

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CINTIA COSTA

LEANDRO HUMBERTO OLIVEIRA

**ANÁLISE DE FALHA DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DO
TROLLEY DE TRANSFERÊNCIA**

VOLTA REDONDA

2017

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DE FALHA DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DO TROLLEY DE TRANSFERÊNCIA

Monografia apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do UniFOA como requisito à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Habibe

VOLTA REDONDA
2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

Alunos:

CINTIA COSTA

LEANDRO HUMBERTO OLIVEIRA

Título da monografia:

ANÁLISE DE FALHA DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DO
TROLLEY DE TRANSFERÊNCIA

Orientador:

Prof. Dr. Alexandre Habibe

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Fernandes Habibe

Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira

Prof. Esp. Antônio de Pádua Sobreira Leal

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho de conclusão de graduação aos nossos pais, familiares e amigos que de muitas formas nos incentivaram e ajudaram para que fosse possível a concretização desse trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a DEUS pelo dom da sabedoria, oportunidade e pelo privilégio que nos foram dados em compartilhar tamanho conhecimento. Ao nosso Orientador Professor Alexandre Habibe pela paciência, simpatia e disponibilidade no auxílio às atividades e discussões sobre o andamento e normatização desta Monografia de Conclusão de Curso. Aos colegas de classe pela espontaneidade na troca de informações numa rara demonstração de amizade e solidariedade. A todos os professores pela dedicação prestada ao longo do curso. Aos demais idealizadores, coordenadores e funcionários do Centro Universitário Oswaldo Aranha.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	VII
LISTA DE TABELAS	IX
LISTA DE ABREVEATURAS E SÍMBOLOS	X
RESUMO	XII
ABSTRACT.....	XIII
1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. Justificativa	15
1.2. Objetivo	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1 Indústria.....	17
2.2 Trolley.....	17
2.3 Tipos de Trolleys	18
2.4 Detalhes Construtivos.....	18
2.5 Estrutura do trolley.....	18
2.5.1 Acionamento	19
2.5.2 Sistemas de Translação	21
2.6 Classificações das estruturas dos equipamentos	26
2.7 Classificação dos elementos da estrutura do equipamento.....	29
2.8 Classificação em grupos da estrutura dos equipamentos e seus elementos.....	31
2.9 Classificações das estruturas em grupos	31
2.10 Solicitações que interferem no cálculo da estrutura do trolley	32
2.11 Escolha do coeficiente de majoração M_x	36
3. METODOLOGIA.....	38
3.1 Histórico.....	39
3.2 Características, Levantamentos de Dados e Documentação Técnica...	40
3.3 Avaliação dos Parâmetros de Processo e Falhas	41
3.4 Ensaio Mecânicos em Componentes de Transmissão	41
3.5 Elaboraões dos Modelos Físicos dos Sistemas.....	48
3.5.1 Cisalhamento puro.....	49
3.5.2 Tensão de esmagamento	50

3.5.3 Torção.....	51
3.5.4 Tensões admissíveis	54
3.5.5 Fator de segurança.....	55
3.5.6 Fadiga.....	58
3.5.7 Concentração de tensões	65
3.5.8 Chavetas e rasgos de chavetas.....	69
3.6 Cálculos Relativos aos Componentes, Dimensionamento e Verificação	74
3.6.1 Análise do Eixo	77
3.6.2 Análise da Chaveta.....	79
3.6.3 Análise do Acoplamento	83
3.7 Elaboração de Especificação Técnica para Adequação dos Sistemas.....	84
4. DISCUSSÕES E RESULTADOS	92
5. CONCLUSÕES.....	95
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Trolley de Carga	17
Figura 2: Motoredutor de engrenagens cônicas.....	20
Figura 3: Roda com flange	22
Figura 4: Trilho TR 50.	23
Figura 5: Eixo de transmissão.....	24
Figura 6: Mancal de rolamento.....	25
Figura 7: Rolamento autocompensadores de rolos.....	25
Figura 8: Acoplamento fixo com luva de compressão	26
Figura 9: Acoplamento de engrenagens	26
Figura 10: Forças de inércia longitudinal ao trilho da viga	33
Figura 11: Fluxograma da metodologia.....	38
Figura 12: Sistema de Transmissão do Trolley	39
Figura 13: Desenho Técnico do Trolley.....	42
Figura 14: Amostras do eixo com desgaste em um dos lados	42
Figura 15: Durômetro Wilson Rockwell	45
Figura 16: Acoplamento	46
Figura 17: Registro durante a realização do ensaio de Dureza do Acoplamento.....	47
Figura 18: Chaveta.....	47
Figura 19: Carregamento Cisalhante	49
Figura 20: Cisalhamento simples e duplo	50
Figura 21: Barra circular puramente torcional	52
Figura 22: Cargas variáveis e pulsantes	58
Figura 23: Cargas variáveis, com reversão e genérica	59
Figura 24: Correção do σ_n – influência da superfície	61
Figura 25: Correção do σ_n – influência do tamanho da peça	63
Figura 26: Visão esquemática da equação de Sodeberg.....	63
Figura 27: Exemplos de regiões com concentrações de tensão ocasionada pelo formato da peça, com indicação dos pontos críticos.....	65
Figura 28: Chapas tracionadas	66
Figura 29: Chapas tracionadas	68
Figura 30: Rasgos de chavetas.....	68

