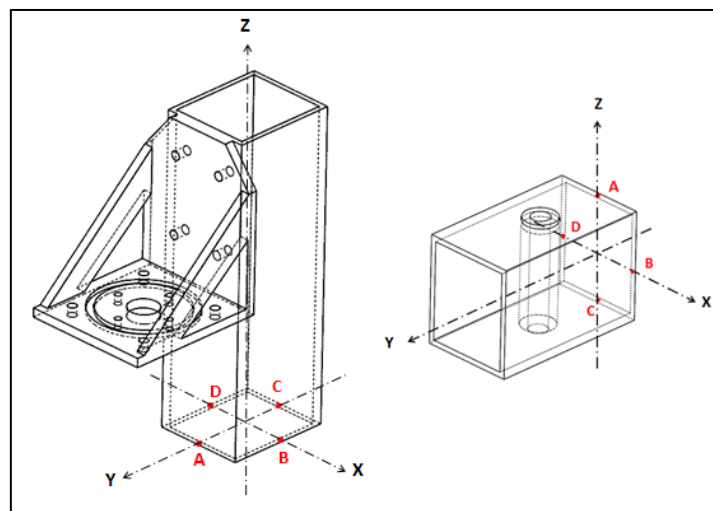
Figura 34 – Reações das forças



Foi desenvolvida uma rotina de cálculo no MATHCAD, com a qual foram feitos todos os cálculos de tensões conforme a análise dos esforços sobre a estrutura. O corpo da máquina foi dividido em duas partes e uma legenda foi criada para as distâncias das forças em relação à linha neutra da estrutura e aos engastes considerados.

Essa legenda das variáveis permite alterar os valores das cotas sem ser necessário mudar a rotina, alterando-se apenas o valor da variável que sofreu alguma mudança devido a alteração do projeto. Apêndice B, é mostrada a legenda. Na Figura 35, é possível observar onde foram localizados os pontos para determinação das tensões.

Figura 35 – Indicação dos pontos



Os resultados do dimensionamento teórico estão apresentados a seguir, na Tabela 1 para os esforços do processo FSSW e na

Tabela 2 para os esforços do processo FSW. Os valores da tensão equivalente aplicando-se o critério de von Mises.

Tabela 1 – Resultados da tensão de von Mises para o processo FSSW

Região	Ponto	Tensão Equivalente von Mises (MPa)
Superior	A	31,28
	B	31,16
	C	18,99
	D	18,99
Inferior	A	25,70
	B	34,56
	C	26,40
	D	34,56

Tabela 2 – Resultados da tensão de von Mises para o processo FSW

Região	Ponto	Tensão Equivalente von Mises (MPa)
Superior	A	36,76
	B	35,93
	C	15,81
	D	22,62
Inferior	A	28,76
	B	3,82
	C	28,76
	D	5,88

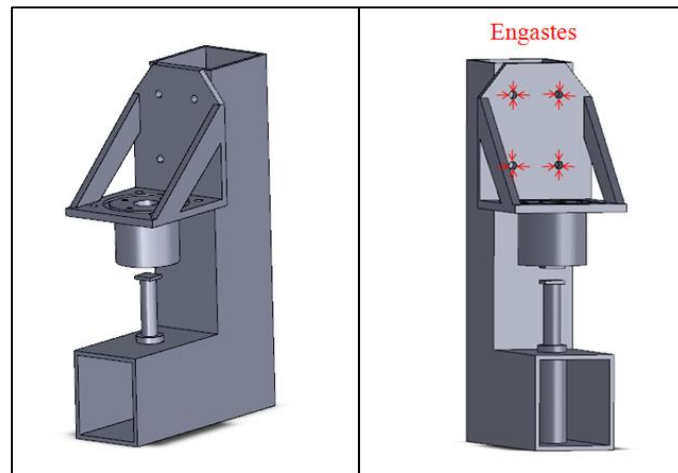
Os detalhes da análise analítica, com cálculos de tensões e com seus respectivos círculos de Mohr, podem ser visto nos Apêndice C, D, E e F.

Comparam-se as tensões equivalentes com a tensão de escoamento do material da estrutura (320 MPa). Como as tensões estão abaixo, percebe-se que o perfil selecionado suportará adequadamente os esforços nos pontos selecionados. A próxima fase do trabalho é a verificação desses valores com a simulação em elementos finitos.

Além da estrutura em formato em L, o dimensionamento em elementos finitos envolveu toda a parte estrutural e alguns componentes que formam a máquina, uma vez que exercem alguma influência sobre os resultados. O peso do motor, por exemplo, interfere na frequência natural da estrutura e a distância da ferramenta até o suporte do motor irá proporcionar outras formas de momentos fletores e torçores.

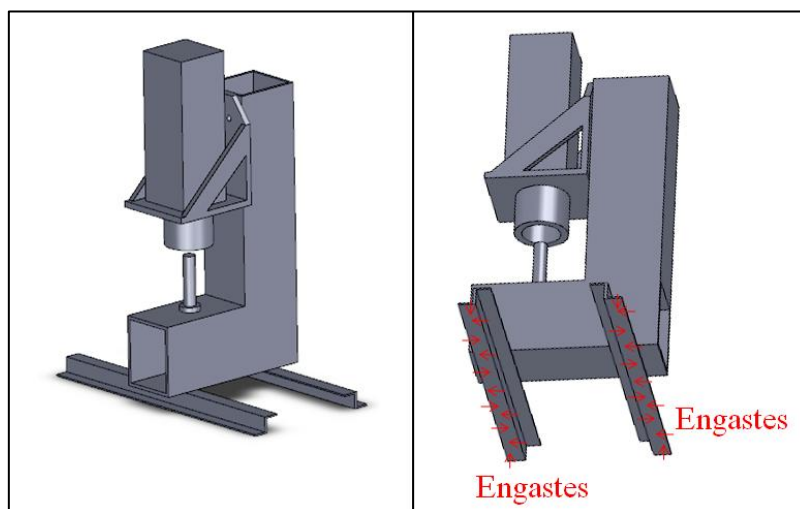
Na Figura 36 é mostrado o modelo criado, com objetivo de simular em elementos finitos as tensões e deformações quando aplicados os esforços dos processos FSSW e FSW. O motor foi desconsiderado, pois sua massa é depressível comparada com os esforços do processo e também o mesmo não fará parte da estrutura propriamente dita (estrutura da máquina). Na Figura 36 mostra onde os engastes foram considerados.

Figura 36 – Sólido criado para a modelagem estrutural e localização dos engastes



Na Figura 37 pode-se notar que foi considerado o motor, pois seu peso em relação à estrutura tem grande influência, uma vez que a massa do corpo ficará em torno de trinta e cinco quilogramas e o motor pesa vinte quilogramas. Logo não se pode desprezar, pois a massa do motor é mais que a metade da estrutura e sabe-se que a frequência natural está relacionada diretamente com a massa e com a rigidez.

Figura 37 – Sólido criado para modelagem dinâmica e localização dos engastes

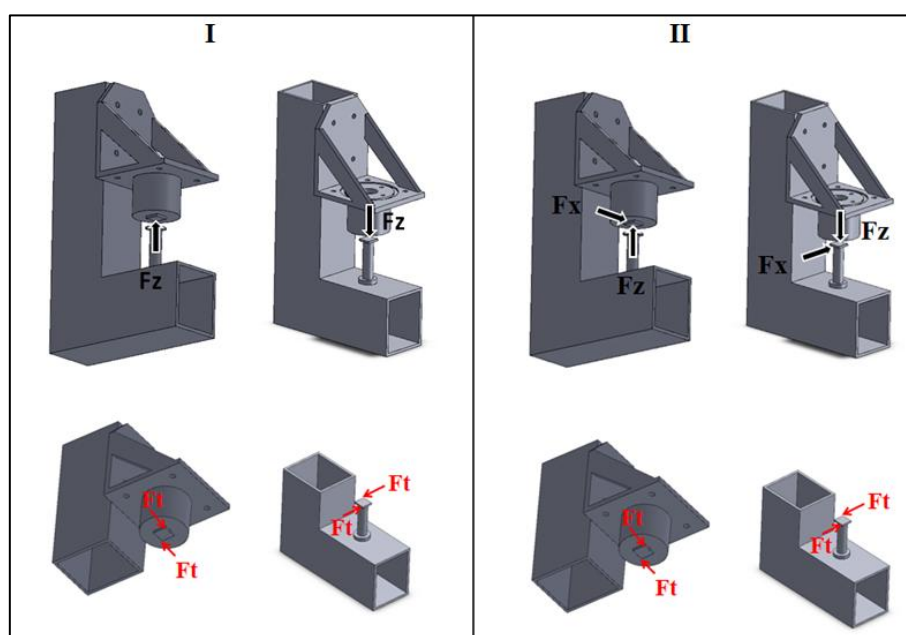


Nas simulações foram desconsiderados alguns elementos, como: rolamentos, parafusos, cordões de solda, entre outros. Essa simplificação foi feita para facilitar a simulação, uma vez que cada peça teria um tipo de material, e conseqüentemente agiria de forma diferente, tornando a criação da malha mais complexa e extensa. Nas simulações o elemento infinitesimal utilizado foi o *Solid 45*, por ser um elemento tridimensional e otimizado para as características da estrutura.

Duas simulações de tensão e deformação foram realizadas, uma para o processo FSSW e outra para o FSW, elas diferem por uma ter a necessidade de deslocamento transversal e a outra não.

Os esforços sobre a estrutura, utilizados na modelagem numérica para análise de tensão e deformação para o processo FSSW, estão mostrados na Figura 38 I. A força F_t mostrada representa o torque, em que forças com intensidade de 420 N a uma distância de 25 mm, de forma que o binário equivale a 21 Nm. Na simulação na qual resultou nos valores de tensão e deformação para os esforços do processo FSW, Figura 38 II.

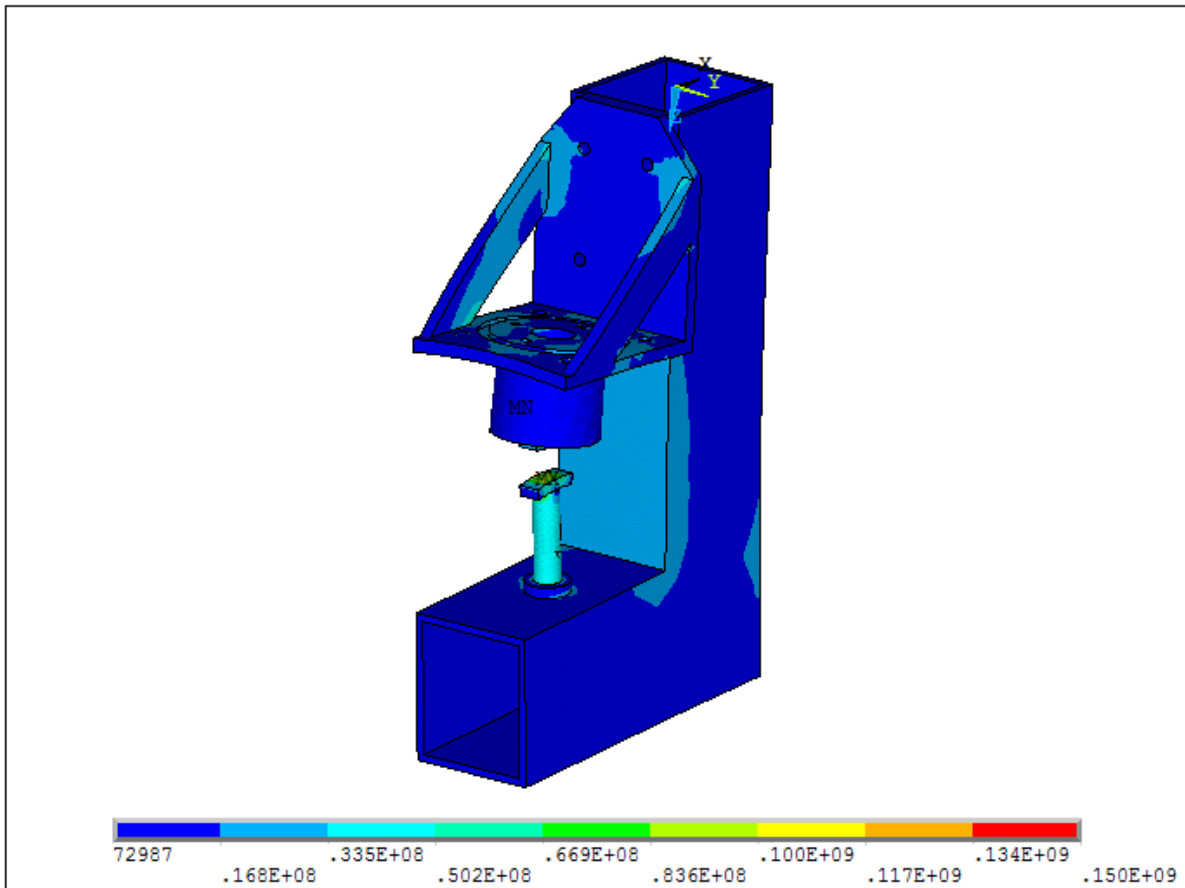
Figura 38 – I representação das forças para o FSSW, II representação das forças para o FSW



O perfil retangular disponível que se encaixou melhor na necessidade de resistência e rigidez elevada, foi uma seção retangular com medidas de 140 x 120 mm, com parede de espessura 6,7 mm, aço carbono 1020. Os resultados das simulações são apresentados a seguir:

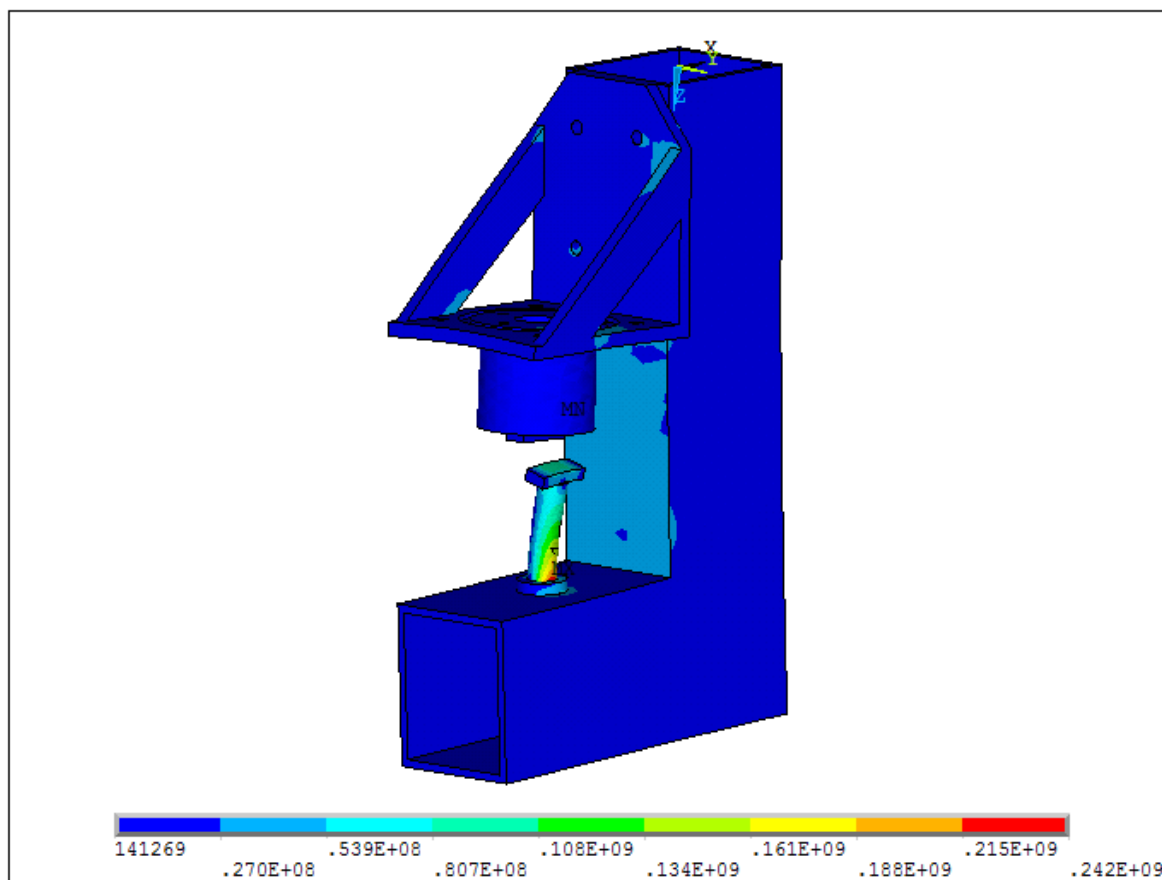
Tensão (MPa): as tensões devem estar abaixo do regime elástico do material da estrutura. O aço 1020 tem tensão de escoamento em torno de 320 MPa, logo as tensões não podem ultrapassar esse valor. A primeira simulação forneceu resultados de tensões equivalente de von Mises para o processo FSSW, Figura 39.

Figura 39 – Resultado da simulação com valores de tensões para processo FSSW. A deformação está amplificada em 114,3x



Na Figura 40, pode ser observado as tensões equivalentes de von Mises, em que as máximas tensões encontraram-se no fuso, mas esse sistema de movimentação não será o mesmo utilizado para o processo de soldagem FSW. É importante lembrar que a modelagem para o processo FSW foi realizada pensando em futuramente na possibilidade de implementar na máquina um sistema para essa finalidade.

Figura 40 – Resultado da simulação tensões no processo FSW, a deformação está amplificada em 54,6x



Deslocamento (mm): a imagem da Figura 41, mostra a simulação para a deformação com os esforços para o processo FSSW. Importante destacar que o deslocamento que realmente influenciará na qualidade da solda é o da ferramenta e do sistema de movimento das peças, o valor é de aproximadamente 0,13 mm.

Na Figura 42, é mostrado o resultado da simulação para a deformação no processo FSW. O valor de deslocamento no ponto de interesse (ferramenta) é de 0,15 mm.

Figura 41 – Resultado da simulação para a deformação no processo FSSW, a deformação está amplificada em 114,3x

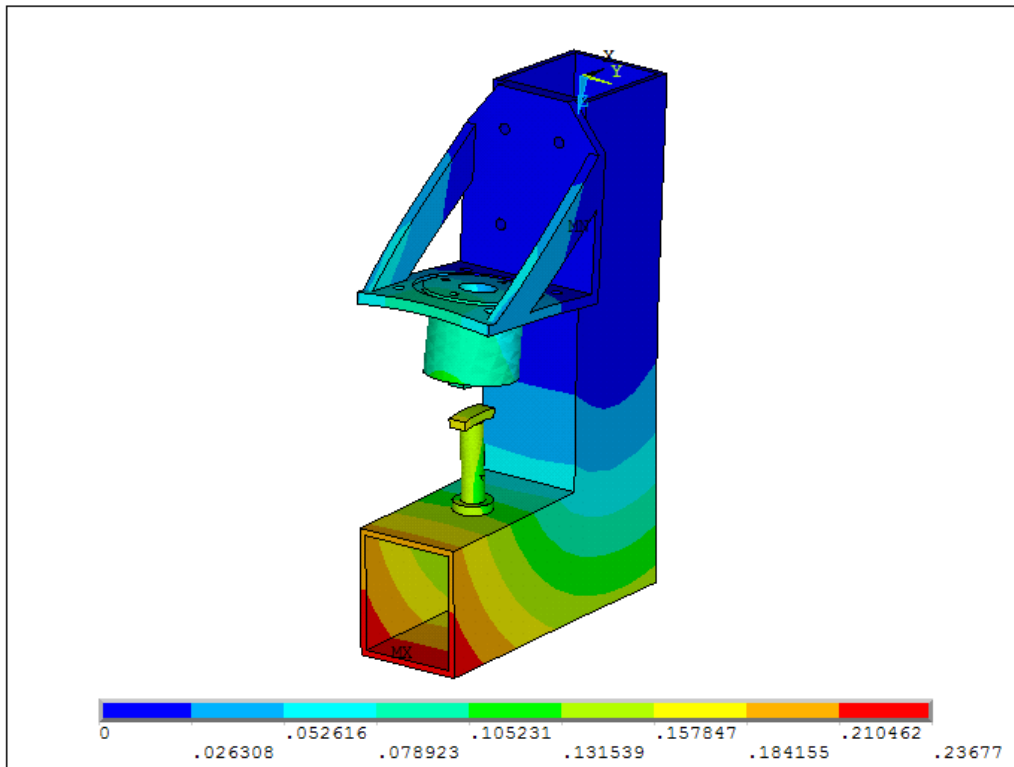
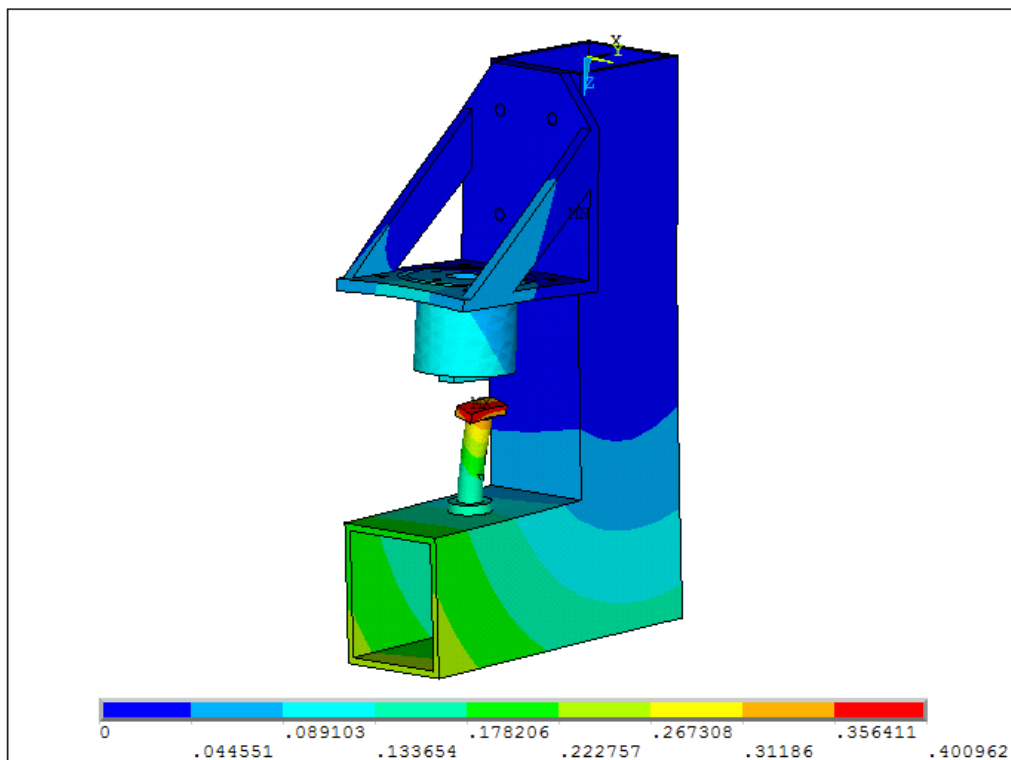
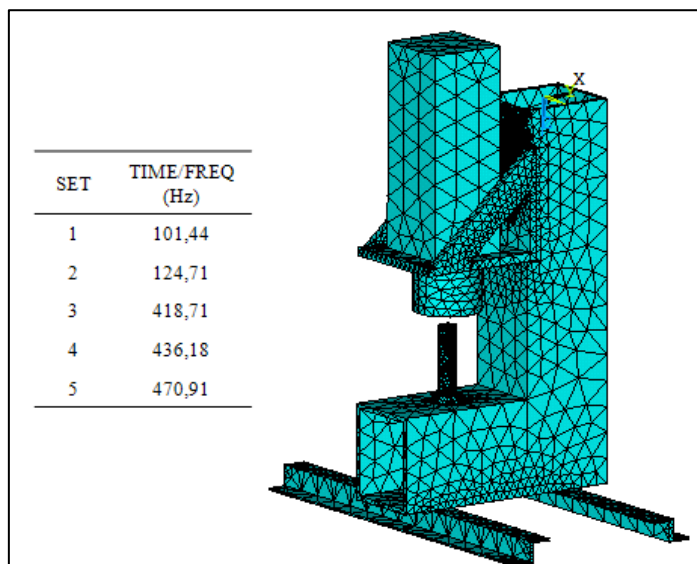


Figura 42 – Resultado da simulação para a deformação no processo FSW, a deformação está amplificada em 54,6x



Frequência Natural: as estruturas possuem infinitas frequências naturais, para este tipo de projeto a mais interessante é a mais próxima do regime de funcionamento do motor. Para determinar a frequência natural de vibração da máquina utilizou-se a simulação em elementos finitos. Na Figura 43 estão apresentados os resultados de frequência natural.

