CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ BRUNO HENRIQUE LUJAN

PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA PARA CONFORMAÇÃO DE HELICOIDES DE CHAPA METÁLICA, USADOS EM TRANSPORTADORES HELICOIDAIS

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ BRUNO HENRIQUE LUJAN

PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA PARA CONFORMAÇÃO DE HELICOIDES DE CHAPA METÁLICA, USADOS EM TRANSPORTADORES HELICOIDAIS

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Carlos Alberto Breda

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ BRUNO HENRIQUE LUJAN

PROJETO MECÂNICO DE UMA MÁQUINA PARA CONFORMAÇÃO DE HELICOIDES DE CHAPA METÁLICA, USADOS EM TRANSPORTADORES HELICOIDAIS

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Professor Carlos Alberto Breda.

BANCA EXAMINADORA

Orientador (a) Prof. Carlos Alberto Breda

Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG

Engenheiro Mecânico

Prof. Artur Pagnoncelli Galbiatti

Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz – FAG

Engenheiro Eletricista

Engenheiro Eletricista

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho as minhas filhas, minha esposa, minha mãe e minha avó Maria Lujan (in memorian), por todo amor e carinho, e também pela paciência e confiança depositada em mim, ao longo dessa jornada. Com certeza estas mulheres foram a fonte de minha força e inspiração.

AGRADECIMENTO

Agradeço primeiramente a Deus, pela capacitação, força, e saúde concedida, e por ter permitido que tudo isso fosse possível.

Agradeço a minha família, em especial a minha esposa e minha mãe, que com todo amor, sempre me deram força, suporte e apoio, contribuindo assim para que eu chegasse até aqui.

Agradeço ao meu orientador Carlos Alberto Breda, pela dedicação ao me orientar, com suas correções e incentivos.

Agradeço a todos os professores por me proporcionar o conhecimento não apenas racional, mas a manifestação do caráter e afetividade da educação no processo de formação profissional.

Agradeço também a Indústria Schumacher, e a empresa EBS, pelo incentivo e por todo aprendizado oferecido, durante o período da graduação.

E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

RESUMO

Transportadores helicoidais, são equipamentos empregados em diversos seguimentos industriais, usados para transportar produtos em pequenas distâncias, misturar, lavar, e outras diversas finalidades. Seu tamanho pode ser variado dependendo da aplicação, e sua fabricação é normalmente através da conformação mecânica de chapas metálicas. Atualmente empresas pequenas que fabricam esses equipamentos, utilizam métodos arcaicos e equipamentos improvisados para a fabricação dos helicoides. Devido sua ampla utilização, é relevante que tenhamos uma máquina que realize especificamente esse tipo de conformação da chapa em um formato helicoidal. Esse trabalho de conclusão de curso tem como objetivo, projetar a parte mecânica, de uma máquina para a conformação de helicoides de chapa metálica, assim criamos um mecanismo que realiza a conformação desejada. A máquina foi projetada baseado nos objetivos específicos, seguindo o método estabelecido, onde desenhamos a máquina com o programa solidworks, e encontramos a força necessária para a deformação plástica do helicoide, com auxílio deste mesmo programa, através de simulações de aplicação de força. Com a força determinada, estabelecemos os parâmetros mínimo, de um sistema hidráulico responsável por realizar a movimentação e a força. Por meio de equações referenciadas na literatura, de livros voltado a graduação de engenheiros mecânicos, dimensionamos e verificamos a resistência dos componentes projetados, utilizando um fator de segurança estipulado. A pesquisa e desenvolvimento resultaram em um projeto mecânico detalhado de uma máquina robusta, capaz de realizar os movimentos e a força necessária.

Palavras-chave: desenvolvimento de equipamentos. Projeto de elementos de Máquinas. Desenho Técnico Mecânico.

ABSTRACT

Helical conveyors are used in various industrial segments, used to transport products at small distances, to mix, to wash, and for other purposes. Its size can be varied depending on the application, and its manufacture is usually through the mechanical forming of sheet metal. Currently small companies that manufacture these equipment's, use archaic methods and improvised equipment for the manufacture of the helicoids. Due to its wide use, it is relevant that we have a machine that specifically performs this type of sheet conformation in a helical shape. This work of course completion aims to design the mechanical part of a machine for the conformation of sheet metal helicoids, so we create a mechanism that accomplishes the desired conformation. We designed the machine based on the specific objectives, following the established method, where we designed the machine with the solidworks program, and found the necessary force for the plastic deformation of the helicoid, using this same program, through force application simulations. With the determined force, we establish the minimum parameters, of a hydraulic system responsible for carrying out the movement and the force. By means of equations referenced in the literature, of books directed to the graduation of mechanical engineers, we dimension and verify the resistance of the projected components, using a stipulated safety factor. The research and development resulted in a detailed mechanical design of a robust machine, capable of carrying out the movements and the necessary force.

Keywords: equipment development. Design of machine elements. Mechanical Technical Drawing.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – exemplos de peças usuais com descontinuidade geométrica	19
Figura 2 – Efeito da descontinuidade da geometria.	20
Figura $3 - Kt$ para um eixo com um rebaixo arredondado em tração axial	21
Figura $4 - Kt$ para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão	21
Figura $5 - Kt$ para uma barra plana com rebaixo arredondado em flexão	22
Figura 6 – Falha por rasgamento.	23
Figura 7 – Símbolo de soldagem do padrão AWS.	24
Figura 8 – Tipos de juntas soldadas	25
Figura 9 – Tipos de solda.	25
Figura 10 – Tipos de solda.	26
Figura 11 – Influência da relação força/área.	30
Figura 12 – Princípio da prensa hidráulica.	31
Figura 13 – A esquerda rolamento de esferas e a direita rolamento de rolos	36
Figura 14 – Renderização da máquina com solidworks.	38
Figura 15 – Helicoide antes e depois da conformação.	40
Figura 16 – Helicoide conformado.	41
Figura 17 – Instante da fixação da chapa planificada	42
Figura 18 – Instante em que atuador está acionado, movimentando a máquina	43
Figura 19 – Simulação com 2500 N.	44
Figura 20 – Simulação com 5000 N.	45
Figura 21 – Simulação com 7500 N.	45
Figura 22 – Simulação com 10000 N.	46
Figura 23 – Simulação com 12500 N.	46
Figura 24 – Distancias dos mecanismos.	50
Figura 25 – Informações referente ao ponto "D".	54
Figura 26 – Informações referente ao ponto "E".	55
Figura 27 – Informações referente ao ponto "F".	56
Figura 28 – Vista lateral, eixo do suporte giratório	56
Figura 29 – Estrutura da máquina	60
Figura 30 – Sistema hidráulico recomendado	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Descrição dos eletrodos para aço-carbono segundo a AWS	27
Tabela 2 – Velocidades recomendadas	34
Tabela 3 – Resultados dos testes com o Solidworks Simulation	61

LISTA DE ABREVIATURAS

3D Tridimensional.

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas.

AWS Sociedade Americana de Soldagem.

CAD Desenho assistido por computador.

ISO Organização Internacional para Padronização.

JPC Junta de penetração completa.

JPP Junta de penetração parcial.

ZAC Zona afetada pelo calor.

ZTA Zona termicamente afetada.

SAE Sociedade de Engenheiros Automotivos.

AISI Instituto Americano do Ferro e do Aço.

LISTA DE SÍMBOLOS

\boldsymbol{A}	Área
С	Distância em relação ao centro de gravidade
Cg	Centro de gravidade
d	Diâmetro de pino, parafuso ou furo,
F	Força
FS	Fator de segurança
e	Espessura
E	Modulo de elasticidade
G	Modulo de elasticidade por torção
I	Momento de inércia
J	Momento polar
Kt	Fator de concentração de tensão para tensões normais
Kts	Fator de concentração de tensão para tensões de cisalhamento
L	Comprimento
M	Momento
P	Pressão
PB	Pressão da bomba
PN	Pressão Nominal
Ptb	Pressão de trabalho
Q	Vazão
r	Raio
t	Tempo
T	Torque
v	Velocidade
σ	Tensão Normal
τ	Tensão de cisalhamento
σ adm	Tensão admissível Normal
auadm	Tensão admissível de cisalhamento
σ_{nom}	Tensão nominal Normal

 au_{nom} Tensão nominal de cisalhamento

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA	14
1.2 OBJETIVOS DA PESQUISA	14
1.2.1 OBJETIVO GERAL	14
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 CONFORMAÇÃO MECÂNICA	15
2.2 PROJETO MECÂNICO	16
2.3 ANALISE DE TENSÕES	17
2.3.1 Forças atuantes	17
2.3.2 Equações fundamentais	17
2.3.3 Concentração de tensão	19
2.3.4 Tensão em furos e fixadores	22
2.3.5 União por soldagem	23
2.3.6 Eletrodo revestido	26
2.4 TENSÃO ADMISSÍVEL E FATOR DE SEGURANÇA	27
2.5 SISTEMA HIDRÁULICO	29
2.5.1 Seleção de Atuadores Hidráulicos	32
2.5.2 Dimensionamento das tubulações	33
2.5.2 Dimensionamento da bomba	34
2.6 ROLAMENTOS	35
2.7 DESENHO TÉCNICO MECÂNICO	37
3 METODOLOGIA	38
3.1 PROJETO 3D	38
3.1.1 Parâmetros iniciais	39
3.1.2 Planificação e conformação do helicoide	40
3.1.3 Projeto 3D dos mecanismos.	41
3.2 FORÇA MÍNIMA NECESSÁRIA	43
3.3 MOVIMENTAÇÃO E FORÇA	47
3.3.1 Estimativa da pressão	47
3.3.2 Dimensionamento do atuador	47
3.3.3 Estimativa da Vazão	48

3.3.4 Diâmetro das tubulações	48
3.4 COMPONENTES PROJETADOS	49
3.4.1 Método de dimensionamento nos pontos críticos	50
3.4.2 Dimensionamento da solda	59
3.4.3 Estrutura da máquina.	60
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
4.1 DETERMINAÇÃO DA FORÇA DE TRABALHO	61
4.2 SISTEMA HIDRÁULICO	61
4.2.1 Determinação do atuador	62
4.2.2 Cálculos da vazão recomendadas	63
4.2.3 Cálculo dos diâmetros das tubulações	64
4.3 DIMENSIONAMENTO E VERIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	65
4.4 RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS	69
5 CONCLUSÃO	70
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
REFERÊNCIAS	72
APÊNDICES	74
ANEXOS	79

1 INTRODUÇÃO

Transportadores helicoidais, são máquinas de ampla utilização nas industrias, muito usais nos ramos Alimentício, químico, e outros. Gomide (1983) define esse equipamento, como sendo um tipo versátil de transportador para pequenas distancias, podendo executar ao mesmo tempo outras operações, como, lavagem, mistura, cristalização, resfriamento, extração e secagem.

Sua fabricação é basicamente simples, com exceção do helicoide feito em chapa metálica. Para a formação do helicoide empresas do ramo metalúrgico, usam diversos métodos para transformar a chapa plana em um helicoide.

Pequenas empresas normalmente utilizam métodos arcaicos, que são demorados, não garante uniformidade e apresentam riscos à segurança do operador. É relevante que as empresas que fabricam esses transportadores, tenham máquinas que garantam a segurança dos profissionais que as operam, assim como a qualidade do produto.

Empresas pequenas não tem condições de adquirirem máquinas caras que realizam esse trabalho. Esse fato evidencia a necessidade de um projeto de uma máquina para conformação de helicoides de chapa metálica, a disposição de todos.

Com a evolução do projeto proposto, as empresas deste ramo ganham uma relevante alternativa para ajudar a maximizar os lucros, garantir a qualidade de seus transportadores helicoidais, e a segurança de seus colaboradores. Com uma precisa interpretação do projeto, podem montar suas próprias máquinas de conformação de helicoide, já que o projeto é apresentado de forma detalhada.

O projeto detalhado, desde o dimensionamento dos elementos de máquinas, até o desenho técnico da máquina, contribui para o desenvolvimento da engenharia mecânica, no ramos de projetos de máquinas. E serve também como conteúdo literário para profissionais e estudantes que queiram atuar nesta área.

Segundo Norton (2013) a essência do projeto de máquinas é calcular movimentos, forças e mudanças de energia de modo a determinar as dimensões, as formas e os materiais para cada componente que compõem uma máquina.

A discussão sobre esse assunto e tema, pode levar a outros estudos como, dimensionamento de transportadores helicoidal, processo de conformação, e a relevância de máquinas especificas na produção.

1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

 Como projetar a parte mecânica de uma máquina para conformação de helicoides de chapa metálica?

1.2 OBJETIVOS DA PESQUISA

1.2.1 OBJETIVO GERAL

Projetar a parte mecânica de uma máquina para conformação de helicoides de chapa metálica.

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Criar um mecanismo que realize a conformação desejada.
- Desenhar a máquina, com auxílio de programa CAD.
- Determinar a força necessária para realizar a conformação.
- Dimensionar os componentes, para que esses suportem os esforços atuantes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CONFORMAÇÃO MECÂNICA

Muitos dos produtos empregado pela humanidade no dia a dia, são obtidos através do processo de fabricação por conformação mecânica. Desde uma simples agulha ou uma chaleira, até um tanque de combustível de um foguete espacial, são exemplos de produtos fabricados por conformação mecânica. (SCHAEFFER, 2004).

Schaeffer (2004), nos traz também, que tal processo de fabricação já era empregado pelo homem há 4000 anos AC, com a transformação do ouro, da prata e do cobre. O processo era primitivo, joias armas, e artefatos eram conformado por auxílio de pedra como martelo. Atualmente, devido ao desenvolvimento de novos equipamentos que possibilitam a fabricação em alta velocidade, o custo de produção por conformação diminuiu excepcionalmente.

Helman e Cetlin (2010), definem a conformação mecânica como sendo uma operação onde se aplicam solicitações mecânicas em metais, e mudam permanentemente suas formas e dimensões. Afirmam também que outra mudança muito comum, é a alteração das propriedades do material em relação as propriedades apresentadas antes da conformação.

De acordo com Moro e Auras (2007), existem centenas de métodos de conformação mecânica, elaborados especificamente para uma aplicação. Esses inúmeros processos, podem ser classificados em um pequeno número de categorias, de acordo com o tipo de esforço, variação da espessura da peça, deformação do material, e proposito da deformação. Essencialmente são: laminação, forjamento, trefilação, extrusão e conformação de chapas.

Moro e Auras ainda nos traz, que a conformação mecânica pode ser por trabalho a quente, morno e a frio, onde a quente exige esforços menores para a conformação, mas a frio, se tem um melhor acabamento superficial, e maior resistência mecânica devido ao fenômeno de encruamento.

Moro e Auras (2007) em concordância com Helman e Cetlin, afirmam que o processo de conformação mecânica, acontece quando a geometria do material é alterada por deformação plástica, através de solicitações fornecidas por ferramentas apropriada. A deformação plástica acontece, quando a tensão na peça exceder a tensão de escoamento do material.

Schaeffer (2004), diz que nem toda a força usada para o trabalho de conformação é aproveitada, em todos os processos de conformação, verificam-se perdas proveniente do atrito e deslocações internas. Logo o esforço fundamental para que ocorra a deformação plástica, será maior que o necessário para provocar tensão de escoamento obtido em um ensaio uniaxial.

Deste modo, a resistência à deformação, será a soma da tensão necessária para o escoamento, mais a resistência devido ao atrito, mais a resistência oriunda da peça a ser deformada.

Mesquita e Rugani (1997), afirmam que o processo de conformação dos diversos metais dependem de suas características mecânicas. O dimensionamento dos equipamentos e ferramentas que são usados para a conformação, assim como os esforços mínimos necessários, dependem do comportamento estrutural de cada liga metálica.

2.2 PROJETO MECÂNICO

O projeto mecânico é uma ação complicada, que exige uma variedade de habilidades. A complexidade do assunto exige uma sequência em que os conceitos são inseridos. Projetar é desenvolver um plano para solucionar um problema ou uma necessidade especifica. O produto resultante do projeto dever ser funcional, seguro, confiável, próprio para ser usado, fabricado e comercializado. (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

Norton (2013), define o projeto de engenharia mecânica, como um processo onde técnicas e princípios científicos serão aplicados, com a finalidade de definir um equipamento, um método ou um sistema minuciosamente. Norton confirma o que foi apresentado por Budynas e Nisbett, quando nos traz que o projeto de máquinas trata da criação de máquinas que funcione bem, com segurança e confiabilidade.

Segundo Norton (2013) a essência do projeto de máquinas é calcular movimentos, forças e mudanças de energia de modo a determinar as dimensões, as formas e os matérias para cada componente que compõem uma máquina.

É responsabilidade do engenheiro de projeto, satisfazer seus cliente. Quando estivermos trabalhando em um problema de projeto, podemos seguir etapas que ajudam a organizar as técnicas de processamento de soluções, são elas: entender o problema, identificar o conhecido, identificar o desconhecido e formular a estratégia de solução, enunciar todas as hipóteses e decisões, analisar o problema, avaliar a solução, apresentar a solução. (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

2.3 ANALISE DE TENSÕES

2.3.1 Forças atuantes

O dimensionamento de estruturas e elementos de máquinas, exige que conheçamos as forças atuantes, oriundas do funcionamento e do trabalho realizado pela máquina. Segundo Hibbler (2005), força é uma quantidade vetorial, com direção e sentido especificado, a determinação das forças resultantes e a decomposição de uma força conhecida, são problemas comuns em mecânica estática.

De acordo Budynas e Nisbett (2011), isolando ordenadamente cada elemento para depois estudá-los, simplifica a análise e possibilita empregar o diagrama de corpo livre. Segundo Hibbler (2005) o diagrama de corpo livre é um esboço que exibe o ponto (região, detalhe) material livre ou isolado do seu entorno, com representação de todas as forças que atuam nele.

