

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

IGOR FERNANDO BASSO

PROJETO DE UMA DOBRADEIRA DE TUBOS

ALEGRETE/RS

2014

IGOR FERNANDO BASSO

PROJETO DE UMA DOBRADEIRA DE TUBOS

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

Orientador: Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

ALEGRETE/RS

2014

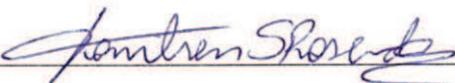
IGOR FERNANDO BASSO

PROJETO DE UMA DOBRADEIRA DE TUBOS

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

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 22, Agosto de 2014.

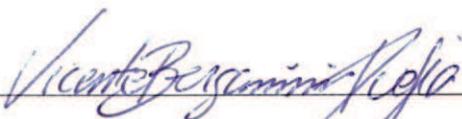
Banca examinadora:



Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

Orientador

UNIPAMPA



Prof. Me. Vicente Bergamini Puglia

UNIPAMPA



Prof. Dr. Wang Chong

UNIPAMPA

Dedico este trabalho aos meus pais, Jair e
Luzia, minha maior motivação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus pela vida e por sempre me mostrar o caminho quando mais preciso.

Ao professor Dr. Tonilson Rosendo pela sua orientação, disposição, paciência e toda a ajuda prestada durante este trabalho.

À todos os professores pelos ensinamentos e por me fazerem pensar e refletir sobre cada disciplina.

Aos técnicos dos laboratórios da Engenharia Mecânica pela disposição e ajuda que sempre me ofereceram.

Aos meus amigos, especialmente aos companheiros de pingaiada, pelas cachaças tomadas, rissacas compartilhadas, conversas fiadas, pelas ajudas, incentivo, motivação e alegria de sempre.

“Quando atravessamos dificuldades, é bom sinal, pois quando tudo é fácil facilmente desaparece.”

Diacono João Luiz Pozzobon

RESUMO

O dobramento é um processo de conformação mecânica, que pode ser utilizado para dobrar e curvar chapas e tubos. Os tubos de perfis cilíndricos são muito utilizados na indústria devido à rigidez elevada para baixa massa. Em algumas aplicações de tubos cilíndricos se faz necessário realizar alguma dobra seja por estética, por necessidades geométricas ou pela simplificação de projetos. Um exemplo da necessidade de dobramento de tubos é na construção de estruturas veiculares como no projeto Baja SAE. Neste contexto este trabalho se propõe desenvolver o projeto de uma máquina de acionamento automatizado, que seja capaz de dobrar tubos cilíndricos de diferentes diâmetros e com diferentes raios e ângulos. A metodologia deste projeto se baseia nos seguintes passos: revisão bibliográfica, consulta de máquinas existentes no mercado, determinação dos parâmetros, concepção da máquina, dimensionamento analítico, simulações em elementos finitos, seleção e especificação dos elementos de máquinas, dimensionamento do sistema de controle e a realização do memorial do projeto. A máquina de dobrar tubo projetada tem seu funcionamento baseado no dobramento por tração, onde o tubo é fixado em uma matriz circunferencial, e é dobrado quando se gira esta matriz em torno de seu eixo. Esta máquina possui um motor elétrico trifásico e uma redução mecânica para transmitir potência até o eixo da matriz. A máquina ainda possui um sistema de automatização realizado por um micro controlador, onde o operador informa o ângulo desejado e a máquina mantém o motor ligado até o ângulo de dobramento requerido. O projeto realizado permite realizar dobras em tubos de aço de até 1¼" (31,75 mm) de diâmetro com no máximo 3,35 mm (0,1318 in) de espessura de parede, com um raio de dobramento de até 300 mm.

Palavras – Chave: Dobramento de Tubo, Projeto de Máquina e Máquina de Dobrar Tubo.

ABSTRACT

The bending process is a mechanical forming, which can be used to bend plates and tubes. The cylindrical tube sections are highly used in industry due to the high rigidity for low weight. In some applications of cylindrical tubes is necessary perform some bending is for aesthetics, or the needs of geometric or simplification projects. An example of the need for tube bending is in the construction of vehicle structures as in Baja SAE project. Therefore, this work proposes to develop the design of an automated machine drive that is capable of bending cylindrical tubes of different diameters and different radii and angles. The methodology of this project is based on the following steps: literature review, existing machines in the market research, determining the parameters, machine concept, analytical design, finite element simulations, selection and specification of machine elements, control system design and in the end realization of the memorial project. The bending machine projected tube has its functioning based on the tensile bending, where the tube is fixed in a circumferential matrix, and is doubled when you rotate this matrix around its axis. This machine has a three-phase electric motor and a mechanical reduction to transmit power to the axis of the matrix. The machine also has an automation system performed by a micro controller, where the operator informs the desired angle and the machine keeps the engine running until the angle of bending required. The project undertaken lets you fold in steel pipes up to 1 ¼ " in diameter with a maximum of 3,35 mm wall thickness, with a radius of bending up to 300 mm.

Key – Words: Folding Sheath, Machine Design and Tube Bending Machine.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Microestrutura de Trabalho a Quente (a) e a Frio (b).....	19
Figura 2 – Dobramento por Tração.....	20
Figura 3 – Dobramento por Compressão.....	20
Figura 4 – Dobramento por Estiramento.....	21
Figura 5 – Calandragem com Três Cilindros.	21
Figura 6 – Matrizes Internas para Dobramento de Tubo.	22
Figura 7 – Parâmetros Geométricos de Dobragem.	23
Figura 8 – Comportamento de um Material Elastoplástico Ideal.	24
Figura 9 – Fronteira entre Regime de Deformação Plástico e Elástico.....	24
Figura 10 – Comportamento do Retorno Elástico.....	26
Figura 11 – Raio e Ângulo de Dobramento após Retorno Elástico.	27
Figura 12 – Máquina de Dobrar Tubos Cilíndricos da Marca Virax.	28
Figura 13 – Máquina de Dobrar Tubos Automatizada.	28
Figura 14 – Prensa Hidráulica Automática Virax.....	29
Figura 15 – Calandra de Tubos.....	29
Figura 16 – Relação entre Solicitação, Geometria e Material.	30
Figura 17 – Tensão Normal e Tensão de Cisalhamento.....	31
Figura 18 – Carregamento Uniaxial de Tração e Compressão.	31
Figura 19 – Distribuição da Tensão de Cisalhamento.	32
Figura 20 – Viga sob Flexão.....	33
Figura 21 – Distribuição de Tensão de uma Viga sob Flexão.....	33
Figura 22 – Distribuição da Tensão de Uma Barra Sob Momento Torsor.....	34
Figura 23 – Distorção de um Plano.....	35
Figura 24 – Comparação entre Critérios de Tresca e von Mises no Gráfico σ_1 x σ_3	38
Figura 25 – Valores para Coeficiente de Desgaste por Adesão em Função do Tipo de Material.	40
Figura 26 – Fluxograma do Projeto.....	42
Figura 27 – Desenho Esquemático do Conceito 1.....	47
Figura 28 – Esquema do Conceito 2.	47
Figura 29 – Desenho Esquemático da Concepção 3.	48

Figura 30 – DCL da Matriz Móvel.....	50
Figura 31 – Esquema do Sistema de Transmissão.	51
Figura 32 – Fator de Superfície (Cs).....	53
Figura 33 – Fator Geométrico (J).	54
Figura 34 – Fator de Vida em Fadiga (C_{ii}).....	56
Figura 35 – Estrutura da máquina.	59
Figura 36 – Matriz Móvel.	60
Figura 37 – Esquema de Montagem da Partida do Motor.	63
Figura 38 – Esquema de Montagem do Sistema de Controle.....	64
Figura 39 - Modelo do Sistema de Controle.....	66
Figura 40 – Montagem Final da Dobradeira de Tubo.	67
Figura 41 – Vista Explodida da Montagem.	67
Figura 42 – Dados Elétricos do Motor Selecionado.	74
Figura 43 – Dados Construtivos do Motor.....	75
Figura 44 – Especificação da Redução Sem-Fim/Coroa.	79
Figura 45 – Forma Construtiva e Posição de Montagem do Redutor.	79
Figura 46 – Determinação do Tamanho do Redutor.	80
Figura 47 – DCL do eixo da matriz móvel.	83
Figura 48 – Diagrama de Esforços do Eixo da Matriz Móvel.	85
Figura 49 – Secções do Eixo.....	85
Figura 50 – Esforços Atuantes na Secção I do Eixo.	86
Figura 51 – Esforços Atuantes na Secção II do Eixo.....	88
Figura 52 – Esforços Atuantes na Secção III do Eixo.	89
Figura 53 – Esforços Atuantes na Secção IV do Eixo.	89
Figura 54 – DCL e diagrama de esforços do Fusão.....	90
Figura 55 – Distribuição de Tensão na Rosca.....	92
Figura 56 – Deflexão do Fusão com Matriz Fixa em Diversas Posições.	95
Figura 57 – Tensão Normal no Fusão com a Matriz Fixa em Diversas Posições.	96
Figura 58 – Estrutura da Máquina.....	98
Figura 59 – Configuração para análise da estrutura.	98
Figura 60 – Modos de Vibração da Estrutura.	99
Figura 61 – Deformação na Estrutura.....	100
Figura 62 – Tensão Equivalente na Estrutura (von Mises).	101
Figura 63 – Deformação na Estrutura com Redução.....	101

Figura 64 – Tensão na Estrutura com Redução.	102
Figura 65 – Matriz Móvel.	103
Figura 66 – Dimensões da Peça 2 da Matriz Móvel.....	103
Figura 67 – Concentração de tensão para placa com furo central.	104
Figura 68 – Configuração da análise em elementos finitos da matriz móvel.....	105
Figura 69 – Tensão normal e von Mises da peça 2 da matriz móvel.	105
Figura 70 – Tensão normal e máxima tensão principal para a peça 1 da matriz móvel.....	106
Figura 71 – Deformação total da matriz móvel.	106
Figura 72 – Diâmetro e Área de Parafusos no Padrão ISO.....	108
Figura 73 – Categorias Métricas de Resistência para Parafusos de Aço.	109
Figura 74 – Esforços no Motor.....	109
Figura 75 – Esforço Atuante nos Parafusos.	110
Figura 76 – Cone de Pressão da União.	111
Figura 77 – Diagrama força x alongamento da junta.	112
Figura 78 – Esforços nos Parafusos da Caixa de Redução.	113
Figura 79 – Esforço dos Parafusos da Matriz Móvel.	114
Figura 80 – Esforço nos parafusos do mancal da matriz móvel.....	115
Figura 81 – Cone de Pressão da União.	115
Figura 82 – Gráfico Força x Alongamento da União.	116
Figura 83 – Esforços nos Parafusos do Mancal da Matriz Fixa.....	117
Figura 84 – Dimensões padronizadas para chavetas em polegada.	121
Figura 85 – Tensão Normal e von Mises Para o Pino Guia, com a Matriz Fixa em Diversas Posições.	124
Figura 86 – Pino da Matriz Fixa.	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades de Alguns Materiais.	37
Tabela 2 – Coeficiente de desgaste k por abrasão.	40
Tabela 3 – Valores Para o Momento Fletor para Realizar a Dobra.	49
Tabela 4 – Fator de Confiabilidade (Kr).	54
Tabela 5 – Fator de Sobrecarga (ko).	54
Tabela 6 – Fator de Montagem (km).	55
Tabela 7 – Fator Elástico (Cp).	55
Tabela 8 – Resistência a Fadiga Superficial (Sfe).	56
Tabela 9 – Parafusos da Máquina de Dobrar Tubos.	61
Tabela 10 – Rolamentos Necessários.	62
Tabela 11 – Componentes do Sistema Elétrico.	65
Tabela 12 – Lista de Componentes Comprados.	68
Tabela 13 – Dados Técnicos.	69
Tabela 14 – Programação da Máquina Para Tubos de Aço NBR 5580 1 in.	Erro!
Indicador não definido.	
Tabela 15 – Profundidade de Desgaste de Diversos Tipos de Aço.	107
Tabela 16 – Dados dos Rolamentos A.	118
Tabela 17 – Dados Rolamento B.	119
Tabela 18 – Tabela de Dados dos Rolamentos do Mancal do Fuso.	120

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1.	Objetivos	16
1.2.	Justificativas	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1.	Fundamentos de Conformação (Dobramento)	18
2.1.1.	Trabalho à Frio e à Quente	18
2.1.2.	Mecanismos de Dobramento	19
2.1.3.	Parâmetros de Dobragem	23
2.1.4.	Momento Necessário para realizar o Dobramento	23
2.1.5.	Retorno Elástico	25
2.2.	Máquinas de Dobrar Tubos	27
2.3.	Fundamentos de Projetos de Máquinas	30
2.3.1.	Tensão e Tipos de Solicitações	30
2.3.2.	Deformação	34
2.3.3.	Propriedades dos Materiais	35
2.3.4.	Solicitações Combinadas e Critérios de Falha	37
2.3.5.	Desgaste	39
3	METODOLOGIA	42
4	DESENVOLVIMENTO	46
4.1.	Escopo da Máquina	46
4.2.	Concepção	46
4.3.	Determinação do Momento Fletor Necessário para Dobrar o Tubo	48
4.4.	Escolha do Motor/Redução	50
4.5.	Dimensionamento Analítico e Análise em Elementos Finitos	52
4.5.1.	Dimensionamento das Engrenagens	52
4.5.2.	Dimensionamento dos Eixos	58
4.5.3.	Dimensionamento da Estrutura	59
4.5.4.	Dimensionamento das Matrizes	60
4.5.5.	Dimensionamento dos Parafusos	61
4.5.6.	Dimensionamento dos Mancais	61
4.6.	Sistema Elétrico	62
4.7.	Montagem Final	66
4.8.	Lista de Componentes Comprados	67

4.9. Dados Técnicos	69
4.10. Procedimento Operação da Máquina	68
5 CONCLUSÕES	70
6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	71
7 REFERÊNCIAS	72
APÊNDICE A – Memorial De Cálculo Dos Sistemas Mecânicos	74
APÊNDICE B – Programa da Máquina para Arduino	126
APÊNDICE C – Desenhos Técnicos	132

1 INTRODUÇÃO

Atualmente no setor de fabricação metal/mecânica existem inúmeros processos para a “manipulação” e processamento de uma matéria-prima na sua transformação em um componente mecânico, cada processo com suas peculiaridades. Como exemplo citam-se os processos de fundição, usinagem, união, conformação, dentre outros.

Dentre os processos mencionados a fundição é o processo mais antigo, também utilizado na pré-fabricação, sendo um processo barato, que pode apresentar uma certa agilidade na produção, além de permitir a fabricação de peças com geometrias complexas. Como desvantagens as peças fundidas podem apresentar porosidade e rugosidade elevada além de outros defeitos. Com o avanço dos processos de fundição, atualmente pode-se obter peças de maior responsabilidade como, por exemplo, hélices de turbinas a gás, dentre outras também complexas (CHIAVENIRI, 1986) (SOARES, 2000).

A usinagem é um processo mais “nobre” e é utilizada quando se deseja elementos com um fino acabamento superficial e com melhores propriedades mecânicas. Por outro lado é um processo caro e até pouco tempo atrás lento. Atualmente com o emprego das máquinas automatizadas, (Comando Numérico Computadorizado - CNC), o tempo de usinagem diminuiu significativamente, além de propiciar uma melhor tolerância geométrica e maior repetibilidade (CHIAVENIRI, 1986) (DINIZ, 2013) .

Eventualmente um componente necessita ser constituído de duas ou mais peças unidas. Os processos de união se subdividem em uniões permanentes e não permanentes. As uniões permanentes são juntas soldadas. A soldagem é um processo consolidado e com um amplo campo de aplicações. É tema de muitas pesquisas recentes, como exemplo, a solda por fricção, que permite realizar uma soldagem sem a necessidade de fusão do metal e possibilita a soldagem entre dois materiais diferentes. A grande vantagem dos processos de soldagem é seu baixo custo comparado aos outros processos de fabricação, em contra partida, afeta a microestrutura e as propriedades na junta, podendo causar trincas e tensões residuais. Já as uniões não permanentes são uniões através de parafusos e rebites. A principal vantagem dessas uniões é a facilidade na desmontagem e o baixo custo, e as desvantagens são a necessidade da pré-montagem, dificuldade de modificação e possibilidade do parafuso se soltar caso seja mal dimensionado e instalado.

A conformação mecânica é um processo que permite moldar o metal (pré-forma) de modo a se obter o formato desejado. É o método rápido de fabricação de peças, mas para lotes pequenos pode ser inviável devido ao alto custo de implementação. Os principais processos de conformação mecânica são a laminação, o forjamento, a trefilação, a extrusão e o dobramento. Uma das grandes vantagens da conformação é poder melhorar as propriedades mecânicas somente alterando o processo (um processo a frio aumenta a resistência mecânica do metal, por exemplo) (CHIAVENIRI, 1986) .

Dentro do escopo dos processos de conformação, é usual a necessidade de realizar curvaturas em tubos cilíndricos, que é um perfil muito utilizado na indústria devido as vantagens geométricas que oferece em termos estruturais. Estruturas veiculares, dutos em geral (de petróleo, gasodutos), móveis metálicos e estruturas tubulares em geral são exemplos desta necessidade, seja por questão geométrica (dutos e estruturas veiculares) ou por estética (móveis e outros).

Uma máquina para o processo de dobramento de perfis tubulares necessita permitir a manipulação dos parâmetros de processo tais como: raio de dobra e ângulo de dobramento. Também deve ter a possibilidade de dobrar tubos de diversos diâmetros (por meio da troca das matrizes, por exemplo). Ademais, também é importante que permita dobra rápida, uniforme e sem defeitos, tanto em trabalhos manuais quanto em automatizados.

1.1. Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver o projeto de uma máquina de acionamento automatizado, que seja capaz de dobrar tubos cilíndricos de diferentes diâmetros e com diferentes raios e ângulos.

Os objetivos específicos são:

- a) determinar os parâmetros de projeto da máquina;
- b) dimensionar a estrutura da máquina;
- c) dimensionar os sistemas de automação;
- d) especificar/selecionar elementos de máquinas;

- e) analisar computacionalmente o comportamento elástico e dinâmico da máquina.

1.2. Justificativas

As máquinas automáticas têm um elevado custo de aquisição, por isso esse trabalho se propõe a desenvolver uma máquina capaz de dobrar tubos de simples automatização e que tenha um custo mais acessível. Tal máquina seria de grande apelo para pequenas empresas do setor metal/mecânico.

Ainda, em virtude de alguns projetos extracurriculares vinculados a UNIPAMPA (como o projeto BAJA SAE¹, por exemplo), é frequente a necessidade dos alunos realizarem dobras em tubos, para que possam construir estruturas tubulares utilizadas nos projetos.

¹ O projeto Baja SAE é organizado pela Sociedade dos Engenheiros Automobilísticos – SAE (*Society of Automotive Engineers*), e trata-se de um desafio lançado aos graduandos de engenharia, pela SAE Brasil, com objetivo de projetar e construir um veículo “*off road*” que seja: robusto, seguro, de fácil transporte, operação e manutenção, e que seja capaz de vencer terrenos acidentados em quaisquer condições climáticas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Fundamentos de Conformação (Dobramento)

Dobramento é uma operação de conformação mecânica que consiste em realizar dobras e curvaturas em chapas ou tubos metálicos. O dobramento ocorre pela aplicação de um momento fletor capaz de deformar plasticamente o material (GROOVER,2007) .

É possível classificar o dobramento quanto à temperatura de trabalho e ao mecanismo de dobra.

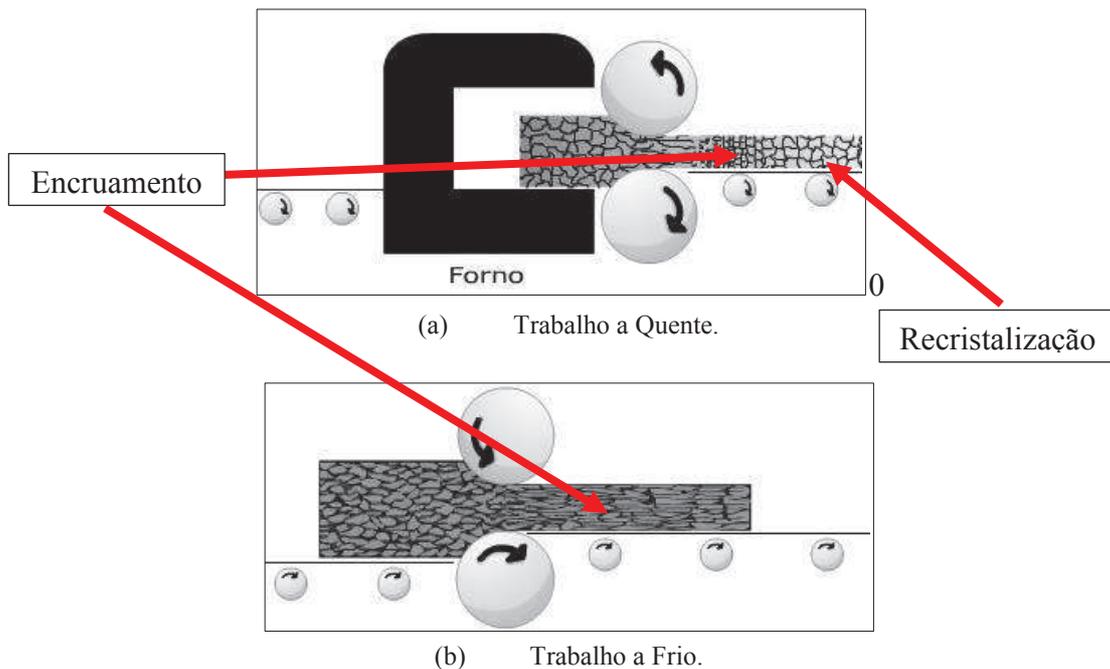
2.1.1. Trabalho à Frio e à Quente

De modo geral os processos de conformação mecânica podem ser realizados a quente ou a frio. O trabalho à quente ocorre numa temperatura acima da temperatura de recristalização do material, e abaixo desta é dita trabalho à frio. A Figura 1 ilustra as diferenças microestruturais entre o trabalho à frio e à quente (BRECIANE FILHO, 2011) (CALLISTER, 2002).

O trabalho à frio provoca o encruamento do metal (aumento da densidade de discordâncias) que aumenta sua resistência. Uma solução prática de engenharia é utilizar um material de menor resistência mecânica e moldá-lo com um procedimento à frio, obtendo assim a resistência desejada. Caso o aumento de resistência não seja desejado, o componente pode passar por um tratamento térmico de recozimento ou normalização para recuperar suas propriedades mecânicas iniciais (CALLISTER, 2002).

O processo de deformação à quente é vantajoso pois a energia necessária para curvar o tubo é menor em relação ao trabalho à frio. No processo a quente os grãos que se deformam plasticamente têm energia para se reestruturarem e voltarem a forma inicial. Assim a peça final mantém as propriedades mecânicas iniciais do material (CALLISTER, 2002).

Figura 1 – Microestrutura de Trabalho a Quente (a) e a Frio (b).



Fonte: MORO (2007), p. 7.

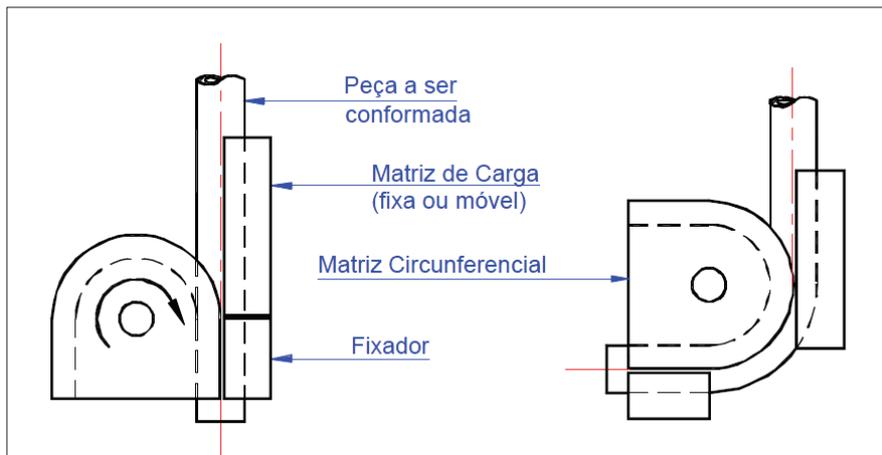
2.1.2. Mecanismos de Dobramento

Segundo a American Society for Metals Handbook (1988) os métodos mais comuns para dobramentos de tubos são:

- a) dobramento por tração (*draw bending*);
- b) dobramento por compressão (*compression bending*);
- c) dobramento por estiramento (*stretch bending*);
- d) calandragem (*roll bending*).

González (2000) explica que o dobramento por tração consiste em fixar uma das extremidades do tubo à matriz circunferencial, de determinado raio, e apoiá-lo com a matriz de carga (Figura 2). O tubo é dobrado pelo movimento da matriz circunferencial em torno de seu eixo. A matriz de carga deve ser projetada de modo a suportar abrasão, gerada pelo atrito entre o tubo e sua superfície.

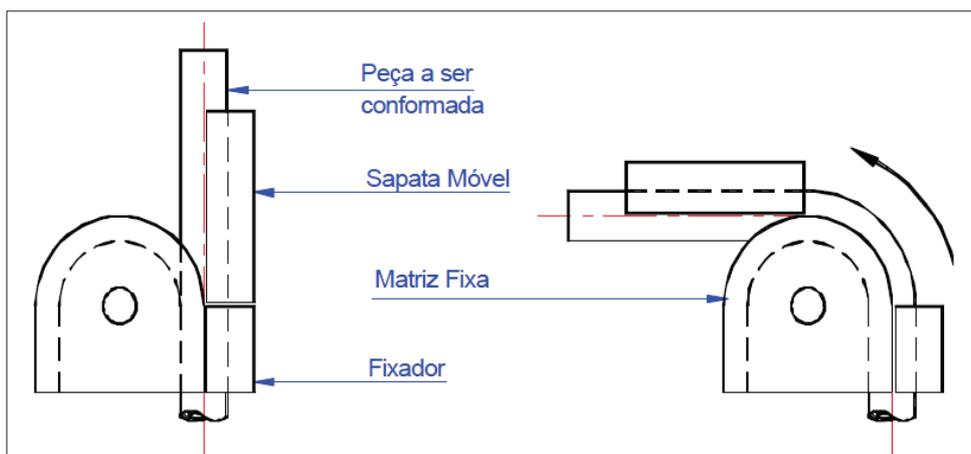
Figura 2 – Dobramento por Tração.



Fonte: González (2000), p. 2.

O dobramento por compressão o tubo é preso a uma matriz fixa, com o raio desejado. A dobra acontece pela aplicação de força à sapata móvel, que empurra o tubo contra a matriz fixa até seu formato final, conforme a Figura 3. Este método não permite um controle de fluxo de material tão bom quanto o anterior, mas ainda assim é amplamente utilizado em prensas hidráulicas e máquinas de dobramento por rotação (GONZÁLEZ, 2000).

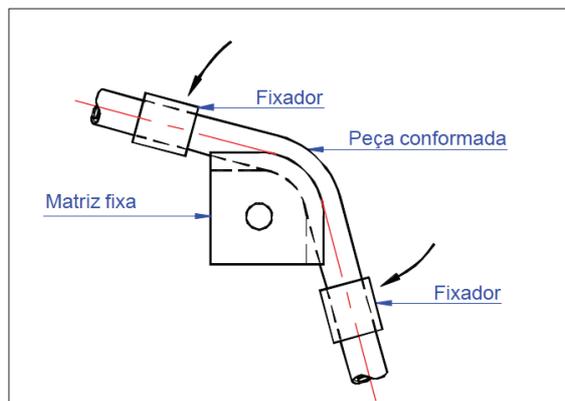
Figura 3 – Dobramento por Compressão.



Fonte: Gonzáles (2000), p. 3.

Segundo González (2000) o dobramento por estiramento é utilizado quando se deseja uma curva irregular ou larga (grande perímetro). Consiste em fixar as extremidades de um tubo e estirá-lo contra uma matriz fixa, conforme a Figura 4.

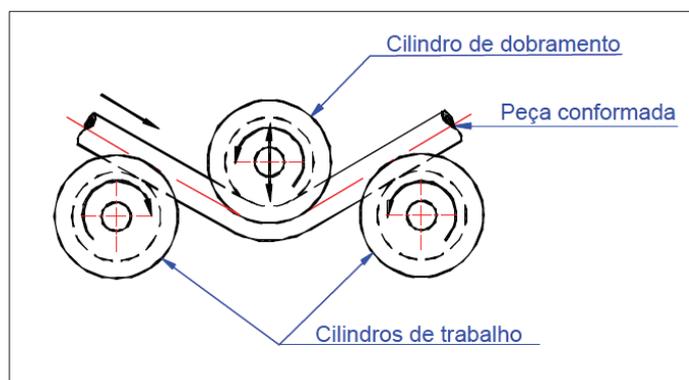
Figura 4 – Dobramento por Estiramento.



Fonte: González (2000), p. 4.

A calandragem utiliza três cilindros com movimentos giratórios, dois inferiores e um superior (entre os inferiores), para realizar a curvatura. O cilindro superior realiza a dobra, exercendo uma força perpendicular ao tubo, enquanto este tem movimentos oscilatórios (Figura 5). Este método é utilizado quando se deseja arcos de qualquer comprimento, com raio mínimo de 6 vezes o diâmetro do tubo. A calandragem pode ser realizada com quatro ou mais cilindros (GONZÁLEZ, 2000).

Figura 5 – Calandragem com Três Cilindros.

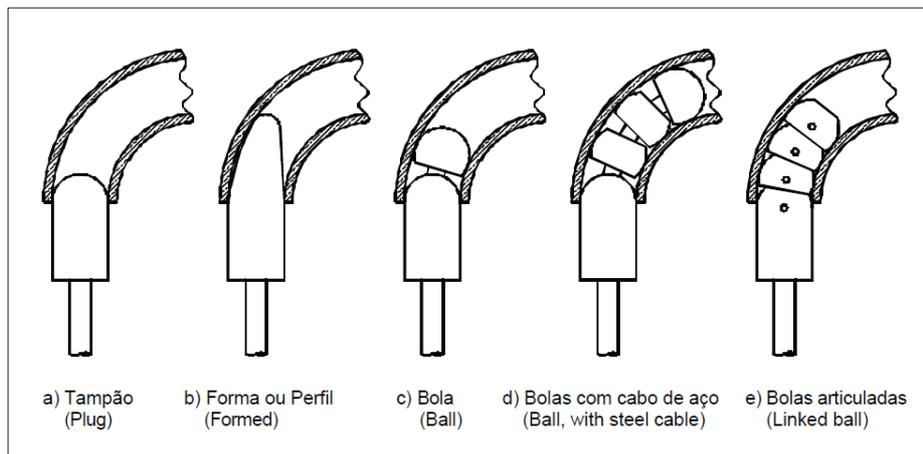


Fonte: González (2000), p. 5.

Em alguns casos é recomendado a utilização de um mandril interno, que segundo Russo Junior (1997) evita o surgimento de deformações indesejáveis (como rugas) e achatamentos. São divididos em três tipos: mandril rígido, mandril flexível e mandril articulado. Os mandris mais comuns são o mandril de tampão, de forma ou perfil, de bola, de bola com cabo de aço e de bolas articuladas.

Os mandris rígidos apoiam o tubo somente até o início do dobramento, devido a sua geometria. Se posicionados muito a frente do ponto de início do dobramento podem causar abaulamentos, rugas e achatamento. Dentre esse tipo podem-se citar o mandril de tampão e o de forma ou perfil (Figura 6) (GONZÁLEZ, 2000).

Figura 6 – Matrizes Internas para Dobramento de Tubo.



Fonte: González (2000), p. 14.

González (2000) explica que os mandris flexíveis são construídos por lâminas justapostas e normalmente são usados para tubos de secção retangular, com poucas dobras. A desvantagem deste mandril é que o procedimento de inserir e remover do tubo é difícil, devido à folga pequena.

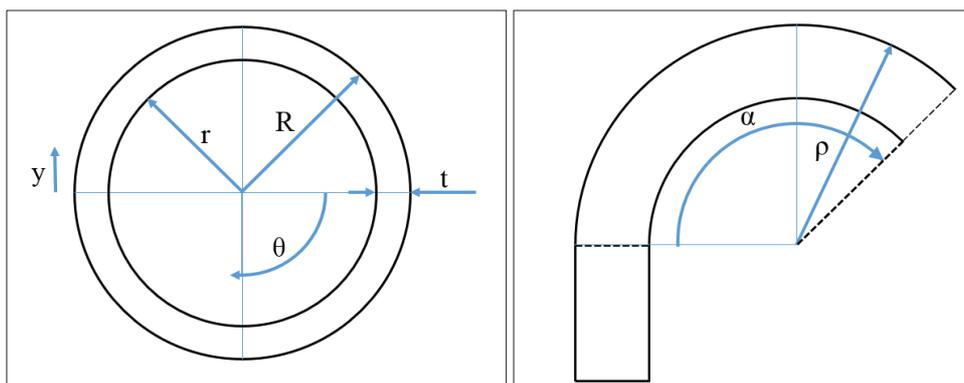
Os mandris de bola, de bolas com cabo de aço e de bolas articuladas são mandris articulados. Este tipo é o mais utilizado pois apoiam grande parte da curvatura do tubo. Uma outra solução muito utilizada na indústria é a inserção de areia seca no interior do tubo (GONZÁLEZ, 2000).

2.1.3. Parâmetros de Dobragem

A Figura 7 apresenta os parâmetros geométricos de dobragem. Onde:

- a) R é o raio externo do tubo;
- b) r é o raio interno do tubo;
- c) t é a espessura da parede do tubo;
- d) y é a distância do ponto em análise à linha neutra;
- e) θ é o ângulo na secção transversal do tubo;
- f) ρ é o raio de dobramento;
- g) α o ângulo de dobramento.

Figura 7 – Parâmetros Geométricos de Dobragem.



2.1.4. Momento Necessário para realizar o Dobramento

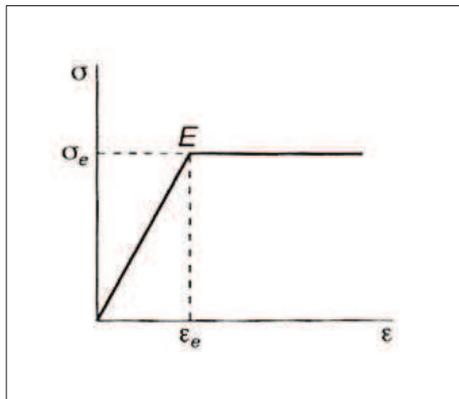
Na bibliografia pesquisada encontrou-se duas abordagens diferentes para o cálculo do momento necessário para realizar a dobra. A seguir são citados os trabalhos de Poll (2008) e Tang (2000).

Poll (2008) utiliza a abordagem mais simples. O autor considera um material elastoplástico ideal, como ilustrado na Figura 8. Com esta consideração pode-se utilizar a Equação 1 para calcular o momento durante o regime elástico.

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (1)$$

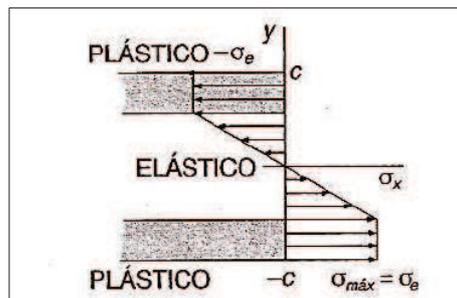
Aumentando o momento fletor até que a “fibra” superior entre em regime de deformação plástica, a tensão na fibra será igual a tensão de escoamento do metal. Quando o momento fletor supera o momento necessário para plastificar o metal, a distribuição de tensão na secção transversal do tubo será conforme ilustrada na Figura 9. A tensão na região elástica é uma fração da tensão de escoamento com valor dado pela Equação 2 (POLL, 2008).

Figura 8 – Comportamento de um Material Elastoplástico Ideal.



Fonte: Beer & Johnston Jr. (1995), p. 373.

Figura 9 – Fronteira entre Regime de Deformação Plástica e Elástico.



Fonte: Beer & Johnston Jr. (1995), p. 375.

$$\sigma = \frac{y}{y_e} \sigma_e \quad (2)$$

Onde y é a distância do ponto de análise à linha neutra, y_e é a distância da linha neutra à fronteira entre deformação plástica e elástica, e σ_e a tensão de escoamento. Caso toda a

seção estiver em regime de deformação plástica y_e é igual a zero, e o momento fletor necessário é dado na Equação 3 (POLL, 2008).

$$M = 1,5M_e = 1,5 \frac{I}{R} \sigma_e \quad (3)$$

Logo segundo Poll (2008) o momento necessário para dobrar um tubo de seção cilíndrica é dado pela Equação 4.

$$M = 1,5 \frac{\pi(R^4 - r^4)}{4R} \sigma_e \quad (4)$$

Tang (2000) utiliza a teoria da plasticidade para obter o momento fletor necessário para realizar a dobra. A Equação 5 resulta no momento.

$$M = \sigma_e W \left(1,41 + \frac{0,42}{K_T} \right) \quad (5)$$

Onde W ($W = 0,8 \frac{R^4 - r^4}{R}$) é o momento de rigidez da seção do tubo e K_T ($K_T = \rho / 2r_{med}$) é a relação de dobramento, que é uma razão entre o raio da dobra e o raio médio da seção ($r_{med} = R + r/2$).

Segundo Tang (2000) esta abordagem (utilizando a teoria da plasticidade) é a melhor para resolver problemas em dobramento de tubos. Ainda, segundo o autor, os resultados teóricos têm uma boa aproximação com os resultados experimentais.

2.1.5. Retorno Elástico

Callister (2002) explica que após a remoção da carga, durante um processo de dobramento por exemplo, parte da deformação total é recuperado na forma de deformação elástica, fenômeno conhecido como retorno elástico. O processo de descarregamento se dá por uma curva paralela à curva elástica no gráfico Tensão x Deformação, conforme ilustrado na Figura 10, partindo do ponto D (instante onde é retirada a carga).

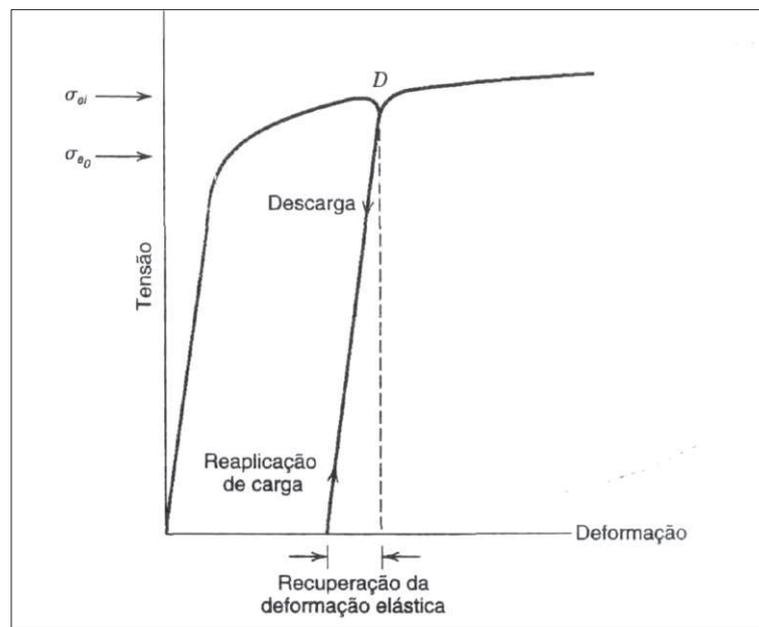
Russo Junior (1997) apresenta uma relação entre o raio final e o raio inicial de curvatura do tubo, dada pela Equação 6.

$$\frac{\rho_0}{\rho_f} = 1 - \frac{2B}{I} \quad (6)$$

Onde ρ_0 é o raio de curvatura da matriz, ρ_f é raio de curvatura do tubo após o retorno elástico, I é o módulo de inércia e B é dado pela Equação 7.

$$B = \left\{ \frac{\pi R^4}{8} - \frac{\pi(R-t)^4}{8} - \frac{R^4 \cos^{-1}(\sigma_y \rho_0 / ER)}{4} + \frac{R^4 \sin[4 \cos^{-1}(\sigma_y \rho_0 / ER)]}{16} + \frac{R^3 \sigma_y \rho_0 \sin[4 \cos^{-1}(\sigma_y \rho_0 / ER)]^3}{3E} \right\} \quad (7)$$

Figura 10 – Comportamento do Retorno Elástico.



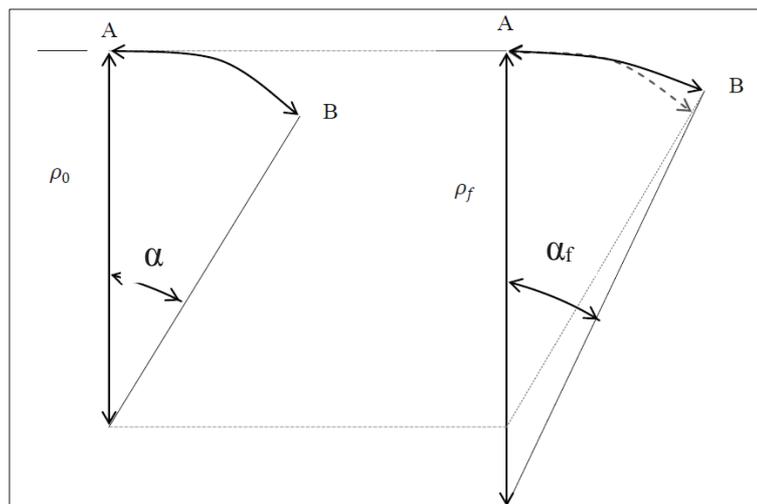
Fonte: Callister (2002), p. 93.

Souza (2011) escreve ainda que o retorno elástico em graus pode ser obtido pela Equação 8, considerando-se que o comprimento de arco AB permanece constante após o retorno elástico (Figura 11).

$$\rho_0 \alpha = \rho_f \alpha_f \quad (8)$$

Onde α é o ângulo de dobramento e α_f é o ângulo de dobramento após o retorno elástico.

Figura 11 – Raio e Ângulo de Dobramento após Retorno Elástico.



Fonte: Souza (2011), p. 41.

2.2. Máquinas de Dobrar Tubos

Russo Junior (1997) classifica as máquinas de dobrar tubos em três categorias:

- a) dobradeiras por Rotação (*rotary benders*);
- b) prensas Hidráulicas (*press benders*);
- c) dobradeiras por rolagem de tubos ou Calandras (*roll benders*).

Segundo Russo Junior (1997) as dobradeiras de tubo por rotação se baseiam no princípio de dobramento por tração, compressão ou estiramento. De acordo com González (2000) são utilizadas para conformar tubos de 3” a 12” de diâmetros com no mínimo ¼” de espessura. O mercado apresenta opções manuais, como a dobradeira de tubos da Virax (Figura 12), e automatizados como o modelo da Tecnomaq (Figura 13).

Figura 12 – Máquina de Dobrar Tubos Cilíndricos da Marca Virax.



Fonte: VIRAX (2012), p. 75.

Figura 13 – Máquina de Dobrar Tubos Automatizada.



Fonte: TECNOMACH (201-?).

As máquinas por estiramento também podem ser acionadas manualmente ou serem automatizadas. A Figura 14 apresenta uma prensa hidráulica automatizada da marca Virax.

Figura 14 – Prensa Hidráulica Automática Virax.



Fonte: VIRAX (2012), p. 64.

Russo Junior (1997) explica que as calandras realizam a dobra pela rolagem do tubo e são utilizadas para fazer arcos, círculos e hélices (Figura 15). Um empecilho desta máquina é a necessidade de uma tolerância dimensional aprimorada nos contornos dos discos da calandra, para evitar defeitos como enrugamento ou achatamento nos tubos.

Figura 15 – Calandra de Tubos.