Figura 43 – Valores das Frequências Naturais



Pela simulação em elementos finitos o valor da frequência natural crítica da estrutura é de 101,44 Hz. Com esse resultado observa-se que a frequência de trabalho do motor (máx. 3000 rpm) e a frequência natural da estrutura não estão próximas, portanto, o risco da máquina entrar em ressonância é baixo. No Apêndice G estão plotados os modos de vibração.

7.4. Dimensionamento dos elementos de máquinas

- **Eixo**

O servo motor permite variar sua rotação através da programação de seu DRIVE. O torque sofre uma variação muito pequena, sendo assim não é necessário utilizar um sistema de transmissão, reduzindo a complexidade e número de peças da máquina.

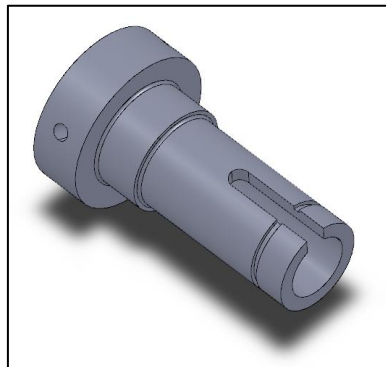
Um eixo fará a ligação entre o motor e a ferramenta, e terá como funções: transferir o movimento para a ferramenta, absorver os esforços gerados no processo e transferi-los aos rolamentos. Um detalhe importante a ser observado, é que o servo motor selecionado não

suporta nenhum tipo de esforço axial ou radial. Assim, um mancal foi projetado com o objetivo de absorver os esforços dos rolamentos e transferir ao suporte do motor (estrutura).

Primeiramente dimensionou-se o eixo, com critérios de vida infinita em fadiga, satisfazendo a necessidade de acoplamento no eixo do motor (diâmetro 24mm) e tomando o devido cuidado para o diâmetro externo do eixo ser compatível com o diâmetro interno de rolamentos. O resultado foi um eixo escalonado, Figura 44, de material AISI 1045 com diâmetro interno de 24,1 mm, alojamento para chaveta, rasgo para anel de retenção, escalonamento de diâmetro 60 mm, 40 mm e 35mm (para facilitar a montagem dos rolamentos) e coeficiente de segurança para vida infinita em torno de 2.

Os cálculos analíticos estão localizados no Apêndice H e os desenhos técnicos do eixo no Apêndice I.

Figura 44 – Imagem ilustrativa do eixo



- **Rolamentos**

Em seguida, a seleção dos rolamentos se deu a partir dos esforços, da faixa de rotação, fácil acesso no mercado e de preferência com baixa necessidade de lubrificação, descartando a necessidade de sistema de isolamento de lubrificação. Os modelos selecionados foram:

- Radial: SKF 6207 DDU;
- Angular/cônico: SKF 30208 J2/Q.

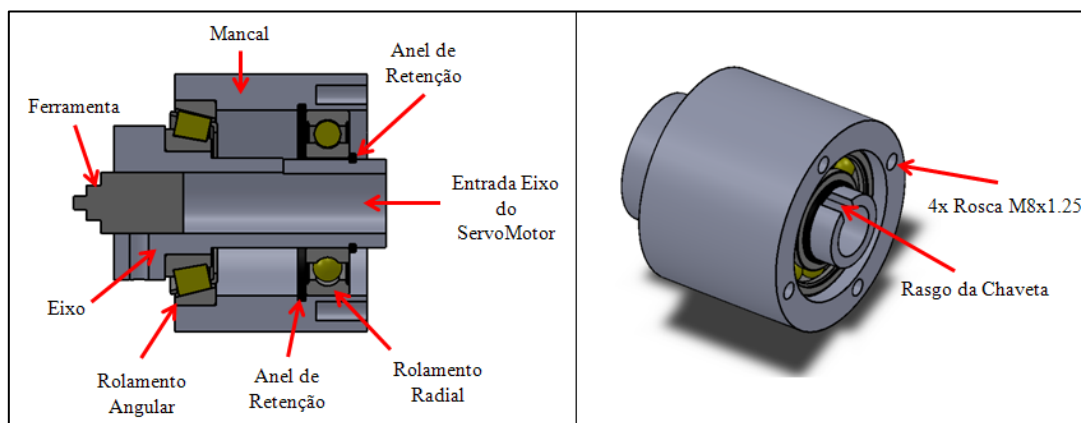
Os detalhamentos dos cálculos e da geometria dos rolamentos selecionados estão localizados no Apêndice J.

- **Mancal**

Com os rolamentos selecionados, iniciou-se o projeto do mancal, que tem como necessidades ser compacto, resistente e, principalmente, de fácil fabricação. O dimensionamento do mancal foi realizado em elementos finitos juntamente com a estrutura. O dimensionamento do mancal foi realizado em elementos finitos juntamente com a estrutura. Seu dimensionamento não é enfatizado no trabalho, pois a geometria necessária para os furos da união parafusada fez com que este se tornasse superdimensionado aos esforços.

Para manter o conjunto do cabeçote montado foram selecionados anéis de retenção, por se tratarem de componentes simples e eficientes. Pela configuração do cabeçote, durante o funcionamento não haverá nenhuma força que tenda a arrancar esses anéis, eles simplesmente irão manter o conjunto no lugar especificado. A Figura 45 mostra uma imagem ilustrativa de como será o conjunto denominado *conjunto cabeçote* e os componentes que fazem parte do mesmo. Os desenhos técnicos do mancal estão no Apêndice K.

Figura 45 – Imagem ilustrativa do *conjunto cabeçote*

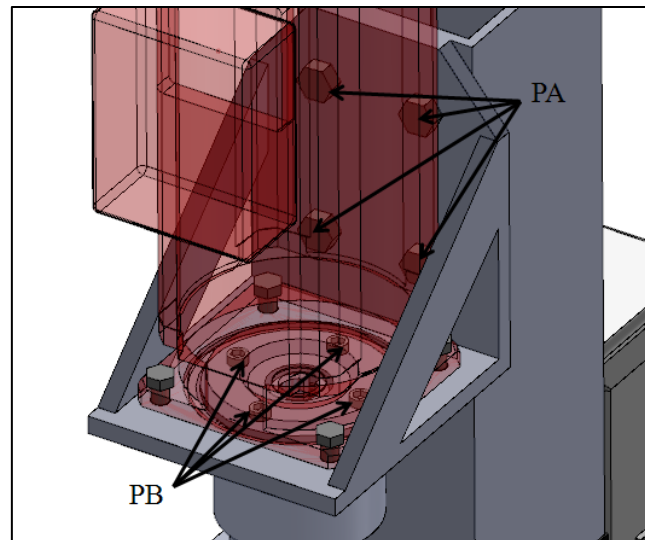


- **Parafusos**

Selecionados os componentes, a próxima etapa foi encontrar uma maneira de unir os conjuntos na estrutura. Optou-se por parafusos, a fim de permitir a montagem e desmontagem, o transporte e a manutenção de maneira mais simples. As uniões dimensionadas estão mostradas na Figura 46. Critérios de vida em fadiga e pré-tensão na montagem foram utilizados para o dimensionamento, pois os esforços serão cíclicos, como no eixo.

Apenas as duas uniões parafusadas mostradas na Figura 46 foram dimensionadas, pois são responsáveis pelo alinhamento e união do conjunto: servo motor, *conjunto cabeçote*, suporte do motor e estrutura principal.

Figura 46 – Indicação das uniões parafusadas que foram dimensionadas



Os parafusos que unem o suporte do motor à estrutura principal são denominados PA e pelo dimensionamento serão parafusos M 14x2 classe 8.8. Os parafusos que fazem a união entre o suporte do motor e o conjunto do cabeçote, denominados PB, são parafusos M 8x1,25 classe 8.8. Os parafusos que unem o servo motor ao suporte do motor não foram dimensionados, pois irão sofrer apenas com o torque do motor, e o fabricante SEW especifica parafusos M 10x1.5 classe 5.8.

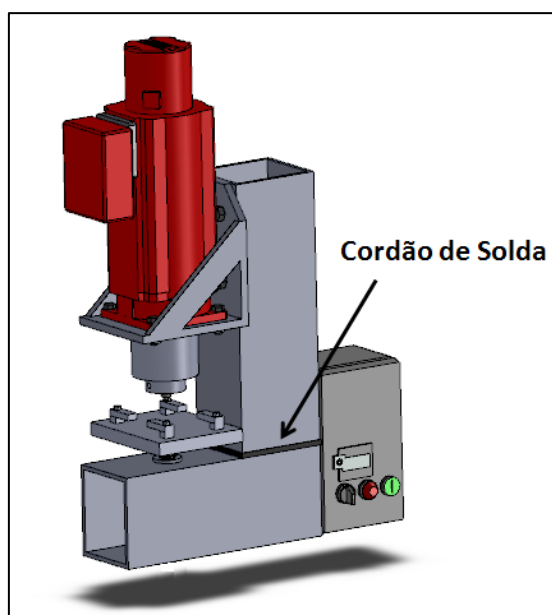
Os cálculos analíticos da união parafusada PA estão no Apêndice M e da união parafusada PB estão no Apêndice N.

- **Soldas**

Com base na análise da estrutura e a forma de fabricação escolhida, observa-se que um cordão de solda em específico necessita ser dimensionado. Este cordão terá a responsabilidade de unir e manter as duas partes da estrutura conforme o previsto no projeto. A Figura 47, indica este cordão de solda e sua localização na estrutura.

Esta união soldada foi dimensionada a partir da geometria do perfil selecionado e dos esforços dos processos de soldagem FSSW e FSW, e o resultado é um cordão de solda com garganta de 8 mm, feito com um eletrodo E70xx que tem resistência ao escoamento (393Mpa) próxima ao da estrutura.

Figura 47 – Indicação do cordão de solda



Pelo dimensionamento analítico obteve-se como resultado um cordão superdimensionado, fator de segurança 26,776. O C.S. teve um valor muito elevado, pois o cordão de solda será feito ao redor do perfil retangular e uma garganta menor que 8 mm poderá ter descontinuidade ou vazios. Os cálculos estão localizados no Apêndice O.

Os cordões de solda do suporte do motor, terão garganta de 8 mm e o coeficiente de segurança para o ponto mais crítico da solda ficou em torno de 3,81. Os cálculos das uniões soldadas do suporte do motor estão no Apêndice P.

- **Fuso**

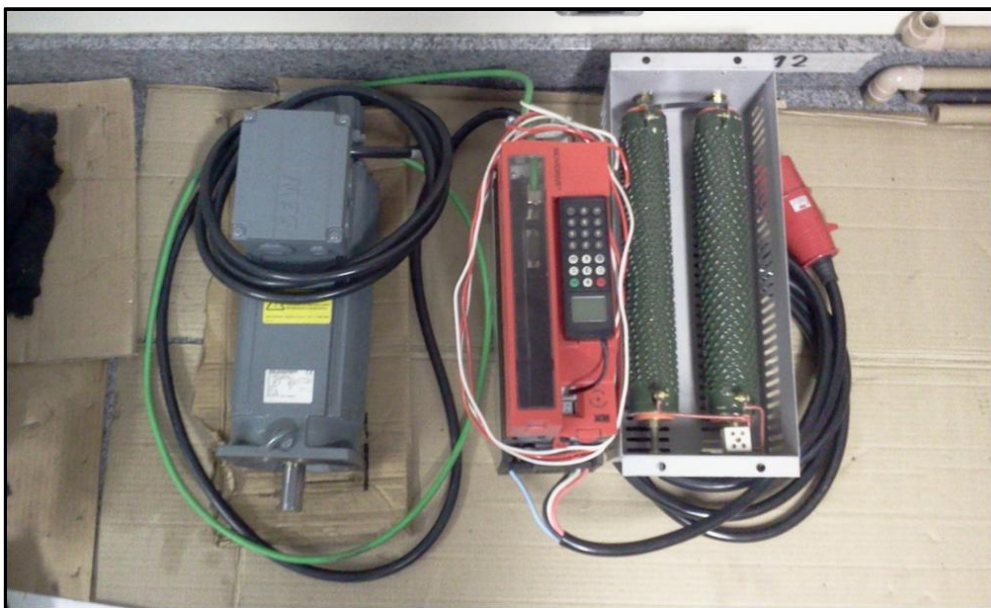
O fuso para o movimento de penetração foi dimensionado no padrão de rosca quadrada, assumindo que a existência de apenas um tipo de esforço, força axial ao eixo (F_z). Como já citado, quando a máquina for alterada para fazer soldas FSW, todo o sistema de movimentação das peças deverá ser substituído.

O resultado é um fuso de diâmetro externo de 25 mm, com um passo de 4 mm, com duas entradas e feito de aço SAE 1040, em que tem-se um coeficiente de segurança de 2,764. Uma porca para realizar o movimento do fuso será também fabricada, seu dimensionamento não será necessário, pois se as tensões na rosca da porca serão iguais às do fuso, logo terão o mesmo coeficiente de segurança. Assim uma porca feita com o mesmo material do fuso e com seis fios de rosca será o suficiente. Os cálculos estão localizados no Apêndice Q.

7.5. Fabricação

A construção envolveu desde a compra dos componentes até a fabricação das peças que fazem parte dos conjuntos da máquina. O primeiro passo foi adquirir o servo motor e o DRIVE, na Figura 48 uma foto do servo motor.

Figura 48 – Foto do servo motor, com o DRIVE



A partir daí iniciou-se a usinagem do eixo (desenhos no Apêndice I), do mancal (desenhos no Apêndice K), conforme as especificações dos rolamentos (Apêndice J) e do eixo do servo motor. O processo de fabricação do eixo e o mancal podem ser analisados no Apêndice L. A Figura 49 mostra algumas fotos do conjunto cabeçote, montado.

Figura 49 – Fotos do *conjunto cabeçote*



A próxima etapa foi fabricar o suporte do motor e a estrutura principal, desenhos respectivamente no Apêndice U e V. Os perfis foram cortados, passaram por processos de usinagem para confecção dos encaixes e foram soldados com solda de arco elétrico. Na Figura 50, uma foto da estrutura principal, com o suporte do motor e o *conjunto cabeçote* montado.

Figura 50 – Estrutura principal, suporte do motor e *conjunto cabeçote*



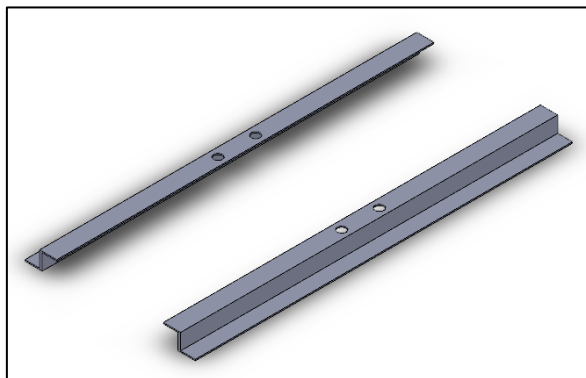
Com grande parte das peças já fabricadas e/ou compradas foi realizada a montagem parcial, que pode ser vista na Figura 51. Nesta etapa pode-se constatar que a montagem é simples e rápida.

Figura 51 – Máquina parcialmente montada



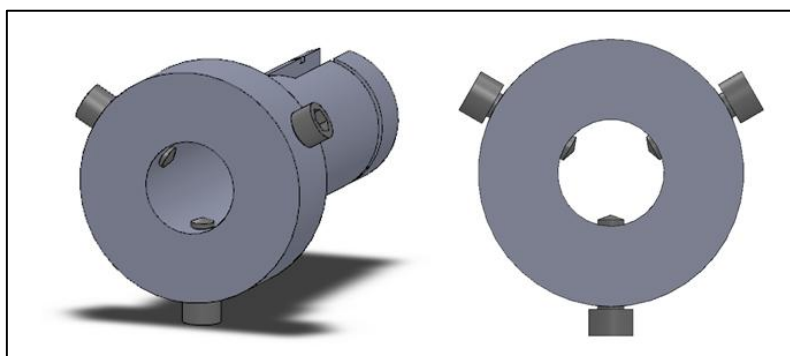
O sistema de movimentação e sujeição das peças ainda não havia sido fabricado até a entrega do trabalho. Durante a fabricação e montagem, alguns componentes foram adicionados, é o caso dos “pés” da máquina, que tem como objetivo dar mais sustentabilidade à máquina. Na Figura 52 tem-se uma imagem ilustrativa dos “pés” e no Apêndice T tem-se o desenho técnico.

Figura 52 – “Pés” fabricados para dar suporte à máquina



Para fixar a ferramenta centrada ao eixo da máquina, três furos roscados serão feitos no batente do eixo. Esses furos roscados receberão parafusos M 5x0,8, com ângulo de 120° entre si, Figura 53, essa proposta poderá suprir essa necessidade de alinhamento. O sistema ideal para esse tipo de acoplamento é um encaixe cônico, mas por exigir uma fabricação complexa, não será adotado nesse primeiro momento. Com a evolução da máquina poderá ser implementado.

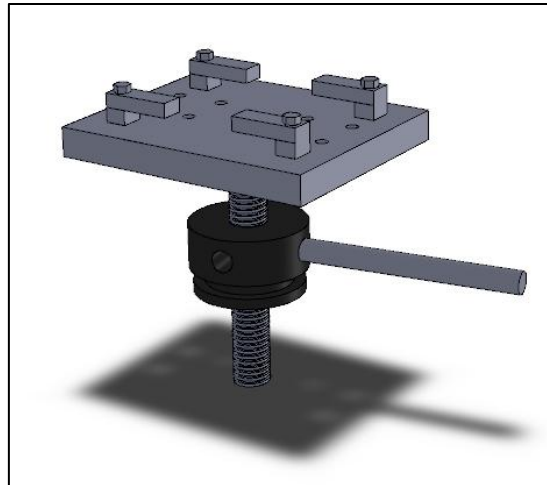
Figura 53 – Sistema para centrar a ferramenta



O sistema que falta ser fabricado é o sistema de movimentação e de fixação das peças a serem soldadas. Esse sistema será composto por uma base (chapa de 20 mm de espessura,

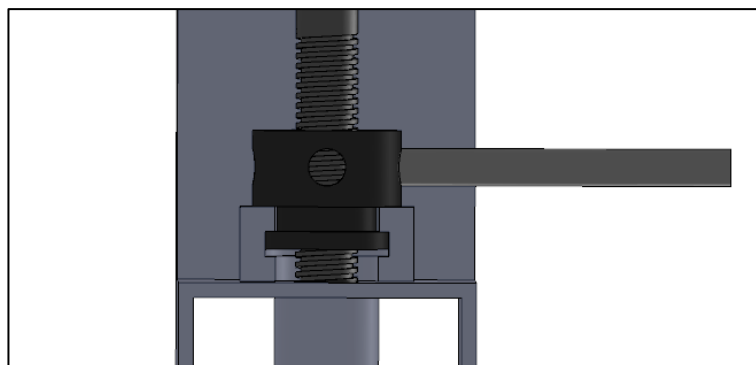
com vários furos para fixação dos suportes que prendem as peças), pelo fuso dimensionado, e pela porca do fuso, desenhos detalhados no Apêndice W. Na Figura 54, tem-se uma imagem ilustrativa que exhibe o conjunto montado.

Figura 54 – Componentes do sistema de movimentação das peças



A porca será encaixada na estrutura para permitir a elevação e retração peças, na Figura 55 pode-se observar como será feito esse encaixe. A mesa onde as peças serão presas ficará encostada na parte vertical da estrutura principal, assim quando movimentar a porca do fuso o sistema irá se movimentar para cima (sentido horário) e para baixo (sentido anti-horário).

Figura 55 – Sistema de movimentação das peças montado na máquina



8. RESULTADOS

A seguir é descrito um copilado dos resultados do projeto.

Rotação

O sistema de rotação da máquina será capaz de variar a rotação da ferramenta de 0 a 3000 rpm, com uma capacidade de torque de 21 Nm. Será programado via software e controlado por DRIVE. Os esforços máximos em relação à ferramenta serão: 21 kN axial, 3 kN radial e torque de 21 Nm. Os componentes do *conjunto cabeçote* (rolamentos, eixo, mancal, anéis de retenção) foram dimensionados para vida infinita, uma vez que os esforços não ultrapassem os valores máximos determinados.

Fixação e avanço das peças

A fixação das peças será de maneira simples, utilizando calços e parafusos. Esse método de fixação é muito utilizado em processos de usinagem.

O avanço das peças será através de um fuso de rosca quadrada. Quando a porca do fuso for acionada por uma alavanca no sentido horário, o fuso irá levar as peças de encontro a ferramenta, e quando for acionado no sentido anti-horário afastará as peças da ferramenta. Com a geometria do fuso dimensionado, no momento que for dado uma volta completa na porca o fuso irá avançar 8 mm.

Estrutura

Após o dimensionamento teórico e a simulação em elementos finitos, notou-se que os valores são coerentes. Uma vez que comparado os valores é possível notar que estão bem próximos, o que indica que os dimensionamentos foram realizados corretamente. No Apêndice S é possível comparar os valores analíticos com os numéricos.

O coeficiente de segurança da estrutura com formato em L para a realização de solda FSSW fica em torno de 9,25 (na região inferior ponto B e C) e para a solda FSW 8,7 (na região superior ponto A). Esse resultado superdimensionado já era esperado por buscar uma estrutura rígida, ou seja, com baixa deformação. O perfil retangular da estrutura foi escolhido devido à disponibilidade.

O coeficiente de segurança para o suporte do motor foi o mais baixo encontrado na estrutura, valor aproximado de 3,4. Por se tratar de uma peça que possui momentos de inércia inferiores e também com pouca massa.

Esses valores de coeficientes de segurança com grande amplitude já era esperado, uma vez que a estrutura foi dimensionada para rigidez. Nesse conceito de dimensionamento é normal acontecer casos em que partes estão superdimensionadas e outras não.

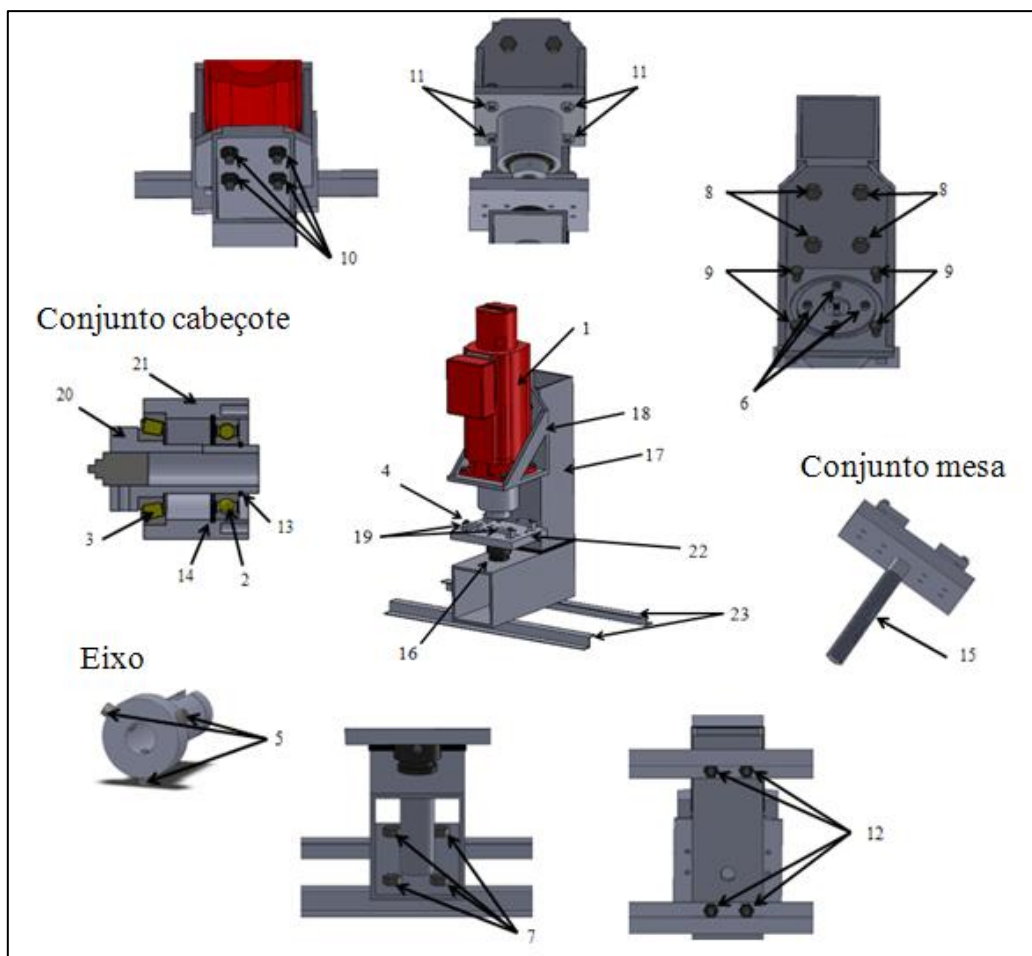
Lista de componentes

A Tabela 3 mostra a descrição de cada componente, com sua respectiva quantidade e a Figura 56 permite a localização de cada peça na máquina. O Apêndice R trás as características dos materiais que foram usados para os dimensionamentos e para fabricação dos componentes.