Segundo Norton (2013), as solicitações que agem sobre um sistema, podem ser divididas em classes de acordo com as particularidades da carga aplicada e na presença ou não de movimento no sistema, assim é possível decidir se a análise é estática ou dinâmica. A análise das solicitações podem ser mais complicadas que a análise de tensões, uma vez que a precisão da análise de tensões dependera da qualidade da análise das solicitações.

2.3.2 Equações fundamentais

Com o conhecimentos das solicitações atuantes podemos determinar os matérias usados nos elementos de máquina e suas dimensões. Segundo Budynas e Nisbett (2011), o projetista deve dimensionar os componentes para que as tensões máximas sejam menores que a resistência do componente.

Segundo Beer et al. (2011), a força por unidade de área, é chamada de tensão. Para verificação da tensão atuante em alguns pontos específicos sujeito a carregamento estático, Beer nos traz as seguintes equações de tensão conforme o tipo de carregamento (esforços):

Sujeito a tração ou compressão pura:

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{1}$$

Sujeito a cisalhamento puro:

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{2}$$

Onde:

 σ = Tensão normal. (MPa)

 τ = Tensão de cisalhamento. (MPa)

F = Força.(N);

 $A = \text{Área. (mm}^2);$

Sujeito a flexão:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \tag{3}$$

Onde:

M = Momento fletor. (N.m);

c = distancia a partir da linha neutra até onde se deseja avaliar a tensão. (m);

I = Momento de inercia. (m⁴);

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$
 (Retangular), $I = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$ (circular) (4)

Sujeito a Torção (cisalhamento):

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \tag{5}$$

Onde:

T = Torque. (N.m);

J = Momento polar. (m⁴);

$$J = \frac{r^4}{2\pi} \tag{6}$$

2.3.3 Concentração de tensão

As equações citadas até o momento, são fundamentais para a análise de tensões resultante de esforços de tração, compressão, flexão e torção, elas descrevem a tesão em uma secção da peça considerando que essa peça não tenha descontinuidade. Porém segundo Budynas e Nisbett (2011) qualquer descontinuidade na geometria de uma peça, altera a distribuição de tensão nesta região, assim as equações fundamentais não conseguem descrevem o estado real de tensão nos pontos de descontinuidade. Essas regiões são concentradoras de tensão e são chamadas de áreas de concentração de tensão.

Collins (2006), nos traz que as falhas em máquinas normalmente tem início em regiões de concentração de tensões causadas por descontinuidade da geometria da peça. Essas concentrações de tensões provocam tensões maiores que as calculadas considerando uma peça de geometria continua. Na figura 1 temos alguns exemplos de peças conhecidas com descontinuidades em sua geometria, que resultam e pontos de concentração de tensão.

Figura 1 – exemplos de peças usuais com descontinuidade geométrica.

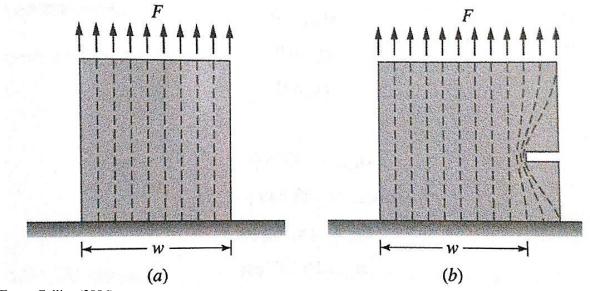


Fonte: Collins (2006).

Collins (2006), apresenta uma forma intuitiva de visualizar a concentração de tensão relativa a descontinuidades em uma peça. Na figura 2 Collins mostra a diferença entre peças com a mesma área sujeita a tensão porém uma das peças com descontinuidade em sua geometria. A força F é aplicada na extremidades da peça e distribuída uniformemente ao longo da extremidade, e a dimensão "w" é igual para ambas as peças. As linhas tracejadas representam

a força F dívida na secção da peça, e o espaçamento entre elas indica a intensidade da força local, ou seja quanto mais próximos maior a tensão, uma vez que tensão é descrita como *F/A*. Podemos observar que na região do entalhe o espaçamento entre as linhas diminui, o que nos leva a entender que nessa região a força está mais concentrada que no restante da secção, Collins alerta que nesta região a tensão pode ser muitas vezes maior que a tensão nominal calculada.

Figura 2 – Efeito da descontinuidade da geometria.



Fonte: Collins (2006)

Com o conhecimento da influência da concentração de tensão, na resistência de uma determinada peça, nos resta apresentar como calcular a tensão real de projeto em peças com descontinuidade de geometria.

De acordo com Norton (2013), a tensão máxima normal e de cisalhamento em um concentrador de tensão, podem ser definidas respectivamente pelas seguintes equações:

$$\sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{nom} \tag{7}$$

$$\tau_{max} = K_{ts} \cdot \tau_{nom} \tag{8}$$

Onde:

 K_t = fator de concentração de tensão para tensões normais.

 K_{ts} = fator de concentração de tensão para tensões de cisalhamento.

O fator geométrico de concentração de tensão K_t e K_{ts} , podem ser determinados através de gráficos baseados na literatura técnica. Norton (2013) nos traz em seu apêndice, diversos gráficos para definir com precisão o fator K_t , de acordo com a geometria da peça e o tipo de solicitação que a mesma está submetida.

Nas figuras a seguir temos os gráficos de concentração de tensão que são utilizados na fase de dimensionamento dos elementos de máquinas, para a máquina de conformação de helicoide.

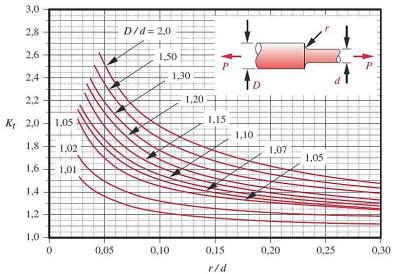


Figura $3 - K_t$ para um eixo com um rebaixo arredondado em tração axial.

Fonte: Norton (2013).

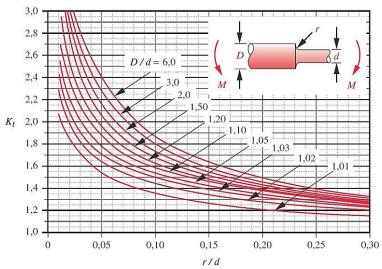


Figura $4 - K_t$ para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.

Fonte: Norton (2013).

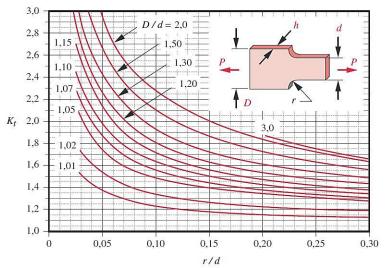


Figura $5 - K_t$ para uma barra plana com rebaixo arredondado em flexão.

Fonte: Norton (2013).

2.3.4 Tensão em furos e fixadores

É comum termos peças e elementos de máquinas unidos por parafusos, rebites ou pinos articulados, logo para tais uniões é necessário que as peças a serem unidas tenham furos para que o fixador transpasse as mesmas. Segundo Norton (2013), o elemento fixador pode falhar por cisalhamento como já vimos anteriormente as equações para tal tensão, e também podem falhar devido a tensão de esmagamento.

Assim como o pino, parafuso, ou rebite, o furo da peça também está sujeito a tensão de esmagamento. Norton (2013), e Beer et al. (2011) trazem a mesma teoria para tal assunto, onde ambos afirmam que essas tensões tendem a esmagar o furo e o pino. A tensão de esmagamento é normal e de compressão, e afirmam que pode ser calculada com a equação (1), onde a área de esmagamento e representada abaixo:

Pra furos justo:

$$A_{esm} = l \cdot d \tag{9}$$

Para furo com folga:

$$A_{esm} = \frac{\pi}{4}l \cdot d \tag{10}$$

Onde:

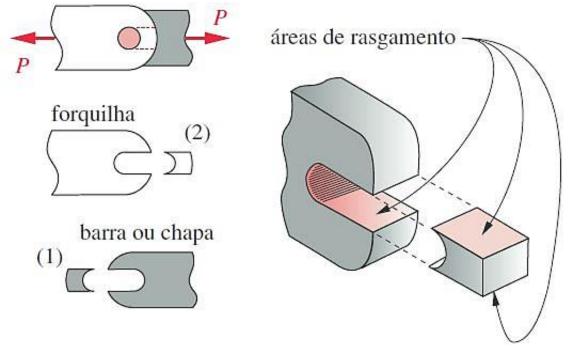
 $A_{esm} = \text{Área de contato projetada.}$ (m²)

l =Comprimento de contato em compressão. (m)

d = Diâmetro do pino ou furo. (m)

Norton (2013), ainda nos mostra outro possível modo de falha para junções citadas a recém, onde ele afirma que a área em torno do furo está sujeito a rasgamento, e essa tensão será de cisalhamento, e pode ser calculada com a equação (2), desde que a área correta de cisalhamento seja aplicada. Na Figura 6 podemos ver detalhadamente qual a área que está sujeito ao cisalhamento. Ainda convém lembrar que para o calcula da área, duas secção no sentido da força serão cisalhadas.

Figura 6 – Falha por rasgamento.



Fonte: Norton (2013).

2.3.5 União por soldagem

Outro método relevante de união de elementos de máquinas é a união por soldagem. De acordo com Collins (2006), quando a união permanente entre corpos metálicos for uma

escolha apropriada, a soldagem se torna viavelmente econômica em comparação ao elementos roscados ou rebitados.

Collins Afirma ainda que a maioria dos processos de soldagem industriais envolve fusão local das interfaces comuns entre as peças unidas. Sabido que calor é usado no processo de soldagem, é relevante considerar a junta soldada como uma região metalurgicamente não homogênea, e a região próxima a solda como zona afetada pelo calor (ZAC). Tal região é chamada por Norton (2013) de zona termicamente afetada (ZTA).

A especificação de soldagens é normalizada pela *American Welding Society* (AWS), cuja tradução é Sociedade Americana de Soldagem. Essa especificação deve constar no desenho técnico de fabricação, a flecha desse símbolo aponta para a junção a ser soldada. As especificações de solda são exibidas no desenho conforme Figura 7. (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

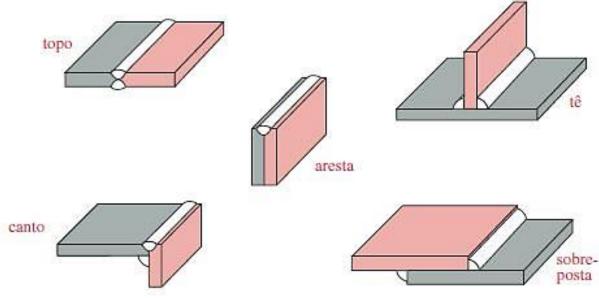
Ângulo de chanfro, incluindo o ângulo Símbolo de acabamento. do rebaixo para soldas Símbolo de contorno tampão Abertura da raíz: profundidade do Comprimento da solda preenchimento para soldas de tampão Passo (espaçamento centro a centro) (furo ou ranhura) das soldas Tamanho do chanfro Profundidade da prepa-Símbolo de solda ração: tamanho ou resistência de campo para certas soldas S (E) I-P R Especificação, processo ou outra referência AMBOS Símbolo de solda em toda (N) a volta Cauda Número de soldas de (cauda é omitida quando a ponto/tampão ou projeção Linha de referência referência não é usada) Símbolo básico de solda ou referência de detalhe

Figura 7 – Símbolo de soldagem do padrão AWS.

Fonte: Norton (2013)

Norton (2013), apresenta os cinco tipos de juntas soldadas como sendo: topo, tê, canto, sobreposta e aresta, conforme Figura 8. Para os cinco tipos de juntas, três tipos de solda podem ser usados, são elas: solda de chanfro, solda de filete, e solda de tampão ou ponto, como pode se observar na Figura 9. A solda de ponto não é recomendada para peças que sofrem esforço, por ser mais fraca que as outras. A solda de chanfro normalmente é aplicada a em juntas de topo, de canto externa e de aresta, e a solda de filete em juntas de ângulo, sobrepostas e tê.

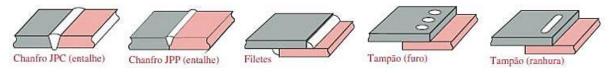
Figura 8 – Tipos de juntas soldadas.



Fonte: Norton (2013)

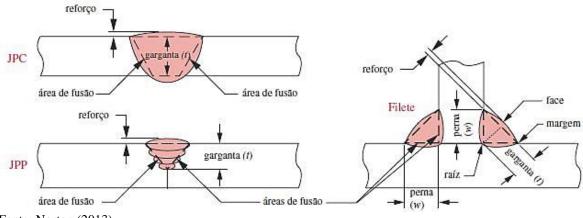
Norton ainda explica que a solda de chanfro pode ter junta de penetração completa (JPC), ou junta de penetração parcial (JPP), que pode ser facilmente entendido analisando a Figura 9 e 10. Uma solda de chanfro JPC é tão resistente a tração quanto o elemento menos espesso da união de dois materiais. Já a resistência de uma JPP, depende da profundidade da garganta.

Figura 9 – Tipos de solda.



Fonte: Norton (2013)

Figura 10 – Tipos de solda.



Fonte: Norton (2013)

2.3.6 Eletrodo revestido

Segundo Wainer et al (1992), o processo de soldagem por eletrodo revestido, é o mais utilizado no Brasil e na maioria dos países. Não é o mais eficiente mas é um dos mais baratos, simples e pode ser utilizado em uma ampla gama de aplicações.

Wainer et al (1992), define a soldagem com eletrodo revestido como um processo de arco elétrico, onde o calor utilizado para fusão das peças é proveniente do arco criado entre, o eletro e a peça soldada. Explica ainda que o arco elétrico é uma "descarga elétrica mantida através de um gás ionizado, iniciada por uma quantidade de elétrons emitidos do eletrodo negativo aquecido e mantido pela ionização térmica do gás aquecido".

De acordo com Wainer et al (1992), a norma que classifica os eletrodos no Brasil, é a ABNT-EB-79, essa é pouco usada. Já a ISO 2560 classifica os eletrodos no sistema internacional, porém tem maior utilização na Alemanha e Inglaterra. A norma mais utilizada mundialmente, é a norma norte-americana AWS, sendo essa também a mais usada no Brasil. Na tabela 1 Wainer nos traz uma descrição dos eletrodos usados para soldagem de aço-carbono segundo a AWS, onde temos a classificação de acordo com suas característica, como propriedades mecânicas, corrente elétrica, e características do revestimento.

Tabela 1 – Descrição dos eletrodos para aço-carbono segundo a AWS

Classificação	Posições (1)	Corrente	Propriedades Mecânicas (2)		nicas (2)	Revestimentos / Características
			L.R. (3)	L.E (4)	λ (5)	
E-6010	P, V, S, H	cc+	430	340	22	Altamente celuiósico, com silicato de sódio. Alta penetração. Aspecto superficial pobre. Uso geral
E-6011	P, V, S, H	CC+,CA	430	340	22	em tanques, tubulações, navios, etc. Altamente celulósico, com silicato de potássio. Características semelhantes ao E-6010, com
E-6012	P, V, S, H	CC-,CA	460	380	17	penetração inferior. Rutilico com silicato de sódio. Média penetração, densa escória, bom aspecto superficial. Uso
E-6013	P, V, S, H	CC+,CC-,CA	460	380	17	geral. Rutílico com silicato de potássio. Semelhante ao E-6012, com penetração tendendo a ser inferior. Em pequenos diâmetros é especificamente recomendado para chapas finas.
E-6020	HF	CC+,CA	430	340	. 22	À base de óxido de ferro, com compostos de manganês e silício. Penetração média/alta. Aspecto superficial razoável. Uso em vasos de pressão, bases de máquinas e estruturas.
E-6022	Р	CC-,CC+,CA	460	ŅE	NE	Semelhante ao E-6020, indicado para soldas monopasse, com aspecto superficial inferior.
E-6027	P, HF	CC-,CA	430	340	22	Semelhante ao E-6020, com adição de pó de ferro, média penetração, bom aspecto superficial, qualidade radiográfica levemente inferior. Uso em secções espessas.
E-7014	P, V, S, H	CC-,CC+,CA	500	420	17	Semelhante ao E-6012 e E-6013, com adição de pó de ferro.
E-7015	P, V, S, H	CC+	500	420	22	Básico com silicato de sódio. Moderada penetração, aspecto razoável, p/ pobre, dependendo da qualidade do metal base. Requer maior habilidade. Uso onde propriedades mecânicas e
E-7016	P, V, S, H	CC+,CA	500	420	22	qualidade do depósito são essenciais. Semelhante ao E-7015, com silicato de potássio e pó de ferro.
E-7018	P, V, S, H	CC+,CA	500	420	22	Semelhante ao E-7018, com alta adição de pó de ferro.
E-7024	P, HF	CC-,CC+,CA	500	420	17	Semelhante ao E-6012 e E-6013, com grande adição de pó de ferro. Alta taxa de deposição; uso geralmente em soldas de filete.
Ę.7027	P, HF	CC-,CA	. 500	420	22	Semelhante ao E-6027. Uso onde propriedades mecânicas superiores são necessárias.
E-7028	P, HF	CC+,CA	500	420	22	Semelhante ao E-7018, com maior adição de pó de ferro.
E-7048	P, S, H, V,D	CC+,CA	500	420	22	Semelhante ao E-7018. Uso especificamente para soldagem na posição vertical descendente.

NOTAS:

- (1) P=Plana, V=Vertical, S=Sobrecabeça, H=Horizontal, HF=Horizontal (Filetes) VD=Vertical descendente.
- (2) NE=Não especificado
- (3) Limite de resistência, MPa
- (4) Limite de elasticidade, MPa
- (5) Alongamento %

Fonte: Wainer et al (1992).