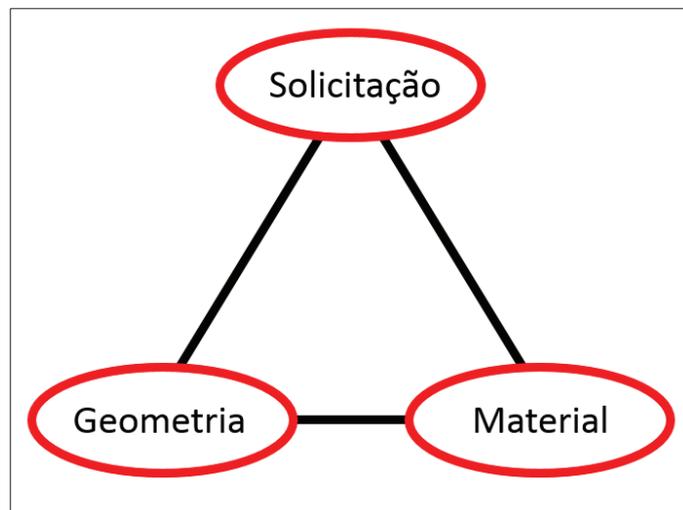


Fonte: Disponível em <http://mlb-s1-p.mlstatic.com/calandra-para-tubos-e-chapas-motorizada-14354-MLB3494476589_122012-F.jpg>, Acesso 29 de maio de 2014.

2.3. Fundamentos de Projetos de Máquinas

No projeto de um equipamento ou elemento mecânico deve-se trabalhar a relação entre solicitação, material e geometria, conforme ilustrado na Figura 16. Necessita-se manipular estas três variáveis a partir das entradas existentes. Como exemplo, se a solicitação a qual o elemento deverá suportar for conhecida e existe um dado material disponível para a fabricação pode-se dimensionar a geometria necessária para suportar o esforço.

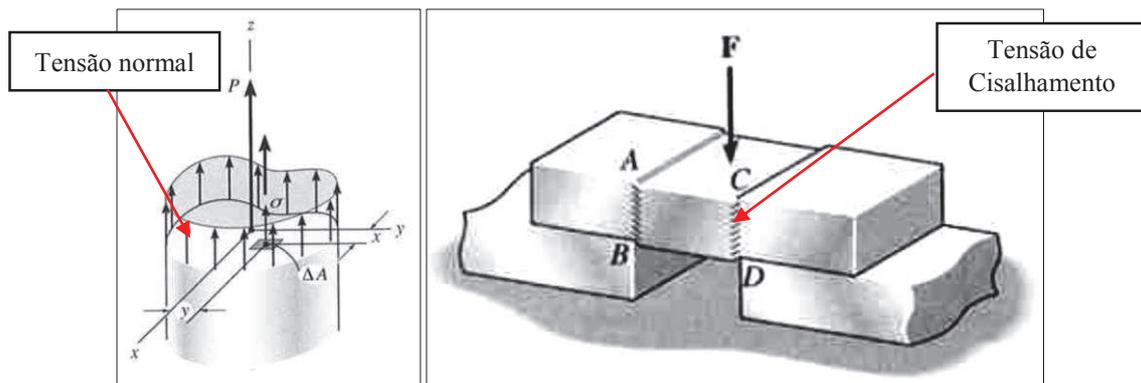
Figura 16 – Relação entre Solicitação, Geometria e Material.



2.3.1. Tensão e Tipos de Solicitações

Hibbeler (2004) define tensão como a relação entre a intensidade do esforço interno sobre um plano específico, num determinado ponto. Se a tensão é perpendicular ao plano, recebe o nome de tensão normal. Caso a tensão seja tangencial ao plano é chamada de tensão de cisalhamento. A Figura 17 ilustra a diferença entre as duas tensões.

Figura 17 – Tensão Normal e Tensão de Cisalhamento.



Fonte: Hibbeler (2004), p. 18 e p. 24.

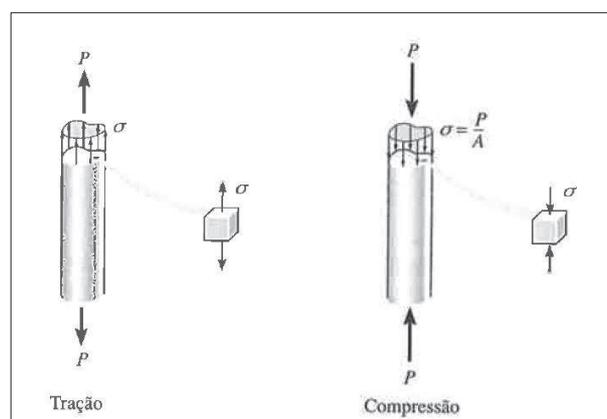
Corpos sob carregamento uniaxial de tração ou compressão, conforme ilustrado na Figura 18, tem a tensão normal média expressa pela Equação 9. Onde σ é a tensão normal, P é a força e A é a área da seção.

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

Caso um corpo esteja sob cisalhamento, como na Figura 17, por exemplo, a tensão média pode ser calculada pela Equação 10. Onde τ é a tensão de cisalhamento (média), F é a força e A é a área da seção (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR., 1995).

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

Figura 18 – Carregamento Uniaxial de Tração e Compressão.



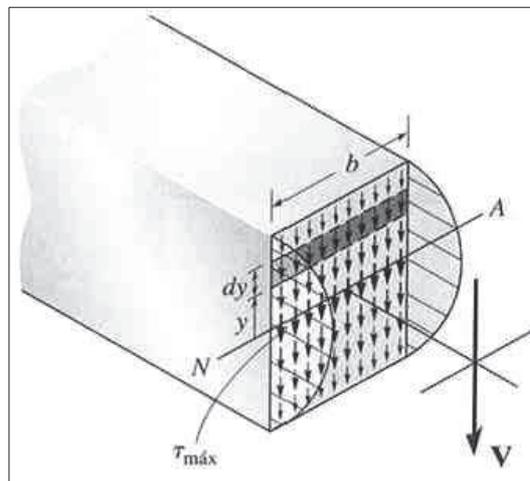
Fonte: Hibbeler (2004), p. 19.

No entanto, sabe-se que a distribuição da tensão não é uniforme, mas sim conforme ilustrado na Figura 19. Neste caso pode-se obter a tensão de cisalhamento em qualquer ponto da secção transversal pela Equação 11 (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

$$\tau = \frac{VQ}{tI} \quad (11)$$

Onde τ é a tensão de cisalhamento, F é a força, Q é o momento estático de inércia do ponto em análise, I o momento de inércia da seção e t é a largura da seção no ponto de interesse.

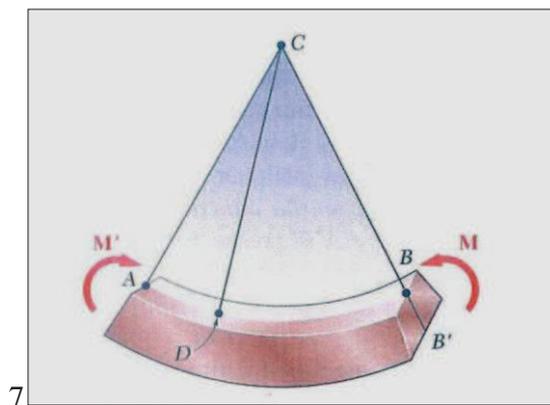
Figura 19 – Distribuição da Tensão de Cisalhamento.



Fonte: Hibbeler (2004), p. 283.

Considerando a viga da Figura 20, ao se aplicar os momentos M e M' como mostrado, a viga é flexionada. Esta flexão acarreta em tensões normais na secção transversal com distribuição linear. Nota-se que a superfície superior está comprimida e a superfície inferior está tracionada. Na superfície superior encontra-se a tensão mínima, ou seja, maior tensão de compressão, e na superfície inferior encontra-se a tensão máxima (maior tensão de tração) (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

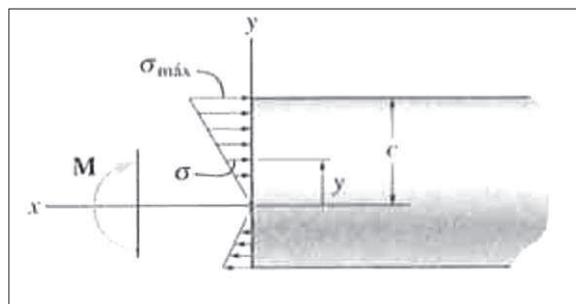
Figura 20 – Viga sob Flexão.



Fonte: Beer & Johnston Jr. (1995).

A distribuição de tensão devido ao momento fletor, conforme ilustrado na Figura 21, é dada pela Equação 12, onde σ é a tensão, M é o momento fletor, y é a distância entre o ponto em análise e a linha neutra, que passa pelo centro geométrico da seção transversal, e I é o momento de inércia da seção transversal (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR., 1995).

Figura 21 – Distribuição de Tensão de uma Viga sob Flexão.



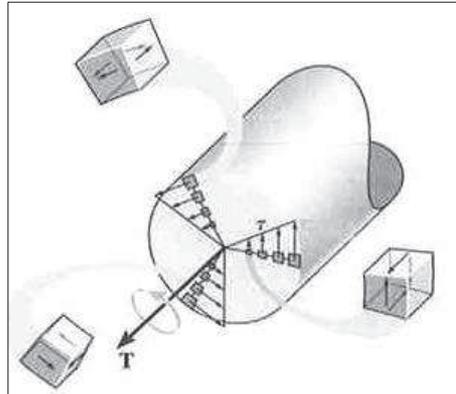
Fonte: Hibbeler (2004), p. 224.

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (12)$$

No caso de um componente submetido a um esforço de torsão, Beer & Johnston Jr. (1995) descrevem que a secção transversal encontra-se sob tensão de cisalhamento, com distribuição linear em relação ao raio “r”, sendo nula no centro e máxima na superfície

externa, conforme ilustrado na Figura 22. A tensão pode ser calculada em qualquer ponto da secção transversal pela Equação 13.

Figura 22 – Distribuição da Tensão de Uma Barra Sob Momento Torsor.



Fonte: Hibbeler (2004), p. 142.

$$\tau = \frac{Mr}{J} \quad (13)$$

Onde τ é a tensão de cisalhante, M é o momento torsor, r é o raio do ponto desejado e J o momento polar de inércia.

2.3.2. Deformação

Quando um corpo sofre um esforço, este tende a sofrer uma alteração nas suas dimensões. Esta alteração dimensional, quando expressa em termos percentuais (relativo às dimensões originais), se chama deformação. A deformação de engenharia é expressada pela Equação 14 (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR., 1995).

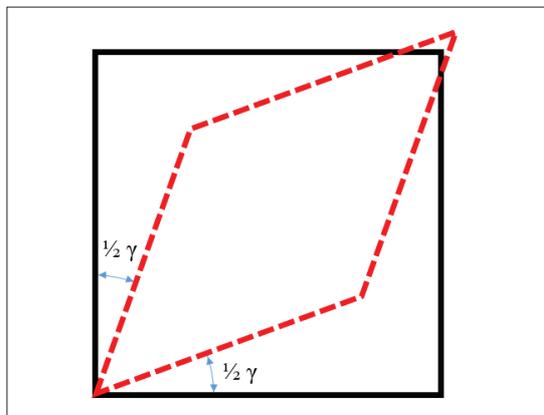
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (14)$$

Onde ε é a deformação, Δl é a variação do comprimento e l_0 é o comprimento inicial. A Equação 14 é válida apenas para carregamentos axiais.

Para carregamentos cisalhantes a força tende a inclinar o plano, com um ângulo γ em relação ao plano original, conforme ilustrado na Figura 23, onde as linhas tracejadas mostram a deformação que ocorre no plano devido a um esforço cisalhante. Esta

deformação por cisalhamento é mais conhecida como distorção (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

Figura 23 – Distorção de um Plano.



2.3.3. Propriedades dos Materiais

Sabe-se que cada material apresenta um comportamento em resposta à sollicitação, e as propriedades mecânicas do material ditam sua aplicação. Módulo de elasticidade longitudinal e transversal, dureza superficial, resistência ao escoamento e a ruptura, são exemplos de propriedades mecânicas.

O módulo de elasticidade longitudinal (ou módulo de Young) é uma constante de proporcionalidade dentre a deformação e a tensão, dada pela Equação 15, e representa a rigidez de metal (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

$$\sigma = E\varepsilon \quad (15)$$

Onde E é o módulo de elasticidade. A Equação 15 é conhecida como lei de Hooke, porém nesta forma é válida somente em estados uniaxiais de tensão. Para casos multiaxiais de tensão a lei de Hooke é dada pela Equação 16 e é chamada de lei de Hooke generalizada (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (16)$$

Análogo ao módulo de elasticidade longitudinal, o módulo de elasticidade transversal expressa a rigidez do material à distorção. Este se relaciona com a tensão de cisalhamento e com a distorção pela Equação 17 (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR.,1995).

$$\tau = G\gamma \quad (17)$$

Onde τ é a tensão de cisalhamento, G é o módulo de elasticidade transversal e γ é a deformação angular (distorção).

Uma outra propriedade do material, que interfere no padrão de deformação, é o coeficiente de Poisson, que expressa a razão entre a deformação longitudinal (no sentido da força) e a deformação lateral e é expressa matematicamente pela Equação 18 (HIBBELER, 2004) (BEER & JOHNSTON JR., 1995).

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{lat}}{\varepsilon_{long}} \quad (18)$$

Onde ν é o coeficiente de Poisson, ε_{lat} é a deformação lateral, perpendicular ao sentido de aplicação da força, e ε_{long} é a deformação longitudinal, no mesmo sentido de aplicação da força.

Matematicamente, pode-se correlacionar o coeficiente de Poisson, o módulo de elasticidade longitudinal e o módulo de elasticidade transversal pela Equação 19, o que facilita a obtenção destas propriedades, por meio de um ensaio de tração.

$$G = \frac{E}{2(1-\nu)} \quad (19)$$

Outras propriedades do material, que são importantes para projeto, são os limites de resistência ao escoamento e resistência mecânica. O limite de resistência ao escoamento em tração, S_y (ou σ_y), é a tensão em que o material entra em regime plástico de deformação. O limite de resistência mecânica em tração, S_{ut} (ou σ_{ut}) é a tensão na qual um processo de falha começa a se desenvolver no material. O limite de escoamento e a resistência mecânica em cisalhamento puro, S_{ys} (ou σ_{ys}) e S_{us} (ou σ_{us}), respectivamente, são análogos aos correspondentes em tração. Existem correlações entre os limites de resistência em tração e em cisalhamento (SHIGLEY, MISCHKE, BUDINAS, 2005) (NORTON, 2004).

Os limites de resistência são facilmente determinados por meio de um ensaio de tração, o qual nem sempre é de fácil realização por necessitar de equipamentos de custo relativamente elevado. Alternativamente, pode-se recorrer a ensaios de dureza, o qual correlaciona-se bem com ensaios de tração, sendo uma alternativa mais barata para obtenção de propriedades mecânicas necessárias para projeto. Ademais, a dureza superficial de um material, está diretamente relacionada à resistência ao desgaste.

Existem diversos métodos para medição da dureza, sendo *Brinell*, *Rockwell* e *Vickers* os mais comuns para a medição de dureza em metais. Cada método tem suas próprias características e peculiaridades, mas em todos eles a dureza é calculada a partir da impressão de uma força na superfície do metal (SHIGLEY, MISCHKE, BUDINAS, 2005) (NORTON, 2004).

A Tabela 1 apresenta valores das propriedades de alguns materiais utilizados no setor metalomecânico.

Tabela 1 – Propriedades de Alguns Materiais.

Material	E [GPa]	G [GPa]	ν	S_y [MPa]	S_{ut} [MPa]	Dureza <i>Brinell</i> [HB]
Aço SAE 1020 laminado a quente	210	80	0,28	207	379	111
Aço SAE 4340 temperado e revenido à 600 °F	210	80	0,28	1586	1724	486
Aço inoxidável 440C recozido	190	75	0,28	448	758	230
Alumínio 1100 laminado a frio	71	27	0,34	152	165	44
Alumínio A142 fundido em areia tratado termicamente a 650°F	71	27	0,34	207	231	85
Ferro fundido cinzento classe 50 (S_{us} = 1131 MPa)	103,4	40,4	0,28	-	427	160
Nylon 6/6	1,4	-	-	68,9	-	-

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

2.3.4. Solicitações Combinadas e Critérios de Falha

Na prática de engenharia, são poucos os componentes que apresentam estados uniaxiais de tensão, então é necessário obter uma tensão equivalente para comparar à resistência do material, para isto existem os critérios de falhas.

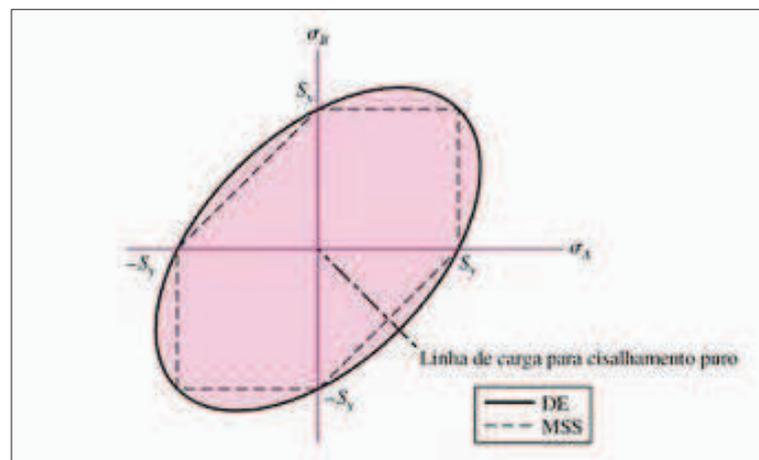
Para materiais dúcteis os principais critérios de falha são o de Tresca e o de von Mises. Tresca baseia-se no fato de que os materiais dúcteis falham quando seu carregamento atinge a máxima tensão de cisalhamento suportada pelo material, e a tensão equivalente que o material suporta segundo seu critério é obtida pela Equação 20 (SHIGLEY, MISCHKE, BUDINAS, 2005) (NORTON, 2004).

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{max} \quad (20)$$

O critério de von Mises ou critério da máxima energia de distorção, descreve que o elemento falhará quando a energia de deformação por distorção atingir ou exceder a energia de deformação de distorção correspondente ao escoamento do material, e a tensão equivalente é obtido pela Equação 21. (NORTON, 2004) (JUVINALL, MARSHEK, 2013)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (21)$$

Figura 24 – Comparação entre Critérios de Tresca e von Mises no Gráfico $\sigma_1 \times \sigma_3$.



Fonte: Shigley (2005), p. 263.

Plotando o gráfico $\sigma_1 \times \sigma_3$, pode-se fazer uma figura para cada critério, mostrados na Figura 24. O critério de Tresca é representado pelo paralelogramo tracejado, e o critério de von Mises pela elipse. Segundo ambos os critérios o estado de tensão que estiver no interior das geometrias não falhará. Note que o paralelogramo está inscrito na elipse, logo pode-se dizer que o critério de Tresca é mais conservador comparado ao de von Mises, por este motivo von Mises é o critério mais usado (SHIGLEY, MISCHKE, BUDINAS, 2005).

2.3.5. Desgaste

O desgaste é o termo genérico que se dá às falhas que englobam a alteração da superfície de um elemento. De modo geral, todo componente que não falhe por rompimento, tem o final da sua vida determinado pelo desgaste. O desgaste é a perda de material das superfícies das peças que ocorre devido o contato de rolamento ou deslizamento entre duas superfícies. Existem basicamente cinco mecanismos de desgaste: desgaste adesivo, desgaste abrasivo, erosão, desgaste por corrosão e fadiga superficial (NORTON, 2004) (RABINOWICZ, 1995).

No desgaste adesivo, os picos de rugosidade de superfícies em contato, se aderem devido a força de tração entre os átomos. Quando essas superfícies são postas em movimento existe a quebra dos picos, que se aderem a outra superfície, acarretando no arranhamento das superfícies (NORTON, 2004) (RABINOWICZ, 1995).

A compatibilidade metalúrgica define aderência dos materiais, no sentido de evitar o deslizamento, ou seja, se dois materiais são compatíveis, no deslizamento entre eles tende a existir um grande arrancamento de material, enquanto materiais incompatíveis podem deslizar entre si com baixa intensidade de arrancamento de material (NORTON, 2004).

A profundidade de desgaste adesivo é dado pela Equação 22, onde d é a profundidade de desgaste, k é o coeficiente de desgaste (propriedade adimensional que depende dos materiais das superfícies e das condições de lubrificação), F é a força normal, l é o comprimento de deslizamento, H é a dureza à penetração e A_a é a área aparente de deslizamento (NORTON, 2004).

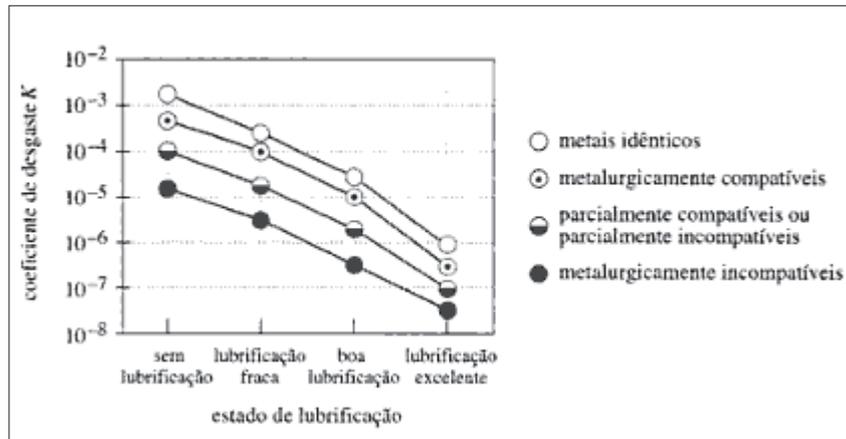
$$d = k \frac{Fl}{HA_a} \quad (22)$$

Os valores para k são tabelados empiricamente e apresentam um desvio grande para as mesmas condições. Então recomenda-se, sempre que possível, realizar um ensaio de desgaste do projeto real. A Figura 25 apresenta um gráfico para obtenção do valor do coeficiente de desgaste por adesão, em função dos tipos de materiais e das características da lubrificação (NORTON, 2004).

Uma maneira de amenizar este desgaste é fazendo uso de lubrificação, pois a adesão ocorre somente em superfícies limpas, livres de contaminantes, logo, um filme de lubrificante entre as superfícies em contato isola os materiais. Nota-se também que o

acabamento superficial não exerce qualquer influência neste mecanismo de desgaste, portanto uma superfície extremamente lisa sofre o mesmo desgaste que uma superfície rugosa (NORTON, 2004) (RABINOWICZ, 1995);

Figura 25 – Valores para Coeficiente de Desgaste por Adesão em Função do Tipo de Material.



Fonte: Norton (2004).

O segundo mecanismo de desgaste é o desgaste por abrasão, que pode ocorrer por dois corpos ou três corpos. Pode-se definir abrasão como a remoção de material de uma superfície a uma taxa controlada ou não. Alguns processos de usinagem são baseados neste princípio, como por exemplo a retificação e o esmerilhamento. Pode-se calcular a profundidade de desgaste utilizando a Equação 22, onde o coeficiente de desgaste por abrasão k é apresentado na Tabela 2 (NORTON, 2004) (RABINOWICZ, 1995).

Tabela 2 – Coeficiente de desgaste k por abrasão.

Superfície	Lima	Lixa Fina Nova	Partículas Abrasivas Soltas	Polimento Grosseiro
Seca	5×10^{-2}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}
Lubrificadas	10^{-1}	2×10^{-2}	2×10^{-3}	2×10^{-4}

Fonte: Adaptado de Norton (2004).

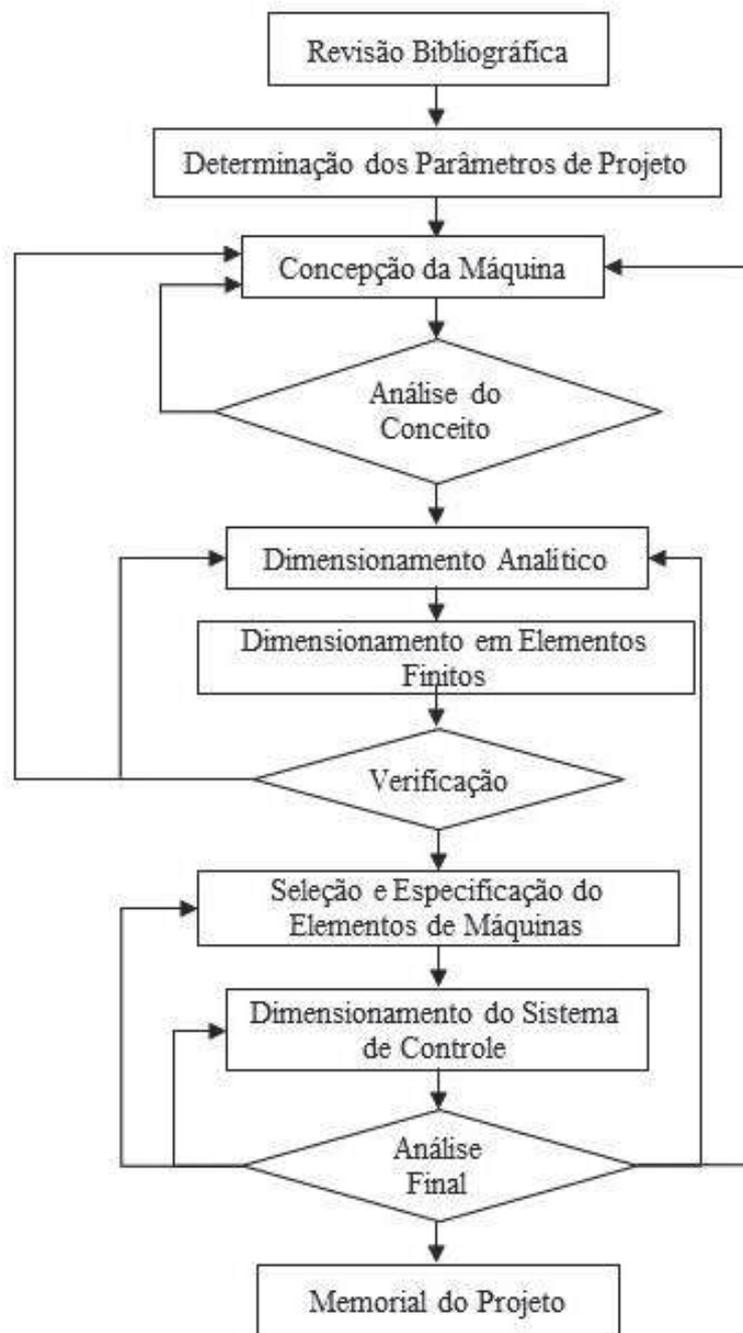
O desgaste por abrasão sofre influências do acabamento das superfícies em contato, tamanho e dureza das partículas. Quanto melhor o acabamento superficial das peças em contato menor será a chance de ocorrer o desgaste por abrasão. Existe um tamanho limite das partículas abrasivas, no caso da abrasão por três peças, onde pouco acima deste valor a abrasão aumentará e abaixo deste a abrasão tenderá a diminuir. Em relação a dureza das partículas abrasivas também existe uma faixa ótima, onde uma dureza maior não causa um aumento na taxa de desgaste e um valor abaixo diminui a mesma. Um método para evitar o desgaste por abrasão é utilizando recobrimentos de materiais mais duros nas superfícies que sofrerão abrasão, fato que também aumenta o desgaste por corrosão. Porém, estes recobrimentos são muito frágeis e tendem a se soltar quando submetidos a uma alta tensão (NORTON, 2004) (RABINOWICZ, 1995).

O método de corrosão mais comum é a oxidação, onde o metal reage com a atmosfera criando óxidos. Em alguns metais esta oxidação atinge um limite, onde se não sofrer perturbação não há crescimento da região oxidada, como exemplo pode-se citar o alumínio, que em contato com o ar cria uma camada de oxido de alumínio de $0,02 \mu\text{m}$, quando a reação para. Já em outros metais como o ferro, a região oxidada se torna frágil e porosa, e com facilidade se desprende do restante do material, expondo uma superfície “nova” ao contato com o ar (NORTON, 2004).

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada neste trabalho pode ser representada pelo fluxograma mostrado na Figura 26.

Figura 26 – Fluxograma do Projeto.



A seguir é apresentada uma descrição detalhada de cada uma das atividades do fluxograma:

a) Revisão Bibliográfica

A primeira etapa do projeto foi a realização de uma revisão bibliográfica onde se buscou conhecer os fundamentos de dobramento de tubos tais como: tipos de dobramento, esforço necessário para realizar a dobra e tipos de máquinas para dobramento. Foi feita uma breve revisão sobre projetos e dimensionamento de máquinas, principalmente nas áreas de resistência dos materiais e elementos de máquinas.

b) Determinação dos Parâmetros de Projeto

O objetivo desta tarefa foi definir o escopo da máquina, definir a faixa de trabalho da máquina (diâmetro máximo e mínimo de dobramento, raio máximo) e encontrar os parâmetros iniciais para o projeto da máquina tais como o torque (ou força) necessário para realizar o dobramento do tubo e potência requerida. Esta etapa ocorreu paralelamente a concepção da máquina que será descrita a seguir.

c) Concepção da Máquina

A concepção consistiu em criar várias soluções para a máquina determinando o princípio de dobramento, a fonte de potência, a sua geometria e os mecanismos necessários para cada solução, além de realizar um esboço em 3D para facilitar a visualização. Após gerar vários conceitos se fez uma análise crítica avaliando o conceito mais viável em questões de fabricação, montagem e manutenção.

d) Dimensionamento Analítico

O objetivo desta tarefa foi determinar analiticamente a geometria e o material dos componentes da máquina. Os principais elementos dimensionados analiticamente foram os eixos, o fuso da matriz móvel e as engrenagens.

O primeiro passo foi a determinação dos esforços atuando em cada componente e a definição do material. Duas abordagens foram utilizadas:

- A primeira abordagem consistiu na definição da geometria, cálculo de tensões e cálculo do coeficiente de segurança. Se avaliou o coeficiente de segurança considerando aceitável para valores acima de 1,5. Caso o dimensionamento não atende-se o coeficiente planejado, alterava-se a geometria ou/e o material.

- Na segunda abordagem utilizando um coeficiente de segurança igual a 2 e por meio de ferramentas numéricas se determinou a geometria da peça. Esta abordagem foi usada principalmente para os eixos.

Nos componentes que apresentavam estados multiaxiais de tensões se utilizou o critério de von Mises para a determinação da tensão equivalente.

e) Simulações em Elementos Finitos

Em muitos componentes uma análise analítica é muito complexa devido a geometria, nestes elementos se realizou o dimensionamento por meio de modelagem em elementos finitos. Nestes casos foram especificados a geometria e material e realizaram-se as simulações (estrutural estática e modal) para avaliar o desempenho do componente.

Foram feitas, ainda, simulações em alguns componentes dimensionados analiticamente para os quais haviam incertezas quanto à magnitude e aplicação do esforço. Neste caso o objetivo foi confrontar os resultados analíticos com os resultados numéricos.

Logo após esta etapa foi feita uma análise de todos os dimensionamentos analíticos e numéricos para uma avaliação global do projeto. Alguns componentes foram aprovados e enquanto para outros houve a necessidade de um redimensionamento.

f) Seleção e Especificação dos Elementos de Máquinas

O objetivo desta tarefa foi selecionar e especificar todos os elementos de máquinas existentes na máquina, tais como parafusos de fixação e rolamentos.

Foram determinados os esforços em cada elemento de máquina e, com base nos catálogos de fabricantes foram determinadas a geometria e a carga crítica no elemento.

Novamente, logo após a especificação destes elementos houve a necessidade de fazer várias mudanças na geometria da máquina, reavaliando o dimensionamento analítico e numérico.

g) Dimensionamento do Sistema de Controle

Nesta tarefa se realizou o dimensionamento do sistema de controle da máquina. Os dispositivos necessários para a partida do motor foram especificados segundo o catálogo

da fabricante do motor. Para testar o sistema de automatização foi feito um modelo utilizando o Arduino para acionar um motor monofásico.

h) Memorial do Projeto

A última etapa teve o objetivo de compilar o memorial de projeto fazendo as seguintes tarefas:

- organizar o memorial de cálculo;
- realizar os desenhos técnicos da máquina e seus componentes e renderizar imagens 3D, vistas explodidas e animações da máquina;
- listar o material e componentes necessários para a fabricação.

4 DESENVOLVIMENTO

A seguir será apresentado o desenvolvimento conceitual do projeto da máquina de dobrar tubo que se segmenta em escopo da máquina, concepção, definição dos elementos de máquinas e do sistema de automatização.

4.1. Escopo da Máquina

A máquina de dobrar tubos que será projetada deve apresentar as seguintes características:

- a) ser capaz dobrar tubos de aço e alumínio, com diâmetro nominal entre $\frac{1}{2}$ " e $1\frac{1}{4}$ ";
- b) permitir ângulos de dobramento de até 180° ;
- c) possibilitar raios de dobramento de até 10", permutando a matriz;
- d) sistema de automação que tenha como entrada apenas o ângulo de dobra, porém o "set up" da máquina pode ser realizado pelo operador.

4.2. Concepção

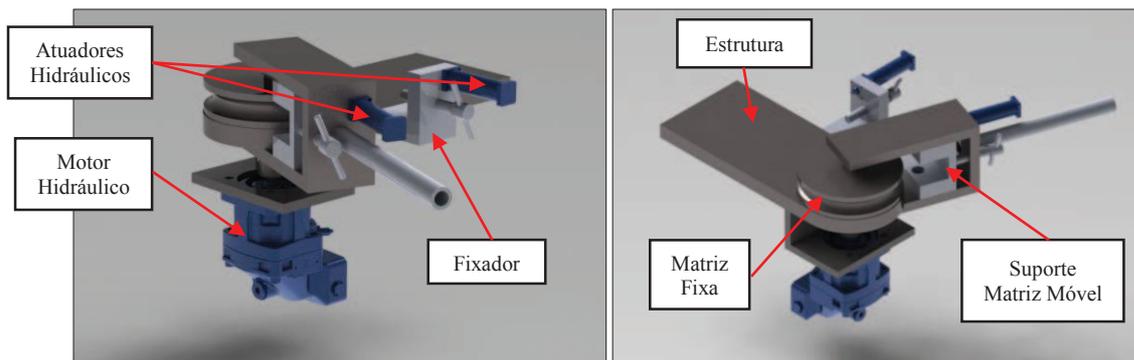
Durante o projeto inicial da máquina surgiram basicamente três conceitos, que são mostrados e discutidos abaixo:

- a) Conceito 1

A Figura 27 apresenta um desenho esquemático desse conceito.

Este conceito se baseia no princípio de dobramento por compressão. O tubo é preso pelo fixador e o suporte da matriz variável se desloca conformando o tubo. A automatização é realizada pelo motor e atuadores lineares hidráulicos. A dificuldade no projeto do sistema de controle, a necessidade de um motor hidráulico muito "grande" para atingir o torque necessário e de um grupo de acionamento hidráulico inviabilizaram este conceito.

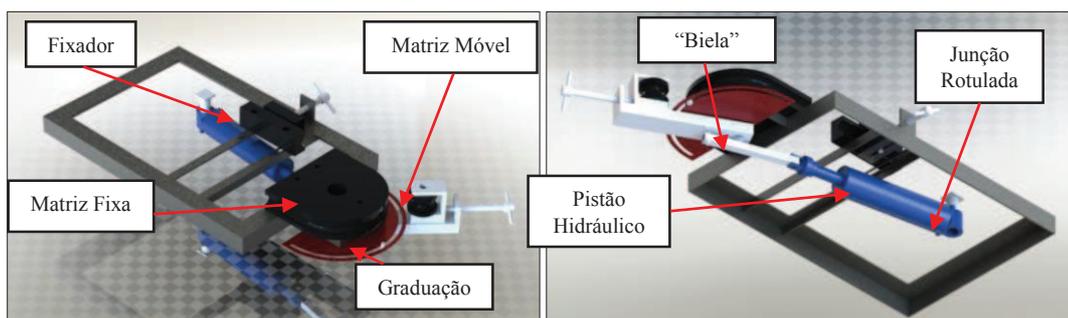
Figura 27 – Desenho Esquemático do Conceito 1.



b) Conceito 2

A Figura 28 apresenta o esquema deste conceito. Este conceito é semelhante ao anterior, tem o princípio de dobramento por compressão. O tubo é fixado pelo fixador. A conformação é realizada movendo a matriz móvel, por um pistão hidráulico. As desvantagens deste conceito são as mesmas do anterior, além do mecanismo de atuação que impossibilita o dobramento do tubo em 180°. Uma das ideias, deste conceito, era substituir o pistão com acionamento hidráulico por um acionado manualmente dispensando o sistema de automatização.

Figura 28 – Esquema do Conceito 2.



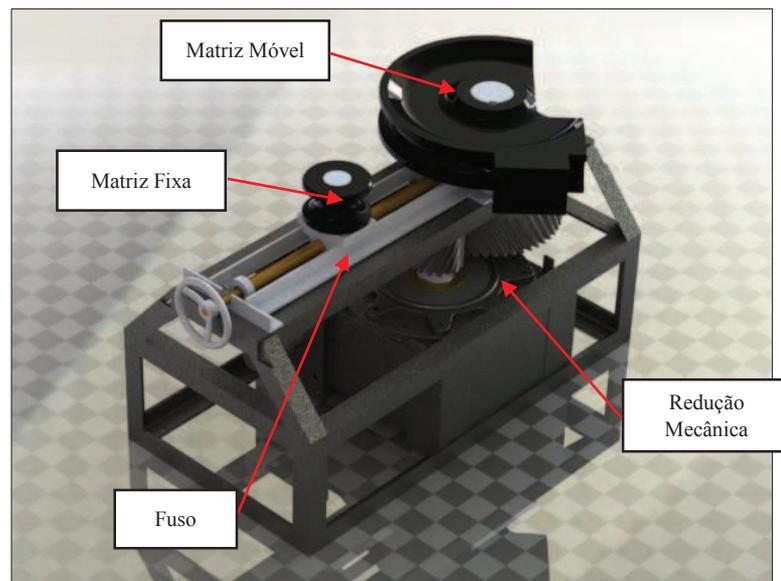
c) Conceito 3

O terceiro conceito tem o princípio baseado no processo de dobramento por tração, e esta mostrado na Figura 29.

O tubo é preso na matriz móvel e apoiado pela matriz fixa. O motor elétrico transmite movimento circular à matriz móvel, através da redução mecânica, e faz com que o tubo seja dobrado. A vantagem desta máquina é a elevada precisão e torque devido a transmissão mecânica.

Como fonte de potência se utilizará um motor elétrico. A primeira opção era utilizar um motor de passo, porém o custo deste é elevado. Posteriormente pensou-se em reaproveitar um motor de partida (motor de arranque), mas este é projetado para pequenos períodos de funcionamento e sua utilização na máquina iria acarretar uma diminuição da vida útil. A terceira opção foi a utilização de um motor elétrico trifásico e a quarta opção foi o emprego de uma furadeira ou parafusadeira devido ao baixo custo de aquisição. A seleção do motor é apresentada na seção 4.4.

Figura 29 – Desenho Esquemático da Concepção 3.



4.3. Determinação do Momento Fletor Necessário para Dobrar o Tubo

Conforme o escopo da máquina, ela deve ser capaz de dobrar os tubos utilizados para a construção de um veículo da competição Baja SAE. Então foi feita uma comparação entre as duas abordagens para o cálculo de momento fletor apresentados na revisão bibliográfica, mostradas na seção 2.1.4 (pág. 23). Para este cálculo utilizou-se tubos de aço e de alumínio com diâmetros de $\frac{3}{4}$ in, 1 in e $1\frac{1}{4}$ in, com espessuras variadas

(normalizadas) e utilizando raio de dobramento de 5 e 10 in. As propriedades mecânicas utilizadas foram: $E_{aço} = 210\text{GPa}$, $E_{alu} = 70\text{GPa}$, $Sy_{aço} = 300\text{MPa}$ e $Sy_{alu} = 250\text{MPa}$. A Tabela 3 apresenta o resultado do momento fletor e as características geométricas dos tubos.

Tabela 3 – Valores Para o Momento Fletor para Realizar a Dobra.

Diâmetro Nominal	Espessura [mm]	Material	t [mm]	M (POLL) [Nm]	M (TANG) [Nm]
$\rho = 127\text{ mm (5 in)}$					
3/4 "	0,90	Aço	0,90	100,08	99,90
	1,50	Aço	1,50	151,53	151,06
	2,80	Aço	2,80	835,61	844,87
	2,87	Alumínio	2,87	433,49	438,23
1"	0,90	Aço	0,90	184,41	186,72
	1,50	Aço	1,50	286,06	289,25
	3,35	Aço	3,35	1590,64	1630,35
	3,38	Alumínio	3,38	816,57	836,90
1 1/4"	0,90	Aço	0,90	294,40	302,28
	1,50	Aço	1,50	463,33	475,11
	3,35	Aço	3,35	2701,32	2821,89
	3,56	Alumínio	3,56	1443,26	1507,02

Diâmetro Nominal	Espessura [mm]	Material	t [mm]	M (POLL) [Nm]	M (TANG) [Nm]
$\rho = 254\text{ mm (10 in)}$					
3/4 "	0,90	Aço	0,90	100,08	97,86
	1,50	Aço	1,50	151,53	148,07
	2,80	Aço	2,80	835,61	822,47
	2,87	Alumínio	2,87	433,49	426,64
1"	0,90	Aço	0,90	184,41	181,65
	1,50	Aço	1,50	286,06	281,57
	3,35	Aço	3,35	1590,64	1576,68
	3,38	Alumínio	3,38	816,57	809,37
1 1/4"	0,90	Aço	0,90	294,40	292,08
	1,50	Aço	1,50	463,33	459,37
	3,35	Aço	3,35	2701,32	2704,17
	3,56	Alumínio	3,56	1443,26	1444,45

Analisando a Tabela 3 percebe-se que os valores de momento fletor pela abordagem de POLL e TANG são aproximadamente iguais. Observa-se que o maior momento fletor

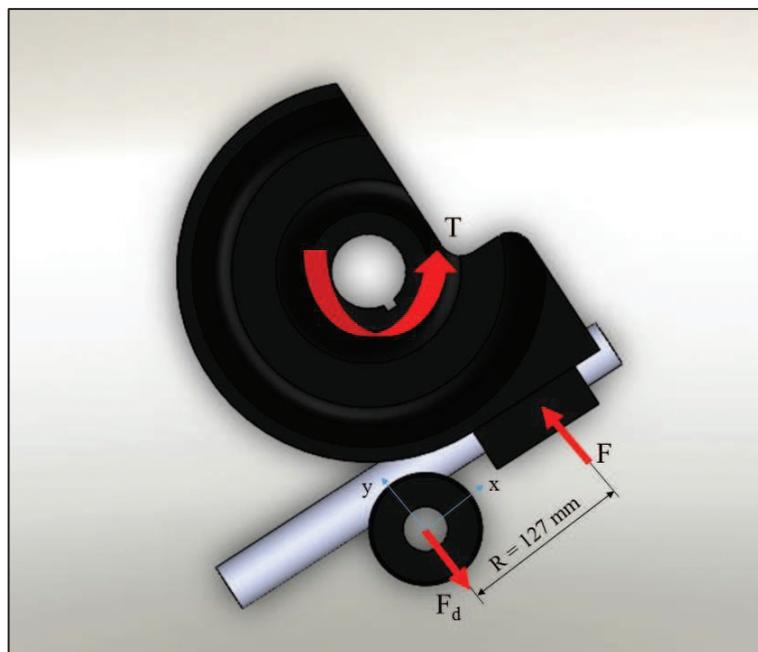
(2821,89 Nm) é o requerido para dobrar o tubo de aço com 1 ¼ in de diâmetro e 3,35 mm de espessura, portanto o projeto da máquina terá este como o momento fletor requerido, ou seja, $M_{f,req} = 3000 \text{ Nm}$.

4.4. Escolha do Motor/Redução

Da seção anterior tem-se que o momento fletor requerido para realizar a conformação no tubo é $M_{f,req} = 3000 \text{ Nm}$. Para calcular o torque necessário na matriz se utilizou o Diagrama de Corpo Livre (DCL) do componente (Figura 30).

Analisando o DCL, percebe-se que o torque transmitido à matriz móvel deve ser igual ao momento fletor requerido, pois $T = FR$ e $M_f = FR$, logo, $T = M_f$. Portanto o torque requerido na matriz móvel é $T = 3000 \text{ Nm}$. Parte-se agora para a avaliação e seleção do motor.

Figura 30 – DCL da Matriz Móvel.