Tabela 3 – Lista de componentes da máquina

Componente	Descrição	Quantidade
1	Servo motor CFM90L/TF/RH1M/KK com Drive	1
2	Rolamento SKF 30208 J2/Q	1
3	Rolamento SKF 6207 DDU	1
4	Parafuso Allen M 11x1.75 8.8	4
5	Parafuso Allen M 5x0.8 8.8	3
6	Parafuso Sextavado M 8x1.25 8.8	4
7	Parafuso Sextavado M 12x1.25 5.8	4
8	Parafuso Sextavado M 14x2 8.8	4
9	Parafuso Sextavado M 10x1.5 8.8	4
10	Porca M 14x2 8.8	4
11	Porca M 10x1.5 5.8	4
12	Porca M 12x1.25 5.8	4
13	Anel de retenção externo 35 mm	1
14	Anel de retenção interno 72 mm	1
15	Fuso de diâmetro 25mm, passo 4mm e duas entradas	1
16	Porca do fuso com alavanca	1
17	Estrutura principal	1
18	Suporte do motor	1
19	Suporte de peças	4
20	Eixo	1
21	Mancal	1
22	Mesa de fixação das peças	1
23	Pés de apoio	2

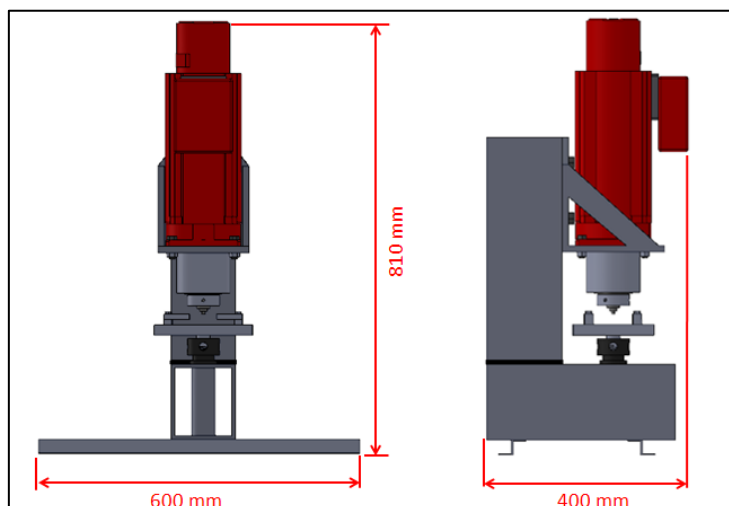
Figura 56 – Indicação dos componentes



Dimensões

As medidas finais da máquina podem ser vistas na Figura 57.

Figura 57 – Medidas da máquina



Procedimento operacional

A seguir é apresentada uma breve descrição do funcionamento da máquina:

1. Certifique-se que o material a ser soldado, a espessura das chapas e a geometria da ferramenta, não ultrapassem as limitações da máquina, conforme Tabela X.1 no Apêndice X;
2. Programe o servo motor na rotação desejada utilizando o software;
3. Prenda as amostras de maneira que fiquem bem fixas pelos suportes;
4. Gire a porca, deslocando a mesa para cima, até que a chapa superior encoste no pino da ferramenta;
5. Trave a porca;
6. Ajuste o batente para a penetração de soldagem desejada;
7. Ligue o servo motor e aguarde até que o mesmo alcance a rotação configurada;
8. Gire a alavanca de avanço do fuso no sentido horário até que o a mesa atinja o batente;
9. Aguarde o tempo desejado para a soldagem;
10. Gire a alavanca da porca do fuso no sentido anti-horário, afastando as peças da ferramenta;
11. Desligue o servo motor;
12. Aguarde a temperatura da amostra baixar;
13. Remova a amostra.

Para a soldagem de novas amostras, com as mesmas configurações de soldagem, repita o processo a partir do passo 3. Nas soldagens como novos parâmetros, realize o processo integrante a partir do passo 1.

9. CONCLUSÕES

Por este trabalho envolver desde o projeto até a fabricação de uma máquina, ele mostrou o quão complexo é projetar um equipamento desse nível. Neste projeto as decisões foram tomadas buscando satisfazer as necessidades do processo e também as necessidades de fabricação. Uma vez que as ferramentas são limitadas, soluções que poderiam ser as melhores, às vezes não podem ser adotadas pela necessidade de ferramentas especiais no momento da fabricação.

As principais conclusões obtidas no trabalho são apresentadas a seguir:

- A máquina permite controle preciso de dois parâmetros de soldagem: penetração e rotação (até 3000rpm). Além desses pode-se ainda trabalhar com o tempo de soldagem, mas na dependência do operador;
- Pelas análises numéricas percebe-se que a estrutura tem uma rigidez que satisfaz as necessidades dos processos;
- O menor coeficiente de segurança para a estrutura localiza-se no suporte do motor que ficou em torno de 3,4;
- Para os elementos de máquinas, o menor coeficiente é localiza-se no eixo, sendo em torno de 2;
- O objetivo de projetar visando à fabricação e/ou a compra foi satisfatoriamente alcançado. A compra das peças se deu de maneira acessível e prática;
- As peças foram projetadas de maneira que facilitaram a fabricação. Apesar de possuímos poucos equipamentos nos laboratórios, ainda assim conseguimos fabricar todos os componentes. Logo, conclui-se que o projeto foi bem adaptado à realidade disponível;
- A montagem da máquina não foi totalmente realizada, pois a fabricação de algumas partes da máquina ainda não haviam sido finalizadas quando do término desse trabalho. Com as partes que já estavam prontas, pode-se concluir que a montagem é simples, logo, um êxito do projeto;
- A massa da estrutura da máquina ficou em torno de 35 kg. Estima-se o peso total da máquina em 70 kg;
- O custo aproximado é de dezessete mil reais (R\$ 17.000,00), considerando a compra de todo o material e todos os gastos com fabricação (usinagem, soldagem);
- A máquina tem aproximadamente 60 peças;

- A capacidade de esforços em relação à ferramenta está mostrada na concepção, valores que permitem realizar soldas FSSW e FSW em materiais leves;
- A máquina revela-se como uma boa alternativa para divulgar o processo FSSW, ainda pouco difundido nos meios acadêmicos e industriais no país.

10. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como pode ser observado, o projeto visou conceber e construir uma máquina de solda FSSW simples, em que as decisões e soluções foram tomadas pensando-se no custo e na construção do equipamento.

- Terminar de fabricar os componentes;
- Terminar de montar a máquina;
- Elaborar um plano de manutenção;
- Elaborar planos de segurança, conforme NBR;
- Realizar soldas FSSW em chapas, observando as características de funcionamento da máquina;
- Desenvolver e implementar um sistema de movimentação das peças automatizado;
- Desenvolver e implementar um sistema de aquisição de dados, para se obter os valores dos esforços;
- Colocar termopares em pontos chaves, na mesa de fixação das peças, para se obter dados de temperatura.

11. REFERÊNCIAS

BACK, N.; **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem.** – 1. ed. – São Paulo: Manole, 2008.

BICKFORD, J. H.; **An introduction to the design and behavior of bolted joints.** – 3. ed. – New York: Marcel Dekker, 1995.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; **Shigley's Mechanical Engineering Design.** – 9. ed. – New York: McGraw-Hil, 2011.

CAPELARI, T. V.; MAZZAFERRO, J. A. E.; Avaliação da Geometria de Ferramenta e Parâmetros do Processo FSW na Soldagem da Liga de Alumínio AA 5052. **Soldagem Insp.** São Paulo, Vol. 14, No. 3, p.215-227, Jul/Set , 2009.

ESAB, LEGIO™. [S.I.]. Disponível em: <<http://www.esabasia.com/asia/en/news/images/Legio-cover-2.jpg>>. Acesso em: 15 de fevereiro de 2014.

FENG, Z.; SANTELLA, M. L.; DAVID, S. A.; PACKER, S.M.; PAN, T.; KUO, M.; BHATNAGAR, R.S.: Frictio Stir Spot Welding of Advanced High-Strength Steels – A Feasibility Study. **SAE International.** 2005.

HIBBELER, R. C.; **Resistência dos materiais.** Tradução Joaquim Pinheiro Nunes; Revisão técnica Wilson Carlos da Silva. – 5. ed. – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

HITACHI. [S.I.]. Disponível em: <<http://www.hitachi-power-solutions.com/en/products/product09/p043.html>>. Acesso em: 16 de fevereiro de 2014.

HUNT, F.; BADARINARAYAN, H.; OKAMOTO, K.; Design of Experiments for Friction Stir Stitch Welding of Aluminum Alloy 6022-T4. **SAE World Congress** (Detroit, MI), Paper 2006-01-0970, 2006, Society of Automotive Engineers, 2006.

ITHARAJU, R. R.; Friction Stir Processing of Aluminum Alloys. **Masters Theses - University of Kentucky.** Paper 322, EUA, 2004.

IWASHITA, T.; **Method and Apparatus for Joining,** U.S. Patent 6,601, 751, 2003.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M.; **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. Tradução e revisão técnica Fernando Ribeiro da Silva. – 4. ed. – Rio de Janeiro: LTC, 2008.

LOHWAZZER, D.; CHEN, Z.; **Friction stir welding, from basics to applications**. – 1. ed. – New Delhi: Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2010.

LONGHURST, W. R.; STRAUSS, A. M.; COOK, G. E.; FLEMING, P.A.; Torque control of friction stir welding for manufacturing and automation. **Int. J. Adv. Manuf. Technol.** Springer-Verlag, Londres, 2010.

MAZDA, Mazda the First to Use Friction Stir Welding for Aluminum Body Assembly. [S.I.] The Aluminum Association 2003. Disponível em: <http://www.aluminum.org/Content/ContentGroups/Aluminum_Now_Magazine1/May_June_2003/Mazda_the_First_to_Use_Friction_Stir_Welding_for_Aluminum_Body_Assembly.htm>. Acesso em: 14 de julho de 2013.

MAZZAFERRO, C. C. P.; **Soldagem a ponto por fricção e mistura mecânica de um aço TRIP 800: processo, microestrutura e propriedades**. 2008. Tese (Doutor em Engenharia) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

MISHRA, R. S.; MAHONEY, M. W.; Friction Stir Welding and Processing. **ASM International, Reports: A Review Journal**, 2007.

MISHRA, R. S.; MA, Z. Y.; Friction stir welding and processing. **Materials Science and Engineering, Reports: A Review Journal**, Vol. 50, p. 1-78. 2005.

OKAMOTO, K.; HUNT, F.; HIRANO, S.; Development of Friction Stir Welding Technique and Machine for Aluminum Sheet Metal Assembly. **2005 SAE World Congress (Detroit, MI)**, Paper 2005-01- 1254, Society of Automotive Engineers, 2005.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K.; **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento, eficaz de produtos, métodos e aplicações**. Tradução Hans Andreas Werner; revisão Nazem Nascimento. – 1. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

ROSENDO, T. S.; PARRA, B.; SACCON, V. T.; ALCÂNTARA, N. G.; SANTOS, J. F.; An investigation on friction spot welding in Al 6181-T4 alloy. **Materials & Design**. Vol. 32, Issue 3, p. 1094–1100. 2011.

ROSENDO, T. S.; MAZZAFERRO, C. C. P.; MAZZEFERRO, P.; TIER, M.; RAMOS, F.; SANTOS, J.; Investigation on Friction Spot Welding of Aeronautic AA2024-T3 and AA7075-T6 Alloys. **CONSOLDA – Congresso Nacional de Soldagem**, Caxias do Sul, Brasil, 2007.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G.; **Projeto de engenharia mecânica**; tradução João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. – 7. ed. – Porto Alegre: Bookman, 2005.

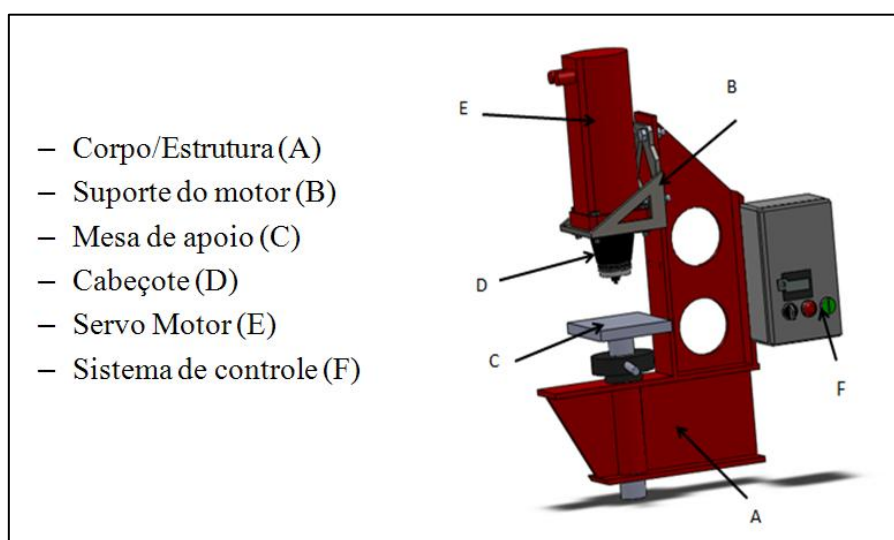
SHILLING, C.; SANTOS, J.; **Method and Device for Joining at Least Two Adjoining Work Pieces by Friction Welding**, U.S. Patent Application 2002/0179682.

THOMAS, W. M.; NICHOLAS, E. D.; NEEDHAM, J. C.; MURCH, M. G.; TEMPLESMITH, P.; DAWES, C. J.; **Friction-stir butt welding**, GB Patent No. 9125978.8, International patent application No. PCT/GB92/02203, 1991.

APÊNDICE A – Primeira concepção

A primeira concepção, Figura A.1, desenvolvida era constituída de uma estrutura em perfil I, com várias otimizações para redução de peso. Devido à baixa disponibilidade de materiais e equipamentos, optou-se por alterar o projeto para facilitar a fabricação. Foi dimensionada então uma nova estrutura com um perfil tubular retangular.

Figura A.1 – Primeira concepção máquina



APÊNDICE B – Legenda da rotina de cálculo para a estrutura principal

As Figuras B.1, B.2 e B.3 trás algumas das dimensões e legenda da rotina de cálculo. Os valores de tensão em Pa, comprimento em m, área mm², força N e momento Nm.

Figura B.1 – Legenda utilizada nas rotinas e medidas do perfil tubular retangular escolhido

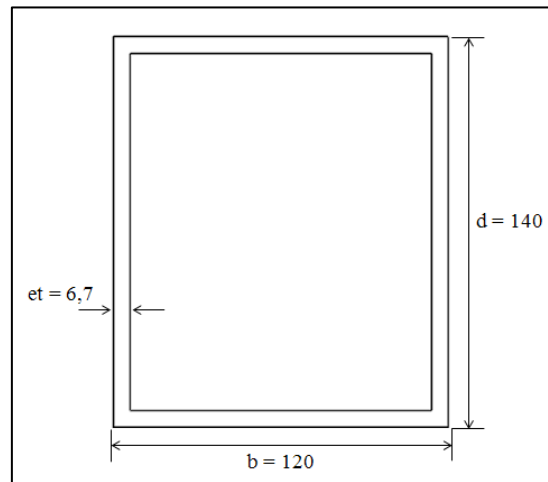


Figura B.2 – Legenda utilizada nas rotinas e as medidas da ferramenta em relação ao perfil

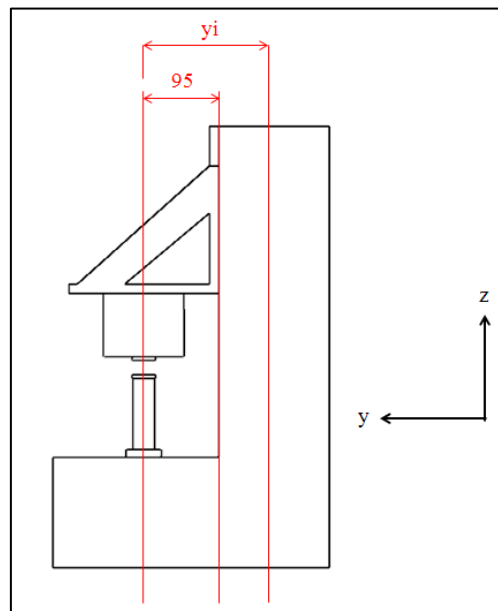
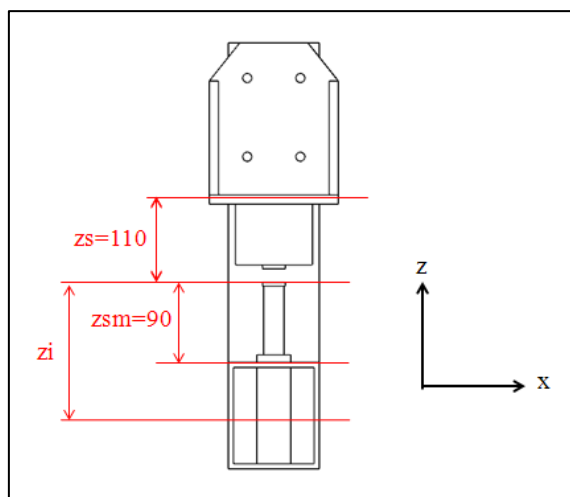


Figura B.3 - Legenda utilizada nas rotinas e as medidas da ferramenta em relação ao perfil



APÊNDICE C – Análise analítica da parte superior da estrutura (processo FSSW)

Informações do Perfil

$$\text{area} := 2.98794 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Lado maior} \quad \mathbf{d} := 0.140$$

$$\text{Lado menor} \quad \mathbf{b} := 0.120$$

$$\text{Espessura do perfil} \quad \mathbf{et} := 0.0067$$

Momento de inércia

$$\mathbf{ix} := 8.9921 \cdot 10^{-6}$$

$$\mathbf{iy} := 6.4598 \cdot 10^{-6}$$

Constantes dos materiais (aço doce)

$$\mathbf{E} := 200 \cdot 10^9 \quad \mathbf{GG} := 77 \cdot 10^9 \quad \text{Tensão de escoamento} \quad \mathbf{Sy} := 320 \cdot 10^6$$

ESFORÇOS

$$\text{Força axial ao eixo z} \quad \mathbf{Fz} := 20000$$

Momento fletor gerado pela força no eixo z

$$y_s = \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + 0.095 \right) = 0.165$$

$$\mathbf{Mfz} := \mathbf{Fz} \cdot y_s = 3300$$

$$\text{Torque máximo do motor} \quad \mathbf{t} := 21$$

Torque total que age na estrutura

$$\mathbf{Ttotal} := \mathbf{t} = 21$$

Tensões normais

Tensão devido a força axial ao eixo z

$$\sigma_{fa} := \frac{\mathbf{Fz}}{\text{area}} = 6.693575 \times 10^6$$

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fz

$$\sigma_{mfa} := \frac{Mfz \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{I_x} = 25.689216 \times 10^6$$

Tensões de Cisalhamento

Efeitos do momento torçor

Área limitada $a := (d - et \cdot 2) \cdot (b - et \cdot 2) = 0.013496$

Tensão em a e c $\tau_a := \frac{T_{total}}{2 \cdot a \cdot et} = 116124.427523$

Tensão em b e d $\tau_b := \frac{T_{total}}{2 \cdot a \cdot et} = 116124.427523$

Plano de Tensões

Para o ponto A

$$\sigma_{Az} := \sigma_{mfa} + \sigma_{fa} = 3.238279 \times 10^7$$

$$\sigma_{Ax} := 0$$

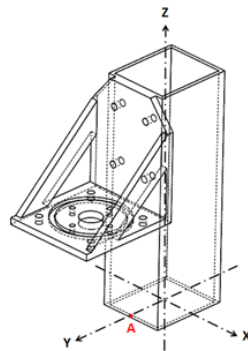
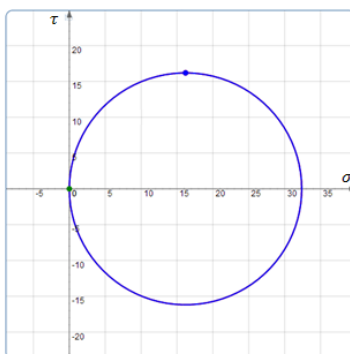
$$\sigma_{Ay} := 0$$

$$\tau_{Axz} := \tau_a = 116124.427523$$

$$\tau_{Ayz} := 0$$

$$\tau_{Axy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{A1} := 32.38 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{A2} := 0$$

$$\sigma_{A3} := -0.0004 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Aeq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{A1} - \sigma_{A2})^2 + (\sigma_{A1} - \sigma_{A3})^2 + (\sigma_{A2} - \sigma_{A3})^2]} = 32.3802 \times 10^6$$

$$CSA := \frac{S_y}{\sigma_{Aeq}} = 9.882583$$

Para o ponto B

$$\sigma_{Bz} := \sigma_{fa} = 6.693575 \times 10^6$$

$$\sigma_{Bx} := 0$$

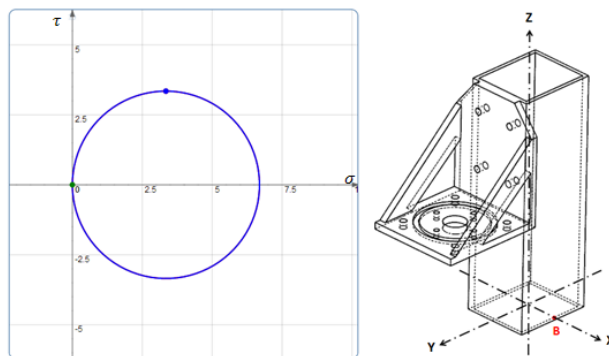
$$\sigma_{By} := 0$$

$$\tau_{Bxz} := 0$$

$$\tau_{Byz} := \tau_b = 116124.427523$$

$$\tau_{Bxy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{B1} := 6.692 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{B2} := 0 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{B3} := -0.002$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Beq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{B1} - \sigma_{B2})^2 + (\sigma_{B1} - \sigma_{B3})^2 + (\sigma_{B2} - \sigma_{B3})^2]} = 6.692 \times 10^6$$

$$CSB := \frac{S_y}{\sigma_{Beq}} = 47.81829$$

Para o ponto C

$$\sigma_{Cz} := -\sigma_{mfa} + \sigma_{fa} = -1.899564 \times 10^7$$

$$\sigma_{Cx} := 0$$

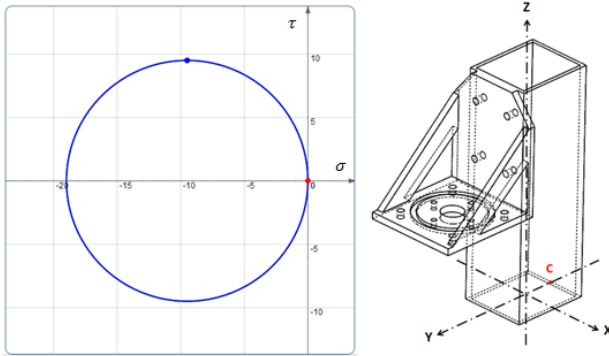
$$\sigma_{Cy} := 0$$

$$\tau_{Cxz} := -\tau_a = -116124.427523$$

$$\tau_{Cyz} := 0$$

$$\tau_{Cxy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{C1} := 0.00074 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{C2} := 0$$

$$\sigma_{C3} := -18.99 \cdot 10^6$$

Cr terio de Von Mises

$$\sigma_{Ceq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{C1} - \sigma_{C2})^2 + (\sigma_{C1} - \sigma_{C3})^2 + (\sigma_{C2} - \sigma_{C3})^2]} = 18.99037 \times 10^6$$

$$CSC := \frac{S_y}{\sigma_{Ceq}} = 16.850646$$

Para o ponto D

$$\sigma_{Dz} := \sigma_{fa} = 6.693575 \times 10^6$$

$$\sigma_{Dx} := 0$$

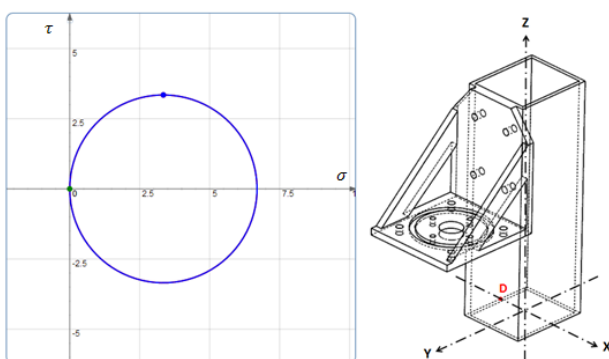
$$\sigma_{Dy} := 0$$

$$\tau_{Dxz} := 0$$

$$\tau_{Dyz} := -\tau_a = -116124.427523$$

$$\tau_{Dxy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{D1} := 6.69 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{D2} := 0$$

$$\sigma_{D3} := -0.002 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Deq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{D1} - \sigma_{D2})^2 + (\sigma_{D1} - \sigma_{D3})^2 + (\sigma_{D2} - \sigma_{D3})^2]} = 6.691 \times 10^6$$

$$CSD := \frac{S_y}{\sigma_{Deq}} = 47.825436$$

APÊNDICE D – Análise analítica da parte inferior da estrutura (processo FSSW)