2.4 TENSÃO ADMISSÍVEL E FATOR DE SEGURANÇA

No dimensionamento de máquinas e estruturas, devemos dimensionar os elementos de maneira que esses não venham a falhar. As tensões atuantes devem ser restringidas a um nível

seguro. Então devemos selecionar uma tensão admissível para ser usada nos cálculos de dimensionamento. Afim de restringir a carga aplicada a um valor menor que a real resistência do elemento. (HIBBELER, 2010)

Hibbeler, ainda nos traz que o uso da tensão admissível (σadm), é necessário devido as incertezas, como vibrações, impactos ou cargas acidentais desconhecidas, erros de fabricações, futuros desgastes e vários outros fatores. Para a escolha de uma tensão admissível, podemos usar o método do fator de segurança (FS), esse fator de segurança garante o que as incertezas citadas foram consideradas.

Norton (2013), completa o que foi abordado por Hibbeler, dizendo que o fator de segurança deve ser baseado também, na incerteza do projetista, quanto ao modelo analítico, e informações do material usado. Diz ainda que deve ser levado em consideração se o material é frágil ou dúctil, uma vez que para materiais frágil são projetados pela tensão de ruptura, já os dúcteis são dimensionados pelo seu limite de escoamento.

Segundo Souza (1960), "No dimensionamento dos elementos de máquinas admitemse apenas deformações elásticas". E nos mostra que os cálculos podem ser feitos com intuito de verificar se o elemento dimensionado, não ultrapassa a tensão admissível, onde escolhemos as dimensões e depois verificamos as tensões. Ou podem ser dimensionado a partir da tensão admissível, resultando assim em dimensões que suportam as solicitações atuante.

Cunha (2005), confirma o que foi dito por Norton, afirmando que para materiais dúcteis o a tensão admissível deve ser calculada a partir da tensão de escoamento, e para materiais frágeis o cálculo deve ser feito a partir da tesão limite de ruptura. Lamartine nos traz as seguintes equações:

Para materiais dúcteis: (limite elástico)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS}$$
 ou $\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{FS}$ (11)

Para materiais frágeis: (tensão limite de ruptura)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_r}{FS}$$
 ou $\tau_{adm} = \frac{\tau_r}{FS}$ (12)

Onde:

 σ_{adm} = Tensão admissível Normal. (MPa)

 σ_{adm} = Tensão admissível de cisalhamento. (MPa)

FS = Fator de Segurança. (Adimensional)

Cunha (2005), diz que podemos adotar valores de coeficiente de segurança segundo as seguintes descrições:

FS = 1,5 a 2,5; sob condições normais de utilização.

FS = 3,0 a 4,0; quando a cargas variáveis ou choque.

FS = 4.0 a 5.0; nos casos com riscos de vida.

As tabelas de resistências dos aços, onde trazem as tensões limites, normalmente apresentam as tensões normais (σ), e assim não temos as tensões de cisalhamento (τ). Cunha (2005) nos apresenta a seguinte relação entre a tensão normal e a tensão de cisalhamento:

$$\tau = (0.6 \ a \ 0.8) \cdot \sigma \tag{13}$$

Já Norton (2013), diz que a relação entre as tensões citadas anteriormente é:

$$\tau = 0.575 \cdot \sigma \tag{14}$$

Em concordância com Cunha e com Norton, Pinheiro (2005) traz a seguinte relação que se aproxima muito das anteriores:

$$\tau = 0.6 \cdot \sigma \tag{15}$$

2.5 SISTEMA HIDRÁULICO

Segundo Pavani (2010), para entendermos a Hidráulica e suas aplicações, alguns conceitos básicos de física devem ser conhecidos, como força, atrito, trabalho, potencia, pressão, lei de Pascal:

FORÇA: Grandeza vetorial, com capacidade de alterar o movimento de um corpo. Unidade: Newton (N) ou quilograma força (kgf). (PAVANI, 2010)

ATRITO: Resistencia devido ao contato entre dois corpos, que se movem em sentidos distintos. (PAVANI, 2010)

TRABALHO: É o deslocamento de um objeto em um determinado espaço ou distância. Unidade de medida é o Joule (J) = Nm. (PAVANI, 2010)

POTÊNCIA: É trabalho por determinado tempo, sua unidade é o Watt (W), em homenagem ao James Watt, o inventor da máquina a vapor.

PRESSÃO: É a força aplicada por unidade de área de superfície. No sistema internacional (S.I.) a unidade de pressão é o N/m², porem em hidráulica é comumente expressa em kgf/cm², ou Bar. (PAVANI, 2010)

$$P = \frac{F}{A} \tag{16}$$

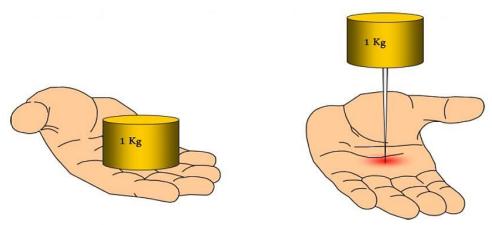
Onde:

P = Pressão.

F = Força.

A = Área.

Figura 11 – Influência da relação força/área.



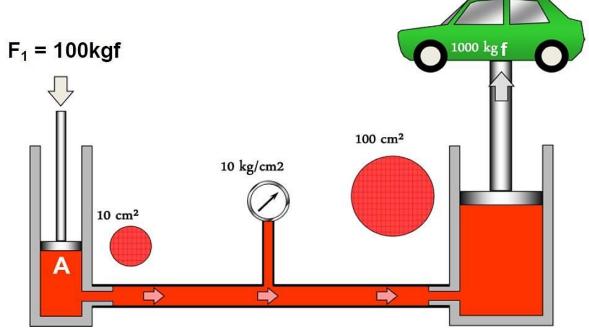
Fonte: Gomes et al. (2008)

LEI DE PASCAL: A pressão exercida em um ponto qualquer de um fluido estático, é a mesma para todos os pontos, e direções do fluido. (PAVANI, 2010)

Segundo Gomes et al. (2008) o princípio de Pascal deu origem a concepção da primeira prensa hidráulica, no início da revolução industrial, o responsável pela criação foi o mecânico Joseph Bramah, e fundamentou-se no princípio de pascal para conseguir com seu equipamento

uma multiplicação de força. Na Figura 12 conseguimos ver uma representação da prensa hidráulica desenvolvida pelo mecânico.

Figura 12 – Princípio da prensa hidráulica.



Fonte: Gomes et al. (2008)

Gomes (2008), ainda explica que é possível levantar o carro de 1000 kg, conforme a Figura anterior, devido ao princípio de pascal e o mecanismo da prensa hidráulica. Devido a força de 100 kgf no ponto A, usando a equação (16) teremos uma pressão em A de 10 kgf/cm², como o princípio de pascal diz que a pressão é igual em todos os pontos, logo teremos 10 kgf/cm² para todo o sistema, ao isolar *F* na equação (16), e considerando a área de 100 cm² fornecido pela Figura, temos uma força de 1000 kgf. Isso explica como 100 kgf levanta 1000 kgf.

Fialho (2004), nos traz outro princípios físico necessário para o entendimento de um sistema hidráulico, que completa os princípios apresentados por Pavani, que é a vazão:

VAZÃO: Fialho (2004), diz que vazão é "o volume de fluido descarregado pela bomba por unidade de tempo, ou ainda o produto entre a velocidade com que um fluido se desloca em uma tubulação e a seção transversal desta". Como podemos ver nas equações (17) e (18).

$$Q = \frac{Vol}{t} \tag{17}$$

$$Q = v \cdot A \tag{18}$$

Onde:

 $Q = Vazão (m^3/s)$

t = Tempo (s)

v = Velocidade de escoamento (m/s)

 $A = \text{Areão da secção transversal (m²)} A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

2.5.1 Seleção de Atuadores Hidráulicos

Segundo Fialho (2004), a pressão nominal, é aquela no qual um sistema pode ser classificado, ela depende do tipo de aplicação. A pressão nominal do sistema é a pressão nominal da bomba. Os Sistemas hidráulicos são classificado de acordo com a pressão da seguinte forma:

- 0 a 14 kg/cm² Sistema de baixa pressão.
- 14 a 35 kg/cm² Sistema de média pressão.
- 35 a 84 kg/cm² Sistema de média-alta pressão.
- 84 a 210 kg/cm² Sistema de alta pressão.
- Acima de 210 kg/cm² Sistema de extra-alta pressão.

Para seleção de um atuador hidráulico, precisamos determinar uma pressão de trabalho. A pressão de trabalho (*Pbt*) é expressa pela pressão nominal (*PN*) menos uma perda de carga admitida de 10 a 15%. Adotando perda de carga de 15%, temos a seguinte equação: (FIALHO, 2004)

$$Ptb = PN - 0.15 \cdot PN \tag{19}$$

De acordo com Fialho (2004), devemos conhecer a força de avanço (Fa) e a força de retorno (Fr), que são as forças efetivas que o cilindro hidráulico precisa desenvolver, para realizar o trabalho desejado. Essas forças são determinadas no projeto de um equipamento.

Conhecendo a Fa, Fr, e a Ptb, podemos determinar o diâmetro mínimo do pistão com a seguintes equações:

Para o Avanço:

$$Dp = \sqrt{\frac{4 \cdot Fa}{\pi \cdot Ptb}} \tag{20}$$

Para o retorno:

$$Dp = \sqrt{\frac{4 \cdot Fr}{\pi \cdot Ptb} + dh^2} \tag{21}$$

Onde:

Fa = Força no avanço. (N)

Fr = Força no retorno. (N)

Dp = Diâmetro Mínimo do pistão. (m)

dh = Diâmetro da haste do atuador. (m)

Fialho (2004), ainda ressalta, que o *Dp* calculado não é definitivo do pistão, e sim uma referência para a seleção de um diâmetro comercial. O *Dp* comercial, dever ter no mínimo um diâmetro igual ao calculado, ou ligeiramente maior. Afim de garantir a força desejada, Fialho afirma que o cilindro deve respeita a seguinte relação:

$Dp\ comercial \ge Dp\ Calculado$

2.5.2 Dimensionamento das tubulações

Segundo Fialho (2004), as velocidades respeitar a velocidade recomendada, de escoamento do óleo é fundamental para conseguir a menor perda de carga possível, e garantir um regime de escoamento laminar. Desde que respeitemos algumas condições como:

comprimento da tubulação de no máximo uma dezena de metros, vazões de 20 a 200 l/minuto e pequena variação de temperatura, podemos usar para dimensionamento a seguinte tabela:

Tabela 2 – Velocidades recomendadas.

T. Luly of a					
Tubulação	20	50	100	>200	. ,
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	Velocidade (cm/s)
Tubulação de Retorno	300				(CII/s)
Tubulação de Sucção	100				

Fonte: Fialho (2004).

Fialho ressalta que, devemos verificar em tabelas fornecidas por fabricantes de tubo, se o tubo selecionado resiste com segurança a pressão máxima do sistema. E assim como para o cilindro deve se seguir a seguinte relação.

$Dp\ comercial \ge Dp\ Calculado$

2.5.2 Dimensionamento da bomba

A escolha das especificações que a bomba deve ter, devem ser feita após a determinação da pressão do sistema, dos atuadores, e das vazões. A vazão da bomba buscada no catálogo do fornecedor, deve ser igual ou maior a vazão de avanço do cilindro (*Qa*). E deve ser no máximo igual a maior vazão induzida calcula, que não necessariamente, mas normalmente é a vazão induzida de retorno (*Qir*). Para calcular as vazões podemos seguir as seguintes equações. (FIALHO, 2004)

Vazão de avanço:

$$Qa = va \cdot \frac{\pi \cdot Dc^2}{4} \tag{22}$$

Vazão de retorno:

$$Qr = vr \cdot \frac{\pi \cdot (Dp^2 - dh^2)}{4} \tag{23}$$

Onde:

Qa = Vazão para o avanço. (m³/s)

Qr = Vazão para o retorno. (m³/s)

vr = Velocidade de avanço. (m/s)

vr = Velocidade de avanço. (m/s)

Vazão induzida de avanço:

$$Qia = \frac{(Dp^2 - dh^2) \cdot Q}{Dp} \tag{24}$$

Vazão induzida de retorno:

$$Qir = \frac{Dp^2 \cdot Q}{Dp^2 - dh^2} \tag{25}$$

Onde:

Q = Vazão estimada para bomba.

Fialho (2004), orienta que a pressão da bomba (*PB*) deve ser igual ou superior a pressão de trabalho (*Pbt*) mais a perda de carga na linha de pressão. Obedecendo assim:

$$PB = Pbt + Perda de carga na Linha de Pressão$$
 (26)

2.6 ROLAMENTOS

Desde os tempos ancestrais rolos são utilizados como meio de facilitar a movimentação de objetos pesados, inclusive a relatos de utilização de mancais de esferas no

século I d.C.; Mas somente no século 20 que teve uma grande evolução onde se obteve rolamentos melhores, com matérias mais resistentes, melhores processos de fabricação e maior precisão. Estudos e pesquisas feito após a segunda guerra mundial resultaram em rolamentos de elementos rolantes de alta qualidade, como muita precisão e com preços satisfatórios. (NORTON, 2013)

Norton ainda diz que desde os primeiros projetos de rolamentos, feitos próximo ao ano 1900, já eram padronizados mundialmente em tamanhos métricos. E afirma que um rolamento de um carro feito em 1920 por exemplo, pode ser substituído por um rolamento encontrado em catálogos atuais, inclusive com qualidade e precisão superior.

Segundo Melconian (2009), é fundamental que se conheça as cargas e os tipos de solicitações atuante em um rolamento, de uma aplicação de máquina ou equipamento. Para assim fazer a seleção do rolamento a ser utilizado. Melconian diz que as cargas atuantes podem ser radial quando a carga atua no sentido do raio do rolamento, carga axial quando atuam no sentido longitudinal ao eixo do rolamento, e carga combinada quando atuam no rolamento carga axial e radial simultaneamente.

Melconian (2009), ainda nos traz que existe muitos tipos de rolamentos e seus elementos rolantes podem ser esferas ou rolos, sendo classificados em rolamentos de esfera e rolamentos de rolos. Para ambas as classificações citada, existem modelos que suportam somente cargas axiais, outros que suportam apenas cargas radiais, e rolamentos que trabalham com abas as cargas ao mesmo tempo. Na Figura 13 temos exemplos de rolamentos de esferas e de rolos, e no anexo 5 temos uma classificação quanto a aplicação para cada tipo.

traseira da copa Anel externo Costados (encostos) Face traseira do cons Anel interno ce froma Rajo de canto da copa B Furo Pista de esferas do anel interno face frontal Separador (retentor) Rajo da face Pista de esferas do anel externo

Figura 13 – A esquerda rolamento de esferas e a direita rolamento de rolos

Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

2.7 DESENHO TÉCNICO MECÂNICO

Para determinar os esforços atuantes e assim dimensionarmos os elementos de maneira que os mesmos não venham a falhar, fica muito mais fácil se tivermos um modelo, um desenho detalhado do formato do equipamento, de modo a possibilitar uma análise dos pontos críticos.

Catapan (2015), define o desenho técnico, como uma arte no qual um objeto e representado, e afirma que o desenho é tão importante quanto à execução de uma tarefa, pois é através dele que as informações necessárias para a confecção de uma peça, são fornecidas. Catapan conceitua o desenho técnico, como sendo uma linguagem gráfica utilizada na indústria. Existe uma série de normas internacionais para garantir que tal linguagem seja entendida em qualquer lugar do mundo. No brasil organização que regulamenta as normas gerais de desenho técnico é a ABNT.

A muito tempo os desenhos são aplicados a engenharia, para definir graficamente um produto, antes que esse venha a ser fabricado. No passado esses desenhos eram feitos com ferramentas como: lápis, esquadros, réguas de vários modelos, canetas nanquim e etc. Hoje a maioria dos desenhos são executados em computadores, o que é uma revolução inovadora, entretanto os princípios e fundamentos do desenho empregados na engenharia ainda são os mesmos. (SILVA, 2009)

Segundo Budynas e Nisbett (2011), os programas CAD, usados para fazer desenhos tridimensionais (3D), podem gerar vistas com detalhamento automático, agilizando o desenvolvimento do projeto. Outra vantagem relevante é que com um software CAD, podemos obter com velocidade e precisão resultados de propriedades dos elementos desenhados, como massa, localização do centro de gravidade, momento de inercia, áreas, distancias entre pontos específicos, tudo isso sem precisar calcular de maneira convencional.

Silva (2009), nos apresenta o Solidworks como sendo hoje um dos principais programas da computação gráfica. É usado em diversas áreas que trabalham com desenhos. Silva define que o Solidworks é um software de modelagem sólida, paramétrica, baseado em recursos ou etapas e totalmente integrado ao Windows.

Segundo a Dassault Systemes, o Solidworks Simulation tem soluções poderosas que permitem testar novas ideias, assim como avaliar o desempenho, possibilitando melhorar a qualidade e garantir a funcionalidade do produto. Com o Simulation é possível realizar testes estruturais, e resolver problemas de engenharia que envolvem circunstancias complexas de cargas. Tais testes são possíveis de serem realizados, em uma variada série de parâmetros como durabilidade, resposta dinâmica e estática e comportamento térmico.

3 METODOLOGIA

3.1 PROJETO 3D

O projeto da máquina foi realizado com o Solidworks, que é um software de desenho em 3D. A máquina desenhada consiste em um mecanismo relativamente, simples, porém foi optado em desenha-lo para evitar erros de medidas, e para uma visualização do projeto, sem a necessidade de sua confecção, e principalmente para avaliar com precisão as solicitações mecânicas oriundas do funcionamento. Com o projeto 3D ficam visíveis os pontos críticos. A unidade de medida usada para distância, foi o milímetro (mm).

Foram definidos alguns critérios para o projeto. O principal critério, é que a máquina tenha um mecanismo funcional, que realize os movimentos conforme necessário. E alguns outros critérios, como uma aparência simples mais que seja apresentável, e com componentes padrão de mercado, para facilitar uma possível confecção.