Figura 31: Chaveta paralela	69
Figura 32: Representação das forças atuantes	75
Figura 33: Momento torsor atuante	76
Figura 34: Rasgo de chaveta por fresa de topo	77
Figura 35: Representação da chaveta passante	80
Figura 36: Aplicação das forças atuantes e as dimensões da chaveta	81
Figura 37: Áreas de cisalhamento e esmagamento	81
Figura 38: Inversor de frequência TIPO CFW 08	84
Figura 39: Carga alternada ou variável com reversão completa	87
Figura 40: Representação do rasgo do eixo	89
Figura 41: Representação da força sendo aplicada nos rasgos do acoplamento	90
Figura 42: Representação da área de cisalhamento do acoplamento	91
Figura 43: Esforços de esmagamento.....	93
Figura 44: Representação dos pares de chaveta.....	94

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Classe de utilização.....	28
Tabela 2: Estados de carga para ponte rolante.....	29
Tabela 3: Estados de tensões de um elemento	30
Tabela 4: Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos da estrutura) em grupos..	31
Tabela 5: Valores de tempos de aceleração e recomendação de aceleração	34
Tabela 6: Valores de coeficiente de Majoração para equipamentos industriais	36
Tabela 7: Valores do coeficiente de majoração para equipamentos utilizados na siderurgia e classificados no grupo 6	37
Tabela 8: Análise da composição química realizado na amostra do eixo	43
Tabela 9: Análise do resultado do ensaio de dureza.....	44
Tabela 10: Análise do resultado do ensaio de dureza.....	46
Tabela 11: Análise do resultado do ensaio de dureza	48
Tabela 12: Tensões perigosas.	55
Tabela 13: Valores de FS – Material Dúctil; Tensão considerada perigosa	57
Tabela 14: Parâmetros para o fator de modificação de superfície	62
Tabela 15: Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas	70
Tabela 16: Tabela de furo e rasgo de chaveta.....	71
Tabela 17: Adotado novo material para o eixo 4140.....	85
Tabela 18: Adotado novo material para o acoplamento.	90

LISTA DE ABREVEATURAS E SÍMBOLOS

σ	tensão compressiva local atuante na roda de ponte rolante;
V_n	velocidade de levantamento;
V_L	faixa de velocidade de elevação de carga;
S_G	devidas aos pesos próprios dos elementos;
S_L	devidas a carga de serviço;
Ψ	coeficiente dinâmico;
μ	coeficiente de aderência;
ξ	coeficiente de carga vertical exercida na roda;
M_x	coeficiente de majoração;
$f_{\min.}$	folga mínima;
l	comprimento;
V	reação vertical correspondente a roda extrema aonde aparece a reação horizontal;
C_p/CN	relação do torque de partida / torque nominal do motor;
P	carga aplicada;
A_{cis}	área de cisalhamento;
T	torque aplicado;
ρ	raio até qualquer ponto;
J	momento polar de inércia da secção transversal;
σ_x	tensão de esmagamento;

$\tau_{m\acute{a}x}$	tensão máxima;
G	módulo de elasticidade transversal do material;
FS	fator de segurança;
σ_n	limite de resistência à fadiga do material;
$\sigma_{adm.}$	tensão admissível;
$\sigma_{rup.}$	tensão de ruptura;
σ_m	tensão média
σ_v	tensão variável
Ka	fator de modificação de superfície
σ_r	resistência a tração
τ_c	tensão de cisalhamento
mm	milímetro;
m/s	velocidade;
m/min	velocidade;
m/s ²	aceleração;
r	raio

RESUMO

Os equipamentos de elevação e transporte atribuem uma posição de destaque na indústria, sendo os trolleys equipamentos muito utilizados. No caso das empresas do ramo siderúrgico, estes são responsáveis por grande parte do transporte de cargas que auxilia o setor de produção, manutenção e operação.

Este trabalho tem o propósito de analisar o sistema de transmissão do trolley de transferência com um estudo teórico-prático e tem a finalidade de conhecer o mecanismo de desgaste envolvido na interface dos eixos de transmissão, com o objetivo de realizar melhorias no seu projeto e evitar prejuízos como paradas de produção não programadas. Primeiramente, é realizada uma revisão bibliográfica sobre o tema, onde são citados os componentes dos trolleys em geral e as principais normas vigentes para o estudo em questão. Em seguida são apresentados os resultados que apontaram que os componentes hoje usados no acionamento não estão adequados para a aplicação, e que há divergência entre o projeto e a instalação de campo. Com isso foi elaborado um estudo de caso obtendo as conclusões necessárias para realizar melhorias no projeto afim de alcançar o melhor desempenho do equipamento.