Informações do Perfil

$$\text{area} := 2.98794 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Lado maior} \quad \mathbf{d} := 0.140$$

$$\text{Lado menor} \quad \mathbf{b} := 0.120$$

$$\text{Espessura} \quad \mathbf{et} := 0.0067$$

Momento de inércia

$$\mathbf{ix} := 8.9921 \cdot 10^{-6}$$

$$\mathbf{iz} := 6.4598 \cdot 10^{-6}$$

Constantes dos materiais (aço doce)

$$\mathbf{E} := 200 \cdot 10^9$$

$$\mathbf{GG} := 77 \cdot 10^9$$

Tensão de escoamento

$$\mathbf{Sy} := 320 \cdot 10^6$$

ESFORÇOS

$$\text{Força axial} \quad \mathbf{Fz} := 20000$$

Momento fletor gerado pela força axial

$$\mathbf{yi} := \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + 0.095 \right) = 0.165000 \quad \mathbf{Mfz} := \mathbf{Fz} \cdot \mathbf{yi} = 3300.000000$$

Torque máximo do motor

$$\mathbf{t} := 21$$

Tensões normais

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fz

$$\sigma_{mfa} := \frac{\mathbf{Mfz} \cdot \left(\frac{\mathbf{d}}{2} \right)}{\mathbf{ix}} = 25.689216 \times 10^6$$

Tensões de Cisalhamento

Áreas e distâncias para determinação das tensões de cisalhamento devido a forças cortantes

$$\text{Área hachurada 3} \quad \text{area3} := \left(\frac{d}{2} - et \right) \cdot et = 424.110000 \times 10^{-6}$$

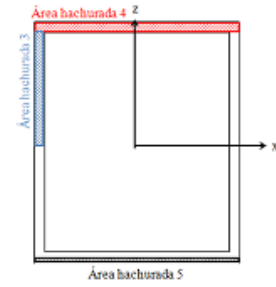
$$\text{Área hachurada 4} \quad \text{area4} := b \cdot et = 804.000000 \times 10^{-6}$$

$$\text{Área hachurada 5} \quad \text{area5} := b \cdot \frac{et}{2} = 402.000000 \times 10^{-6}$$

$$\text{Área hachurada 4 até a linha neutra eixo x} \quad z1 := \left(\frac{d}{2} - \frac{et}{2} \right) = 0.066650$$

$$\text{Área hachurada 5 até a linha neutra eixo x} \quad z2 := \frac{d}{2} - \frac{et}{4} = 0.068325$$

$$\text{Área hachurada 3 até a linha neutra eixo x} \quad z6 := \frac{\left(\frac{d}{2} - et \right)}{2} = 0.031650$$



Tensão devido a força cortante F_z , ponto a

$$Qz1 := \text{area5} \cdot z2 = 27.466650 \times 10^{-6}$$

$$Qtfza := Qz1 = 27.466650 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fza} := \frac{F_z \cdot Qtfza}{ix \cdot b} = 509088.533268$$

$$\tau_{fza} := \frac{F_z \cdot Qtfza}{ix \cdot b} = 484500.283582$$

Tensão devido a força cortante F_z , ponto b e d

$$Qz2 := \text{area4} \cdot z1 = 53.586600 \times 10^{-6}$$

$$Qz3 := 2 \cdot \text{area3} \cdot z6 = 53.692326 \times 10^{-6}$$

$$Qtfzbd := Qz2 + Qz3 = 107.278926 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fzbd} := \frac{F_z \cdot Qtfzbd}{ix \cdot 2 \cdot et} = 17.806497 \times 10^6$$

Tensão devido a força cortante F_z , ponto c

$$Qz4 := \text{area5} \cdot z5 = 28.813350 \times 10^{-6}$$

$$Q_{fz} := Q_{z2} + 4Q_{z3} + Q_{z4} = 189.784602 \times 10^{-6}$$

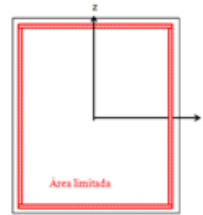
$$\tau_{fz} := \frac{F_z \cdot Q_{fz}}{I_x \cdot b} = 3.517617 \times 10^6$$

Efeitos do momento torçor

Área limitada $a := (d - et \cdot 2) \cdot (b - et \cdot 2) = 0.013496$

Tensão em a e c $\tau_a := \frac{t}{2 \cdot a \cdot et} = 116124.427523$

Tensão em b e d $\tau_b := \frac{t}{2 \cdot a \cdot et} = 116124.427523$



Plano de Tensões

Para o ponto A

$$\sigma_{Ay} := \sigma_{mfa} = 2.568922 \times 10^7$$

$$\sigma_{Ax} := 0$$

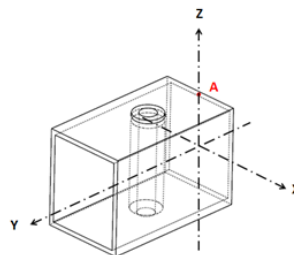
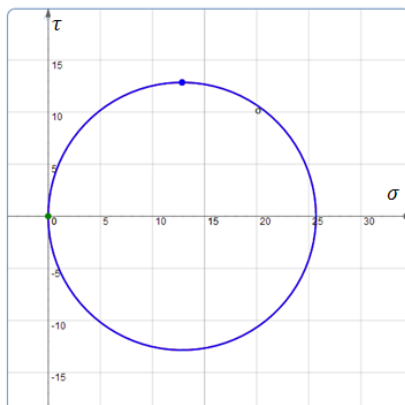
$$\sigma_{Az} := 0$$

$$\tau_{Axy} := \tau_a = 116124.427523$$

$$\tau_{Ayz} := \tau_{fza} = 484500.283582$$

$$\tau_{Axz} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{A1} := 25.6987 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{A2} := 0$$

$$\sigma_{A3} := -0.0097 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Aeq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{A1} - \sigma_{A2})^2 + (\sigma_{A1} - \sigma_{A3})^2 + (\sigma_{A2} - \sigma_{A3})^2]} = 25.703551 \times 10^6$$

$$CSA := \frac{S_y}{\sigma_{Aeq}} = 12.449642$$

Para o ponto B

$$\sigma_{By} := \sigma_{mfa} = 2.568922 \times 10^7$$

$$\sigma_{Bx} := 0$$

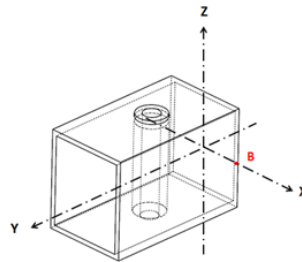
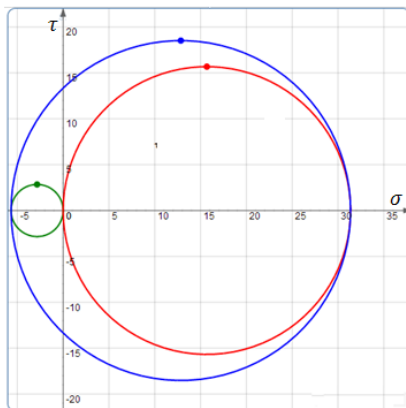
$$\sigma_{Bz} := 0$$

$$\tau_{Bxy} := \tau_a = 116124.427523$$

$$\tau_{Byz} := \tau_{fzbd} = 13.350485 \times 10^6$$

$$\tau_{Bxz} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{B1} := 31.3706 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{B2} := 0$$

$$\sigma_{B3} := -5.6816 \cdot 10^6 = -5.681600 \times 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Beq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{B1} - \sigma_{B2})^2 + (\sigma_{B1} - \sigma_{B3})^2 + (\sigma_{B2} - \sigma_{B3})^2]} = 34.563425 \times 10^6$$

$$CSB := \frac{S_y}{\sigma_{Beq}} = 9.258342$$

Para o ponto C

$$\sigma_{Cy} := -\sigma_{mfa} = -2.568922 \times 10^7$$

$$\sigma_{Cx} := 0$$

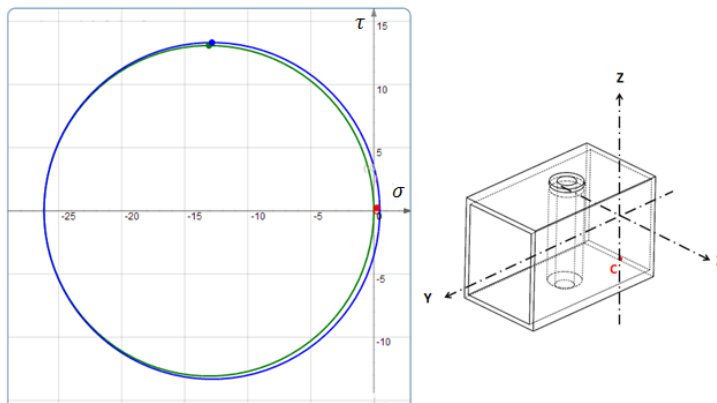
$$\sigma_{Cz} := 0$$

$$\tau_{Cxy} := \tau_a = 116124.427523$$

$$\tau_{Cyz} := \tau_{fzc} = 3.517617 \times 10^6$$

$$\tau_{Czx} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{C1} := 0.47 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{C2} := 0$$

$$\sigma_{C3} := -26.1625 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Ceq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{C1} - \sigma_{C2})^2 + (\sigma_{C1} - \sigma_{C3})^2 + (\sigma_{C2} - \sigma_{C3})^2]} = 26.400638 \times 10^6$$

$$CSC := \frac{S_y}{\sigma_{Ceq}} = 12.120919$$

Para o ponto D

$$\sigma_{Dy} := \sigma_{mfa} = 25.689216 \times 10^6$$

$$\sigma_{Dx} := 0$$

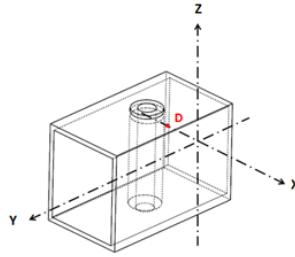
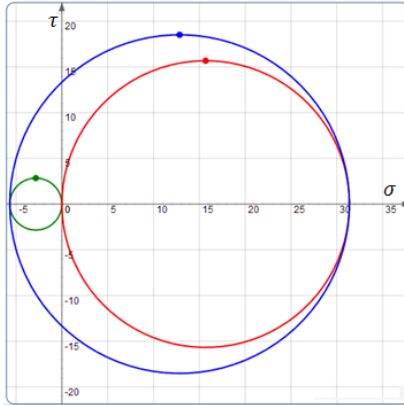
$$\sigma_{Dz} := 0$$

$$\tau_{Dxy} := -\tau_a = -116124.427523$$

$$\tau_{Dyz} := \tau_{fzbd} = 13.350485 \times 10^6$$

$$\tau_{Dxz} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{D1} := 31.3706 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{D2} := 0$$

$$\sigma_{D3} := -5.6816 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Deq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{D1} - \sigma_{D2})^2 + (\sigma_{D1} - \sigma_{D3})^2 + (\sigma_{D2} - \sigma_{D3})^2]} = 34.563425 \times 10^6$$

$$CSD := \frac{S_y}{\sigma_{Deq}} = 9.258342$$

APÊNDICE E – Análise analítica da parte superior da estrutura (processo FSW)

Informações do Perfil

$$\text{area} := 2.98794 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Lado maior} \quad \mathbf{d} := 0.140$$

$$\text{Lado menor} \quad \mathbf{b} := 0.120$$

$$\text{Espessura do perfil} \quad \mathbf{et} := 0.0067$$

Momento de inércia

$$\mathbf{ix} := 8.9921 \cdot 10^{-6}$$

$$\mathbf{iy} := 6.4598 \cdot 10^{-6}$$

Constantes dos materiais (aço doce)

$$\mathbf{E} := 200 \cdot 10^9 \quad \mathbf{GG} := 77 \cdot 10^9 \quad \text{Tensão de escoamento} \quad \mathbf{Sy} := 320 \cdot 10^6$$

ESFORÇOS

$$\text{Força axial ao eixo z} \quad \mathbf{Fz} := 20000$$

$$\text{Força horizontal eixo x} \quad \mathbf{Fx} := 3000$$

Momento fletor gerado pela força no eixo z

$$\mathbf{ys} := \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + 0.095 \right) = 0.165 \quad \mathbf{Mfz} := \mathbf{Fz} \cdot \mathbf{ys} = 3300$$

Momento fletor gerado pela força horizontal no eixo x

$$\mathbf{zs} := 0.115 \quad \mathbf{Mfx} := \mathbf{Fx} \cdot \mathbf{zs} = 345$$

$$\text{Torque máximo do motor} \quad \mathbf{t} := 21$$

Momento torçor causado pela força horizontal no eixo x

$$\mathbf{Tfhx} := \mathbf{Fx} \cdot \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + 0.095 \right) = 495$$

Torque total que age na estrutura

$$\mathbf{Ttotal} := \mathbf{Tfhx} + \mathbf{t} = 516$$

Tensões normais

Tensão devido a força axial ao eixo z

$$\sigma_{fa} := \frac{F_z}{\text{area}} = 6.693575 \times 10^6$$

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fz

$$\sigma_{mfa} := \frac{M_{fz} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{I_x} = 25.689216 \times 10^6$$

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fx

$$\sigma_{mfx} := \frac{M_{fx} \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{I_y} = 3.204434 \times 10^6$$

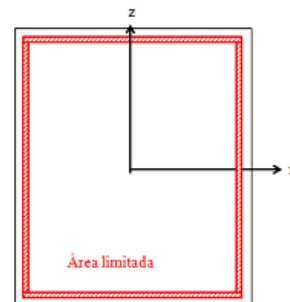
Tensões de Cisalhamento

Efeitos do momento torçor

Área limitada $a := (d - et) \cdot (b - et) = 0.013496$

Tensão em a e c $\tau_a := \frac{T_{total}}{2 \cdot a \cdot et} = 2.853343 \times 10^6$

Tensão em b e d $\tau_b := \frac{T_{total}}{2 \cdot a \cdot et} = 2.853343 \times 10^6$



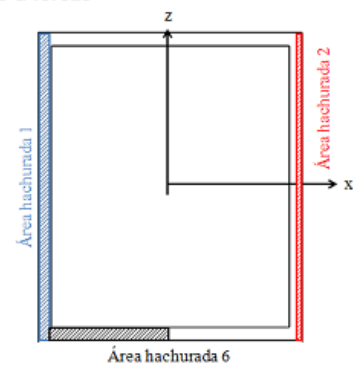
Áreas e distâncias para determinação das tensões de cisalhamento devido a forças cortantes

Área hachurada 1 $\text{area1} := d \cdot et = 938 \times 10^{-6}$

Área hachurada 2 $\text{area2} := d \cdot \frac{et}{2} = 469 \times 10^{-6}$

Área hachurada 3 $\text{area3} := \left(\frac{d}{2} - et\right) \cdot et = 424.11 \times 10^{-6}$

Área hachurada 4 $\text{area4} := b \cdot et = 804 \times 10^{-6}$



Área hachurada 5 $\text{area5} := b \cdot \frac{et}{2} = 402 \times 10^{-6}$

Área hachurada 6 $\text{area6} := \left(\frac{b}{2} - et\right) \cdot et = 357.11 \times 10^{-6}$

Área hachurada 1 e 3 até a linha neutra no eixo y $x1 := \left(\frac{b}{2} - \frac{et}{2}\right) = 0.05665$

Área hachurada 2 até a linha neutra no eixo y $x2 := \left(\frac{b}{2} + \frac{et}{2} + \frac{et}{4}\right) = 0.065025$

Área hachurada 4 até a linha neutra no eixo x $y1 := \left(\frac{d}{2} - \frac{et}{2}\right) = 0.06665$

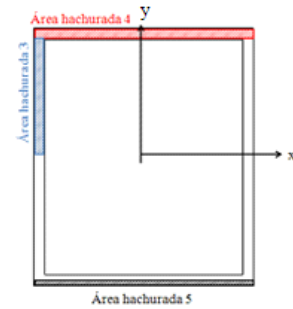
Área hachurada 5 até a linha neutra no eixo x $y2 := \left(\frac{b}{2} + \frac{et}{2} + \frac{et}{4}\right) = 0.065025$

Área hachurada 6 até a linha neutra no eixo y $x3 := \frac{\left(\frac{b}{2} - et\right)}{2} = 0.02665$

Área hachurada 2 até a linha neutra no eixo y $x4 := \left(\frac{b}{2} + \frac{et}{4}\right) = 0.061675$

Área hachurada 5 até a linha neutra no eixo x $y5 := \left(\frac{d}{2} + \frac{et}{4}\right) = 0.071675$

Área hachurada 3 até a linha neutra no eixo x $y6 := \left(\frac{d}{2} - et\right) = 0.0633$



Tensão devido a força cortante F_x , ponto a e c

$$Qx1 := \text{area1} \cdot x1 = 53.1377 \times 10^{-6}$$

$$Qx2 := 2 \cdot \text{area6} \cdot x3 = 19.033963 \times 10^{-6}$$

$$Qtxac := Qx1 + Qx2 = 72.171663 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fxac} := \frac{F_x \cdot Qtxac}{i_y \cdot 2 \cdot et} = 2.50129 \times 10^6$$

Tensão devido a força cortante F_x , ponto b

$$Qx3 := \text{area2} \cdot x4 = 28.925575 \times 10^{-6}$$

$$Q_{tfxb} := Q_{x1} + 4 \cdot Q_{x2} + Q_{x3} = 158.199127 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fxb} := \frac{F_x \cdot Q_{tfxb}}{I_y \cdot d} = 524781.15311$$

Tensão devido a força cortante F_x , ponto d

$$Q_{x4} := \text{area2} \cdot x_2 = 30.496725 \times 10^{-6}$$

$$Q_{tfxd} := Q_{x4} = 30.496725 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fxd} := \frac{F_x \cdot Q_{tfxd}}{I_y \cdot d} = 101164.316233$$

Plano de Tensões

Para o ponto A

$$\sigma_{Az} := \sigma_{mfa} + \sigma_{fa} + \sigma_{mfx} = 3.558722 \times 10^7$$

$$\sigma_{Ax} := 0$$

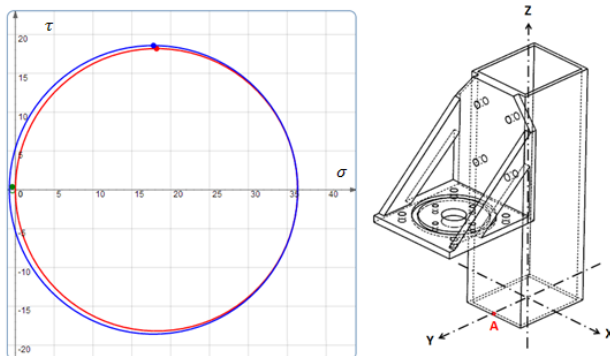
$$\sigma_{Ay} := 0$$

$$\tau_{Axz} := \tau_a + \tau_{fxac} = 5.354633 \times 10^6$$

$$\tau_{Ayz} := 0$$

$$\tau_{Axy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{A1} := 36.367 \cdot 10^6$$

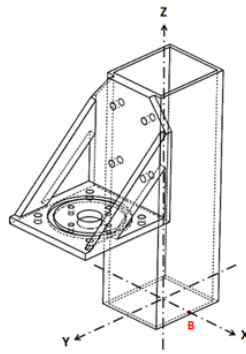
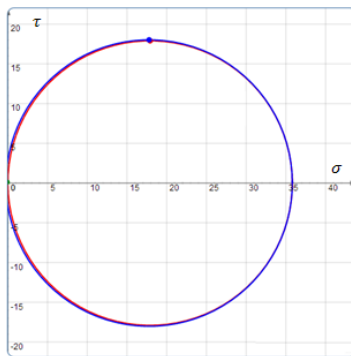
$$\sigma_{A2} := 0$$

$$\sigma_{A3} := -0.787 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Aeq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{A1} - \sigma_{A2})^2 + (\sigma_{A1} - \sigma_{A3})^2 + (\sigma_{A2} - \sigma_{A3})^2]} = 36.766818 \times 10^6$$

$$CSA := \frac{S_y}{\sigma_{Aeq}} = 8.7035$$



$$\sigma_{B1} := 35.814 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{B2} := 0$$

$$\sigma_{B3} := -0.2345 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Beq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{B1} - \sigma_{B2})^2 + (\sigma_{B1} - \sigma_{B3})^2 + (\sigma_{B2} - \sigma_{B3})^2]} = 35.931824 \times 10^6$$

$$CSB := \frac{S_y}{\sigma_{Beq}} = 8.905754$$

Para o ponto C

$$\sigma_{Cz} := -\sigma_{mfa} + \sigma_{fa} + \sigma_{mfx} = -1.579121 \times 10^7$$

$$\sigma_{Cx} := 0$$

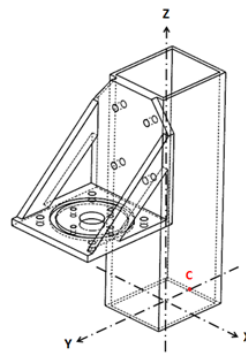
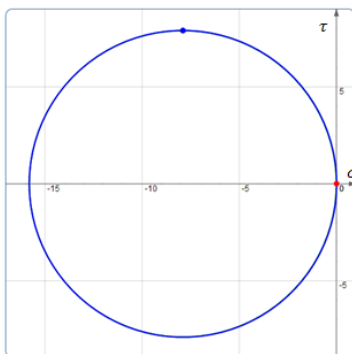
$$\sigma_{Cy} := 0$$

$$\tau_{Cxz} := -\tau_a + \tau_{fxac} = -352052.788658$$

$$\tau_{Cyz} := 0$$

$$\tau_{Cxy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{C1} := 0.0174 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{C2} := 0$$

$$\sigma_{C3} := -15.807 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Ceq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{C1} - \sigma_{C2})^2 + (\sigma_{C1} - \sigma_{C3})^2 + (\sigma_{C2} - \sigma_{C3})^2]} = 15.815707 \times 10^6$$

$$CSC := \frac{S_y}{\sigma_{Ceq}} = 20.23305$$

Para o ponto D

$$\sigma_{Dz} := -\sigma_{mfa} + \sigma_{fa} - \sigma_{mfx} = -2.220007 \times 10^7$$

$$\sigma_{Dx} := 0$$

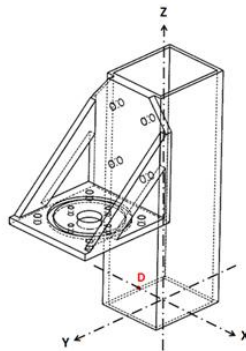
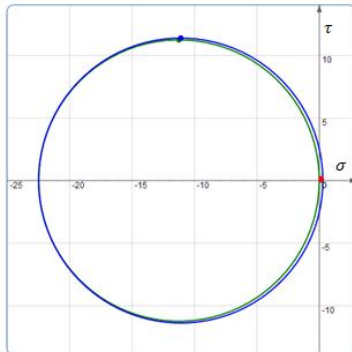
$$\sigma_{Dy} := 0$$

$$\tau_{Dxz} := \tau_{fxac} = 2.50129 \times 10^6$$

$$\tau_{Dyz} := -\tau_a = -2.853343 \times 10^6$$

$$\tau_{Dxy} := 0$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{D1} := 0.2837 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{D2} := 0$$

$$\sigma_{D3} := -22.483 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Deq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{D1} - \sigma_{D2})^2 + (\sigma_{D1} - \sigma_{D3})^2 + (\sigma_{D2} - \sigma_{D3})^2]} = 22.626184 \times 10^6$$

$$CSD := \frac{S_y}{\sigma_{Deq}} = 14.142906$$

APÊNDICE F – Análise analítica da parte inferior da estrutura (processo FSW)