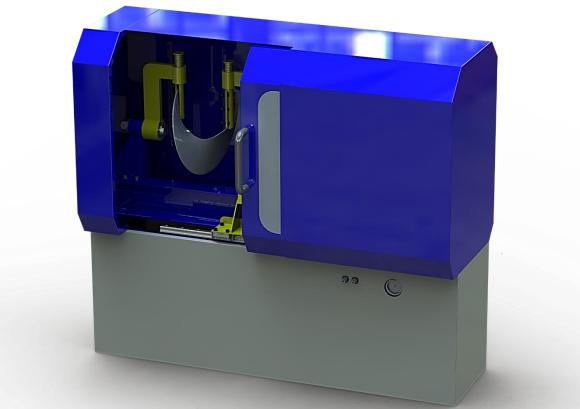


Figura 14 – Renderização da máquina com solidworks.

3.1.1 Parâmetros iniciais

Para definições de dimensões gerais da máquina, foi desenhado no solidworks, um helicoide com a geometria mais crítica, que no caso é o que tem maior diâmetro externo e maior espessura de chapa. Essa dimensões possibilitaram definir o do deslocamento que o sistema de movimentação deve fazer, e também o espaço que a máquina precisa ter para realizar o trabalho de conformação.

Com a finalidade de determinarmos a força necessária, e assim conseguirmos dimensionar a máquina corretamente, definimos as característica dos helicoides a serem conformados.

Essa máquina é um modelo inicial, e poderá ter aprimoramento, melhorias e versões diferentes para variadas dimensões de hélices. Tendo em vista como um modelo inicial partiremos de um princípio de dimensionando, onde atende helicoides pequenos, cujo diâmetro máximo escolhido é de 300 mm, espessura de chapa que varia de 1,0 até 6,35 mm, e um passo de no máximo 250 mm. Essa medidas atendem com efetividade a fabricação de transportadores helicoidais pequenos, os quais são os mais empregados, como por exemplo transportadores de grãos em maquinas agrícolas, transportadores e misturadores de amido, e broca de perfurar solo.

Levando em consideração as diversas aplicações dos helicoides, os mesmo podem ser fabricados de diversos matérias, desde aço inox, quando usado na indústria alimentícia, ou até mesmo de aço carbono como por exemplo uma broca de furar solos. No caso de aço-carbono adotamos o Tipo SAE 1020 laminados a quente, e para aço inoxidável, o inox tipo 316.

Os casos que mais exigem forças é com maior diâmetro, maior espessura de chapa, e material com maior resistência de escoamento. A resistência ao escoamento foi baseada nos dados dos anexos 1 e 2.

Temos a seguinte configuração, para determinarmos as forças necessárias, e medidas gerais da máquina, como curso de movimentação e espaços entre componentes fixos e moveis, a espessura de chapa é sempre proporcional ao diâmetro para resistir as possíveis flexões:

- Espessura da chapa: 6,35 mm.
- Diâmetro do helicoide: 300 mm.
- Diâmetro do furo: 50 mm. (Medida usual de eixo)
- Material da chapa: Aço inox tipo 316 (Tensão de escoamento = 276 Mpa)

3.1.2 Planificação e conformação do helicoide

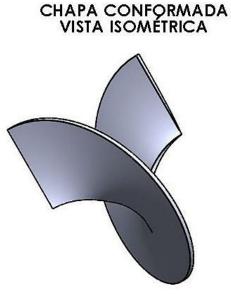
Helicoides tem um formato complexo, e difícil de ser modelado. Algumas equações antigas para planificação de chapas, podem ser usadas para calcular como deve ser o formato da chapa antes de ser conformado, usando como variáveis as medidas do helicoide pronto (conformado). Porem com as ferramentas CAD que temos hoje, fica mais rápido e mais preciso essa planificação. Nas Figuras 15 e 16 temos as vistas do helicoide, antes e depois da conformação, feitas com auxílio da ferramenta de planificação de chapas metálicas do Solidworks.

CHAPA PALNIFICADA
VISTA FRONTAL

Figura 15 – Helicoide antes e depois da conformação.

VISTA FRONTAL

SERVING SERVING

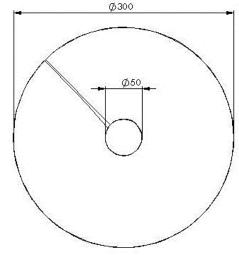


Fonte: Autor

Com uma análise do helicoide antes e depois de conformado, conseguimos entender o trajeto da conformação, e projetar um mecanismo que realize o trabalho necessário. Conseguimos entender que as duas arestas retilíneas, que estão em ângulo uma em relação à outra na chapa planificada vista na Figura 15, devem ser afastada 250 mm no sentido do eixo central, como mostra a vista lateral da chapa conformada na Figura 16. E ao mesmo tempo deve rotacional em torno do eixo central, até as arestas ficarem paralelas, como e percebido na vista frontal da chapa conformada.

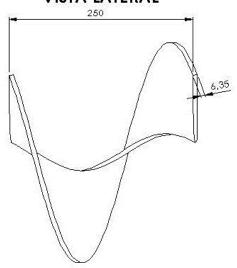
Figura 16 – Helicoide conformado.

CHAPA CONFORMADA VISTA FRONTAL





CHAPA CONFORMADA VISTA LATERAL



3.1.3 Projeto 3D dos mecanismos.

Como entendido no tópico 3.1.2, as extremidades devem girar entorno do eixo, e se afastar na direção do eixo. Com essas informações desenvolvemos com auxílio do solidworks, um mecanismo que satisfaça essas condições.

A fixação da peça é feita por fixadores giratórios (item 1 da Figura 17), eles precisam girar para que acompanhe a deformação da chapa após ser conformada. Ambos fixadores têm uma mola que permite movimento na direção perpendicular ao eixo central do helicoide, esse movimento se faz necessário, pois verificamos na Figura 16 que o diâmetro da chapa planificada diminui após à conformação.

Para realizar o afastamento das extremidades das chapas na direção do eixo, utilizamos um atuador hidráulico (item 2 da Figura 17), esse tem a função de realizar movimentos de avanço e retorno. A haste do atuador é fixada ao suporte de afastamento (item 3 da Figura 17), que aloja o mecanismo de fixação, e ao realizar esse movimento é possível esticar a chapa. O atuador tem curso ligeiramente superior a 250 mm, o que é um pouco maior que o passo do helicoide.

Como o suporte de afastamento, deve avançar e retornar na direção do eixo do helicoide, e necessário que o mesmo esteja, fixo na máquina de maneira que possa se movimentar apenas nesta direção. Para isso o suporte de afastamento fica fixo no que

chamamos de carro (item 4 da Figura 17), este é guiado por um guia linear, que permite o movimento do conjunto apenas na direção desejada.

O suporte giratório (item 5 da Figura 17), foi criado para satisfazer a condição de rotação em torno do eixo do helicoide. Sua parte inferior e composta por rolamentos que permitem que o suporte gire conforme a chapa e esticada, assim ao final do afastamento as extremidades das chapas tendem a ficarem paralelas como visto na Figura 16, na vista frontal da chapa conformada.

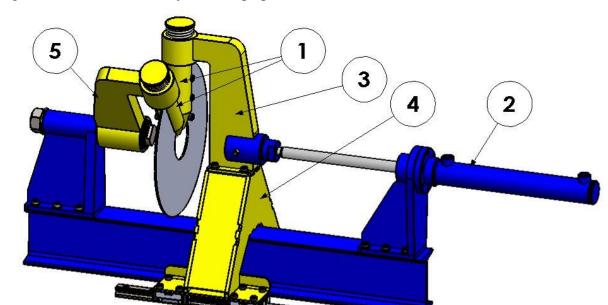


Figura 17 – Instante da fixação da chapa planificada.

Fonte: Autor

Na Figura 18 podemos ver o deslocamento do carro, resultando na tração e rotação da chapa em torno do eixo central, modelando a mesma no formato desejado. Nesta Figura o atuador esta acionado para que a haste retorne, neste movimento de retorno temos o afastamento do conjunto geral móvel.

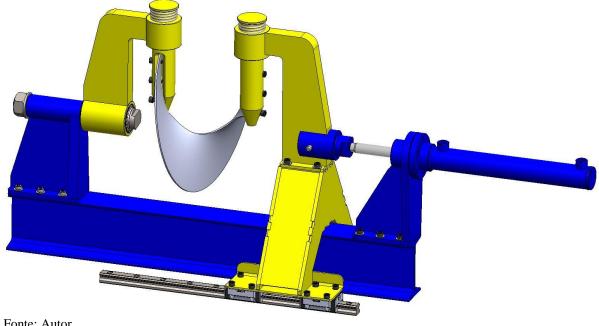


Figura 18 – Instante em que atuador está acionado, movimentando a máquina.

Fonte: Autor

3.2 FORÇA MÍNIMA NECESSÁRIA

Compreendendo a complexidade desta conformação, fica claro como seria difícil determinar a força necessária, manualmente através de cálculos e equações. Para evitar cálculos complexo nos baseamos na informação da Dassault Systems, que diz que podemos simular tensões atuantes em peças utilizando a ferramenta Solidworks Simulation.

Na simulação foi utilizado um desenho 3D com as características determinadas no tópico 3.1.1, essas características descrevem a condição que exige maior carga. Foram feitos alguns testes aumentando a força aplicada até que a tensão do material ultrapassasse a tensão de escoamento para que o helicoide seja conformado.

Características adotadas:

- Espessura da chapa: 6,35 mm.
- Diâmetro do helicoide: 300 mm.
- Diâmetro do furo: 50 mm. (Medida usual de eixo)
- Material da chapa: Aço inox tipo 316 (Tensão de escoamento = 276 Mpa)

Foram feitas cinco simulações, aumentando a força gradualmente, na seguinte sequência: 2500 N, 5000N, 7500, 10000, 12500 N. As cores que aparecem no desenho da peça, representam a tensão em determinado ponto ou região, correspondente a escala de cores, localizada na lateral direita da figura. A extremidade superior da escala de cores indica a maior tensão atuante na peça, devido a carga aplicada na simulação. E a seta vermelha indica na escala, o limite de escoamento do material.

As peças com formato cilíndrico, e ressalto retangular na extremidade, representam os fixadores responsáveis por fixar o helicoide. Uma das extremidades retangular foi considerada fixa, e a outra foi aplicado a força responsável pela deformação vista nas figuras a seguir.

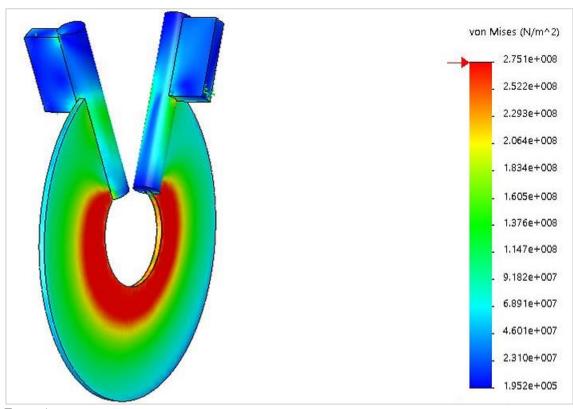
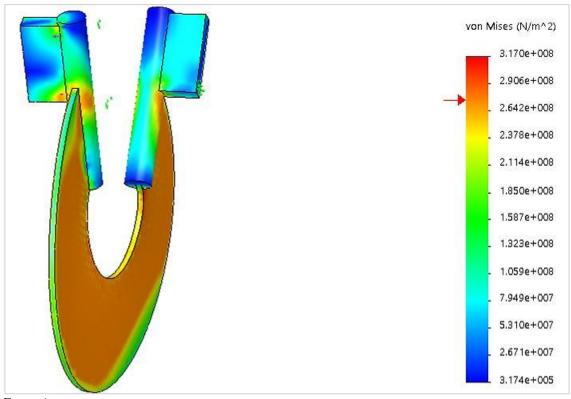


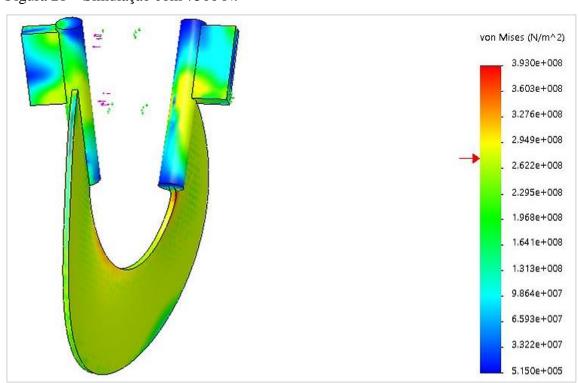
Figura 19 – Simulação com 2500 N.

Figura 20 – Simulação com 5000 N.



Fonte: Autor

Figura 21 – Simulação com 7500 N.



7.646e+007 3.855e+007 6.375e+005

von Mises (N/m^2)

4.556e+008

4.177e+008

3.418e+008

3.039e+008

2.281e+008

1.902e+008

1.523e+008

1.144e+008

Figura 22 – Simulação com 10000 N.

Fonte: Autor

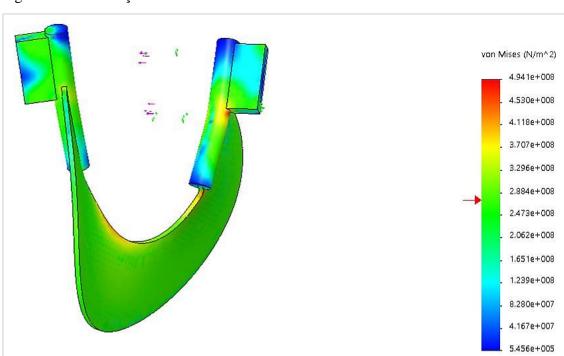


Figura 23 – Simulação com 12500 N.

3.3 MOVIMENTAÇÃO E FORÇA

Para realizar a foça necessária e o movimento, utilizamos um sistema hidráulico, composto por um atuador como já mencionado no tópico 3.1.3. O dimensionamento do sistema é possível de ser realizado através das equações fornecidas no capitulo 2. Algumas equações foram manipuladas, para isolarmos as variáveis que queremos descobrir.

Como visto no tópico 3.1.3, entendemos que o atuador deve fazer movimentos de avanço e de retorno. Porem só precisa fazer força no sentido de retorno. Do ponto de vista geral de um atuador, o retorno corresponde ao movimento onde a haste do cilindro retorna.

A força de avanço para essa máquina serve apenas para posicionar os componentes moveis na posição de início de processo. Então focamos na força de retorno, pois essa é a responsável por deformar o helicoide.

O dimensionamento do sistema hidráulico, está focado apenas nas condições básicas para funcionamento, dimensionamos apenas o atuador e as tubulações, baseado na vazão e pressão necessária para atender os critérios de funcionamento.

3.3.1 Estimativa da pressão

A pressão da bomba (*PB*), adotada como pressão nominal (*PN*), foi escolhida como sendo de 110 kgf/cm², o que se enquadra segundo informações fornecidas por Fialho (2004), em um sistema de alta pressão. Essa pressão possibilita utilização de um atuador com diâmetro relativamente pequeno.

Estimamos também a pressão de trabalho (Ptb) com a seguinte consideração: a pressão nominal (PN) é igual a pressão da bomba (PB), substituindo PN por PB na equação (19), temos a pressão de trabalho como:

$$Ptb = PB - 0.15 \cdot PB \tag{27}$$

3.3.2 Dimensionamento do atuador

Para determinar as dimensões básicas do atuador utilizamos como variáveis, a força de trabalho que o atuador faz no seu retorno, para formar o helicoide, e a pressão de trabalho

(*Ptb*) do atuador. Isolando a área A na equação (16), e substituindo *P* por *Ptb*, conseguimos encontrar a área mínima necessária, para conseguirmos a força desejada.

$$A = \frac{F}{Pth} \tag{28}$$

Sabendo que a área responsável pela força, no trabalho de conformação é a área de retorno, encontramos no anexo 10 os diâmetros comerciais disponíveis no mercado, que ao subtrair a área da haste da área da camisa, tenhamos uma área real, similar à área calculada.

$$A_{real} = \frac{\pi \cdot (Dc^2 - dh)}{4} \tag{29}$$

Para obtermos então a força real de trabalho, que o atuador faz. Isolamos a força na equação (28), e obtemos a seguinte equação:

$$F_{real} = A_{real} \cdot Ptb \tag{30}$$

3.3.3 Estimativa da Vazão

A vazão da bomba é responsável pela velocidade de atuação do atuador, e tem influência direta na escolha das tubulações do sistema. A velocidade escolhida para atuação é de 0,05 m/s. Podemos definir a vazão da bomba com a equação (23):

Calculamos também a vazão induzida de retorno (Qir), pois essa influência no dimensionamento das tubulações. Utilizamos então a equação (25).

3.3.4 Diâmetro das tubulações

Com a pressão e as vazões definidas podemos definir os diâmetros das tubulações utilizadas no sistema com a manipulação da equação (18), isolando a área temos:

$$A = \frac{Q}{\nu} \tag{31}$$

Isolando o diâmetro temos:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \tag{32}$$

Onde:

Q = Vazão máxima calculada na tubulação.

v =Velocidade recomendada na tabela 2.

3.4 COMPONENTES PROJETADOS

As forças resultantes e as tensões atuantes, para determinar as dimensões e formas necessárias, para garantir que o equipamento funcione bem, com segurança e confiabilidade, foram obtidas com equações fornecidas pela literatura citada. São equações de tensões, momento de inercia, área da seção, momento fletor e torque.

As variáveis utilizadas nas equações, são fornecidas inicialmente pela necessidade de funcionamento da máquina, onde essa exerce uma força conhecida para realizar o trabalho desejado. A partir dessa força e da forma em que os elementos estão dispostos, conseguimos extrair as outras variáveis, como as forças resultantes, momentos e tensões atuantes. E as propriedades dos materiais estão disponíveis nos apêndices.

Conhecendo a força máxima do sistema, e determinando um fator de segurança, conseguimos dimensionar os elementos críticos que compões a máquina.

