

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXSANDER DUARTE BUSKEVCK

DIMENSIONAMENTO DE GUINCHO TRASEIRO PARA TRATOR

CASCABEL

2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
ALEXSANDER DUARTE BUSKEVCK

DIMENSIONAMENTO DE GUINCHO TRASEIRO PARA TRATOR

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

Professor Orientador: Me. Roberson Roberto Parizotto

CASCADEL
2018

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ – FAG
ALEXSANDER DUARTE BUSKEVCK

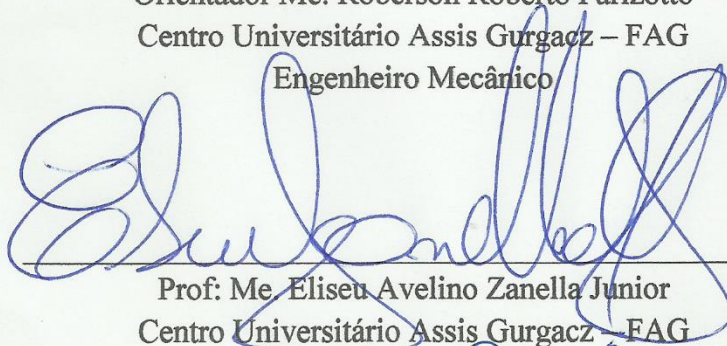
DIMENSIONAMENTO DE APLICAÇÃO DE GUINCHO TRASEIRO PARA
TRATOR

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Me. Roberson Roberto Parizotto

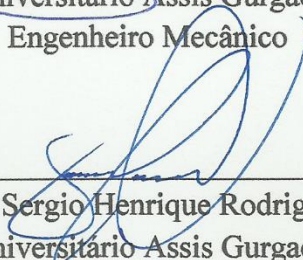
BANCA EXAMINADORA



Orientador Me. Roberson Roberto Parizotto
Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Prof: Me. Eliseu Avelino Zanella Junior
Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico



Prof: Me. Sergio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG
Engenheiro Mecânico

CASCADEL, 04 DE DEZEMBRO DE 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, a Santa Vó Rosa e ao Santo Aldo pela força divina em minha vida.

Ao meu pai Alceu, minha mãe Sandra e aos meus irmãos Alesson e Sarah, pelo apoio, força, amparo e incentivo, sem eles não teria conseguido chegar aonde estou hoje, agradeço por fazerem parte da minha vida.

A todos meus familiares e amigos que sempre me apoiaram e entenderam minha ausência em vários momentos.

A empresa Borille Madeiras, ao se proprietário Antônio Marcos Borille e todos os seus colaboradores que me receberam e mostraram o funcionamento e processos de uma madeireira.

Ao meu grande amigo Edson Pessutti, que me ajudou no desenvolvimento dos desenhos mostrado neste trabalho.

A minha tia Rosilda Buskievcz pelas palavras de apoio e pela ajuda na tradução do resumo.

Ao Carlos Breda, um professor e engenheiro brilhante, muito solícito, sempre pronto para ajudar, tirando dúvidas e auxiliando no que era preciso.

Ao mestre Roberson Parizotto, que me orientou neste trabalho, pessoa fantástica, sempre à disposição, sem ele não teria conseguido concluir esta fase.

Agradeço também ao Centro universitário Assis Gurgacz, aos professores da Engenharia Mecânica e todos os colaboradores que participaram desta fase de minha vida.

RESUMO

O Brasil tem muitas micro/pequenas empresas que atuam em diversas áreas, uma delas é o ramo madeireiro, cerca de 58% do território brasileiro é coberto por florestas naturais ou plantadas, são aproximadamente 485,8 milhões de hectares de florestas nativas e 10 milhões de hectares de florestas plantadas. Micro/pequenas empresas não contam com o mesmo poder aquisitivo de grandes empresas, por isso não podem comprar um equipamento para cada atividade, também não podem depender apenas do trabalho manual, por isso a necessidade de mecanismos versáteis, simples, que executem mais de uma função e que possam ser utilizadas com as máquinas já adquiridas. Este trabalho tem como objetivo trazer o dimensionamento de um guincho traseiro para trator com sistema de içamento. A metodologia consistiu no levantamento da base teórica referente ao dimensionamento da estrutura, dos elementos de transmissão de potência e motor hidráulico, definição das equações necessárias, coleta de dados referentes ao trator, realização dos cálculos necessários, escolha dos materiais a serem utilizados e a realização de desenho 3D. O trabalho atingiu seu objetivo, mostrou a base teórica, como foi feito os cálculos, materiais utilizados e como foram selecionados, mostrou a capacidade máxima do guincho e suas principais dimensões.

Palavras-chave: Análise estrutural, elementos de transmissão de potência, desenho 3D.

ABSTRACT

Brazil has many small micro companies who acts in several areas, one of them is the manly branch. About 58% of Brazilian territory is covered by natural forests or planted, its approximately 458,8 million acres of native forests and 10 million hectares of forest planted. Micro small companies don't count as a very actual power tailing company, so they can't buy a manual, so the need to mechanism versatile which execute more than an equal function can be used with machines already acquired. This Job has a goal to bring the dimensioning a rear winches to rear hacth. The methodology consists of the lead of theoretical base of structure of the power transmission and the hidraulic motor,definition of equations of the tractor, pertaining the necessary calculations, choose from materials to be and carrying a 3D design.The work reached its goal, showed abbott as it was made calculations, materials used and how selected is showed the maximum capacity of the tow and its main dimensions.

Keywords: Structural analysis, power transmission elements, 3D drawing.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01 – Reações de apoio	14
FIGURA 02 – Diagrama de corpo livre	15
FIGURA 03 – Viga apoiada	16
FIGURA 04 – Perfil simétrico	18
FIGURA 05 – Corrente de rolos	19
FIGURA 06 – Corrente de buchas	20
FIGURA 07 – Corrente de Dentes	20
FIGURA 08 – Roda dentada e corrente	21
FIGURA 09 – Coeficientes de segurança, ns	22
FIGURA 10 – Composição cabo de aço	25
FIGURA 11 – Cabo de aço filler	26
FIGURA 12 – Cabo de aço seale	26
FIGURA 13 – Cabo de aço warrington	26
FIGURA 14 – Relações para diâmetro de tambores	28
FIGURA 15 – Fatores de segurança	29
FIGURA 16 – Representação de soldagem por fusão	30
FIGURA 17 – Processos de soldagem	31
FIGURA 18 – Tipos de juntas e chanfros	32
FIGURA 19 – Esboço guincho traseiro	36
FIGURA 20 – Diagrama corpo livre	37
FIGURA 21 – Guincho traseiro	39
FIGURA 22 – Cavalete	40
FIGURA 23 – Especificações técnicas do motor hidráulico	42
FIGURA 24 – Modelo de guincho	49
FIGURA 25 – Trator com guincho traseiro com sistema de içamento	50

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 01 – Somatório das forças atuantes	13
EQUAÇÃO 1.1 – Somatório das forças atuantes no eixo X	14
EQUAÇÃO 1.2 – Somatório das forças atuantes no eixo Y	14
EQUAÇÃO 02 – Somatório dos momentos	13
EQUAÇÃO 03 – Tensão normal	15
EQUAÇÃO 04 – Tensão de cisalhamento	16
EQUAÇÃO 05 – Momento fletor	17
EQUAÇÃO 06 – Tensão normal para vigas	17
EQUAÇÃO 07 – Carga máxima atuante na corrente	21
EQUAÇÃO 08 – Fator de operação k	22
EQUAÇÃO 09 – Distância mínima entre centros estimada	23
EQUAÇÃO 10 – Número de elos	23
EQUAÇÃO 11 – Distância entre centros correta	23
EQUAÇÃO 12 – Relação de transmissão	23
EQUAÇÃO 13 – Diâmetro do tambor	27
EQUAÇÃO 14 – Carga mínima de ruptura	28
EQUAÇÃO 15 – Junta de topo solicitada por cisalhamento, 01 cordão de solda	32
EQUAÇÃO 16 – Junta de topo solicitada por cisalhamento, 02 cordões de solda	33
EQUAÇÃO 17 – Relação entre tensão de cisalhamento e tensão normal	33
EQUAÇÃO 18 – Cálculo rotação	34
EQUAÇÃO 19 – Rotação por minuto	34

LISTA DE SÍMBOLOS

A – Área
b – Espessura do cordão de solda
C – Distância entre centros
c – Distância da posição à linha neutra
D – Diâmetro
d – Distância entre dois pontos
Desl – Deslocamento motor hidráulico
F – Força
FS – Fator de segurança
I – Momento de inércia
i – Relação de transmissão
k – Fator de operação
L – Comprimento cordão de solda
M – Momento
n – Rotação
ns – Coeficiente de segurança
P – Carga aplicada
p – Passo
Q – Vazão
R – Raio
RPM – Rotação por minuto
 τ – Tensão de cisalhamento
 σ – Tensão normal
y – Número de elos
Z – Número de dentes
 Σ - Somatório

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVOS DA PESQUISA	12
1.1.1 Objetivo Geral	12
1.1.2 Objetivos Específicos	12
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	13
2.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	13
2.1.1 Tensão	15
2.1.2 Flexão	16
2.1.3 Tensão normal para viga em flexão	17
2.2 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	18
2.2.1 Correntes e rodas dentadas	19
2.2.2 Cabos de aço	24
2.3 SOLDAGEM	29
2.4 MOTOR HIDRÁULICO	33
3 MATERIAL E MÉTODOS	35
3.1 MATERIAL	35
3.1.1 Software de CAD 3D	35
3.1.2 Livros e artigos para fundamentação teórica e equacionamento	35
3.1.3 Tabelas de materiais	35
3.1.4 Trator agrícola	36
3.2 MÉTODOS	36
3.2.1 Esboço em 3D	36
3.2.2 Pesquisa bibliográfica e dimensionamento	36
4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	47

4.1 CÁLCULOS ESTRUTURAIS	47
4.2 CÁLCULO DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS	48
4.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	48
4.4 DESENHO	49
5 CONCLUSÃO	51
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	52
REFERÊNCIAS	53
ANEXO A	55
ANEXO B	56
ANEXO C	57
ANEXO D	58
ANEXO E	59
ANEXO F	60
ANEXO G	61
ANEXO H	62

1 INTRODUÇÃO

Nosso país tem cerca de 6,4 milhões empresas, 99% delas são micro/pequenas empresas (SEBRAE, 2018), trabalham em diversas áreas, uma delas é o ramo madeireiro, cuja atividade pode incluir desde plantio até o processamento da matéria prima. O Brasil tem cerca de 58% de seu território coberto por florestas naturais ou plantadas, o que representa a segunda maior área de floresta do mundo, atrás apenas da Rússia. São aproximadamente 485,8 milhões de hectares de florestas nativas e 10 milhões de hectares de florestas plantadas. (SNIF, 2017).

Na floresta a vários empecilhos, então surge a necessidade de um equipamento que melhore a forma de extração dos troncos, facilite o carregamento e o descarregamento no meio de transporte, ofereça mais agilidade e rapidez no processo, aumente a segurança e diminua o esforço físico do trabalhador. Obtendo-se essas vantagens haverá um aumento na produção e diminuição do custo final.

Micro/pequenas empresas não contam com o mesmo poder aquisitivo de grandes empresas, por isso não podem comprar um equipamento para cada atividade, mas também não podem dependerem apenas do trabalho manual, por isso a necessidade de mecanismos versáteis, simples, que executem mais de uma função e que possam ser utilizadas com as máquinas já adquiridas.

Este trabalho abordará o dimensionamento de um modelo de guincho traseiro para trator com sistema de içamento que será utilizado na coleta e transporte de madeiras.

A questão principal deste trabalho é como dimensionar um guincho traseiro para trator com sistema de içamento.

O objetivo geral do trabalho é o dimensionamento de um guincho traseiro para trator com sistema de içamento. O objetivo geral será alcançado através de objetivos específicos, que são: Realização de cálculos estruturais, dimensionamento de elementos para transmissão de potência, dimensionamento de elementos hidráulicos e desenvolvimento do guincho, em desenho 3D.

O desenvolvimento do dimensionamento do guincho traseiro para trator com sistema de içamento se enquadra no método científico dedutivo, com pesquisa bibliográfica e abordagem qualitativa. Método científico é um processo ou procedimento para conhecer, interpretar e empregar na investigação, é a forma e procedimento escolhido para realizar

uma pesquisa. A pesquisa bibliográfica é realizada através de consulta em teorias e conceitos já estudados, publicadas em livros, artigos científicos e sites.

No capítulo 2 será abordado a fundamentação teórica sobre os conteúdos utilizados para dimensionar o guincho, serão explicados os conceitos de resistência dos materiais, como tensão e flexão, também será falado sobre os elementos de transmissão de potência, como cabo de aço, rodas dentadas e corrente, abordará ainda sobre soldagem e motor hidráulico.

O capítulo 3 falará sobre os materiais utilizados como, livros, artigos, tabelas e software. Mostrará também como foi realizado os cálculos, quais os métodos e critérios utilizados para realização dos cálculos necessários.

No capítulo 4 haverá uma análise e discussão dos resultados obtidos no capítulo 3, porque foi alcançado tais valores e seu significado no dimensionamento do guincho traseiro para trator com sistema de içamento.

A conclusão abordará os principais resultados encontrados ao longo do trabalho e as características principais do equipamento dimensionado.

1.1 OBJETIVOS DA PESQUISA

1.1.1 Objetivo Geral

Dimensionar um guincho traseiro para trator com sistema de içamento.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar cálculos estruturais.
- Dimensionar elementos de transmissão de potência.
- Calcular elementos hidráulicos.
- Desenvolver desenho em 3D.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O dimensionamento do guincho traseiro por ser dividido em apenas quatro partes: Resistência dos materiais, elementos de transmissão de potência, hidráulica, soldagem.

2.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

A resistência dos materiais é uma parte da engenharia mecânica que estuda a ação de cargas externas aplicadas em um corpo deformável e a intensidade das forças internas em resposta a estas cargas. Este estudo também abrange o cálculo das deformações e da estabilidade do corpo quando ele é submetido a esforços. (HIBBELER, 2009).

Segundo Hibbeler (2009), o primeiro passo em qualquer projeto de estrutura ou máquina é determinar as forças que agem sobre todos os elementos e suas reações internas. As cargas internas não são as únicas coisas a influenciar no tamanho dos elementos, na sua estabilidade e na deflexão, o tipo de material e sua composição também deve ser levados em consideração.