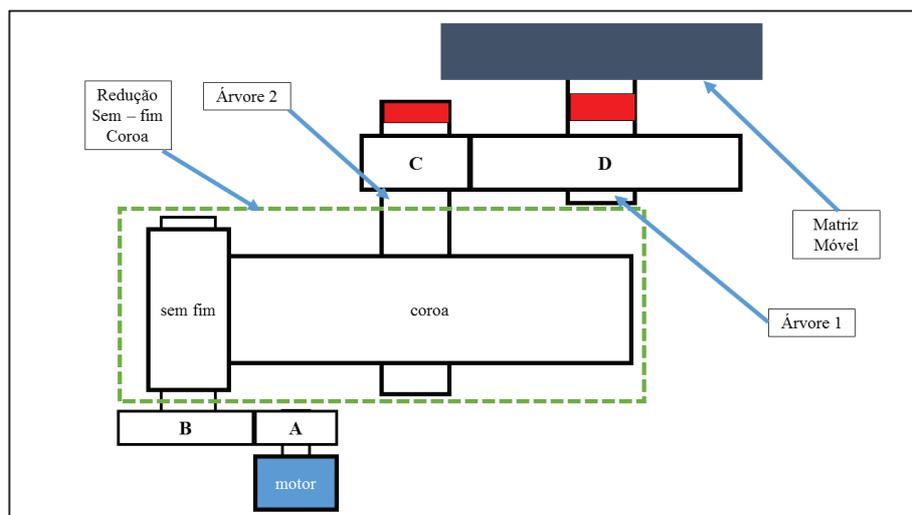


Durante a concepção existia a hipótese de se utilizar uma furadeira (ou parafusadeira) como motor, entretanto seriam necessárias muitas adaptações (construtivas) para

implementar um sistema de controle. A outra hipótese seria utilizar um motor elétrico trifásico.

Portanto, o motor escolhido para equipar a máquina de dobrar tubos é o motor trifásico WEG W22 Plus, com potência de 2 HP e rotação de 1750 RPM. Com este motor, é necessário utilizar uma redução de aproximadamente 357:1, para obter o torque desejado.

Figura 31 – Esquema do Sistema de Transmissão.



A Figura 31 ilustra o esquema do sistema de transmissão onde A, B, C e D são engrenagens. A transmissão sem-fim/correa será especificada a partir de modelos comerciais.

Como a relação de transmissão total deve ser de aproximadamente 357:1 o primeiro estágio terá redução de 4:1, o segundo estágio (redução sem-fim/correa) terá redução 30:1 e o terceiro estágio terá redução 3:1, ou seja:

$$i_{AB} = 4$$

$$i_{SC} = 30 \tag{23}$$

$$i_{CD} = 3$$

4.5. Dimensionamento Analítico e Análise em Elementos Finitos

Nesta seção é apresentada a abordagem utilizada e o resultado do dimensionamento dos componentes da máquina de dobrar tubo, o dimensionamento detalhado pode ser encontrado no Apêndice A.

4.5.1. Dimensionamento das Engrenagens

Na seção 4.4 (Escolha e Seleção do Motor/Redução) foram definidos os estágios e a relação de transmissão deles. O primeiro passo para o dimensionamento das engrenagens é calcular a rotação e torque em cada árvore. Sabe-se que a rotação e o torque podem ser calculados por:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} \quad (24)$$

$$T_2 = T_1 i_{12} \quad (25)$$

Então a rotação e torque nas engrenagens A, B, C e D é:

$$\begin{aligned} n_A &= n_{Motor} = 1750 \text{ rpm} & T_A &= \frac{Pot_{motor}}{n_{motor}} = 8,26 \text{ Nm} \\ n_B &= \frac{n_A}{i_{AB}} = 431,25 \text{ rpm} & T_B &= T_A i_{AB} = 33,02 \text{ Nm} \\ n_C &= \frac{n_B}{i_{SC}} = 14,37 \text{ rpm} & T_C &= T_B i_{SC} = 990,73 \text{ Nm} \\ n_D &= \frac{n_C}{i_{CD}} = 4,79 \text{ rpm} & T_D &= T_C i_{CD} = 2972,21 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (26)$$

As engrenagens A, B, C e D foram dimensionadas segundo o critério da AGMA descrito por Juvinal (2010).

A primeira abordagem no cálculo das engrenagens é quanto segurança a flexão no dente utilizando as Equações 27, 28 e 29 para calcular a tensão de flexão no dente da

engrenagem, a resistência da engrenagem à flexão e o coeficiente de segurança, respectivamente.

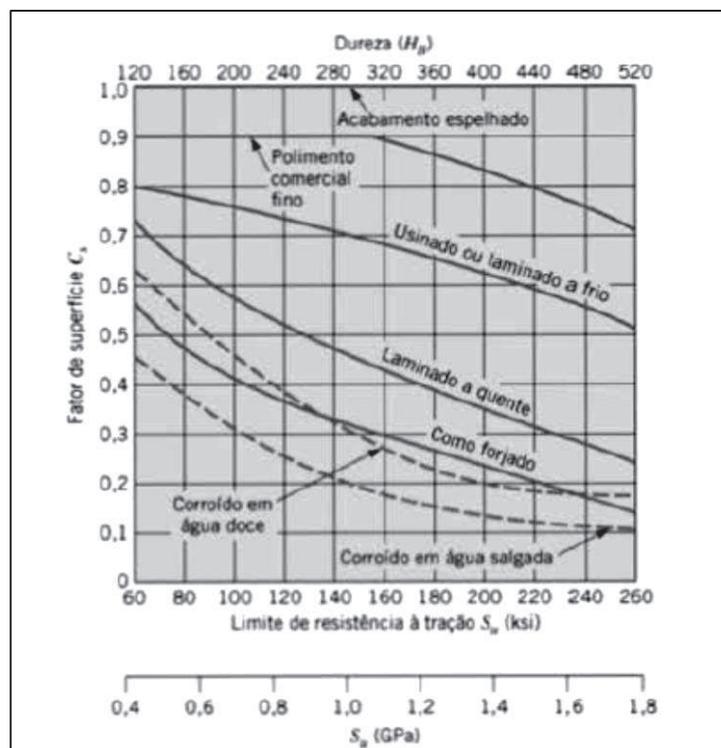
$$\sigma_f = \left(\frac{F_t P_d}{b_{real} J} \right) 0,93 k_v k_o k_m \quad (27)$$

$$S_f = 0,5 S_{ut} C_l C_g C_s k_r k_t k_{ms} \quad (28)$$

$$CS_f = \frac{S_f}{\sigma_f} \quad (29)$$

Onde S_f é a resistência do dente à flexão, S_{ut} é o limite de tração do metal, C_l é o fator de carga (igual a 1 para flexão), C_g é o fator de gradiente (igual a 1 para $P_d > 5$ e 0,85 para $P_d \leq 5$), C_s é o fator de superfície (Figura 32), k_r é o fator de confiabilidade (Tabela 4), k_t é o fator de temperatura, k_{ms} é o fator de tensão média (igual a 1 para engrenagens intermediárias e 1,4 para engrenagens com flexão em único sentido), σ_f é a tensão de flexão no dente de engrenagem, J é o fator geométrico (Figura 33), k_v é o fator de velocidade ($k_v = (6,1 + V)/6,1$), k_o é o fator de sobrecarga (Tabela 5), k_m é o fator de montagem (Tabela 6) e CS_f o coeficiente de segurança à flexão no dente.

Figura 32 – Fator de Superfície (C_s).



Fonte: Juvinall (2013), p. 168.

Tabela 4 – Fator de Confiabilidade (Kr).

Confiabilidade (%)	50	90	99	99,9	99,99	99,999
Fator Kr	1,000	0,897	0,814	0,753	0,702	0,659

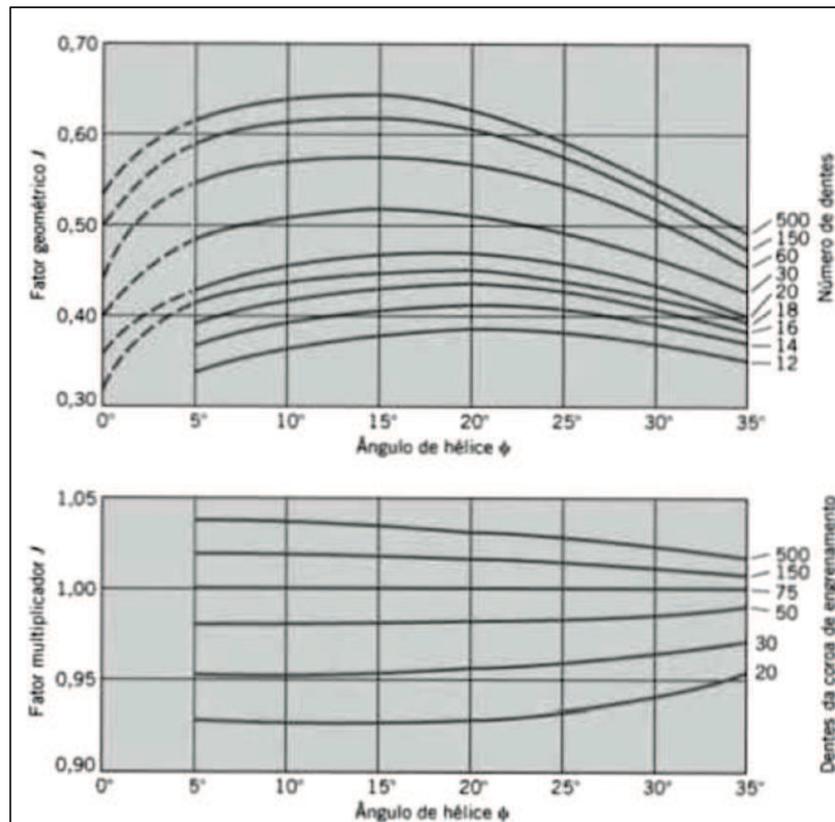
Fonte: Juvinal (2013), p. 351.

Tabela 5 – Fator de Sobrecarga (ko).

Fonte de Potência	Máquina Conduzida		
	Uniforme	Impacto Leve	Impacto Forte
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto Leve	1,25	1,50	2,00
Impacto Médio	1,50	1,75	2,25

Fonte: Juvinal (2013), p. 351.

Figura 33 – Fator Geométrico (J).



Fonte: Juvinal (2013), p. 373.

Tabela 6 – Fator de Montagem (km).

Características do Suporte	Largura da Face (in)			
	0 à 2	6	9	Acima de 16
Montagens Precisas, pequenas folgas nos mancais, mínimas deflexões, engrenagens precisas.	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens Pouco Rígidas, engrenagens pouco precisas, contato ao longo de toda a face	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisão de montagem de forma que não ocorra contato em toda a largura da face.	Acima de 2,2			

Fonte: Juvinal (2013), p. 351.

A segunda abordagem utilizada foi quanto à segurança ao desgaste superficial, onde a tensão superficial (σ_h), a resistência a fadiga superficial do dente (S_h) e o coeficiente de segurança contra falha por fadiga superficial (CS_h) são dados respectivamente pelas Equações (30), (31) e (32).

$$\sigma_h = C_p \sqrt{\left(\frac{F_t P_d}{b_{real} I}\right) \left(\frac{\cos \psi}{0,95 RC}\right) 0,93 k_v k_o k_m} \quad (30)$$

$$S_h = S_{fe} C_r C_v \quad (31)$$

$$CS_h = \frac{S_h}{\sigma_h} \quad (32)$$

Onde C_p é o fator elástico (Tabela 7), RC é a razão de contato ($RC = b/p_x$), I é o fator geométrico ($I = \frac{\sin \phi_n \cos \phi_n}{2} \frac{i}{i+1}$), S_{fe} é a resistência a fadiga superficial (Tabela 8) e C_{li} é o fator de vida em fadiga (Figura 34).

Tabela 7 – Fator Elástico (C_p).

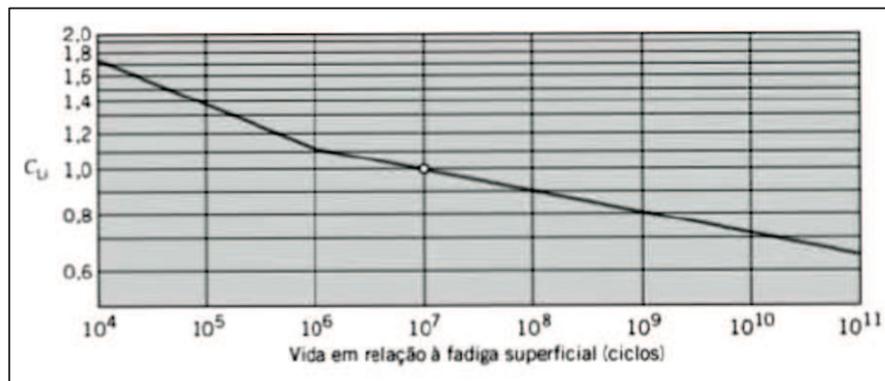
Material do Pinhão ($\nu = 0,3$)	Material da Coroa			
	Aço	Ferro Fundido	Alumínio-Bronze	Estanho-Bronze
Aço, E = 207 GPa	191	166	162	158
Ferro Fundido, E = 131 GPa	166	149	149	145
Alumínio-Bronze, E=121 GPa	162	149	145	141
Estanho-Bronze, E = 110 GPa	158	145	141	137

Fonte: Juvinal (2013), p. 354.

Tabela 8 – Resistência a Fadiga Superficial (Sfe).

Material		S _{fe} (ksi)	S _{fe} (MPa)
Aço		0,4(Bhn)-10ksi	28(Bhn)-69MPa
Ferro Nodular		0,95[0,4(Bhn)-10ksi]	0,95[28(Bhn)-69MPa]
Ferro Fundido	Classe 20	55	379
	Classe 30	70	482
	Classe 40	80	551
Estanho-Bronze AGMA 2C (11% de Estanho)		30	207
Alumínio-Bronze (ASTM B148-52) (Liga 9C-H.T.)		65	448

Fonte: Juvinal (2013), p. 355.

Figura 34 – Fator de Vida em Fadiga (C_{ii}).

Fonte: Juvinal (2013), p. 355.

No primeiro estágio se utilizará um par de engrenagens helicoidais com redução de 4:1, onde a engrenagem A será acoplada no eixo do motor e a engrenagem B será acoplada no eixo sem-fim do segundo estágio.

Para a engrenagem A se definiu o módulo $m = 2$, o número de dentes $Z_A = 25$, a largura $b = 30$ mm, ângulo de hélice $\psi = 20^\circ$ à direita e ângulo de pressão normal $\phi_N = 20^\circ$. O material escolhido para esta engrenagem é o ferro fundido cinzento ASTM 30. No critério de falha por flexão do dente a tensão de flexão é $\sigma_f = 41,2$ MPa e a resistência do dente à flexão é $S_f = 97,5$ MPa, logo o coeficiente de segurança quanto a flexão no dente é $CS_f = 2,36$. No critério de falha por fadiga superficial a tensão de contato é $\sigma_h = 286,5$ MPa e a resistência a fadiga superficial é $S_h = 392,35$ MPa, logo o coeficiente

de segurança quanto é $CS_h = 2,36$. Os cálculos podem ser vistos na Seção 2.1 do Apêndice A (pág. 75).

A coroa deste pinhão (engrenagem B) deve ter módulo $m = 2$, número de dentes de $Z_B = 100$, a largura igual a $b = 30$ mm, o ângulo de hélice de $\psi = 20^\circ$ à esquerda e o ângulo de pressão normal $\varphi_N = 20^\circ$. Esta engrenagem será feita de ferro fundido cinzento ASTM classe 20 e como pode ser visto na Seção 2.2 (pág. 75) do Apêndice A, apresentou um coeficiente de segurança de 2,4 à flexão do dente e de 2,6 à fadiga superficial do dente.

O segundo estágio é uma redução sem-fim/coróa e foi selecionada a partir das reduções já existentes no mercado. A redução deve ser capaz de suportar um torque na saída de 990,73 Nm, ter uma relação de transmissão de 30:1 e permitir uma potência de entrada de no mínimo 2 HP. O redutor selecionado foi o modelo QGF150030NB6ESBBD da fabricante INARMEG (2010) que permite um torque de saída de 1067,94 Nm e a potência de entrada de 12,5 CV (para maiores detalhes da seleção ver Seção 2.3, página 78, do Apêndice A).

O terceiro estágio será realizado com um par de engrenagens helicoidais com redução de 3:1, onde o pinhão C será acoplado ao eixo da coroa do segundo estágio e a coroa D será acoplada ao eixo da matriz móvel.

O pinhão C será fabricado de aço AISI 1040 com resistência a tração $S_{ut} = 620$ MPa e dureza superficial de 201 H_b. Definiu-se o módulo $m = 6$, o número de dentes $Z_C = 18$, a largura $b = 75$ mm, ângulo de hélice $\psi = 20^\circ$ à direita e ângulo de pressão normal $\varphi_N = 20^\circ$. No critério de falha devido a flexão do dente a tensão de flexão é $\sigma_f = 174,2$ MPa e a resistência do dente à flexão é $S_f = 264,95$ MPa, logo o coeficiente de segurança quanto a flexão no dente é $CS_f = 1,5$. No critério de falha superficial a tensão de contato é $\sigma_h = 910,5$ MPa e a resistência a fadiga superficial é $S_h = 4525$ MPa, logo o coeficiente de segurança quanto a fadiga superficial é $CS_h = 4,95$, como pode ser visto na Seção 2.4 (pág. 80) do Apêndice A.

A coroa D deve ter módulo $m = 6$, o número de dentes $Z_D = 54$ dentes, a largura $b = 75$ mm, ângulo de hélice $\psi = 20^\circ$ à esquerda e ângulo de pressão normal $\varphi_N = 20^\circ$. Como pode ser observado na Seção 2.4 (pág. 80) do Apêndice A, nesta engrenagem o coeficiente de segurança à flexão no dente é de 1,5 e o coeficiente de segurança à fadiga superficial é de 4,95.

4.5.2. Dimensionamento dos Eixos

A abordagem utilizada no dimensionamento dos eixos seguiu os seguintes passos:

- a) Determinação dos esforços: nesta etapa determinou-se as reações nos mancais e desenhou-se os diagramas de esforços de força cortante e axial, e momentos fletores e torsões;
- b) Determinação de pontos críticos: observou-se o(s) ponto(s) mais crítico do eixo e foram escritas as equações de tensão em função do diâmetro. Em alguns casos se escalonou o eixo afim de obter um projeto otimizado;
- c) Obtenção da tensão equivalente: obteve-se uma equação para a tensão equivalente, em função do diâmetro, segundo o critério de von Mises;
- d) Determinação do material e cálculo do diâmetro: primeiramente definiu-se o material que constituirá o eixo e em seguida utilizando ferramentas numéricas calculou-se o diâmetro. Esta etapa foi iterada algumas vezes até obter uma relação material e geometria otimizada.

Para o eixo da matriz móvel o material escolhido foi o aço AISI 1040 laminado, devido aos altos esforços aplicados neste eixo. Posteriormente se calculou os diâmetros necessários, onde nas quatro secções do eixo os diâmetros foram de 47 mm, 66 mm, 74 mm e 48 mm, onde os cálculos são apresentados na Seção 3.1 (pág. 83) do Apêndice A.

Ainda, nesta etapa se dimensionou o fuso, onde foi escolhida uma rosca do tipo ACME. Neste eixo além do dimensionamento analítico se realizou uma análise em elementos finitos, pois existe uma excentricidade na força que acarreta na flexão do fuso. Após a seleção dos rolamentos do fuso verificou-se a necessidade de redimensioná-lo, para adequar o diâmetro do eixo ao tamanho do rolamento.

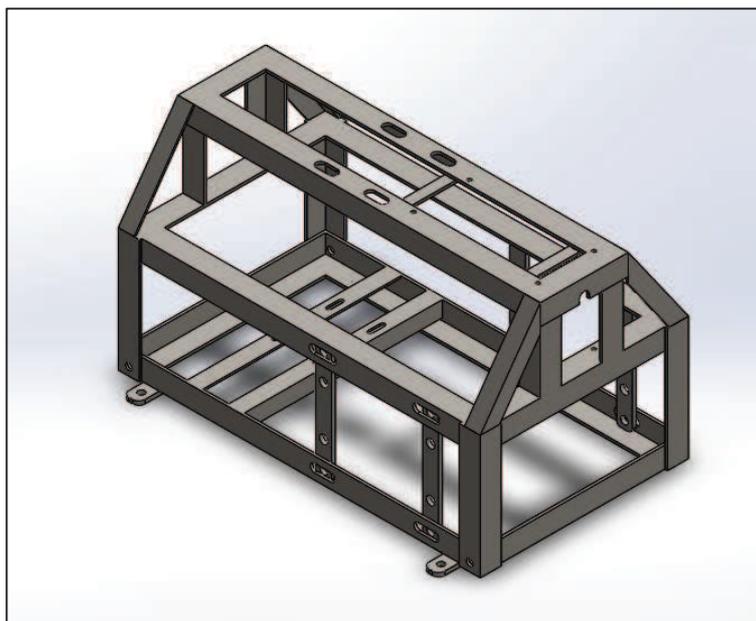
Ao final do dimensionamento do fuso a rosca dimensionada é ACME 1 ¼” e será fabricado de aço AISI 1040, conforme os cálculos encontrados a partir da Seção 3.2 (pág. 90) do Apêndice A.

4.5.3. Dimensionamento da Estrutura

A máquina foi planejada de forma a ter uma estrutura feita em cantoneiras, visando simplificar o projeto, conforme mostra a Figura 35. A maior parte da estrutura é feita em cantoneira 2" x 1/4", com alguns links em cantoneira 1 1/2" x 3/16" e em barra chata 1" x 1/4". O material desses perfis é o aço estrutural SAE 1020 regulamentado pela norma NBR 7007 AR 350 (ou ASTM A 572 G50) que possui limite de escoamento de $S_y = 350$ MPa e resistência a tração de $S_{ut} = 450$ MPa.

Como esta estrutura tem uma geometria complexa seu dimensionamento será realizado de forma numérica em elementos finitos. Foram realizadas duas análises: a modal, visando determinar os modos vibratórios e as frequências naturais de vibração, e a análise estrutural estática para determinar as tensões e deformações na estrutura. Maiores detalhes das simulações podem ser observados no Apêndice A.

Figura 35 – Estrutura da máquina.



Conforme consta na Seção 4 (pág. 97) do Apêndice A, a frequência natural mais baixa da estrutura é aproximadamente 70,7 Hz (4242 rpm) o que impossibilita a estrutura de entrar em ressonância, pois o motor (que é uma fonte de excitação para a estrutura) tem

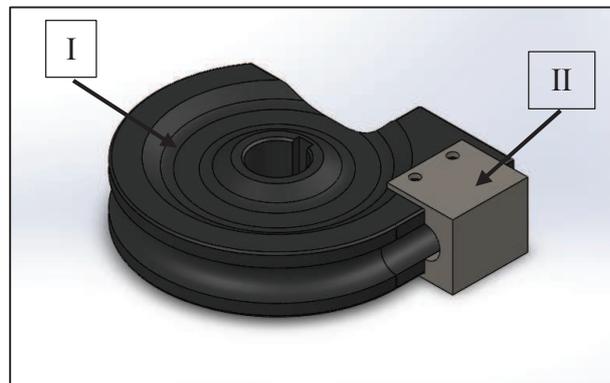
rotação de 1750 rpm. A tensão máxima encontrada na estrutura, segundo o critério de von Mises, é de aproximadamente 100 MPa, o que garante um coeficiente de segurança quanto ao escoamento de 3,5. A máxima deformação foi de 0,24 mm.

4.5.4. Dimensionamento das Matrizes

A matriz móvel é composta em duas peças, conforme a Figura 36. A peça I é feita em ferro fundido cinzento ASTM classe 30, para permitir sua fabricação por fundição, e a peça II é feita em aço AISI 1040, pois necessita de maior resistência à tração.

Na peça II, determinou-se a geometria e foi feito uma análise analítica de sua “aba” comparando-a com uma análise em elementos finitos. Já a peça I foi analisada somente em elementos finitos, devido sua geometria complexa. Em ambas as peças a tensão equivalente máxima apresentou baixas magnitudes apresentando um coeficiente de segurança superior a 5.

Figura 36 – Matriz Móvel.



A matriz fixa necessita ter dureza superficial alta, pois tende a sofrer muito desgaste. Foi feita uma lista com possíveis materiais que apresentam dureza elevada e calculou-se a profundidade de desgaste, que pode ser visto na Seção 5 (pág. 102) do Apêndice A. O material que melhor apresentou resistência ao desgaste foi o AISI 4340 temperado e revenido, porém o material escolhido para este componente é o aço AISI 1050 temperado e revenido, que além de apresentar boa resistência ao desgaste é mais fácil de ser encontrado e mais barato.

4.5.5. Dimensionamento dos Parafusos

No dimensionamento dos parafusos tentou-se manter uma padronização, diminuindo ao máximo a variedade de parafusos. A maioria dos parafusos somente tem solicitação cisalhante, neste caso a abordagem foi de pré-estabelecer um parafuso calcular sua tensão de cisalhamento utilizando a menor área do parafuso, e posteriormente calcular o coeficiente de segurança.

A maioria dos parafusos selecionados foram M10 x 1,25, com exceção dos parafusos que fixam a caixa de redução que são M22, pois esta já tem os furos roscados estabelecidos pelo fabricante. A Tabela 9 apresenta a quantidade e especificação de todos os parafusos da máquina.

Tabela 9 – Parafusos da Máquina de Dobrar Tubos.

Qnt.	Especificação	Classe
16	M10 x 1,25 25 mm de cabeça sextavada	Classe 4.6
12	M10 x 1,25 20 mm de cabeça sextavada	Classe 4.6
8	M22 x 2,5 30 mm de cabeça sextavada	Classe 4.6
16	Porcas Sextavadas M10 x 1,25	-
44	Arruelas 10 mm	-
8	Arruelas 22 mm	-

4.5.6. Dimensionamento dos Mancais

Os mancais especificados são de rolamentos, selecionados com base no catálogo da NKS. A partir dos esforços radiais e axiais calculou-se as cargas equivalente estática e dinâmica e comparou-se com a capacidade do rolamento.

Para o mancal da matriz móvel se utilizou dois rolamentos, onde um deve suportar carga axial. Os rolamentos especificados foram um rolamento com duas carreiras de esferas de contato angular, por apresentar excelente performance tanto a esforços radiais quanto axiais, e um rolamento de esferas de contato angular, por apresentar excelente

desempenho em cargas radiais. No mancal do fuso se selecionou um rolamento de duas carreiras de esferas de contato angular devido à excelente performance em cargas combinadas.

Tabela 10 – Rolamentos Necessários.

Qnt.	Tipo de Rolamento	Modelo
1	Rolamento com Duas Carreiras de Esferas de Contato Angular	5211
1	Rolamento de Esferas de Contato Angular	7211 C
2	Rolamento com Duas Carreiras de Esferas de Contato Angular	5305

4.6. Sistema Elétrico

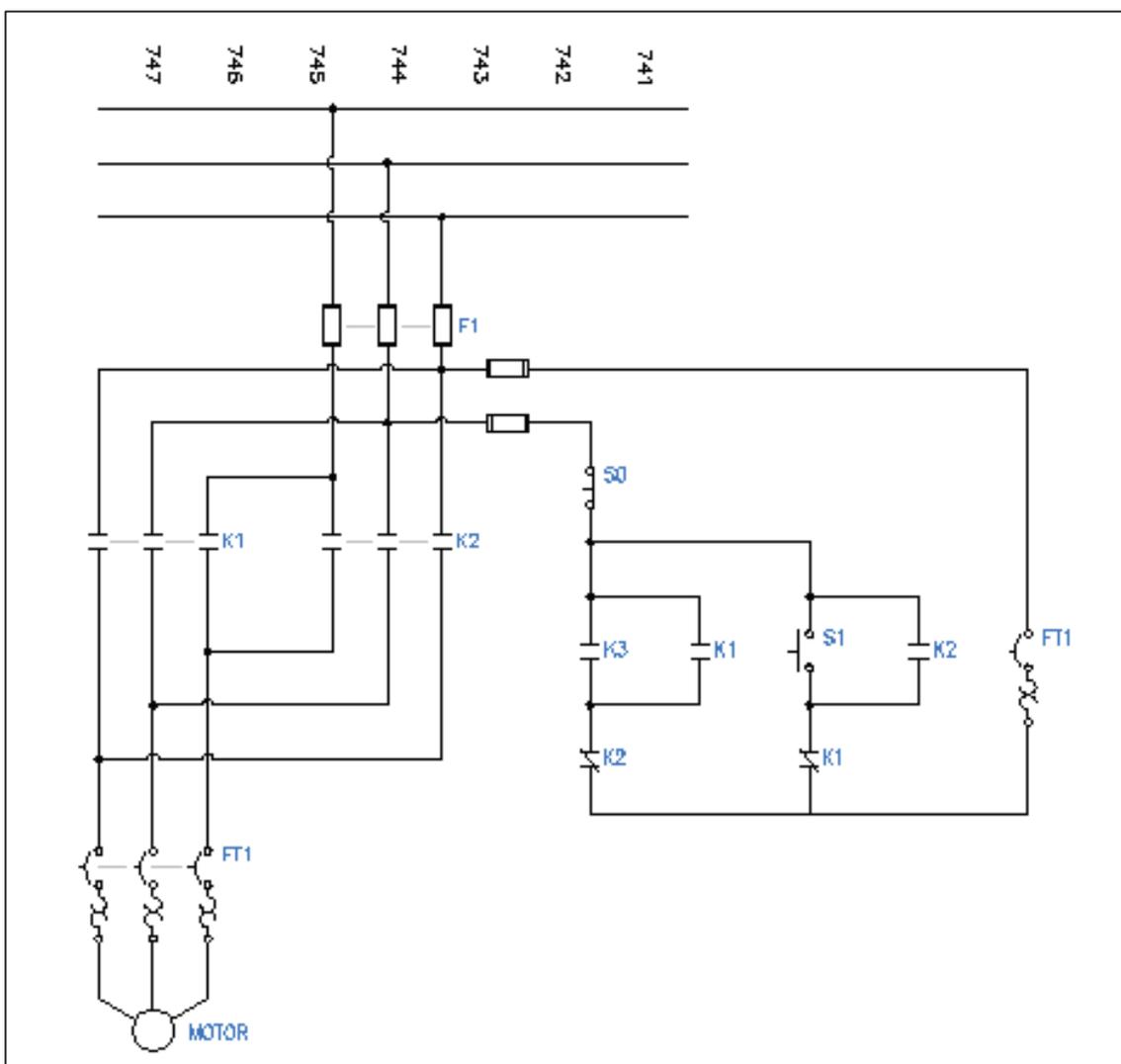
O sistema elétrico da máquina utiliza um micro controlador Arduino modelo UNO R3 para automatizar a máquina. O objetivo é que o operador entre com o ângulo de dobramento e dê o *start* para que a máquina realize a operação. A vantagem de se utilizar o Arduino neste sistema é o baixo custo de instalação e a facilidade na implementação do sistema.

Para que o Arduino possa controlar o motor é necessário utilizar um relé de 5 V e um contator. O Arduino tem saídas digitais de 5V então é necessário acionar um relé, porém não se encontrou nos catálogos pesquisados um relé que suportasse a corrente de partida do motor, por este motivo foi necessário utilizar um contator.

A Figura 37 apresenta o circuito elétrico de partida do, onde K1 e K2 são contatores, K3 um relé 5V, S0 é um botão normalmente fechado, S1, S2, S3 e S4 são botões normalmente aberto, TF1 é um relé de sobrecarga térmico, F1 são fusíveis de potência.

Os componentes da partida do motor foram especificados segundo o catálogo WEG (2014a). Para um motor elétrico trifásico de 2HP com partida direta e reversão, deve-se utilizar dois contatores CWM9-10-30, e recomenda-se também a utilização de fusíveis e um relé de sobrecarga térmico.

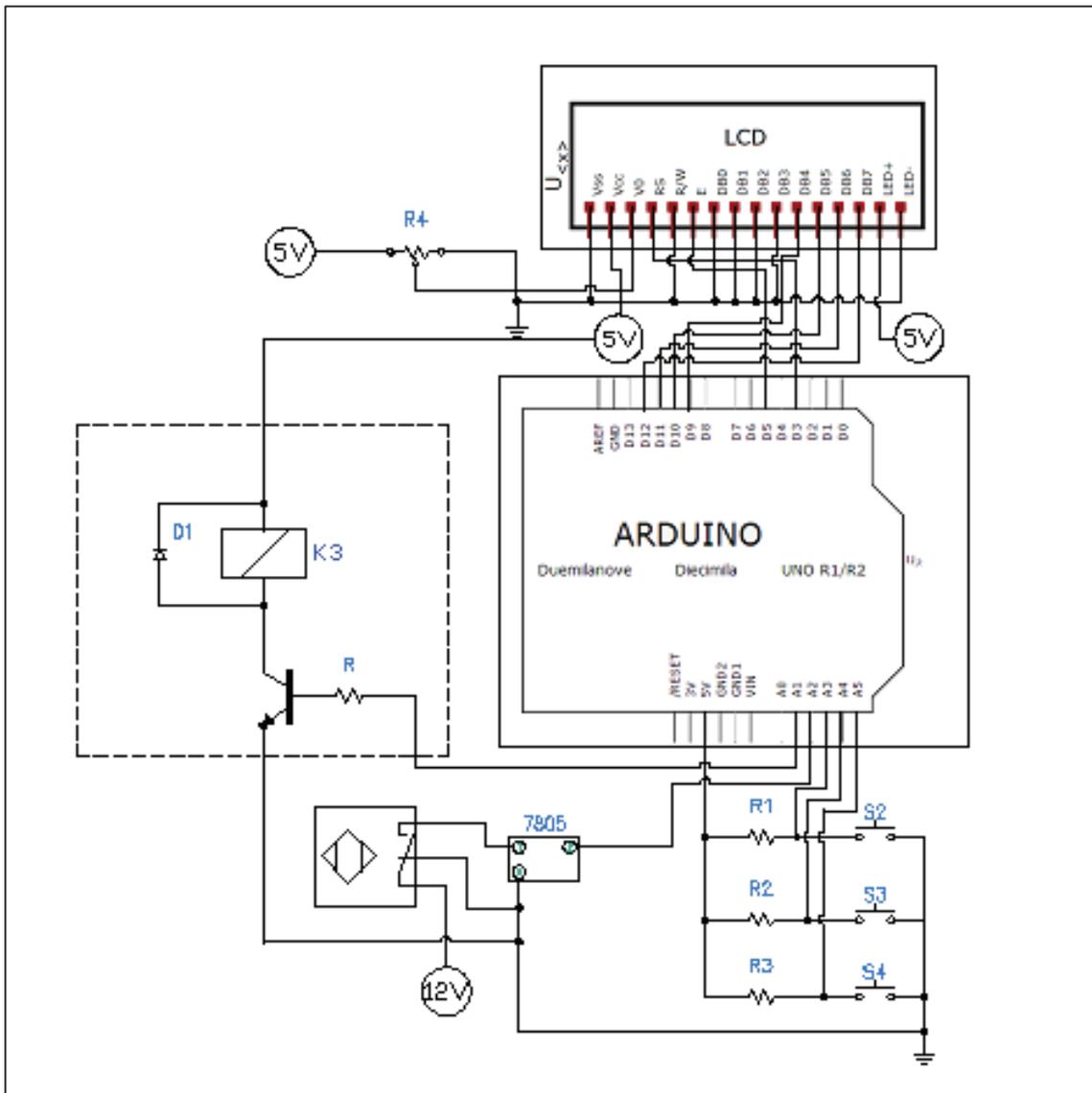
Figura 37 – Esquema de Montagem da Partida do Motor.



A Figura 38 apresenta o esquema elétrico de montagem do sistema de controle da máquina, onde K3 é um relé 5V (também mostrado no esquema de partida do motor), R1, R2 e R3 são resistores, R4 é um potenciômetro de 10 k Ω (que regula o contraste do display LCD).

Para monitorar o ângulo de dobramento do tubo utilizou-se um sensor óptico difuso. A engrenagem B tem alguns furos, os quais quando passam pelo sensor resulta num sinal para o Arduino, que compara o sinal com o ângulo de dobramento e desliga o motor assim que atingir este valor. O sensor selecionado é o sensor óptico difuso, de corpo cilíndrico metálico, linha SD da WEG, modelo SD01T-18G1LPA.

Figura 38 – Esquema de Montagem do Sistema de Controle.



O sistema funciona da seguinte maneira, o operador utiliza o botão S2 para inserir a centena do ângulo de dobramento desejado (0 ou 1) e seleciona o botão S3 para confirmar, repetindo essa operação para a dezena e a unidade do ângulo. A máquina retornará o ângulo de dobramento e para confirmar o operador deve pressionar o botão S4, iniciando o dobramento. Neste momento o relé K3 é acionado ligando o motor.

O sensor óptico é alimentado pela fonte de tensão de 12V, tal como o Arduino, e seu sinal passa pelo regulador de tensão 7805 que rebaixa a tensão para 5V. Este regulador de tensão é necessário por que as portas digitais do Arduino suportam apenas 5V e no máximo 80mA. Quando a contagem de sinais do sensor for correspondente ao ângulo de dobramento, o relé K3 é desativado.

Por fim o operador usa o botão S1 para retornar a matriz. O botão S0 é o botão de emergência da máquina.

A programação do Arduino é feita na linguagem de programação C e o programa deste projeto é apresentado no Apêndice B.

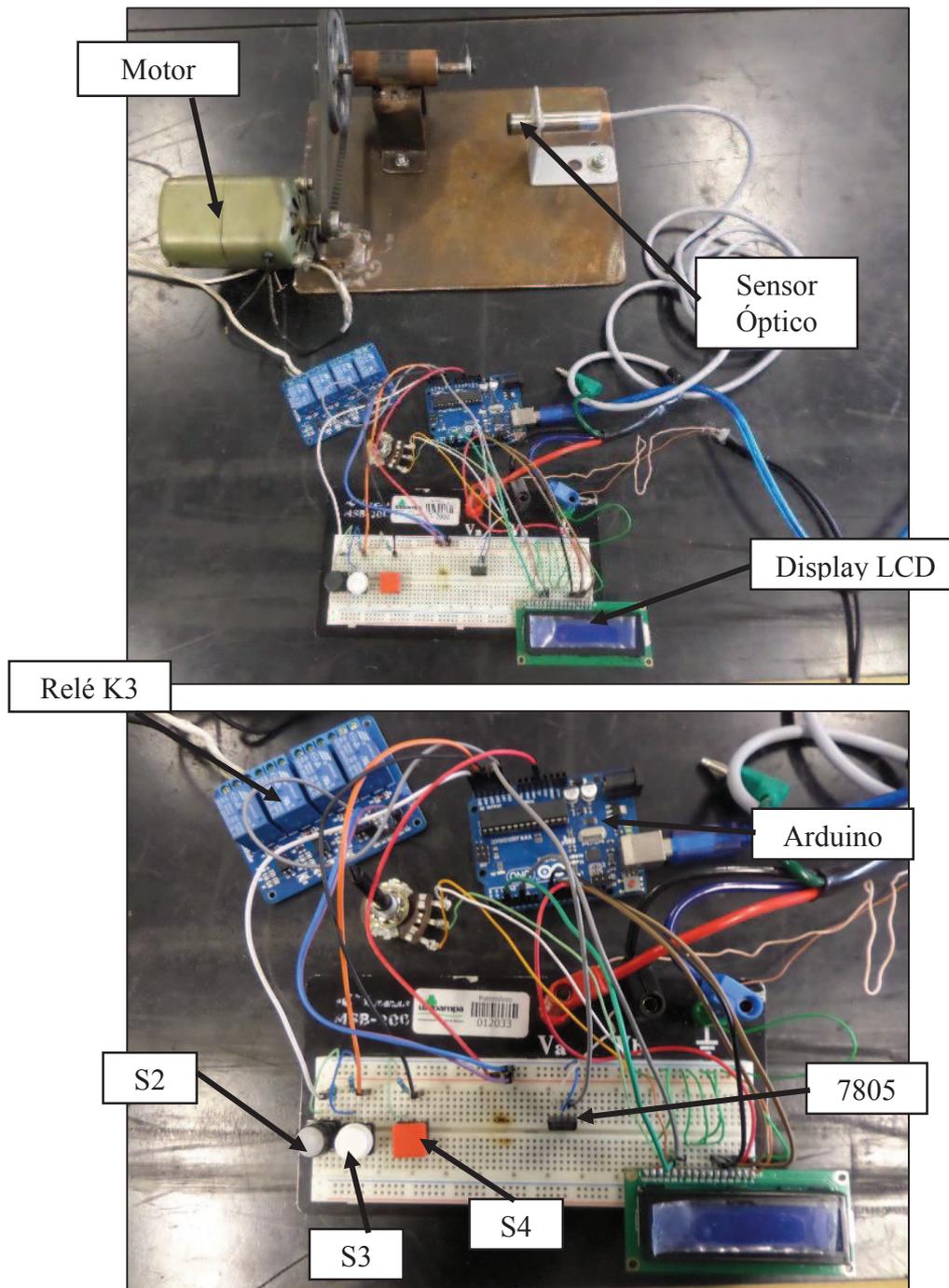
Tabela 11 – Componentes do Sistema Elétrico.

Qnt.	Descrição	Modelo	Componente
1	Arduino UNO R3		
1	Sensor óptico difuso	SD01T-18G1LPA	
4	Botão Normalmente Aberto		S1, S2, S3, S4
1	Botão Normalmente Fechado		S0
3	Resistores 1 k Ω		R1, R2, R3
1	Display LCD 16x2		LCD
1	Fonte 12 V		
1	Regulador de Tensão 5V	7805	7805
1	Relé 5v	C-5V	K3
1	Fusível Tipo Retardado	FDW-20S	F1
2	Contator	CWM9-10-30	K1, K2
1	Relé de Sobrecarga	RW27-1D3-U008	FT1

Foi feito um modelo deste sistema de controle, mostrado na Figura 39, para validar a programação do Arduino. Como não se tinha a disponibilidade do motor especificado, utilizou-se um motor monofásico com tensão de 220 V, potência de 90 W e corrente nominal de 0,5 A. Neste caso não foi utilizado contator por que o relé tem uma corrente máxima suportada maior que a corrente de partida deste motor (aproximadamente 4 A) Utilizou-se uma redução de aproximadamente 5:1, de modo que a rotação no eixo de saída seja aproximadamente igual a rotação do motor especificado. Na ponta do eixo de saída foi fixado uma chapa para o “acionar” o sensor.

Com o modelo montado foi possível verificar a funcionalidade do sistema, já que boa parte dele faz parte do sistema original, porém, na montagem final do sistema será necessário fazer uma calibração do *delay* da programação do Arduino (linha 195). Este *delay* controla o tempo entre as medições do sensor, sua ausência implica que o sensor pode medir várias vezes o mesmo furo, e um *delay* muito grande pode impedir que alguns furos sejam medidos.

Figura 39 - Modelo do Sistema de Controle.



4.7. Montagem Final

A Figura 40 apresenta algumas imagens da máquina de dobrar tubos final em vista isométrica, e a Figura 41 apresenta uma vista explodida da montagem. Os desenhos técnicos de todas as peças são apresentados no Apêndice C.

Figura 40 – Montagem Final da Dobradeira de Tubo.