Todas as peças que devem ser fabricadas de chapas, grossa ou fina, são em aço SAE 1020 laminado a quente, que segundo o anexo 1, tem com tensão de escoamento de 207 MPa.

Para as peças que devem ser feitas de barra redonda, adotamos como padrão SAE 1045 laminado a frio, que de acordo com o anexo 1, sua tensão de escoamento equivale a 531 Mpa.

Ao dimensionarmos componentes sujeito a cisalhamento, no caso de pinos e parafusos, utilizamos a relação com a tensão normal, como citado por Pinheiro (2005) na equação (15), onde temos que a tensão de cisalhamento, equivale a 60% da tensão normal.

Quanto ao fator de segurança (FS), temos que ter em vista que a máquina opera com cargas variáveis. Cunha (2005) nos traz que podemos usar FS de 3,0 a 4,0 para esse tipo de solicitação. Considerando que as equações utilizadas para o dimensionamento estão coerentes, utilizamos então FS = 3,0.

Com a intenção de calcular as solicitações atuantes no mecanismo da máquina, criamos uma vista do desenho, onde possibilita visualizar as distancias e os pontos onde as forças atuam. Os pontos críticos que devem ser dimensionado através de cálculos, estão indicados nos pontos de "A" à "I" na Figura 24, sendo o ponto "I" os parafusos de fixação, que também resiste toda a força de atuação.

As dimensões exibidas na Figura 24, foram determinadas na fase de modelamento dos componentes. Agora através dessas dimensões, e da força conhecida, determinamos as espessuras e diâmetros necessários, para suportar a foça de atuação que o atuador hidráulico realiza.

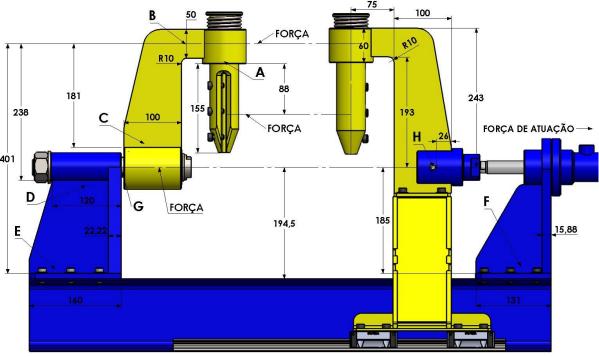


Figura 24 – Distancias dos mecanismos.

Fonte: Autor

3.4.1 Método de dimensionamento nos pontos críticos

Antes de calcularmos as dimensões e tensões atuantes, definimos as tensões admissíveis para cada aplicação. A seguir temos as relações consideradas, e os valores que usamos para o dimensionamento de todos os componentes.

Aço SAE 1020 laminado à quente, sujeito a tensão normal, foi encontrado simplesmente aplicando a equação (11):

$$\sigma_{adm} = \frac{207MPa}{3}$$

$$\sigma_{adm} = 69 MPa$$

Aço SAE 1045 laminado à frio, sujeito a tensão normal, seguimos o mesmo padrão da operação anterior:

$$\sigma_{adm} = \frac{531 \, MPa}{3}$$

$$\sigma_{adm} = 177 \, MPa$$

Aço SAE 1045 laminado à frio, sujeito a tensão de cisalhamento, segundo a equação (15) a tensão de cisalhamento equivale a 60% da tensão normal logo:

$$au_{adm} = 0.6 \cdot 177 \, MPa$$

$$au_{adm} = 106.2 \, MPa$$

Ponto "A": Neste ponto temos os fixadores giratórios, onde ocorre um momento fletor, resultante da força transmitida através do helicoide no processo de conformação do mesmo. Podemos considerar na pior das hipóteses que a força distribuída ao longo da região de fixação, seja toda concentrada no ponto central. Para calcular o momento, multiplicamos a força pela distância do ponto da força até o ponto de análise do momento.

$$M_f = F \cdot L \tag{33}$$

Onde:

 M_f = Momento fletor. (N.m)

F = Força. (N)

L = Distancia até o ponto do momento fletor

Afim de calcular o diâmetro, que resista com segurança a tensão provocada pelo momento fletor, Manipulamos a equação (3), levando em consideração que a distância "c" da linha neutra até a superfície é igual ao raio "r" da peça, já que nesta região a mesma é simétrica. E substituindo "I" pela equação (4) temos:

$$\sigma = \frac{4 \cdot M_f}{\pi \cdot r^3} \tag{34}$$

Substituindo "r" por "d/2" temos:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \tag{35}$$

Isolando "d" temos uma equação para calcular o diâmetro resistente:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}} \tag{36}$$

Onde:

d = Diâmetro mínimo (m)

 M_f = Momento fletor. (N.m)

 σ_{adm} = Tensão admissível calculada. (Mpa)

Ponto "B": Neste ponto, calculamos a espessura da chapa, para suportar uma força axial de tração. Conforme ilustrado na Figura 24, neste ponto há uma descontinuidade da geometria, o que nos leva a considerar o fator de concentração de tensão kt.

Encontramos então o kt correspondente, na Figura 5, porem uma consideração deve ser feita, pois a máxima relação D/d que o gráfico traz é igual a 2, no nosso caso D/d é muito maior que que dois, então consideramos D/d = 2. O próximo passo foi encontrar a relação r/d, onde temos r = 10 mm e d = 50 mm, logo temos que r/d = 0.2.

Temos então:

D/d=2.

D/d = 0.2

kt = 1,85 (segundo gráfico da Figura 5)

Trazendo a equação (7) para nossa realidade, a qual trocamos σ_{max} pela σ_{adm} , e aplicando para σ_{nom} a equação (1), temos:

$$\sigma_{adm} = kt \cdot \frac{F}{A} \tag{37}$$

Sabendo que a área resistente pode ser calculada por:

$$A = e \cdot d \tag{38}$$

Mesclando as informações da equação (37) e (38), temos então uma equação final para calcular a espessura mínima da chapa, resistente a tração.

$$e = \frac{kt \cdot F}{d \cdot \sigma_{adm}} \tag{39}$$

Onde:

e =espessura da chapa. (m)

kt = Fator de concentração de tensão. (Adimensional)

d =largura na parte menor da peça, de acordo com a Figura 5. (m)

 σ_{adm} = Tensão admissível calculada. (Mpa)

Ponto "C": Nesta região a tensão atuante é resultado de um momento fletor, e assim como usado para o ponto "A", usamos a equação (33), para calcular a intensidade desse momento.

Para obter uma expressão que dos dê a espessura necessária neste ponto, substituímos o *I* da equação (3), pela equação (4) referente ao momento de inercia de secção retangular, e trocamos a variável *b* pela *e* que representa a espessura da chapa obtemos:

$$\sigma_{adm} = \frac{12 \cdot M_f \cdot c}{e \cdot h^3} \tag{40}$$

Isolando a variável e obtemos a seguinte relação para espessura mínima:

$$e = \frac{12 \cdot M_f \cdot c}{h^3 \cdot \sigma_{adm}} \tag{41}$$

Onde:

e =espessura da chapa. (m)

 M_f = Momento fletor. (N.m)

c = distância da linha neutra até a superfície externa da peça. (m)

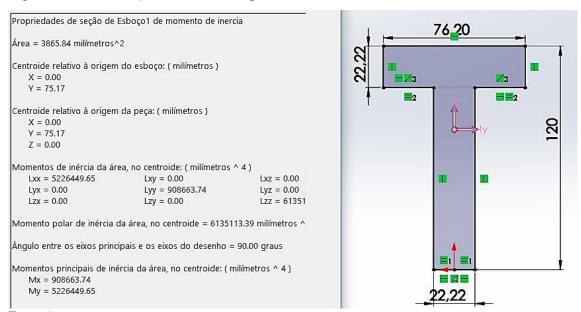
h = Largura da chapa nesse ponto. (m)

 σ_{adm} = Tensão admissível do material. (Mpa)

Ponto "D" e "E": São pontos da mesma peça, porem com dimensões diferentes, e com distância diferente em relação a força, por esse motivo temos um momento fletor com intensidade diferente para ambos os pontos. Calculamos essas intensidades com a equação (33). Essas diferenças são observadas na Figura 24.

Por se tratar de um perfil similar a um T, exige cálculos mais trabalhosos para determinarmos as espessura, e consequentemente determinar o centro de gravidade (C_g), e o momento de inercia (I). Então optamos por desenhar o perfil no solidworks, e através da ferramenta avaliar fornecido pelo programa, temos as informações necessárias para a verificação as resistência através da equação (3). A Figura 25 e 26, mostra as informações fornecida pelo solidworks para os perfis usados.

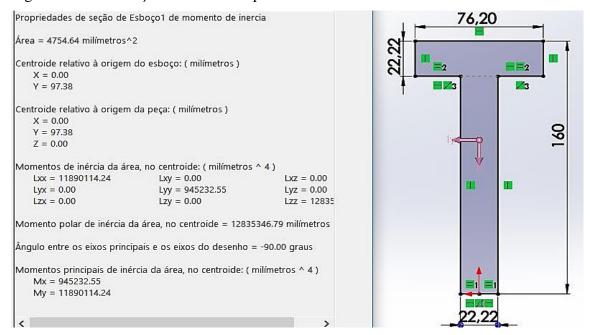
Figura 25 – Informações referente ao ponto "D".



Analisando as informações, fornecida na Figura 25 temos as seguintes informações que são usadas na equação (3), onde verificamos se o perfil escolhido resiste com segurança:

c = 75,17 mm ou 0,07517 m. $I = 5226449,65 \text{ } mm^4 \text{ ou } 5,226 \text{x} 10^{-6} \text{ } m^4.$

Figura 26 – Informações referente ao ponto "E".



Fonte: Autor

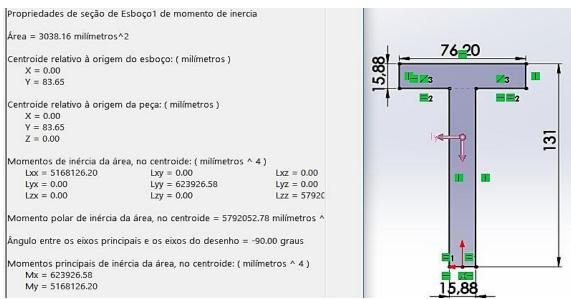
Para o ponto "E" obtemos as seguintes informações:

c = 97,38 mm ou 0,09738 m.

 $I = 11890114,24 \text{ } mm^4 \text{ ou } 11,89 \times 10^{-6} \text{ } m^4.$

Ponto "F": Usamos para o ponto F o mesmo método usado nos pontos "D" e "E", neste ponto além de mudar a intensidade do momento fletor, muda também a espessura da chapa utilizada na composição do perfil, o que é possível observar na Figura 27.

Figura 27 – Informações referente ao ponto "F".



Fonte: Autor

Para o ponto "F" obtemos as seguintes informações:

c = 83,65 mm ou 0,08365 m.

 $I = 5168126,20 \text{ } mm^4 \text{ ou } 5,168 \times 10^{-6} \text{ } m^4.$

Ponto "G": Neste ponto, diferente dos outros, não estamos indicando uma região mas sim uma peça, que no caso é o eixo do suporte giratório. Ao determinar o modelo e dimensões deste eixo, levamos em consideração as medidas dos rolamentos escolhidos. Como mencionado as medidas não foram baseadas na resistência como feito no ponto "A". Aqui fizemos o inverso, primeiro determinamos as dimensões e depois verificamos se suporta as solicitações com segurança.

A fim de realizarmos uma análise crítica do eixo, fizemos um desenho detalhando a força atuante no mesmo, como representado na Figura a seguir:

Figura 28 – Vista lateral, eixo do suporte giratório.



Fonte: Autor

Analisando a Figura 28, verificamos que o eixo é tracionado pela cabeça de espessura (e) de 12 mm, e fixado pela rosca M30x2,5. Essa condição provoca tração com mesma intensidade ao longo de todo o eixo, resultando em maior tensão normal, e também tensão de cisalhamento na cabeça de encosto, onde a força F atua.

Primeiramente calculamos a tensão normal, usando a região de menor diâmetro a fim de obter a maior tensão ao longo do eixo, que no caso é a região da rosca com diâmetro interno de 26 mm.

Sabendo que a área da secção transversal, de uma peça de perfil redondo, pode ser calculada com a seguinte equação:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \tag{42}$$

E substituindo A da equação (1), pela equação (42), temos:

$$\sigma_{atu} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \tag{43}$$

Onde:

 σ_{atu} = Tensão atuante. (MPa)

F = Força de tração. (N)

d = menor diâmetro do eixo. (m)

Com a equação (43), Calculamos então a tensão normal atuante no eixo, e comparar com a tensão admissível do material. É possível também verificar o fator de segurança para esse eixo, isolando o na equação (11). Assim temos:

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{atu}} \tag{44}$$

Ao tracionar o eixo pela cabeça, a mesma fica sujeita a tensões de cisalhamento. A área sujeita ao cisalhamento pode ser calculado da seguinte forma:

$$A = \pi \cdot d \cdot e \tag{45}$$

Substituindo A na equação (2), pela equação (45), obtemos a seguinte equação:

$$\tau_{atu} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot e} \tag{46}$$

Onde:

 σ_{atu} = Tensão atuante. (MPa)

F = Força de tração. (N)

d = Diâmetro menor da face de encosto. (m)

e =Espessura da cabeça. (m)

Ponto "H": O ponto H envolve dois componentes à serem estudados, o pino que é responsável em transmitir a força e o movimento feitos pelo atuador, e a chapa do suporte de afastamento.

Primeiro dimensionamos o pino, pois através do diâmetro do mesmo, podemos verificar a tensão de esmagamento que ocorre no furo de acoplagem. Esse pino está sujeito a tensão de cisalhamento puro, onde temos duas áreas resistente. Com essa consideração podemos rescrever a equação (2), da seguinte forma:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A} \tag{47}$$

Substituindo A que corresponde a área da secção transversal do pino, na equação (47), pela equação (42) e isolando d, obtemos a seguinte equação:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{adm}}} \tag{48}$$

Onde:

d = Diâmetro do pino. (m)

F = Força de tração. (N)

 σ_{adm} = Tensão admissível do material. (MPa)

Após determinado o diâmetro do pino, partimos para verificação da tensão de esmagamento no furo da chapa do suporte de afastamento. Substituindo a equação (9), na equação (1), obtemos uma equação que expressa a tensão de esmagamento. E assim como feito no ponto "G", Comparamos com a tensão admissível do material.

$$\sigma_{esm} = \frac{F}{e \cdot d} \tag{49}$$

Onde:

 σ_{esm} = Tensão de esmagamento. (MPa)

d = Diâmetro do pino ou furo. (m)

F = Força de tração. (N)

3.4.2 Dimensionamento da solda

O dimensionamento de solda é uma ciência complexa, que exige equações e análises, precisas e detalhadas. Por esse motivo, partimos para um método mais simples, talvez não tão eficiente em relação a quantidade de solda, uma vez que a solda fica super. dimensionada, mas atende aos critérios de resistência, conforme a literatura citada.

Na tabela 1, fornecida por Wainer et al (1992), vemos que todos os eletrodos citados tem resistência superior a chapa de aço SAE 1020, que é usada nos componentes soldados. Escolhemos então o E-6020, que tem penetração média/alta e usados exclusivamente para solda horizontal de filete, o que atente também o formato da peças da máquina.

Quanto tipo da solda, podemos ver que o tipo que atende a todos os componentes soldados que sofrem esforços na máquina, é o tipo filete, como verificado na Figura 10.

A questão mais crítica quanto a solda, está nas dimensões que o cordão de solda deve ter. Com base na tabela 1 e no eletrodo escolhido como sendo o E-6020, e sabendo que o mesmo tem resistência ao escoamento maior que as chapas a serem soldadas. Definimos então que as soldas terão cordões inteiriços, que irão do início ao fim das uniões soldadas. E a dimensão da garganta, deve ser a mesma da chapa a ser soldada. Assim garantimos a resistência das juntas soldadas.

As peças soldadas são apenas peças fabricadas por mais que um perfil de material, as uniões entre peças são feitas todas por parafusos.

3.4.3 Estrutura da máquina.

A estrutura da máquina foi dimensionada seguindo condições de construção, e dimensões de comprimento que atendem ao espaço necessário, para alojar o sistema hidráulico e os mecanismos da máquina. A maior preocupação com essa estrutura, foi respeitar as distancias necessária, de maneira que tenha espaço para acomodar todos os componentes.

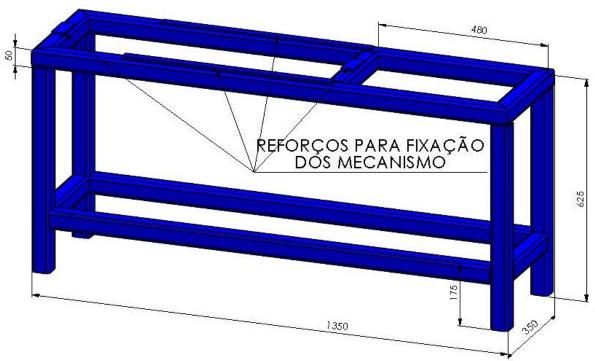


Figura 29 – Estrutura da máquina.

Fonte: Autor

Para projeto da estrutura foi adotado tubo quadrado, com medida comercial conforme anexo 6, de 50 mm e espessura de parede 2mm, feito de aço SAE 1020. E para os reforços de fixação, foi escolhido barra chata de espessura de 6,35 mm com largura de 38,1 mm, encontrado no anexo 8.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DETERMINAÇÃO DA FORÇA DE TRABALHO

Em análise feita aos resultados obtidos pelo solidworks ao aplicarmos força para deformar o helicoide, resultados esses que estão expressos nas Figuras 19, 20, 21, 22 e 23. Obtemos informações suficientes para monta a seguinte tabela:

Tabela 3 – Resultados dos testes com o Solidworks Simulation

Força aplicada	Tensão máxima atuante	Tensão predominante
2500 N	275,1 MPa	N/A
5000 N	317,0 MPa	260 MPa
7500 N	393,0 MPa	269 MPa
10000 N	455,6 MPa	278 MPa
12500 N	494,1 MPa	288 MPa

Fonte: Autor

De acordo com a escala de cores, percebemos que com 12500 N, toda a peça está sujeita a tensões superiores ao limite de escoamento de 276 MPa. Logo podemos aceitar que com força igual ou superior a 12500 N, conseguiríamos deformar o helicoide, no formato desejado.