Quando um corpo é apoiado sobre uma superfície ele desenvolve forças, esta resposta ao apoio ou ao contato é denominado de reação. Como usualmente é usado o sistema de forças coplanares, conforme mostrado na figura 01, estas reações são padronizadas conforme o tipo de apoio.

Para que um corpo esteja em equilíbrio, é necessário haver um equilíbrio de forças para evitar a translação ou movimento acelerado quando ele estiver em uma trajetória reta ou curva, também é necessário um equilíbrio de momentos para impedir que o corpo gire. As equações podem ser expressas matematicamente por duas equações vetoriais. (HIBBELER, 2009).

$$\sum \mathbf{F} = \mathbf{0} \quad (01)$$

$$\sum \mathbf{M}_O = \mathbf{0} \quad (02)$$

Nestas equações o somatório de todas as forças que agem no corpo é representado por $\sum \mathbf{F}$, $\sum \mathbf{M}_O$ é a soma dos momentos de todas as forças em torno de um ponto O dentro ou fora do corpo.

Se as representações das forças atuantes num corpo for por um sistema de forças coplanares e se elas se encontrarem num plano x - y , as condições de equilíbrio poderão ser expressas por três equações de equilíbrio escalares.

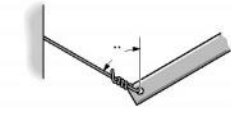
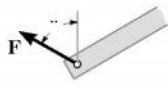
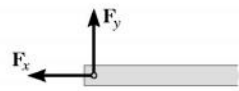
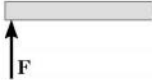
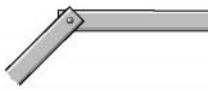
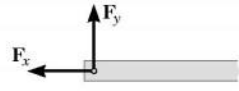
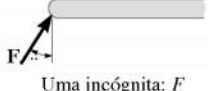
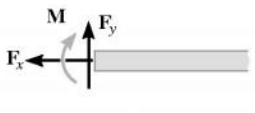
$$\sum F_x = 0 \quad (1.1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (1.2)$$

$$\sum M_O = 0 \quad (02)$$

A melhor forma para aplicação correta das equações de equilíbrio é desenhar um diagrama de corpo livre, deste jeito todas as forças, conhecidas e desconhecidas que agem no corpo, não serão esquecidas.

Figura 01 – Reações de apoio

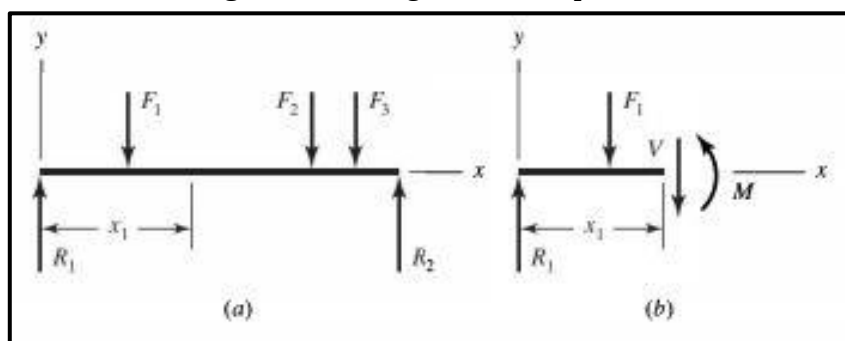
Tipo de acoplamento	Reação	Tipo de acoplamento	Reação
	 Uma incógnita: F		 Duas incógnitas: F_x, F_y
	 Uma incógnita: F		 Duas incógnitas: F_x, F_y
	 Uma incógnita: F		 Três incógnitas: F_x, F_y, M

Fonte: Hibbeler, (2009)

2.1.1 Tensão

Depois de desenhado o diagrama de corpo livre e identificado as forças e reações atuantes, deve-se isolar uma parte da superfície, figura 02, assim a força e momento resultante se mostram como distribuições de força em toda a área. A distribuição de forças que atuam em um ponto específico da superfície é única e terá componentes nas direções normal e tangencial, são chamadas de tensão normal e tensão de cisalhamento, respectivamente. A tensão normal é representada pela letra grega σ e a tensão de cisalhamento pela letra grega τ . Se o sentido da tensão normal apontar para fora ela é considerada uma tensão de tração com valor positivo, se o sentido apontar para dentro da superfície ela é considerada uma tensão de compressão com valor negativo. (BUDYNAS & NISBETT, 2011).

Figura 02 – Diagrama de corpo livre



Fonte: Budynas & Nisbett, (2011)

A tensão normal é dada pela seguinte equação:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (03)$$

Onde:

σ - Tensão normal, dada em newtons por metro quadrado (N/m²) ou pascal (Pa).

F - Resultante das forças internas atuantes na seção transversal, dada em newtons (N).

A - Área da seção, dada em metros (m).

A tensão de cisalhamento é dada pela equação:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (04)$$

Onde:

τ – Tensão de cisalhamento, dada em newtons por metro quadrado (N/m²) ou pascal (Pa).

F – Força de cisalhamento interna resultante das equações de equilíbrio, dada em Newtons, (N)

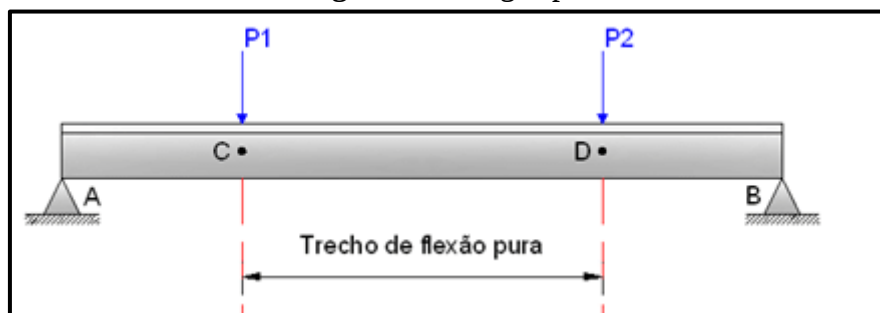
A – Área da seção, dada em metros, (m).

2.1.2 Flexão

Vigas são elementos que suportam cargas aplicadas perpendicularmente ao longo de seu eixo longitudinal. Em meios práticos, vigas são barras retas e longas, com uma área de seção transversal constante. São classificadas pelo modo em que estão sendo utilizadas e fixadas, exemplificando, uma viga simplesmente apoiada está sendo utilizada com um apoio fixo em uma das pontas e na outra extremidade com um apoio móvel, uma viga em balanço é engastada em uma extremidade e livre na outra. As vigas são um dos mais importantes elementos estruturais. (HIBBELER, 2009).

Segundo Hibbeler (2009), devido as cargas aplicadas, as vigas desenvolvem uma força de cisalhamento interna e um momento fletor, que podem variar de ponto a ponto ao longo da viga, para não errar no dimensionamento, é necessário determinar as forças e momentos atuantes na viga.

Figura 03 – Viga apoiada



Fonte: Engenheiroaicara, (2018)

Na figura 03 , para o carregamento P1 e P2 a flexão ocorre entre os pontos C e D e tem o seguinte módulo:

$$M = P \times d \rightarrow (M = N.m) \quad (05)$$

Onde:

M - Momento fletor, (N.m).

P - Corresponde a carga aplicada em newton (N).

d - Distância entre a carga e o ponto de apoio, em metros (m).

O trecho entre C e D é chamado de flexão pura porque a resultante de forças é nula, restando apenas o momento fletor.

2.1.3 Tensão normal para viga em flexão

Segundo Budynas e Nisbett (2011), as equações de tensões normais de flexão em vigas retas baseiam-se nas seguintes condições:

- A força de cisalhamento deve ser zero e não haver cargas axiais ou de torção, a viga deverá estar submetida somente à flexão pura.
- O material ser isotrópico e homogêneo.
- O material deve obedecer as leis de Hooke.
- A viga ser reta, com seção transversal constante.
- A viga possuir um eixo de simetria no plano de flexão.
- A viga falhar somente por flexão, aguentando condições de esmagamento, enrugamento ou flambagem lateral.
- As seções planas da viga devem permanecer planas durante a flexão.

Para calcular os esforços decorrentes da flexão pura, utiliza-se a seguinte equação:

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad (06)$$

Onde:

σ - Tensão atuante na posição do perfil, (N/m).

M - Momento fletor atuante, (N.m).

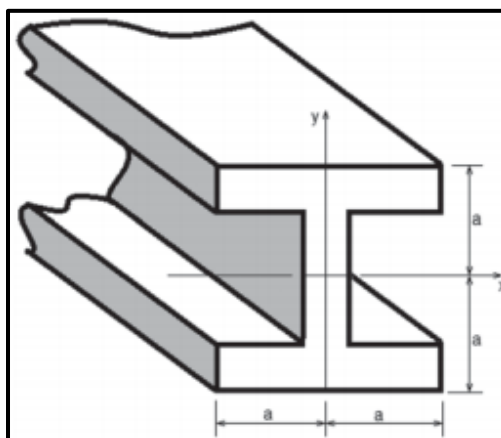
c - Distância da posição à linha neutra, (m).

I - Momento de inércia do perfil, (m⁴).

Na equação tem duas variáveis dependentes do centro de gravidade (CG) do perfil, a variável (C), distância à linha neutra e a variável (I), momento de inércia de um eixo, referente a linha neutra.

Em um perfil simétrico como na figura 04, vamos ter o centro de gravidade no ponto onde o eixo x e o eixo y se cruzam, a linha neutra neste caso será no eixo x, mas poderá ser o eixo y caso mude a posição de trabalho do perfil. Para perfis comerciais os valores do momento de inércia são disponíveis através de tabelas.

Figura 04 – Perfil simétrico



Fonte: Tecnolegis, (2018)

2.2 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

A transmissão de potência pode se dar de várias maneiras, podem ser por correias planas, correias em V, correias dentadas sincronizadas, transmissão por correntes, transmissão com volante de atrito e transmissão por engrenagens. Cabos de aço também são utilizados para transmitir potência, mas são usados para elevação ou reboque de cargas. O

uso de correias e correntes para fazer transmissões são mais baratas e podem ser usadas quando os eixos de entrada e de saída estão muito afastados. (COLLINS, 2006).

2.2.1 Correntes e rodas dentadas

A transmissão por corrente e rodas dentadas é utilizada quando precisa ter velocidade positiva, torque e potência, também são usadas onde há grandes distâncias entre centros. A montagem e alinhamento precisam ser precisas e ter lubrificação apropriada, cumprindo estes requisitos obtém-se uma longa vida útil. Este tipo de transmissão permite que um único eixo de motor conduza vários eixos simultaneamente, isto é possível porque o ângulo de abraçamento precisa ser de no mínimo 120° . O custo da transmissão por corrente é intermediário quando comparado a transmissão por engrenagem (alto custo) e transmissão por correia (baixo custo) para a mesma potência transmitida. (COLLINS, 2006).

Segundo Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017), no mercado há diferentes tipos de correntes, existem correntes de rolos, correntes de buchas, correntes de dentes.

- Correntes de rolos: é mais usada em atividades industriais, são correntes compostas por placas internas e externas ligadas por pinos. Os pinos são cobertos por buchas que funcionam como rolos. Geralmente as buchas e pinos são fabricados em aço de liga e suas superfícies podem ser cementadas e retificadas. Elas ainda podem ser simples conforme figura 05, dupla ou tripla.

Figura 05 – Corrente de rolos



Fonte: Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017)

- Correntes de buchas: diferentemente das correntes de rolos as correntes de buchas não possuem rolos, isto permite que as buchas sejam maiores e apresentem

mais resistência a ruptura. São correntes mais ruidosas, apresentam maior desgaste e por isso possuem menor rendimento. Figura 06.

Figura 06 - Corrente de buchas



Fonte: Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017)

- Correntes de dentes: são compostas por elos que possuem várias placas uma ao lado da outra, ligadas por um pino, formando assim os dentes que se encaixarão na roda dentada, figura 07. Este tipo de corrente pode ser mais larga e bem mais resistente, são silenciosas e geralmente possuem baixo nível de desgaste.

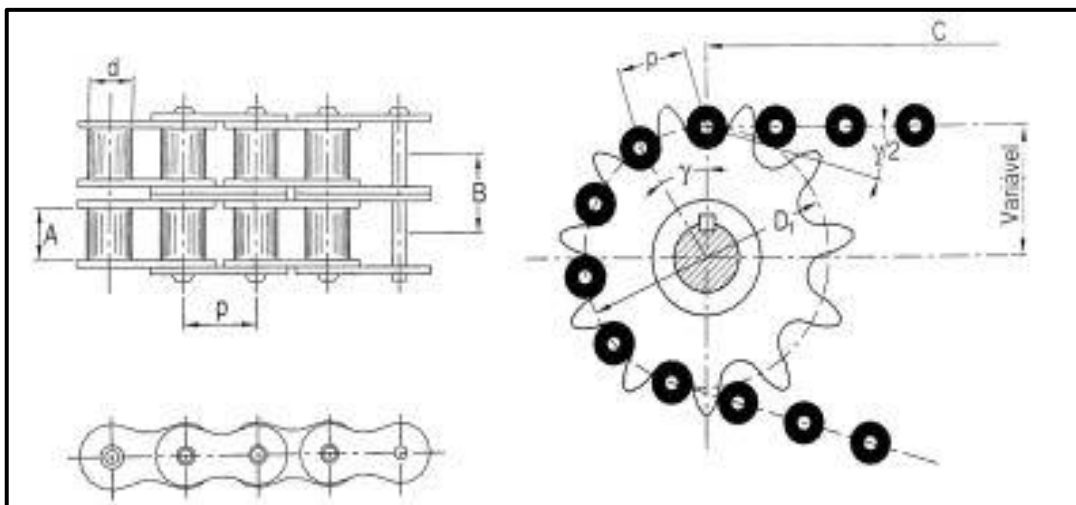
Figura 07 – Corrente de Dentes



Fonte: Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017)

A velocidade de trabalho das correntes variam conforme o tipo, algumas podem trabalhar com velocidade acima de 10m/s. A aplicação das correntes muda de acordo com o tipo de trabalho, cada uma é recomendada para um tipo de serviço com particularidades. (MELCONIAN, 2008).

A figura 08 mostra todas as variáveis que compõem uma transmissão por correntes.

Figura 08 - Roda dentada e corrente

Fonte: Flores, Gomes, Dourado e Marques (2017)

Onde:

p – Passo da corrente, distância entre centro dos pinos.