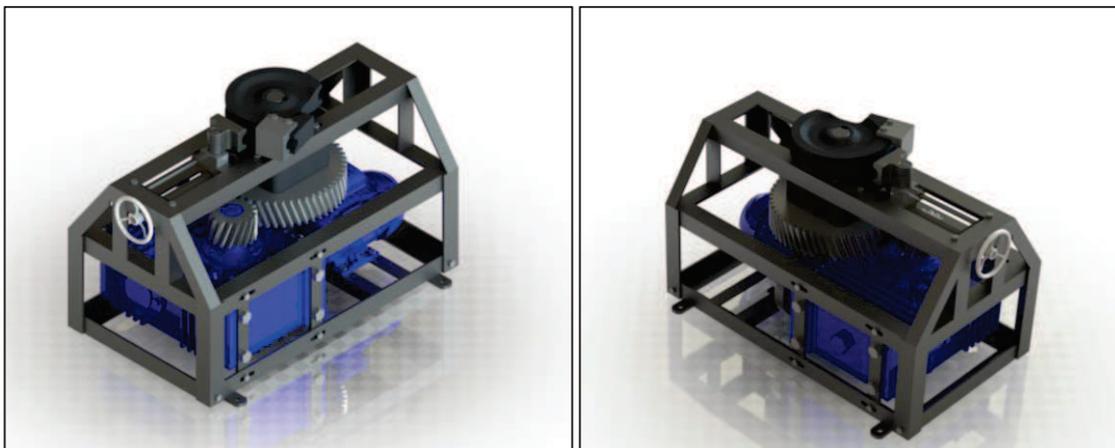
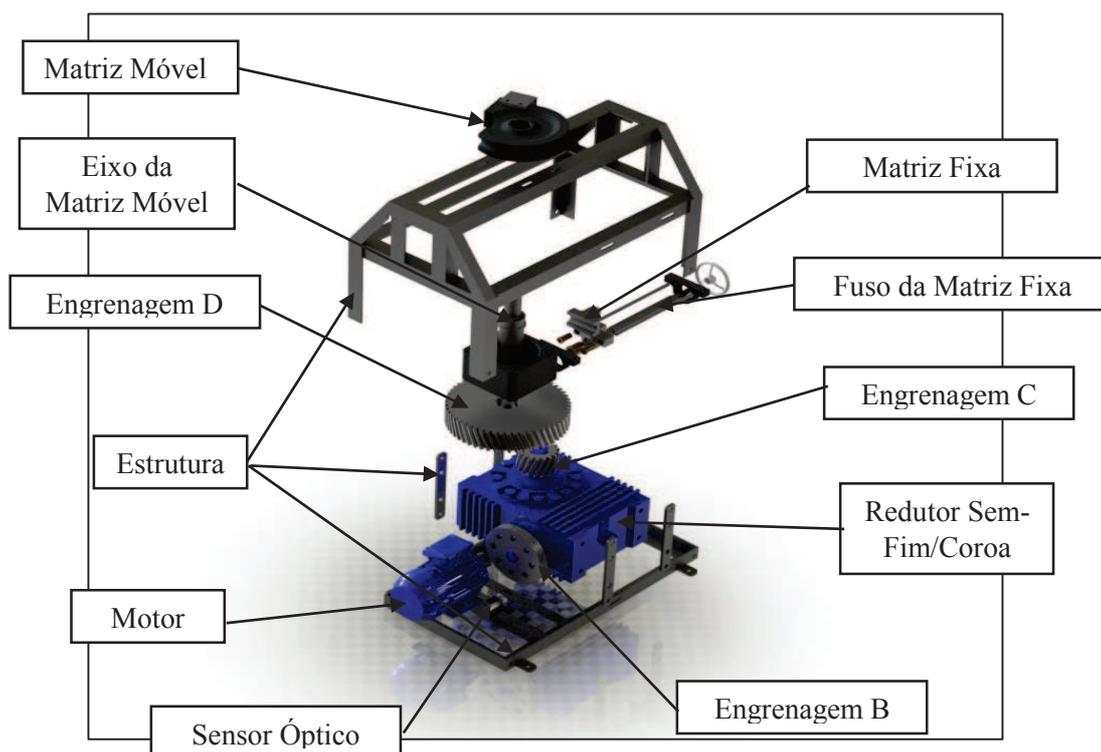


Figura 41 – Vista Explodida da Montagem.



4.8. Lista de Componentes Comprados

A Tabela 12 apresenta uma compilação de os todos componentes que são comprados, como parafusos, mancais e componentes do sistema elétrico.

Tabela 12 – Lista de Componentes Comprados.

Qnt.	Descrição	Modelo
4	Anel de Retenção Para Eixo	501.012
12	Parafuso M10 x 1,25 20mm de Cabeça Sextavada	
16	Parafuso M10 x 1,25 25mm de Cabeça Sextavada	
16	Porca Sextavada M10 x 1,25	
44	Arruelas 10 mm	
8	Arruelas 22 mm	
1	Rolamento com Duas Carreiras de Esferas de Contato Angular	5211
1	Rolamento de Esferas de Contato Angular	7211 C
2	Rolamento com Duas Carreiras de Esferas de Contato Angular	5305
1	Motor Trifásico 2HP 4 Polos	W22 Plus
1	Redutor Sem-Fim/Coroa	QGF150030NB6ESBBD
1	Arduino UNO R3	
1	Sensor óptico difuso	SD01T-18G1LPA
4	Botão Normalmente Aberto	
1	Botão Normalmente Fechado	
3	Resistores 1 k Ω	
1	Display LCD 16x2	
1	Fonte 12 V	
1	Regulador de Tensão 5V	7805
1	Relé 5v	C-5V
1	Fusível Tipo Retardado	FDW-20S
2	Contator	CWM9-10-30
1	Relé de Sobrecarga	RW27-1D3-U008

4.9. Procedimento Operação da Máquina

Para a operação da máquina deve-se seguir os seguintes passos:

- a) fixar o tubo na matriz móvel;
- b) depositar lubrificante (grafite, óleo) na superfície de dobramento do tubo e das matrizes;
- c) aproximar a matriz fixa do tubo, de modo que a matriz fixa encoste no tubo;
- d) iniciar a programação da máquina:

- com o botão S2 selecionar a centena do ângulo de dobramento e pressionar o botão S3;
 - pressionando o botão S2 especificar a dezena do ângulo de dobramento e confirmar com o botão S3;
 - especificar a unidade do ângulo de dobramento com o botão S2 e pressionar o botão S4 para confirmar;
 - A máquina informará o ângulo desejado, e para iniciar o processo de dobramento pressionar o botão S4;
- e) recolher a matriz fixa;
- f) retirar o tubo da matriz móvel;

Exemplos:

- a) 45 graus: pressionar o botão S3 para confirmar a centena igual a zero, pressionar quatro vezes o botão S2 para selecionar a dezena igual a quatro, pressionar cinco vezes o botão S2 para selecionar a unidade igual a cinco e apertar o botão S4 para iniciar a dobra;
- b) 120 graus: apertar uma vez o botão S2 e em seguida o botão S3 para confirmar a centena igual a um, pressionar duas vezes o botão S2 e logo em seguida duas vezes o botão S3 para selecionar a dezena igual a dois e a centena igual a zero, e pressionar o botão S4 para iniciar a dobra.

4.10. Dados Técnicos

A Tabela 13 apresenta os dados técnicos gerais da máquina de dobrar tubos.

Tabela 13 – Dados Técnicos.

Potência (do Motor)	2 HP
Máximo Diâmetro de Tudo Permissível	1 ¼ in
Máxima Parede de Tubo Permissível	3,35 mm
Raio de Dobramento Máximo	300 mm (11,8 in)
Ângulo de Dobramento Máximo	180°
Dimensões Máximas	887,6 mm x 588,9 mm x 615,9 mm
Peso Aproximado	140 kg
Precisão Máxima	1°

5 CONCLUSÕES

Ao final deste trabalho pode-se fazer as seguintes conclusões:

- a) para permitir a dobra nos tubos utilizados na construção de um protótipo Baja SAE, a máquina deve fornecer um torque, na matriz, de aproximadamente 3000 Nm;
- b) a máquina realiza dobras em tubos de aço de até 1¼” de diâmetro com máximo 3,35 mm de parede, com um raio de dobramento de até 300 mm;
- c) o projeto da máquina de dobrar tubos realizado baseia-se no princípio de dobramento por tração, onde o tubo é fixado em uma matriz circunferencial, e é dobrado quando se gira esta matriz em torno de seu eixo;
- d) a estrutura e a matriz têm rigidez elevada como pode ser visto nas imagens das simulações em elementos finitos;
- e) o sistema de controle utiliza um micro controlador Arduino, que utiliza/recebe os dados de entrada do operador e os sinais do sensor (contador) para ligar e desligar o motor, porém necessita ser calibrado na montagem final.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões de trabalhos futuros pode-se ressaltar:

- a) uma análise computacional do mecanismo de dobras em elementos finitos;
- b) realização de melhorias no sistema de controle da máquina, como por exemplo, incorporar ao programa o efeito de retorno elástico do metal e criar funções para permitir o operador salvar *pre setting*, para o caso de produção em escala;
- c) e a construção da máquina.

7 REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY FOR MATERIALS, **Metals Handbook**, 9ªed. V. 14, 1988.

BEER, F. P., JOHNSTON, E. R.. **Resistencia dos Materiais**, 5ª ed. – São Paulo: Pearson Makron Books, 2011.

BRESCIANI FILHO, E., SILVA, I. B., BATALHA, G. F., BUTTON, S. T., **Conformação Plástica dos Metais**, 6ª ed. – São Paulo: EPUSP, 2011. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/CONFORMACAOPLASTICADOSMETAIS.pdf>>. Acesso em: 15 de fevereiro de 2014. CALLISTER, W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 5ª ed. – Rio de Janeiro: John Wiley & Sons Inc, 2002.

CALLISTER, W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais uma Introdução**, 5ª Ed., Rio de Janeiro: LTC, 2002.

CHIAVENIRI, V. Tecnologia Mecânica – V. 2. Processo de Fabricação e Tratamento. 2ª Ed. São Paulo: MacGraw – Hill, 1986.

DINIZ, A. E., MARCONDES, F. C., COPPINI, N. L., Tecnologia da Usinagem do Materiais, 8ª Ed., São Paulo: Artliber, 2013.

GONZÁLES, P. C. S. **Técnica não Convencional para Dobramentos de Tubos de Parede Fina Usando Elástomero**. 2000. 150 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica e Aeronáutica, Departamento de Tecnologia de Fabricação, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, Sp, 2000. Disponível em: <<http://www.bd.bibl.ita.br/tesesdigitais/000444759.pdf>>. Acesso em: 01 de maio de 2014.

GROOVER, M. P. **Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems**. 3ª Ed. United States of America: Jonh Willey & Sons, 2007.

HIBBELER, R. C. **Resistencia dos Materiais**, 5ª Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.

INARMEG, **Redutores e Motoredutores (Catálogo)**, 2010. Disponível em: <<http://www.inarmeg.com.br/catalogo/INARMEGcatalogo.pdf>>. Acesso em: 03 de junho de 2014.

JUVINALL, R. C., MARSHEK, K. M., **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquina**, 4ª Ed., Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MORO, N., AURAS, A. P., **Conformação Mecânica I – Generalidades, Laminação e Forjamento**, 2007. Florianópolis. Disponível em: <http://www.norbertocefetsc.pro.br/pfb_conformacaoi.pdf>, acesso em 9 de maio de 2014.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**, 2ª Ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

POLL, M. T. **Uma Metodologia para Automação do Processo de Conformação por Calandras**. 2008. 98 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Produção, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, Rs, 2008. Disponível em: <http://cascavel.cpd.ufsm.br/tede/tde_arquivos/12/TDE-2008-12-16T170506Z-1819/Publico/MARCIATROJANPOLL.pdf>. Acesso em: 01 de maio de 2014.

RABINOWICZ, E. **Friction and Wear of Materials**, 2ª Ed. Jonh Willey & Sons, 1995.

RUSSO JUNIOR, A. **Análise do Dobramento de Tubo com Comportamento Elástico - Perfeito Plástico**. 1997. 109 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica e Aeronáutica, Departamento de Materiais e Processos de Fabricação, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, Sp, 1997. Disponível em: <<http://www.bd.bibl.ita.br/tesesdigitais/000381431.pdf>>. Acesso em: 03 de maio de 2014.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDINAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª Ed., Porto Alegre: Bookman, 2005.

SOARES, G. A., **FUNDIÇÃO: Mercado, Processos e Metalurgia**, Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ, 2000.

SOUZA, G. B. **Aplicação De Modelo Analítico Para Previsão De Retorno Elástico No Dobramento De Tubos**. 2011. 61 f. Monografia – Curso de Engenharia de Materiais, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

TANG, N. C. **Plastic-deformation Analysis in Tube Bending**. International Journal of Pressure Vessels and Piping, Toronto, v.77, f.12, p. 751-759, Setembro 2000.

TECNOMAQUI. **Produtos: Curvadora de Tubos**. 201-?. Disponível em: <<http://www.tecnomaqcurvadoras.com.br/curvadoras-de-tubos.php>>. Acesso em 08 de Dezembro de 2013.

VIRAX. **Catálogo Virax**, 2012. Disponível em: <<http://www.virax.com/catalogues/2/pt/pdf/Catalogue-complet-WEB-Version.pdf>>. Acesso em 07 de Dezembro de 2013.

WEG, **Catálogo Automação Guia de Seleção de Partidas**, 2014a. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-selecao-de-partidas-50037327-manual-portugues-br.pdf>>. Acesso em 20 de Julho de 2014.

WEG, **Catálogo Automação Sensores e Fontes**, 2014b. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-sensores-e-fontes-50029077-catalogo-portugues-br.pdf>> Acesso em 20 de Julho de 2014.

WEG, **Catálogo W22 Plus Motor Elétrico Trifásico**, 2014a. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-brasil-50023622-catalogo-portugues-br.pdf>> Acesso em 30 de Maio de 2014.

APÊNDICE A – Memorial De Cálculo Dos Sistemas Mecânicos

1. SELEÇÃO DO MOTOR

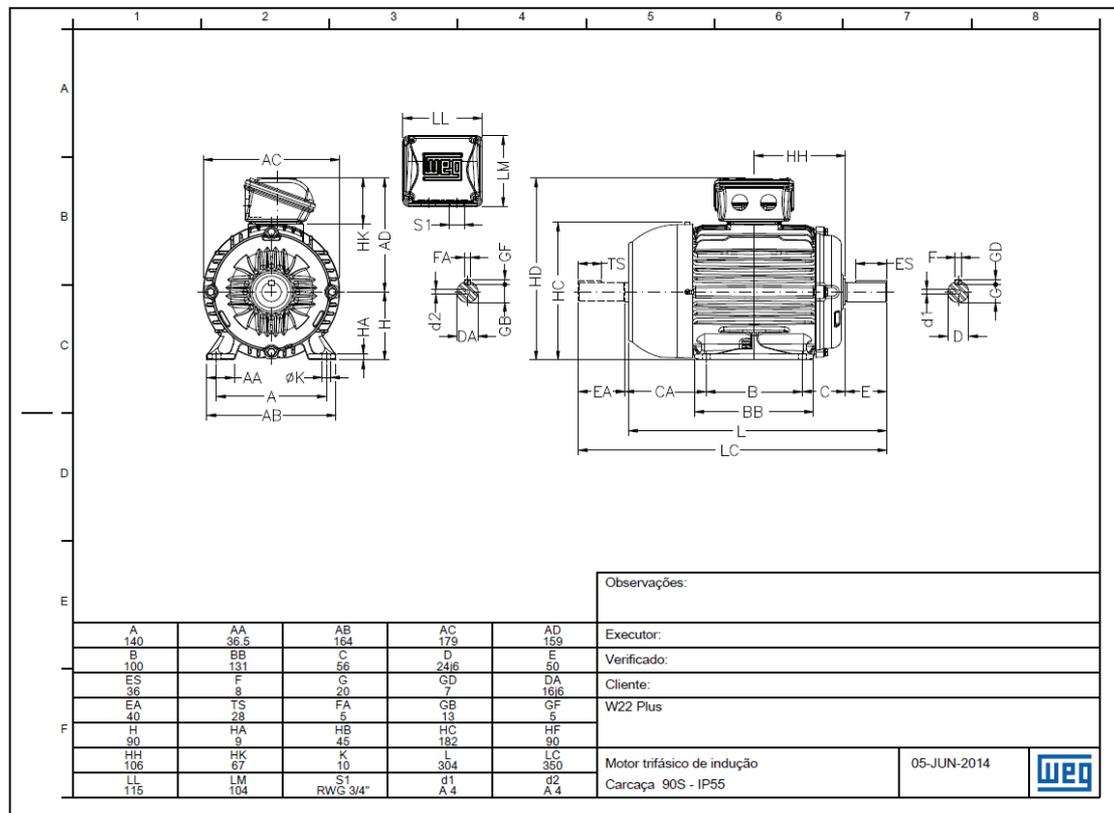
Na concepção da máquina, surgiu a hipótese de utilizar uma furadeira ou parafusadeira como motor, porém seria difícil implementar um controle para automatizar a máquina, possivelmente seriam necessárias adaptações físicas. Decidiu-se por utilizar um motor trifásico de baixa potência, que permite um melhor controle.

O motor selecionado foi um motor WEG modelo W22 Plus, com 4 pólos e 2 HP de potência. Utilizou-se o website do fabricante para fazer a seleção. A Figura 42 apresenta os dados técnicos do motor e a Figura 43 apresenta seus dados geométricos.

Figura 42 – Dados Elétricos do Motor Selecionado.

		No.:	
		Data: 05-JUN-2014	
FOLHA DE DADOS Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola			
Cliente	:		
Linha do produto	:	W22 Plus	
Carcaça	:	90S	
Potência	:	2 HP	
Frequência	:	60 Hz	
Polos	:	4	
Rotação nominal	:	1750	
Escorregamento	:	2,78 %	
Tensão nominal	:	220/380 V	
Corrente nominal	:	5,98/3,46 A	
Corrente de partida	:	42,5/24,6 A	
Ip/In	:	7,1	
Corrente a vazio	:	3,69/2,14 A	
Conjugado nominal	:	8,19 Nm	
Conjugado de partida	:	220 %	
Conjugado máximo	:	300 %	
Categoria	:	N	
Classe de isolamento	:	F	
Elevação de temperatura	:	80 K	
Tempo de rotor bloqueado	:	11 s (quente)	
Fator de serviço	:	1,15	
Regime de serviço	:	S1	
Temperatura ambiente	:	-20°C - +40°C	
Altitude	:	1000	
Proteção	:	IP55	
Massa aproximada	:	19 kg	
Momento de inércia	:	0,00492 kgm ²	
Nível de ruído	:	51 dB(A)	
	Dianteiro	Traseiro	
Rolamento	6205 ZZ	6204 ZZ	
Intervalo de lubrificação	---	---	
Quantidade de graxa	---	---	
	Carga	Fator potência	Rendimento (%)
	100%	0,78	84,2
	75%	0,70	83,5
	50%	0,57	81,0

Figura 43 – Dados Construtivos do Motor.



2. DIMENSIONAMENTO DA TRANSMISSÃO

2.1. Dimensionamento Estágio 1 (Engrenagens A e B)

Para o dimensionamento da engrenagem A inicialmente se estipulou o módulo $m = 2$, número de dentes $Z_A = 18$, ângulo de hélice $\psi = 20^\circ$ e ângulo de pressão normal $\varphi_N = 20^\circ$. Então os dados geométricos da engrenagem são:

$$d_A = mZ_A = 36 \text{ mm}$$

$$b_A = 30 \text{ mm}$$

$$b_{Areal} = \frac{p}{\cos(\psi)} = 31,9 \text{ mm}$$

$$p = \pi m = 6,28 \text{ mm}$$

$$p_n = p \cos(\varphi_n) = 5,9 \text{ mm}$$

$$p_n = \frac{p}{\tan(\psi)} = 17,26 \text{ mm}$$

$$P_d = \frac{\pi}{p} = 0,5 \text{ mm}^{-1}$$

Como o diâmetro do eixo do motor é 24 mm e o diâmetro primitivo da engrenagem é 36 mm, considerando que a engrenagem tenha o rasgo para chave, a área resistente da engrenagem será muito pequena. Para aumentar esta área o número de dentes foi alterado para $Z_A = 25$, com isso o diâmetro primitivo da engrenagem A é de $d_A = 50\text{mm}$.

A força transmitida pela engrenagem A é:

$$F_t = \frac{60000 P_{ot}}{\pi n d} = \frac{60000 (2 \text{ CV})}{\pi (1750 \text{ rpm})(50 \text{ mm})} = 312,65 \text{ N}$$

O material selecionado para a engrenagem A é o Ferro Fundido Cinzento ASTM classe 30 que tem $S_{ut} = 214 \text{ MPa}$.

Para o cálculo da tensão devido à flexão nos dentes os fatores de correção são: $K_v = 1,75$, $K_o = 1,5$ (da Tabela 5 para impacto leve em fonte de potência e máquina conduzida), $k_m = 1,3$ (da Tabela 6 para montagem precisa e $b < 2\text{in}$) e $J = 0,5$ (da Figura 33, para ângulo de pressão igual a 20° , $Z_{\text{pinhão}} = 25$ e $Z_{\text{coroa}} = 100$), logo:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \left(\frac{F_t P_d}{b_{real} J} \right) 0,93 k_v k_o k_m = \left(\frac{(312,65 \text{ N}) \times (0,5 \text{ mm}^{-1})}{(31,9 \text{ mm}) \times 0,5} \right) 0,93 \times 1,75 \times 1,5 \times 1,3 \\ &= 31,1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

No cálculo da resistência à flexão do dente os fatores de correção são: $C_l = 1$, $C_g = 1$, $C_s = 0,8$ (da Figura 32 com $S_{ut} = 214 \text{ MPa}$ e acabamento usinado), $k_r = 0,814$ (da Tabela 4 para 99% de confiabilidade), $k_t = 1$, $k_{ms} = 1,4$, logo:

$$\begin{aligned} S_f &= 0,5 S_{ut} C_l C_g C_s k_r k_t k_{ms} = 0,5 \times (214 \text{ MPa}) \times 1 \times 1 \times 0,8 \times 0,814 \times 1 \times \\ &1,4 = 97,5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Então o coeficiente de segurança é igual a:

$$CS_f = \frac{S_f}{\sigma_f} = \frac{97,5 \text{ MPa}}{31,1 \text{ MPa}} = 3,1$$

Portanto a engrenagem A não falhará quanto à flexão no dente. A próxima abordagem utilizada é quanto a fadiga superficial do dente.

Para o cálculo da tensão superficial nos dentes os fatores de correção são os mesmos que para o cálculo da flexão nos dentes com exceção de: $I = 0,129$, $RC = 1,849$, $C_p = 149 \text{ MPa}^{0,5}$ (da Tabela 7 para pinhão e coroa de ferro fundido), logo:

$$\sigma_h = C_p \sqrt{\left(\frac{F_t P_d}{b_{real I}}\right) \left(\frac{\cos \psi}{0,95 RC}\right) 0,93 k_v k_o k_m =}$$

$$(149 \text{ MPa}^{0,5}) \sqrt{\left(\frac{(312,65 \text{ N}) \times (0,5 \text{ mm}^{-1})}{(31,9 \text{ mm}) \times 0,129}\right) \left(\frac{\cos 20}{0,95 \times 1,849}\right) 0,93 \times 1,75 \times 1,5 \times 1,3 =}$$

239,7 MPa

Para o cálculo da resistência a fadiga superficial os fatores são: $S_{fe} = 482 \text{ MPa}$ (da Tabela 8 para ferro fundido ASTM classe 30) e $C_{li} = 1$ (da Figura 34 para vida de 10^7 ciclos), logo:

$$S_h = S_{fe} C_r C_v = (482 \text{ MPa}) \times 1 \times 0,814 = 392,35 \text{ MPa}$$

Logo o coeficiente de segurança à fadiga superficial é:

$$CS_h = \frac{S_h}{\sigma_h} = \frac{392,35 \text{ MPa}}{286,5 \text{ MPa}} = 1,6$$

Portanto a engrenagem também está assegurada quanto a falha por fadiga superficial.

A coroa B terá $Z_B = 100$ dentes, ângulos de pressão e hélice iguais aos da engrenagem A e será usinada em Ferro Fundido ASTM classe 20 ($S_{ut} = 152 \text{ MPa}$). A tensão de flexão no dente tem os seguintes coeficientes: $K_v = 1,75$, $K_o = 1,5$ (da Tabela 5 para impacto leve em fonte de potência e máquina conduzida), $k_m = 1,3$ (da Tabela 6 para montagem precisa e $b < 2 \text{ in}$) e $J = 0,535$ (da Figura 33, para ângulo de pressão igual a 20° , $Z_{pinhão} = 100$ e $Z_{coroa} = 25$), logo:

$$\sigma_f = \left(\frac{F_t P_d}{b_{real J}}\right) 0,93 k_v k_o k_m = \left(\frac{(312,65 \text{ N}) \times (0,5 \text{ mm}^{-1})}{(31,9 \text{ mm}) \times 0,535}\right) 0,93 \times 1,75 \times 1,5 \times 1,3 =$$

29 MPa

E a resistência da coroa a flexão do dente é:

$$S_f = 0,5 S_{ut} C_l C_g C_s k_r k_t k_{ms} = 0,5 \times (152 \text{ MPa}) \times 1 \times 1 \times 0,8 \times 0,814 \times 1 \times$$

1,4 = 69,3 MPa

Então o coeficiente de segurança é igual a:

$$CS_f = \frac{S_f}{\sigma_f} = \frac{69,3 \text{ MPa}}{29 \text{ MPa}} = 2,4$$

A tensão de contato é obtida com os coeficientes: $I = 0,129$, $RC = 1,849$, $C_p = 149 \text{ MPa}^{0,5}$ (da Tabela 7 para pinhão e coroa de ferro fundido), logo:

$$\sigma_h = C_p \sqrt{\left(\frac{F_t P_d}{b_{realI}}\right) \left(\frac{\cos \psi}{0,95RC}\right) 0,93 k_v k_o k_m =}$$

$$(149 \text{ MPa}^{0,5}) \sqrt{\left(\frac{(312,65 \text{ N}) \times (0,5 \text{ mm}^{-1})}{(31,9 \text{ mm}) \times 0,129}\right) \left(\frac{\cos 20}{0,95 \times 1,849}\right) 0,93 \times 1,75 \times 1,5 \times 1,3 =}$$

$$119,8 \text{ MPa}$$

Para o cálculo da resistência a fadiga superficial os fatores são: $S_{fe} = 379 \text{ MPa}$ (da Tabela 8 para ferro fundido ASTM classe 20) e $C_{li} = 1$ (da Figura 34 para vida de 10^7 ciclos), logo:

$$S_h = S_{fe} C_r C_v = (379 \text{ MPa}) \times 1 \times 0,814 = 308,5 \text{ MPa}$$

Logo o coeficiente de segurança à fadiga superficial é:

$$CS_h = \frac{S_h}{\sigma_h} = \frac{308,5 \text{ MPa}}{119,8 \text{ MPa}} = 2,6$$

2.2. Seleção da Transmissão Sem-Fim/Coroa

O redutor sem-fim/corua deve suportar um momento tursor de saída igual ou superior a $990,73 \text{ Nm}$ (T_C), já que a engrenagem C será acoplada no seu eixo de saída. A seleção do redutor foi realizada utilizando o catálogo da fabricante INARMEC.

Segundo o catálogo da INARMEC deve especificar-se o material da carcaça, o tamanho do redutor, a redução, a forma construtiva, posição de montagem, eixo de saída, segundo a Figura 44.

Figura 46 – Determinação do Tamanho do Redutor.

Redução Reducción	Relação de Entrada / Relación de Entrada 1/30 (rpm)	Tamanhos / Tamaños												
		Q0200	Q0300	Q0400	Q0500	Q0630	Q0800	Q0900	Q01100	Q01300	Q01600	Q01800	Q02100	Q02500
7,5	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,54	0,75	2,04	3,26	---	---	---	---	---	---	---	---
		kW	0,40	0,55	1,50	2,41	---	---	---	---	---	---	---	---
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	1,38	1,93	5,32	8,66	---	---	---	---	---	---	---	---
		Nm	13,53	18,93	52,17	84,93	---	---	---	---	---	---	---	---
Rendimento / Rendimiento	%	83	84	85	86	---	---	---	---	---	---	---	---	
10	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,65	1,25	2,56	4,7	6,6	10,1	14,1	20,56	27,52	43,5	63,25	92,62
		kW	0,48	0,92	1,88	3,09	4,86	7,43	10,36	15,13	20,25	32,02	46,54	68,17
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	2,07	4,04	8,7	14,44	22,96	36,96	49,63	74,05	100,24	158,44	236,46	348,73
		Nm	20,30	39,62	85,32	141,61	225,18	352,65	486,70	726,16	983,02	1553,77	2309,27	3419,67
Rendimento / Rendimiento	%	76	79	83	84	85	87	86	86	89	89	91	92	
15	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,68	0,9	2,03	3,2	4,83	6,9	10,6	15,8	21,13	31,39	44,42	65,65
		kW	0,35	0,66	1,49	2,36	3,55	5,08	7,80	11,63	15,55	23,10	32,69	48,32
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	2,06	3,98	9,65	15,13	23,72	35,16	52,06	81,48	109,87	163,8	237,25	350,64
		Nm	20,20	38,03	96,60	148,37	232,61	344,80	510,53	799,05	1088,63	1606,33	2326,63	3436,60
Rendimento / Rendimiento	%	70	72	79	77	80	83	80	84	84	85	87	87	
20	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,81	0,8	1,80	2,69	3,85	5,60	9,2	13,15	18,62	26,04	37,97	54,25
		kW	0,30	0,59	1,34	1,98	2,83	4,36	6,77	9,68	12,23	18,17	27,80	39,93
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	2,26	4	10,73	16,07	23,32	37,8	56,74	86,03	111,55	174,78	257,55	373
		Nm	22,36	43,64	106,23	157,59	228,59	370,69	575,04	833,86	1093,93	1714,01	2525,70	3657,66
Rendimento / Rendimiento	%	68	68	72	73	74	78	78	79	82	82	83	84	
25	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,32	0,72	1,7	2,5	3,77	5,56	8,42	12,25	18,4	26,68	34,25	48,51
		kW	0,24	0,53	1,25	1,84	2,77	4,09	6,20	8,87	11,33	16,64	21,06	29,70
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	1,96	4,79	12,16	18,16	27,77	42,67	66,33	93,7	124,48	191,4	262,19	406,99
		Nm	19,22	46,97	119,44	178,09	272,33	418,45	650,48	918,86	1220,73	1876,99	2767,34	3991,21
Rendimento / Rendimiento	%	73	66	70	73	72	75	77	76	78	78	81	82	
30	Potência de Entrada Potencia de Entrada	cv	0,3	0,6	1,46	2,1	3,27	4,75	7,37	10,08	12,15	19,05	26,25	39,5
		kW	0,22	0,44	1,07	1,55	2,41	3,50	5,42	7,42	8,94	14,02	19,32	28,07
	Torque de Saída Torque de Salida	Kgf.m	2,06	4,27	11,65	17,02	26,9	39,96	64,25	86,64	108,9	175,13	251,4	383,15
		Nm	20,20	41,87	114,25	166,81	263,80	388,93	630,08	849,65	1067,94	1717,44	2465,39	3757,42
Rendimento / Rendimiento	%	56	58	65	65	67	69	71	70	73	75	78	78	

2.3. Dimensionamento do Estágio 3 (Engrenagens C e D)

O dimensionamento da engrenagem C é análogo ao da engrenagem A. Para esta engrenagem definiu-se o módulo igual a $m = 6$, largura de face igual a $b_C = 75$ mm, o número de dentes igual a $Z_C = 18$, ângulo de pressão normal de $\varphi_N = 20^\circ$ e o ângulo de hélice $\psi = 20^\circ$, portanto os demais parâmetros geométricos são:

$$d_C = mZ_C = 108 \text{ mm}$$

$$b_C = 75 \text{ mm}$$

$$b_{Creal} = \frac{b_C}{\cos(\psi)} = 79,8 \text{ mm}$$

$$p = \pi m = 18,85 \text{ mm}$$

$$p_n = p \cos(\varphi_n) = 17,7 \text{ mm}$$

$$p_x = \frac{p}{\tan(\psi)} = 55,79 \text{ mm}$$

$$P_d = \frac{\pi}{p} = 0,167 \text{ mm}^{-1}$$

A força transmitida por esta engrenagem pode ser calculada pelo torque que ela transmite por:

$$F_t = \frac{2T_c}{d_c} = \frac{2(990,7 \text{ Nm})}{(108 \text{ mm})} = 18350 \text{ N}$$

Para a engrenagem C o material escolhido é o Aço AISI 1040 com resistência a tração $S_{ut} = 620 \text{ MPa}$ e dureza superficial de 201 H_b.

Os coeficientes para o cálculo da tensão devido à flexão no dente são: $K_v = 1,027$, $K_o = 1,5$ (da Tabela 5 para impacto leve em fonte de potência e máquina conduzida), $k_m = 1,4$ (da Tabela 6 para montagem precisa e $b < 6 \text{ in}$) e $J = 0,441$ (de Figura 33, para ângulo de pressão igual a 20°, $Z_{\text{pinhão}} = 18$ e $Z_{\text{coroa}} = 54$), logo:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= \left(\frac{F_t P_d}{b_{\text{real}} J} \right) 0,93 k_v k_o k_m \\ &= \left(\frac{(18350 \text{ N}) \times (0,167 \text{ mm}^{-1})}{(79,8 \text{ mm}) \times 0,441} \right) 0,93 \times 1,027 \times 1,5 \times 1,4 \\ &= 174,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Os coeficientes para o cálculo da resistência à flexão são: $C_l = 1$, $C_g = 1$, $C_s = 0,75$ (da Figura 32 com $S_{ut} = 620 \text{ MPa}$ e acabamento usinado), $k_r = 0,814$ (da Tabela 4 Tabela 4 para 99% de confiabilidade), $k_t = 1$, $k_{ms} = 1,4$, logo:

$$S_f = 0,5 S_{ut} C_l C_g C_s k_r k_t k_{ms} = 0,5 \times (620 \text{ MPa}) \times 1 \times 1 \times 0,75 \times 0,814 \times 1 \times 1,4 = 264,95 \text{ MPa}$$

Então o coeficiente de segurança é igual a:

$$CS_f = \frac{S_f}{\sigma_f} = \frac{264,95 \text{ MPa}}{174,2 \text{ MPa}} = 1,5$$

Portanto embora o coeficiente de segurança seja pequeno, comparado ao dimensionamento da engrenagem A, a engrenagem C está segura quanto a falha de flexão no dente, segue abaixo a avaliação quanto a falha por fadiga superficial.

No cálculo da tensão de contato os coeficientes de correção são: $I = 0,121$, $RC = 1,54$, $C_p = 191 \text{ MPa}^{0,5}$ (da Tabela 7 para pinhão e coroa de aço), logo:

$$\sigma_h = C_p \sqrt{\left(\frac{F_t P d}{b_{real} I}\right) \left(\frac{\cos \psi}{0,95 RC}\right) 0,93 k_v k_o k_m =$$

$$(191 \text{ MPa})^{0,5} \sqrt{\left(\frac{(18350 \text{ N}) \times (0,167 \text{ mm}^{-1})}{(79,8 \text{ mm}) \times 0,441}\right) \left(\frac{\cos 20}{0,95 \times 1,54}\right) 0,93 \times 2,502 \times 1,5 \times 1,3 =$$

$$910,5 \text{ MPa}$$

Para o cálculo da resistência a fadiga superficial os fatores são: $S_{fe} = 5559 \text{ MPa}$ (da Tabela 8 para Aço com dureza de 201H_b) e $C_{li} = 1$ (da Figura 34 para vida de 10^7 ciclos), logo:

$$S_h = S_{fe} C_r C_v = (5559 \text{ MPa}) \times 1 \times 0,814 = 4525 \text{ MPa}$$

Logo o coeficiente de segurança à fadiga superficial é:

$$CS_h = \frac{S_h}{\sigma_h} = \frac{4525 \text{ MPa}}{910,5 \text{ MPa}} = 4,95$$

Portanto a engrenagem também está assegurada quanto a falha por fadiga superficial.

A coroa D terá $Z_C = 54$ dentes, ângulo de hélice e de pressão iguais aos da engrenagem C, e será usinada em Aço AISI 1040 laminado ($S_{ut} = 620,5 \text{ MPa}$ e dureza superficial de 201 H_b).

O cálculo da tensão de flexão nos dentes tem os seguintes coeficientes: $K_v = 1,027$, $K_o = 1,5$ (da Tabela 5 para impacto leve em fonte de potência e máquina conduzida), $k_m = 1,4$ (da Tabela 6 para montagem precisa e $b < 6 \text{ in}$) e $J = 0,506$ (da Figura 33, para ângulo de pressão igual a 20° , $Z_{pinhão} = 54$ e $Z_{coroa} = 18$), logo:

$$\sigma_f = \left(\frac{F_t P d}{b_{real} I}\right) 0,93 k_v k_o k_m = \left(\frac{(18350 \text{ N}) \times (0,167 \text{ mm}^{-1})}{(79,8 \text{ mm}) \times 0,506}\right) 0,93 \times 1,027 \times 1,5 \times 1,4 =$$

$$151,8 \text{ MPa}$$

A resistência a flexão é igual à da engrenagem $CS_f = 264,95 \text{ MPa}$. Logo o coeficiente de segurança a flexão no dente é:

$$CS_f = \frac{S_f}{\sigma_f} = \frac{264,95 \text{ MPa}}{151,8 \text{ MPa}} = 1,7$$

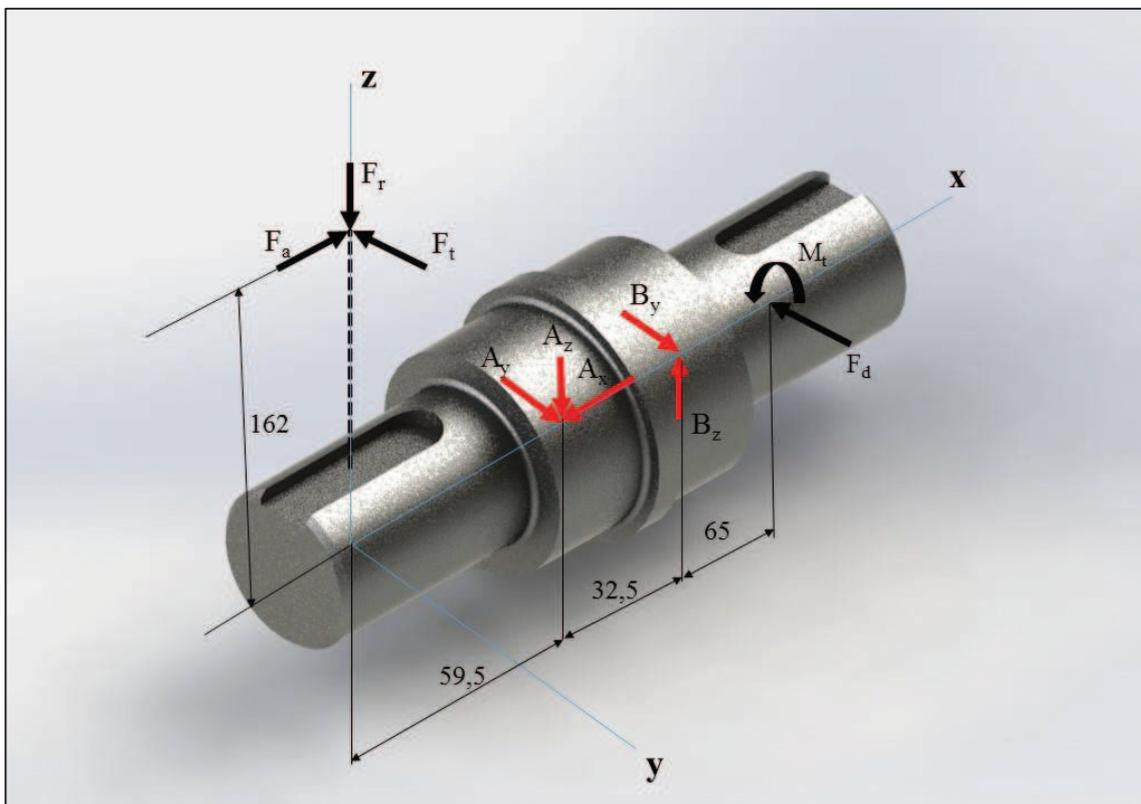
A tensão de contato e o limite de fadiga superficial da engrenagem D tem os mesmos valores do pinhão C, logo a coroa D também não terá falhas superficiais.

3. DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

3.1. Dimensionamento Eixo da Matriz Móvel

O eixo da matriz móvel tem o DCL apresentado na Figura 47, onde F_t , F_a e F_r são as forças transmitida, normal e radial da engrenagem D, F_d é a força de dobramento e A e B são reações dos mancais. O material utilizado para a fabricação deste eixo será o aço AISI 1040 laminado ($S_y = 620,5$ MPa).

Figura 47 – DCL do eixo da matriz móvel.



Aplicando a segunda lei de Newton e igualando as equações a zero tem-se:

$$\sum F_x = F_a - A_x = 0 \Rightarrow A_x = F_a$$

$$\sum F_y = -F_d + A_y + B_y - F_t = 0 \Rightarrow A_y + B_y = F_t + F_d$$

$$\sum F_z = -A_z + B_z - F_r = 0 \Rightarrow -A_z + B_z = F_r$$

$$\sum M_x = 162F_t - M_t = 0$$

$$\sum M_y = 162F_a + 59,5A_z - 92B_z = 0 \Rightarrow -59,5A_z + 92B_z = 162F_a$$

$$\sum M_z = 157F_d - 59,5A_y - 92B_y = 0 \Rightarrow 59,5A_y + 92B_y = 157F_d$$

As forças F_t , F_a e F_r são obtidas por:

$$F_{resutante} = \frac{F_t}{\cos(\varphi_n)\cos\psi}$$

$$F_r = F_{resutante} \sin \varphi_n$$

$$F_a = F_{resutante} \cos \varphi_n \sin \psi$$

De acordo com os dados do dimensionamento da engrenagem D (pag. 80) as forças são iguais a $F_t = 18,35$ kN, $F_a = 6,7$ kN e $F_r = 7,1$ kN. A força $F_d = 23,4$ kN é a reação que a matriz fixa exerce sobre o eixo da matriz móvel e o momento $M_t = 3000$ Nm é a resistência à dobra exercida pelo tubo. Logo as reações nos mancais e a força de dobramento são:

$$A_x = 6,7 \text{ kN}$$

$$A_y = 5,15 \text{ kN}$$

$$A_z = 19,48 \text{ kN}$$

$$A_r = 20,15 \text{ kN}$$

$$A_a = 6,7 \text{ kN}$$

$$B_y = 36,6 \text{ kN}$$

$$B_z = 26,58 \text{ kN}$$

$$B_r = 45,23 \text{ kN}$$

A partir desses valores é possível construir os diagramas de esforço cortante, momento fletor e momento torsor apresentado na Figura 48. Posteriormente se dividiu o eixo em 4 secções para se dimensionar os diâmetros, conforme a Figura 49. Para o seu dimensionamento utilizou-se uma abordagem estática, pois a velocidade angular do eixo é muito pequena, com critério de von Mises e coeficiente de segurança igual a 2.

Figura 48 – Diagrama de Esforços do Eixo da Matriz Móvel.

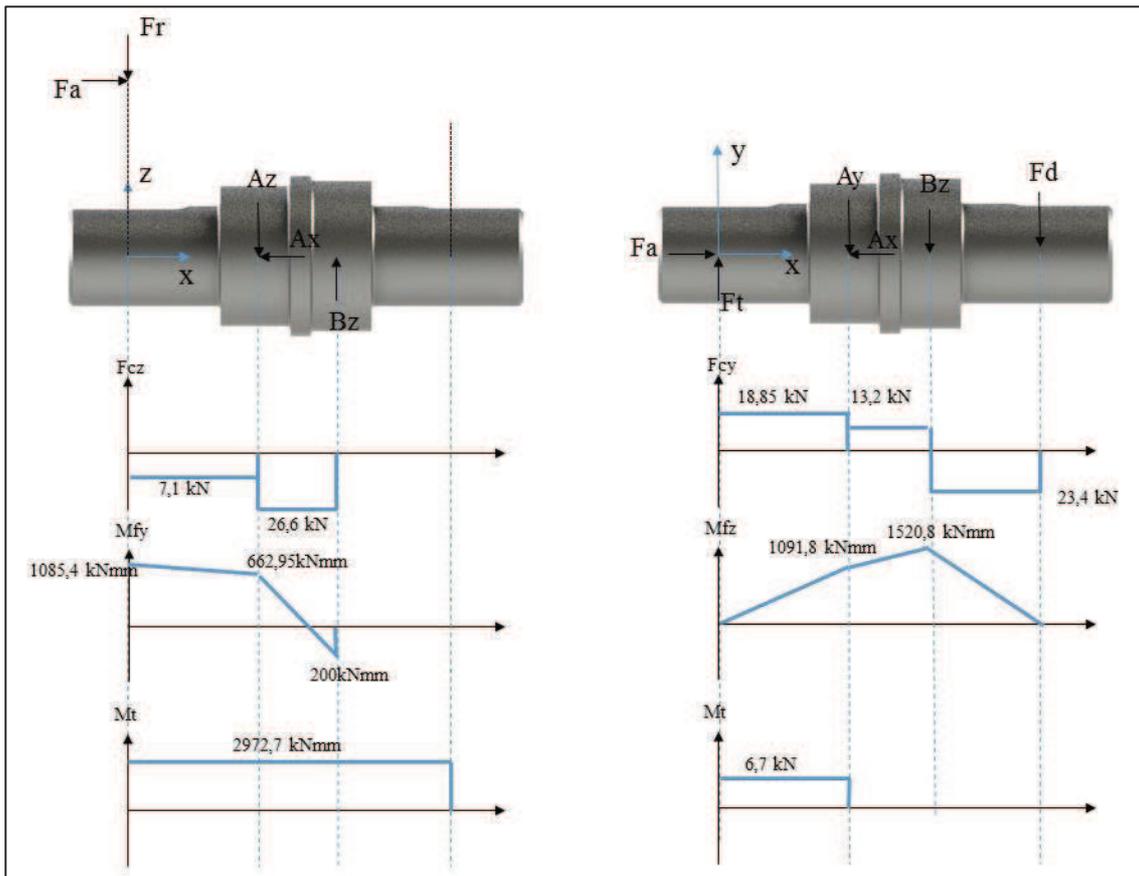


Figura 49 – Secções do Eixo.