Informações do Perfil

$$\mathbf{area} := 2.98794 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Lado maior} \quad \mathbf{d} := 0.140$$

$$\text{Lado menor} \quad \mathbf{b} := 0.120$$

$$\text{Espessura do perfil} \quad \mathbf{et} := 0.0067$$

Momento de inércia

$$\mathbf{ix} := 8.9921 \cdot 10^{-6}$$

$$\mathbf{iz} := 6.4598 \cdot 10^{-6}$$

Constantes dos materiais (aço doce)

$$\mathbf{E} := 200 \cdot 10^9 \quad \mathbf{GG} := 77 \cdot 10^9 \quad \text{Tensão de escoamento} \quad \mathbf{Sy} := 320 \cdot 10^6$$

ESFORÇOS

$$\text{Força axial ao eixo z} \quad \mathbf{Fz} := 20000$$

$$\text{Força horizontal eixo x} \quad \mathbf{Fx} := 3000$$

Momento fletor gerado pela força no eixo z

$$\mathbf{ys} := \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + 0.095 \right) = 0.165 \quad \mathbf{Mfz} := \mathbf{Fz} \cdot \mathbf{ys} = 3300$$

Momento fletor gerado pela força horizontal no eixo x

$$\mathbf{zsm} := 0.093 \quad \mathbf{Mfx} := \mathbf{Fx} \cdot \mathbf{zsm} = 279$$

$$\text{Torque máximo do motor} \quad \mathbf{t} := 21$$

Momento torçor causado pela força horizontal no eixo x

$$\mathbf{Tfmx} := \mathbf{Fx} \cdot (0.095) = 285$$

Torque total que age na estrutura

$$\mathbf{Ttotal} := \mathbf{Tfmx} = 285$$

Tensões normais

Tensão devido a força axial ao eixo z

$$\sigma_{fa} := \frac{F_z}{\text{area}} = 6.693575 \times 10^6$$

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fz

$$\sigma_{mfa} := \frac{M_{fz} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{I_x} = 25.689216 \times 10^6$$

Tensão devido ao momento fletor gerado pela força Fx

$$\sigma_{mfx} := \frac{M_{fx} \cdot \left(\frac{b}{2}\right)}{I_y} = 3.204434 \times 10^6$$

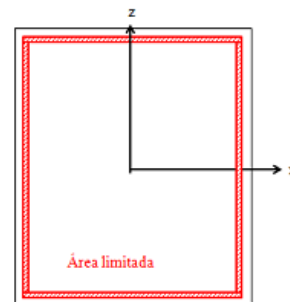
Tensões de Cisalhamento

Efeitos do momento torçor

Área limitada $a := (d - et \cdot 2) \cdot (b - et \cdot 2) = 0.013496$

Tensão em a e c $\tau_a := \frac{T_{\text{total}}}{2 \cdot a \cdot et} = 2.853343 \times 10^6$

Tensão em b e d $\tau_b := \frac{T_{\text{total}}}{2 \cdot a \cdot et} = 2.853343 \times 10^6$



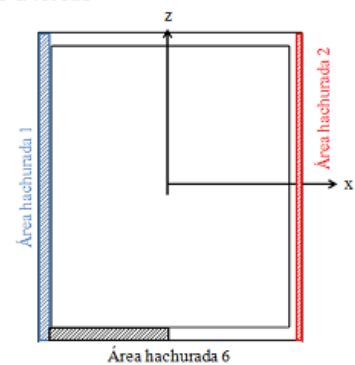
Áreas e distâncias para determinação das tensões de cisalhamento devido a forças cortantes

Área hachurada 1 $\text{area1} := d \cdot et = 938 \times 10^{-6}$

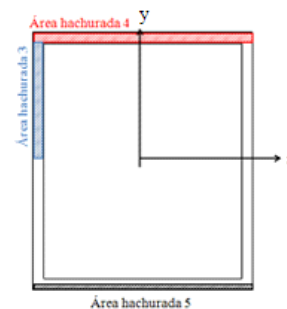
Área hachurada 2 $\text{area2} := d \cdot \frac{et}{2} = 469 \times 10^{-6}$

Área hachurada 3 $\text{area3} := \left(\frac{d}{2} - et\right) \cdot et = 424.11 \times 10^{-6}$

Área hachurada 4 $\text{area4} := b \cdot et = 804 \times 10^{-6}$



$$\begin{aligned} \text{Área hachurada 5} \quad \mathbf{area5} &:= \mathbf{b} \cdot \frac{\mathbf{et}}{2} = 402 \times 10^{-6} \\ \text{Área hachurada 6} \quad \mathbf{area6} &:= \left(\frac{\mathbf{b}}{2} - \mathbf{et} \right) \cdot \mathbf{et} = 357.11 \times 10^{-6} \\ \text{Área hachurada 1 e 3 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo y} \quad \mathbf{x1} &:= \left(\frac{\mathbf{b}}{2} - \frac{\mathbf{et}}{2} \right) = 0.05665 \\ \text{Área hachurada 2 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo y} \quad \mathbf{x2} &:= \left(\frac{\mathbf{b}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{4} \right) = 0.065025 \\ \text{Área hachurada 4 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo x} \quad \mathbf{y1} &:= \left(\frac{\mathbf{d}}{2} - \frac{\mathbf{et}}{2} \right) = 0.06665 \\ \text{Área hachurada 5 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo x} \quad \mathbf{y2} &:= \left(\frac{\mathbf{b}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{4} \right) = 0.065025 \\ \text{Área hachurada 6 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo y} \quad \mathbf{x3} &:= \frac{\left(\frac{\mathbf{b}}{2} - \mathbf{et} \right)}{2} = 0.02665 \\ \text{Área hachurada 2 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo y} \quad \mathbf{x4} &:= \left(\frac{\mathbf{b}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{4} \right) = 0.061675 \\ \text{Área hachurada 5 até a} & \\ \text{linha neutra no eixo x} \quad \mathbf{y5} &:= \left(\frac{\mathbf{d}}{2} + \frac{\mathbf{et}}{4} \right) = 0.071675 \end{aligned}$$



$$\mathbf{Qx1} := \mathbf{area1} \cdot \mathbf{x1} = 53.1377 \times 10^{-6}$$

$$\mathbf{Qx2} := 2 \cdot \mathbf{area6} \cdot \mathbf{x3} = 19.033963 \times 10^{-6}$$

$$\mathbf{Qxfxac} := \mathbf{Qx1} + \mathbf{Qx2} = 72.171663 \times 10^{-6}$$

$$\mathbf{\tau fxac} := \frac{\mathbf{Fx} \cdot \mathbf{Qxfxac}}{\mathbf{iz} \cdot 2 \cdot \mathbf{et}} = 2.50129 \times 10^6$$

Tensão devido a força cortante F_x , ponto b

$$\mathbf{Qx3} := \mathbf{area2} \cdot \mathbf{x4} = 28.925575 \times 10^{-6}$$

$$\mathbf{Qxfxb} := \mathbf{Qx1} + 4 \cdot \mathbf{Qx2} + \mathbf{Qx3} = 158.199127 \times 10^{-6}$$

$$\mathbf{\tau fxb} := \frac{\mathbf{Fx} \cdot \mathbf{Qxfxb}}{\mathbf{iz} \cdot \mathbf{d}} = 524781.15311$$

Tensão devido a força cortante F_x , ponto d

$$Q_{x4} := \text{area2} \cdot x2 = 30.496725 \times 10^{-6}$$

$$Q_{tfxd} := Q_{x4} = 30.496725 \times 10^{-6}$$

$$\tau_{fxd} := \frac{F_x \cdot Q_{tfxd}}{I_z \cdot d} = 101164.316233$$

Efeitos do momento torçor força F_x vezes braço de alavanca

$$\text{Área limitada} \quad a_a := (d - e t \cdot 2) \cdot (b - e t \cdot 2) = 0.013496$$

$$\text{Tensão em a e c} \quad \tau_{ac} := \frac{T_{total}}{2 \cdot a_a \cdot e t} = 1.575974 \times 10^6$$

$$\text{Tensão em b e d} \quad \tau_{bd} := \frac{T_{total}}{2 \cdot a_a \cdot e t} = 1.575974 \times 10^6$$

Plano de Tensões

Para o ponto A

$$\sigma_{Ay} := \sigma_{mfa} + \sigma_{mfx} = 2.828063 \times 10^7$$

$$\sigma_{Ax} := 0$$

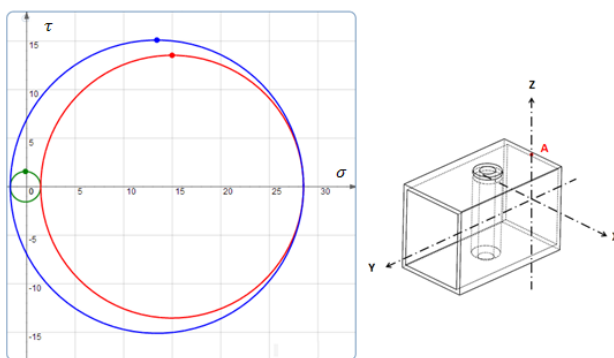
$$\sigma_{Az} := 0$$

$$\tau_{Axz} := \tau_{ac} = 1.575974 \times 10^6$$

$$\tau_{Ayz} := 0$$

$$\tau_{Axy} := \tau_{fxac} + \tau_a = 2.617415 \times 10^6$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{A1} := 28.52 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{A2} := 0$$

$$\sigma_{A3} := -1.68 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Aeq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{A1} - \sigma_{A2})^2 + (\sigma_{A1} - \sigma_{A3})^2 + (\sigma_{A2} - \sigma_{A3})^2]} = 29.396027 \times 10^6$$

$$CSA := \frac{S_y}{\sigma_{Aeq}} = 10.885825$$

Para o ponto B

$$\sigma_{By} := -\sigma_{mfx} = -2.591411 \times 10^6$$

$$\sigma_{Bx} := 0$$

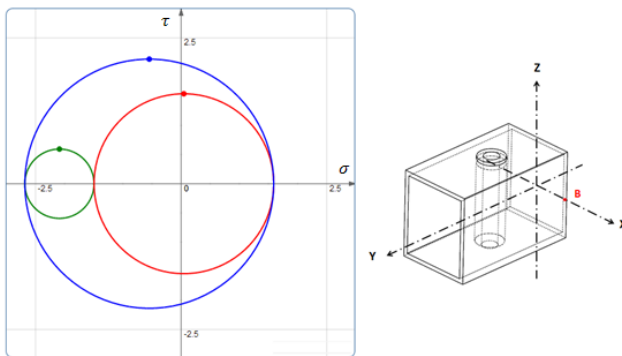
$$\sigma_{Bz} := 0$$

$$\tau_{Bxz} := \tau_{bd} = 1.575974 \times 10^6$$

$$\tau_{Byz} := 0$$

$$\tau_{Bxy} := -\tau_b + \tau_{fxb} = 408656.725586$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{B1} := 1.59 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{B2} := 0$$

$$\sigma_{B3} := -2.68 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Beq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{B1} - \sigma_{B2})^2 + (\sigma_{B1} - \sigma_{B3})^2 + (\sigma_{B2} - \sigma_{B3})^2]} = 3.737874 \times 10^6$$

$$CSB := \frac{S_y}{\sigma_{Beq}} = 85.610169$$

Para o ponto C

$$\sigma_{Cy} := -\sigma_{mf} - \sigma_{mfx} = -2.828063 \times 10^7$$

$$\sigma_{Cx} := 0$$

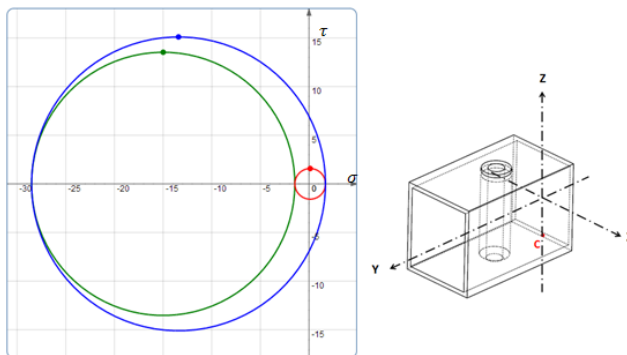
$$\sigma_{Cz} := 0$$

$$\tau_{Cxz} := \tau_{ac} = 1.575974 \times 10^6$$

$$\tau_{Cyz} := 0$$

$$\tau_{Cxy} := \tau_a + \tau_{fxac} = 2.617415 \times 10^6$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{C1} := 1.694 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{C2} := 0$$

$$\sigma_{C3} := -28.51 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Ceq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{C1} - \sigma_{C2})^2 + (\sigma_{C1} - \sigma_{C3})^2 + (\sigma_{C2} - \sigma_{C3})^2]} = 29.393633 \times 10^6$$

$$CSC := \frac{S_y}{\sigma_{Ceq}} = 10.886711$$

Para o ponto D

$$\sigma_{Dy} := \sigma_{mfx} = 2.591411 \times 10^6$$

$$\sigma_{Dx} := 0$$

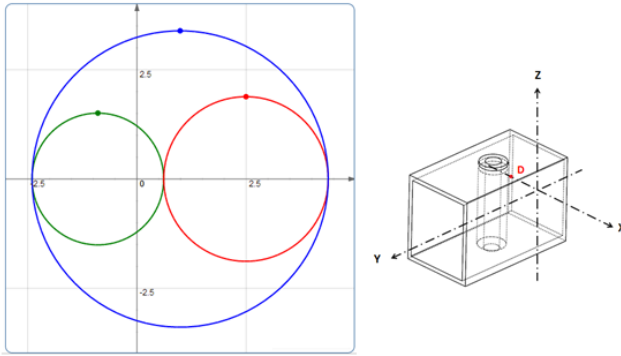
$$\sigma_{Dz} := 0$$

$$\tau_{Dxz} := \tau_{bd} = 1.575974 \times 10^6$$

$$\tau_{Dyz} := 0$$

$$\tau_{Dxy} := -\tau_b + \tau_{fxd} = -14960.11129$$

CIRCULO DE MOHR



$$\sigma_{D1} := 4.378 \cdot 10^6$$

$$\sigma_{D2} := 0$$

$$\sigma_{D3} := -2.408 \cdot 10^6$$

Critério de Von Mises

$$\sigma_{Deq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot \sqrt{[(\sigma_{D1} - \sigma_{D2})^2 + (\sigma_{D1} - \sigma_{D3})^2 + (\sigma_{D2} - \sigma_{D3})^2]} = 5.958823 \times 10^6$$

$$CSD := \frac{S_y}{\sigma_{Deq}} = 53.70188$$

APÊNDICE G – Modos vibratórios

Nas Figuras G.1 e G.2, pode-se observar como a máquina irá vibrar. Os modos vibratórios plotados em elementos finitos.

Figura G.1 – Modo vibratório para frequência natural de 101,44 Hz

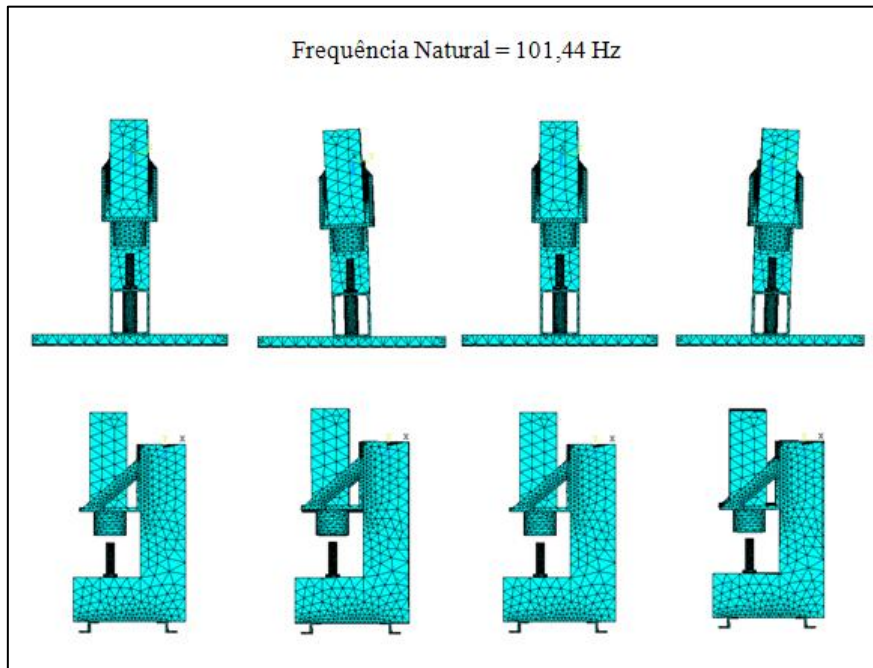
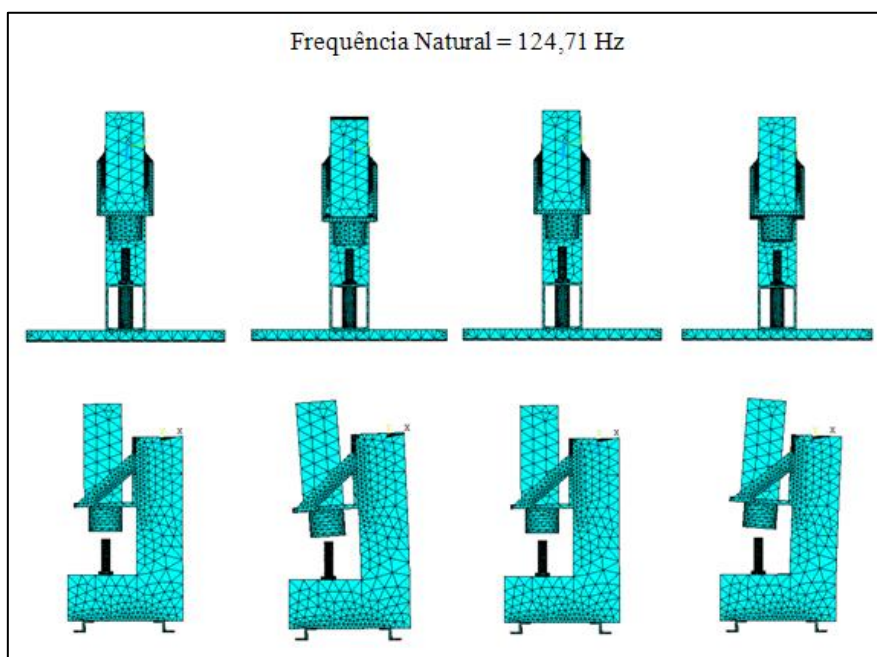


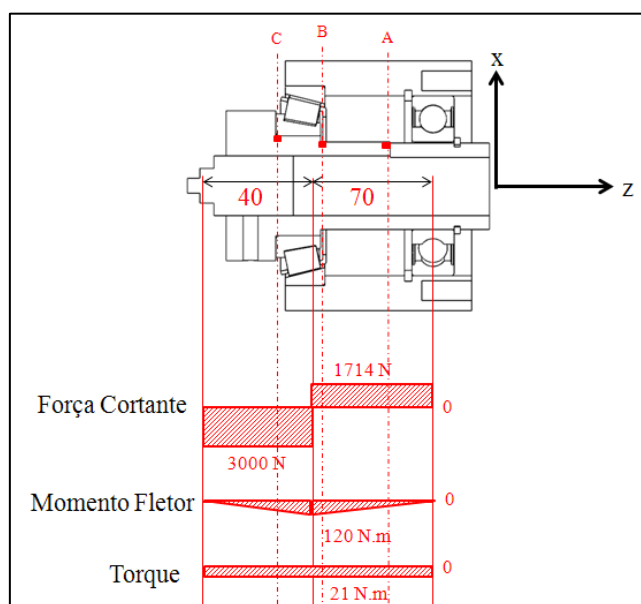
Figura G.1 – Modo vibratório para frequência natural de 124,71 Hz



APÊNDICE H – Cálculos do dimensionamento do eixo

Calculou-se o diâmetro necessário para cada ponto do eixo (A, B e C), utilizando critérios de vida infinita a fadiga. Para o ponto A o C.S. é igual a 2,7, para o ponto B é de 2 e para o ponto C é de 2,5. Abaixo seguem os cálculos.