$\gamma/2$ – Ângulo de inclinação, ângulo de rotação entre a corrente e a roda dentada.

d – Diâmetro do rolo.

D_1 - Diâmetro primitivo da roda dentada.

Z_1 - Número de dentes da roda dentada.

n_1 - Velocidade de rotação da roda dentada.

A – Largura entre placas.

B – Distância entre centros de rolos (para correntes dupla e tripla).

C – Distância entre eixos.

A carga máxima atuante na corrente de rolos é dada pela equação:

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{F_{rup}}{n_s . k} \quad (07)$$

Onde:

$F_{m\acute{a}x}$ – Carga máxima atuante na corrente (Kgf)

F_{rup} – Carga de ruptura da corrente (Kgf)

n_s – Coeficiente de segurança (adimensional)

k – Fator de operação (adimensional)

Os valores para o coeficiente de segurança (ns) são dados na figura 09.

Figura 09 – Coeficientes de segurança, ns

Passo	RPM da Engrenagem Menor								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
Cor. de rolos 1/2" – 5/8"	7,0	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8
3/4" – 1/4"	7,0	8,2	9,4	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	--
1 1/4" – 1 1/2"	7,0	8,6	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	--	--
Cor. Dentadas 1/2" – 5/8"	20,0	22,2	24,4	28,7	29,0	31,0	33,4	37,8	42,0
3/4" – 1/4"	20,0	23,4	26,7	30,0	33,4	36,8	40,0	46,5	53,5

Fonte: Melconian, (2008)

O fator de operação k é dado pela equação:

$$k = k_s . k_l . k_{po} \quad (08)$$

Onde:

k_s – Fator de serviço , seu valor pode variar conforme a solicitação.

1,0 – carga constante, operação intermitente.

1,3 – com impactos, operação contínua.

1,5 – impactos fortes, operação contínua.

k_l – Fator de lubrificação, seu valor varia de acordo com a forma de lubrificação.

1,0 – lubrificação contínua.

1,3 – lubrificação periódica.

k_{po} – Fator de posição, seu valor varia conforme o grau de inclinação da linha de transmissão.

1,0 - quando a linha de centro da transmissão é horizontal, ou com uma inclinação de até 45° com relação à horizontal.

1,3 – quando a linha de centro da transmissão possui uma inclinação maior de 45° com relação à horizontal.

A distância estimada entre o centro de duas rodas dentadas pode ser calculada pela equação:

$$C = (30 \text{ a } 50) \cdot p \quad (09)$$

Onde:

C – Distância entre centros (mm).

p – Passo da corrente (mm).

O número de elos da corrente é determinado pela equação:

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{p} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p}{C} \quad (10)$$

Onde:

y - Número de elos (adimensional)

Z₁ – Número de dentes da roda motora

Z₂ – Número de dentes da roda movida

p – Passo da corrente (mm)

C – Distância entre centros (mm)

Com o número de elos pode ser achado a distância entre centros correta.

$$C = \frac{p}{4} \left[y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (11)$$

A relação de transmissão pode ser calculada entre a roda motora (menor) e a roda movida (maior).

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (12)$$

Onde:

i – Relação de transmissão (adimensional).

D₁ – Diâmetro da polia 1, “menor” (m).

D_2 – Diâmetro da polia 2 , “maior” (m).

n_1 – Rotação 1, “maior” (RPM).

n_2 – Rotação 2, “menor” (RPM).

Quanto ao dimensionamento das rodas dentadas, deve-se seguir fórmulas e tabelas, o desgaste deve ser levado em conta nas transmissões, os valores encontrados por este critério para roda dentada e corrente, asseguram funcionamento perfeito do sistema. A durabilidade da transmissão também deve ser observada, quando o alongamento provocado pelo estiramento das talas e desgaste das articulações atingir 3% do comprimento original considera-se que a transmissão está desgastada. O número de dentes da roda é um item importante, ele influencia na vida útil da peça e no ruído. Para diminuir a intensidade da força centrífuga, atrito e choque, recomenda-se diminuir o passo dos dentes. O número de dentes e passo da corrente limitam a rotação da engrenagem menor. (MELCONIAN, 2008).

2.2.2 Cabos de aço

Os cabos de aço transmitem potência, estão limitados a elevar ou rebocar cargas, um tambor, acionado por um eixo, gira bobinando ou desbobinando o cabo que suporta cargas de tração em seu comprimento. Conforme mostra a figura 10, sua flexibilidade é possível por causa de um grande número de fios de aço, de pequeno diâmetro, torcido em volta de uma alma central de maior diâmetro. Logo, o cabo de aço é formado por pernas que são enroladas em volta de uma alma. A alma, que suporta as pernas, são embebidas em lubrificantes para que os arames possam deslizar mais facilmente e que sejam lubrificados, assim evita-se a corrosão e o desgaste. No mercado há muitas bitolas de cabo de aço padronizadas. (COLLINS, 2006).

Os cabos de aço são elementos de transmissão utilizados em guindaste, elevador, ponte rolante, escavadeiras, bate-estaca, guinchos, etc.

As almas podem ser classificadas como:

AF – Alma de fibra natural.

AFA – Alma de fibra artificial.

AACI – Alma de aço de cabo independente.

AA – Alma de aço com a mesma composição de uma perna.

Quanto a resistência mecânica, os cabos são classificados como:

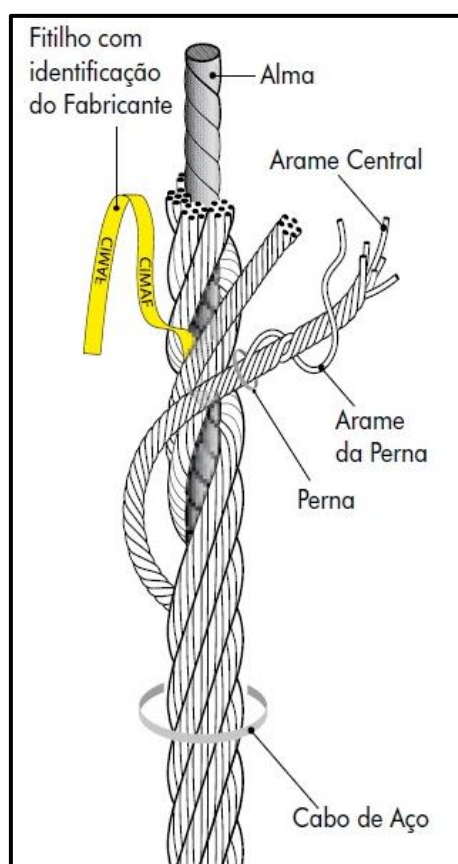
IPS – Resistência mecânica do fio até 1770 N/mm²

IEPS – Resistência mecânica do fio de até 1960 N/mm²

EIPS – Resistência mecânica do fio de até 2160 N/mm²

O número de pernas por cabo podem variar de 3 a 8. Cada perna pode ter 3, 7, 19, 37, 61 fios. Os arames das pernas variam de 0,2 a 1,8mm, o mais usual para máquinas de tração é de 0,8 a 1,8 mm.

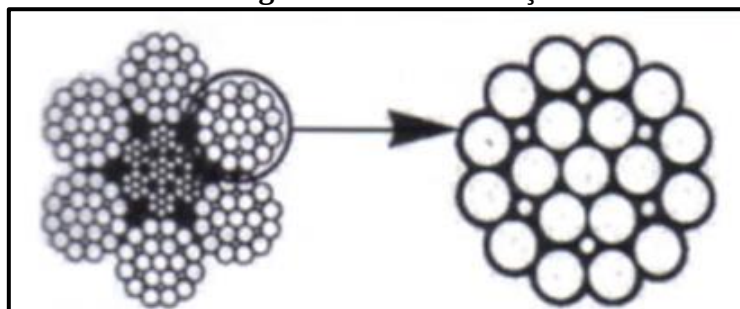
Figura 10 - Composição cabo de aço



Fonte: Cimag, (2009)

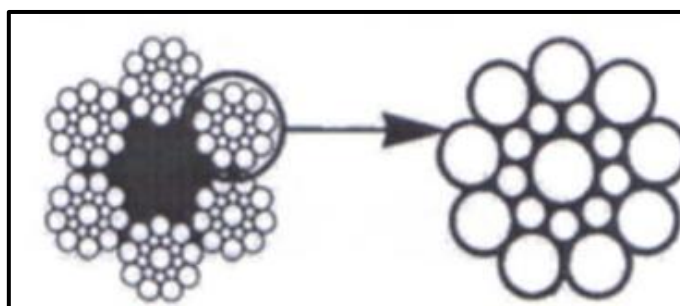
De acordo com sua composição pode ser classificados de três tipos:

- Filler: as pernas são constituídas por arames principais e por arames finos, os arames finos fazem enchimento e acomodação para os outros arames, figura 11. No cálculo da ruptura não se leva em conta os arames finos.

Figura 11 – Cabo de aço filler

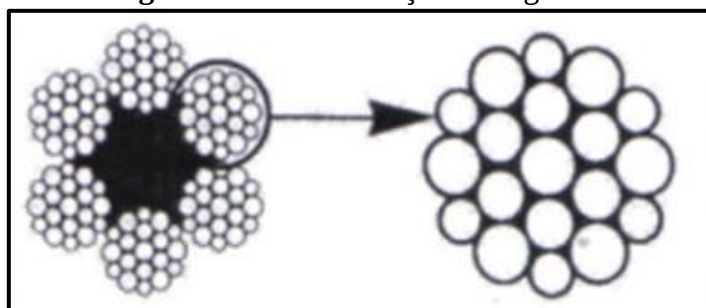
Fonte: Cabema, (2018)

- Seale: as pernas são formadas por camadas de diferentes diâmetro, todos os arames de uma mesma camada possuem um único diâmetro, figura 12.

Figura 12 – Cabo de aço seale

Fonte: Cabema, (2018)

- Warrington: as pernas são formadas por camadas, estas camadas são formadas por arames de no mínimo dois diâmetros diferentes, figura 13.

Figura 13 – Cabo de aço warrington

Fonte: Cabema, (2018)

A pernas podem ser torcidas para direita ou esquerda, então existem cabos de aço com torção à direita e com torção à esquerda. A torção pode ser regular ou lang.

- Torção regular: os arames das pernas são torcidos em sentido contrário à torção da perna.
- Torção lang: os arames das pernas são torcidos no mesmo sentido da torção da perna.

Ambas as torções podem ser para esquerda ou direita. (MELCONIAN, 2008).

A alma do cabo de aço pode ser de fibra natural (AF), ou de fibra artificial. A fibra artificial tem custo superior ao da fibra natural, mas apresenta vantagens, não se decompõe em contato com a água ou outras substâncias e não absorve umidade, esta alma é utilizada em cabos especiais. A alma de aço garante maior resistência a amassamentos e aumenta a resistência à tração. (MELCONIAN, 2008).

Muitos fatores influenciam na falha do cabo de aço, podem ser: carga, velocidade, ambiente, escolha errada de cabo, corrosão. Cargas cicladas, constantes bobinamentos e desbobinamentos em torno do tambor ou polias podem induzir o cabo a falhar por fadiga de carregamento axial trativo, fadiga de carregamento fletor, fadiga de fretagem, fadiga de desgaste superficial e fadiga de desgaste abrasivo. (COLLINS, 2006).

O enrolamento do cabo de aço influencia na resistência à fadiga e desgaste, uma prática comum é enrolá-lo em um tambor, que pode ter canais para guiar e suportar o cabo a medida em que ele é enrolado ou desenrolado, ou pode ser em um tambor liso. O ângulo de desvio do cabo no enrolamento não pode ultrapassar 1°30' em tambor liso e 2° quando o tambor tiver canais, se essas recomendações não forem seguidas a vida útil do cabo estará sendo comprometida. (MELCONIAN, 2008).

O diâmetro do tambor está diretamente ligado ao tipo de cabo usado, a figura 14 mostra a relação entre o cabo usado e o diâmetro do tambor. Logo conclui-se que o diâmetro do tambor pode ser descrito como:

$$Dtambor = Dcabo \times Y \quad (13)$$

Onde:

D_{tambor} – Diâmetro do tambor (mm).

D_{cabo} – Diâmetro do cabo de aço (mm)

Y – Variável de multiplicação conforme tipo de cabo (adimensional)

Figura 14 - Relações para diâmetro de tambores

Construção do cabo	Diâmetro da polia ou do tambor	
	Recomendado	Mínimo
6x7	72	42 x Ø do cabo
6x19 S	51	34 x Ø do cabo
19x7	51	34 x Ø do cabo
6x21 F	45	30 x Ø do cabo
6x25 F	39	26 x Ø do cabo
8x19 S	39	26 x Ø do cabo
6x36 WS	34	23 x Ø do cabo
6x41 WS	31	20 x Ø do cabo
PowerPac, PowerPac Extra, Delta Filler / MinePac	31	20 x Ø do cabo
6x37 M	37	24 x Ø do cabo
Ergoflex, Ergoflex Plus	31	18 x Ø do cabo
6x71 WS	21	14 x Ø do cabo

Fonte: Cimaf, (2009)

Segundo Melconian (2008), o fator de segurança e carga de trabalho são muito importantes, tanto para vida útil do cabo quanto para segurança de quem for utilizá-lo, fatores de segurança são tabelados para diferentes aplicações. A carga de trabalho, na maioria dos casos, não pode ultrapassar 1/5 da carga de ruptura mínima efetiva especificada para ele.

Para garantir a segurança, deve-se realizar inspeção e substituição dos cabos quando necessário, numa averiguação observa-se:

- Número de arames rompidos num passo ou em cinco passos do cabo, analisar se as rupturas estão concentradas em uma perna ou distribuídas pelo cabo.
- Arame gasto por abrasão, verificar desgaste principalmente nos arames externos, observar redução do diâmetro dos arames e do cabo.
- Corrosão, verificar cuidadosamente a ocorrência ao longo do cabo, a alma do cabo pode se deteriorar, perder a lubrificação e ocorrer a corrosão interna.

Para selecionar o tipo de cabo de aço a ser utilizado precisa-se saber qual é a carga mínima de ruptura, que é calculada pela equação:

$$F_{min} = F_{cabo} \times FS \quad (14)$$

Onde:

F_{min} – Carga mínima de ruptura.

F_{cabo} – Força axial do cabo.

FS – Fator de segurança.

O fator de segurança (FS), varia de acordo com a aplicação, a figura 15 mostra os valores de FS recomendado para cada atividade.