A seção I possui os esforços como mostrado na Figura 50, onde $F_a = 6,7$ kN, $F_{cy} = 18,85$ kN, $F_{cz} = 7,1$ kN, $M_t = 2972,7$ kNmm e $M_{fy} = 1085,4$ kNmm ocasionam as tensões

σ_{fa} (tensão normal devido a força axial), $\tau_{f_{cy}}$ (tensão de cisalhamento devido a força cortante), $\tau_{f_{cz}}$ (tensão de cisalhamento devido a força cortante), τ_{mt} (tensão de cisalhamento devido ao momento torsor) e $\sigma_{m_{fy}}$ (tensão normal devido ao momento fletor) respectivamente, que são calculadas por:

$$\sigma_{fa} = \frac{4F_a}{\pi d_I^2}$$

$$\tau_{f_{cy}} = \frac{16F_{cy}}{\pi d_I^2}$$

$$\tau_{f_{cz}} = \frac{16F_{cz}}{\pi d_I^2}$$

$$\tau_{mt} = \frac{16M_t}{\pi d_I^3}$$

$$\sigma_{m_{fy}} = \frac{32M_{fy}}{\pi d_I^3}$$

Fazendo a análise para os pontos A, B, C e D as tensões nestes pontos são:

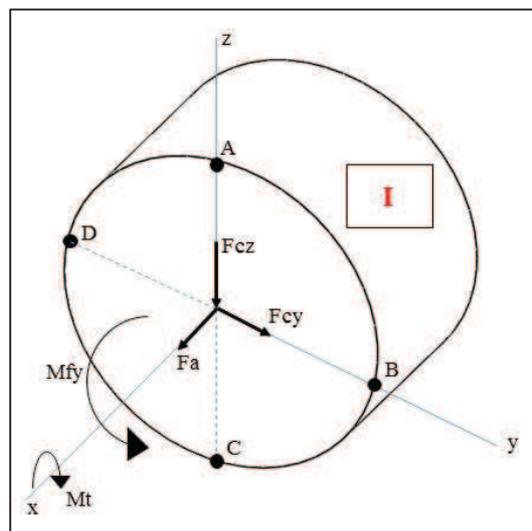
$$\sigma_A = \sigma_{fa} + \sigma_{m_{fy}} \text{ e } \tau_A = \tau_{f_{cy}} + \tau_{mt}$$

$$\sigma_B = \sigma_{fa} \text{ e } \tau_B = \tau_{f_{cz}} + \tau_{mt}$$

$$\sigma_C = \sigma_{fa} - \sigma_{m_{fy}} \text{ e } \tau_C = \tau_{f_{cy}} - \tau_{mt}$$

$$\sigma_D = \sigma_{fa} \text{ e } \tau_D = \tau_{f_{cz}} - \tau_{mt}$$

Figura 50 – Esforços Atuantes na Secção I do Eixo.



Utilizando o critério de von Mises e utilizando um coeficiente de segurança igual a 2, tem-se:

$$\begin{aligned}\sigma_{eq} &= \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \\ &= \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \\ &= \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{(\cdot)}^2} = \frac{S_y}{CS}\end{aligned}$$

Onde a tensão σ_x é a tensão normal e a tensão $\tau_{(\cdot)}$ é a tensão de cisalhamento em cada um dos pontos A, B, C e D

Aplicando o pontos A na equação acima onde $\sigma_x = \sigma_A$ e $\tau_{(\cdot)} = \tau_A$ tem-se:

$$\frac{S_y}{CS} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{mfy})^2 + 3(\tau_{fcy} + \tau_{mt})^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_l^2} + \frac{32M_{fy}}{\pi d_l^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16F_{cy}}{\pi d_l^2} + \frac{16M_t}{\pi d_l^3}\right)^2}$$

Calculando o diâmetro por ferramentas numéricas, obtém-se um diâmetro mínimo de 45 mm. Refazendo esta metodologia para os pontos B, C e D tem-se que o diâmetro mínimo admissível para a secção I do eixo é $d_l = 50$ mm. Em analogia a este método se calculou os diâmetros mínimos para as secções II, III e IV.

A secção II possui os esforços como mostrado na Figura 51, onde $F_a = 6,7$ kN, $F_{cy} = 18,9$ kN, $F_{cz} = 26,6$ kN, $M_t = 2972,7$ kNmm, $M_{fy} = 662,95$ kNmm e $M_{fz} = 1091,8$ kNmm. As tensões nos pontos A, B, C e D são:

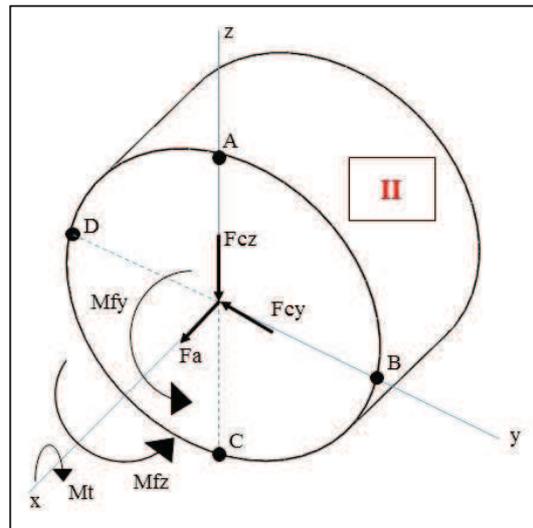
$$\sigma_A = \sigma_{fa} + \sigma_{mfy} \text{ e } \tau_A = \tau_{mt} - \tau_{fcy}$$

$$\sigma_B = \sigma_{fa} - \sigma_{mfz} \text{ e } \tau_A = \tau_{fcz} + \tau_{mt}$$

$$\sigma_C = \sigma_{fa} - \sigma_{mfy} \text{ e } \tau_A = \tau_{fcy} + \tau_{mt}$$

$$\sigma_D = \sigma_{fa} + \sigma_{mfz} \text{ e } \tau_A = \tau_{mt} - \tau_{fcz}$$

Figura 51 – Esforços Atuantes na Secção II do Eixo.



Para esta seção o diâmetro mínimo admissível é $d_{II} = 55 \text{ mm}$.

A Figura 52 apresenta os esforços atuantes na seção III do eixo da matriz móvel onde $F_{cy} = 23,4 \text{ kN}$, $F_{cz} = 26,6 \text{ kN}$, $M_t = 2972,7 \text{ kNmm}$ e $M_{fz} = 1520,9 \text{ kNmm}$. As tensões nos pontos A, B, C e D são:

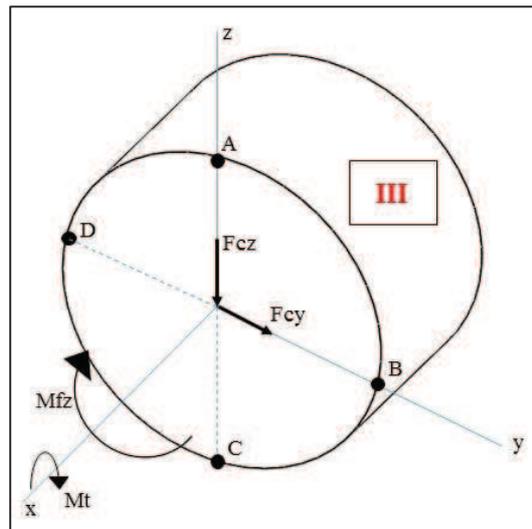
$$\sigma_A = 0 \text{ e } \tau_A = \tau_{mt} + \tau_{f_{cy}}$$

$$\sigma_B = \sigma_{m_{fz}} \text{ e } \tau_A = \tau_{f_{cz}} + \tau_{mt}$$

$$\sigma_C = 0 \text{ e } \tau_A = \tau_{f_{cy}} - \tau_{mt}$$

$$\sigma_D = -\sigma_{m_{fz}} \text{ e } \tau_A = \tau_{mt} - \tau_{f_{cz}}$$

Figura 52 – Esforços Atuantes na Secção III do Eixo.



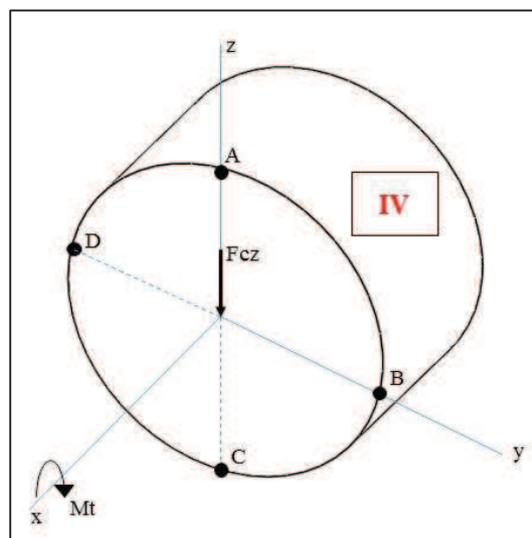
Nesta secção o diâmetro mínimo admissível é $d_{III} = 55$.

A Figura 53 apresenta os esforços atuante na secção IV do eixo, onde $F_{cy} = 23,4$ kN e $M_t = 2972,7$ kNmm. Nesta secção o ponto mais solicitado é o ponto B e as tensões neste ponto são:

$$\sigma_B = 0 \text{ e } \tau_A = \tau_{fcz} + \tau_{mt}$$

Logo o diâmetro mínimo admissível nesta secção é $d_{IV} = 54$ mm.

Figura 53 – Esforços Atuantes na Secção IV do Eixo.



3.2. Dimensionamento do Fuso da Matriz Fixa

O fuso tem DCL e diagrama de esforços mostrado na Figura 54, onde $F = 23,4 \text{ kN}$, $A_y = B_y = 7,1 \text{ kN}$ e $A_x = B_x = 7,1 \text{ kN}$.

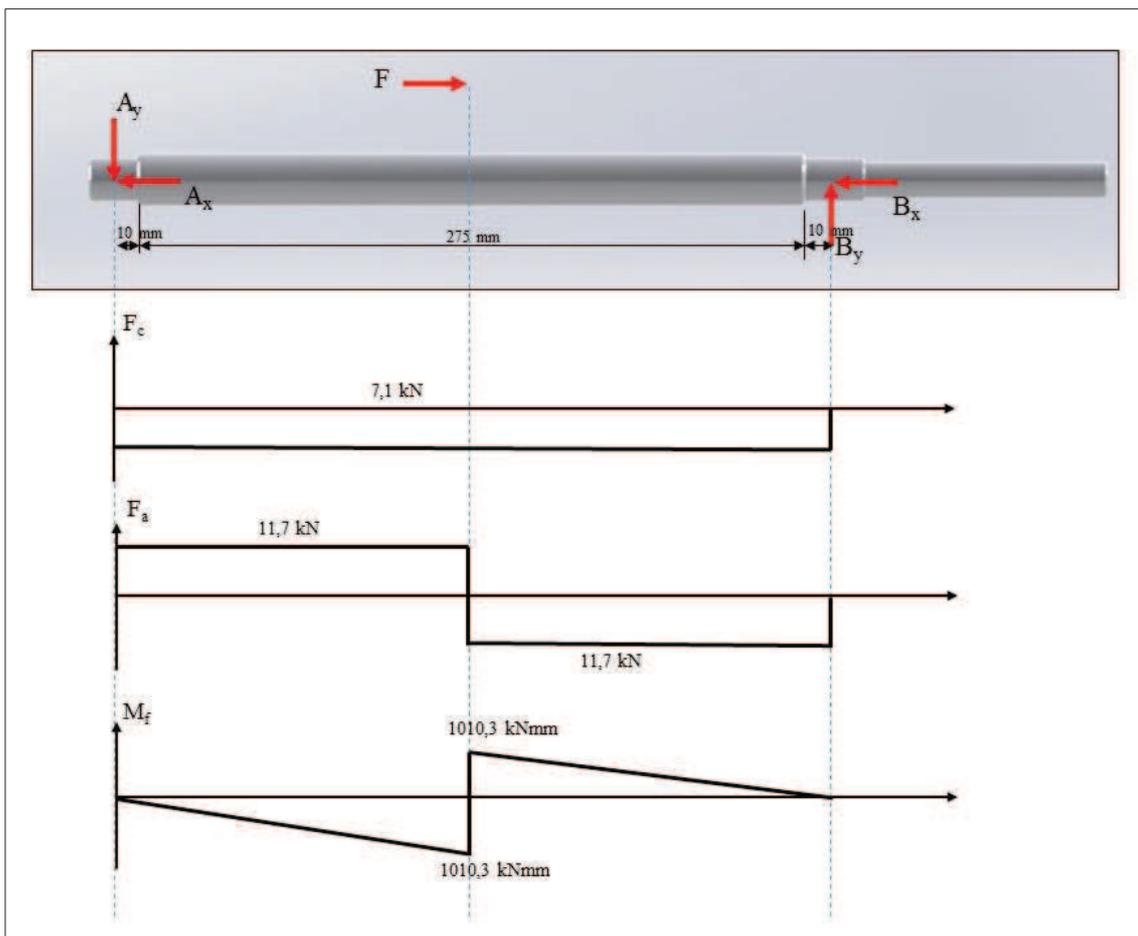
Os mancais A e B têm esforços parecidos e terão o mesmo diâmetro. As forças F_c , F_a e M_f acarretam as respectivas tensões:

$$\sigma_{Fa} = \frac{4F_n}{\pi d^2}$$

$$\tau_{Fc} = \frac{4F_a}{\pi d^2}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

Figura 54 – DCL e diagrama de esforços do Fuso.



Onde $F_c = 7,1$ kN, $F_a = 11,7$ kN e $M_f = 71$ kNmm (na mudança de secção). A princípio o material selecionado para o eixo é o aço AISI 1040 ($S_{ut} = 620,5$ MPa e $S_y = 413,7$ MPa) e é estipulado um coeficiente de segurança de $CS = 2$. A tensão equivalente é:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{Fa} + \sigma_{Mf})^2 + 3\tau_{Fc}^2} = \frac{S_y}{CS}$$

Então por ferramentas numéricas obtém-se o diâmetro de, no mínimo, 15 mm.

O fuso da matriz fixa deve ser capaz de suportar um esforço normal de $F_n = 23,4$ kN (torque máximo na matriz móvel pelo raio da matriz) durante o dobramento do tubo. O tipo da rosca selecionado é a rosca ACME com diâmetro externo de 1 in e 5 fios por polegada.

O torque necessário no fuso para girá-lo quando solicitado é dado por:

$$T = \frac{F_n d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)}$$

Onde d_p é o diâmetro primitivo da rosca ($d_p = 22,86$ mm), μ é o coeficiente de atrito estático ($\mu = 0,74$ para atrito estático de aço com aço sem lubrificação), L é o passo da rosca ($L = 5,08$ mm) e α é metade do ângulo da rosca ($\alpha = 29^\circ/2$). Logo o torque é igual a:

$$T = \frac{(23,4 \text{ kN})(22,86 \text{ mm}) (0,74\pi(22,86 \text{ mm}) + (5,08 \text{ mm}) \cos 14,5)}{2 (\pi(22,86 \text{ mm}) \cos 14,5 - 0,74(5,08 \text{ mm}))} = 136,12 \text{ Nm}$$

O corpo do fuso deve ser capaz de suportar as tensões compressivas (σ_{cp}), devido a força normal, e a tensão cisalhante (τ_{cp}), devido ao torque que tende girá-lo. A tensão normal e de cisalhamento são respectivamente:

$$\sigma_{cp} = \frac{4F_n}{\pi d_f^2} = \frac{4(23,4 \text{ kN})}{\pi(20,32 \text{ mm})^2} = 72,15 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cp} = \frac{16T}{\pi d_f^3} = \frac{16(136,12 \text{ Nm})}{\pi(20,32 \text{ mm})^3} = 143,3 \text{ MPa}$$

Utilizando o critério de von Mises a tensão equivalente é:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{cp}^2 + 3\tau_{cp}^2} = 258,5 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança é dado por:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 1,6$$

Para este componente deseja-se um coeficiente de segurança superior a 2, então esta configuração de material/geometria não satisfaz o projeto. O novo material selecionado é o aço AISI 1040 temperado e revenido (205 °C) com $S_{ut} = 779$ MPa e $S_y = 593$ MPa.

O novo coeficiente de segurança é igual a 2,3, portanto com este material os requisitos são satisfeitos.

No corpo do parafuso ainda deve-se considerar a possibilidade de flambagem, pois é um elemento esbelto sob compressão. A força crítica para flambagem do parafuso é:

$$F_{cri} = \frac{\pi^2 EI}{(kL_t)^2}$$

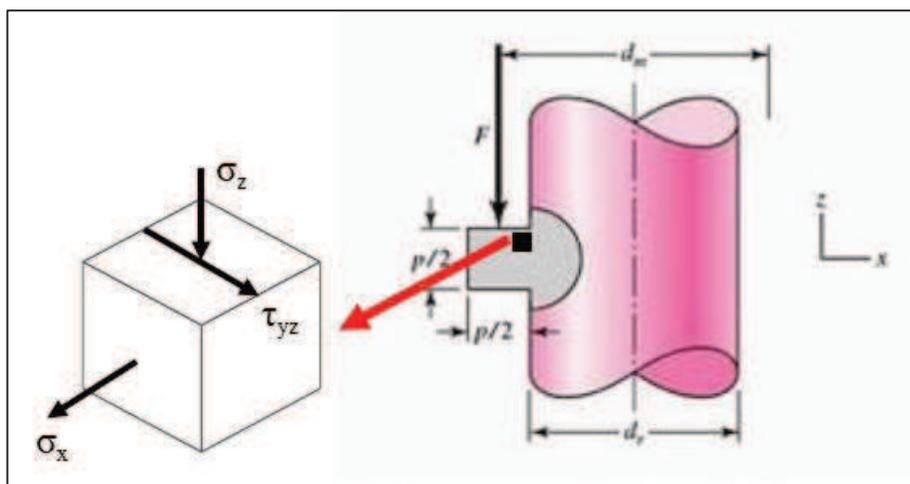
Onde k é uma constante dependente do apoio nas extremidades do eixo ($k=2$ para engaste nas duas extremidades) e L_t o comprimento total do eixo. Então:

$$F_{cri} = \frac{\pi^2(200 \text{ GPa})(8369 \text{ mm}^4)}{(2 \times 275 \text{ mm})^2} = 54 \text{ kN}$$

Como $F_{cri} > F_n$ o fuso não irá flambar.

Na rosca, a distribuição de tensão é ilustrada na Figura 55, onde a tensão σ_z é a tensão normal compressiva devido a força normal na rosca, σ_x é gerada pela flexão do dente e τ_{yz} é a força de cisalhamento no pé da rosca.

Figura 55 – Distribuição de Tensão na Rosca.



Adaptado de Shigley (2005), p. 394.

Estas tensões são:

$$\sigma_x = \frac{6F_n}{\pi d_r n_f L} = \frac{6(23,4 \text{ kN})}{3\pi(20,32 \text{ mm})(5,08 \text{ mm})} = 144,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -\frac{4F_n}{\pi d_r^2} = -\frac{4(23,4 \text{ kN})}{\pi(20,32 \text{ mm})^2} = -72,15 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3} = \frac{16(136,12 \text{ Nm})}{\pi(20,32 \text{ mm})^3} = 143,3 \text{ MPa}$$

Utilizando o critério de von Mises tem-se:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\tau_{yz}^2}{2}} = 308,9 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = 1,9$$

3.3. Novo Dimensionamento do Fuso

Após seleccionar-se o rolamento para o mancal do fuso (pág. 119) tem-se a necessidade de alterar as dimensões do eixo para que seja possível o acoplamento com o rolamento. O diâmetro interno do rolamento é $d = 25 \text{ mm}$, então a secção do eixo que irá acoplado ao rolamento deve ter este diâmetro. Segundo a secção anterior é possível recalcular o coeficiente de segurança, ainda será utilizado o aço AISI 1040 ($S_{ut} = 620,5 \text{ MPa}$ e $S_y = 413,7 \text{ MPa}$).

Na mudança de secção observa-se os esforços $F_c = 7,1 \text{ kN}$, $F_a = 11,7 \text{ kN}$ e $M_f = 71 \text{ kNmm}$, então neste ponto as tensões são:

$$\sigma_{Fa} = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4(11,7 \text{ kN})}{\pi(25 \text{ mm})^2} = 23,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Fc} = \frac{4F_c}{\pi d^2} = \frac{4(7,1 \text{ kN})}{\pi(25 \text{ mm})^2} = 14,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = \frac{32(71 \text{ kNmm})}{\pi(25 \text{ mm})^3} = 46,3 \text{ MPa}$$

Pelo critério de von Mises a tensão equivalente é:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{Fa} + \sigma_{Mf})^2 + 3\tau_{Fc}^2} = 74,5 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{620,5 \text{ MPa}}{74,5 \text{ MPa}} = 8,3$$

Logo esta secção do eixo esta superdimensionada, mas se faz necessário devido ao rolamento especificado e a necessidade de uma maior resistência ao desgaste. Foi feito também uma reavaliação da rosca do fuso, esta deve ser alterada para uma rosca ACME 1 ¼ in com 5 fios por polegada. O diâmetro primitivo da rosca é $d_p = 28,575 \text{ mm}$, o passo da rosca é $L = 5,08 \text{ mm}$ e α é metade do ângulo da rosca ($\alpha = 29^\circ/2$). Logo o novo torque é igual a:

$$T = \frac{F_n d_p (\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} = \frac{(23,4 \text{ kN})(28,575 \text{ mm}) (0,74\pi(28,575 \text{ mm}) + (5,08 \text{ mm}) \cos 14,5)}{2 (\pi(28,575 \text{ mm}) \cos 14,5 - 0,74(5,08 \text{ mm}))} =$$

286,9 Nm

As novas tensões no corpo do parafuso são:

$$\sigma_{cp} = \frac{4F_n}{\pi d_r^2} = \frac{4(23,4 \text{ kN})}{\pi(28,575 \text{ mm})^2} = 41,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{cp} = \frac{16T}{\pi d_r^3} = \frac{16(136,12 \text{ Nm})}{\pi(28,575 \text{ mm})^3} = 77 \text{ MPa}$$

Utilizando o critério de von Mises a tensão equivalente é:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{cp}^2 + 3\tau_{cp}^2} = 139,8 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança é igual a:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{620,5 \text{ MPa}}{139,8 \text{ MPa}} = 4,4$$

A nova força crítica para flambagem do parafuso é:

$$F_{cri} = \frac{\pi^2 EI}{(kL_t)^2} = \frac{\pi^2 (200 \text{ GPa})(24300 \text{ mm}^4)}{\pi(2 \times 275 \text{ mm})^2} = 162 \text{ kN}$$

Como $F_{cri} > F_n$ o fuso não irá flambar.

As novas tensões na rosca são:

$$\sigma_x = \frac{6F_n}{\pi d_r n_f L} = \frac{6(23,4 \text{ kN})}{3\pi(28,575 \text{ mm})(5,08 \text{ mm})} = 109,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = -\frac{4F_n}{\pi d_f^2} = -\frac{4(23,4 \text{ kN})}{\pi(28,575 \text{ mm})^2} = -41,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_f^3} = \frac{16(136,12 \text{ Nm})}{\pi(28,575 \text{ mm})^3} = 77 \text{ MPa}$$

Utilizando o critério de von Mises tem-se:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{\sigma_x^2 + \sigma_z^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\tau_{yz}^2}{2}} = 188 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança:

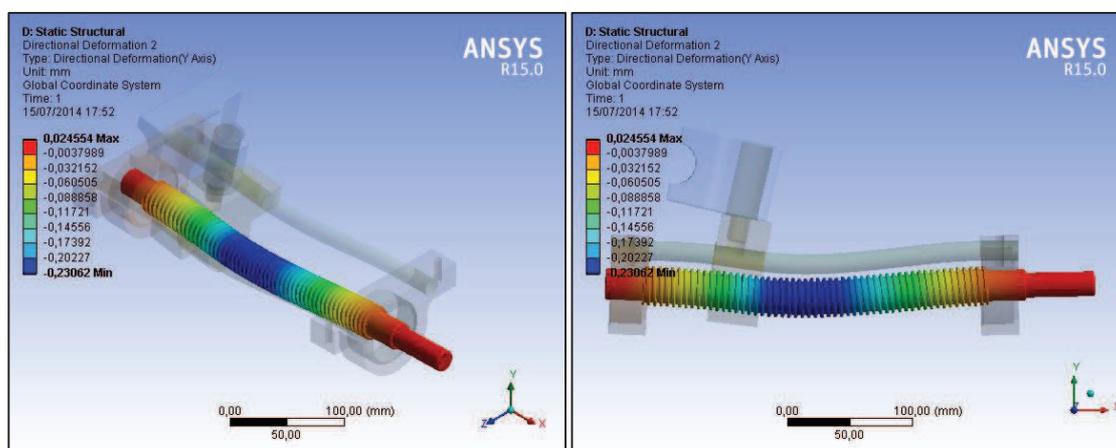
$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{620,5 \text{ MPa}}{188 \text{ MPa}} = 3,3$$

3.4. Avaliação em Elementos Finitos do Fuso

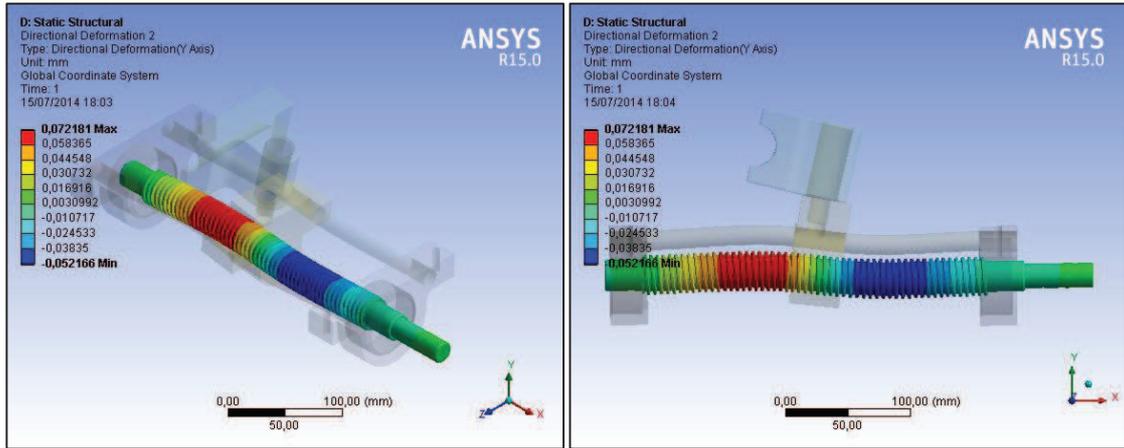
Como a força compressiva no fuso possui uma excentricidade, foi realizado uma simulação em elementos finitos para a averiguação do dimensionamento analítico.

Pela Figura 56 observa-se que a magnitude da máxima deflexão no fuso é de 0,205 mm, o que está satisfatório. A Figura 57 apresenta a tensão normal no fuso com a matriz fixa em diversas posições, nota-se que das três posições mostradas a maior tensão é 417,7 MPa.

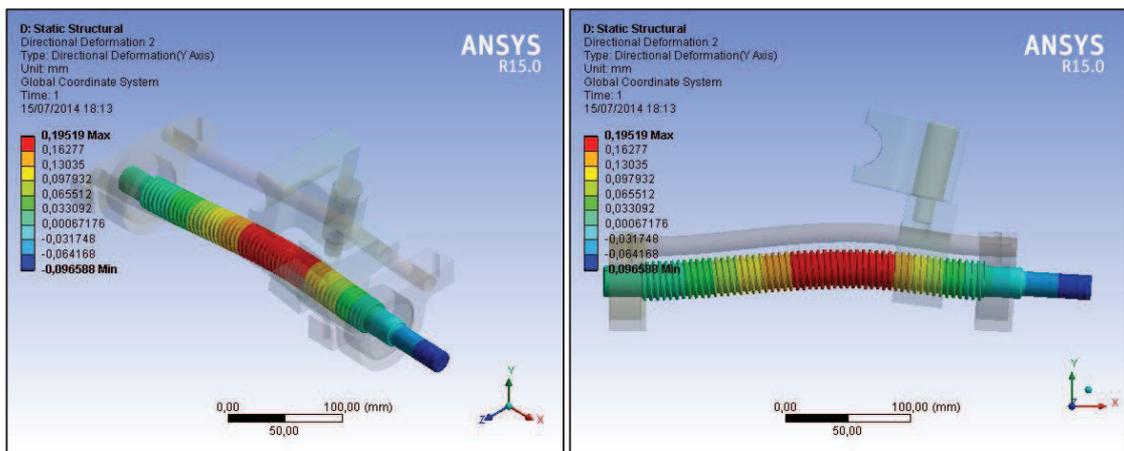
Figura 56 – Deflexão do Fuso com Matriz Fixa em Diversas Posições.



(a) Matriz Fixa localizada no lado direito do Fuso.

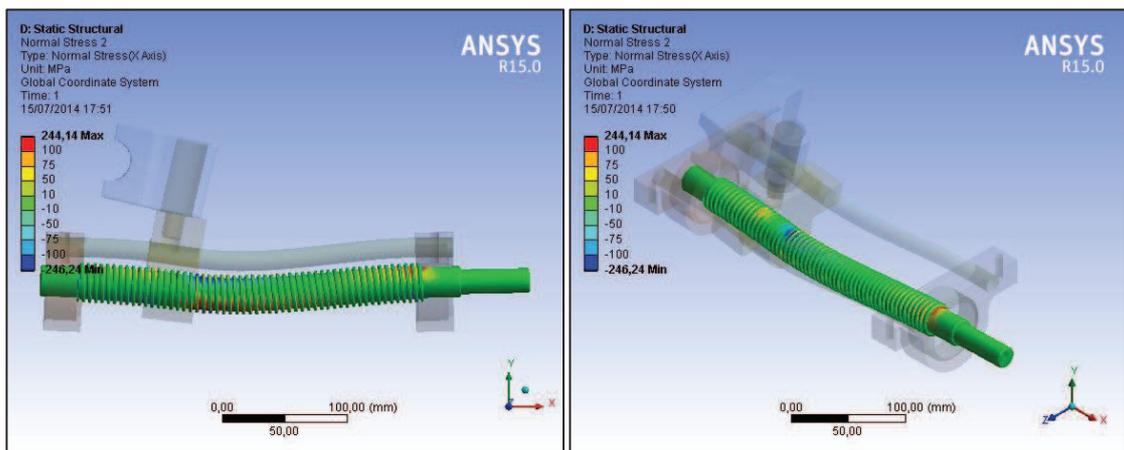


(b) Matriz Fixa localizada no Centro do Fuso.

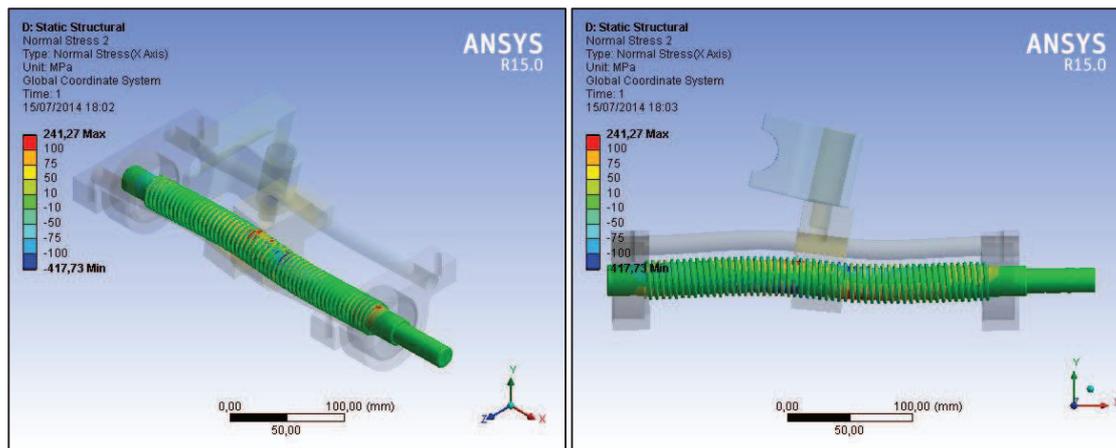


(c) Matriz Fixa localizada no Lado Esquerdo do Fuso.

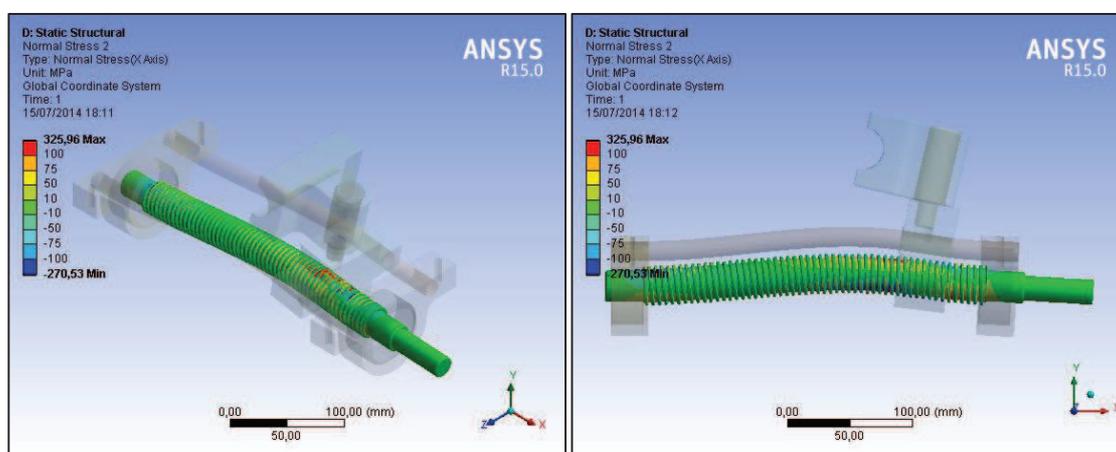
Figura 57 – Tensão Normal no Fuso com a Matriz Fixa em Diversas Posições.



(a) Matriz Fixa localizada no Lado Direito do Fuso.



(b) Matriz Fixa localizada no Centro do Fuso.



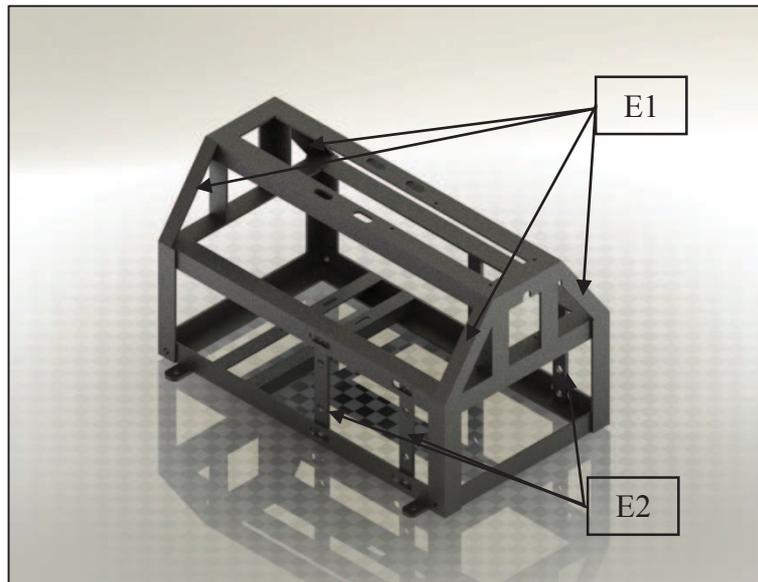
(c) Matriz Fixa localizada no Lado Esquerdo do Fuso.

4. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA

A análise analítica dos componentes da estrutura é complexa, por este motivo estes componentes foram analisados apenas em elementos finitos. A Figura 58 apresenta um esboço da estrutura que será analisado em elementos finitos.

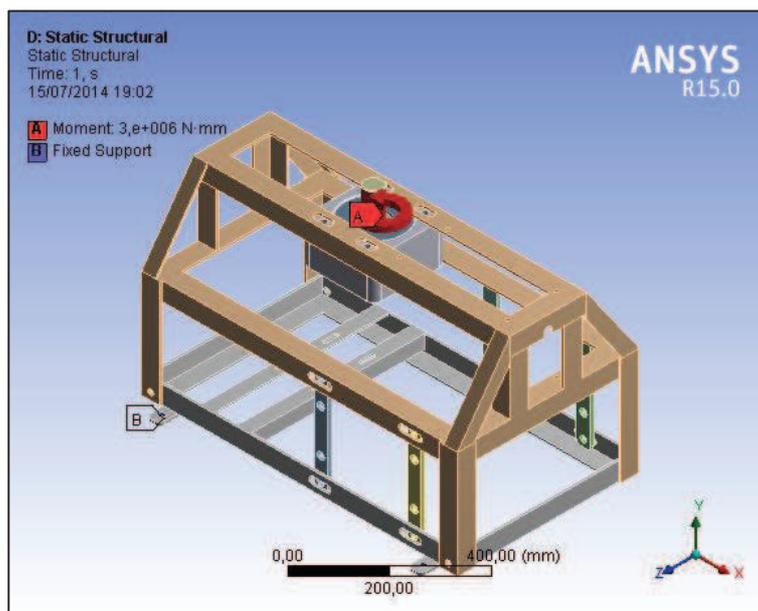
Na Figura 58, E1 são elementos fabricados de cantoneira 1 1/2 in x 3/16 in, os elementos E2 são fabricados em barra chata 1 in x 1/4 in, e o restante da estrutura é feita em cantoneira 2 in x 1/4 in, todos de aço estrutural SAE 1020 NBR 7007 AR 350 (ou ASTM A 572 G50), que possui $S_y = 350$ MPa e $S_{ut} = 450$ MPa.

Figura 58 – Estrutura da Máquina.



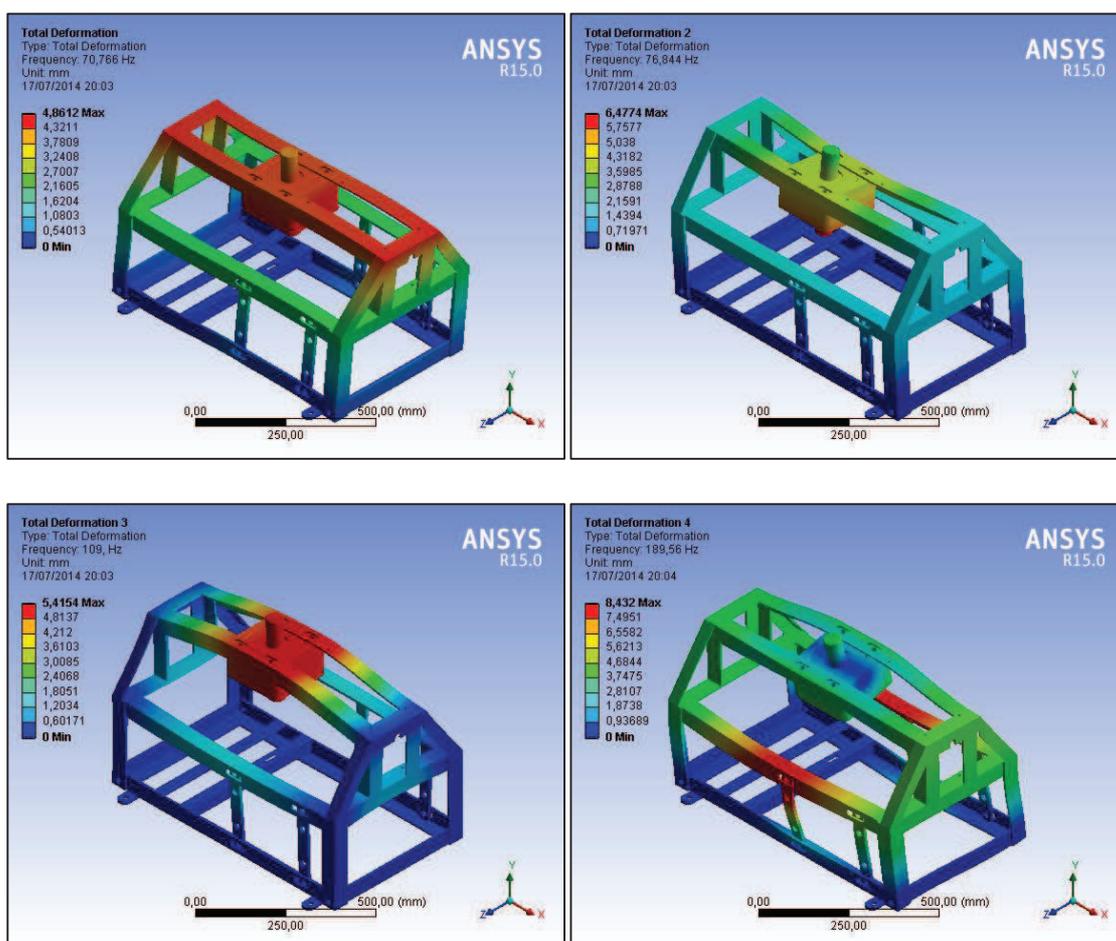
Para aplicar o esforço na estrutura se acrescentou o eixo e o mancal da matriz móvel. Foi aplicado um momento de 3000 Nm (torque de projeto) no eixo, conforme Figura 59. A estrutura foi fixada pelos furos dos seus pés (B na figura).

Figura 59 – Configuração para análise da estrutura.



A primeira análise realizada foi a análise modal que tem por objetivo determinar os modos de vibração e a frequência natural da estrutura. A Figura 60 apresenta alguns dos modos de vibração da estrutura. Para a realização desta análise se removeu a aplicação do momento. Pela Figura 60 observa-se que a menor frequência natural é de aproximadamente 70,7 Hz (4242 rpm) frequência muito superior a rotação do motor, portanto não há risco da estrutura entrar em ressonância.

Figura 60 – Modos de Vibração da Estrutura.