Figura H.1 – Diagramas de força cortante, momento fletor e torque



Para o ponto A:

$$S_{ut} := 627 \cdot 10^6 \quad S_y := 531 \cdot 10^6$$

Correção para a resistência à fadiga

$$S_{el} := 0.5 \cdot S_{ut} = 3.135 \times 10^8$$

$$a := 1.58$$

$$b := -0.085$$

$$k_a := a \cdot S_{ut}^b = 0.282$$

$$d := 0.37 - 0.035$$

$$k_b := 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.974$$

$$k_c := 0.59$$

$$k_d := 1$$

$$k_e := 1$$

$$k_t := 3$$

$$q := 0.72$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_t - 1) = 2.44$$

$$k_{tt} := \frac{1}{k_f} = 0.41$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_{tt} \cdot S_{el} = 4.227 \times 10^7$$

Coeficiente de segurança $n := 2.7$

$M_a := 50$ Amplitude do momento

$T_a := 0$ Amplitude do torque

$M_m := 0$ Momento médio

$T_m := 21$ Torque médio

Diâmetro interno $d_e := 0.024$

Diâmetro externo estimado $d_{oo} := 0.035$

$$\alpha := \left(\frac{d_e}{d_{oo}} \right) = 0.686$$

$$B := \frac{1}{1 - (\alpha)^4} = 1.284$$

$$\sigma_u := S_{ut} = 6.27 \times 10^8$$

$$\sigma_y := S_y = 5.31 \times 10^8$$

$$\sigma_f := S_e = 4.227 \times 10^7$$

$$\sigma_{ft} := S_e = 4.227 \times 10^7$$

Diâmetro externo necessário para ter vida em fadiga infinita e C.S. 2,7

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot B \cdot \sqrt{\left(\frac{M_m}{\sigma_u} + \frac{M_a}{\sigma_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{\sigma_y} + \frac{T_a}{\sigma_{ft}} \right)^2}} = 0.035$$

Para o ponto B:

$$S_{ut} := 627 \cdot 10^6 \quad S_y := 531 \cdot 10^6$$

Correção para a resistência à fadiga

$$S_{el} := 0.5 \cdot S_{ut} = 3.135 \times 10^8$$

$$a := 1.58$$

$$b := -0.085$$

$$k_a := a \cdot S_{ut}^b = 0.282$$

$$d := 0.37 - 0.035$$

$$k_b := 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.974$$

$$k_c := 0.7$$

$$k_d := 1$$

$$k_e := 1$$

$$k_t := 2.1$$

$$q := 0.72$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_t - 1) = 1.792$$

$$k_{tt} := \frac{1}{k_f} = 0.558$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_{tt} \cdot S_{el} = 6.828 \times 10^7$$

Coefficiente de segurança $n := 2$

$M_a := 112$ Amplitude do momento

$T_a := 0$ Amplitude do torque

$M_m := 0$ Momento médio

$T_m := 21$ Torque médio

Diâmetro interno $d_e := 0.024$

Diâmetro externo estimado $d_{oo} := 0.035$

$$\alpha := \left(\frac{de}{doo} \right) = 0.686$$

$$B := \frac{1}{1 - (\alpha)^4} = 1.284$$

$$\sigma_u := S_{ut} = 6.27 \times 10^8$$

$$\sigma_f := S_e = 6.828 \times 10^7$$

$$\sigma_y := S_y = 5.31 \times 10^8$$

$$\sigma_{ft} := S_e = 6.828 \times 10^7$$

Diâmetro externo necessário para ter vida em fadiga infinita e C.S. 2

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot B \cdot \sqrt{\left(\frac{M_m}{\sigma_u} + \frac{M_a}{\sigma_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{\sigma_y} + \frac{T_a}{\sigma_{ft}} \right)^2}} = 0.035$$

Para o ponto C:

$$S_{ut} := 627 \cdot 10^6 \quad S_y := 531 \cdot 10^6$$

Correção para a resistência à fadiga

$$S_{el} := 0.5 \cdot S_{ut} = 3.135 \times 10^8$$

$$a := 1.58$$

$$b := -0.085$$

$$k_a := a \cdot S_{ut}^b = 0.282$$

$$d := 0.37 - 0.035$$

$$k_b := 1.24 \cdot d^{-0.107} = 1.974$$

$$k_c := 0.59$$

$$k_d := 1$$

$$k_e := 1$$

$$k_t := 2.5$$

$$q := 0.78$$

$$k_f := 1 + q \cdot (k_t - 1) = 2.17$$

$$k_{tt} := \frac{1}{k_f} = 0.461$$

$$S_e := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_{tt} \cdot S_{el} = 4.753 \times 10^7$$

Coeficiente de segurança $n := 2.5$

$M_a := 105$ Amplitude do momento

$T_a := 0$ Amplitude do torque

$M_m := 0$ Momento médio

$T_m := 21$ Torque médio

Diâmetro interno $d_e := 0.024$

Diâmetro externo estimado $d_{oo} := 0.040$

$$\alpha := \left(\frac{d_e}{d_{oo}} \right) = 0.6$$

$$B := \frac{1}{1 - (\alpha)^4} = 1.149$$

$$\sigma_u := S_{ut} = 6.27 \times 10^8$$

$$\sigma_f := S_e = 4.753 \times 10^7$$

$$\sigma_y := S_y = 5.31 \times 10^8$$

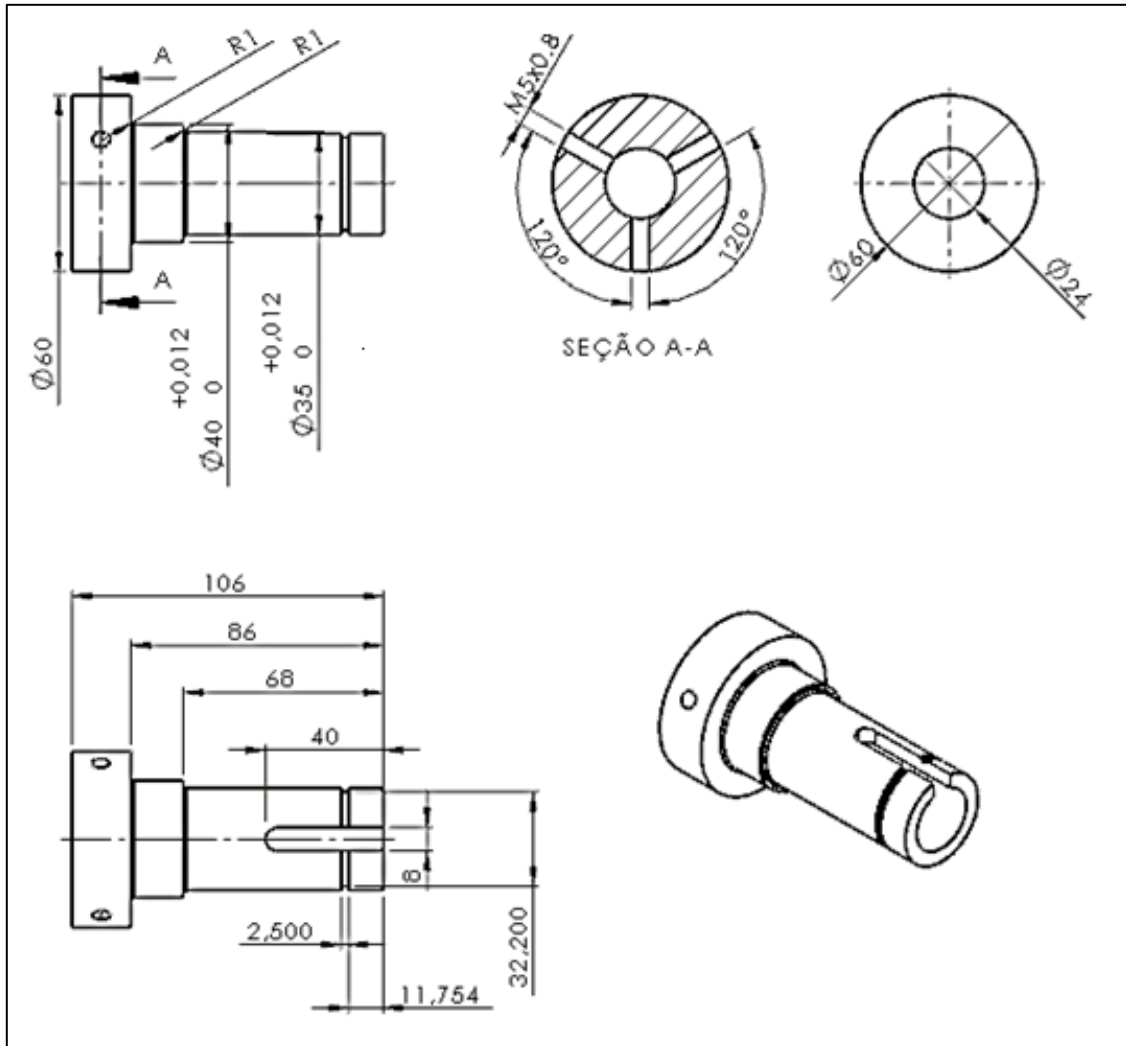
$$\sigma_{ft} := S_e = 4.753 \times 10^7$$

Diâmetro externo necessário para ter vida em fadiga infinita e C.S. 2,5

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\pi} \cdot B \cdot \sqrt{\left(\frac{M_m}{\sigma_u} + \frac{M_a}{\sigma_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T_m}{\sigma_y} + \frac{T_a}{\sigma_{ft}} \right)^2}} = 0.04$$

APÊNDICE I – Dimensões do eixo (em mm)

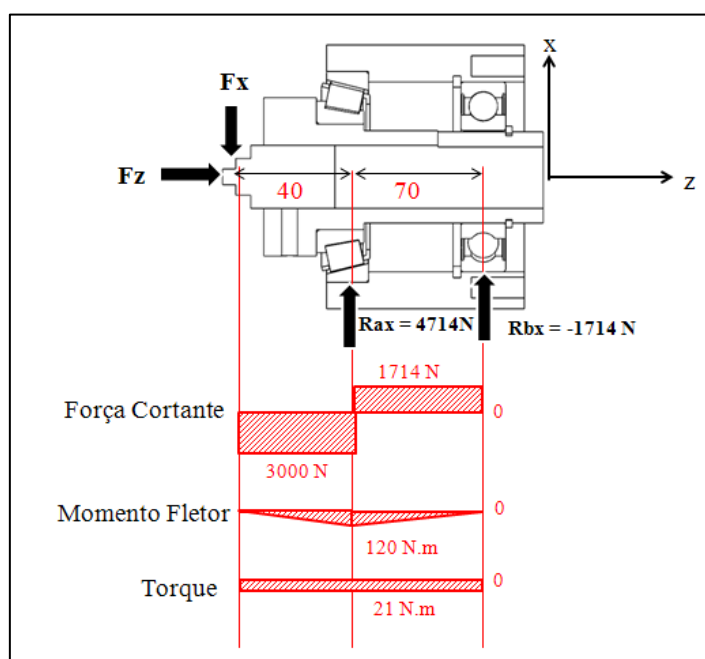
Figura I.1 – Dimensões do eixo



APÊNDICE J – Cálculos para a seleção dos rolamentos

Primeiramente utilizando equilíbrio de forças foram determinados os esforços sobre os rolamentos, em que foi utilizado um equilíbrio de forças para determinar esses valores (Figura J.1) . Uma vez determinados os esforços a próxima etapa foi selecionar os rolamentos que suportem esses esforços e a rotação máxima do servo motor.

Figura J.1 – Diagrama de esforço cortante, momento fletor e torque sobre o eixo



O rolamento para suportar o esforço axial e parte do radial, pode ser visto na Figura J.2. O rolamento para suportar apenas esforços radiais, pode ser visto na Figura J.3.

Figura J.3 – Dimensões e características do rolamento angular selecionado

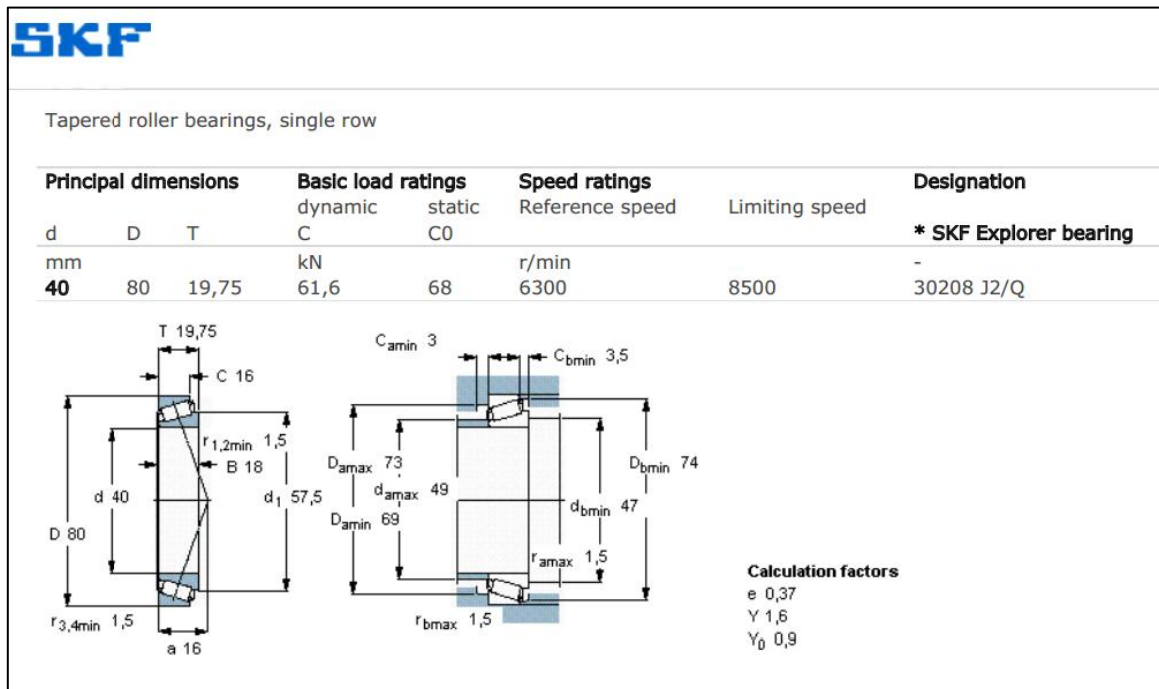
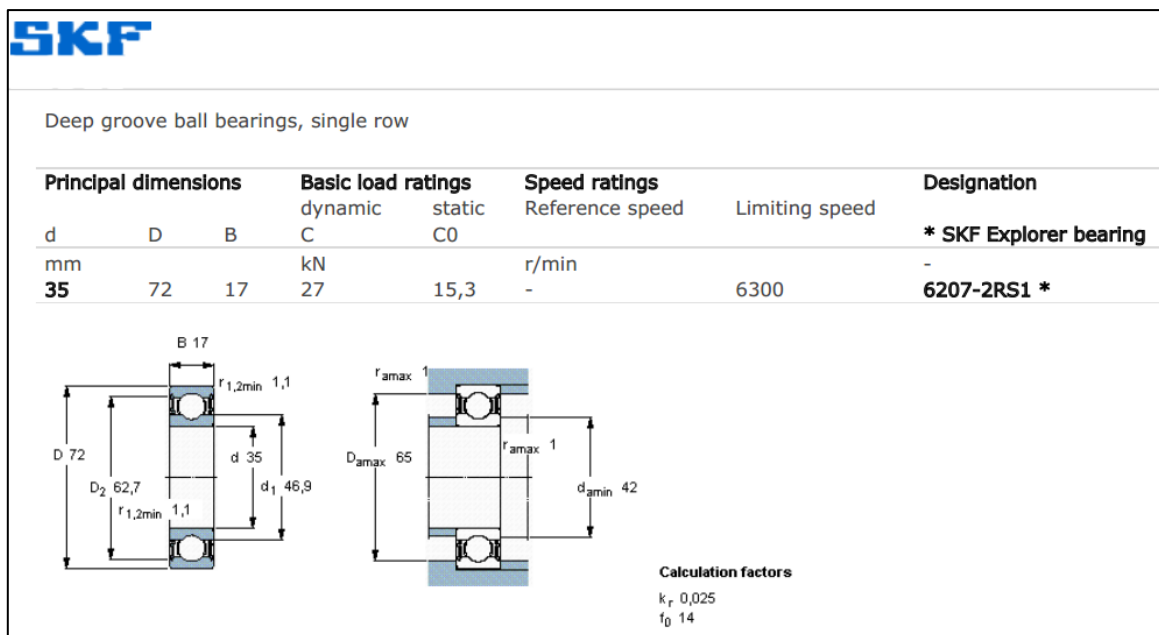


Figura J.2 – Dimensões e características do rolamento angular



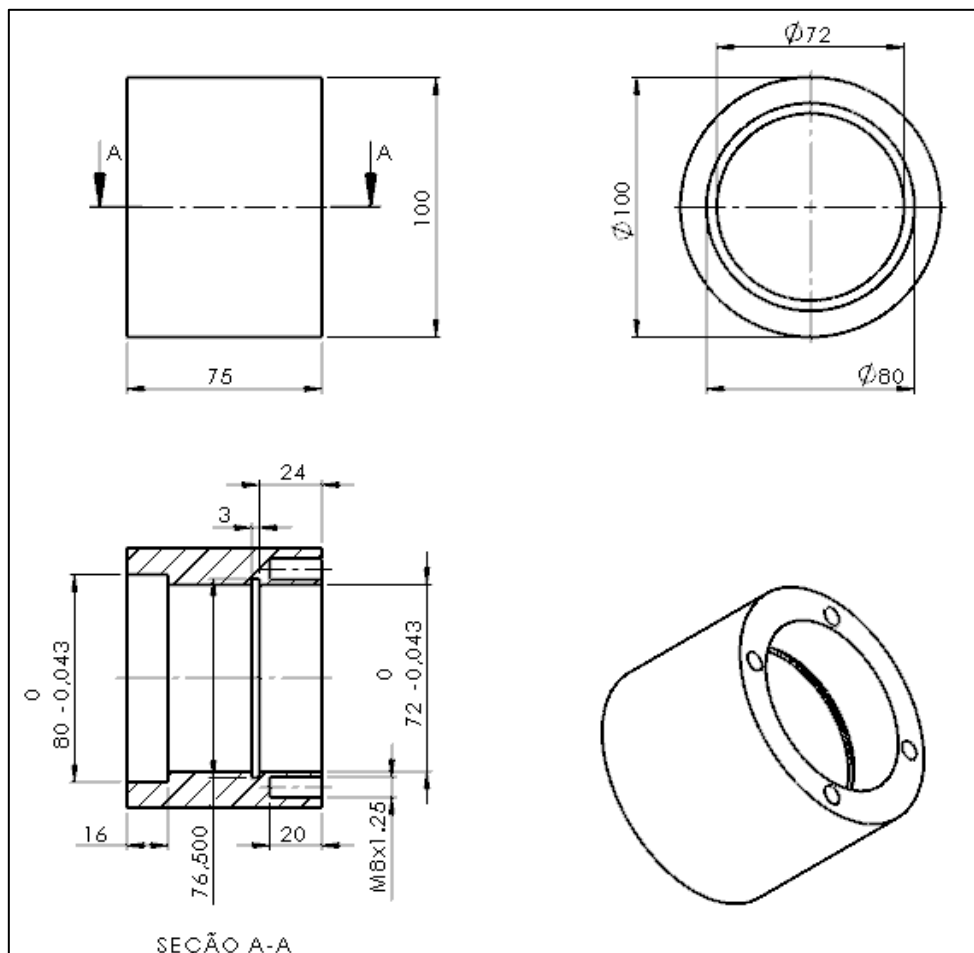
Foi utilizado o sistema online de calculo de rolamentos do fabricante SKF. Em que os esforços para cada rolamento foi determinado através do equilíbrio de forças e a rotação de serviço foi determinada na concepção (3000 rpm).

Rolamento angular: força axial de 20000 N e radial de 4714 N.

Rolamento radial: força radial de 1714 N.

APÊNDICE K – Dimensões (mm) do mancal

Figura K.1 – Dimensões do mancal



APÊNDICE L – Processos de fabricação do Eixo e do Mancal

A seguir é descrito o passo a passo da fabricação do eixo e após do mancal.

Eixo:

1. Seleção do tarugo com 63 mm de diâmetro;
2. Corte do tarugo com comprimento de 120 mm, utilizando serra fita;
3. Faceamento das faces do tarugo em torno convencional (TC);
4. Furos de centro nas duas extremidades (TC);
5. Furação do tarugo com broca de 8 mm de diâmetro, após broca de 14mm e por último broca de 20 mm (TC);
6. Desbaste do furo com ferramenta interna, até se chegar ao diâmetro de 24 mm (TC);
7. Com o ponto fixado no furo, iniciou-se a etapa de desbaste para geração do eixo escalonado (TC);
8. Sangramento para o alojamento do anel de retenção (TC);
9. Acerto dos diâmetros nas tolerâncias, utilizando micrômetro e lixa 120 (TC);
10. Rasgo de chaveta feito em centro de usinagem, utilizando uma fresa de topo com 8 mm de diâmetro.

Mancal:

1. Seleção do tubo com diâmetro externo de 105 mm e diâmetro interno de 65;
2. Corte do tubo com comprimento 85 mm, utilizando serra fita;
3. Faceamento das faces do tubo (TC);
4. Desbaste do diâmetro de 105 mm para 100 mm (TC);
5. Desbaste do diâmetro interno até se chegar a geometria escalonada (TC);
6. Sangramento para o alojamento do anel de retenção (TC);
7. Acerto dos diâmetros nas tolerâncias, utilizando micrômetro e lixa 120 (TC);
8. Demarcação para a furação dos furos roscados M8x1,25;
9. Furação com broca 4 mm e depois com broca 7 mm;
10. Passagem do macho M8x1.25.

APÊNDICE M – Dimensionamento da união parafusada PA

M14 X 2 CLASSE 8.8

Passo	passo := 2
Diâmetro do Parafuso	dd := 14
Comprimento da Junta	ll := 20
Altura da Porca	Hh := 12.8
Sobra de Filetes	Hr := 2·passo = 4
Comprimento do parafuso	Lp := ll + Hh + Hr + 5.2 = 42
Área da seção transversal do parafuso	$Ad := \frac{\pi \cdot dd^2}{4} = 153.938$
Área da seção resistiva ao escoamento	At := 115
E := 210000000	
Comprimento total da rosca (Lt)	Lt := 2·dd + 6 = 34
Comprimento da parte lisa do parafuso (ld)	ld := Lp - Lt = 8
Comprimento roscado na parte interna da junta (lt)	lt := ll - ld = 12
Rigidez do Parafuso	$Kb := \frac{Ad \cdot At \cdot E}{Ad \cdot lt + At \cdot ld} = 1.343 \times 10^9$
Ec := 96500000	
Rigidez da Junta	$Km := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot Ec \cdot dd}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \left(\frac{0.5774 \cdot ll + 0.5 \cdot dd}{0.5774 \cdot ll + 2.5 \cdot dd} \right) \right]} = 1.778 \times 10^9$
Constante elástica da junta (Cj)	$Cj := \frac{Kb}{Kb + Km} = 0.43$

Solicitação estática

Ruptura do parafuso

$$\text{Tensão de escoamento do parafuso (MPa)} \quad S_p := 600$$

$$\text{Força que causa ruptura} \quad F_p := S_p \cdot A_t = 6.9 \times 10^4$$

$$\text{Força de aperto (N)} \quad F_i := 0.75 \cdot F_p = 5.175 \times 10^4$$

Força (P) tende a desunir as chapas, dividida por dois uma vez que é dois parafusos

$$P := \frac{11590}{2} = 5.795 \times 10^3$$

$$n := \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C_j \cdot P} = 6.915$$

Separação da União

$$n_o := \frac{F_i}{P \cdot (1 - C_j)} = 15.679$$

Fadiga Segundo Goodman

$$\sigma_i := \frac{F_i}{A_t} = 450$$

$$\sigma_a := \frac{C_j \cdot P}{2 \cdot A_t} = 10.845$$

$$\sigma_m := \sigma_a + \sigma_i = 460.845$$

Limite de Fadiga $S_e := 129$

Tensão de cisalhamento $S_{ut} := 830$

$$S_a := \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} = 51.116$$

$$nf := \frac{S_a}{\sigma_a} = 4.713$$

$$\text{Força no eixo z} \quad F_z := \frac{20000}{4} = 5 \times 10^3$$

$$\text{Força no eixo x} \quad F_x := \frac{5880}{2} = 2.94 \times 10^3$$

$$\text{Força Resultante} \quad F_r := \sqrt{(F_z^2 + F_x^2)} = 5.8 \times 10^3$$

Esmagamento dos parafusos

$$\sigma_{\text{parafuso}} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(dd \cdot \frac{ll}{2} \right)} = 20.715$$

$$nep := \frac{Sp}{\sigma_{\text{parafuso}}} = 28.964$$

Esmagamento das chapas

$$\sigma_{\text{chapa}} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(dd \cdot \frac{ll}{2} \right)} = 20.715$$

Sc := 320

$$nec := \frac{Sc}{\sigma_{\text{chapa}}} = 15.447$$

Cisalhamento dos parafusos

Menor área resistiva do parafuso Ar := 104

$$\tau_p := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{Ar} = 27.886$$

$$ncp := \frac{Sp \cdot 0.58}{\tau_p} = 12.479$$

Cisalhamento na borda da chapa

z = Borda mínima (mm) z := 60

$$a := z - \frac{dd}{2} = 53$$

$$\tau_{cc} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(a \cdot \frac{ll}{2} \right)} = 5.472$$

$$ncc := \frac{Sc \cdot 0.58}{\tau_{cc}} = 33.918$$

APÊNDICE N – Dimensionamento da união parafusada PB

M8 X 1.25	CLASSE 5.8
Passo	$\text{passo} := 1.25$
Diâmetro do Parafuso	$\text{dd} := 6$
Comprimento da Junta	$\text{ll} := 20$
Altura da Porca	$\text{Hh} := 0$
Sobra de Filetes	$\text{Hr} := 2 \cdot \text{passo} = 2.5$
Comprimento do parafuso	$\text{Lp} := \text{ll} + \text{Hh} + \text{Hr} + 5.2 = 27.7$
Área da seção transversal do parafuso	$\text{Ad} := \frac{\pi \cdot \text{dd}^2}{4} = 28.274$
Área da seção resistiva ao escoamento	$\text{At} := 36.6$
$\text{E} := 210000000$	
Comprimento total da rosca (Lt)	$\text{Lt} := 27$
Comprimento da parte lisa do parafuso (ld)	$\text{ld} := \text{Lp} - \text{Lt} = 0.7$
Comprimento roscado na parte interna da junta (lt)	$\text{lt} := \text{ll} - \text{ld} = 19.3$
Rigidez do Parafuso	$\text{Kb} := \frac{\text{Ad} \cdot \text{At} \cdot \text{E}}{\text{Ad} \cdot \text{lt} + \text{At} \cdot \text{ld}} = 3.804 \times 10^8$
$\text{Ec} := 96500000$	
Rigidez da Junta	$\text{Km} := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot \text{Ec} \cdot \text{dd}}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \left(\frac{0.5774 \cdot \text{ll} + 0.5 \cdot \text{dd}}{0.5774 \cdot \text{ll} + 2.5 \cdot \text{dd}} \right) \right]} = 5.21 \times 10^8$
Constante elástica da junta (Cj)	$\text{Cj} := \frac{\text{Kb}}{\text{Kb} + \text{Km}} = 0.422$
Solicitação estática	
Ruptura do parafuso	
Tensão de escoamento do parafuso (MPa)	$\text{Sp} := 380$
Força que causa ruptura	$\text{Fp} := \text{Sp} \cdot \text{At} = 1.391 \times 10^4$
Força de aperto (N)	$\text{Fi} := 0.75 \cdot \text{Fp} = 1.043 \times 10^4$