Figura 15 – Fatores de segurança

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindaste estacionário	6 a 8
Laços	5 a 6
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Fonte: Cimag, (2009)

2.3 SOLDAGEM

A soldagem é um processo de união de duas partes/peças, procurando manter na junta a continuidade das características físicas e químicas. Essa união pode ser entre metais ou não, visto que a vários processos de soldagem. Atualmente muitos processos de soldagem são utilizados não apenas para unir duas partes/peças mas também para deposição de material sobre uma superfície, para realizar preenchimento ou para fazer um revestimento superficial. Este processo de união é utilizado tanto na fabricação de estruturas simples, como grades e janelas, quanto em componentes com grau de dificuldade e responsabilidade

elevado, como indústria química e petrolífera, é também utilizado na fabricação de objetos de arte e jóias. (MARQUES, MODENESI, & BRACARENSE, 2009).

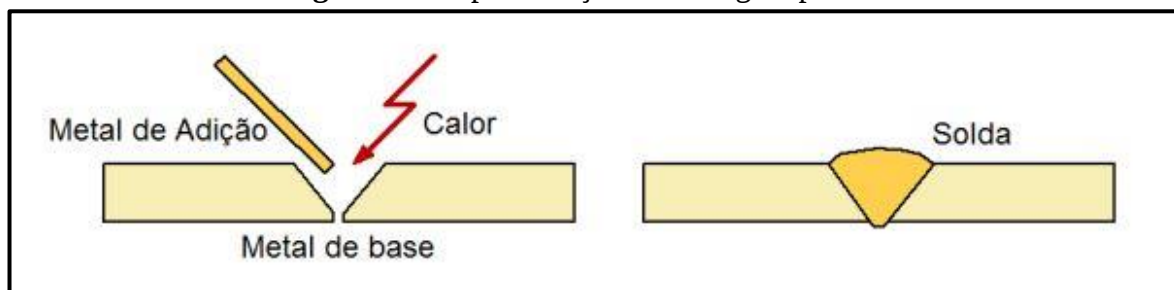
As peças a serem soldadas devem ser colocadas em contato uma com a outra e elevar suas temperaturas até a temperatura de soldagem. A união das duas peças se dará através de duas formas:

- Soldagem por pressão.
- Soldagem por fusão.

No processo de soldagem por pressão enquadram-se os processos de soldagem por forjamento, por ultrassom, por fricção, por difusão e diversos outros.

No processo de soldagem por fusão também se enquadram vários processos, dentre eles o mais usado industrialmente e de maior importância é o processo de soldagem a arco elétrico. Neste processo é utilizado a aplicação de calor numa região localizada da junta, fundindo a peça e o material de adição (quando este é usado), como resultado, as superfícies das peças são eliminadas e depois da solidificação das partes a solda é formada, conforme figura 16. (MARQUES, MODENESI, & BRACARENSE, 2009).

Figura 16- Representação de soldagem por fusão



Fonte: Marques, Modenesi, & Bracarense, (2009)

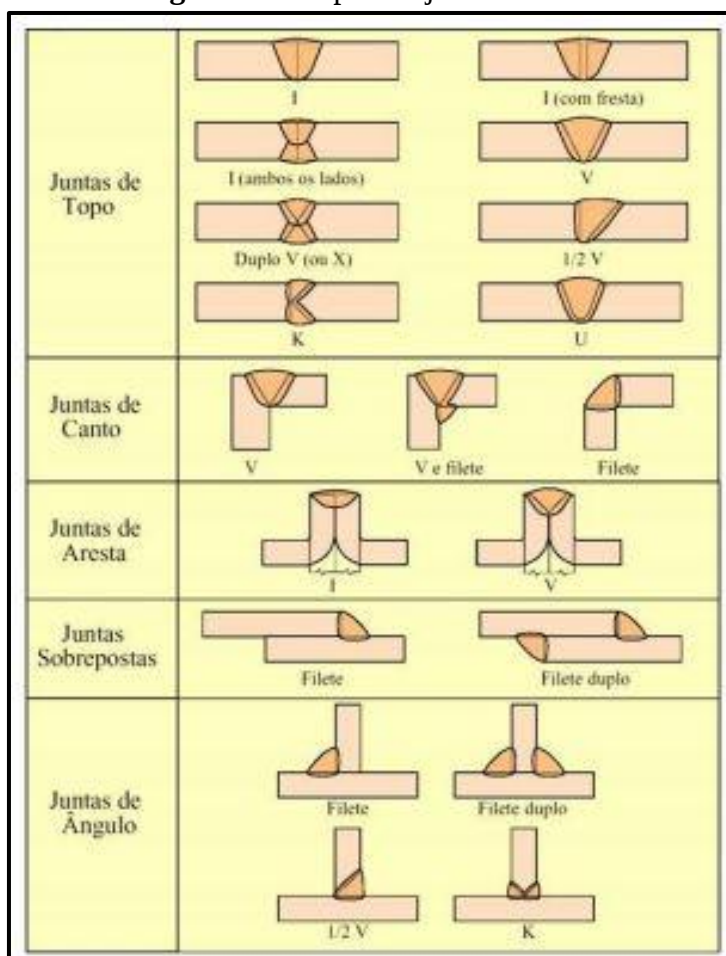
Para proteger o material fundido da reação com os gases da atmosfera a maioria dos processos utilizam algum tipo de proteção para proteger o cordão de solda. A figura 17 mostra os principais processos de soldagem por fusão e as principais características de cada uma. Quanto a soldabilidade, percebe-se que aços com baixo teor de carbono são facilmente soldados, os aços com alto teor de carbono e aços liga podem apresentar trincas mais facilmente quando soldados, o ferro fundido cinzento pode ser soldado em condições especiais. Os locais a serem soldados devem ser de fácil acesso para o eletrodo ou para a tocha de solda. (NIEMANN, 1971).

Figura 17 – Processos de soldagem

PROCESSO	FONTES DE CALOR	TIPO DE CORRENTE E POLARIDADE	AGENTE PROTETOR OU DE CORTE	OUTRAS CARACTERÍSTICAS	APLICAÇÕES
Soldagem por eletro-escória	Aquecimento por resistência da escória líquida	Contínua ou alternada	Escória	Automática/Mecanizada. Junta na vertical. Arame alimentado mecanicamente na poça de fusão. Não existe arco	Soldagem de aço carbono, baixa e alta liga, espessura ≥ 50 mm. Soldagem de peças de grande espessura, eixos, etc.
Soldagem ao Arco Submerso	Arco elétrico	Contínua ou alternada. Eletrodo +	Escória e gases gerados	Automática/mecaniz. ou semi-automática. O arco arde sob uma camada de fluxo granular	Soldagem de aço carbono, baixa e alta liga. Espessura ≥ 10 mm. Posição plana ou horizontal de peças estruturais, tanques, vasos de pressão, etc.
Soldagem com Eletrodos Revestidos	Arco elétrico	Contínua ou alternada. Eletrodo + ou -	Escória e gases gerados	Manual. Vareta metálica recoberta por camada de fluxo	Soldagem de quase todos os metais, exceto cobre puro, metais preciosos, reativos e de baixo ponto de fusão. Usado na soldagem em geral.
Soldagem com Arame Tubular	Arco elétrico	Contínua. Eletrodo +	Escória e gases gerados ou fornecidos por fonte externa. Em geral o CO_2	O fluxo está contido dentro de um arame tubular de pequeno diâmetro. Automático ou semi-automático	Soldagem de aço carbono com espessura ≥ 1 mm. Soldagem de chapas
Soldagem MIG/MAG	Arco elétrico	Contínua. Eletrodo +	Argônio ou Hélio, Argônio + O_2 , Argônio + CO_2 , CO_2	Automática/mecaniz. ou semi-automática. O arame é sólido	Soldagem de aço carbono, baixa e alta liga, não ferrosos, com espessura ≥ 1 mm. Soldagem de tubos, chapas, etc. Qualquer posição
Soldagem a Plasma	Arco elétrico	Contínua. Eletrodo -	Argônio, Hélio ou Argônio + Hidrogênio	Manual ou automática. O arame é adicionado separadamente. Eletrodo não consumível de tungstênio. O arco é constrito por um bocal	Todos os metais importantes em engenharia, exceto Zn, Be e suas ligas, com espessura de até 1,5 mm. Passes de raiz
Soldagem TIG	Arco elétrico	Contínua ou alternada. Eletrodo -	Argônio, Hélio ou misturas destes	Manual ou automática. Eletrodo não consumível de tungstênio. O arame é adicionado separadamente.	Soldagem de todos os metais, exceto Zn, Be e suas ligas, espessura entre 1 e 6 mm. Soldagem de não ferrosos e aço inox. Passe de raiz de soldas em tubulações
Soldagem por Feixe Eletrônico	Feixe eletrônico	Contínua. Alta Tensão. Peça +	Vácuo ($\approx 10^{-4}$ mm Hg)	Soldagem automática. Não há transferência de metal. Feixe de elétrons focalizado em um pequeno ponto.	Soldagem de todos os metais, exceto nos casos de evolução de gases ou vaporização excessiva, a partir de 25 mm de espessura. Indústria nuclear e aeroespacial.
Soldagem a Laser	Feixe de luz		Argônio ou Hélio	Como acima	Como acima. Corte de materiais não metálicos
Soldagem a Gás	Chama oxí-acetilênica		Gás (CO , H_2 , CO_2 , H_2O)	Manual. Arame adicionado separadamente	Soldagem manual de aço carbono, Cu, Al, Zn, Pb e bronze. Soldagem de chapas finas e tubos de pequeno diâmetro

Fonte: Marques, Modenesi, & Bracarense, (2009)

A região onde é realizado a soldagem é chamada de junta, há vários tipos de juntas e o que determina qual tipo será usado é o posicionamento e a aplicação das peças a serem unidas. Muitas vezes devido as dimensões das peças, necessidade de projeto ou conveniência é necessário uma preparação da peça para realizar a soldagem, esta preparação é chamada de chanfro, que é uma abertura na superfície da peça ou das peças a serem soldadas, este chanfro pode ter vários formatos, a figura 18 mostra vários tipos de juntas com chanfros.

Figura 18 – Tipos de juntas e chanfros

Fonte: Marques, Modenesi, & Bracarense, (2009)

Segundo Cunha (2005), para dimensionar uma junta de topo solicitada por cisalhamento, utilizando um cordão de solda, usa-se a seguinte equação:

$$\tau = \frac{\sqrt{2} \cdot F}{L \cdot b} \quad (15)$$

Onde:

τ – Tensão de cisalhamento, dada em Pascal (PA).

F – Força atuante, em Newton (N).

L – Comprimento do Cordão de solda, em metro (m).

b – Espessura da chapa a ser soldada ou a altura do cordão de solda, em metro (m).

Para dois cordões de solda usa a equação:

$$\tau = \frac{0,707 \cdot F}{L \cdot b} \quad (16)$$

Na prática, a tensão de cisalhamento é menor que a tensão de ruptura, em geral a tensão cisalhante é considerada 70% da tensão normal, logo:

$$\tau = 0,7 \times \sigma \quad (17)$$

2.4 MOTOR HIDRÁULICO

Motor hidráulico é um atuador rotativo que transforma a energia hidráulica em energia mecânica em forma de torque e rotação. Os motores consistem em uma carcaça com conexões de entrada e saída e um conjunto rotativo ligado a um eixo. (PARKER,[20-])

Há vários tipos de motores hidráulicos, cada um com uma função com características e funções específicas, podem ser unidirecionais (um sentido de rotação) ou bidirecionais (dois sentidos de rotação), podem ter vazão fixa ou variável. (FIALHO, 2011).

Segundo Fialho (2011), os motores de vazão fixa se dividem em:

- Motor hidráulico de engrenagem.
- Motor hidráulico de palhetas expandidas por molas.
- Motor hidráulico de pistões (radiais ou axiais).

Já os motores de vazão variável poder ser:

- Motor hidráulico de palhetas.
- Motor hidráulico de pistões (radiais ou axiais).

Para dimensionar um motor hidráulico precisa-se saber o torque necessário para realizar o trabalho desejado. Geralmente os motores são aplicados onde a necessidade de alto torque e potência com rotações baixas ou quando se precisa inverter o sentido de rotação rapidamente.

O motor elétrico perde para o hidráulico na comparação entre peso/potência, ou seja, para fornecer a mesma potência de um motor hidráulico o motor elétrico precisaria ter grandes dimensões o que muitas vezes é inviável. Na prática, cada HP do motor elétrico pesa 13,6 kg e o HP do hidráulico pesa 5,4 kg, quanto ao rendimento, os elétricos levam vantagem, (90 a 95% contra 70 a 85% dos hidráulicos), a questão é que nem sempre pode-

se usar os dois tipos de motores, a casos em que só um deles pode ser utilizado. (FIALHO, 2011).

A seleção de um motor hidráulico depende de algumas especificações do sistema onde o equipamento será utilizado, a escolha de um motor pode depender da pressão de trabalho do sistema, da vazão ou da capacidade por rotação. A equação 18 mostra como descobrir a rotação de trabalho de um motor hidráulico.

$$n = Q \left(\frac{cm^3}{min} \right) \div Desl (cm^3/rot) \quad (18)$$

Onde:

n – Rotação por minuto (RPM)

Q – Vazão da bomba (cm³/min)

Desl – Deslocamento do motor hidráulico por rotação (cm³/rot)

Para calcular a rotação através da velocidade tangencial e do raio da roda dentada usa-se a seguinte equação:

$$n = v \div (2\pi \times R) \quad (19)$$

Onde:

n – Rotação por minuto (RPM)

v – Velocidade tangencial (m/min)

R – Raio da roda dentada (m)

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 MATERIAL

Para desenvolver e dimensionar o guincho traseiro para trator com sistema de içamento, foi utilizado os seguintes itens: software de CAD 3D, livros e artigos para fundamentação teórica e equacionamentos, tabelas de materiais utilizados e especificações de um trator agrícola.

3.1.1 Software de CAD 3D

O software utilizado foi o Solidworks 2018, usado para realizar um esboço da ideia inicial e para fazer os ajustes necessários.

3.1.2 Livros e artigos para fundamentação teórica e equacionamento

A pesquisa para fundamentação teórica e equacionamento foi feita em cima de temas específicos e já estudados por diversos autores, usando esses temas como base para o dimensionamento do guincho. Os materiais consultados foram sobre resistência dos materiais, elementos de máquinas, soldagem e hidráulica

3.1.3 Tabelas de materiais

As tabelas utilizadas são de itens utilizados comercialmente, com medidas e informações fornecidas pelo fabricante.