Com as informações obtidas, e com as incertezas de operação da máquina, assim como a possibilidade de uso de diferentes materiais, ou até mesmo espessuras um pouco maiores do que o especificados. Determinamos então que a máquina trabalhe com força máxima igual a 20000 N.

4.2 SISTEMA HIDRÁULICO

Podemos ter diferentes modelos de sistemas hidráulico que satisfaçam a operação desta máquina, inclusive sistemas automatizados com sensores e programações. Porém com foco apenas nos requisitos mínios, desenvolvemos um sistema simples, que atenda apenas a movimentação e a força que a máquina deve fazer. Na Figura a seguir temos o sistema básico que desenvolvemos.

ATUADOR LINEAR

VÁLVULA DIRECIONAL

UNIDADE HIDRAULICA:
BOMBA
RESERVATÓRIO
VALV. ALÍMO DE PRESSÃO
MANÔMETRO

Figura 30 – Sistema hidráulico recomendado.

Fonte: Autor

4.2.1 Determinação do atuador

Como determinado no capitulo 3, a pressão da bomba é de 110 kgf/cm², com a equação (27), encontramos então a pressão de trabalho no atuador.

$$Ptb = 110 \ kgf/cm^2 - (0.15 \cdot 110 \ kgf/cm^2)$$

 $Ptb = 93.5 \ kgf/cm^2$

Para obtermos a o valor da área do atuador que, garanta os 20000 N, usamos a equação (28). Sabendo que 20000 N é igual a 2039,43 kgf, temos:

$$A = \frac{2039,43 \text{ kgf}}{93,5 \text{ kgf/cm}^2}$$
$$A = 21,81 \text{ cm}^2$$

Com o conhecimento da área necessária para que a atuação, tenha a força desejada, escolhemos através dos diâmetros comerciais, disponível no anexo 10, as dimensões que o atuador deve ter, de acordo com a área calculada. O atuador que mais se aproximou desta área é o atuador com diâmetro da camisa *Dc* igual a 63 mm, e diâmetro da haste *dh* igual a 36 mm.

Área real do cilindro no retorno, calculada com a equação (29):

$$A_{real} = \frac{\pi \cdot (6,3^2 - 3,6^2)}{4}$$
$$A_{real} = 20,99 \text{ cm}^2$$

Assim através da equação (30) obtemos a força real exercida pelo atuador.

$$F_{real} = 20,99 \ cm^2 \cdot 93,5 \ kgf/cm^2$$

$$F_{real} = 1962,57 \ kgf$$

$$F_{real} = 19246,19 \ N$$

O resultado, obtido é um pouco menor que os 20000 N determinado anteriormente, porem 19246,19 N é uma força aceitável sabendo que os 2000 N estava com uma boa folga em relação a força necessária.

4.2.2 Cálculos da vazão recomendadas

Para o dimensionamento da vazão de retorno, levamos em consideração a velocidade determinada para a conformação, essa é correspondente a velocidade de retorno do atuador, e deve ser aproximadamente 0,05 m/s. assim utilizando a equação (23), temos a vazão recomendada para a bomba, ou somente para o retorno.

$$Qr = 0.05 \ m/s \cdot \frac{\pi \cdot (0.063^2 - 0.032^2)m^2}{4}$$
 $Qr = 0.000116 \ m^3/s$
 $Qr = 6.94 \ Litros/min$

Considerando a vazão de retorno encontrada, calculamos então com a equação (25), a vazão induzida de retorno.

$$Qir = \frac{0.063^2 m^2 \cdot 0.000116 m^3/s}{(0.063^2 - 0.036^2)m^2}$$

$$Qir = 0.000172 m^3/s$$

$$Qir = 10.33 Litros/min$$

4.2.3 Cálculo dos diâmetros das tubulações

Neste tópico usamos as equação (32), para determinar o diâmetro mínimo recomendado, para as tubulações dependendo da função desta tubulação no sistema. Para isso utilizamos a tabela 2, de velocidade recomendada por Fialho (2004).

Linha de Pressão: Para a linha de pressão, temos uma velocidade recomendada de 500 m/s. Utilizando a equação (32), com a vazão da bomba, temos:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 116 \text{ cm}^3/\text{s}}{\pi \cdot 500 \text{ cm/s}}}$$

$$D = 0.543 \text{ cm}$$

$$D = 5.43 \text{ mm}$$

Linha de retorno: Nesta linha levamos em consideração a vazão induzida de retorno, e conforme tabela 2, velocidade recomendada de 300 cm/s.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 172 \ cm^3/s}{\pi \cdot 300 \ cm/s}}$$
$$D = 0.854 \ cm$$
$$D = 8.54 \ mm$$

Linha de sucção: Sabemos que a bomba deve sugar a mesma vazão que bombeia para o sistema, logo a vazão utilizada aqui é a mesma da linha de pressão, porem segundo tabela 2, a velocidade recomenda é de 100 cm/s.

65

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 116 \ cm^3/s}{\pi \cdot 100 \ cm/s}}$$

D = 1,215 cm

 $D = 12,15 \, mm$

Levando em consideração, a afirmação de Fialho (2004), onde ele diz que o diâmetro comercial deve ser igual ou maior ao diâmetro calculado. E usando como referência o anexo 11. Chegamos as seguintes definições para os diâmetros internos das tubulações:

• Linha de pressão: 6,4 mm.

• Linha de retorno: 9,5 mm.

Linha de sucção: 12,7 mm.

4.3 DIMENSIONAMENTO E VERIFICAÇÃO DOS COMPONENTES

Como já analisado no capitulo 3, as forças axiais atuantes são paralelas ao eixo do atuador. A intensidade da força do atuador foi calculada como sendo de 19246,19 N, Porem consideramos para cálculo de dimensionamento, e verificação de resistência uma força de intensidade de 20000 N.

Assim Seguiremos a ordem de cálculo proposta no capitulo 3.

Ponto "A": Aplicando na equação (33), a força de 20000 N e distância de *L* de 0,088 m. Temos o Momento fletor atuante neste ponto.

$$M_f = 20000 \ N \cdot 0,088 \ m$$

 $M_f = 1760 \ N.m$

Conhecendo o momento fletor, o aplicamos na equação (36), usando a tensão admissível de 177 MPa.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1760 \, N.m}{\pi \cdot 177 \cdot 10^6 \, N/m^2}}$$

$$d = 0.0466 m$$

 $d = 46.6 mm$

Assim definimos um diâmetro padrão para os fixadores giratório, de 50 mm.

Ponto "B": Sabendo que kt = 1,85 (segundo Figura 5), e que a largura d = 0,050 m, e a $\sigma_{adm} = 69$ MPa. Conseguimos encontrar a espessura mínima da chapa para esse ponto com a equação (39):

$$e = \frac{1,85 \cdot 20000 \, N}{0,050 \, m \cdot 69 \cdot 10^6 \, N/m^2}$$
$$e = 0,0107 \, m$$
$$e = 10,7 \, mm$$

Ponto "C": Esse ponto faz parte do mesmo corpo da peça calculado no ponto "B", porem está sujeito a um momento fletor calculado com a equação (33).

$$M_f = 20000 \ N \cdot 0,181 \ m$$

 $M_f = 3620 \ N.m$

Encontramos a espessura mínima para o ponto "C" com a equação (41), utilizando o momento fletor encontrado, c = 0.05 m, h = 0.100 m e $\sigma_{adm} = 69$ MPa.

$$e = \frac{12 \cdot 3620 \, N.m \cdot 0,05m}{(0,100 \, m)^3 \cdot 69 \cdot 10^6 \, N/m}$$
$$e = 0,0315 \, m$$
$$e = 31,5 \, mm$$

Como o ponto "B" e Ponto "C", fazem parte da mesma peça, entendemos que a espessura necessária é a de maior grandeza. Definimos então que a espessura da chapa para o suporte giratório é de 31,75 mm, que é uma medida comercial, conforme anexo 9.

Pontos "D", "E" e "F": Como visto no capitulo 3, nestes pontos não calculamos a espessura, mas sim a tensão atuante com a equação (3), e comparamos com a tensão admissível.

Para o ponto "D", Calculamos momento fletor para uma distância de 0,238 m, e utilizamos as informações da Figura 25 para o calcula da tensão:

$$M_f = 20000 \ N \cdot 0,238 \ m$$

 $M_f = 4760 \ N.m$

Então:

$$\sigma_{atu} = \frac{4760 \text{ N.m} \cdot 0,07517 \text{ m}}{5,226 \text{x} 10^{-6} \text{ m}^4}$$
$$\sigma_{atu} = 68,46 \text{ MPa}$$

Para o ponto "E", Faz parte da mesma peça que o ponto "D" temos um momento fletor para uma distância de 0,401 m, e utilizamos as informações da Figura 26 para o calcula da tensão:

$$M_f = 20000 \ N \cdot 0,401 \ m$$

 $M_f = 8020 \ N.m$

Então:

$$\sigma_{atu} = \frac{8020 N.m \cdot 0,09738 m}{11,89 \times 10^{-6} m^4}$$

$$\sigma_{atu} = 65,68 MPa$$

Para o ponto "F", Calculamos momento fletor para uma distância de 0,185 m, e utilizamos as informações da Figura 27 para o calcula da tensão:

$$M_f = 20000 \ N \cdot 0.185m$$

 $M_f = 3700 \ N.m$

Então:

$$\sigma_{atu} = \frac{3700 \, N.m \cdot 0,08365 \, m}{5,168 \times 10^{-6} \, m^4}$$
$$\sigma_{atu} = 59,89 \, MPa$$

Sabendo que os pontos "D", "E" e "F", são de SAE 1020, com tensão admissível de 69 MPa, concluímos então que estão dimensionados de maneira segura e eficiente, pois todos obtiveram fator de segurança maior que 3.

Ponto "G": Esse ponto é referente ao eixo do suporte giratório, onde sofre tesão normal e de cisalhamento, como visto no capitulo 3. Para fazer a verificação quanto a máxima tensão normal atuante, utilizamos a equação (43), aplicando o menor diâmetro d = 0.026 m.

$$\sigma_{atu} = \frac{4 \cdot 20000 \,\text{N}}{\pi \cdot 0,026^2 \,\text{m}}$$
$$\sigma_{atu} = 37,67 \,\text{MPa}$$

Sabendo que tensão de escoamento para o SAE 1045, é de 531 MPa, conferimos o fator de segurança com a equação (44), onde obtemos um FS 14,1 o que é muitas maior que o FS = 3 determinado como critério mínimo.

Ainda no eixo do suporte giratório, fizemos a verificação da resistência da cabeça ao cisalhamento, esta possui espessura e=0.012 m, e diâmetro menor no encosto sendo d=0.035 m. Assim com a equação (45) temos:

$$\tau_{atu} = \frac{20000 \, N}{\pi \cdot 0,035 \, m \cdot 0,012 \, m}$$
$$\tau_{atu} = 15,16 \, MPa$$

E assim como fizemos com a tensão normal, utilizando a equação (44), e sabendo que a tensão de escoamento no cisalhamento é de 318,6 MPa, verificamos fator de segurança igual a 21. Temos um eixo super dimensionado, mas se faz necessário devido as características construtiva da máquina.

Ponto "H": Com o método já definido dimensionamos primeiro o pino e na sequência, com o resultado conseguimos fazer a análise da tensão de esmagamento, oriunda da pressão de contato que o pino faz no furo de acoplagem. Usando a equação (48), com a tesão de cisalhamento admissível igual a 106,2 MPa, obtemos:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot 20000 \, N}{\pi \cdot 106, 2 \cdot 10^6 \, N/m^2}}$$
$$d = 0,011 \, m$$
$$d = 11 \, mm$$

Adotamos então diâmetro padrão de 12 mm.

Com o conhecimento do diâmetro do pino, e as propriedades do aço SAE 1020. Calculamos com a equação (49) a tensão de esmagamento provocada pelo pino:

$$\sigma_{esm} = \frac{20000 N}{0,012 m \cdot 0,03175 m}$$
$$\sigma_{esm} = 52,49 MPa$$

4.4 RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS

A força determinada como força máxima de trabalho para máquina foi de 20000 N. Em relação aos resultados obtidos com o Solidworks Simulation, a força selecionada é 1,6 vezes maior que a força obtida no programa, o que nos garante resultados seguros quanto a capacidade de conformar o Helicoide.

O nosso sistema hidráulico está dimensionado superficialmente, de maneira que atenda aos requisitos mínimos para um bom funcionamento do mecanismo projetado. Encontramos através dos cálculos uma pressão de trabalho de aproximadamente 93,5 kgf/cm². E que para obtermos a força desejada podemos usar um atuador de movimento linear, de diâmetro de camisa igual a 63 mm com haste de 36 mm. Assim obtemos uma força real de 19246,19 N. A vazão necessária no retorno deve ser aproximadamente 16,6 litros/minuto, para a conformação aconteça a 0,05 m/s. Obtemos os seguintes diâmetros comerciais para as tubulações: linha de pressão 6,4 mm, linha de retorno 9,5 mm, e linha de sucção 12,7 mm.

No dimensionamento das peças que devem ser fabricadas, ou seja não encontradas no mercado, usamos a força determinada de 20000 N, e não a força real encontrada de 19246,19 N. Resolvemos usar essa força em virtude de ser um valor arredondado ligeiramente acima ao valor calculado. Através dessa força encontramos diversas dimensões para as peças, de maneira que suportem os esforços com fator de segurança igual ou superior a 3,0.

5 CONCLUSÃO

Com esse trabalho foi possível projetar a parte mecânica, de uma máquina para conformação de helicoides de chapa metálica, de maneira didática e de fácil interpretação. Utilizando equações, e software que fazem parte do cotidiano de um engenheiro projetista.

Conseguimos concluir esse trabalho, com todos os objetivos alcançados. O objetivo de criar um mecanismo que realize a conformação desejada, foi alcançado com êxito, graças a combinação com o segundo objetivo, que era desenhar a máquina, com auxílio de programa CAD. Com a mescla dos dois objetivos, o projeto teve maior efetividade. E concluímos que para projetar uma máquina é necessário ter uma ideia inicial, mas conforme o desenho dos componentes vão evoluindo, as ideias dos possíveis mecanismos também evoluem, dando vida a ideia inicial e aprimorando-a com o desenvolver do projeto.

Através do programa de desenho foi possível modelar a máquina com todos os detalhes construtivos e representativos, conforme apêndices. Assim foi possível compreendermos seu funcionamento e analisar de maneira intuitiva os pontos onde as tensões atuam.

O terceiro objetivo, foi atingido com auxílio do solidworks, mesmo programa usado para o modelamento 3D, o programa possibilitou encontrar a força capaz de conformar o helicoide, de através de simulações. Ao descobrir a força necessária para a conformação do helicoide, com a utilização da ferramenta de simulação deste programa, é possível perceber a importância e a utilidade, de programas vinculados a engenharia.

O objetivo de dimensionar os componentes, para que esses suportem os esforços atuantes, foi atingido graças as equações fornecidas pela literaturas escolhidas. Com a análise e interpretação do desenho, foi possível utilizar as equações tanto para dimensionar os componentes, como para verificar os componentes determinados. Ao final do trabalho obtivemos o projeto de uma máquina robusta, dimensionada com coeficiente de segurança contra falhas.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros, que contribui para evolução deste trabalho:

• Dimensionamento detalhado do sistema hidráulico, como seleção da bomba, válvulas, filtros e também o dimensionamento do reservatório de óleo. E

- projetar um acionamento automatizado, que possibilita ao operador da máquina regular através de um display as dimensões que o helicoide deve ficar.
- Gestão de projetos aplicado a essa máquina, onde o pesquisador pode abordar, viabilidade econômica, pesquisa de mercado e análise de riscos.
- Dimensionamento eficiente de todas as soldas necessárias para fabricação dos componentes, com objetivo de obter o mínimo de solda possível.
- Padronização da máquina de acordo com as normas de segurança, NR 12.

REFERÊNCIAS

BEER, F. P. et al. Mecânica dos materiais. 5.ed. Porto Alegre: AMGH, 2011

PINHEIRO, A. C. F. B. Estruturas metálicas: Cálculos, detalhes exercícios e projetos. 2.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica. 8.ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CATAPAN, M. F. Apostila de Desenho Técnico, Paraná: UFPR, 2015.

COLLINS, J. A. Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção de falha. Rio de Janeiro: LTC, 2006

CUNHA, L. B. Elementos de máquinas. Rio de Janeiro: LTC, 2005

DASSAULT SYSTEMES, Pacote Solidworks Simulation: Soluções de engenharia 3D. Disponível em:

http://www.solidworksbrasil.com.br/sw/docs/SW2016_Simulation_DS_PTB.pdf Acesso em 29/09/2018.

FIALHO, A. B. Automação Hidráulica: Projeto, dimensionamento e análise de circuitos. 2.ed. São Paulo: Érica, 2004

FONSECA, J. J. S. Apostila Metodologia da pesquisa científica. Fortaleza: UEC, 2002.

GIL, A. C. Como elaborar projetos de pesquisa. 4.ed. São Paulo: Atlas, 2002.

GOMIDE, R. Operações unitárias: Operações com sistemas sólidos granulais. 1.ed. São Paulo: Ed do Autor, 1983. 1 v.

HIBBELER, R. C. Estática: Mecânica para engenharia. 10.ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

HIBBELER, R. C. Resistência dos materiais. 7. ed. São Paulo (SP): Pearson Education do Brasil, 2010.

GOMES, M. R. et al. Apostila de Hidráulica. CEGET-BA, 2008.