Força (P) tende a desunir o cabeçote

$$P := 5286 = 5.286 \times 10^3$$

$$n := \frac{Sp \cdot At - Fi}{Cj \cdot P} = 1.559$$

Separação da União

$$no := \frac{Fi}{P \cdot (1 - Cj)} = 3.414$$

Fadiga Segundo Goodman

$$\sigma_i := \frac{Fi}{At} = 285$$

$$\sigma_a := \frac{Cj \cdot P}{2 \cdot At} = 30.474$$

$$\sigma_m := \sigma_a + \sigma_i = 315.474$$

Limite de Fadiga $Se := 97$

Tensão de cisalhamento $Sut := 520$

$$Sa := \frac{Se \cdot (Sut - \sigma_i)}{Sut + Se} = 36.945$$

$$nf := \frac{Sa}{\sigma_a} = 1.212$$

Força no eixo Z $Fz := \frac{20000}{4} = 5 \times 10^3$

Força no eixo x $Fx := \frac{5880}{2} = 2.94 \times 10^3$

Força Resultante $Fr := \sqrt{(Fz^2 + Fx^2)} = 5.8 \times 10^3$

Esmagamento dos parafusos

$$\sigma_{\text{parafuso}} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(dd \cdot \frac{ll}{2} \right)} = 48.336$$

$$nep := \frac{Sp}{\sigma_{\text{parafuso}}} = 7.862$$

Esmagamento das chapas

$$\sigma_{\text{chapa}} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(\frac{dd}{2}\right)} = 48.336$$

$$Sc := 320$$

$$nec := \frac{Sc}{\sigma_{\text{chapa}}} = 6.62$$

Cisalhamento dos parafusos

$$\text{Menor área resistiva do parafuso} \quad Ar := 32.8$$

$$\tau_p := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{Ar} = 88.419$$

$$ncp := \frac{Sp \cdot 0.58}{\tau_p} = 2.493$$

Cisalhamento na borda da chapa

$$\text{Borda mínima (mm)} \quad z := 10$$

$$a := z - \frac{dd}{2} = 7$$

$$\tau_{cc} := \frac{Fr}{2} \cdot \frac{1}{\left(\frac{a}{2}\right)} = 41.431$$

$$ncc := \frac{Sc \cdot 0.58}{\tau_{cc}} = 4.48$$

APÊNDICE O – Dimensionamento do cordão de solda para unir as partes da estrutura principal

Garganta

$$hh := 0.008$$

Perfil Quadrado

$$b := 0.12$$

$$d := 0.14$$

$$\text{Torção} \quad j_u := \frac{(b + d)^3}{6} = 2.929 \times 10^{-3} \quad j := 0.707 \cdot hh \cdot j_u = 1.657 \times 10^{-5}$$

$$\text{Flexão} \quad I_x := \frac{d^2}{6} \cdot (3 \cdot b + d) = 1.633 \times 10^{-3}$$

$$I_y := \frac{b^2}{6} \cdot (3 \cdot d + b) = 1.296 \times 10^{-3}$$

$$\text{area} := 1.414 \cdot hh \cdot (b + d) = 2.941 \times 10^{-3}$$

Distâncias que irão causar o momentos

$$y_i := \left(0.095 + \frac{d}{2} \right) = 0.165 \quad z_s := 0.110$$

Raio do centróide do cordão até os pontos mais críticos da estrutura

$$r := 0.1276$$

ESFORÇOS

Força no eixo z

$$F_z := 20000$$

Momento fletor no eixo x

$$M_{fz} := F_z \cdot y_i = 3.3 \times 10^3$$

Força no eixo x

$$F_x := 3000$$

Momento torçor

$$M_{tz} := F_x \cdot y_i = 495$$

Torque máximo do motor $t := 21$

Momento torçor máximo

$$M_{tt} := t + M_{tz} = 516$$

Momento fletor no eixo y

$$M_{fy} := F_x \cdot z_s = 330$$

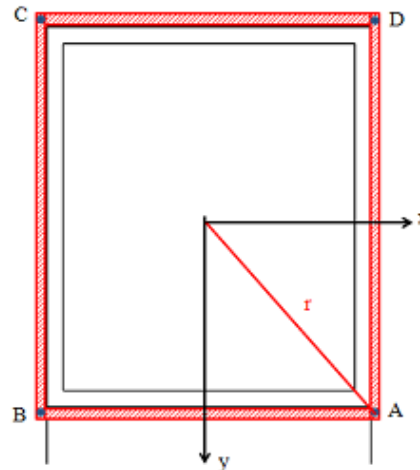
Tensões nos pontos mais crítico da solda.

$$\tau_x := \frac{F_x}{\text{area}} = 1.02 \times 10^6$$

$$\tau_z := \frac{F_z}{\text{area}} = 6.8 \times 10^6$$

$$\tau_{mfy} := M_{fy} \cdot \frac{r}{I_y} = 3.249 \times 10^4$$

$$\tau_t := M_{tt} \cdot \frac{r}{j} = 3.974 \times 10^6$$



Tensão resultante no ponto

$$\tau_a := \sqrt{(\tau_x + \tau_t \cdot 0.766)^2 + (-\tau_t \cdot 0.766)^2 + (\tau_{mfy} + \tau_z)^2} = 8.513 \times 10^6$$

$$\tau_b := \sqrt{(\tau_x + \tau_t \cdot 0.766)^2 + (\tau_t \cdot 0.766)^2 + (\tau_{mfy} + \tau_z)^2} = 8.513 \times 10^6$$

$$\tau_c := \sqrt{(\tau_x - \tau_t \cdot 0.642)^2 + (-\tau_t \cdot 0.766)^2 + (-\tau_{mfy} + \tau_z)^2} = 7.577 \times 10^6$$

$$\tau_d := \sqrt{(\tau_x - \tau_t \cdot 0.642)^2 + (\tau_t \cdot 0.642)^2 + (-\tau_{mfy} - \tau_z)^2} = 7.452 \times 10^6$$

Tensão de escoamento do eletrodo $S_y := 393 \cdot 10^6$

$$\tau_{\text{maxima}} := 0.58 \cdot S_y = 2.279 \times 10^8$$

Coefficiente de segurança do cordão $n := \frac{\tau_{\text{maxima}}}{\tau_a} = 26.776$

APÊNDICE P – Dimensionamento dos cordões de solda do suporte do motor

Garganta

$$hh := 0.008$$

Perfil Quadrado

$$b := 0.00125$$

$$d := 0.06$$

$$\text{Torção} \quad j_u := \frac{(b + d)^3}{6} = 3.83 \times 10^{-5}$$

$$j := 0.707 \cdot hh \cdot j_u = 2.166 \times 10^{-7}$$

$$\text{Flexão} \quad I_x := \frac{d^2}{6} \cdot (3 \cdot b + d) = 3.825 \times 10^{-5}$$

$$I_y := \frac{b^2}{6} \cdot (3 \cdot d + b) = 4.72 \times 10^{-8}$$

$$\text{Área do cordão de solda} \quad \text{area} := 1.414 \cdot hh \cdot (b + d) = 6.929 \times 10^{-4}$$

Distâncias que irão causar o momentos

$$zs := 0.110$$

Raio do centróide do cordão até os pontos mais críticos da estrutura

$$r := 0.0342$$

ESFORÇOS

Força no eixo z

$$F_z := 20000$$

Força no eixo x

$$F_x := 3000$$

Torque máximo do motor $t := 21$

Momento torçor devido a força F_x

$$M_{tt} := 330$$

Equilíbrio das forças atuando sobre a ferramenta

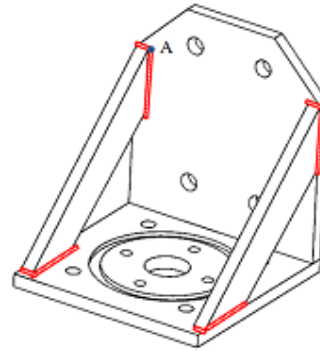
Reações nas hastes $F_{hy} := 11950$
 $F_{hz} := 9950$

Tensões no ponto mais crítico da solda (Ponto A).

$$\tau_z := \frac{F_{hz}}{\text{area}} = 1.436 \times 10^7$$

$$\tau_y := \frac{F_{hy}}{\text{area}} = 1.725 \times 10^7$$

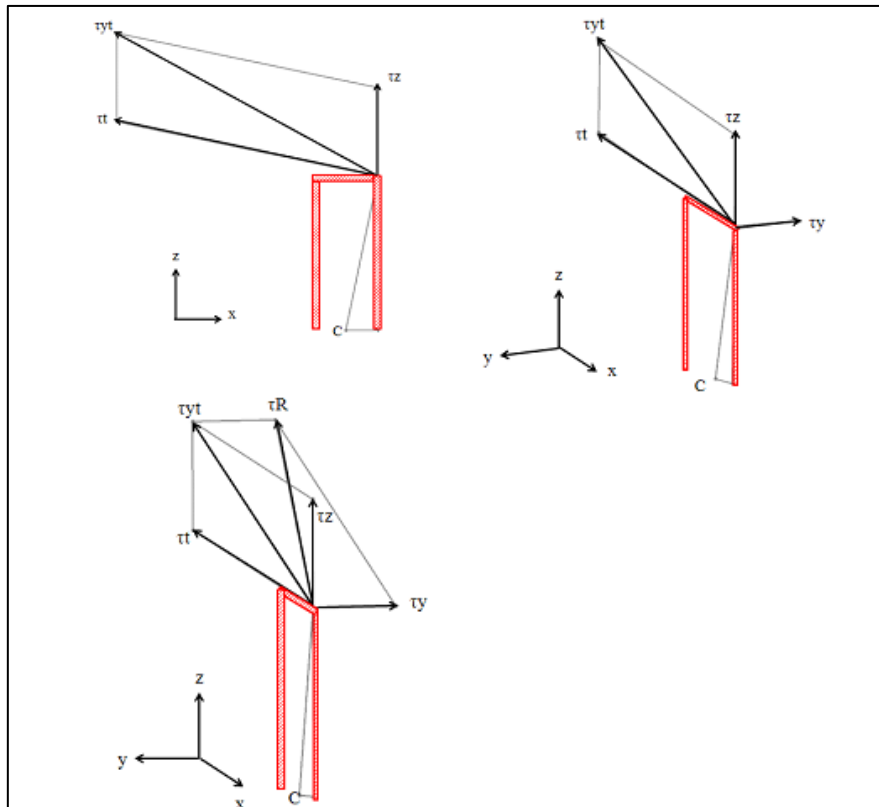
$$\tau_t := M_{tt} \cdot \frac{r}{j} = 5.21 \times 10^7$$



Tensão resultante no ponto mais crítico encontrada graficamente

A Figura P.1 mostra parte (metade) do cordão de solda e as tensões são as do ponto A. O ponto A é o mais crítico das uniões soldadas do suporte do motor. Consequentemente se ele suportar os esforços os demais cordões também suportarão.

Figura P.1 – Indicação gráfica para determinação da tensão resultante no ponto A



$$\tau_R := 59.75 \cdot 10^6$$

Tensão de escoamento do eletrodo

$$S_y := 393 \cdot 10^6$$

$$\tau_{\text{maxima}} := 0.58 \cdot S_y = 2.279 \times 10^8$$

Coefficiente de segurança do cordão

$$n := \frac{\tau_{\text{maxima}}}{\tau_R} = 3.815$$

APÊNDICE Q – Dimensionamento do fuso

$$F_z := 20000$$

$$\text{Diâmetro externo} \quad D := 0.025$$

Rosca quadrada com duas entradas

$$p := 0.004$$

$$\text{Altura do filhete} \quad h := \frac{p}{2} = 2 \times 10^{-3}$$

$$\text{Largura do filhete} \quad b := \frac{p}{2} = 2 \times 10^{-3}$$

$$\text{Diâmetro Interno} \quad D_r := D - p = 0.021$$

$$\text{Diâmetro Médio} \quad D_m := D - \frac{p}{2} = 0.023$$

$$\text{Avanço} \quad L_a := 2 \cdot p = 8 \times 10^{-3}$$

Atritos

$$f := 0.08 \quad f_c := 0.08$$

$$D_c := 0.04$$

$$T_r := \frac{F_z \cdot D_m}{2} \left(\frac{L_a + \pi \cdot f \cdot D_m}{\pi \cdot D_m + f \cdot L_a} \right) + \frac{F_z \cdot f_c \cdot D_c}{2} = 75.48$$

$$T_l := \frac{F_z \cdot D_m}{2} \left(\frac{\pi \cdot f \cdot D_m - L_a}{\pi \cdot D_m + f \cdot L_a} \right) + \frac{F_z \cdot f_c \cdot D_c}{2} = 24.997$$

$$\text{Eficiência} := \frac{F_z \cdot L_a}{2 \cdot \pi \cdot T_r} = 0.337$$

Tensões no Corpo

$$\tau := \frac{16 \cdot T_r}{\pi \cdot D_r^3} = 4.151 \times 10^7$$

$$\sigma := \frac{-4 \cdot F_z}{\pi \cdot D_r^2} = -5.774 \times 10^7$$

Tensões na Rosca

$$\text{Um fio de rosca} \quad n_t := 1$$

$$\sigma_r := \frac{6 \cdot 0.38 \cdot F_z}{\pi \cdot D_r \cdot n_t \cdot p} = 1.728 \times 10^8$$

CIRCULO DE MOHR

$$\text{CentroA} := \frac{(\sigma + \sigma_r)}{2} = 5.753 \times 10^7$$

$$\text{RaioA} := \sqrt{\left[\frac{(\sigma + \sigma_r)^2}{4}\right] + \tau^2} = 7.094 \times 10^7$$

$$\sigma_{A1} := \text{CentroA} + \text{RaioA} = 1.285 \times 10^8$$

$$\sigma_{A2} := 0$$

$$\sigma_{A3} := \text{CentroA} - \text{RaioA} = -1.341 \times 10^7$$

Cr terio de Von Mises

$$\sigma_{Aeq} := \left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) \sqrt{[(\sigma_{A1} - \sigma_{A2})^2 + (\sigma_{A1} - \sigma_{A3})^2 + (\sigma_{A2} - \sigma_{A3})^2]} = 1.357 \times 10^8$$

$$S_y := 375 \cdot 10^6$$

Coefficiente de segurança no ponto mais crítico, definido no primeiro fio de rosca



$$n_{\text{pontoA}} := \frac{S_y}{\sigma_{Aeq}} = 2.764$$

APÊNDICE R – Propriedade dos materiais dos componentes fabricados

As propriedades dos materiais que serão utilizados para fabricação dos componentes seguem na Tabela R.1. A Tabela R.2 mostra os componentes que serão fabricados. Com as duas tabelas pode-se determinar qual o material corresponde de cada componente.

Tabela R.1 – Propriedades e respectivos componentes

Número SAE AISI	Condição	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão última de cisalhamento (MPa)	Módulo de elasticidade (GPa)	Coefficiente de Poisson	Componente
1020	laminado a frio	320	469	200	0,3	17 - 18 - 19 - 21 - 22 - 23
1040	normalizado	375	593	200	0,3	15 - 16
1045	laminado a frio	531	627	200	0,3	20

Tabela R.2 – Componentes que serão fabricados

Componente	Descrição
15	Fuso de diâmetro 25mm, passo 4mm e duas entradas
16	Porca do fuso com alavanca
17	Estrutura principal
18	Suporte do motor
19	Suporte de peças
20	Eixo
21	Mancal
22	Mesa de fixação das peças
23	Pés de apoio

APÊNDICE S – Resultados do dimensionamento analítico e numérico da estrutura

A Tabela S.1 mostra os resultados do dimensionamento analítico. A Figura S.1 mostra os valores de tensão para o processo FSSW e a Figura S.2 os valores de tensão para o processo FSW. Comparando os valores da tabela com os das figuras, pode-se observar que são valores próximos.

Tabela S.1 – Valores de tensão equivalente de von Mises

Processo	Região	Ponto	Tensão Equivalente von Mises (MPa) Valor Analítico
FSSW	Superior	A	32,38
		B	6,69
		C	18,99
		D	6,69
	Inferior	A	25,7
		B	34,56
		C	26,4
		D	34,56
FSW	Superior	A	36,76
		B	35,93
		C	15,81
		D	22,62
	Inferior	A	28,76
		B	3,82
		C	28,76
		D	5,88

Figura S.1 – Valores de tensão para o processo FSSW

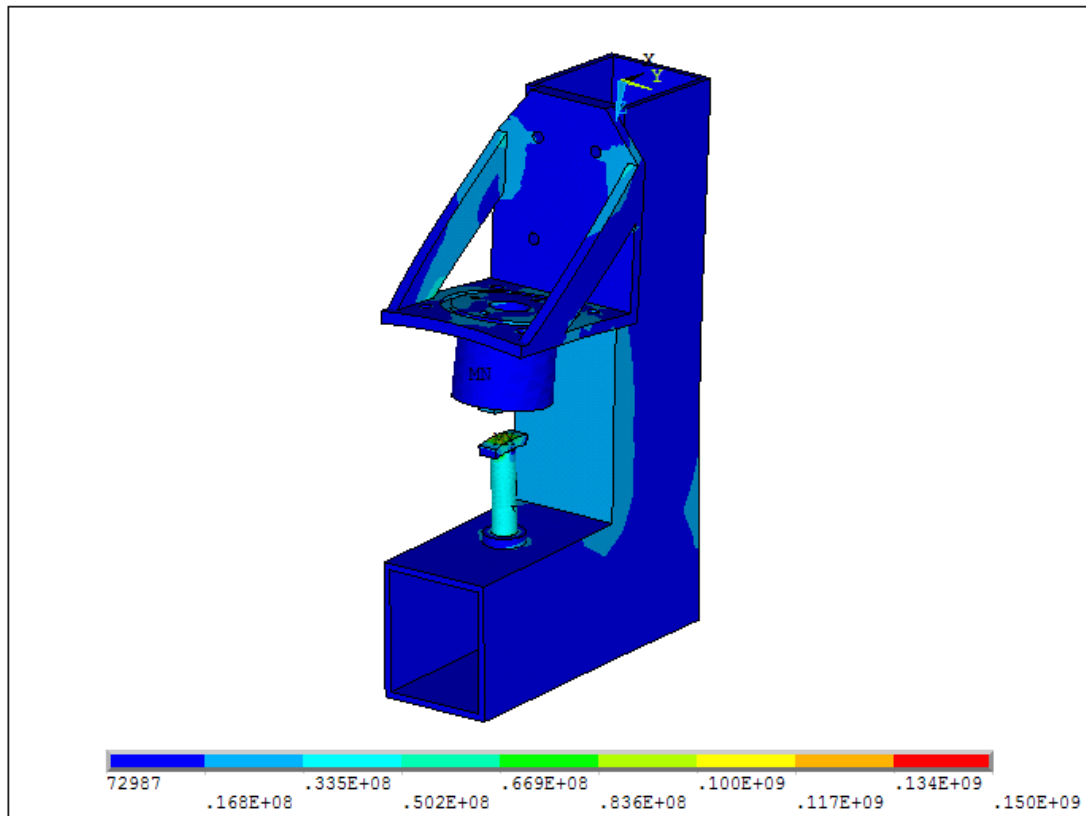
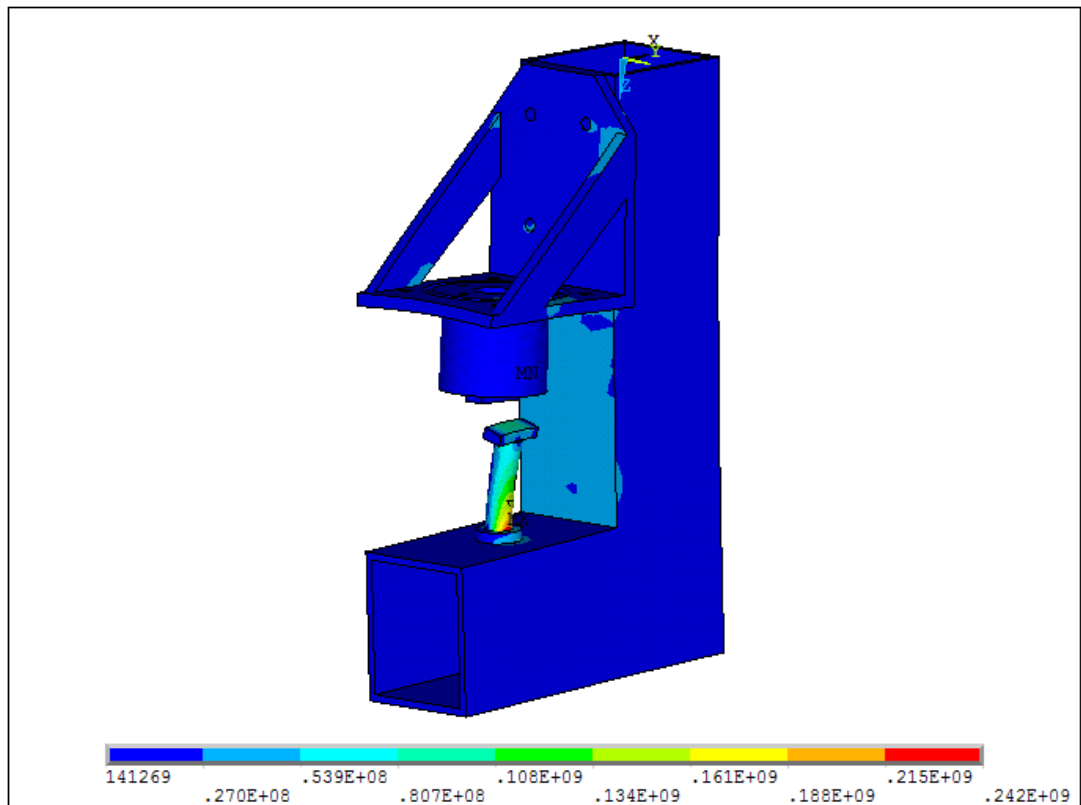
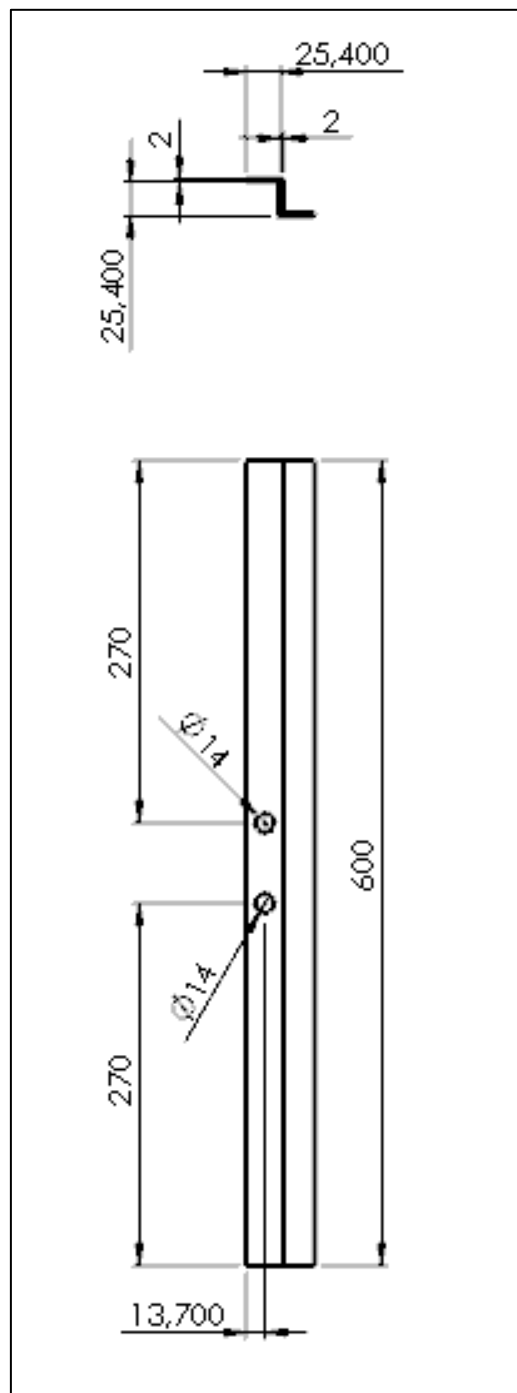