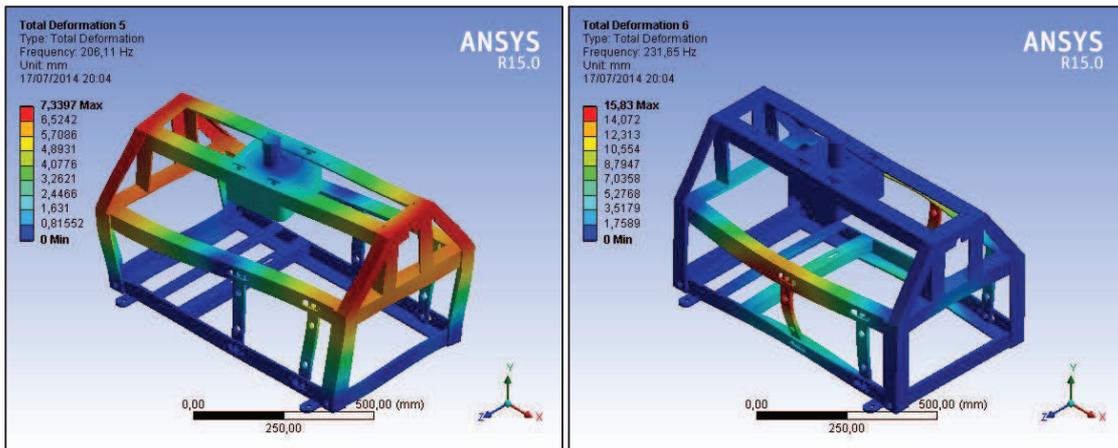
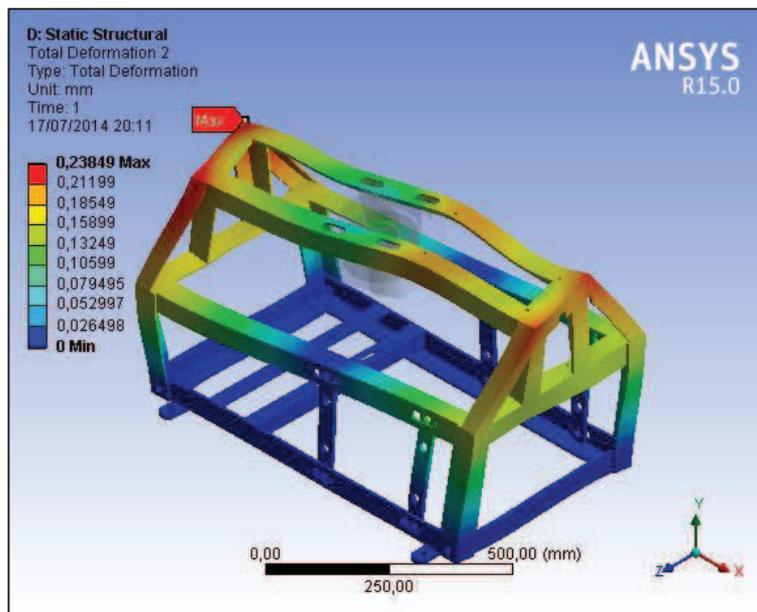


Figura 61 – Deformação na Estrutura.



A segunda análise realizada na estrutura foi uma análise estática, com objetivo de determinar a distribuição de deformação e tensão na estrutura. A Figura 61 apresenta a deformação na estrutura, e a Figura 62 apresenta a tensão equivalente, segundo o critério de von Mises na estrutura.

Percebe-se que a deformação máxima é de aproximadamente 0,238 mm e a tensão máxima, segundo o critério de von Mises, é de 96,38 MPa. Os resultados obtidos são satisfatórios. Destaca-se que a caixa de transmissão sem-fim/corona age como uma “trava” lateral, aumentando a rigidez da estrutura.

Figura 62 – Tensão Equivalente na Estrutura (von Mises).

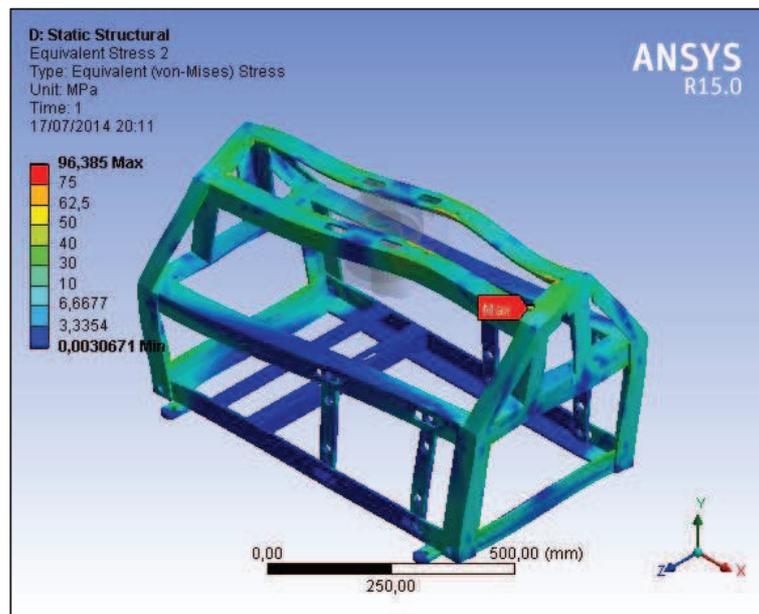
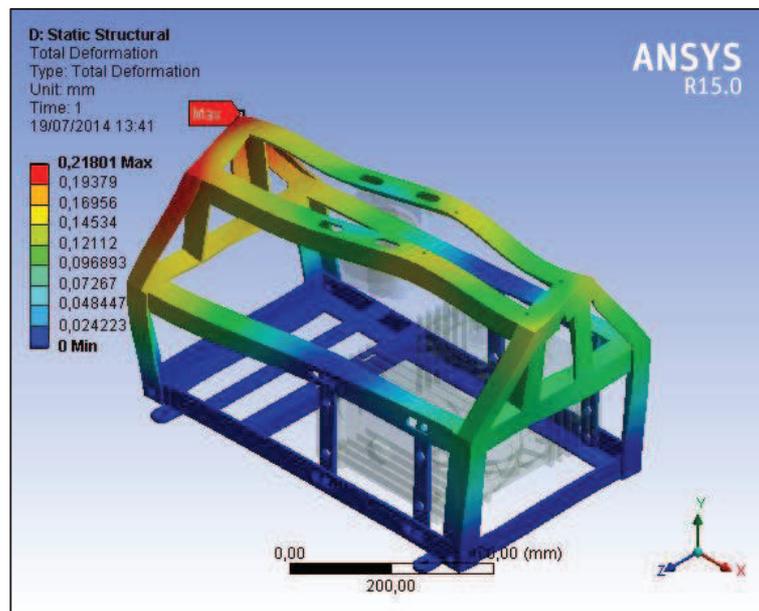


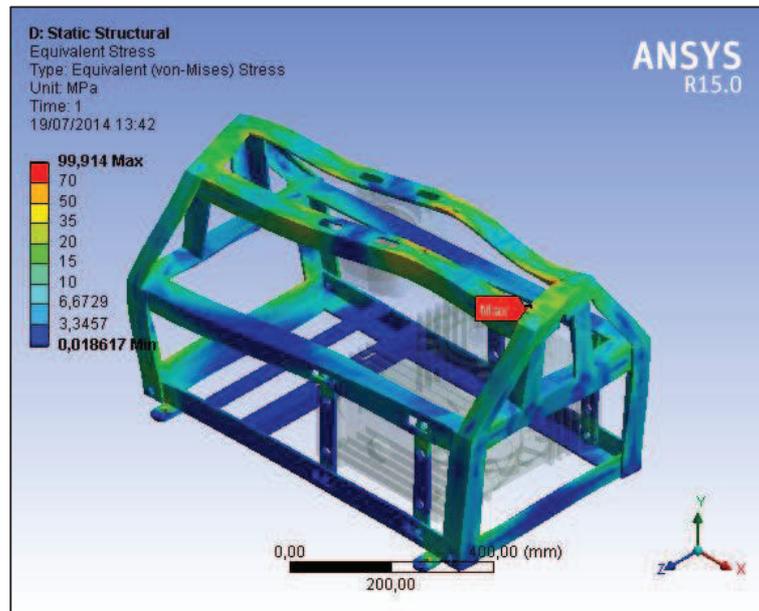
Figura 63 – Deformação na Estrutura com Redução.



Com instalação da redução na estrutura a deformação máxima diminuiu para 0,218 mm (Figura 63), se mantendo satisfatória, mas observa-se um aumento da tensão máxima que chega a aproximadamente 100 MPa (Figura 64), valor que é aceitável pois o limite de escoamento mínimo deste material é de 350 MPa, logo apresenta um coeficiente de

segurança de 3,5. Com relação aos modos de vibração, ao acrescentar a redução à estrutura, percebe-se uma pequena diminuição na frequência natural mínima, que passa a ser de 67,65 Hz (4056 rpm), que também fica acima do valor de rotação do motor.

Figura 64 – Tensão na Estrutura com Redução.



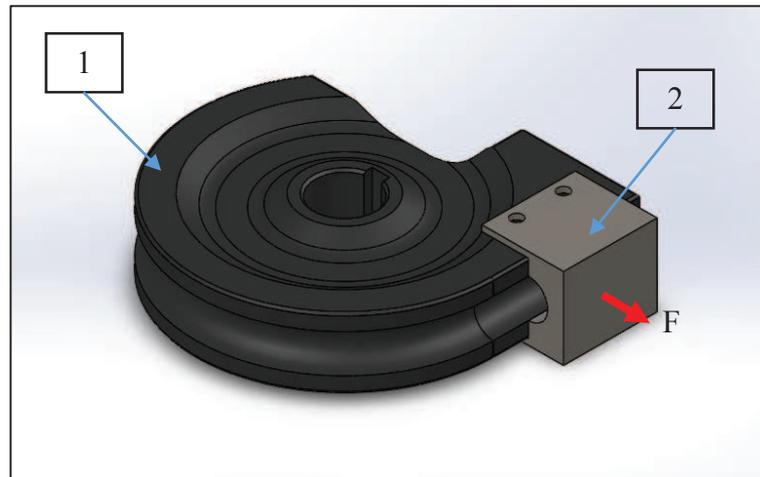
5. DIMENSIONAMENTO DAS MATRIZES

5.1. Matriz Móvel

A matriz móvel é dividida em duas peças conforme mostra a Figura 65. A peça 1 é fundida em ferro fundido cinzento ASTM classe 30 e a peça 2 é feita em aço AISI 1040, pois necessita de maior resistência à tração.

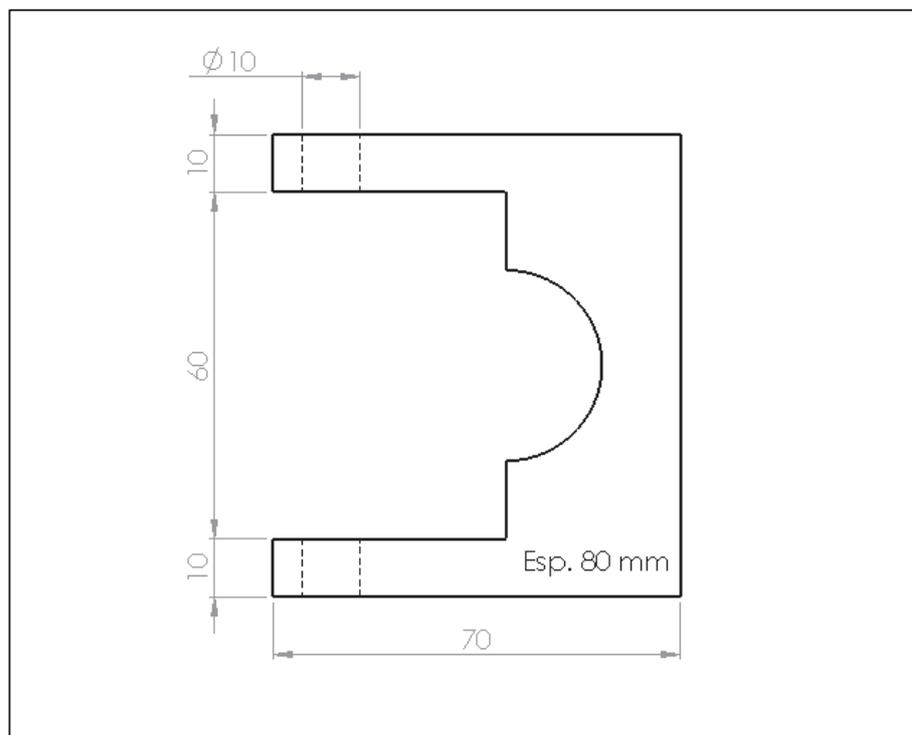
Durante o dobramento do tubo uma força de 23,4 kN, no sentido mostrado na Figura 65 tende a arrancar a peça 2 da 1.

Figura 65 – Matriz Móvel.



As partes mais críticas da peça 2 são a secção onde existem os furos e a diminuição de seção com ângulo reto, esta peça tem as cotas apresentadas na Figura 66.

Figura 66 – Dimensões da Peça 2 da Matriz Móvel.



A tensão média na secção dos furos é:

$$\sigma_{med} = \frac{F}{A} = \frac{(23400 \text{ N})}{(10 \text{ mm})(80 \text{ mm} - 2 \times 10 \text{ mm})} = 39 \text{ MPa}$$

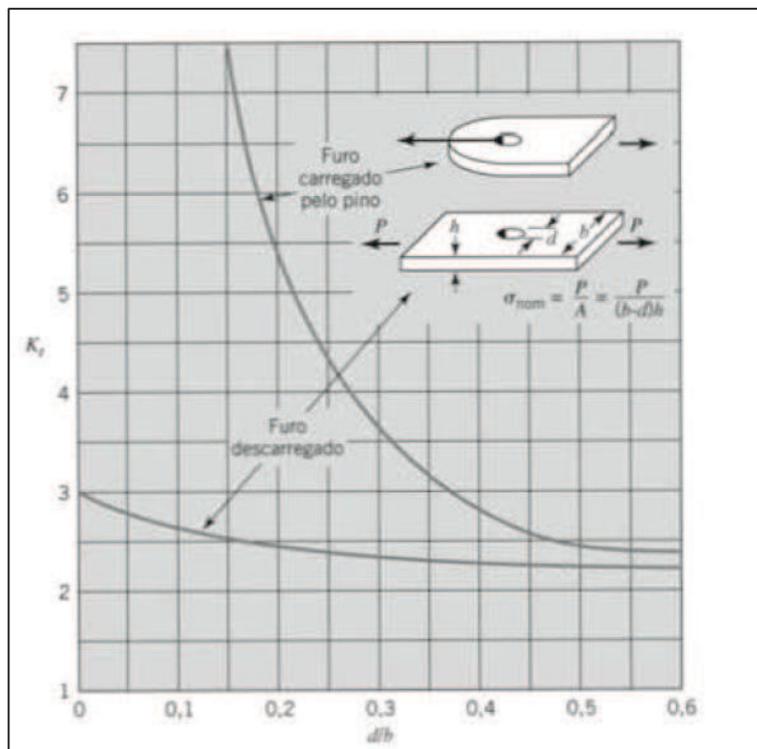
E a tensão máxima, devido à concentração de tensão no furo é:

$$\sigma_{max} = k_t \sigma_{med}$$

Onde k_t é o fator de concentração de tensão, da Figura 67 para $d = 10 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$ e $b = 80 \text{ mm}$, $k_t = 2,6$, então:

$$\sigma_{max} = k_t \sigma_{med} = 2,6(39 \text{ MPa}) = 202,8 \text{ MPa}$$

Figura 67 – Concentração de tensão para placa com furo central.



Fonte: Juvinall (2011), p. 84.

Como este material tem limite de escoamento igual a $S_y = 413,7 \text{ MPa}$, o coeficiente de segurança é:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{413,7 \text{ MPa}}{202,8 \text{ MPa}} = 2$$

Foram feitas análises em elementos finitos para ambas as peças, onde a Figura 68 apresenta os esforços e restrições realizadas. O furo central da matriz foi restringido por um suporte cilíndrico, impedindo o movimento radial, tangencial e axial, e a força F foi aplicada como mostra a figura.

Figura 68 – Configuração da análise em elementos finitos da matriz móvel.

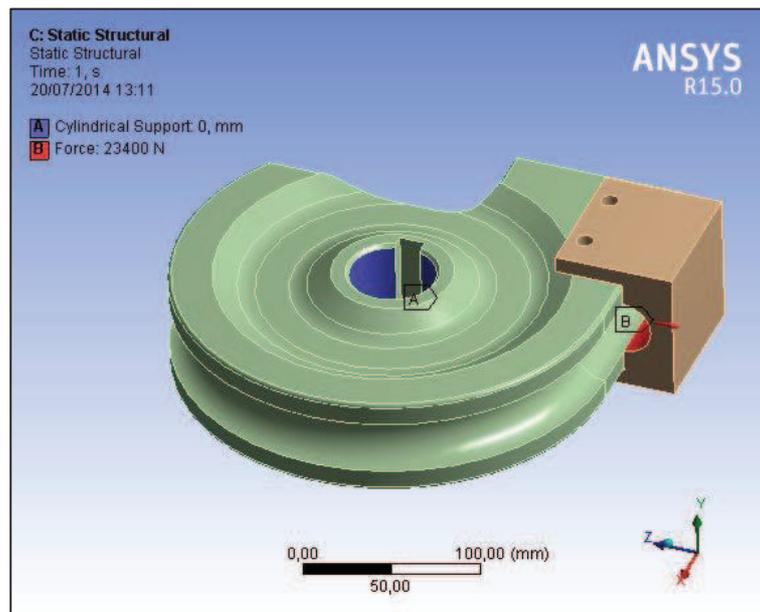
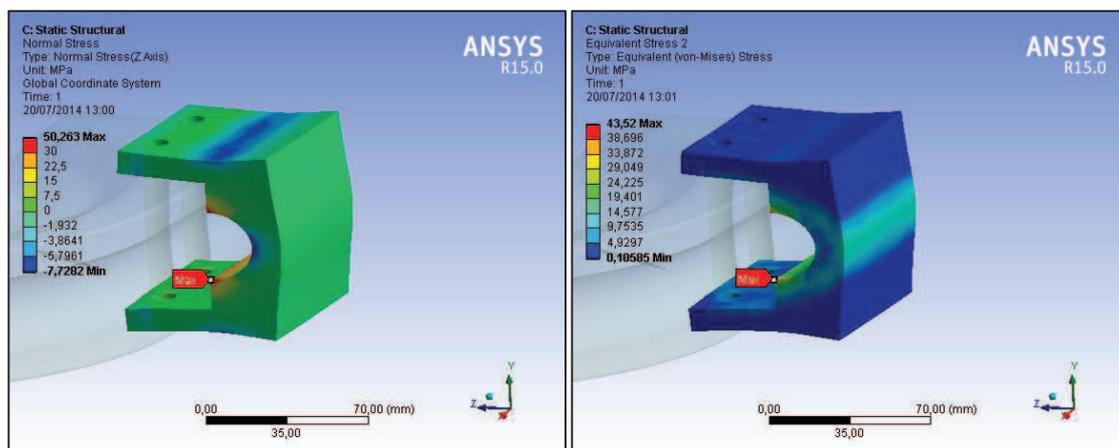


Figura 69 – Tensão normal e von Mises da peça 2 da matriz móvel.



A Figura 69 apresenta os resultados de tensão normal e tensão equivalente segundo o critério de von Mises para a peça 2. Observa-se que a tensão é inferior a tensão obtida

analiticamente. A tensão máxima se dá na mudança de seção mostrada na figura e tem valor de 50,3 MPa (tensão normal).

A peça 1 foi analisada somente em elementos finitos, devido à complexidade de sua geometria. A Figura 70 apresenta os resultados para tensão normal e tensão principal máxima neste componente. Observa-se que a maior tensão de tração é 28,5 MPa e a tensão principal máxima é de 47,8 MPa, ambas inferiores a resistência mecânica do ferro fundido.

Figura 70 – Tensão normal e máxima tensão principal para a peça 1 da matriz móvel.

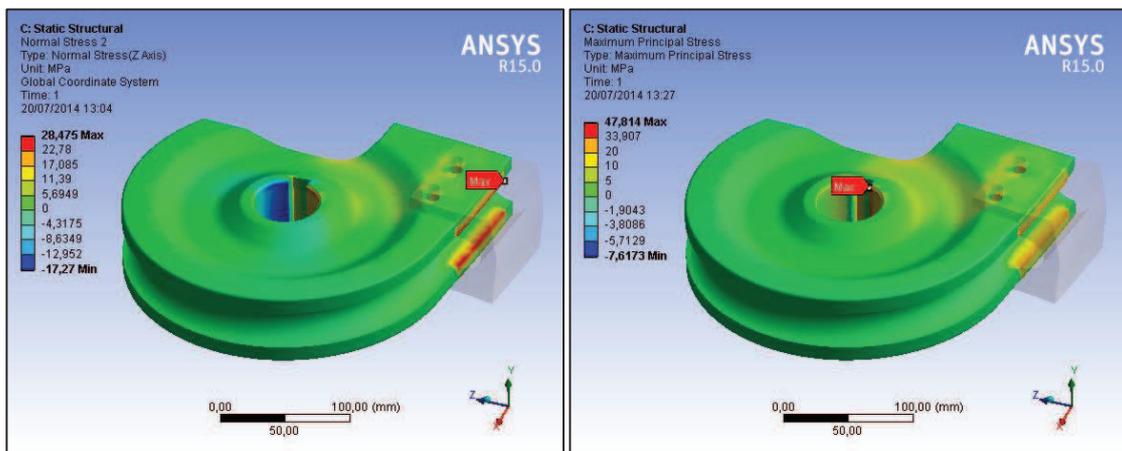
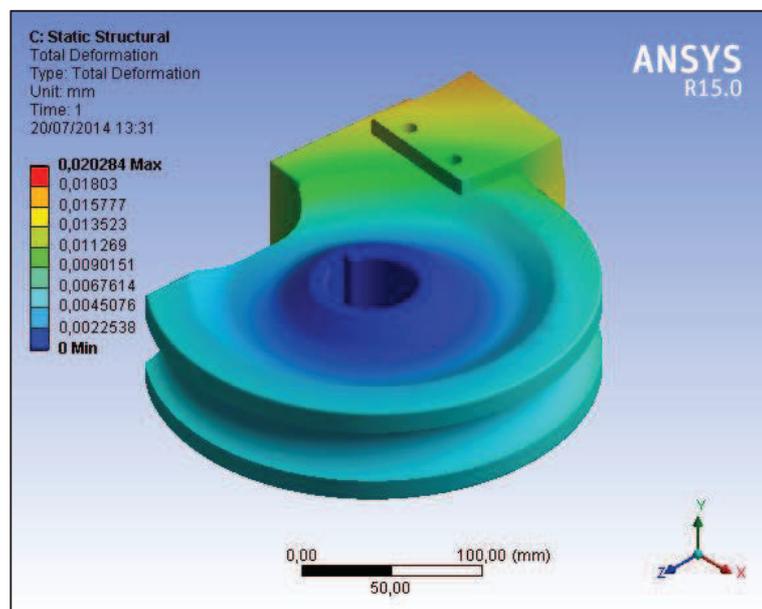


Figura 71 – Deformação total da matriz móvel.



Foi feito uma análise na deformação da matriz, pois uma deformação excessiva poderia comprometer a dobra. A Figura 71 apresenta os resultados da deformação total, observando-se uma deformação pequena, sendo que a máxima chega a 0,02 mm.

5.2. Matriz Fixa

A matriz fixa deve ser capaz de suportar o desgaste gerado pelo alto atrito acarretado pelo deslizamento do tubo. Foi feita uma tabela para calcular a profundidade do desgaste para diversos tipos de materiais, em desgaste adesivo e abrasivo. A equação utilizada para o cálculo foi a Equação (22), utilizando dois valores para o comprimento de contato (80 mm para o início do dobramento e 40 mm) e diversos tipos de aço. Os coeficientes de desgaste foram retirados da Figura 25 (desgaste adesivo) para metais metalurgicamente compatíveis sem lubrificação e da Tabela 2 (desgaste abrasivo) para superfície seca.

Tabela 14 – Profundidade de Desgaste de Diversos Tipos de Aço.

Metal	Dureza (Hb)	Desgaste Adesivo			Desgaste Abrasivo		
		k	d (mm)		k	d (mm)	
			l = 80 mm	l = 40 mm		l = 80 mm	l = 40 mm
Aço AISI 1040 laminado	201	0,001	2,25E-03	2,25E-03	0,01	2,25E-02	2,25E-02
Aço AISI 1040 Temperado e Revenido (205°C)	262	0,001	1,72E-03	1,72E-03	0,01	1,72E-02	1,72E-02
Aço AISI 1050 Temperado e Revenido (205°C)	444	0,001	1,02E-03	1,02E-03	0,01	1,02E-02	1,02E-02
Aço AISI 1060 Normalizado	229	0,001	1,97E-03	1,97E-03	0,01	1,97E-02	1,97E-02
Aço AISI 4340 Normalizado	363	0,001	1,24E-03	1,24E-03	0,01	1,24E-02	1,24E-02
Aço AISI 3140 Normalizado	262	0,001	1,72E-03	1,72E-03	0,01	1,72E-02	1,72E-02
Aço AISI 4340 Temperado e Revenido (315°C)	486	0,001	9,29E-04	9,29E-04	0,01	9,29E-03	9,29E-03

Como já era esperado o aço com maior dureza superficial, AISI 4340 temperado e revenido, obteve a menor profundidade de desgaste, entretanto este é um material especial

e mais caro. O material escolhido para este componente é o aço AISI 1050 temperado e revenido, que apresenta bons resultados ao desgaste e é mais barato e fácil de se obter.

6. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FIXAÇÃO

Para manter uma padronização dos parafusos da máquina, todos os parafusos especificados são normatizados pelo sistema ISO, apresentado na Figura 72 e a Figura 73 apresenta as categorias de resistência para esta norma.

Figura 72 – Diâmetro e Área de Parafusos no Padrão ISO.

Diâmetro maior nominal d	Série de passo grosso			Série de passo fino		
	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_s	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_s
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Fonte: Shigley (2005), p. 388.

Figura 73 – Categorias Métricas de Resistência para Parafusos de Aço.

Categoria da propriedade	Intervalo de tamanho, inclusivo	Resistência mínima a prova ¹ , MPa	Resistência mínima a tração ² , MPa	Resistência mínima ao escoamento ³ , MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo ou médio carbono	4,6
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo ou médio carbono	4,8
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo ou médio carbono	5,8
8,8	M16-M36	600	830	660	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	8,8
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Baixo carbono, martensita Q&T (temperado e revenido)	9,8
10,9	M5-M36	830	1040	940	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	10,9
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	12,9

Fonte: Shigley (2005), p. 406.

6.1. Parafusos do Motor

O motor sofre os esforços apresentados na Figura 74 e, a Figura 75 apresenta os esforços atuantes nos parafusos.

Figura 74 – Esforços no Motor.

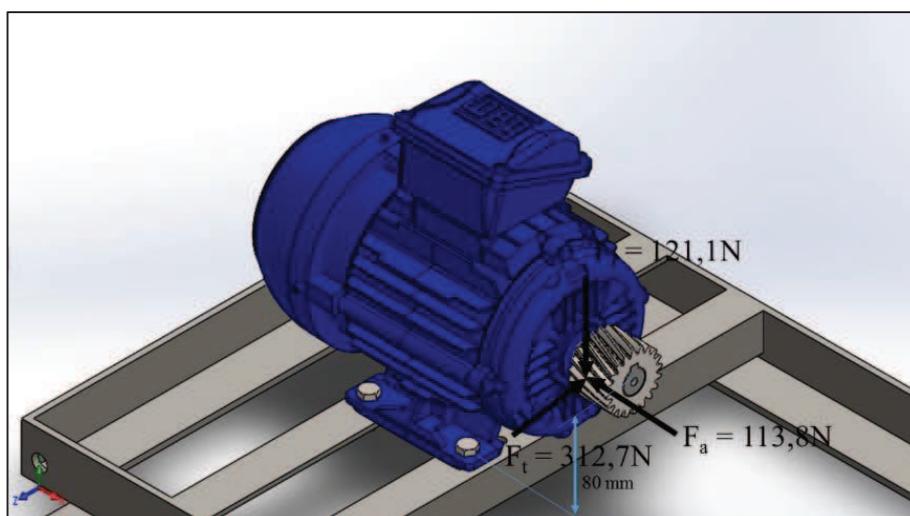
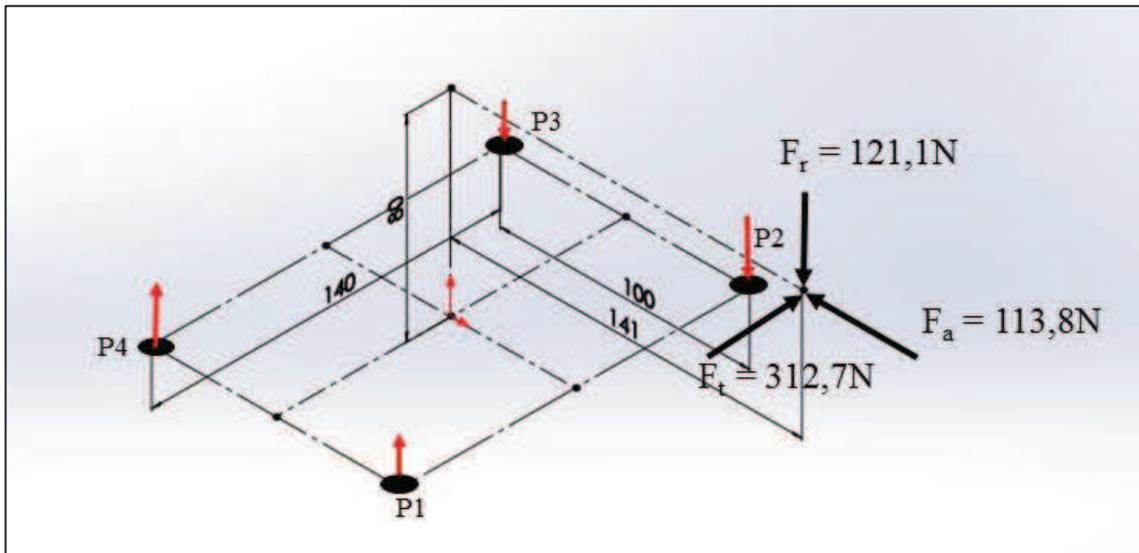


Figura 75 – Esforço Atuante nos Parafusos.



As forças que atuam na engrenagem acarretam em momentos no centro geométrico dos parafusos, assim é possível calcular a força axial atuando em cada parafuso. Assim:

$$P1 = -\frac{(121 \text{ N})(141 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} + \frac{(113,8 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} + \frac{(312,7 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(70 \text{ mm})} = 198,25 \text{ N}$$

$$P2 = -\frac{(121 \text{ N})(141 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} + \frac{(113,8 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} - \frac{(312,7 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(70 \text{ mm})} = -516,55 \text{ N}$$

$$P3 = \frac{(121 \text{ N})(141 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} - \frac{(113,8 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} - \frac{(312,7 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(70 \text{ mm})} = -198,25 \text{ N}$$

$$P4 = \frac{(121 \text{ N})(141 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} - \frac{(113,8 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(50 \text{ mm})} + \frac{(312,7 \text{ N})(80 \text{ mm})}{(70 \text{ mm})} = 516,55$$

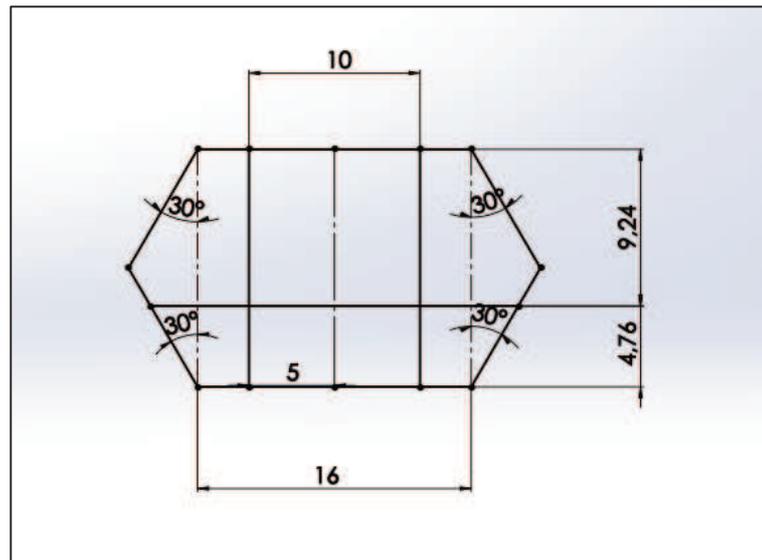
Percebe-se que o parafuso crítico é o parafuso 4, pois apresenta maior tração, portanto será o parafuso de estudo. Como furo para parafuso do motor é de 10 mm, o parafuso selecionado será o parafuso M10 x 1,25 com cabeça sextavada e 25 mm de comprimento, classe 4.6.

A rigidez das peças da junta é dada por:

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{\ln\left(\frac{(1,155t+D-d)(D+d)}{(1,155t+D+d)(D-d)}\right)}$$

Onde o cone de pressão é mostrado na Figura 76.

Figura 76 – Cone de Pressão da União.



Como a carcaça do motor é fabricada em ferro fundido e a estrutura de aço, a rigidez da união é:

$$k_m = \left[\left(\frac{0,5774\pi(100000 \text{ MPa})(10 \text{ mm})}{\ln \frac{(1,155(7 \text{ mm})+16 \text{ mm}-10 \text{ mm})(16 \text{ mm}+10 \text{ mm})}{(1,155(7 \text{ mm})+16 \text{ mm}+10 \text{ mm})(16 \text{ mm}-10 \text{ mm})}} \right)^{-1} + \left(\frac{0,5774\pi(100000 \text{ MPa})(10 \text{ mm})}{\ln \frac{(1,155(2,24 \text{ mm})+24,08 \text{ mm}-10 \text{ mm})(24,08 \text{ mm}+10 \text{ mm})}{(1,155(2,24 \text{ mm})+24,08 \text{ mm}+10 \text{ mm})(24,08 \text{ mm}-10 \text{ mm})}} \right)^{-1} + \left(\frac{0,5774\pi(200000 \text{ MPa})(10 \text{ mm})}{\ln \frac{(1,155(4,76 \text{ mm})+21,5 \text{ mm}-10 \text{ mm})(21,5 \text{ mm}+10 \text{ mm})}{(1,155(4,76 \text{ mm})+21,5 \text{ mm}+10 \text{ mm})(21,5 \text{ mm}-10 \text{ mm})}} \right)^{-1} \right]^{-1} = 2,29 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

A rigidez do parafuso é:

$$k_b = \frac{A_d E}{l} = \frac{(61,2 \text{ mm}^2)(200000 \text{ MPa})}{14 \text{ mm}} = 0,875 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Assim, a constante elástica da junta é:

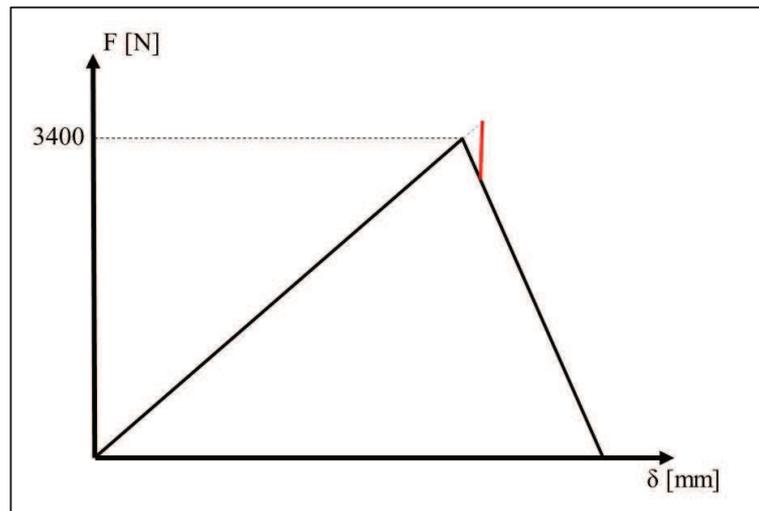
$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0,875 \times 10^6 \text{ N/mm}}{0,875 \times 10^6 \text{ N/mm} + 2,29 \times 10^6 \text{ N/mm}} = 0,276$$

Como a pré-carga para este parafuso é 17 Nm ($F_i = 3400 \text{ N}$), segundo a recomendação da norma ISO 898/1, então o coeficiente de segurança para este parafuso é de:

$$CS_p = \frac{A_t}{CP} \left(S_p - \frac{F_i}{A_t} \right) = \frac{(61,2 \text{ mm}^2)}{0,276(516,55 \text{ N})} \left(225 \text{ MPa} - \frac{3400 \text{ N}}{61,2 \text{ mm}^2} \right) = 72,7$$

Como o coeficiente de segurança está muito alto se pode diminuir o diâmetro do parafuso, porém este parafuso será mantido por questões de padronização na máquina. A Figura 77 apresenta o gráfico força x alongamento desta união.

Figura 77 – Diagrama força x alongamento da junta.



6.2. Parafusos da Redução

A caixa de redução sem-fim/coroa tem esforços devido a força radial (7100 N) e axial (6700 N) da engrenagem e o próprio peso da redução (1250 N, segundo o fabricante), conforme a Figura 78, que acarreta numa força de cisalhamento de $F = 10700$ N, distribuída entre os 8 parafusos que fixam a transmissão.

A transmissão possui furos rosqueados M22 para sua fixação, então deve-se selecionar a classe do parafuso para suportar tal força. Como o esforço nos parafusos é de cisalhamento, para realizar os cálculos de tensão e coeficiente de segurança, se utilizará a menor área do parafuso (equivalente ao diâmetro menor) e a tensão mínima a resistência de prova. O parafuso M22 x 2,5 possui uma área interna de 280 mm^2 , como não é possível alterar o diâmetro do parafuso, a classe será 4.6 ($S_p = 225 \text{ MPa}$). Assim a tensão no parafuso é:

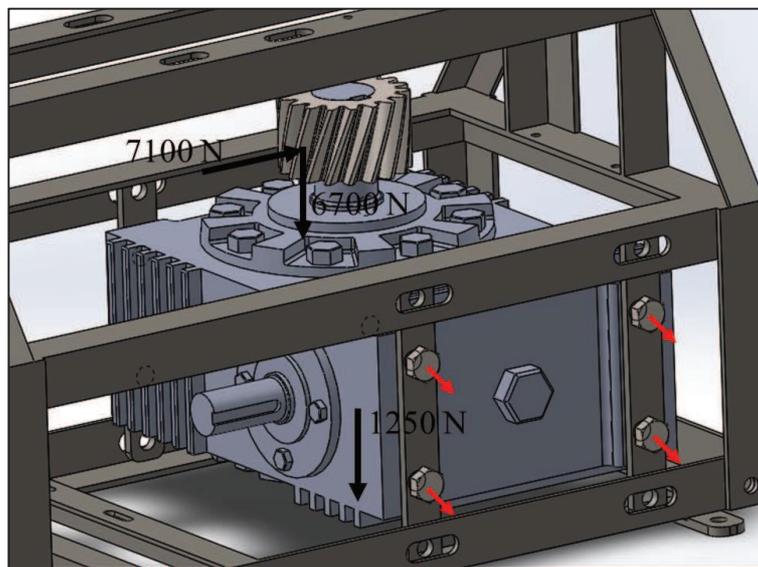
$$\tau_p = \frac{F}{N_p A_r} = \frac{(10700 \text{ N})}{8(280 \text{ mm}^2)} = 4,18 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança é:

$$CS_p = \frac{s_p}{\tau_p} = \frac{225 \text{ MPa}}{4,18 \text{ MPa}} = 47$$

Como já era esperado a tensão foi muito baixa e o coeficiente de segurança muito alto. Isto se dá porque não existe como alterar o diâmetro do parafuso por depender do furo roscado existente na caixa de transmissão.

Figura 78 – Esforços nos Parafusos da Caixa de Redução.



Os parafusos que fixam a estrutura da redução à estrutura da máquina também devem resistir ao mesmo esforço, porém pode-se alterar o diâmetro. Foram selecionados parafusos M10 x 1,25 ($A_r = 56,3 \text{ mm}^2$) classe 4.6 com 25 mm de comprimento, então a tensão nos parafusos e o coeficiente de segurança são:

$$\tau_p = \frac{F}{N_p A_r} = \frac{(10700 \text{ N})}{8(56,3 \text{ mm}^2)} = 23,8 \text{ MPa}$$

$$CS_p = \frac{s_p}{\tau_p} = \frac{225 \text{ MPa}}{23,8 \text{ MPa}} = 9,4$$

Embora este parafuso tem o coeficiente de segurança muito alto, se especificou o diâmetro pensando na padronização de componentes.

6.3. Parafusos da Matriz Móvel

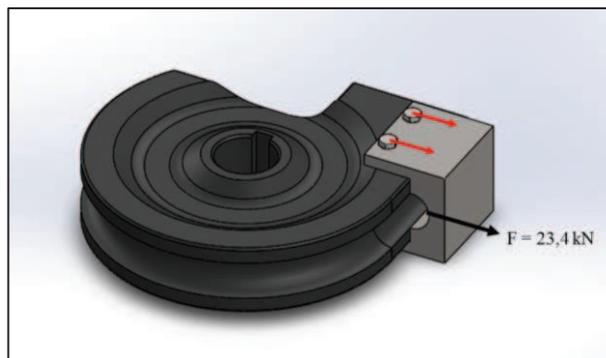
Os parafusos da matriz móvel têm o esforço apresentado na Figura 79, onde a força tem módulo igual a $F = 23,4 \text{ kN}$. O parafuso selecionado para estes componentes é o M10 x 1,25 classe 4.6 com 20 mm de comprimento. Então a tensão cisalhante nos parafusos é igual a:

$$\tau_p = \frac{F}{N_p A_r} = \frac{(23400 \text{ N})}{4(56,3 \text{ mm}^2)} = 103,9 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança é igual a:

$$CS_p = \frac{S_p}{\tau_p} = \frac{225 \text{ MPa}}{103,9 \text{ MPa}} = 2,17$$

Figura 79 – Esforço dos Parafusos da Matriz Móvel.



6.4. Parafusos do Mancal da Matriz Móvel

Estes parafusos têm os esforços mostrados na Figura 80, onde o esforço cortante tem módulo de $F_c = 8,7 \text{ kN}$ e o esforço axial de tração tem módulo $F_n = 6,7 \text{ kN}$. O parafuso selecionado será o M10 x 1,25 classe 4.6 com 20 mm de comprimento.

A tensão de cisalhamento em cada um destes parafusos é de:

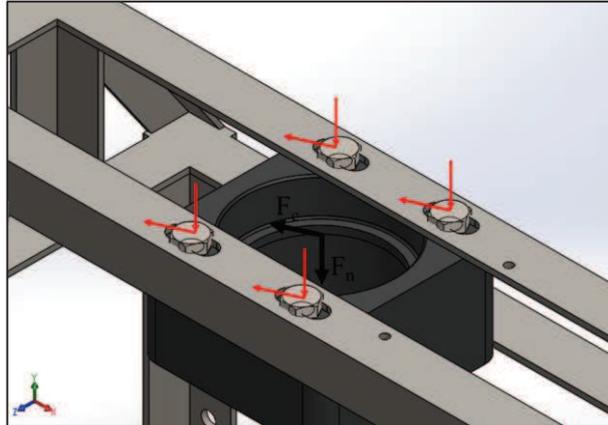
$$\tau_p = \frac{F}{N_p A_r} = \frac{(8700 \text{ N})}{4(56,3 \text{ mm}^2)} = 38,56 \text{ MPa}$$

E o coeficiente de segurança:

$$CS_p = \frac{s_p}{\tau_p} = \frac{225 \text{ MPa}}{38,63 \text{ MPa}} = 5,8$$

O coeficiente de segurança é alto, porém o parafuso também sofre esforços de tração.

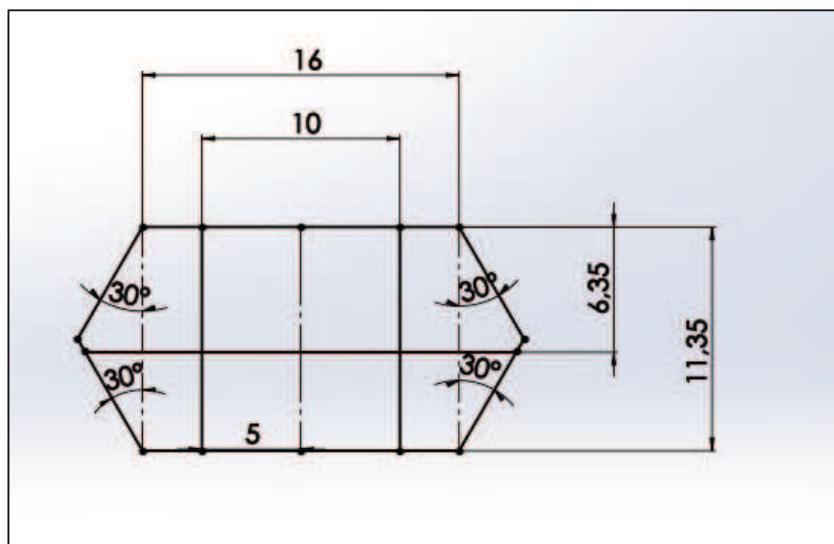
Figura 80 – Esforço nos parafusos do mancal da matriz móvel.