MELCONIAN, S. Elementos de máquinas. 9. ed. São Paulo: Érica, 2009.

MESQUITA, E. L. A.; RUGANI, L. L. Apostila de Conformação dos aços inoxidáveis, ACESITA, 1997.

MORO, N.; AURAS, A. P. Conformação Mecânica I – Generalidades, Laminação e Forjamento. Centro Federal de Educação Tecnológica de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 4.ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PAVANI, S. A. Comandos Pneumáticos e Hidráulicos. 3.ed. Santa Maria: UFSM, 2010.

SCHAEFFER, L. Conformação Mecânica. 2.ed. Porto Alegre: Imprensa Livre, 2004.

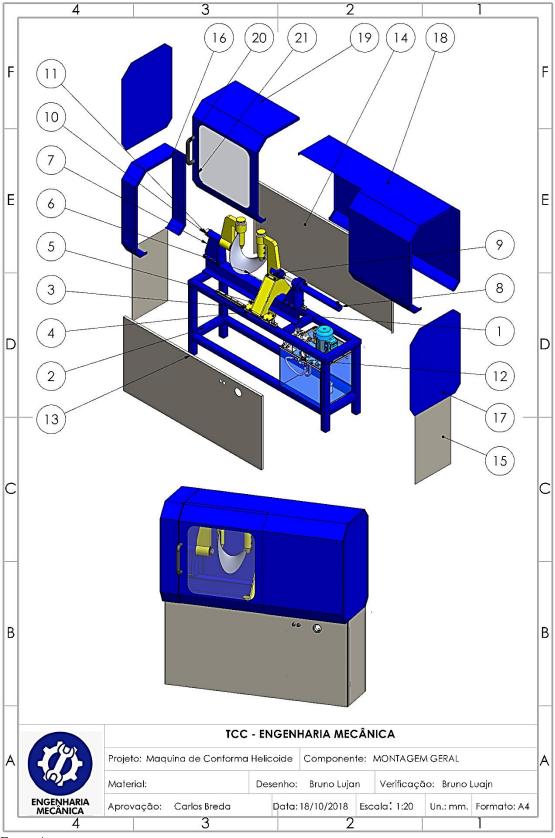
SILVA, F. S. Apostila: Introdução Solidworks. Bahia: IFBA, 2009.

SOUZA, H. R. Resistência dos matérias: Notas de aulas. São Paulo: F. Provenza, 1960.

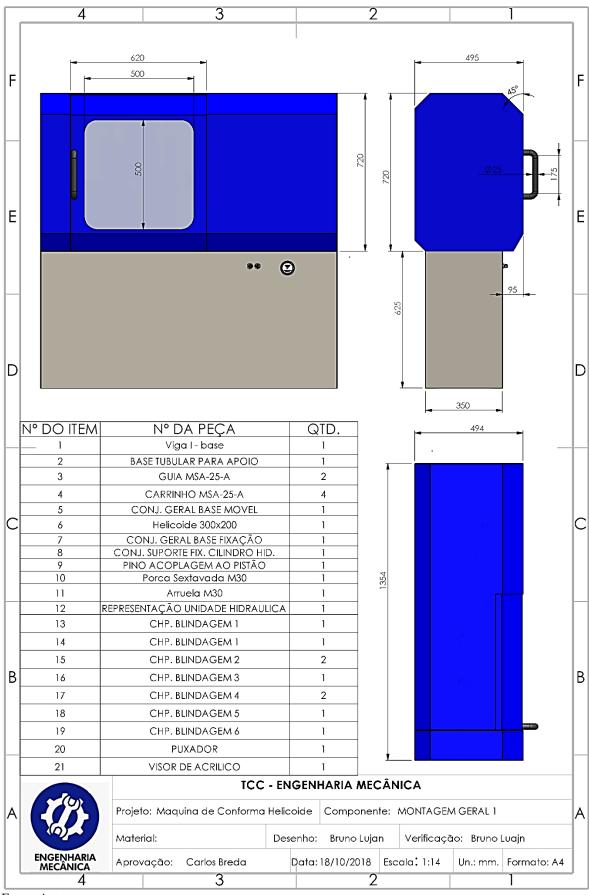
WAINER, E.; BRANDI, S. D.; MELLO, F. D. H.; Soldagem: Processos e Metalurgia, São Paulo: Edgard Blücher, 1992.

APÊNDICES

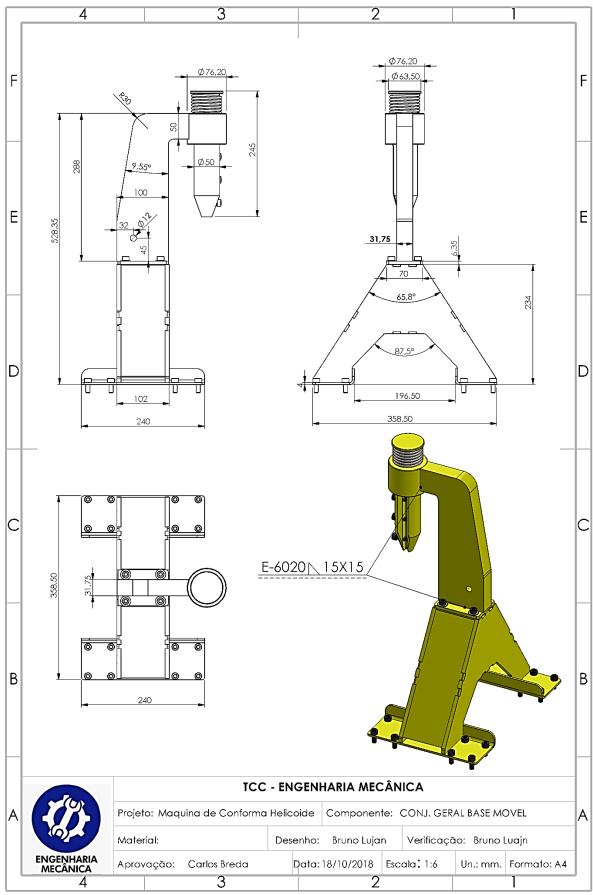
APÊNDICE 1 – Montagem geral vista explodida.



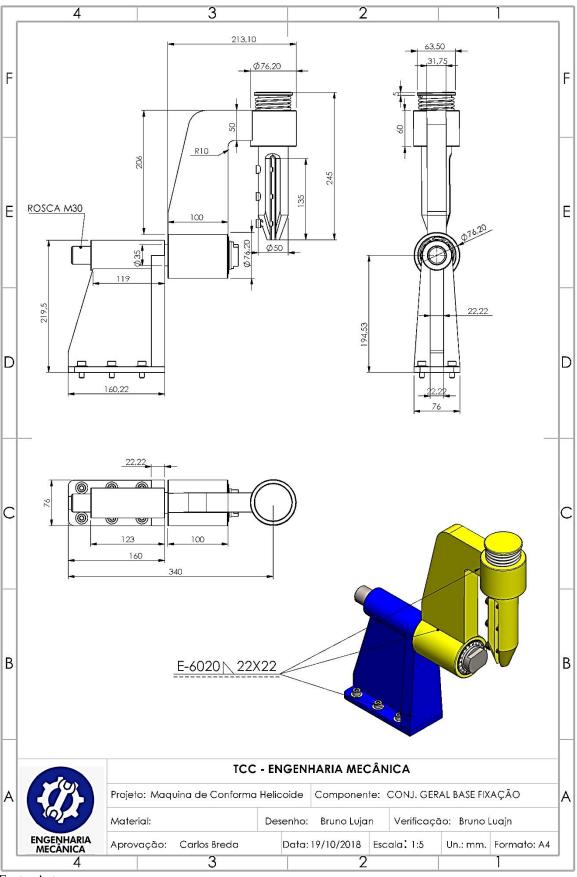
APÊNDICE 2 – Montagem geral e lista de conjuntos.



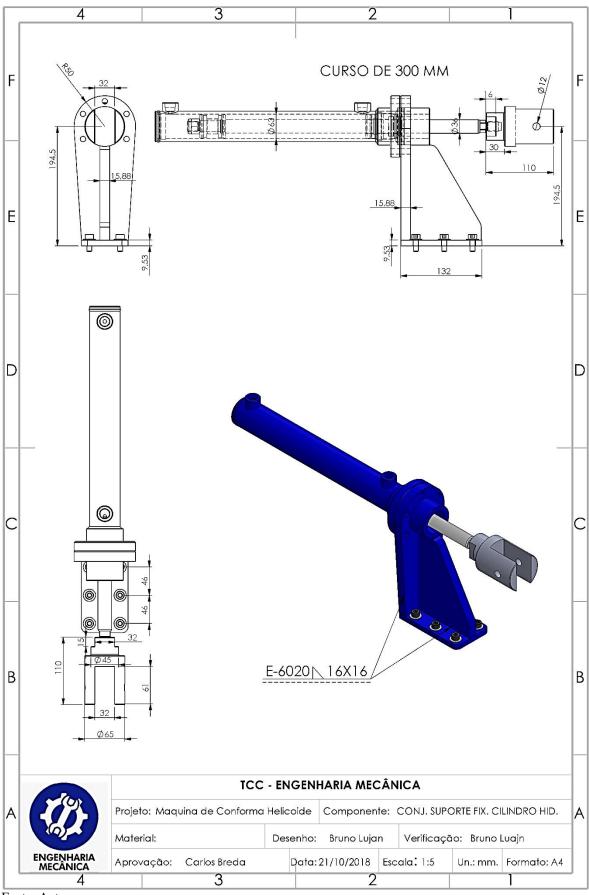
APÊNDICE 3 – Conjunto geral base móvel.



APÊNDICE 4 – Conjunto geral base fixa.



APÊNDICE 5 – Conjunto suporte fixação do atuador.



ANEXOS

ANEXO 1 – Propriedades de alguns aços-carbonos

Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono

Dados de várias fontes.* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

Número SAE /AISI	Condição	escoament	ncia de o em tração leformação)		cia máxima tração	Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Durez Brinel	
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	-HB	
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95	
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105	
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111	
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131	
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137	
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149	
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149	
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255	
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302	
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495	
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143	
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163	
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149	
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170	
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170	
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192	
	emperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241	
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262	
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163	
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179	
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179	
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217	
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197	
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235	
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444	
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514	
1060	laminado a quente	54	372	98	676	12	200	
	normalizado a 1650°F	61	421	112	772	18	229	
	temperado e revenido a 1200°F	76	524	116	800	23	229	
	temperado e revenido a 800°F	97	669	140	965	17	277	
	temperado e revenido a 400°F	111	765	156	1 076	14	311	
1095	laminado a quente	66	455	120	827	10	248	
	normalizado a 1650°F	72	496	147	1 014	9	13	
	temperado e revenido a 1200°F	80	552	130	896	21	269	
	temperado e revenido a 800°F	112	772	176	1 213	12	363	
	temperado e revenido a 400°F	118	814	183	1 262	10	375	

^{*}SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Fonte: Norton (20013)

ANEXO 2 – Propriedades de algumas ligas de aço inoxidável.

Tabela A-8 Propriedades mecânicas de algumas ligas de aço inoxidável

Dados da INCO.* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

Liga de aço inoxidável	Condição	escoament	ência de to em tração deformação)		cia máxima tração	Elongação no corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell ou	
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	Rockwel	
Tipo 301	tira recozida	40	276	110	758	60	85HRB	
	laminada a frio	165	1 138	200	1 379	8	41HRC	
Tipo 302	chapa recozida	40	276	90	621	50	85HRB	
	laminada a frio	165	1 138	190	1 310	5	40HRC	
Tipo 304	chapa recozida	35	241	85	586	50	80HRB	
	laminada a frio	160	1 103	185	1 276	4	40HRC	
Tipo 314	barra recozida	50	345	100	689	45	180HB	
Tipo 316	chapa recozida	40	276	90	621	50	85HRB	
Tipo 330	laminada a quente	55	379	100	689	35	200HB	
	recozida	35	241	80	552	50	150HB	
Tipo 410	chapa recozida	45	310	70	483	25	80HRB	
	tratada termicamente	140	965	180	1 241	15	39HRC	
Tipo 420	barra recozida	50	345	95	655	25	92HRB	
	tratada termicamente	195	1 344	230	1 586	8	500HB	
Tipo 431	barra recozida	95	655	125	862	25	260HB	
	tratada termicamente	150	1 034	195	1 344	15	400HB	
Tipo 440C	barra recozida	65	448	110	758	14	230HB	
	temperada e revenida a 600°F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC	
17-4 PH (AISI 630)	endurecida	185	1 276	200	1 379	14	44HRC	
17-7 PH (AISI 631)	endurecida	220	1 517	235	1 620	6	48HRC	

^{*}Properties of Some Metals and Alloys, Internacional Nickel Co., Inc., New York.

Fonte: Norton (20013)

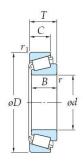
ANEXO 3 – Propriedades de mecânicas de alguns parafusos de aço

		mecânicas conforme ISO necánicas y físicas confor		ical or physical property ac	ccording to ISO 898-	1	
Classe de resistência Clase de resistencia Property class		Tensão de tração nominal Resistencia nominal a la tracción Nominal tensile strength N/mm²	Tensão de escoamento nominal Límite elástico nominal Nominal yield strength N/mm²	Tensão de deformação não proporcional nominal Tensión de alargamiento no proporcional nominal Stress non-proportional elongation N/mm²	Alongamento após ruptura Estiramiento después de la rotura Elongation after fracture % min.	Tensão sob carga de prova Tensión bajo carga de prueba Stress under proof load N/mm²	Dureza Hardness
	4.8	400	320		14	310	71-95 HRB
15	5.8	500	400		10	380	82-95 HRB
0.0	D ≤ 16	800		640	12	580	22-32 HRC
8.8	D > 16	800		640	12	600	23-34 HRC
	10.9	1000		900	9	830	32-39 HRC
	12.9	1200		1080	8	970	39-44 HRC

D = Diâmetro nominal do produto / Diámetro nominal del producto / Nominal diameter

Fonte: Catalogo Ciser http://www.ciser.com.br/download/informacoes-tecnicas

ANEXO 4 – Algumas medidas de Rolamentos de rolos cônicos.





d 32 – (55) mm

		Dimer	sões e (mm	externas	3			e carga <mark>bás</mark> ica kN)	limitant	idades es (mín ⁻¹)	Nº do Rolamento	(Refer.) Série de	(Refer.) Massa
d	D	T	В	С	r mín.	r_1 mín.	C _r	C_{0r}	Lub. c/ graxa	Lub. c/ óleo		dimensão da ISO355	(kg)
32	58	17	17	13	1	1	39,2	50,6	6.700	8.900	320/32JR	4CC	0,196
	65	22,25	21	18	1	1	51,6	57,7	6.200	8.200	322/32	-	0,330
	75	29,75	28	23	1,5	1,5	75,1	87,1	5.600	7.400	TR0608A	5FD	0,649
35	62	18	18	14	1	1	45,5	59,4	6.200	8.200	32007JR	4CC	0,231
	62	21	21	17	1	1	51,3	68,0	6.200	8.200	33007JR	2CE	0,263
	72	18,25	17	15	1,5	1,5	55,1	60,9	5.600	7.400	30207JR	3DB	0,344
	72	24,25	23	19	1,5	1,5	69,6	82,4	5.600	7.500	32207JR	3DC	0,453
	72	28	28	22	1,5	1,5	87,6	107	5.700	7.500	33207JR	2DE	0,551
	80	22,75	21	15	2	1,5	63,1	69,1	4.300	6.000	30307DJR	7FB	0,536
	80	22,75	21	18	2	1,5	76,2	78,9	5.200	6.900	30307JR-1	2FB	0,527
	80	32,75	31	25	2	1,5	96,9	123	5.200	7.000	TR0708-1R	-	0,830
	80	32,75	31	25	2	1,5	101	114	5.300	7.000	32307JR	2FE	0,776
40	68	19	19	14,5	1	1	53,5	71,4	5.600	7.400	32008JR	3CD	0,282
	68	22	22	18	1	1	60,4	84,6	5.500	7.400	33008JR	2BE	0,326
	75	26	26	20,5	1,5	1,5	82,2	108	5.200	6.900	33108JR	2CE	0,508
	80	19,75	18	16	1,5	1,5	62,9	69,2	5.000	6.700	30208JR	3DB	0,434
	80	24,75	23	19	1,5	1,5	77,7	90,8	5.000	6.600	32208JR	3DC	0,554
	80	32	32	25	1,5	1,5	108	139	5.000	6.700	33208JR	2DE	0,758
	90 90 90	25,25 25,25 35,25	23 23 33	17 20 26	2 2 2	1,5 1,5 1,5	80,5 90,6 112	90,2 101 138	3.800 4.500 4.700	5.300 6.100 6.200	30308DJR 30308JR TR0809AR	7FB 2FB -	0,757 0,757 1,10
	90	35,25	33	27	2	1,5	116	139	4.600	6.200	32308JR	2FD	1,06
45	75	20	20	15,5	1	1	62,8	86,5	5.000	6.600	32009JR	3CC	0,354
	75	24	24	19	1	1	69,6	101	5.000	6.700	33009JR	2CE	0,416
	80	26	26	20,5	1,5	1,5	87,5	120	4.800	6.400	33109JR	3CE	0,563
	85	20,75	19	16	1,5	1,5	67,2	77,4	4.600	6.100	30209JR	3DB	0,502
	85	24,75	23	19	1,5	1,5	84,2	104	4.600	6.100	32209JR-1	3DC	0,597
	85	32	32	25	1,5	1,5	112	149	4.600	6.200	33209JR	3DE	0,818
	100 100 100	27,25 27,25 38,25	25 25 36	18 22 30	2 2 2	1,5 1,5 1,5	95,1 113 146	107 128 180	3.400 4.100 4.100	4.700 5.400 5.500	30309DJR 30309JR 32309JR	7FB 2FB 2FD	0,973 1,01 1,43

Fonte: Catalogo Koyo http://www.koyo.com.br/pdf/prod2.pdf

ANEXO 5 – Tipos de rolamentos e suas capacidades.