Figura S.2 – Valores de tensão para o processo FSSW



APÊNDICE T – Dimensões dos “pés” (em mm)

Figura T.1 – Dimensões dos “pés” de sustentabilidade



APÊNDICE U – Desenhos do suporte do motor (em mm)

Figura U.1 – Chapa lateral do suporte do motor

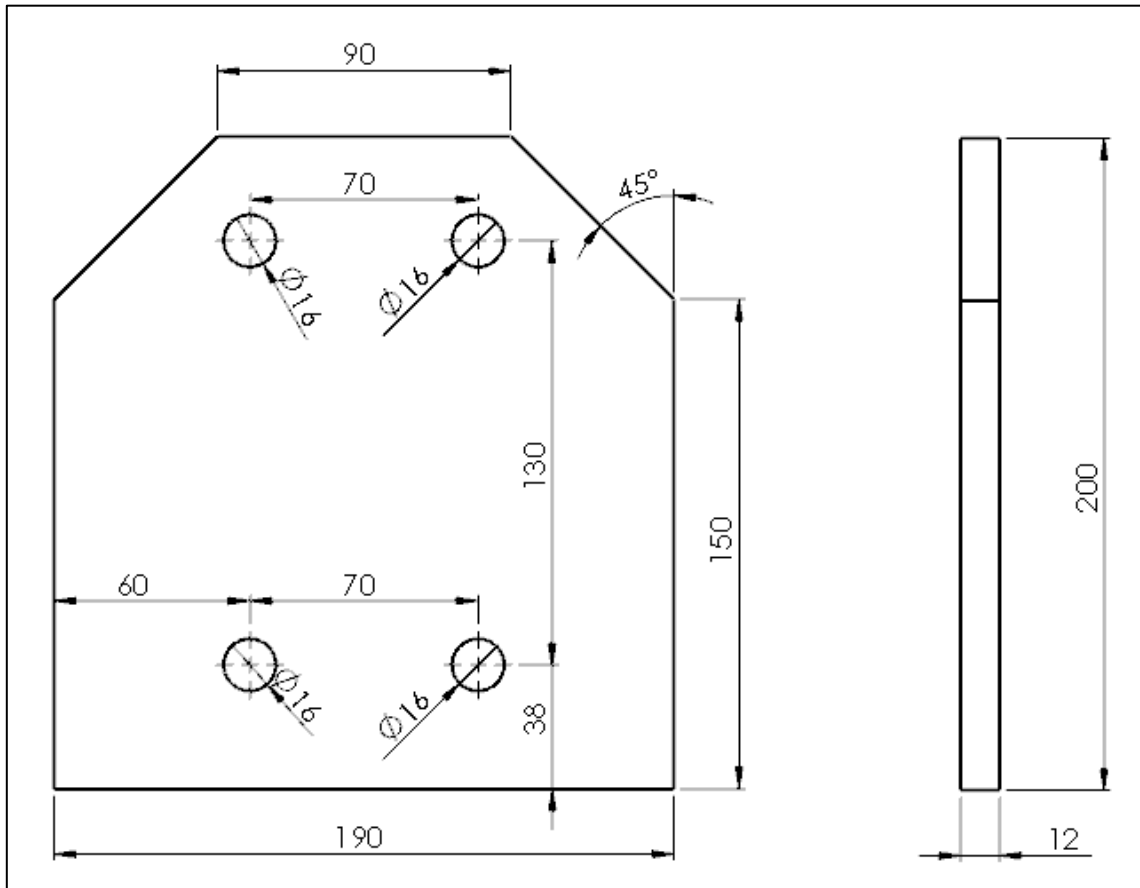


Figura U.2 – Hastes do suporte do motor

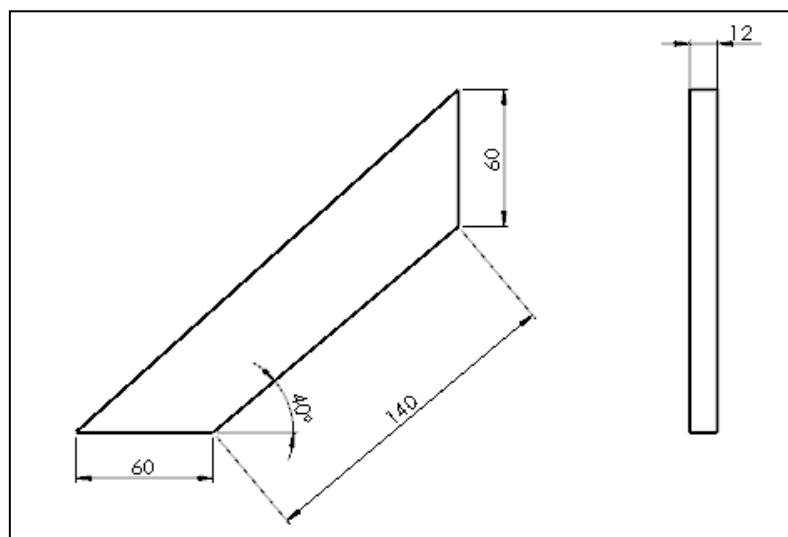


Figura U.3 – Chapa inferior do suporte do motor

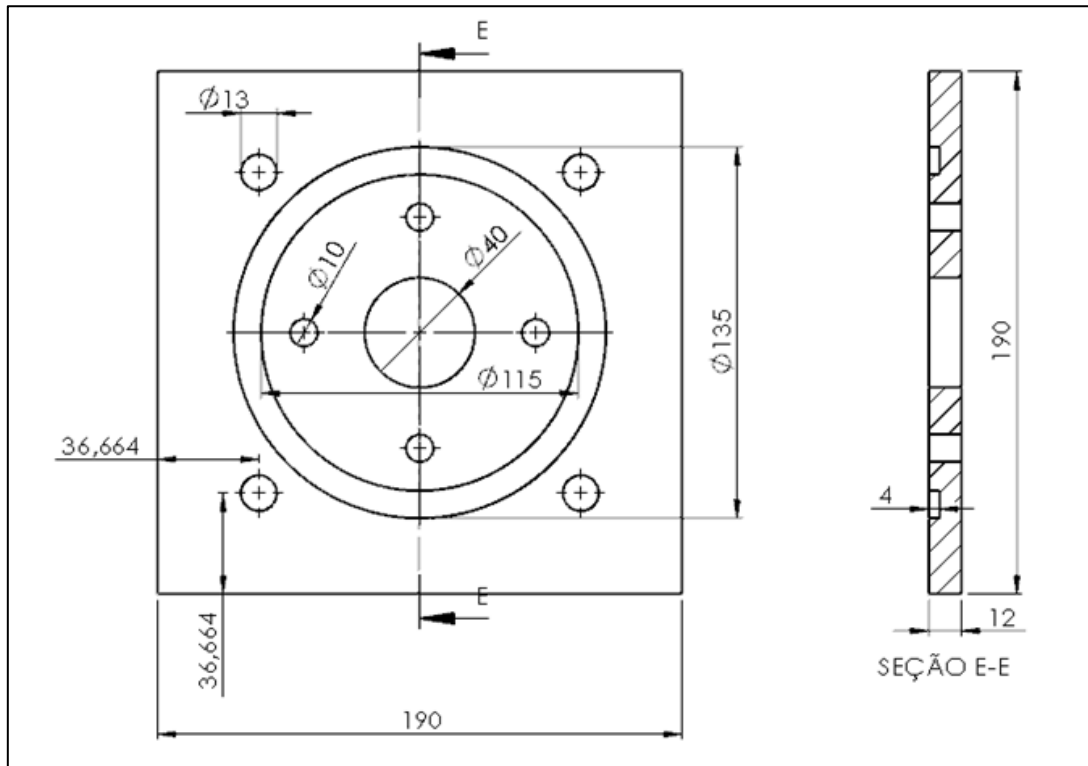
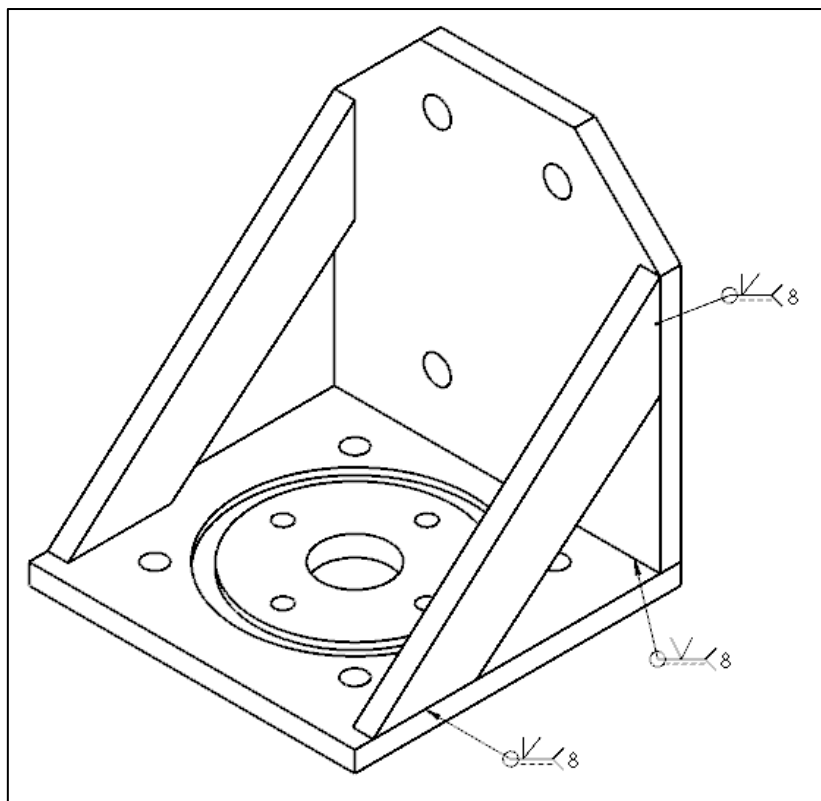


Figura U.4 – Vista isométrica do conjunto suporte do motor, com indicação dos cordões de solda



APÊNDICE V – Desenhos da estrutura principal (em mm)

Figura V.1 – Desenho da parte superior da estrutura principal

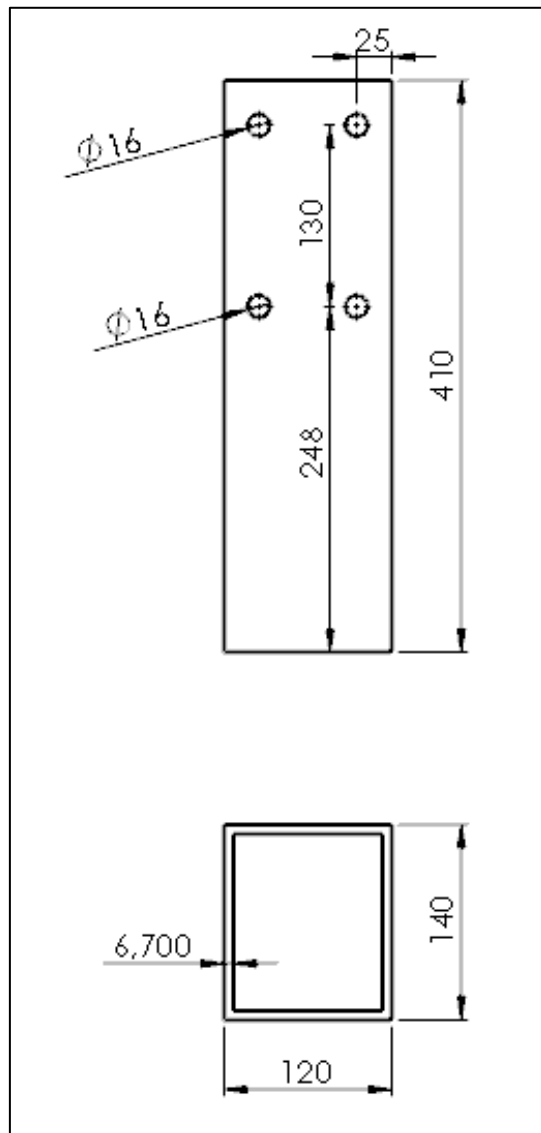


Figura V.4 – Dimensões do batente da porca do fuso

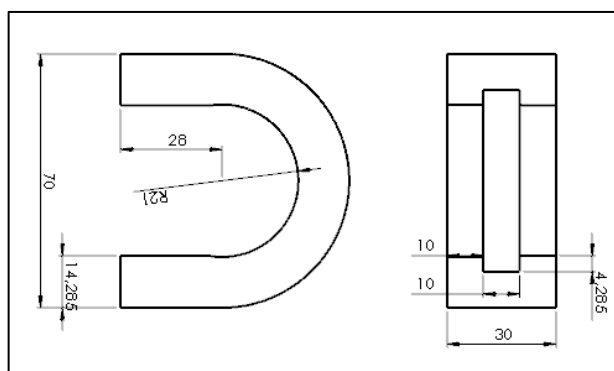


Figura V.3 – Desenhos da parte inferior da estrutura principal

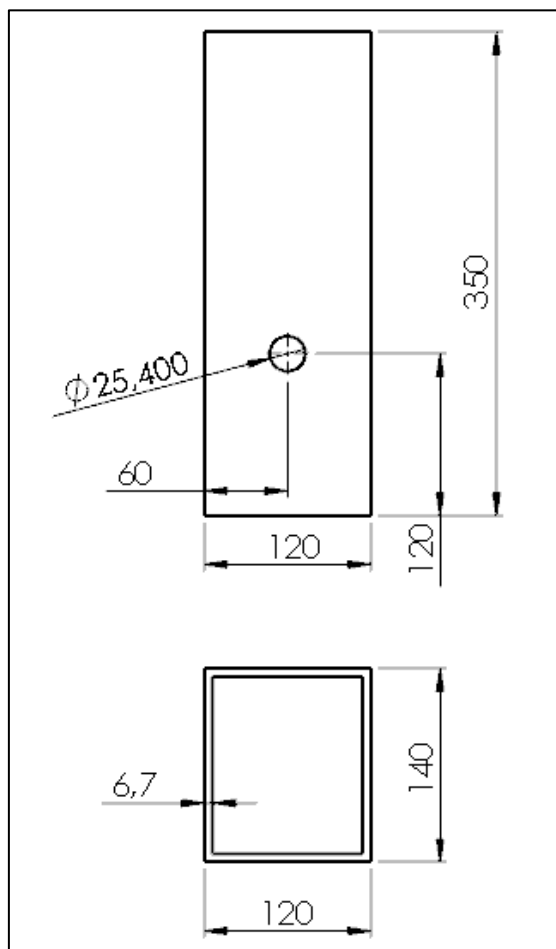


Figura V.4 – Dimensões do tubo guia do fuso

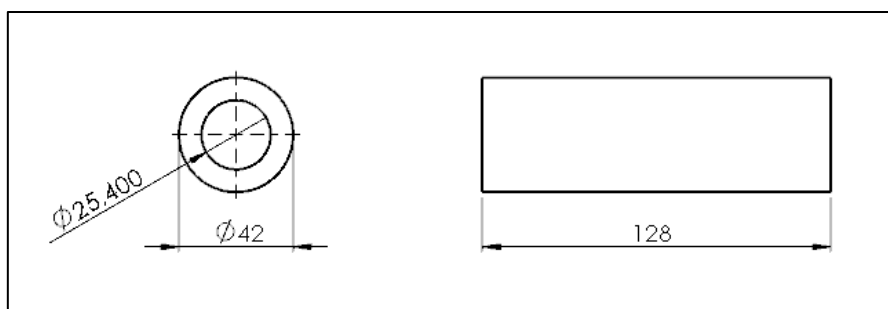
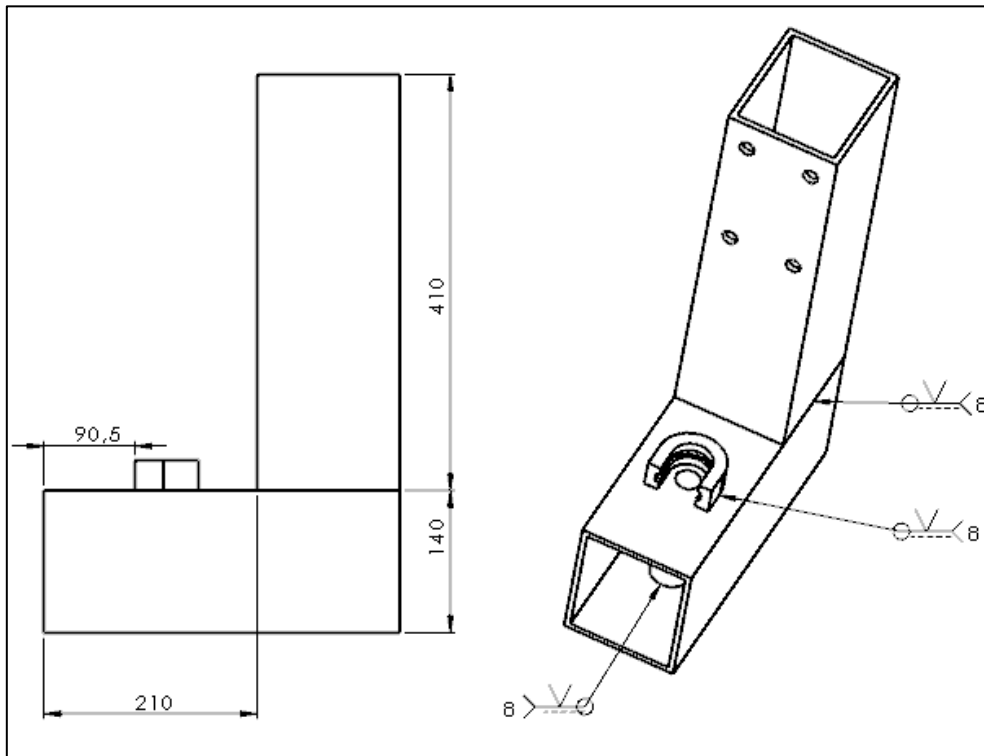


Figura V.5 – Dimensões do conjunto montado e da solda



APÊNDICE W – Desenhos do fuso, porca, mesa e suportes das peças (em mm)

Figura W.1 – Porca do fuso, passo 4 mm, duas entradas

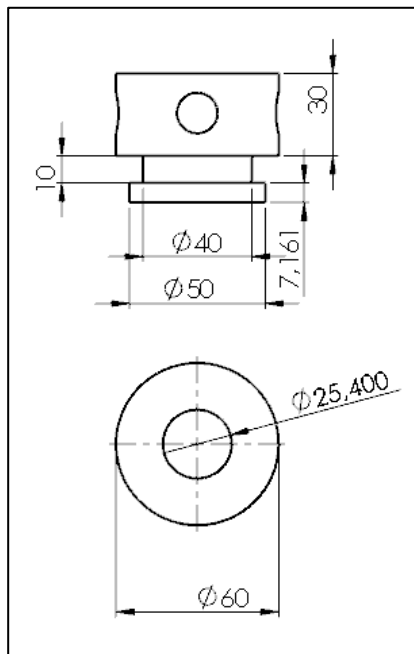


Figura W.2 – Suportes das peças

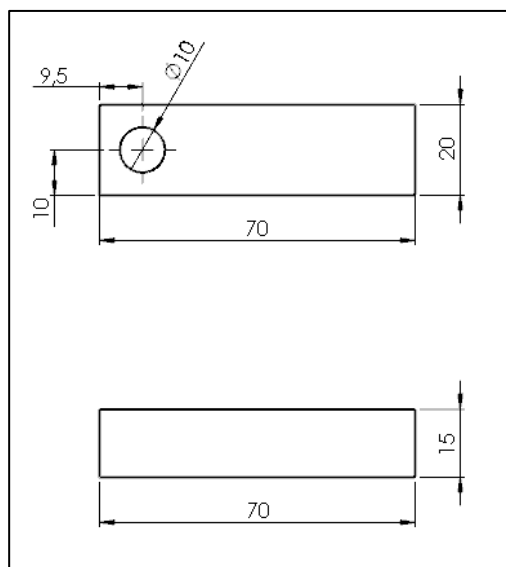


Figura W.3 – Mesa para fixação das peças

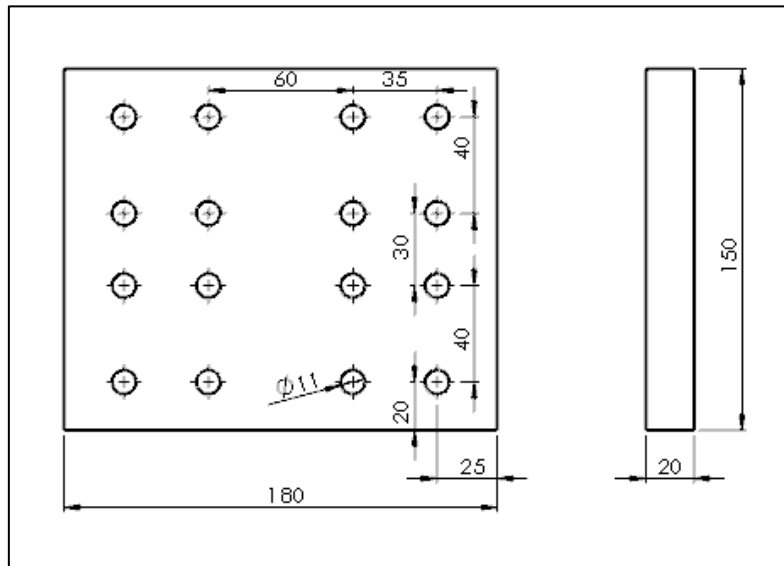


Figura W.4 – Fuso rosca quadrada, passo 4 mm, duas entradas

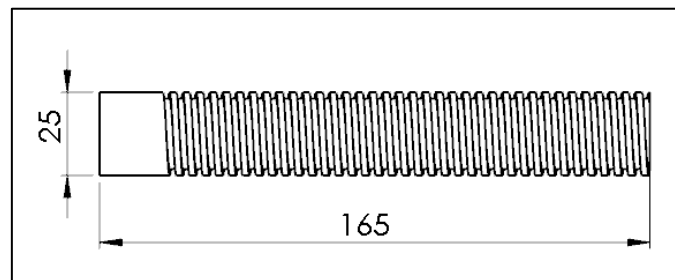
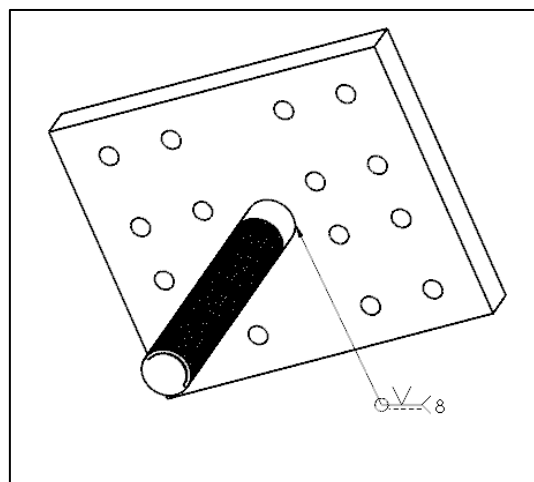


Figura W.5 – Indicação do cordão de solda no conjunto fuso mesa



APÊNDICE X – Materiais que podem ser soldados e geometria da ferramenta

A Tabela X.1 mostra as ligas de alumínio que podem ser soldadas e a geometria máxima da ferramenta.

Tabela X.1 – Ligas de alumínio com tensão de escoamento e dimensões da ferramenta

Liga de Alumínio	Condição	Tensão de escoamento (MPa)	Dimensões máximas da ferramenta (mm)		
			Ø Pino	l Pino	Ø Ombro
1100	chapa recozida	34	9	5	23
	laminada a frio	152	4,2	5	11
2024	chapa recozida	76	6	5	15
	tratada termicamente	290	3	5	7,5
3003	chapa recozida	41	8	5	20
	laminada a quente	186	3,8	5	9,5
5052	chapa recozida	90	5,4	5	13,5
6061	chapa recozida	55	7	5	18