3.1.4 Trator agrícola

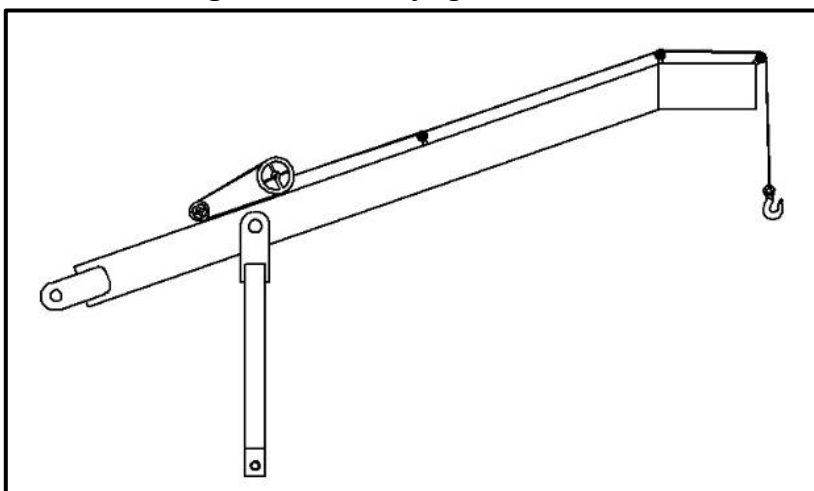
Para o dimensionamento do guincho foi usado como modelo as especificações de um trator agrícola, marca Valtra, modelo BM100R, anexo A.

3.2 MÉTODOS

3.2.1 Esboço em 3D

Antes de iniciar o dimensionamento foi elaborado um esboço, do guincho traseiro, conforme figura 19, através do software de CAD 3D, Solidworks 2018.

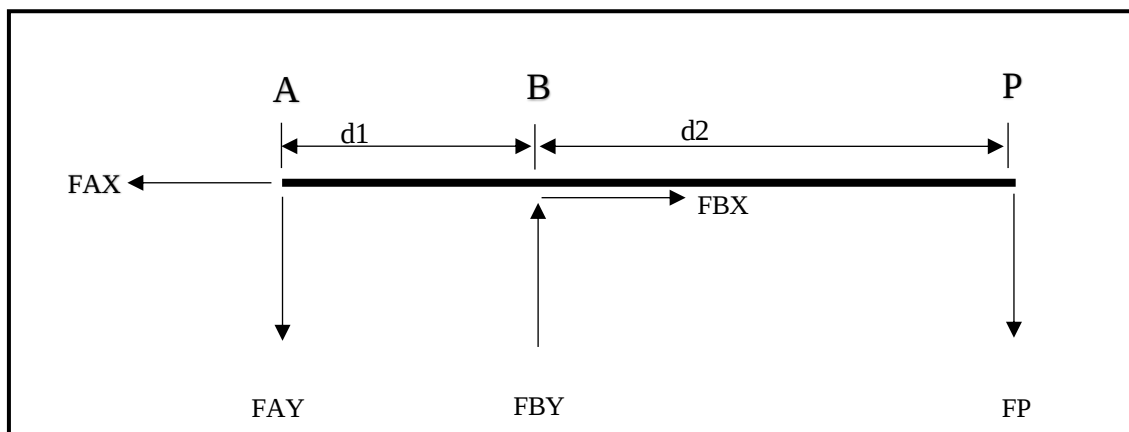
Figura 19 – Esboço guincho traseiro



Fonte: Autor, (2018)

3.2.2 Pesquisa bibliográfica e dimensionamento

O primeiro passo para começar o dimensionamento é transformar o esboço em um diagrama de corpo livre e identificar todas as forças atuantes no corpo, figura 20.

Figura 20 – Diagrama corpo livre

Fonte: Autor, (2018)

Para análise, o guincho foi dividido em três pontos, A, B e P, onde A e B representam o acoplamento por pino, e o ponto P representa a carga aplicada. As reações nos pontos A e B foram definidas com base nas bibliografias que determinam a forma de reação para cada de tipo de apoio. Para realizar os cálculos foi considerado o guincho na posição horizontal, onde haverá maior carga nas forças atuantes na estrutura.

O próximo passo é a aplicação das três equações de equilíbrio escalares utilizando as forças atuantes no corpo.

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &\longrightarrow -FAX + FBX = 0 \longrightarrow FBX = FAX \\ \sum F_y = 0 &\longrightarrow -FAY + FBY - FP = 0 \longrightarrow FAY = FBY - FP \\ \sum M_o = 0 &\longrightarrow (FP \times d2) - (FAY \times d1) = 0 \longrightarrow FAY = (FP \times d2) \div d1\end{aligned}$$

Tendo como base o anexo A, com as especificações do trator BM100R, vemos que a capacidade de levantar máximo no olhal do braço hidráulico é de 4760 kgf, então assim define-se a máxima força de FBY, para descobrir os valores de FAX, FAY, FBX e FP, precisa definir as distâncias d1 e d2, que são arbitradas pelo projetista. Logo d1 = 0,7m e d2 = 2m. Com estes dados o passo seguinte é a aplicação nas equações. Fazendo a manipulações das equações temos:

$$\begin{aligned}FBY - FP &= (FP \times D2) \div d1 \longrightarrow 4760\text{kgf} - FP = (FP \times 2\text{m}) \div 0,7\text{m} \\ FP &= 1298,18 \text{ kgf}\end{aligned}$$

$$FAY = FBY - FP \longrightarrow FAY = 4760\text{kgf} - 1298,18\text{kgf}$$

$$FAY = 3461,82 \text{ kgf}$$

Com as forças FAY, FBY e FP definidas, o momento fletor pode ser calculado. Neste caso haverá dois momentos fletores, denominados M1 e M2, o primeiro será entre o ponto A e B e o segundo entre P e B. Como momento fletor é dado em N.m, as forças precisam ser transformadas para Newton, como Newton é considerado numericamente igual a gravidade local, basta multiplicar kgf pela gravidade, $9,81\text{m/s}^2$.

$$FAY = 3461,82 \times 9,81 = 33960,45 \text{ N}$$

$$FBY = 4760,00 \times 9,81 = 46695,60 \text{ N}$$

$$FP = 1298,18 \times 9,81 = 12735,15 \text{ N}$$

$$M = P \times d \rightarrow (M = N.m) \quad (05)$$

$$M1 = 33960,45 \times 0,75 \rightarrow M1 = 25470,34 \text{ N.m}$$

$$M2 = 12735,15 \times 2,00 \rightarrow M2 = 25470,34 \text{ N.m}$$

Com os valores dos momentos calculados o passo seguinte é a aplicação dos valores na fórmula de flexão para calcular a tensão atuante no perfil. Para realização dos cálculos foi utilizado as especificações do perfil I Gerda de 6" x 22 kg/m, disponível no anexo C.

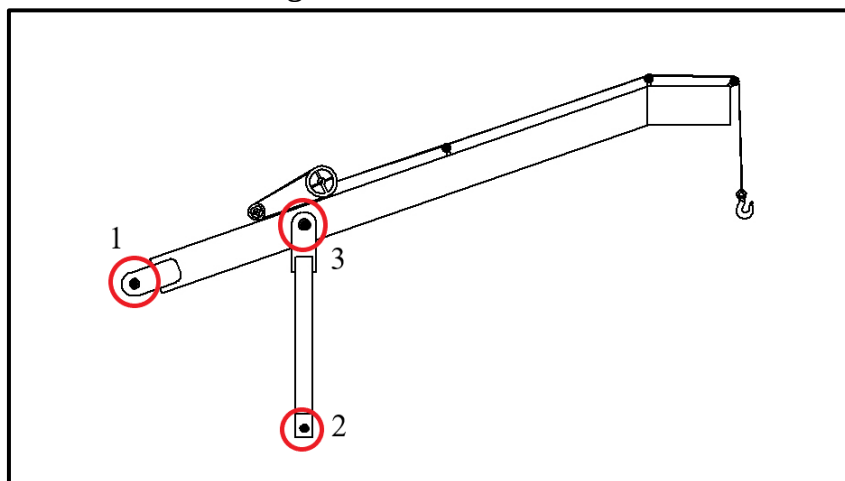
$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad (06)$$

$$\sigma = \frac{25470,34 \text{ N.m} \times 0,0762 \text{ m}}{1003 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 193,50 \text{ MPa}$$

Conforme mostra o anexo B, o limite de escoamento mínimo do aço ASTM A36 é 250 MPa, como a tensão calculada foi 193 MPa entende-se que o aço ASTM A36 é indicado para ser utilizado na fabricação do guincho.

Os círculos na figura 21 destacam os três lugares onde será utilizado pinos, serão dimensionados pela fórmula da tensão de cisalhamento. A força FBY atua no círculo 2 e 3, para padronização, o pino no círculo 1 será dimensionado com a mesma força.

Figura 21 - Guincho traseiro

Fonte: autor, (2018)

Como a tensão de cisalhamento usualmente é considerada 70% da tensão normal e o anexo C mostra que o aço ASTM A36 tem um limite de escoamento de 250 MPa, a tensão de cisalhamento terá um valor de:

$$\begin{aligned}\tau &= 0,7 \times \sigma \\ \tau &= 0,7 \times 250 \\ \tau &= 175 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{17}$$

Com o valor da tensão de cisalhamento a área dos pinos pode ser calculada. O valor de F será o mesmo de FBY.

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{F}{A} \\ 175 \text{ MPa} &= \frac{46695,60 \text{ N}}{A} \\ A &= 0,0002668 \text{ m}^2\end{aligned}\tag{04}$$

Com base nas fórmulas do anexo G e com o valor da área, descobre-se o diâmetro dos pinos.

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

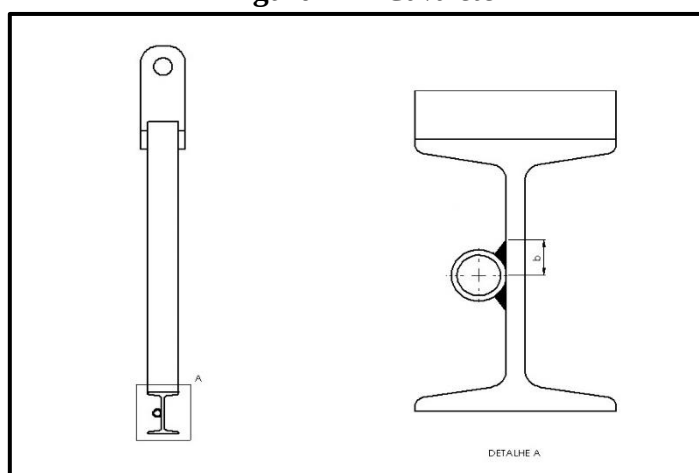
$$0,0002668 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$d = 0,01843m \text{ ou } 18,43mm$$

Conforme mostra o anexo D, o aço que mais se aproxima do diâmetro calculado é a barra redonda ¾ de polegada ou 19.05mm.

A figura 22 mostra o como o pino será soldado no cavalete. Será soldado através de uma junta de topo solicitada por cisalhamento.

Figura 22 - Cavalete



Fonte: autor, (2018)

O cordão de solda é dependente da largura (b) e do comprimento (L), esse valores são arbitrados e testados na fórmula 16, se a tensão cisalhante calculada for menor que a tensão cisalhante atuante os valores de b e L são aceitos.

Para os cordões que fixarão o pino, será testado os valores de 8mm para b, 50mm para L, e F será 46696,60N.

$$\tau = \frac{0,707 \cdot F}{L \cdot b} \quad (16)$$

$$\tau = \frac{0,707 \cdot 46695,60}{0,05 \times 0,008}$$

$$\tau = 82,53 \text{ MPa}$$

A tensão cisalhante calculada foi menor que a tensão cisalhante atuante, então, os pinos deverão ser fixados por dois cordões com 50mm de comprimento e 8 mm de largura e altura.

Para o dimensionamento do cabo de aço a ser utilizado, precisa-se calcular a carga mínima de ruptura. A variável F_{cabo} pode ser considerada igual FP , força já conhecida, o fator de segurança (FS) foi adotado como 5 (guinchos, guindastes e escavadeiras), conforme as recomendações mostradas na figura 15.

$$\begin{aligned} F_{min} &= F_{cabo} \times FS \\ F_{min} &= 1298,18 \times 5 \\ F_{min} &= 6490,90 \text{ kgf} \end{aligned} \tag{14}$$

Segundo Cimag (2009), para guinchos e guindastes utilizados no transporte de toras de madeiras o tipo de cabo de aço recomendado é 6x25 Filler, alma de aço (AACI), EIPS.

Tendo o anexo E como referência na seleção do cabo, verifica-se que o cabo de 9,5mm possui uma carga de ruptura mínima de 6860 kgf e atende a carga mínima de ruptura calculada, que foi de 6490,90 kgf.

O diâmetro do tambor para o cabo de aço também pode ser definido a partir do diâmetro do cabo de aço. Com base na figura 14, para o cabo 6x25 Filler, é recomendado 39 vezes a espessura do cabo de aço.

$$\begin{aligned} D_{tambor} &= D_{cabo} \times Y \\ D_{tambor} &= 9,5 \text{ (mm)} \times 39 \\ D_{tambor} &= 370,5 \text{ mm} \end{aligned} \tag{13}$$

Define-se então, que o diâmetro recomendado de tambor para um cabo de aço de 9,5 é 370,5mm.

Para a escolha de um motor hidráulico deve-se levar em conta a vazão da bomba e pressão máxima do sistema hidráulico do trator. Conforme o anexo A, o trator BM100R possui uma vazão de 51,8 L/min e uma pressão máxima de 180 kgf/cm². Com estas características foi realizado uma pesquisa para encontrar motores hidráulicos que atendessem as especificações. Sendo assim, foi selecionado o motor hidráulico orbital, serie

O, modelo OMS 800, fabricante Danfoss, a figura 23 mostra as características do equipamento.