A rigidez do parafuso é:

$$k_b = \frac{A_d E}{l} = \frac{(61,2 \text{ mm}^2)(200000 \text{ MPa})}{20 \text{ mm}} = 0,612 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Figura 81 – Cone de Pressão da União.



Como o mancal é fabricado em ferro fundido e a estrutura de aço, e o comprimento efetivo da junta é de 11,35 mm. O cone de pressão é apresentado na Figura 81, e a rigidez da junta é:

$$k_m = \frac{0,5774\pi E d}{\ln\left(\frac{(1,155t+D-d)(D+d)}{(1,155t+D+d)(D-d)}\right)} = \left[\left(\frac{0,5774\pi(200000 \text{ MPa})(10 \text{ mm})}{\ln\left(\frac{(1,155(6,35 \text{ mm})+16 \text{ mm}-10 \text{ mm})(16 \text{ mm}+10 \text{ mm})}{(1,155(6,35 \text{ mm})+16 \text{ mm}+10 \text{ mm})(16 \text{ mm}-10 \text{ mm})}\right)} \right)^{-1} + \left(\frac{0,5774\pi(100000 \text{ MPa})(10 \text{ mm})}{\ln\left(\frac{(1,155(5,675 \text{ mm})+19,27 \text{ mm}-10 \text{ mm})(19,27 \text{ mm}+10 \text{ mm})}{(1,155(5,675 \text{ mm})+19,27 \text{ mm}+10 \text{ mm})(19,27 \text{ mm}-10 \text{ mm})}\right)} \right)^{-1} \right]^{-1} = 2,98 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Assim, a constante elástica da junta é:

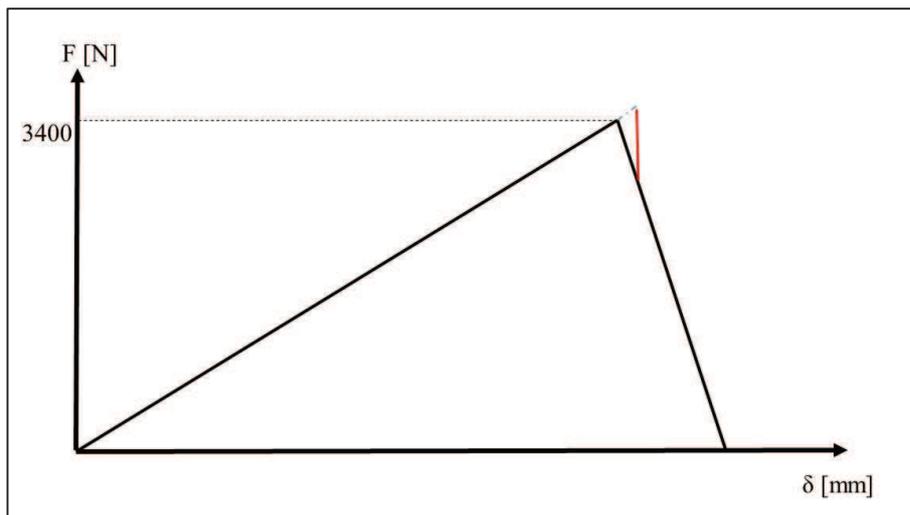
$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0,612 \times 10^6 \text{ N/mm}}{0,612 \times 10^6 \text{ N/mm} + 2,98 \times 10^6 \text{ N/mm}} = 0,17$$

Como a pré-carga para este parafuso é 17 Nm ($F_i = 3400 \text{ N}$), então o coeficiente de segurança para este parafuso é de:

$$CS_p = \frac{N_p A_t}{C P} \left(S_p - \frac{F_i}{A_t} \right) = \frac{4(61,2 \text{ mm}^2)}{0,17(6700 \text{ N})} \left(225 \text{ MPa} - \frac{3400 \text{ N}}{61,2 \text{ mm}^2} \right) = 36$$

O gráfico força x alongamento da união é apresentado na Figura 82.

Figura 82 – Gráfico Força x Alongamento da União.



6.5. Parafusos do Mancal da Matriz Fixa

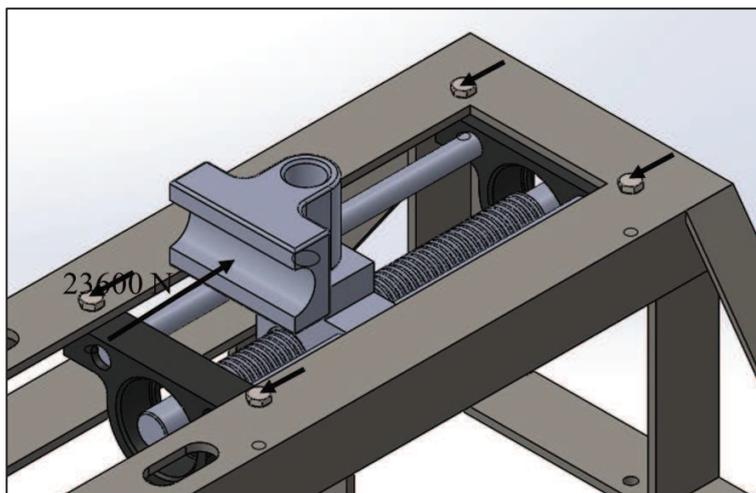
A principal força atuando nos parafusos do mancal da matriz fixa é uma força cisalhante devido à realização da dobra, conforme ilustra a Figura 83. A força total devido ao dobramento é de 23600 N, distribuída entre os quatro parafusos.

Os parafusos selecionados são M10 x 1,25 classe 4.6 com 20 mm de comprimento, que apresentam resistência mínima de prova de $S_p = 225$ MPa e área $A_r = 56,3$ mm², então a tensão de cisalhamento e o coeficiente de segurança são respectivamente:

$$\tau_p = \frac{F}{N_p A_r} = \frac{(23600 \text{ N})}{4(56,3 \text{ mm}^2)} = 102,1 \text{ MPa}$$

$$CS_p = \frac{S_p}{\tau_p} = \frac{225 \text{ MPa}}{102,1 \text{ MPa}} = 3$$

Figura 83 – Esforços nos Parafusos do Mancal da Matriz Fixa.



6.6. Parafusos da Estrutura

Observando as Figura 62 e Figura 64 nota-se que a tensão no local dos parafusos apresenta pequena magnitude o que indica que os parafusos também não sofrerão uma tensão alta. Desta forma visando manter uma padronização os parafusos especificados para a montagem da estrutura são M10 x 1,25 classe 4.6 com 25 mm de comprimento.

7. SELEÇÃO DOS MANCAIS

7.1. Mancal da Matriz Móvel

O mancal da matriz móvel será um mancal de rolamento, com dois rolamentos, onde um deles deve ser capaz de suportar carga axial.

O rolamento A deve suportar as cargas de $A_R = 20,15$ kN e $A_A = 6,7$ kN. O diâmetro mínimo do eixo deve ser de 50 mm. O rolamento selecionado é um rolamento com duas carreiras de esferas de contato angular, pois apresenta excelente performance tanto a esforços radiais quanto axiais. A Tabela 15 apresenta dados geométricos e a capacidade de carga dos rolamentos, extraídos do catálogo da NSK.

Onde C_r e C_{0r} são as capacidades dinâmica e estática, respectivamente, do rolamento. A carga dinâmica equivalente (P) e a carga estática equivalente (P_0), para este tipo de rolamento, são:

$$P = F_r + 0,92F_a = 26300 \text{ N}$$

$$P_0 = F_r + 0,76F_a = 25300 \text{ N}$$

Tabela 15 – Dados dos Rolamentos A.

Características	Rolamentos	
	5211	5311
d [mm]	55	55
D [mm]	110	120
B [mm]	33,3	49,2
r [mm]	1,5	2
C_r [N]	56000	95000
C_{0r} [N]	49000	73000

Adaptado de NSK.

Logo percebe-se que o rolamento que melhor satisfaz as cargas equivalentes é o 5211, pois $C_r > P$ e $C_{0r} > P_0$ e suas dimensões são pequenas em relação à outra opção.

O rolamento B deve suportar a carga $B_R = 43,23$ kN e seu eixo deve ter diâmetro mínimo de 45,23 mm. Será especificado um rolamento de esferas de contato angular, pois

apresenta um bom desempenho em cargas radiais. A Tabela 16 apresenta dados dos possíveis rolamentos.

Para este tipo rolamento, a carga dinâmica e a estática são iguais a:

$$P = F_r = 43230 \text{ N}$$

$$P_0 = F_r = 43230 \text{ N}$$

Tabela 16 – Dados Rolamento B.

Características	Rolamentos			
	7211 B	7215 BEA	7211 C	7311 A
d [mm]	55	55	55	55
D [mm]	100	100	100	120
B [mm]	21	21	21	39
C_r [N]	46500	51500	53000	96000
C_{0r} [N]	36000	37000	40000	61500

Adaptado de NSK.

Portanto o rolamento que melhor se adequa a esta carga é o rolamento 7211 C.

7.2. Mancal do Fuso

Os mancais do fuso também serão de rolamento e devem suportar as cargas $R_r = 7,1$ kN e $R_a = 11,7$ kN, e o diâmetro mínimo do eixo é de 15 mm. Será utilizado rolamento com duas carreiras de esferas de contato angular devido à excelente performance em cargas combinadas.

A Tabela 17 apresenta os dados geométricos e de capacidade de carga de possíveis rolamentos.

Como neste caso $R_a > R_r$, de acordo com o catálogo de rolamentos da NSK a carga equivalente é:

$$P = 0,67F_r + 1,41F_a = 21254 \text{ N}$$

$$P_0 = F_r + 0,76F_a = 15992 \text{ N}$$

Percebe-se que o único rolamento que suporta os esforços é o 5305, portanto será necessário reprojeter o fuso para que seja possível utilizar este rolamento.

Tabela 17 – Tabela de Dados dos Rolamentos do Mancal do Fuso.

Características	Rolamentos				
	5202	5302	5303	5304	5305
d [mm]	15	15	17	20	25
D [mm]	35	42	47	52	62
B [mm]	15,9	19	22,2	22,2	25,4
C_r [N]	11700	17600	21000	24600	32500
C_{or} [N]	7050	10200	12600	15000	20700

Adaptado de NKS.

8. PROJETOS DE OUTROS COMPONENTES

8.1. Projetos das Chavetas

Todas as engrenagens são fixadas nos eixos através de chavetas. Todas as chavetas devem ser de um material dúctil, pois, além de restringir o movimento relativo entre a engrenagem e seu eixo, tem a função de secundária de ser um elemento de segurança (semelhante a um fusível) de modo que quando o torque for excessivo ela falhe evitando danos ao eixo ou à engrenagem. As dimensões de chavetas são padronizadas de acordo com o diâmetro do eixo, conforme mostrado na Figura 84. A seguir são dimensionadas as chavetas para as engrenagens A, B, C e D e para a matriz móvel.

Todas as chavetas são de aço AISI 1020 laminado que tem limite de escoamento de $S_y = 330,9 \text{ MPa}$. O coeficiente de segurança usado para dimensionar as chavetas é igual a $CS_c = 2$. A tensão de cisalhamento na chaveta é:

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{T/r}{lw} = \frac{\sqrt{3}S_y}{CS_c}$$

Onde T é o torque no eixo, r é o raio do eixo, l é o comprimento da chaveta, w é a largura da chaveta. O termo $\sqrt{3}$ vem do critério de falha por von Mises. Então o comprimento da chaveta deve ser:

$$l = \frac{TCS_C}{rw\sqrt{3}S_y}$$

Figura 84 – Dimensões padronizadas para chavetas em polegada.

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		
Acima	Até (inclusive)	w	h	Profundidade de rasgo de chaveta
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fonte: Shigley (2005), p. 429.

8.1.1. Chaveta Engrenagem A

O eixo da engrenagem A tem o diâmetro igual a 24 mm (0,94 in) e necessita transmitir um torque de 8,26 Nm. Para este eixo a chaveta deve ter $w = \frac{1}{4}$ in (6,35 mm), logo o comprimento desta chaveta deve ser:

$$l = \frac{TCS_C}{rwS_y} = \frac{(8,26 \text{ Nm})^2}{(12 \text{ mm})(6,35 \text{ mm})\sqrt{3}(330,9 \text{ MPa})} = 0,4 \text{ mm}$$

O valor encontrado para o comprimento da chaveta é muito pequeno, o que já era esperado, pois o torque neste eixo é muito pequeno. Não há possibilidade de se fazer uma chaveta com 0,4 mm de comprimento, portanto o comprimento da chaveta será 20 mm (o comprimento da engrenagem), assim a chaveta perde o papel de elemento de segurança.

8.1.2. Chaveta Engrenagem B

O eixo da engrenagem B tem 42 mm (1,65 in) e transmite um torque de 33,02 Nm, a chaveta para este eixo deve ter $w = 3/8$ in (9,525 mm) e $h = 3/8$ in, então o comprimento desta chaveta deve ser:

$$l = \frac{TCS_C}{rwS_y} = \frac{(33,02 \text{ Nm})^2}{(21 \text{ mm})(9,525 \text{ mm})\sqrt{3}(330,9 \text{ MPa})} = 0,6 \text{ mm}$$

Nota-se novamente o pequeno comprimento da chaveta devido ao baixo torque, logo o comprimento da chaveta será de 20 mm, assim esta chaveta perde a função de elemento de segurança e atua apenas como um elemento de restrição.

8.1.3. Chaveta Engrenagem C

O eixo desta engrenagem transmite um torque de 990,73 Nm e tem 60 mm (2,36 in) de diâmetro, logo a chaveta para este eixo deve ter $w = 5/8$ in (15,875 mm) e $h = 5/8$ in, portanto o comprimento da chaveta é igual a:

$$l = \frac{TCS_C}{rwS_y} = \frac{(990,73 \text{ Nm})^2}{(30 \text{ mm})(15,875 \text{ mm})\sqrt{3}(330,9 \text{ MPa})} = 7,3 \text{ mm}$$

Como comprimento é pequeno, a chaveta terá um comprimento de 20 mm, novamente a chaveta atua apenas como elemento de restrição.

8.1.4. Chaveta Engrenagem D

O eixo da engrenagem B tem 50 mm (1,85 in) e transmite um torque de 3000 Nm, a chaveta para este eixo deve ter $w = \frac{1}{2}$ in (12,7 mm) e $h = \frac{1}{2}$ in. Então o comprimento desta chaveta deve ser:

$$l = \frac{TCSc}{rwS_y} = \frac{(3000 \text{ Nm})^2}{(25 \text{ mm})(12,7 \text{ mm})\sqrt{3}(330,9 \text{ MPa})} = 32,9 \text{ mm}$$

Portanto o comprimento da chaveta da engrenagem D deve ser de 33 mm.

8.1.5. Chaveta Matriz Móvel

O eixo da matriz móvel tem 54 mm (1,89 in) de diâmetro e transmite um torque de 3000 Nm. Novamente a chaveta para este eixo deve ter $w = \frac{1}{2}$ in (12,7 mm) e $h = \frac{1}{2}$ in. Logo seu comprimento é:

$$l = \frac{TCSc}{rwS_y} = \frac{(3000 \text{ Nm})^2}{(27 \text{ mm})(12,7 \text{ mm})\sqrt{3}(330,9 \text{ MPa})} = 30,5 \text{ mm}$$

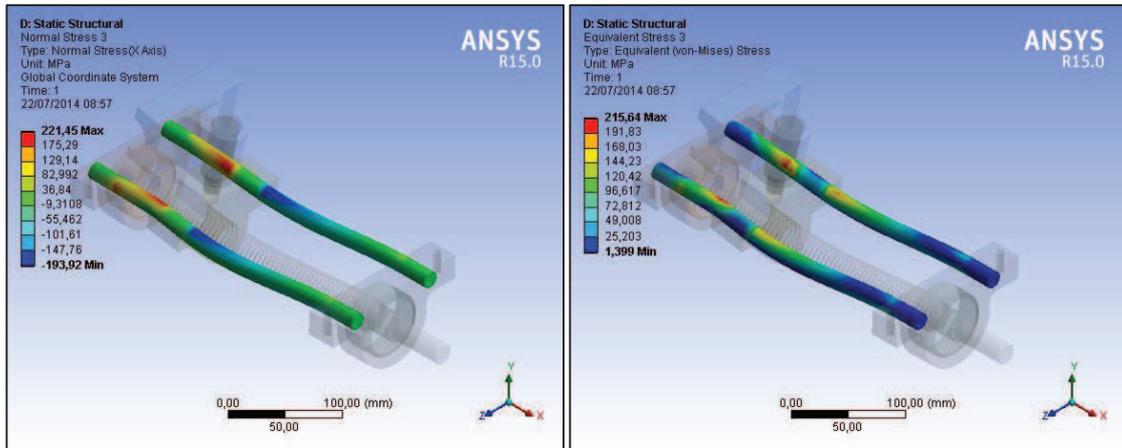
Portanto, seu comprimento será de 31 mm.

8.2. Pino Guia do Fuso

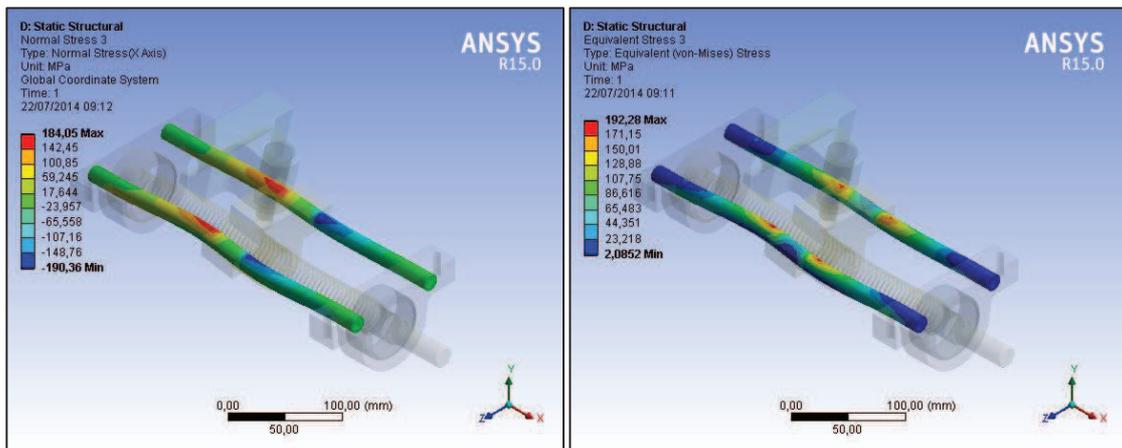
Existem dois pinos guia para o suporte da matriz fixa, que tem o papel de dar rigidez ao sistema desta matriz. Os pinos serão feitos de aço AISI 1060 temperado e revenido à 425 °C, que tem limite de escoamento $S_y = 756$ MPa e dureza superficial igual a 311 HB. Este material foi escolhido devido a sua grande resistência e dureza elevada. Estes pinos foram analisados em elementos finitos e os resultados de tensão normal e von Mises são apresentados na Figura 85.

Observa-se que a máxima tensão no pino, segundo o critério de von Mises é 277,2 MPa, que equivale a um coeficiente de segurança de 2,7, portanto o material satisfaz bem o requisito de segurança.

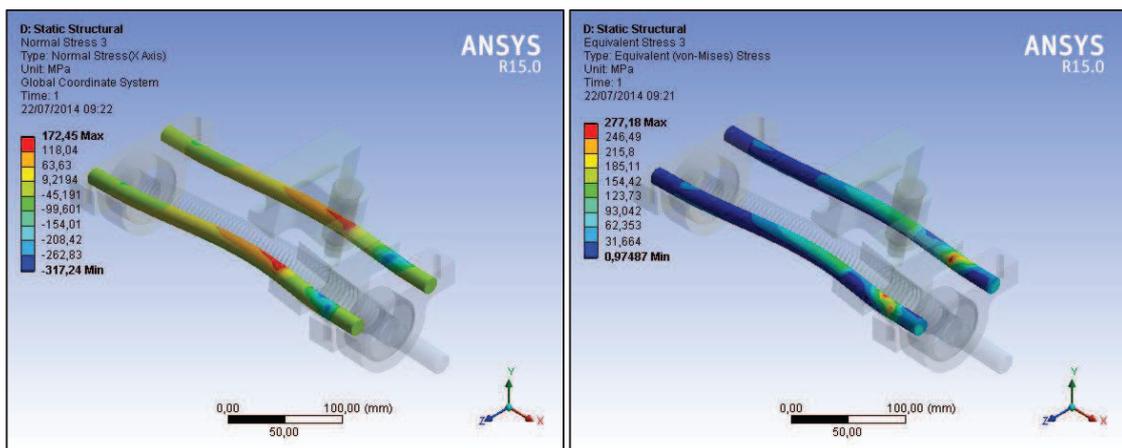
Figura 85 – Tensão Normal e von Mises Para o Pino Guia, com a Matriz Fixa em Diversas Posições.



(a) Matriz Móvel no Lado Direito do Fuso.



(b) Matriz Móvel no Centro do Fuso.



(c) Matriz Móvel no Lado Esquerdo do Fuso.

8.3. Pino da Matriz Fixa

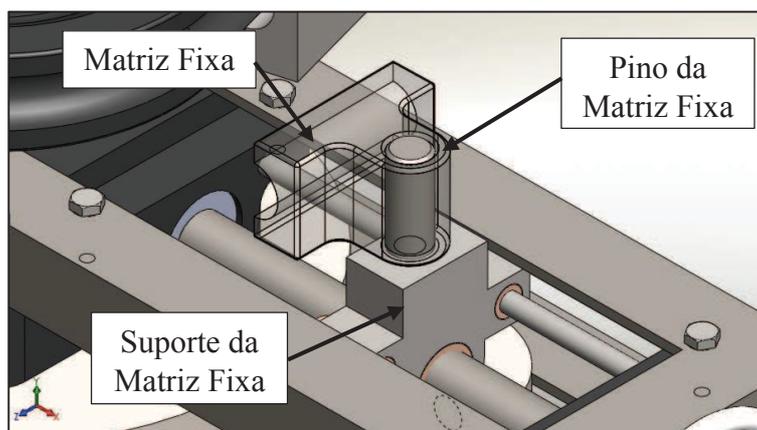
O pino da matriz fixa é o componente que permite o movimento rotativo desta matriz, conforme ilustra a Figura 86.

O pino da matriz fixa é parafusado no suporte da matriz e tem um esforço de cisalhamento de 23400 N. Assim, definindo que seja fabricado em aço AISI 1040 ($S_y = 413,7$ MPa), o menor diâmetro possível para este eixo é de:

$$d = \sqrt{\frac{4\sqrt{3}FCS}{\pi S_y}} = \sqrt{\frac{4 \times \sqrt{3} \times 2(23400 \text{ N})}{\pi(413,7 \text{ MPa})}} = 15,79 \text{ mm}$$

Optando pelo lado da segurança, a rosca que fixa o pino no suporte da matriz será M20 x 1,5, que equivale a um diâmetro interno de aproximadamente 16 mm.

Figura 86 – Pino da Matriz Fixa.



8.4. Buchas do Fuso e do Pino da Matriz Fixa

Para aumentar a vida útil dos pinos da matriz fixa e do fuso é necessário que o outro componente de contato seja feito de um material mais dúctil, ou seja, um material de sacrifício. Assim, foram escolhidas buchas para o fuso e o pino da matriz fixa em liga de bronze ao magnésio (C86200) devido à alta resistência deste material ($S_y = 331$ MPa, $S_{ut} = 655$ MPa), pois estes componentes sofrem um esforço considerável.

APÊNDICE B – Programa da Máquina para Arduino

```
/*  
Programa para máquina de dobrar tubos  
Trabalho de conclusão de curso  
Igor Fernando Basso  
*/  
#include <LiquidCrystal.h>  
LiquidCrystal lcd(3, 5, 9, 10, 11, 12);  
const int botaoangulo = 19;  
const int botaoconfirma = 18;  
const int motor = 15;  
const int botao = 17;  
const int sensor = 16;  
void setup()  
{  
  pinMode(botaoangulo, INPUT);  
  pinMode(botaoconfirma, INPUT);  
  pinMode(botao,INPUT);  
  pinMode(sensor,INPUT);  
  pinMode(motor,OUTPUT);  
  lcd.begin(16, 2);  
}  
void loop()  
{  
  digitalWrite(motor,HIGH);  
  int centena = 0;  
  int dezena = 0;  
  int unidade = 0;  
  int confirma = 0;
```

```
int angulo = 0;
lcd.clear();
lcd.print("Informe Angulo");
confirma = digitalRead(botaoconfirma);
int i = 0;
while( confirma == HIGH)
{
  lcd.clear();
  lcd.print("Informe Angulo");
  lcd.setCursor(6, 1);
  lcd.print(i);
  angulo = digitalRead(botaoangulo);
  confirma = digitalRead(botaoconfirma);
  if(angulo == LOW)
  {
    i++;
    lcd.setCursor(6, 1);
    lcd.print(i);
  }
  else
  {
    i=i;
  }
  if(i > 1)
  {
    i=0;
    lcd.clear();
    lcd.print("Valor Invalido");
    delay(1000);
  }
}
```

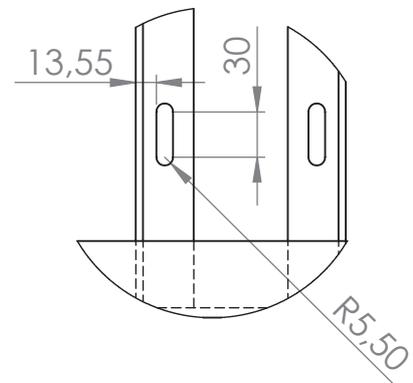
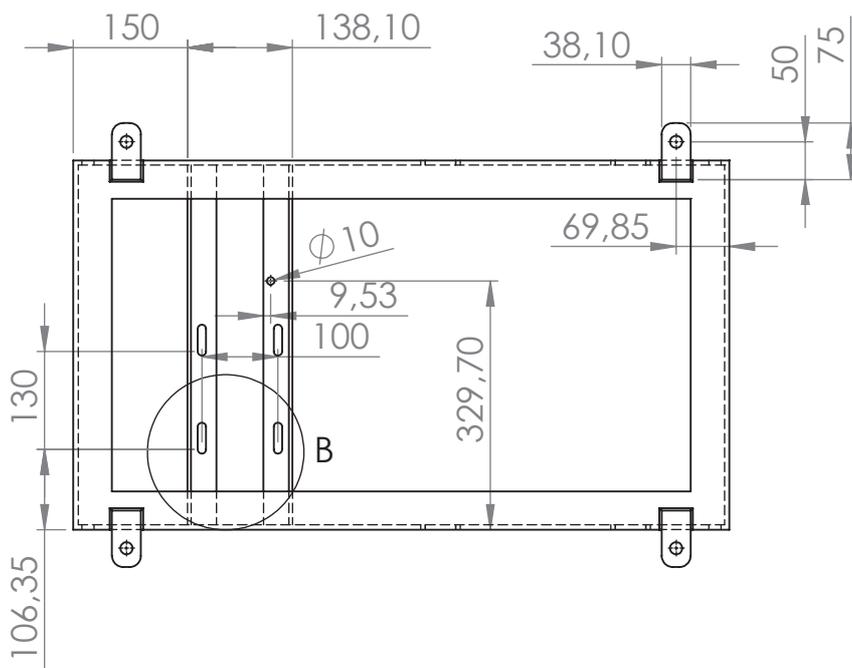
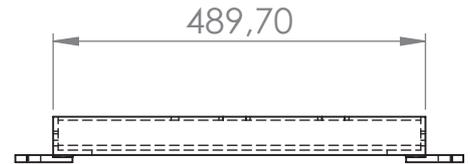
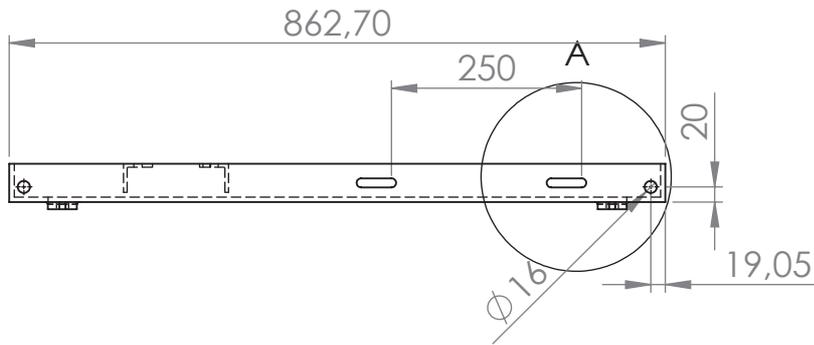
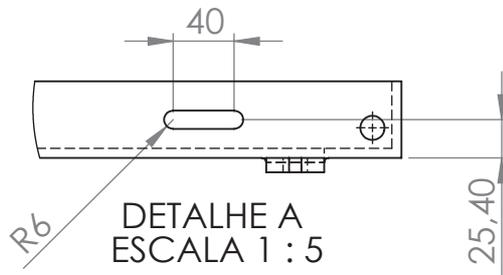
```
delay(220);
}
int j = 0;
confirma = digitalRead(botaoconfirma);
while(confirma == HIGH)
{
  lcd.clear();
  lcd.print("Informe Angulo");
  lcd.setCursor(6, 1);
  lcd.print(i);
  lcd.setCursor(7,1);
  lcd.print(j);
  angulo = digitalRead(botaoangulo);
  confirma = digitalRead(botaoconfirma);
  if(angulo == LOW)
  {
    j++;
    lcd.setCursor(7, 1);
    lcd.print(j);
  }
  else
  {
    j=j;
  }
  if(j > 9)
  {
    j=0;
    lcd.clear();
    lcd.print("Valor Invalido");
    delay(1000);
```

```
}  
delay(220);  
}  
int k = 0;  
confirma = digitalRead(botaoconfirma);  
while(confirma == HIGH)  
{  
  lcd.clear();  
  lcd.print("Informe Angulo");  
  lcd.setCursor(6, 1);  
  lcd.print(i);  
  lcd.setCursor(7,1);  
  lcd.print(j);  
  lcd.setCursor(8,1);  
  lcd.print(k);  
  angulo = digitalRead(botaoangulo);  
  confirma = digitalRead(botaoconfirma);  
  if(angulo == LOW)  
  {  
    k++;  
    lcd.setCursor(8, 1);  
    lcd.print(k);  
  }  
  else  
  {  
    k=k;  
  }  
  if(j > 9)  
  {  
    k=0;
```

```
    lcd.clear();
    lcd.print("Valor Invalido");
    delay(1000);
}
delay(220);
}
centena = i*100;
dezena = j*10;
unidade = k;
int angulodobra = centena+dezena+unidade;
lcd.clear();
lcd.print("Angulo de Dobra");
lcd.setCursor(1,1);
lcd.print(angulodobra);
delay(1000);
int sinalsensor = 360*angulodobra;
lcd.clear();
lcd.print("Aperte Enter");
lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("Iniciar Dobra");
int x = 0;
int t = 0;
int z = 0;
do
{
    x = digitalRead(botao);
}
while(x == HIGH);
if(x == LOW)
{
```

```
digitalWrite(motor,LOW);
do
{
  z = digitalRead(sensor);
  if(z == HIGH)
  {
    t++;
  }
  else
  {
    z=0;
  }
  delay(1);
}
while(t < angulodobra);
digitalWrite(motor,HIGH);
}
lcd.clear();
lcd.print("Fim");
delay(5000);
}
```

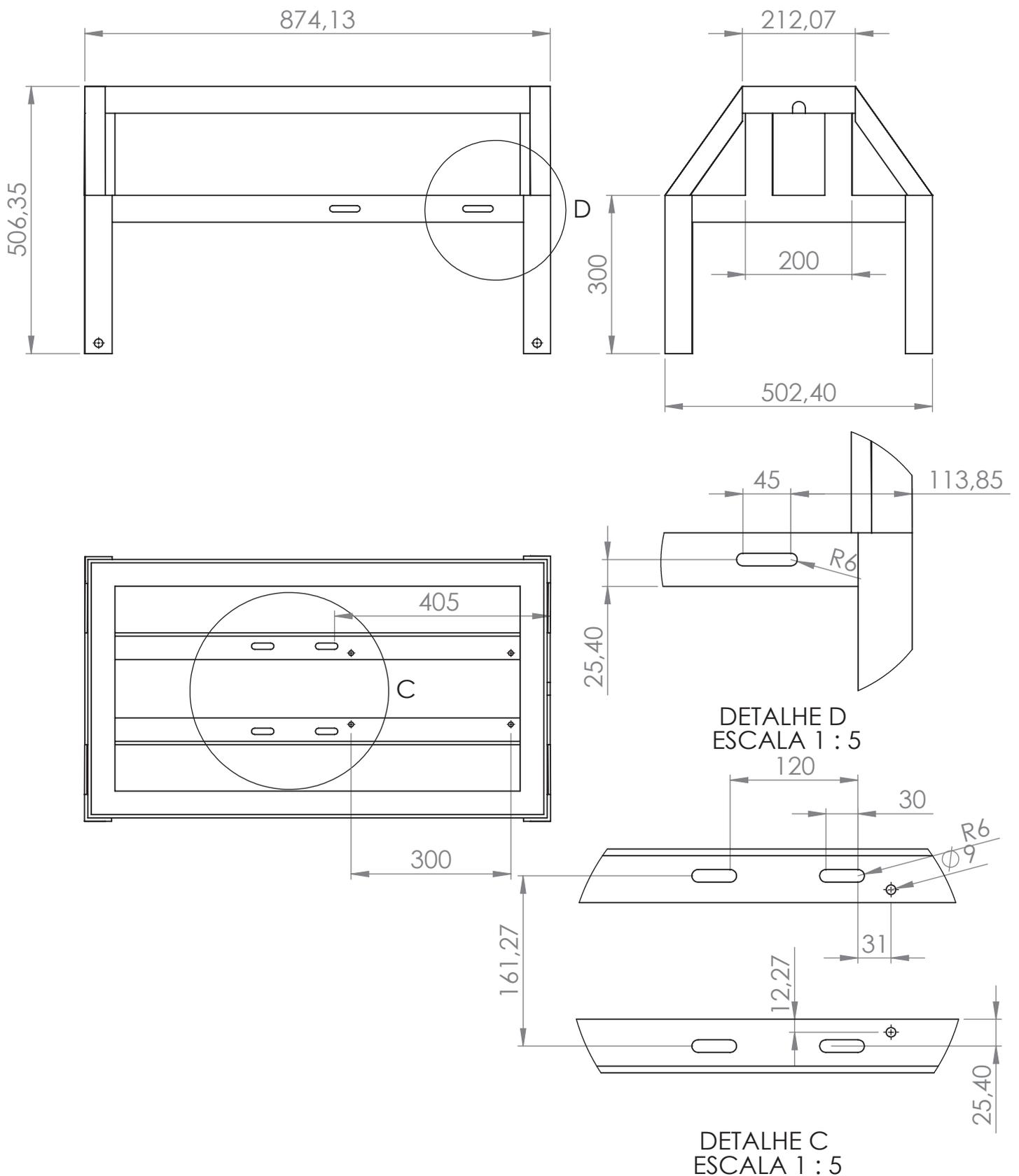
APÊNDICE C – Desenhos Técnicos



DETALHE B
ESCALA 1 : 5

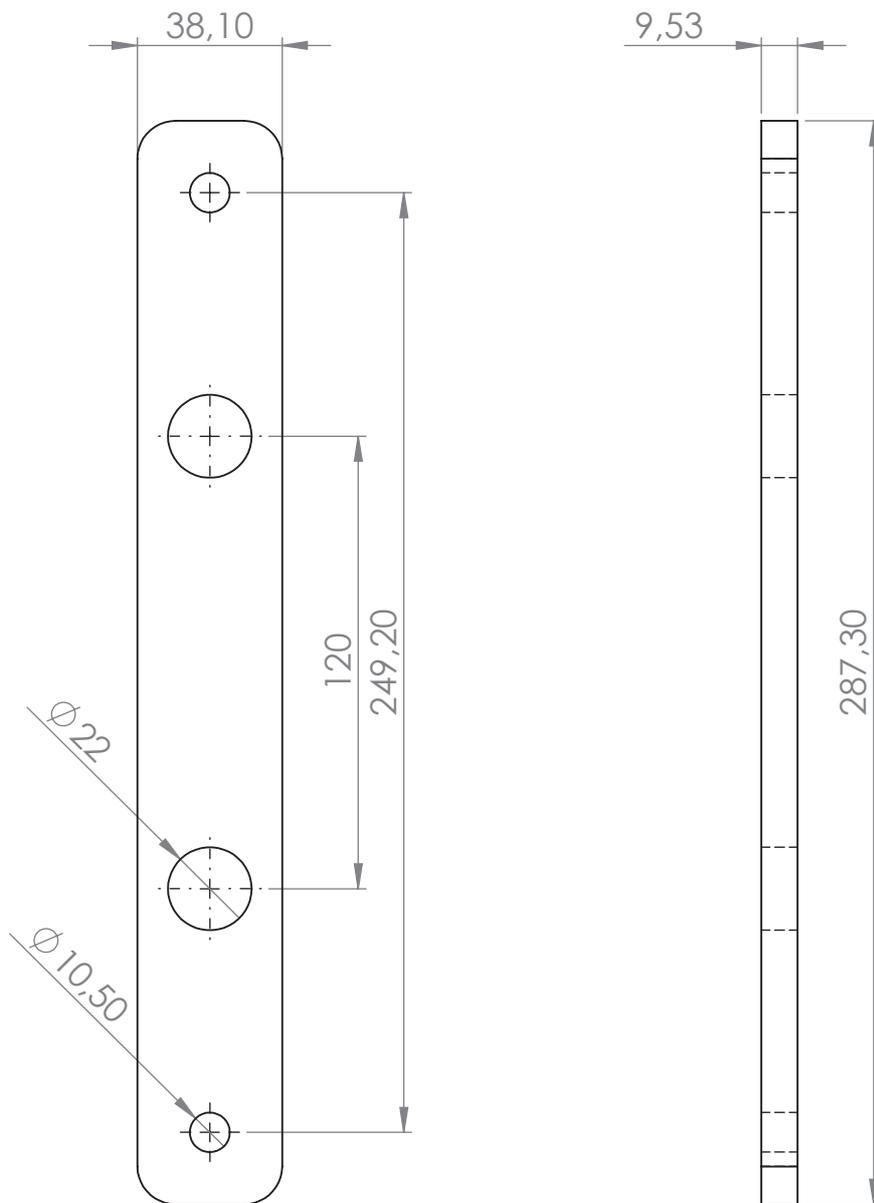
01	Estrutura - peça 1	01	Aço AISI 1020	Cantoneira 2"x1/4"
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão	

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:10
				Folha: 1 de 19



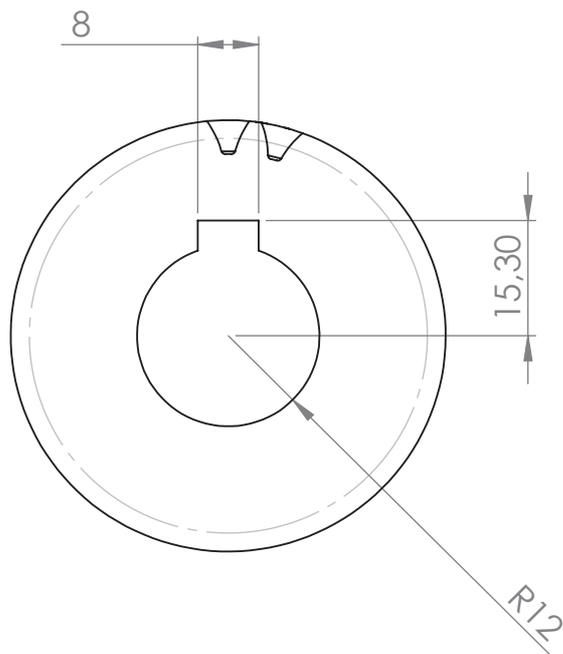
02	Estrutura - peça 2	01	Aço AISI 1020	Cantoneira 2"x1/4"
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão	

 <p>unipampa Universidade Federal do Pampa</p>	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:10
				Folha: 2 de 19



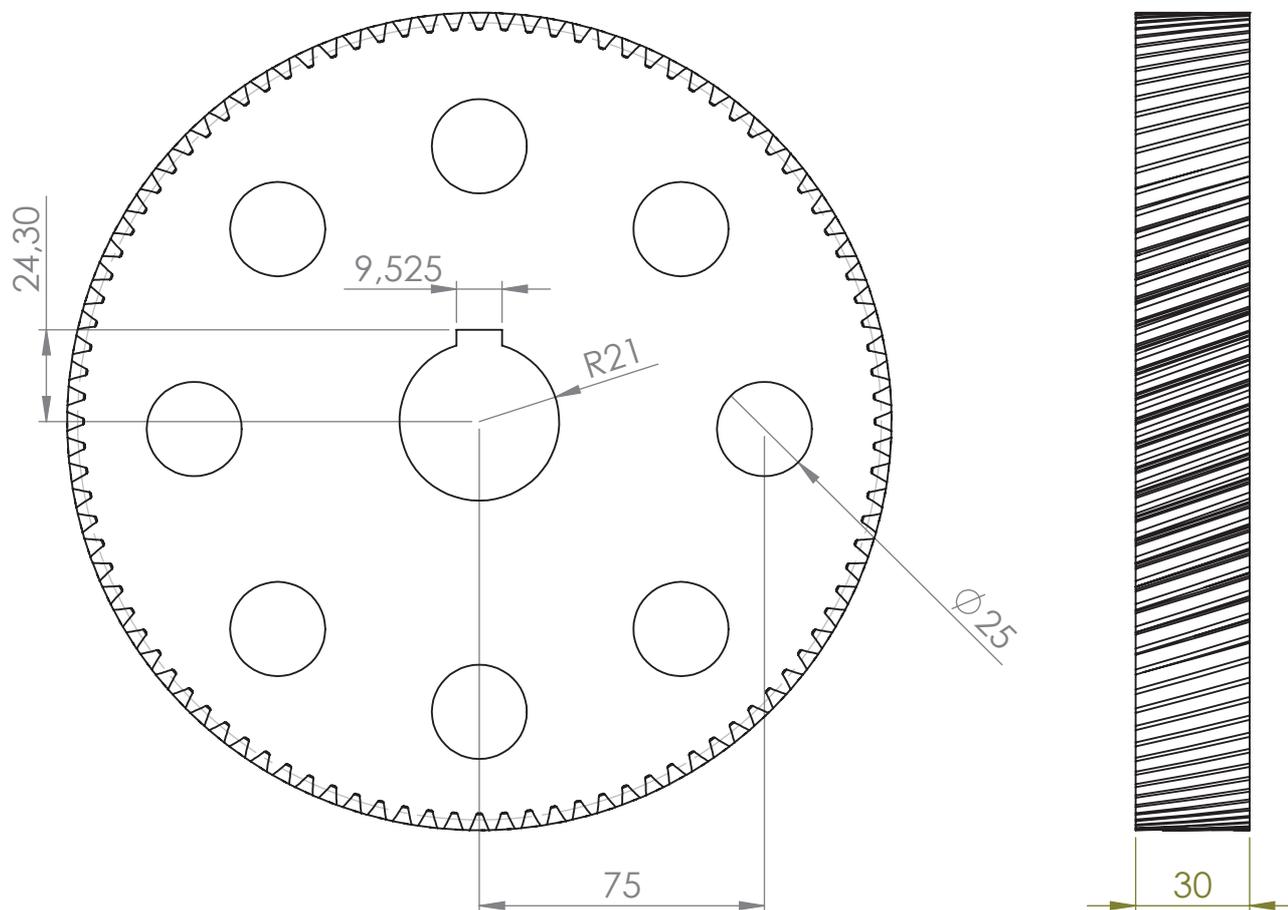
03	Estrutura - peça 3	04	Aço AISI 1020
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

 <p>unipampa Universidade Federal do Pampa</p>	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
				Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS		Unidade: mm
	Sector	Engenharia Mecânica		Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso		Folha: 3 de 19