NAME OF TAXABLE PARTY.				ALO DE	CLAS	SIFICAÇÃO	RELATIVA I	MÉDIA	DISE	ONIVEL	ОМ	DIME	ENSÕES
		TIPO	POLE	IHO EM SADAS Diametro	Capaci		Velocidade limite	Desalinha- mento	Blindado	Selado	Anel retentor	Métricas	Polegadas
		TIPO CONRAD	0,1181 41,7323	0,3750 8 55,1181	Radial Boa	Axial Aceitável	Conrad é a base de comparação 1,00	± 0° 8′ Folga radial padrão ± 0° 12′ C3 Livre	х	x	X	х	x
		MAXIMO TIPO	0,6693 a 4,3307	1,5748 a 8,4646	Excelente	Boa -	1,00	±0°3°	х		х	х	
	NCAIS ESFERAS	CONTATO ANGULAR 15° / 40°	0,3937 £ 7,4803	1,0236 a 15,7480	Boa	Boa (15°) Excelente (40°)	1,00	± 0° 2′				х	
		CONTATO ANGULAR 35°	0,3937 a 4,3307	1,1811 a 9,4488	Excelente	Boa -	0,70	O ^o				х	
		AUTOALINHA- MENTO	0,1969 a 4,7244	0,7480 a 9,4488	Aceitável	Aceitável	1,00	± 4º				X	
		ANEL INTERIOR SEPARAVEL SEM FIXAÇÃO	0,4724 a 19,6850	1,2598 a 28,3465	Excelente	0	1,00	± 0° 4'				х	-
DEI	MANCAIS DE ROLOS CILINDRICOS	ANEL INTERIOR SEPARÁVEL UMA DIREÇÃO FIXAÇÃO	0,4724 a 12,5984	1,2598 a 22,8346	Excelente	Pobre	1,00	± 0° 4'				х	
		COMPLETO COM DUAS DIREÇÕES DE FIXAÇÃO	0,4724 a 3,9370	1,4567 a 8,4646	Excelente	Pobre	1,00	± 0° 4°				х	
DE	NCAIS ROLOS NICOS	SEPARÁVEL	0,6205 8 6,0000	1,5700 a 10,0000	Boa	Boa	0,60	± 0° 2				х	х
DEI	NCAIS ROLOS	AUTOALI- NHAMENTO	0,9843 a 12,5984	2,0472 a 22,8346	Boa	Aceitável	0,50	± 4°				х	
ESF	ÉRICOS	AUTOALI- NHAMENTO	0,9843 å 35,4331	2,0472 a 46,4567	Excelente	Boa 🕶	0,75	± 1º				X	
	NCAIS	MANCAL COMPLETO com ou sem anel de fixação e ranhura de lubrificação	0,2362 a 14,1732	0,6299 a 17,3228	Boa	0	0,60	± 0º 2'		x		x	x
DE	AGULHAS	COPO REPUXADO	0,1575 a 2,3622	0,3150 a 2,6772	Boa	0	0,30	± 0° 2'				х	X
-		DIREÇÃO ÚNICA PISTA DE RAMHURA PARA ESFERAS	0,2540 a 46,4567	0,8130 a 57,0866	Pobre	Excelente	0,30	00				х	х
MA AXI	INCAIS IAIS	DIRECÃO ÚNICA ROLOS CILÍNDRICOS	1,1811 a 23,6220	1,8504 a 31,4960	0	Excelente	0,20	0º				x	
		AUTO ALI- NHAMENTO ROLOS ESFÉRICOS	3,3622 a 14,1732	4,3307 a 22,0472	Pobre	Excelente	0,50	±3°				х	

Fonte: Norton (2013)

ANEXO 6 – Algumas medidas comerciais de tubos quadrados.

-i-																			
Dimen	sões	Espessura	Peso Barra 6m	Dimen	Dimensões Espessura Peso		Peso Barra 6m	Dimen	isões	Espessura	Peso Barra 6m								
m	m	mm	kg	m	m	mm	kg		ım	mm	kg								
		0,90	2,42	40.00	40.00	4,25	29,28			4,25	57,25								
15,00	15,00	1,20	3,17	40,00	40,00	4,75	32,38	75.00	75.00	4,75	63,63								
		1,50	3,90			1,20	11,07	75,00	75,00	6,35	83,56								
		0,90	3,26			1,50	13,77			8,00	103,31								
20.00	20.00	1,20	4,30		1	2,00	18,21			1,50	22,23								
20,00	20,00	1,50	5,31			2,25	20,40			2,00	29,49								
		2,00	6,93		l	2,65	23,87		1	2,25	33,09								
	X X	0,90	4,11	50,00	50,00	3,00	26,87		1	2,65	38,81								
		1,20	5,43		200	3,35	29,83			3,00	43,78								
		1,50	6,72			3,75	33,17	80,00	80,00	3,35	48,72								
25,00	25,00	2,00	8,81			4,25	37,27			3,75	54,31								
		2,25	9,82			4,75	41,31			4,25	61,24								
		2,65	11,41			6,35	53,72			4,75	68,09								
		3,00	12,77	1		1,20	13,32			6,35	89,53								
		0,90	4,96			1,50	16,59			8,00	110,83								
		1,20	6,55			2,00	21,97	-		1,50	25,04								
		1,50	8,13			2,25	24,63			2,00	33,25								
		2,00	10,69	50.00		2,65	28,85			2,25	37,32								
30,00	30,00	2,25	11,94	60,00	60,00	3,00	32,51			2,65	43,80								
		2,65	13,91			3,35	36,12			3,00	49,42								
		3,00	15,59											3,75	40,22			3,35	55,02
		3,35	17,23			4,25	45,26	90,00	90,00	3,75	61,36								
		3,75	19,07			6,35	65,65			4,25	69,23								
		0,90	5,80			1,20	15,58			4,75	77,02								
		1,20	7,68			1,50	19,41			6,35	101,47								
		1,50	9,54			2,00	25,73			8,00	125,87								
		2,00	12,57			2,25	28,86			9,52	147,65								
35,00	35,00	2,25	14,05			2,65	33,83			2,00	37,01								
		2,65	16,40	70.00	70.00	3,00	38,14			2,25	41,55								
		3,00	18,41	70,00	70,00	3,35	42,42			2,65	48,78								
		3,35	20,38			3,75	47,26			3,00	55,06								
		3,75	22,59			4,25	53,25			3,35	61,31								
	- 3	0,90	6,65			4,75	59,17	100.00	100.00	3,75	68,41								
		1,20	8,81			6,35	77,59	100,00	100,00	4,25	77,22								
		1,50	10,95			8,00	95,82			4,75	85,95								
		2,00	14,45			2,00	27,61			6,35	113,40								
40.00	40.00	2,25	16,17			2,25	30,97			8,00	140,94								
40,00	40,00	2,65	18,89		70.00	2,65	36,32			9,52	165,54								
	33	3,00	21,23	75,00	75,00	3,00	40,96			2,00	40,76								
		3,35	23,53			3,35	45,57	110,00	110.00	2,25	45,78								
	8	3,75	26,12				3,75	50,79			2,65	53,76							

Fonte: Tubonasa < http://www.tubonasa.com.br/catalogo-pdf/Catalogo-Tubonasa.pdf >

ANEXO 7 – Algumas medidas comerciais de chapa fina em aço.

CHAPAS

Bitola	Espe	ssura	Peso	
DIWIA	mm	pol	kg/m²	
3/16	4.76	0.188	37.34	
7	4.55	0.179	36.61	
8	4.18	0.164	33.56	
9	3.80	0.150	30.51	
10	3.42	0.135	27.46	
11	3.04	0.120	24.41	
12	2.66	0.105	21.36	
13	2.28	0.090	18.30	
14	1.90	0.075	15.25	
15	1.71	0.67	13.73	
16	1.52	0.60	12.20	

2	Ditale	Espe	ssura	Po	250
	Bitola	mm	pol	kg/m²	kg/pés²
	16	1.52	0.060	11.86	1.13
	17	1.37	0.054	10.69	1.02
: [18	1.21	0.048	9.44	0.90
Г	19	1.06	0.042	8.27	0.79
	20	0.91	0.036	7.10	0.68
	21	0.84	0.033	6.55	0.62
	22	0.76	0.030	5.93	0.56
	23	0.68	0.027	5.30	0.51
	24	0.61	0.024	4.76	0.45
	25	0.53	0.021	4.13	0.39
	26	0.46	0.028	3.59	0.34
	27	0.42	0.016	3.28	0.31
	28	0.38	0.015	2.96	0.28
	29	0.34	0.014	2.65	0.25
	30	0.31	0.012	2.42	0.27q

Bitola	Espes.	Espes. Peso		Espes.	Peso
CGS	mm	Kg/m²	CGS	mm	Kg/m²
12	2.70	21.60	20	0.95	7.60
13	2.30	18.40	22	0.80	6.40
14	1.95	15.60	24	0.65	5.20
16	1.55	12.40	26	0.50	4.00
18	1.25	10.00	28	0.43	3.44
19	1.11	8.88	×		

Fonte: Bernifer http://www.bernifer.com.br/catalogo.pdf

ANEXO 8 – Algumas medidas comerciais de barra chata em aço.

BARRAS	CHATA	S - BIT	OLA	SXP	ESOS	APR	OXIM	ADO:	S	T .							I	٦ ٦
and the second second	Largura (I) Pesos			10,50	1/2 12,70	5/8	3/4	7/8	1		1.1/2 38,10		2 50,80	2.1/2 63,50	3 76,20	3.1/2 88,90	4 101,6	6 152,40
Serralheiro	PL PB	2,20		0,18 1,10		e-	-	-	=8		13-2	8-8	e-	-	-	-	S=8	20 - 8
1/8	PL PB	3,18	0,24 1,46	_	0,32 1,95	0,40 2,44	0,48 2,93	0,56 3,42	0,63 3,84	0,79 4,82	0,95 5,80	1,11 6,77	1,27 7,75	_	=	-	_	-
3/16	PL PB	4,76	1245		0,48 2,93	0,59 3,60	0,71 4,33	0,83 5,06	0,95 5,80	1,19 7,26	1,42 8,66	1,66 10,06	1,90 11,59	() =	(<u></u>	=	85—36	8=8
1/4	PL PB	6,35		-	0,63 3,84	0,75 4,82	0,95 5,80	1,11 6,77	1,27 7,75	1,58 9,64	1,90 11,59	2,21 13,39	2,53 15,43	3,17 19,34	3,80 23,18	4,42 26,79	5,07 30,93	7,59 46,00
5/16	PL PB	7,94	-	-	====	-	1,19 7,22	=	1,58 9,64	1,98 12,08	2,38 14,52	2,27 13,77	3,17 19,34	3,96 24,16	4,75 28,98	5,53 33,51	6,33 38,61	9,68 58,66
3/8	PL PB	9,53	=	_	_	-	-	-	1,90 11,59	2,38 14,52	2,85 17,39	3,32 20,11	3,80 23,18	4,75 28,98	5,70 34,77	6,64 40,24	7,60 46,36	11,39 69,02
1/2	PL PB	12,70	-	-	-	-	1,90 11,51	2,22 13,54	2,53 15,33	3,17 19,34	3,80 23,18	4,43 26,85	5,06 30,87	6,33 38,61	7,60 46,36	8,86 53,69	10,13 61,79	15,18 91,99
5/8	PL PB	15,88	- Tal i	=	-	-	-	=	3,16 19,15	3,95 23,94	4,75 28,98	5,54 33,79	6,33 38,61	7,92 48,31	9,50 57,95	10,84 66,12	12,67 77,29	18,97 114,96

Fonte: Favorit http://www.favorit.com.br/sites/default/files/tabelas/ferrochato_cantoneira_0.html

ANEXO 9 – Algumas medidas comerciais de chapa grossa em aço

ESPES	SSURA	PESO	ESP	ESSURA	PESO		
Pol.	mm	kg/m2	Pol.	mm	kg/m2		
7/32	5.56	43.572	2.1/8	53,97	423,23		
1/4	6.35	49.797	2.1/4	57,15	448,17		
9/32	7.14	56.021	2.3/8	60,32	473,03		
5/16	7.94	62.246	2.1/2	63,50	497,97		
11/32	8.73	68.470	2.5/8	66,67	522,83		
3/8	9.53	74.695	2.3/4	69,85	547,76		
7/16	11,11	87.144	2.7/8	73,02	572,62		
1/2	12,7	99.593	3	76,20	597,56		
9/16	14,29	112.043	3.1/4	82,55	647,36		
5/8	15,88	124.492	3.1/2	88,90	697,15		
11/16	17,46	136.941	3.3/4	95,25	746,95		
3/4	19,05	149.390	4	101,60	796,75		
13/16	20,64	161.839	4.1/2	114,30	896,34		
7/8	22,23	174.288	5	127,00	995,93		
15/16	23,81	186.738	5.1/2	139,70	1095,53		
1	25,4	199,187	6	152,40	1195,12		
1.1/8	28,58	224,085	6.1/2	165,10	1294,71		
1.1/4	31,75	248,984	7	177,80	1394,31		
1.3/8	34,93	273,882	7.1/2	190,50	1493,90		
1.1/2	38,1	298,78	8	203,20	1593,49		
1.5/8	41,28	323,679	9	228,60	1792,68		
1.3/4	44,45	348,577	10	254,00	1991,87		
1.7/8	47,63	373,475	11	249,40	2191,05		
2	50,8	398,373	12	304,80	2390,24		

Fonte: < http://www.euroacos.com.br/chapas.html >

ANEXO 10 – Algumas medidas comerciais de atuadores hidráulicos.

Piston Rod cm² cm² cm² cm² cm² 25 12 4.9 2.5 2.4 25 18 1.5 6.5 32 18 8 2.5 5.5 22 3.8 4.2 18 8 2.5 10 40 22 12.6 3.8 8.8	1.8 12 3.5 14 5.5 23	
18 2.5 2.4	3.5 14	
32 18 8 2.5 5.5 LF LF 22 3.8 4.2 18 2.5 10 40 22 12.6 3.8 8.8		
LF LF 22 3.8 4.2 18 2.5 10 40 22 12.6 3.8 8.8		
18 2.5 10 40 22 12.6 3.8 8.8	5.5 23	
40 22 12.6 3.8 8.8	5.5 23	
	5.5 23	
12 28 6.2 6.4		
22 3.8 15.8		
50 28 19.6 6.2 13.5	8.3 21	
36 10.2 9.6		
(S2) (S3) (SF) (S1) 28 6.2 25		
63 36 31.2 10.2 21	13.8 21	
45 15.9 15.3		
36 10.2 40.1		
80 45 50.3 15.9 34.4	23.8 28	
56 24.6 25.6		
$\frac{(PF \cdot SF - P1 \cdot S1) \cdot LF \cdot 2}{1000 \cdot V^2} = \frac{Tracción M2}{Fire M2} = \frac{g \cdot (PF \cdot SF - P1 \cdot S3) \cdot LF \cdot 2}{1000 \cdot V^2} $ 45 15.9 62.6 15.9 62.6 15.9 62.6		
1000 · V ² 1000 · V ² 1000 · V ² 100 56 78.5 24.6 53.9	37.8 28	
70 38.5 40.1		
56 25 98		
za de frenado (daN) P1 Presión de trabajo (bar) 125 70 123 38 84	56 26	
g load (daN) Working pressure (bar) 90 64 59		
n de frenado (máx. 250 bar) S1/S3 Sección de trabajo (cm²) 70 38 163 g pressure (max 250 bar) Work section (cm²) 160 00 201 64 137		
essure (max 250 bar) Work section (cm²) 160 90 201 64 137	99 30	
on de frenado (cm²) g 9.81 110 95 106 g section (cm²)		
90 64 251		
d de frenado (mm) V Velocidad (m/sec) 200 110 314 95 219 length (mm) Speed (m/sec) 140 154 160	151 44	
Speed (m/sec) 140 154 160		

Fonte: Cicrosa https://www.cicrosa.com/wp-content/uploads/cilindro-iso6020-2.pdf

ANEXO 11 – Algumas medidas comerciais de mangueira hidráulica.

48 ERMETO

MANGUEIRAS E TERMINAIS

MANGUEIRA HIDRÁULICA DE ALTA PRESSÃO (SIMILAR SAE 100R2AT)

REFERÊNCIA: MAPAT



EXEMPLO DE ESPECIFICAÇÃO:

MAPAT -20

Referência da mangueira: MAPDT ______ Referência dimensional da mangueira: -20

Aplicação: Circuito óleo hidráulico de alta pressão.

Tubo Interno: Borracha sintética. Reforço: Dois trançados de fio de aço.

Cobertura: Camada fina de borracha sintética resistente a

óleo e abrasão.

Faixa de temperatura: de -40°C a +93°C.

Terminais: Prensados com capa de alumínio ou com capa

de aço carbono.

(vide exemplo de especificação com capa de aço na página nº 34 e

54).

OBS.: Não é necessário remover a cobertura na operação de prensagem dos terminais.

Referência	Referência dimensional mangueira	Diâmetro interno (mm)	Diâmetro externo (mm)	Pressão máxima trabalho (Kg/cm²)	Pressão mínima ruptura (Kg/cm²)	Raio mínimo curvatura (mm)	Peso por metro (Kg/m)
MAPAT – 4	-4	6,4	14,7	350	1400	100	0,342
MAPAT – 6	-6	9,5	18,5	280	1120	130	0,520
MAPAT – 8	-8	12,7	21,8	245	980	180	0,624
MAPAT – 10	-10	15,9	24,9	190	770	200	0,744
MAPAT - 12	- 12	19,0	28,9	155	630	240	0,893
MAPAT – 16	- 16	25,4	37,6	140	560	305	1,324
MAPAT - 20	-20	31.8	47,5	115	460	420	2,083

http://www.conectron.com.br/arquivos/catalogos/Ermeto%20-%20Mangueiras%20e%20Terminais.pdf