Figura 23 – Especificações técnicas do motor hidráulico

Deslocamento Máx.	800 cm³/rev
Deslocamento Mín.	315 cm³/rev
Fluxo de Óleo	200 L/min
Potência de Saída	64 kW
Queda de Pressão Máx.	240 bar
Tipo	OMV

Autor: Nei (2018)

Para cálculo da rotação do motor usa-se a fórmula 18. Como 1 litro é igual a 1000cm³, a vazão da bomba do trator será de 51800 cm³/min.

$$n = Q \left(\frac{cm^3}{min} \right) \div Desl (cm^3/rot) \quad (18)$$

$$n = 51800 \left(\frac{cm^3}{min} \right) \div 800 \left(\frac{cm^3}{rot} \right)$$

$$n = 64,75 \text{ RPM}$$

Conclui-se que o motor hidráulico terá 64,75 rotações por minuto.

A transmissão será através de uma corrente de rolo simples, para descobrir o passo da corrente é necessário calcular a carga de ruptura máxima através da equação 07.

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{F_{rup}}{ns.k} \quad (07)$$

Antes de tudo precisa-se calcular o fator de serviço k, ele é dado através da equação 08.

$$k = k_s . k_l . k_{po} \quad (08)$$

O valor de k_s foi considerado como 1,3 pois a transmissão sofrerá impactos, k_l foi considerado como 1,3 pois a lubrificação será periódica e k_p foi considerado com 1,0 pois a linha de centro da transmissão será na horizontal. Assim:

$$k = 1,3 \times 1,3 \times 1,0$$

$$k = 1,69$$

Com o valor de k pode-se calcular a força de ruptura. A $F_{m\acute{a}x}$ é igual a F_P , o coeficiente de segurança, com base na figura 09, será considerado 7,0. Assim:

$$1298,18 = \frac{F_{rup}}{7,00 \times 1,69}$$

$$F_{rup} = 15.357,47 \text{ kgf}$$

Com a força de ruptura e o anexo F, escolhe-se a corrente adequada para a transmissão. O anexo F possui duas tabelas com especificações de correntes, são medidas padronizadas de normas diferentes, será usada a tabela da norma ANSI | ASA.

Com o valor de 15.357,47kgf não é encontrado nenhuma corrente visto que este valor fica entre duas correntes, uma com passo de 38,10 mm e carga de ruptura de 12.700 kgf e outra com passo de 44,45 mm e carga de ruptura de 17.240 kgf. Como o coeficiente de segurança ficou elevado a corrente escolhida foi a de passo de 38,10mm, a referência da corrente na norma ANSI é 120-1.

Para definir o tamanho das rodas dentadas precisa definir a velocidade de avanço e retorno do cabo de aço, logo $V_{cabo} = 25\text{m/min}$, como a velocidade do cabo de aço é igual a velocidade tangencial das rodas dentadas e “ n ” é igual rotação do motor hidráulico, aplica-se a fórmula:

$$n = v \div (2\pi \times R) \tag{19}$$

$$R = 25 \div (2\pi \times 64,75)$$

$$R = 0,061 \text{ m}$$

Como o raio calculado foi de 61 mm, logo o mínimo diâmetro primitivo deve ser de 122 mm.

Para calcular o diâmetro da roda dentada a ser movida precisa-se estimar um valor de raio, assim o raio arbitrado será 0,2m, aplicando na equação:

$$0,2 = 25 \div (2\pi \times n) \rightarrow n = 25 \div (2\pi \times 0,2)$$

$$n = 19,89 \text{ RPM}$$

Calculando a relação de transmissão:

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

$$i = 64,75 \div 19,89$$

$$i = 3,25$$

Com a referência ANSI 120-1, da corrente de rolos, seleciona-se a roda dentada, o anexo F mostra todas os diâmetros primitivos de rodas dentadas possíveis para esta corrente

Ao consultar o anexo G nota-se que a roda dentada de menor diâmetro primitivo possui 135,23mm e $Z = 11$, com este valor e a relação de transmissão calcula-se o diâmetro primitivo da roda dentada movida.

$$3,25 = \frac{D_2}{135,23}$$

$$D_2 = 439,50 \text{ mm}$$

No anexo G a roda dentada com diâmetro primitivo mais próximo do D_2 calculado é 425,04mm e $Z = 35$.

Então define-se que a roda dentada motora deve ter diâmetro primitivo de 135,23mm e 11 dentes, referência na norma ANSI | ASA 1.120.11, a roda dentada movida deve ter diâmetro primitivo 425,04mm e 35 dentes, referência na norma ANSI | ASA 1.120.35.

Com estas medidas padronizadas acha-se os valores reais da relação de transmissão, RPM da roda movida e velocidade do cabo de aço.

$$i = 425,04 \div 135,23$$

$$i = 3,14$$

$$3,14 = 64,75 \div n_2$$

$$n_2 = 20,62$$

$$n = v \div (2\pi \times R_2) \quad (19)$$

$$20,62 = v \div (2\pi \times 0,2125)$$

$$v = 27,53 \text{ m/min}$$

Com o passo da corrente é possível calcular a distância estimada entre os eixos das rodas dentadas.

$$C = (30 \text{ a } 50) \cdot p \quad (09)$$

$$C = 30 \times 38,10(\text{mm})$$

$$C = 1143,00\text{mm}$$

Com a distância estimada pode ser calculado o número de elos da corrente.

$$y = \frac{Z_1+Z_2}{2} + \frac{2C}{p} + \left(\frac{Z_2-Z_1}{2\pi}\right)^2 \times \frac{p}{C} \quad (10)$$

$$y = \frac{11+35}{2} + \frac{2 \times 1143}{38,10} + \left(\frac{35-11}{2\pi}\right)^2 \times \frac{38,10}{1143}$$

$$y = 83,48 \text{ elos}$$

Como a corrente precisa ter um número de elos inteiro, arredonda o número de elos para 84.

Com o número de elos e o número de dentes das rodas dentadas calcula-se a distância real entre eixos.

$$C = \frac{p}{4} \left[y - \frac{Z_1+Z_2}{2} + \sqrt{\left(y - \frac{Z_1+Z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{Z_2-Z_1}{2\pi}\right)^2} \right] \quad (11)$$

$$C = \frac{38,10}{4} \left[84 - \frac{11+35}{2} + \sqrt{\left(84 - \frac{35+11}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{35-11}{2\pi}\right)^2} \right]$$

$$C = 1152,86mm$$

A distância correta entre centros das rodas dentadas será de 1152,86mm.

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

4.1 CÁLCULOS ESTRUTURAIS

Conforme visto no capítulo 2, o primeiro passo para iniciar os cálculos era a realização do diagrama de corpo livre para identificar todas as forças atuantes. Como o guincho será usado por um trator, a capacidade de carga do guincho traseiro está diretamente ligada a capacidade máxima de levantar do sistema hidráulico do trator, sendo assim, o trator utilizado como referência para coleta dos dados foi o Valtra BM100R, anexo A.

Depois de feito o diagrama de corpo livre e com as especificações técnicas do trator Valtra BM100R foi possível identificar as variáveis e as forças atuantes no guincho traseiro. O comprimento total do guincho precisou ser arbitrado, pois esta variável é uma característica do produto. Utilizando as equações de equilíbrio foi descoberto o valor das forças F_{AY} , F_{BY} e F_P .

Para F_P foi descoberto o valor de 12735,15 N ou 1298,18 kgf, então fica definido que a carga máxima que o guincho poderá levantar é 1298,18 kg, pois F_P corresponde a máxima força que poderá ser aplicado na extremidade do guincho.

Para o cálculo da tensão normal foi necessário usar um perfil como referência, o perfil utilizado foi a viga I Gerdau 6' x 22kg/m, anexo C. O valor de tensão calculado foi comparado com o limite de escoamento do aço ASTM A36, anexo B, como 193MPa é menor que 250MPa, foi concluído que a viga I escolhida suportará as forças atuantes.

Com a força F_{BY} e a fórmula de tensão de cisalhamento foi descoberto a área dos pinos utilizados no guincho. O diâmetro mínimo dos pinos é 18,43mm, consultando o anexo D vemos que não há nenhum aço comercial com esse diâmetro, o diâmetro mais próximo é 19,05mm. Assim fica definido que os pinos deverão ter um diâmetro de 19,05mm.

As medidas para os cordões de solda que fixarão os pinos no cavalete foram arbitradas e testadas na fórmula de tensão na junta de solda. Para a altura do cordão foi usado o valor de 8mm e para o comprimento 50mm. O valor da tensão cisalhante calculada foi 82,53 MPa, como o valor calculado foi menor que a tensão cisalhante admissível, 175MPa, os valores usados na altura e largura (b) e comprimento (L) estão aceitáveis. Então os pinos no cavalete serão fixados por dois cordões de solda cada um, com comprimento (L) igual a 50mm, largura e altura (b) igual a 8mm.

4.2 CÁLCULO DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS

O único elemento hidráulico que guincho traseiro para trator com sistema de içamento irá utilizar é um motor hidráulico, este será dependente do sistema hidráulico do trator que estiver utilizando o equipamento.

O sistema hidráulico do trator Valtra BM100R possui uma vazão de 51,8l/min e pressão máxima de 180 kgf/cm². Tendo esses valores como base, foi pesquisado por um motor com maior capacidade possível de deslocamento por rotação, pois quanto maior a capacidade, menor será seu RPM. Foi escolhido o motor hidráulico orbital, modelo OMV 800, seu deslocamento máximo por rotação é de 800 cm³. Como o trator tem uma vazão de 51800cm³/min, o motor terá 64,75 rotações por minuto.

4.3 DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Nos elementos de transmissão de potência enquadra-se o cabo de aço, rodas dentadas e corrente de transmissão.

Segundo Cima^{af}, (2009), o cabo de aço recomendável para guincho utilizado no transporte de madeira é o 6x25 Filler. Para escolher um diâmetro de cabo de aço precisa-se saber a carga de ruptura mínima. Usando um coeficiente de segurança de valor 5 e multiplicando pela máxima carga que o cabo de aço irá levantar, definiu-se que o cabo de aço precisa ter uma carga mínima de ruptura de 6490,0 kgf. Tendo o anexo E como tabela de consulta concluiu que o cabo de aço 6x25 Filler, de 9,5mm de diâmetro atende as exigências. Com a espessura do cabo também foi possível calcular o diâmetro do tambor, onde será enrolado o cabo de aço, o tambor deverá ter 370,50mm de diâmetro.

A transmissão se dará através de uma corrente de rolos simples, mas para definir o passo da corrente foi necessário calcular a carga de ruptura da corrente. A força de ruptura é dependente de força atuante na corrente, o tipo de lubrificação, como será solicitada, grau de inclinação do sistema e de um coeficiente de segurança. Identificado essas variáveis, o valor calculado da carga de ruptura da corrente foi 15357,47 kgf. Com esse valor, no anexo F, foi selecionado a corrente de rolo simples com passo de 38,10mm, a carga de ruptura desta corrente é menor que a calculada, mas foi aceita, pois foi utilizado um coeficiente de segurança conservador.

Como a corrente possui um passo de 38,10mm, as rodas dentadas terão que ter o mesmo passo. O anexo G mostra todos os diâmetros possíveis para rodas dentadas com passo de 38,10mm. Para definir o tamanho das rodas dentadas foi definido que a velocidade de avanço e retorno do cabo de aço deve ser de 25m/min. Usando a rotação do motor hidráulico de 64,75 e a velocidade do cabo de aço, foi achado o mínimo diâmetro primitivo da roda dentada motora. O mínimo diâmetro foi de 122mm, mas no anexo G o menor diâmetro encontrado é 135,23 mm, logo o diâmetro da roda dentada motora terá 135,23mm.

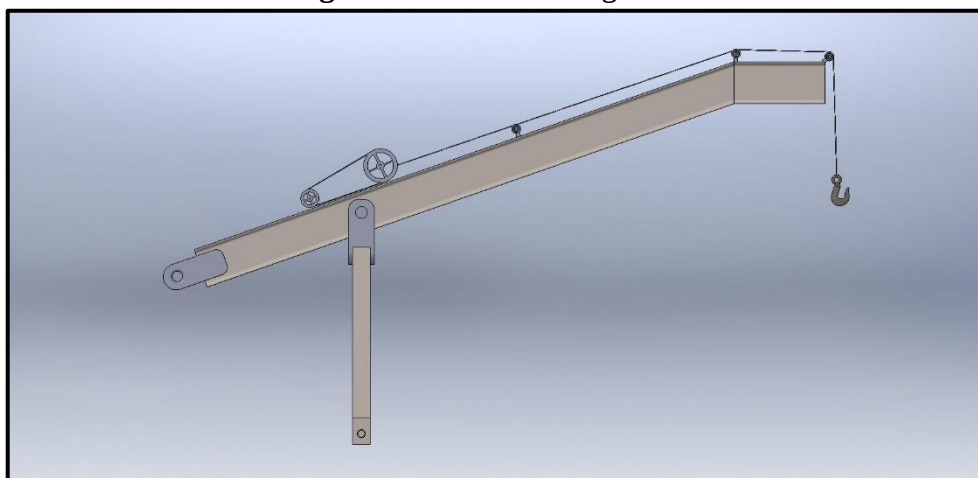
Foi arbitrado o valor de 400 mm de diâmetro para a roda dentada movida, assim foi calculado a relação de transmissão, com a relação de transmissão foi calculado o diâmetro real da segunda roda dentada. Com base no anexo G, a roda dentada movida deverá ter 425,04mm de diâmetro. Com os diâmetros padronizados para as rodas dentadas foi calculado a velocidade real de avanço e retorno do cabo de aço, a velocidade será de 27,53m/min.

Com o passo da corrente e o diâmetro das rodas dentadas foi possível determinar a distância recomendável entre centro dos eixos das rodas dentadas, primeiro foi calculado distância estimada de 1143 mm, com isto foi calculado o número de elos da corrente, 84 elos, e com o número de elos calculado a distância correta entre centros. Assim, a distância entre centros será de 1152,86mm.

4.4 DESENHO

Com o programa de desenho 3D, Solidworks 2018, foi realizado um esboço do guincho traseiro com sistema de içamento, a figura 24 mostra o modelo proposto para o equipamento.

Figura 24 – Modelo de guincho



Fonte: Autor, (2018)

A figura 25 mostra o guincho traseiro instalado em um trator.

Figura 25 – Trator com guincho traseiro com sistema de içamento



Fonte: Autor, (2018)

5 CONCLUSÃO

O guincho traseiro para trator com sistema de içamento foi desenvolvido para micro/pequenas empresas que não tem condições financeiras para comprar maquinários sofisticado para trabalhar no ramo madeireiro.