M = 2
 Z = 25
 20° à Direita

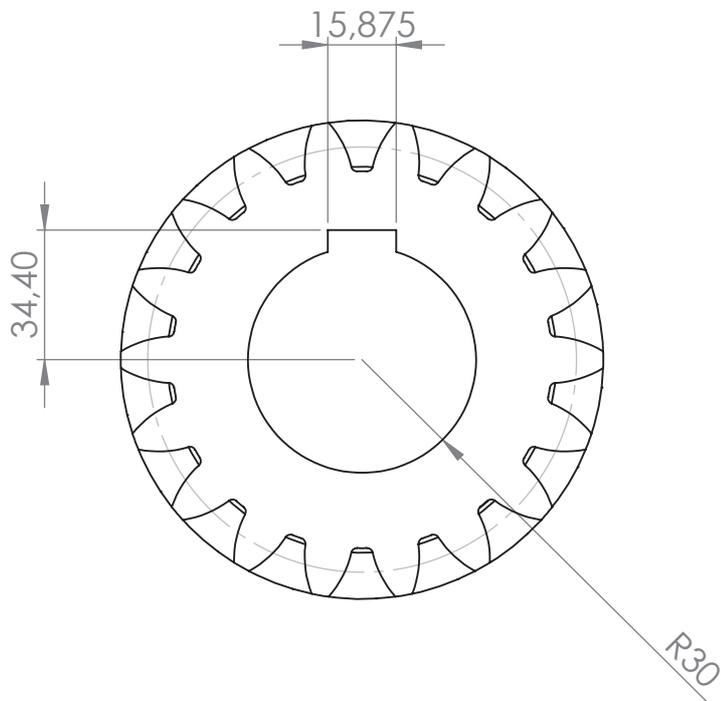
04	Engrenagem A	01	Ferro Fundido Cinzento ASTM 30
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS
	Setor		Engenharia Mecânica
	Responsável		Igor Fernando Basso
	Projção:		Data: 28/07/2014
		Unidade:	mm
		Escala:	1:1
		Folha:	4 de 19



M = 2
 Z = 100
 20° à Esquerda

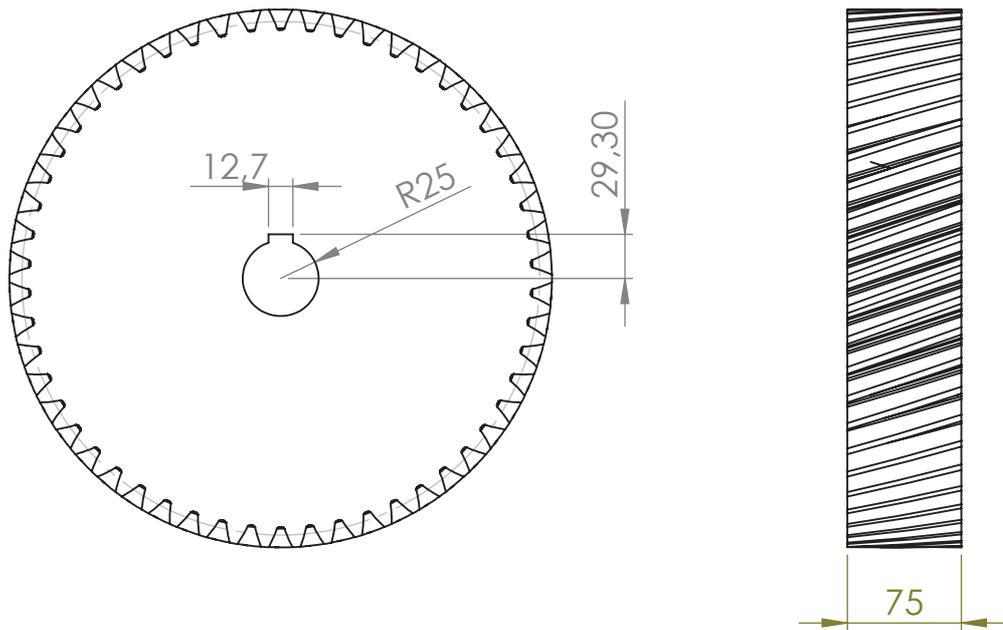
05	Engrenagem B	01	Ferro Fundido Cinzento ASTM 30
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
				Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS		Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica		Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso		Folha: 5 de 19



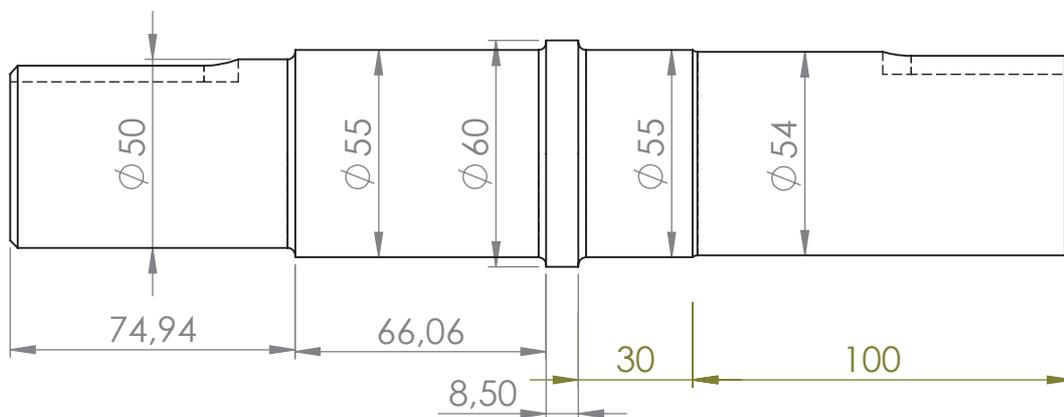
$M = 6$
 $Z = 18$
 20° à Direita

06	Engrenagem C	01	Aço AISI 1040
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
	Título:		Projeção:
	Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 6 de 19	



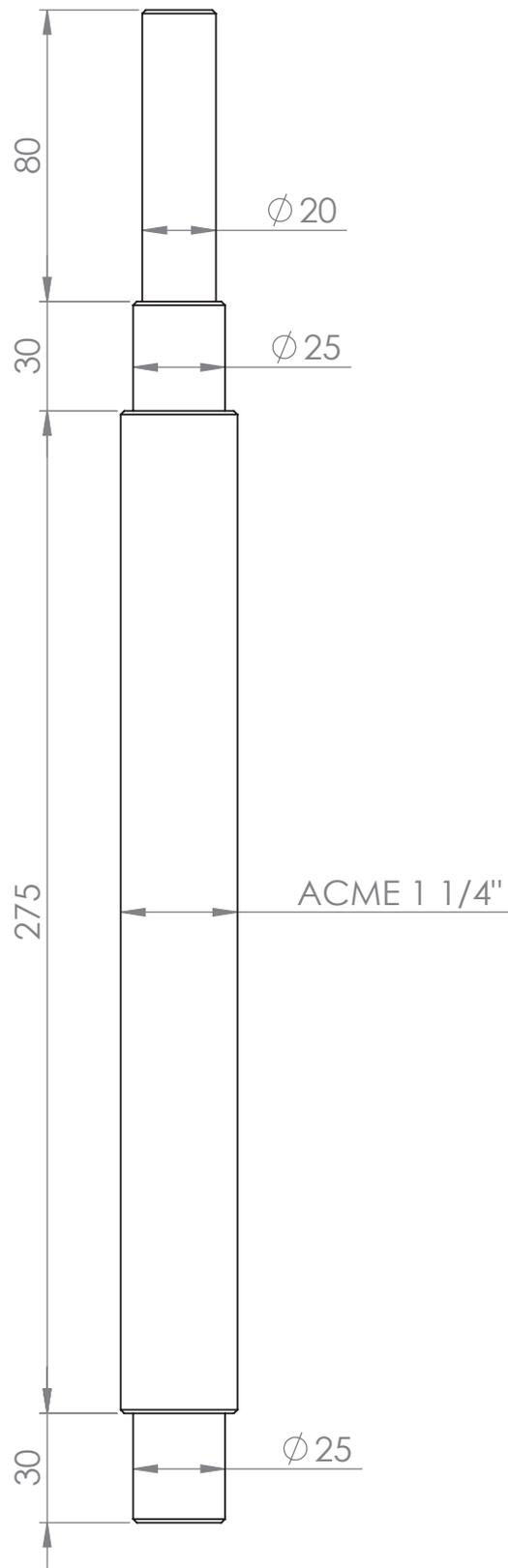
$M = 6$
 $Z = 54$
 20° à Esquerda

07	Engrenagem D	01	Aço AISI 1040
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS
	Setor		Engenharia Mecânica
	Responsável		Igor Fernando Basso
	Projeto:		Data: 28/07/2014
		Unidade:	mm
		Escala:	1:5
		Folha:	7 de 19



08	Eixo da Matriz Móvel	01	Aço AISI 4340
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
				Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS		Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica		Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso		Folha: 8 de 19



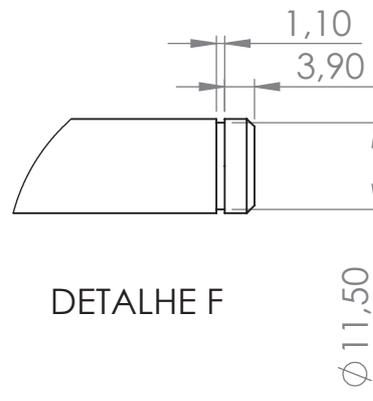
09	Fuso	01	Aço AISI 1020
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

 <p>unipampa Universidade Federal do Pampa</p>	Título:		Projeção:
	Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 9 de 19

10

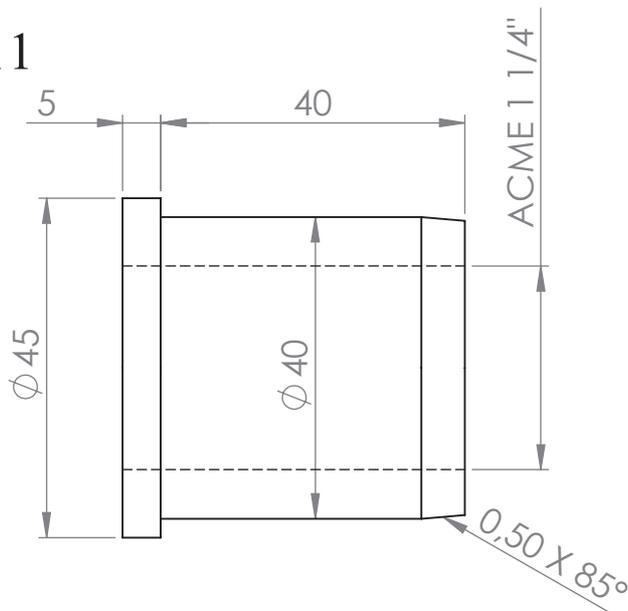


Escala 1:5

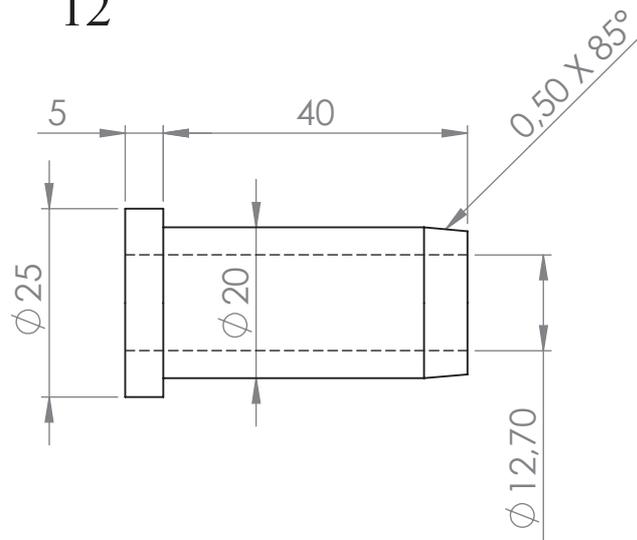


DETALHE F

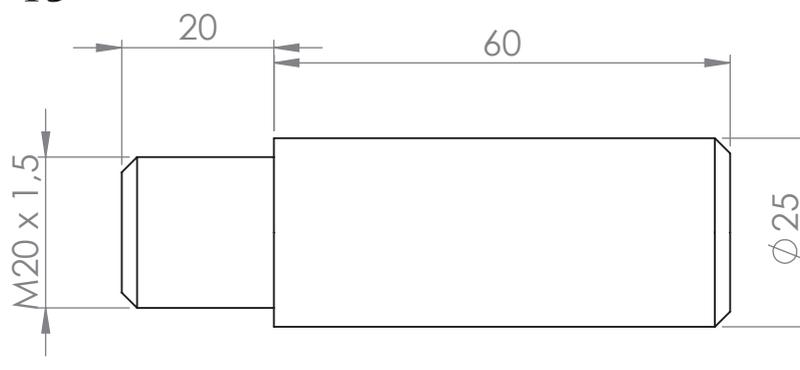
11



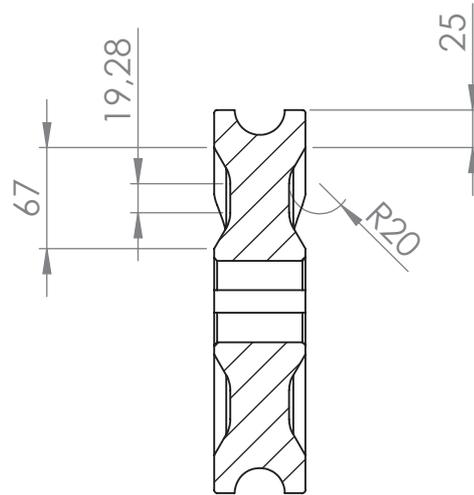
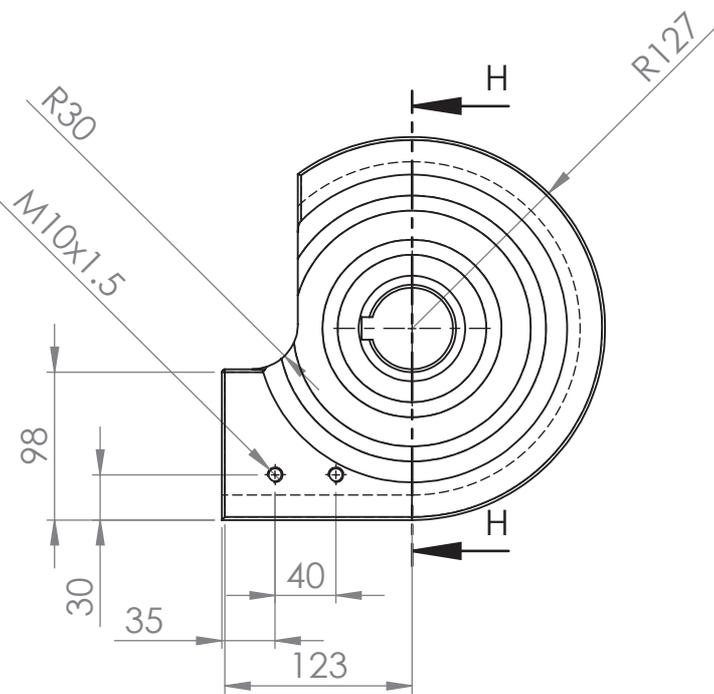
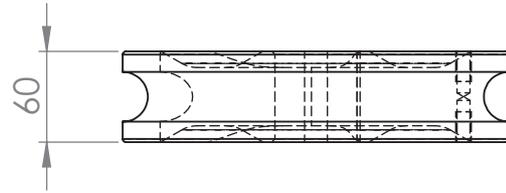
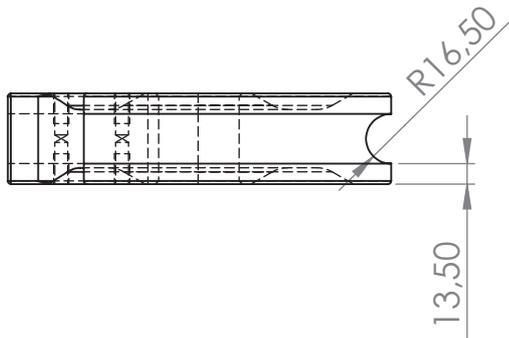
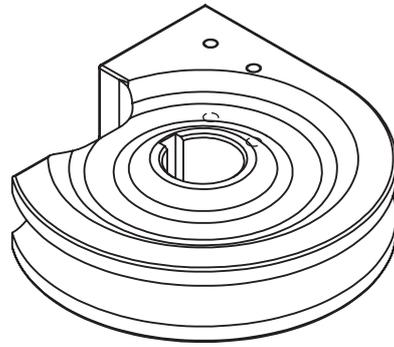
12



13



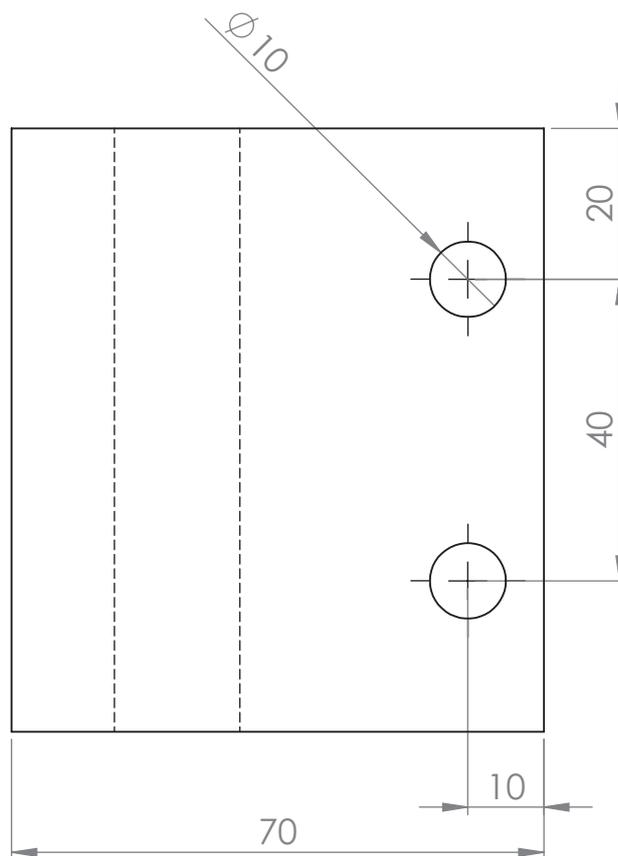
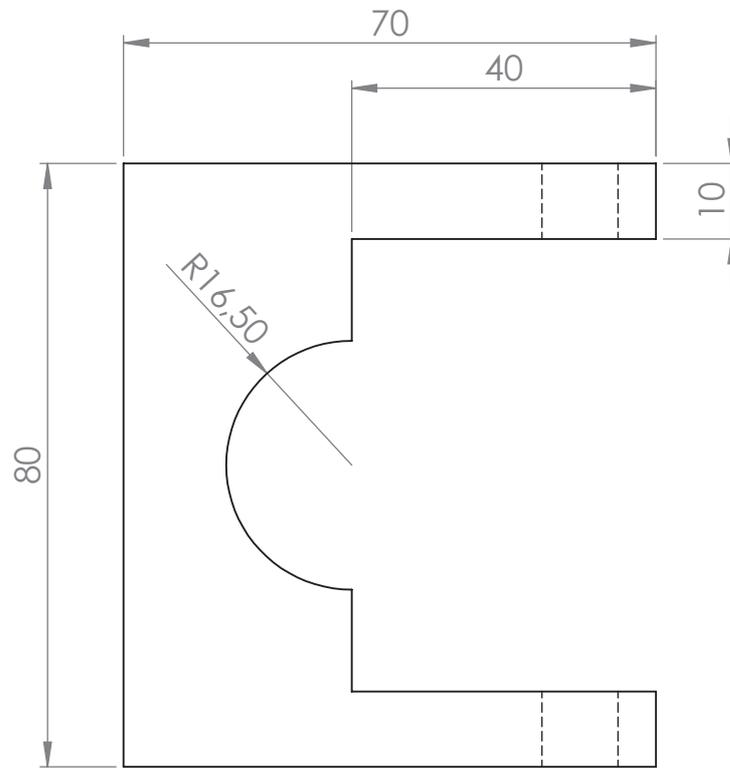
13	Pino da Matriz Fixa	01	Aço AISI 1040
12	Bucha do Pino Guia da Matriz Fixa	02	Bronze 90-10
11	Bucha do Fuso	01	Bronze 90-10
10	Pino Guia da Matriz Fixa	02	Aço AISI 1060
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão



SEÇÃO H-H
ESCALA 1 : 5

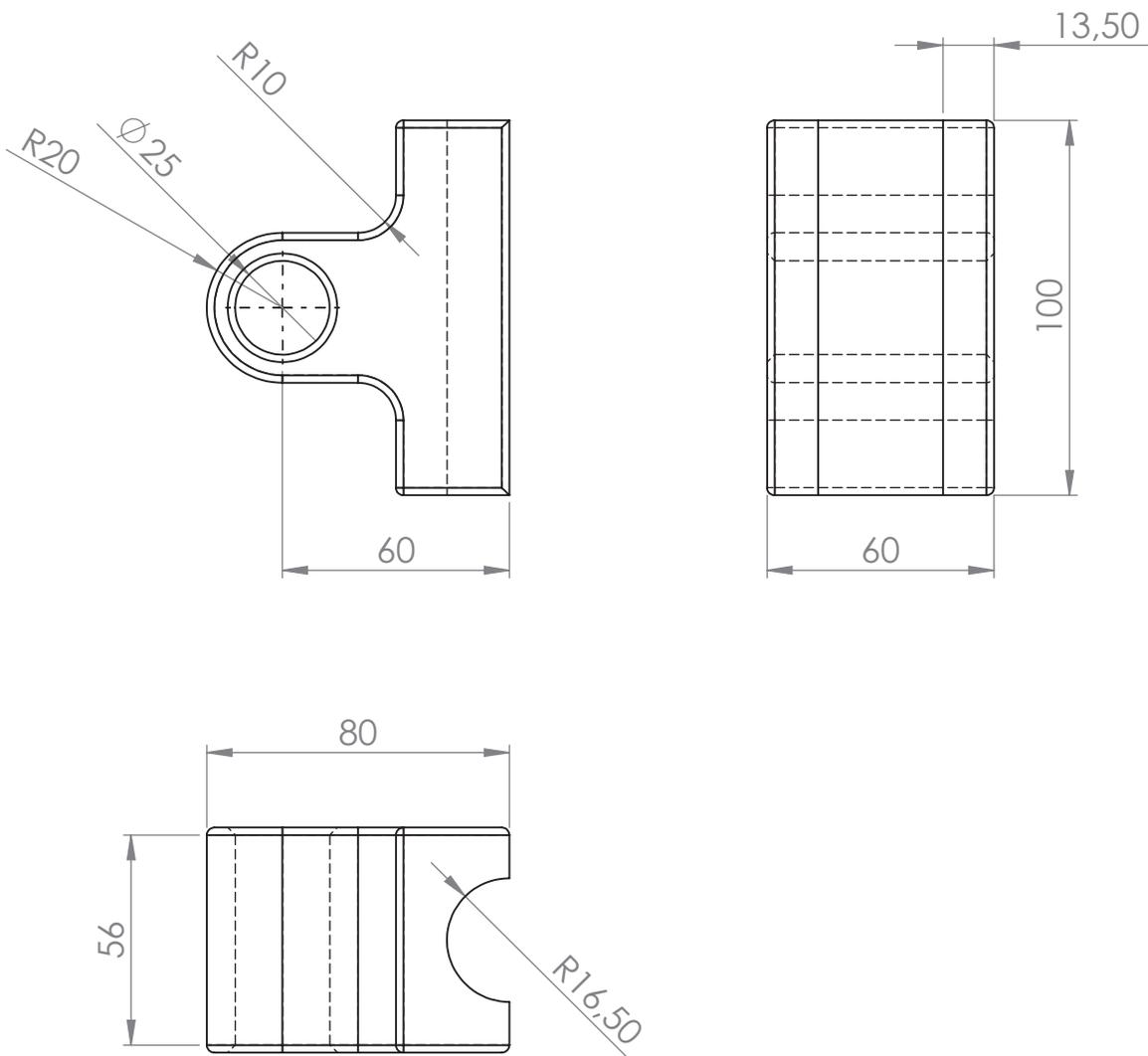
14	Matriz Móvel	01	Ferro Fundido Cinzento ASTM 30
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:5
				Folha: 11 de 19

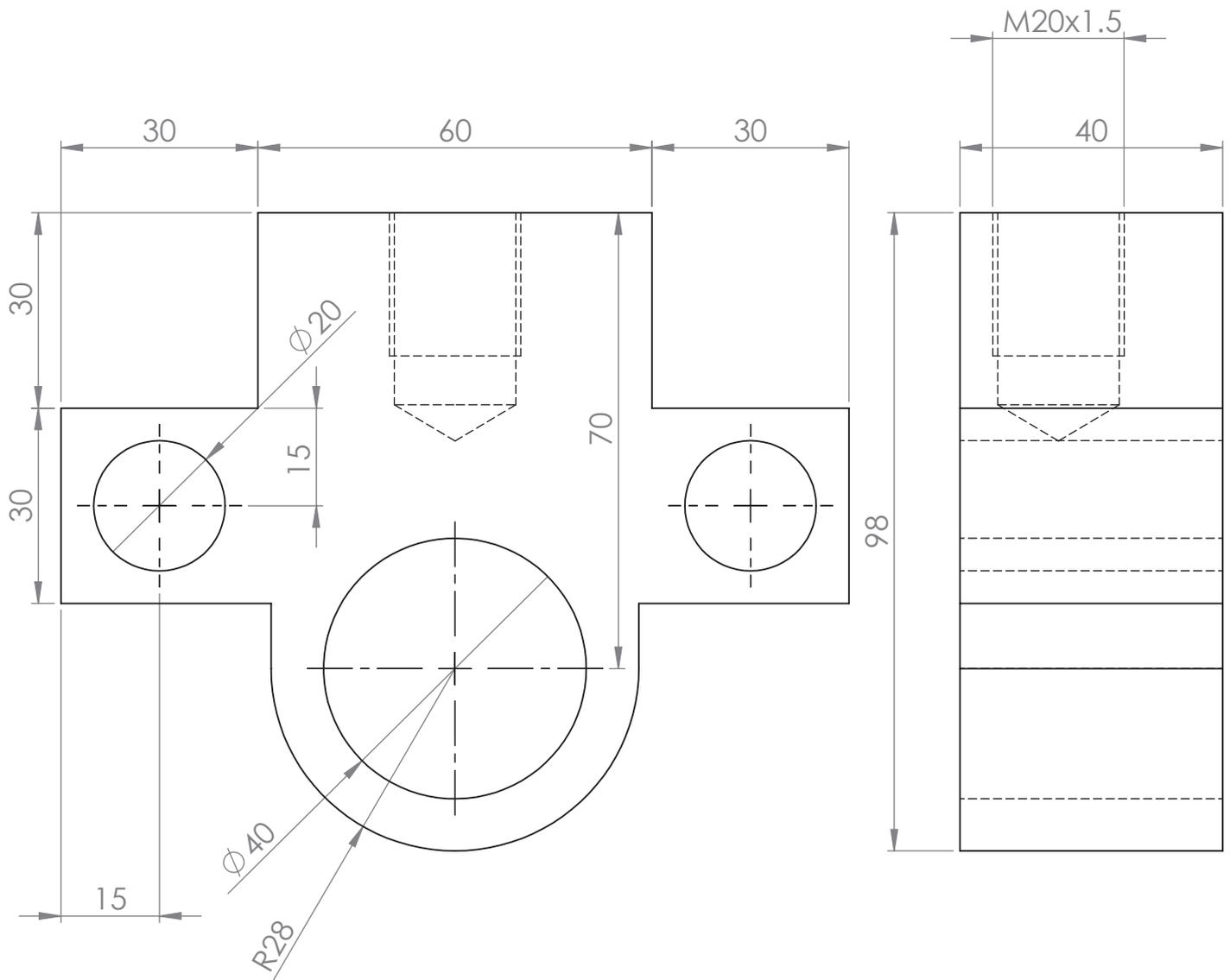


15	Matriz Móvel - peça 2	01	Aço AISI 1040
Peça	Denominação e Observação	Qnt.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobraadeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:1
				Folha: 12 de 19

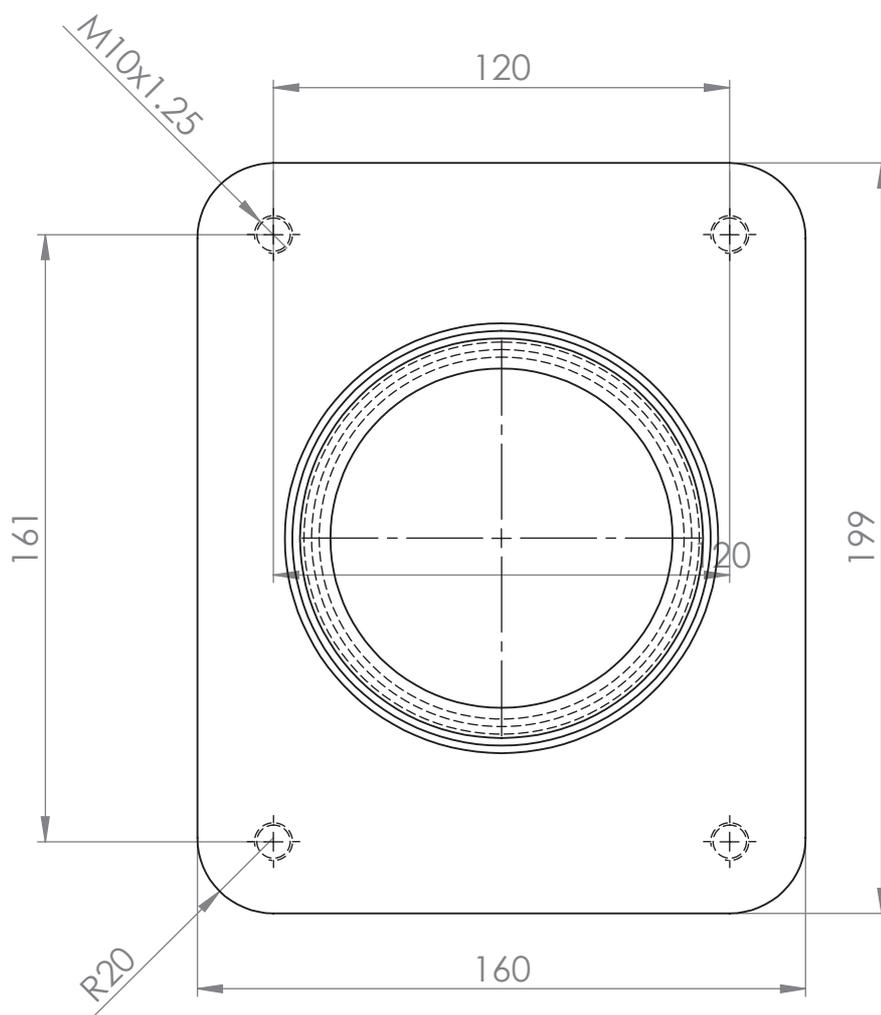
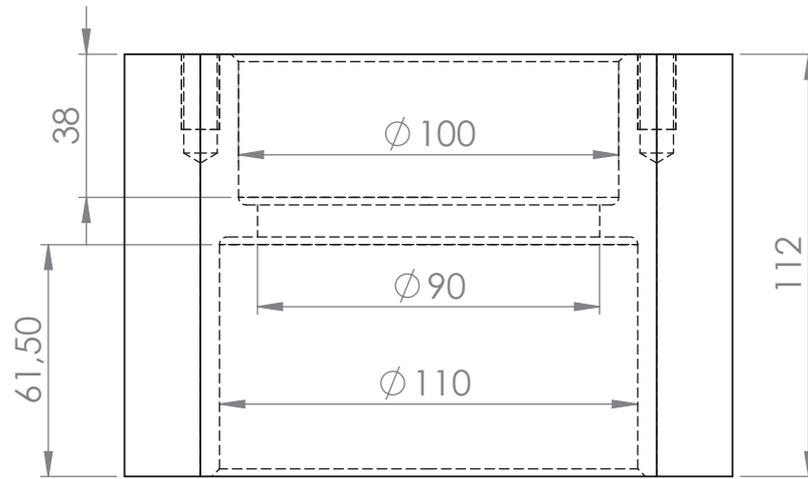


16	Matriz Fixa	01	Aço AISI 1050
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
 Universidade Federal do Pampa	Título:		Projeção:
	Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 13 de 19



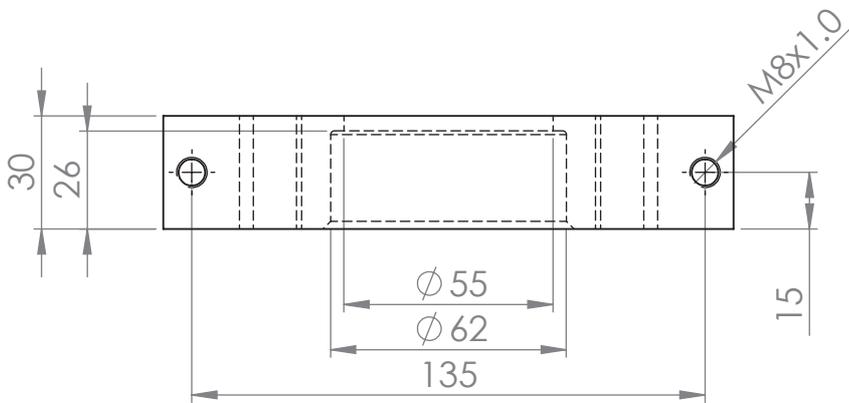
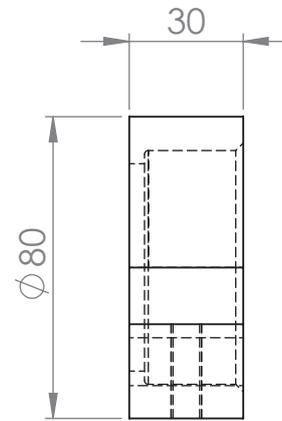
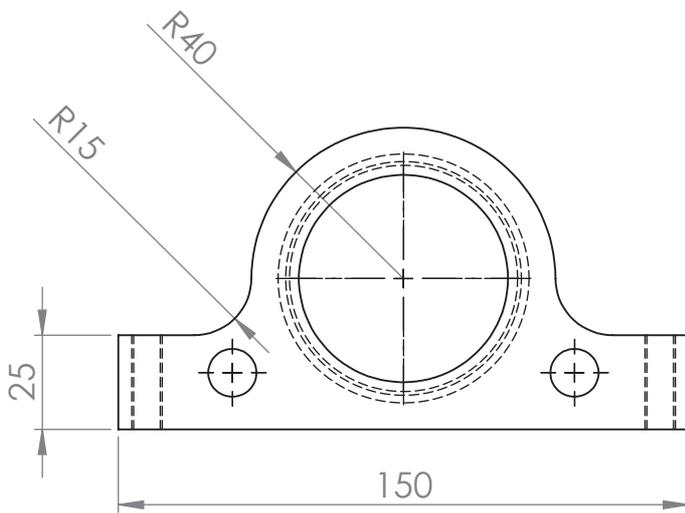
17	Suporte da Matriz Fixa	01	Aço AISI 1020
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:1
				Folha: 14 de 19

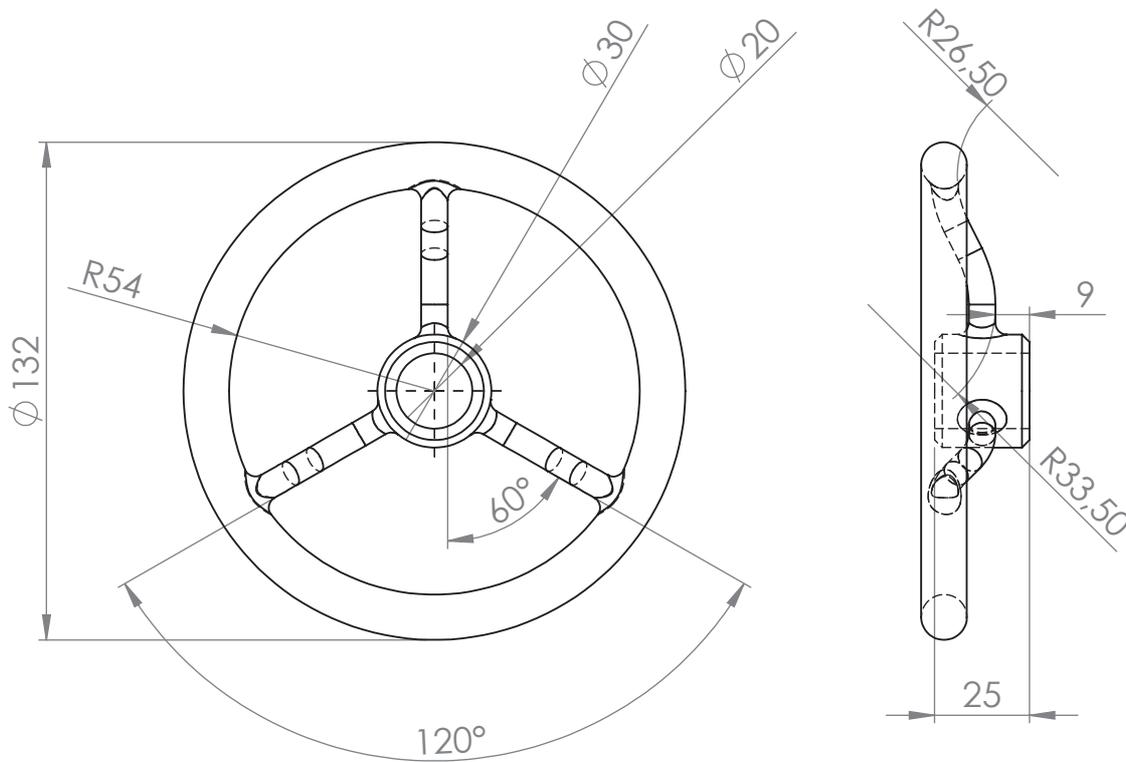
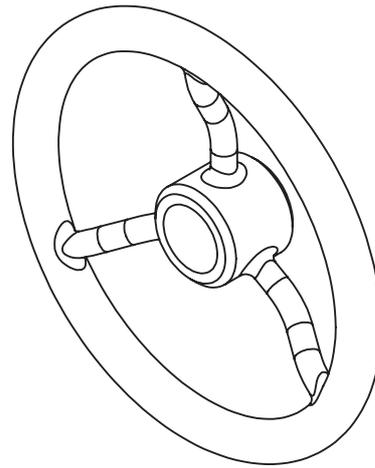


18	Mancal da Matriz Móvel	01	Ferro Fundido Cinzento ASTM 30
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

 <p>unipampa Universidade Federal do Pampa</p>	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
	Instituto		Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Data: 28/07/2014
	Setor		Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável		Igor Fernando Basso	Escala: 1:2
				Folha: 15 de 19

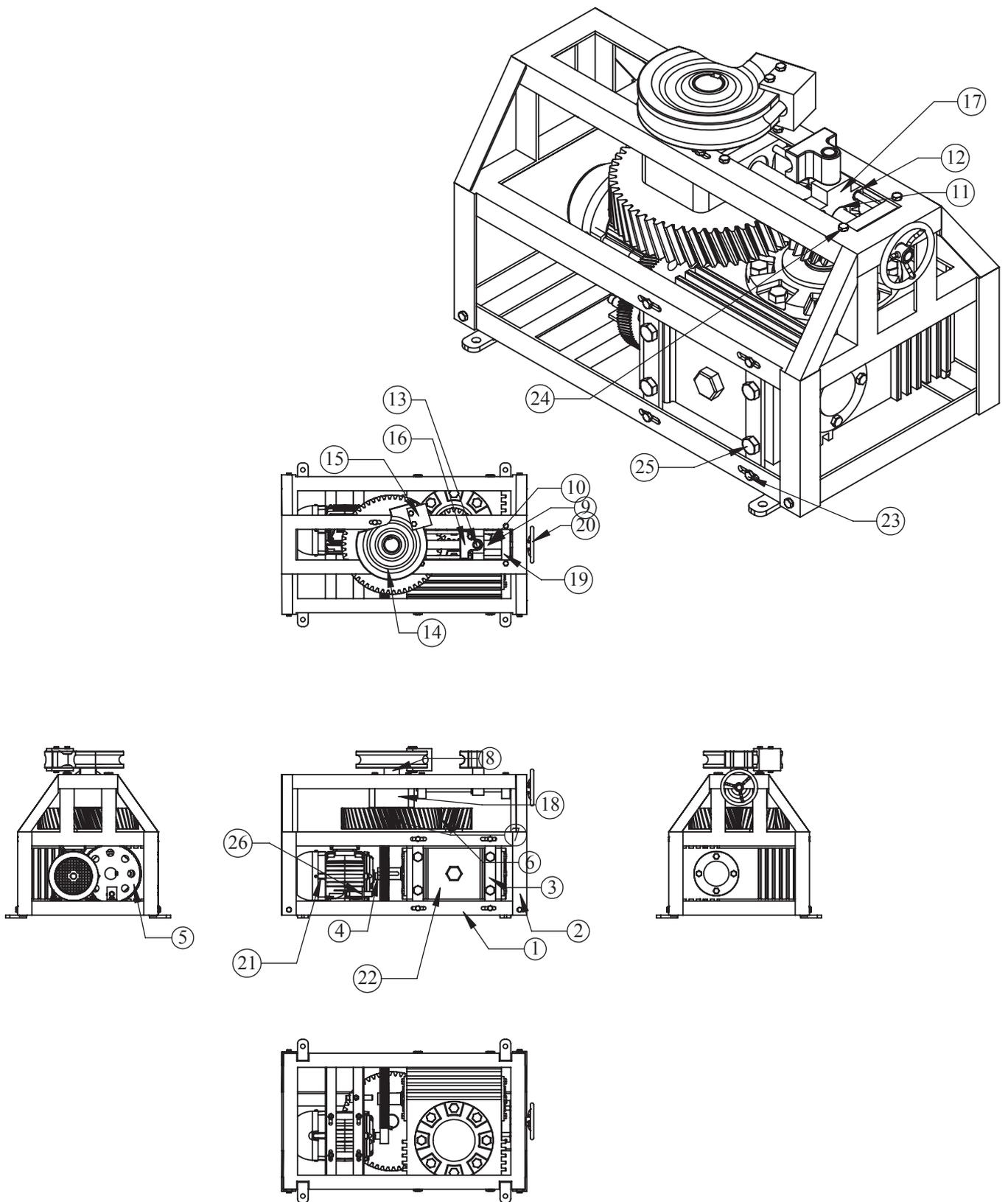


19	Mancal do Fuso	02	Ferro Fundido Cinzento ASTM 30
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
	Título:		Projeção:
	Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 16 de 19	



20	Manopla do Fuso	01	Nylon 6/10
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão

	Título:		Projeto de uma Dobradeira de Tubo	Projeção:
				Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS		Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica		Escala: 1:2
	Responsável	Igor Fernando Basso		Folha: 17 de 19



Montagem		Qt.	Material e Dimensão
Peça	Denominação e Observação		
	Título: Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Projeção:
			Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:20
Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 18 de 19	

Peça	Descrição	Qty.
1	Estrutura - Peça 1	1
2	Estrutura - Peça 2	1
3	Estrutura - Peça 3	4
4	Engrenagem A	1
5	Engrenagem B	1
6	Engrenagem C	1
7	Engrenagem D	1
8	Eixo da Matriz Móvel	1
9	Fuso	1
10	Pino Guia da Matriz Fixa	1
11	Bucha do Fuso	1
12	Bucha do Pino Guia da Matriz Fixa	2
13	Pino da Matriz Fixa	1
14	Matriz Móvel	1
15	Matriz Móvel - Peça 2	1
16	Matriz Fixa	1
17	Suporte da Matriz Fixa	1
18	Mancal da Matriz Móvel	1
19	Mancal do Fuso	2
20	Manopla do Fuso	1
21	Motor Elétrico	1
22	Redutor Sem Fim Coroa	1
23	Parafuso M10 x 1,25 25 mm com Cabeça Sextavada	16
24	Parafuso M10 x 1,25 20 mm com Cabeça Sextavada	12
25	Parafuso M22 x 2,5 30mm com Cabeça Sextavada	8
26	Sensor Óptico	1

Lista dos Componentes			
Peça	Denominação e Observação	Qty.	Material e Dimensão
	Título:		Projeção:
	Projeto de uma Dobradeira de Tubo		Data: 28/07/2014
	Instituto	Universidade Federal do Pampa - Alegrete/RS	Unidade: mm
	Setor	Engenharia Mecânica	Escala: 1:1
	Responsável	Igor Fernando Basso	Folha: 19 de 19