O equipamento dimensionado irá melhorar forma de extração dos troncos, seu formato ficou compacto e simples de ser operado, facilitará o carregamento e o descarregamento no meio de transporte pois diminuirá o esforço físico do trabalhador, assim, oferecerá mais agilidade, rapidez e segurança nos processos de extração e locomoção dos troncos de madeira.

Para o meio acadêmico este trabalho trouxe o dimensionamento de um novo modelo de guincho, mostrou que através dos métodos atuais pode-se chegar em novos equipamentos. Servirá como base para futuras pesquisas e dará a possibilidade de aperfeiçoar o que foi concluído.

Este trabalho alcançou seu objetivo e trouxe o dimensionamento de um guincho traseiro para trator com sistema de içamento, seus cálculos foram realizados com base nas especificações técnicas de um modelo de trator.

Tendo as características do trator Valtra BM100R como base, foi concluído que a capacidade máxima de levantamento de carga do guincho será 1298,18 kg. O aço considerado na realização dos cálculos foi o ASTM A36. A haste será de viga “I” de 6’ x 22 kg/m e terá um comprimento total de 2,70m. Para içamento será usado um cabo de aço 6x25 Filler, de 9,5mm de diâmetro. A velocidade de avanço e retorno do cabo será de 27,53 m/min.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Análise estrutural por meio dos métodos dos elementos finitos (FEM), com variação de cargas de teste.

REFERÊNCIAS

BUDYNAS, R. G., & NISBETT, J. K. **Elemento de Máquinas de Shigley** (8ª ed.). (J. B. AGUIAR, & J. M. AGUIAR, Trans.) São Paulo: AMGH, 2011.

CABEMA. **Fábrica de cabo de aço**, Disponível em: <<http://www.cabema.com.br/fabrica-cabo-aco>> acesso em 15 de setembro de 2018.

CIMAF. **Manual Técnicos Cabo de Aço**. Osasco, 2009.

COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção da falha**. (P. M. Pacheco, Trad.) Rio de Janeiro: LTC, 2006.

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

ENGENHEIROCAICARA. **Tensões de Flexão e Cisalhamento**. Disponível em: <<http://engenheirocaicara.com/querido-monstrinho-rm-tensoes-de-flexao-e-cisalhamento/>> acesso em 10 de setembro de 2018.

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. (6ª ed.). São Paulo: Érica, 2011.

FLORES, P., GOMES, J., DOURADO, N., & MARQUES, F. **Órgão de Máquinas**. Dissertação (Mestrado integrado em Engenharia Mecânica), Universidade do Minho, Guimarães - PT, 2017

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais** (7ª ed.). São Paulo: Pearson, 2009.

MARQUES, P. V., MODENESI, P. J., & BRACARENSE, A. Q. **Soldagem: Fundamentos e tecnologia**. (3ª atualizada ed.). Belo Horizonte: UFMG, 2009.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas** (9ª revisada ed.). São Paulo: Érica, 2008.

NEI. **Especificações técnicas**. Disponível em <<https://www.nei.com.br/modelo/omv-danfoss-do-brasil-industria-e-comercio-ltda-divisao-power-solutions?id=7503e035-2c64-4e0b-a99f-adf2432b8b73>> acesso dia 18 de 10 de 2018.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas** (Vol. I). (C. V. LANGENDONCK, & O. A. REHDER, Trans.) São Paulo: Edgard Blucher, 1971.

PARKER. **Tecnologia Hidráulica Industrial**, [20-]

SEBRAE. **Pequenos negócios em números**. Disponível em <<http://www.sebrae.com.br/sites/PortalSebrae/ufs/sp/sebraeaz/pequenos-negocios-em-numeros,12e8794363447510VgnVCM1000004c00210Arcrd>> Acesso em 14 de Junho de 2018.

SNIF. (2017). **Boletim SNIF.**, Disponível em:

<http://www.florestal.gov.br/snif/images/Publicacoes/boletim_snif_2017.pdf> Acesso em 17 de 03 de 2018

TECNOLEGIS. **Prova Cesgranrio.** Disponível em:

<<https://www.tecnolegis.com/provas/comentarios/188484>> acesso em 10 de setembro de 2018.

Linha Média
BM100R

VERSÃO 4X2 / 4X4 - PLATAFORMA / CABINE

VALTRA é uma marca mundial da ACCO

Este material contém o resumo das informações do Produto, cujas especificações podem ser alteradas a qualquer tempo, sem aviso prévio. A configuração da versão padrão pode ser diferente das fotos ilustrativas. Por isso, antes de comprar, sempre confirme todas as informações do Produto com a concessionária da sua região.

FOPV7BM100R/V1/3AN2018

www.valtra.com.br

☎ 0800 192 211

ValtraGlobal

Valtravideos

ESPECIFICAÇÕES		BM100R
MOTOR		
Modelo	AGCO Power 420DS	
Potência Máxima unid. - rpm	101 cv (74,5 kW) - 2300	
Torque Máximo unid. - rpm	385 Nm - 1400	
Cilindrada	4400	
N. de cilindros - aspiração	4 - Turbo	
Sistema de injeção	Bomba em linha	
Norma	ISO 14386	
EMBREAGEM		
Tipo	Disco Simples Orgânico	
Diâmetro do disco (mm)	330	
Adoamento	Mecânico	
TOMADA DE POTÊNCIA		
Tipo	Independente	
Adoamento	Elétrico-Hidráulico	
Velocidades (rpm - rpm do motor)	540 - 1800 / 1000 - 2038	
Opções de velocidades (rpm)	540 (std.) / 540 + 1000*	
Potência Máxima (cv) - rot.motor	88 - 2300	
TRANSMISSÃO		
Tipo de transmissão	Sincronizada com Multitorque	
Posição das alavancas	Elétrico-Hidráulico (std.) ou Super Redutor*	
Número de marchas	Lateral	
	16F + 8R (Multitorque/std.) ou	
	16F + 8R (Super Redutor)*	
SISTEMA HIDRÁULICO		
Pressão máxima (kgf/cm ²)	160	
Vazão da bomba (l/min)	51,8	
Capacidade de reserv. máx. - litro (kgf)	4760	
610 mm do eixo (kgf)	2820	
Válvulas de Controle Remoto	2 válvulas duplo ação, sendo 1 com	
	destrore automático	
Kit Hidráulico Opção*	Kit Fluxo Constante de 28 l/min	

ESPECIFICAÇÕES

BMT00R

VELOCIDADES TEÓRICAS (KM/H)

18,4 - 34 R1 / 2300

	Marcha	Multigrupo (16F+R)	Super Redutor (16F+R)
	Terapiuja	Lubre	Terapiuja
L1	3,47	4,36	0,42 4,36
L2	4,34	5,45	0,53 5,45
L3	6,43	8,06	0,78 8,06
L4	8,95	11,24	1,08 11,24
H1	11,90	14,95	1,44 14,95
H2	14,88	18,69	1,80 18,69
H3	22,04	27,66	2,67 27,66
H4	30,66	38,51	3,71 38,51
R1	5,67	7,12	0,69 7,12
R2	7,08	8,88	0,86 8,88
R3	10,49	13,18	1,27 13,18
R4	14,59	18,33	1,77 18,33

FREIOS

Tipo

Acionamento

DIREÇÃO

Tipo

DIMENSÕES 4X2 / 4X4 C/ PNEUS STD

Distância entre Eixos (mm)

Comprimento total (mm)

Altura (mm)

Largura (mm)

Vão Lame (mm)

Peso máximo permitido (kgf)

Alturas Traseira Min. - Máx (mm)

ESPECIFICAÇÕES		BM100R
CAPACIDADES		
Tanque de Combustível (l)		142
POSTO DE OPERAÇÃO		
Tipo	Plataforma Integrada	
Cabine	Comfort Cab	
RODADOS (STANDARD)		
4x2	8.00 - 16 F2 / 18.4 - 34 R1 (Standard)	
4x4	14.9 - 24 R1 / 18.4 - 34 R1 (Standard)	
OPCIONAIS*		

[illegible]

*Itens opcionais. Para mais informações, consulte sua Concessionária Veillra

ANEXO A

ANEXO B

LINHA DE AÇOS COMERCIAIS

LINHA ASTM

Os aços da linha ASTM (*American Society for Testing and Materials*) prioritariamente são utilizados em estruturas metálicas, nas quais temos como principais características as propriedades mecânicas normalmente utilizadas para o projeto do cálculo estrutural. Os principais aços da nossa linha de comercialização estão abaixo relacionados:

NORMA	CARACTERÍSTICAS	PRINCIPAIS APLICAÇÕES	PRINCIPAIS PRODUTOS
ASTM A36 / NBR 7007 MR 250	Aço carbono com finalidade de utilização estrutural e em aplicações comuns.	Estruturas metálicas em geral, serralheria, passarelas, máquinas e implementos agrícolas, implementos rodoferrviários.	Cantoneira, Barra Redonda, Barra Quadrada, Barra Chata, Perfil I, Perfil U, Perfil T e Perfil Estrela.
ASTM A572 / NBR 7007 AR 350 ou AR 415	Aço estrutural de baixa liga e alta resistência utilizado em estruturas metálicas a fim de reduzir o peso em virtude de sua maior resistência mecânica se comparado com um aço carbono de uso comum.	Torres de transmissão de energia e de telecomunicações, estruturas metálicas em geral, passarelas, máquinas e implementos agrícolas, implementos rodoferrviários.	Cantoneira e Barra Chata.
*ASTM A588 / NBR 7007 AR 350 COR	Aço estrutural de baixa liga e alta resistência desenvolvido para estruturas metálicas a fim de reduzir o peso em virtude da resistência mecânica mais elevada, com maior resistência à corrosão atmosférica, quando comparado com um aço carbono de uso comum.	Estruturas metálicas em geral, máquinas e implementos agrícolas, implementos rodoferrviários e demais aplicações em que seja necessária proteção adicional contra a corrosão atmosférica aliada a uma maior resistência mecânica.	Cantoneira, Barra Redonda, Barra Chata, Perfil I, Perfil U e Perfil T.

Tabela de Propriedades Mecânicas Referencial

Propriedades Mecânicas

Especificação	Equivalência NBR 7007	Limite de escoamento Min. (MPa)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento 200 mm (%)	Alongamento 50 mm (%)
ASTM A36	MR 250	250	400-550	20	21
ASTM A572 Grau 50	AR 350	350	450 mín.	18	21
ASTM A572 Grau 60	AR 415	415	520 mín.	16	18
ASTM A588	AR 350 COR	350	485 mín.	18	21

Observações: São descartados os ensaios de propriedades mecânicas nas seguintes situações:

1. Perfis de área de seção transversal inferior a 645 mm².

2. Barras com espessura ou diâmetro inferior a 12,5 mm (excluindo barras chatas). Nessas situações, a garantia é provida pela composição química.

*Sob consulta.

LINHA SAE

A linha de aços SAE (*Society of Automotive Engineers*) é utilizada nas mais diversas aplicações e, principalmente onde a composição química é uma característica importante.

Além disso, os produtos da linha SAE geralmente são submetidos a processos de conformação mecânica, como usinagem, forjamento, trefilação entre outros. Da mesma forma, também poderão sofrer processos metalúrgicos, entre eles têmpera/revenimento, cementação e outros processos.

Os principais aços da nossa linha de comercialização estão abaixo relacionados:

NORMA	CARACTERÍSTICAS	PRINCIPAIS APLICAÇÕES	PRINCIPAIS PRODUTOS
SAE 1020	Aço baixo carbono de uso geral.	Eixos de máquinas em geral, tirantes, peças para máquinas e implementos agrícolas, barras trefiladas, peças para forjarias, hastes de aterramento, grades, etc.	Barra Redonda, Barra Quadrada, Barras Trefiladas e Fio-Máquina.
SAE 1045	Aço médio carbono.	Eixos de máquinas em geral, tirantes, peças para máquinas e implementos agrícolas, barras trefiladas, peças forjadas, parafusos, etc.	Barra Redonda, Barras Trefiladas e Barra Chata.

Tabela de Composição Química Referencial

Norma	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
SAE 1020	0,18-0,23	0,30-0,60	0,030 máx.	0,050 máx.
SAE 1045	0,43-0,50	0,60-0,90	0,030 máx.	0,050 máx.

Além dos aços citados das linhas ASTM e SAE, podemos produzir outras qualidades mediante consulta.

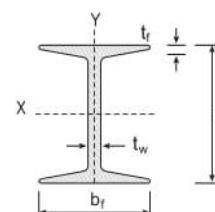
CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS: LEGENDA

b	b _f	d	t	t _f	t _w	I _x =I _y	W _x =W _y	r _x =r _y	r _z mín.	x
Largura da aba da Cantoneira.	Largura da mesa dos Perfis U, I e T.	Altura total da seção transversal dos Perfis U, I e T.	Espessura da aba da Cantoneira.	Espessura média da aba dos Perfis I e U e espessura da aba do Perfil T.	Espessura da alma dos Perfis I, U e T.	Momento de inércia.	Módulo de resistência.	Raio de giração.	Raio de giração (L).	Distância do raio de giração.

ANEXO C



PERFIL I GERDAU



Bitola	Peso	ALMA		MESA		Área	EIXO X			EIXO Y			
pol	Nominal	d	t _w	b _f	t _f	cm ²	I	W	r	I	W	r	r _t
	kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	8,48	76,20	4,32	59,18	6,60	10,80	105,10	27,60	3,12	18,90	6,40	1,33	1,45
	9,68	76,20	6,38	61,24	6,60	12,32	115,00	30,18	3,06	45,60	11,48	1,92	1,98
4"	11,46	101,60	4,90	67,60	7,44	14,50	252,00	49,70	4,17	31,70	9,40	1,48	1,68
	12,65	101,60	6,43	69,20	7,44	16,11	266,00	52,40	4,06	34,30	9,90	1,46	1,83
5"	14,88	127,00	5,44	76,30	8,28	18,80	511,00	80,40	5,21	50,20	13,20	1,63	1,88
	18,24	127,00	8,81	79,70	8,28	23,24	570,00	89,80	4,95	58,60	14,70	1,59	1,92
6"	18,60	152,40	5,89	84,63	9,12	23,60	919,00	120,60	6,24	75,70	17,90	1,79	2,08
	22,00	152,40	8,71	87,50	9,12	27,97	1003,00	131,70	5,99	84,90	19,40	1,74	2,26

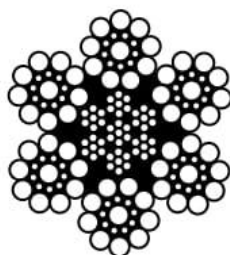
OBS.: As barras são fornecidas com tolerância de comprimento -0+10 cm.

A diagram of a circle with a shaded interior. A horizontal line segment extends from the center of the circle to the right edge, labeled with the letter r . A vertical line segment extends from the center of the circle downwards, labeled with the letter r .

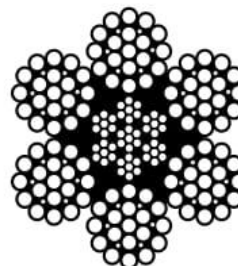
Bitolas		Peso Nominal	Bitolas		Peso Nominal	Bitolas		Peso Nominal
pol	mm	kg/m	pol	mm	kg/m	pol	mm	kg/m
1/4"	6,35	0,25	1.5/16"	33,34	6,85	2.7/16"	61,91	23,63
5/16"	7,94	0,39	1.3/8"	34,93	7,52	2.1/2"	63,50	24,86
3/8"	9,53	0,56	1.7/16"	36,51	8,22	2.9/16"	65,08	26,11
1/2"	12,70	0,99	1.1/2"	38,10	8,95	2.5/8"	66,68	27,40
9/16"	14,29	1,26	1.9/16"	39,69	9,71	2.3/4"	69,85	30,08
5/8"	15,88	1,56	1.5/8"	41,28	10,50	2.13/16"	71,44	31,45
11/16"	17,46	1,88	1.11/16"	42,86	11,32	2.7/8"	73,03	32,87
3/4"	19,05	2,24	1.3/4"	44,45	12,18	3"	76,20	35,79
13/16"	20,64	2,63	1.13/16"	46,40	13,06	3.1/16"	77,79	37,30
7/8"	22,23	3,05	1.7/8"	47,63	13,98	3.1/8"	79,38	38,84
15/16"	23,81	3,49	2"	50,80	15,91	3.1/4"	82,55	42,01
1"	25,40	3,98	2.1/16"	52,39	16,92	3.7/16"	87,31	46,99
1.1/16"	26,99	4,49	2.1/8"	53,98	17,96	3.1/2"	88,90	48,73
1.1/8"	28,58	5,04	2.1/4"	57,15	20,14	3.3/4"	95,35	55,94
1.3/16"	30,16	5,60	2.5/16"	58,74	21,27	4"	101,60	63,64
1.1/4"	31,75	6,21	2.3/8"	60,33	22,43	4.1/16"	103,19	65,65

ANEXO E

1.7 Cabo de aço classe 6x19 - alma de aço



6x19 Seale
1+9+9



6x25 Filler
1+6+6+12

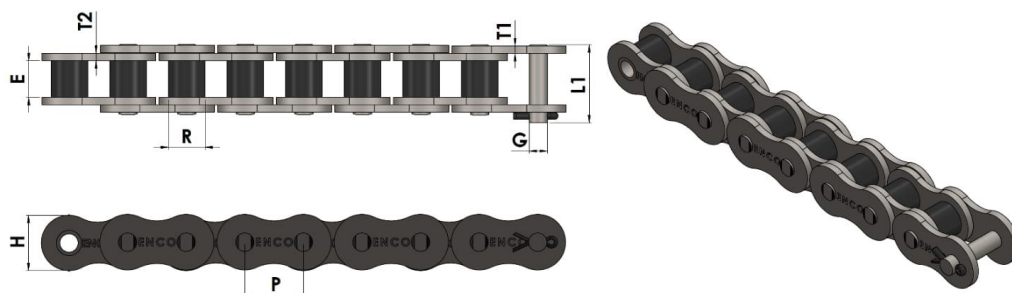
Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol.		IPS	EIPS
3,2	1/8"	0,040	0,65	0,73
4,8	3/16"	0,096	1,46	1,64
8,0	5/16"	0,268	-	4,80
9,5	3/8"	0,352	-	6,86
11,5	7/16"	0,519	-	9,30
13,0	1/2"	0,685	-	12,10
14,5	9/16"	0,868	-	15,20
16,0	5/8"	1,058	-	18,70
19,0	3/4"	1,496	-	26,80
22,0	7/8"	2,036	-	36,10
26,0	1"	2,746	-	47,00
29,0	1.1/8"	3,447	-	59,00
32,0	1.1/4"	4,192	-	72,60
38,0	1.1/2"	6,009	-	103,30
42,0	1.5/8"	7,120	-	122,00
45,0	1.3/4"	8,368	-	141,00
52,0	2"	10,921	-	183,70

O valor da massa indicado na tabela refere-se ao padrão interno da BBA, podendo variar em função da tolerância do passo do cabo de aço.

ANEXO F

CATÁLOGO – ENCO CORRENTES DESDE 1975 | 17

| CORRENTE DE TRANSMISSÃO SIMPLES | NORMA ASA, ISO R606, DIN 8188 |



 REFERÊNCIA ENCO	PASSO P		ENTRE PLACAS E	Ø DO ROLO R	ALTURA DA PLACA H	Ø DO PINO G	LARGURA TOTAL L1	ESPESSURA DA PLACA T1	CARGA DE RUPTURA	PESO
	ANSI ASA	POL mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	KGF	KG/M
25-1 04C-1	1/4	6,35	3,18	3,30	6,00	2,31	7,90	0,80	350	0,15
35-1 06C-1	3/8	9,53	4,77	5,08	8,70	3,58	12,30	1,30	790	0,33
41-1 085A-1	1/2	12,70	6,25	7,77	9,91	3,58	13,75	1,30	1.284	0,41
40-1 08A-1	1/2	12,70	7,85	7,95	12,00	3,96	16,60	1,50	1.410	0,62
50-1 10A-1	5/8	15,87	9,40	10,16	15,09	5,08	20,70	2,03	2.220	1,02
60-1 12A-1	3/4	19,05	12,57	11,91	18,00	5,94	25,90	2,42	3.180	1,50
80-1 16A-1	1"	25,40	15,75	15,88	24,00	7,92	32,70	3,25	5.670	2,60
100-1 20A-1	1.1/4	31,75	18,90	19,05	30,00	9,53	40,40	4,00	8.850	3,91
120-1 24A-1	1.1/2	38,10	22,22	22,23	35,70	11,10	50,30	4,80	12.700	5,62
140-1 28A-1	1.3/4	44,45	25,22	25,40	41,00	12,70	54,40	5,60	17.240	7,70
160-1 32A-1	2"	50,80	31,55	28,58	47,80	14,27	64,80	6,40	22.680	10,10
180-1 36A-1	2.1/4	57,15	35,50	35,71	53,60	17,46	72,80	7,20	34.000	13,50
200-1 40A-1	2.1/2	63,50	37,85	39,68	60,00	19,85	80,30	8,00	35.380	16,15
240-1 48A-1	3"	76,20	47,35	47,63	72,39	23,81	95,50	9,50	51.030	23,20

	PASSO P		ENTRE PLACAS E	Ø DO ROLO R	ALTURA DA PLACA H	Ø DO PINO G	LARGURA TOTAL L1	ESPESSURA DA PLACA T1 T2		CARGA DE RUPTURA	PESO
ISO DIN	POL	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		KGF	KG/M
04B-1	.236	6,00	2,80	4,00	5,00	1,85	3,80	0,60		300	0,11
05B-1	.315	8,00	3,00	5,00	7,10	2,31	8,20	0,80		500	0,20
06B-1	3/8	9,52	5,72	6,35	8,20	3,28	13,15	1,30		900	0,41
08B-1	1/2	12,70	7,75	8,51	11,80	4,45	16,70	1,60		1.800	0,69
10B-1	5/8	15,87	9,65	10,16	14,70	5,08	19,50	1,70		2.240	0,93
12B-1	3/4	19,05	11,68	12,07	16,00	5,72	22,50	1,85		2.900	1,15
16B-1	1"	25,40	17,02	15,88	21,00	8,28	36,10	3,10	4,15	6.200	2,71
20B-1	1.1/4	31,75	19,56	19,05	26,40	10,19	41,30	3,50	4,50	9.500	3,70
24B-1	1.1/2	38,10	25,40	25,40	33,20	14,63	53,40	4,80	6,00	16.000	7,10
28B-1	1.3/4	44,45	30,99	27,94	36,70	15,90	65,10	6,00	7,50	20.000	8,50
32B-1	2"	50,80	30,99	29,21	42,00	17,81	66,00	6,00	7,00	25.000	10,25
40B-1	2.1/2	63,50	38,10	39,37	52,96	22,89	82,20	8,00	8,50	35.500	16,35
48B-1	3"	76,20	45,72	48,26	63,80	29,24	99,10	10	12	56.000	25,00
56B-1	3.1/2	88,90	53,34	53,90	77,80	34,32	114,10	12	13,5	85.000	35,78
64B-1	4"	101,60	60,96	63,50	90,17	39,40	130,00	13	15	124.000	46,00
72B-1	4.1/2	114,3	68,58	72,39	103,60	44,48	147,40	15	17	155.000	60,80

REDUÇÃO



EMENDA COM TRAVA



EMENDA COM CONTRAPINO



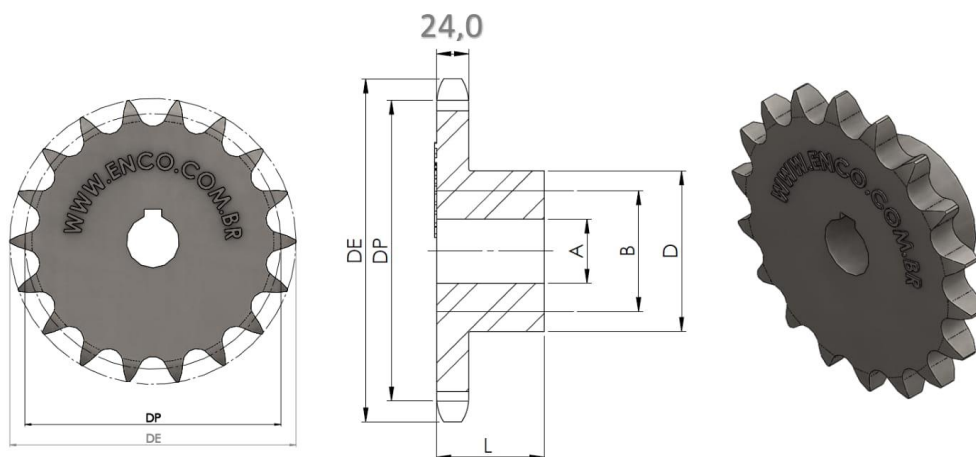
ELO INTERNO



ANEXO G

CATÁLOGO – ENCO CORRENTES DESDE 1975 | 81

| ENGRENAGEM SIMPLES PASSO 1.1/2" | 120-1 | NORMA ASA | Ø DO ROLO 22,23MM |



REFERÊNCIA ENCO	NÚMERO DE DENTES	DIÂMETRO PRIMITIVO	DIÂMETRO EXTERNO	DIÂMETRO DO CUBO	LARGURA TOTAL	Ø DO FURO	
ANSI ASA	Z	DP	DE	D	L	FURO PILOTO	FURO MÁXIMO
1.120.11	11	135,23	151	91	50	35	61
1.120.12	12	147,21	165	103	50	35	69
1.120.13	13	159,20	177	98	50	35	65
1.120.14	14	171,11	190	98	50	35	65
1.120.15	15	183,25	202	110	50	35	73
1.120.16	16	195,29	214	110	50	35	73
1.120.17	17	207,35	227	110	55	35	73
1.120.18	18	219,41	239	110	55	35	73
1.120.19	19	231,48	251	110	55	35	73
1.120.20	20	243,55	263	110	55	35	73
1.120.21	21	255,63	276	110	55	35	73
1.120.22	22	267,72	288	124	55	35	83
1.120.23	23	279,80	300	124	55	35	83
1.120.24	24	291,90	312	124	55	35	83
1.120.25	25	303,99	324	124	55	40	83
1.120.28	28	340,29	361	124	55	40	83
1.120.30	30	364,49	385	124	55	40	83
1.120.35	35	425,04	446	124	55	40	83
1.120.38	38	461,37	483	136	60	40	90
1.120.40	40	485,60	507	136	60	40	90
1.120.45	45	546,19	568	136	60	40	90
1.120.48	48	582,54	604	136	60	40	90
1.120.54	54	655,26	677	136	60	40	90
1.120.57	57	691,62	713	136	60	40	90
1.120.60	60	727,99	750	150	60	40	100
1.120.76	76	921,98	942	150	60	40	100
1.120.95	95	1152,33	1173	150	60	40	100
1.120.114	114	1382,72	1403	150	60	40	100

ANEXO H

PROPRIEDADES DAS SEÇÕES TRANSVERSAIS

A = área

I_x = segundo momento de área em relação ao eixo x

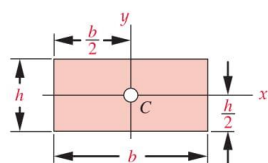
k_x = raio de giração em relação ao eixo x

J_z = segundo momento polar de área em relação ao eixo z passando por C

C = localização do centroide

I_y = segundo momento de área em relação ao eixo y

k_y = raio de giração em relação ao eixo y



$$A = bh$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

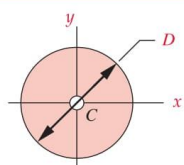
$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = I_x + I_y$$

$$I_y = \frac{b^3h}{12}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(a) Retângulo



$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$I_x = \frac{\pi D^4}{64}$$

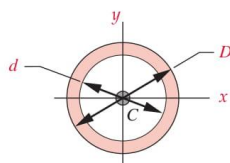
$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$I_y = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(b) Círculo



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

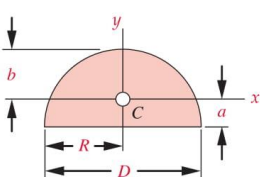
$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

$$I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(c) Círculo vazio



$$A = \frac{\pi D^2}{8}$$

$$I_x = 0,1098 R^4$$

$$a = 0,4244 R$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

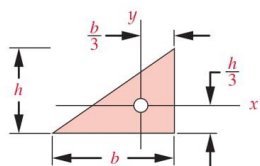
$$J_z = I_x + I_y$$

$$I_y = \frac{\pi}{8} R^4$$

$$b = 0,5756 R$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(d) Semicírculo sólido



$$A = \frac{bh}{2}$$

$$I_x = \frac{bh^3}{36}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$$

$$J_z = I_x + I_y$$

$$I_y = \frac{b^3h}{36}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

(e) Triângulo retângulo