Palavras-Chaves : Trolley, Tensões, Fator de segurança e Eixo.

ABSTRACT

The lifting and transport equipment take hold of a leading position in the industry, and trolleys are widely used equipment. When it comes to companies in the steel industry, these are responsible for most of the cargo transportation that assists the production, maintenance and operation sectors.

This work has the purpose of analyzing the transmission system of the transfer trolley with a theoretical-practical study and has the purpose of knowing the mechanism of wear, which is involved in the interface of the transmission axes, with the objective of implementing improvements in the project and avoiding losses such as unscheduled production stops. First, a bibliographical review on the subject is carried out, where the trolleys components in general and the main norms in force for the study in question are mentioned. Next, we present the results that indicated that the components used today in the drive are not suitable for the application and that there is divergence between the design and the field installation. Therefore, a case study was carried out, obtaining the necessary conclusions to make improvements in the project in order to achieve the best performance of the equipment.

Key Words: Trolley, Voltages, Safety Factor and Axis.

1 INTRODUÇÃO

Trolleys são equipamentos que possibilitam a movimentação de materiais da melhor forma, ou seja, rápida, confiável e segura, propiciando uma melhor produtividade. É composto por um carrinho de aço com rodas que desliza sobre um caminho de rolamento. Destaca-se pela capacidade de suportar cargas, pela sua resistência e versatilidade, normalmente inseridas em processos críticos, em que sua inutilidade significa a parada momentânea na produção, que pode onerar custos elevados gerando perdas consideráveis e comprometendo o seu lucro.

O cenário atual do mercado industrial, altamente competitivo e de fronteiras reduzidas, exige que as empresas busquem cada vez mais soluções de engenharia que maximizem a utilização de recursos da empresa, com custos adequados e competitivos, garantindo acima de tudo a segurança das pessoas envolvidas no processo e sua existência no mercado.

Nas indústrias de transformação ou de produção, torna-se claro a dependência de mecanismos de translação de cargas, seja dentro ou nas áreas que circundam o processo, na entrada ou no escoamento do produto final.

Os mecanismos de translação, e em especial os trolleys, devem ser selecionados se adequando as dimensões conforme as necessidades e restrições físicas do local de instalação.

Os componentes do trolley são importantes assim como a escolha correta deste para garantir a vida útil e a disponibilidade operacional.

1.1 Justificativa

Uma boa parte dos custos de produção é reservada para diversos tipos de transporte: para materiais internamente, no processo armazenamento de materiais e no abastecimento/carregamento das linhas de produção. Deve-se levar em consideração também os transportes externos e o de distribuição até o consumidor, pois oneram custo final do produto. Logo, estão relacionados diretamente com gastos da empresa, por isso uma boa administração de transportes e um bom planejamento buscam otimização adequada de energias, materiais, equipamentos, combustíveis, espaço e mão de obra.

1.2 Objetivo

O objetivo desse estudo é analisar o sistema de transmissão do trolley de transferência, melhorando assim a performance do mesmo. Em essência, o trabalho vai alcançar os seguintes passos: conhecer as possíveis causas da falha; reduzir a incidência de falhas futuras e aumentar a margem de segurança.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Indústria

A indústria pode ser descrita como toda atividade que o homem realiza mediante o trabalho, e tem a capacidade de transformar matéria-prima em diversos produtos, e em seguida, podendo ser ou não comercializados. A tecnologia usada na produção e a quantidade de capital necessária, classificam a atividade industrial como artesanal, manufatureira ou fabril (BRASIL, 2010).

De acordo com Cerqueira (2013) as transformações que ocorrem nas indústrias se dão através de matérias-primas em produtos acabados, e se destinam a fins comerciais. Nestes locais, os funcionários e os maquinários são responsáveis pela produção de diferentes objetos, entre eles: alimentos, roupas, remédios, carros, entre outros.

2.2 Trolley

O termo trolley, na língua inglesa é definido como veículo que trafega sobre trilhos. No entanto, em determinados países, o termo trolley acabou tornando-se sinônimo de bonde autopropelido. A partir da evolução das tecnologias, inclusive de um dos equipamentos mais comuns na indústria que são as pontes rolantes, o trolley passou a ser o cursor que trafega sobre os trilhos horizontais (vigas) (SEMAN, 2017). A Figura 1 exibe um trolley de carga.

Figura 1- Trolley de Carga.



Fonte: Seman (2017).

2.3 Tipos de Trolleys

Podem ser ou não sobre trilhos e são conhecidos como: trolleys manuais; trolleys acionados eletricamente e trolleys rebocados por outra máquina, como trator, locomotiva e empilhadeira (SEMAN, 2017).

2.4 Detalhes Construtivos

Os detalhes construtivos de um trolley são fundamentados conforme a necessidade produtiva ou logística, referentes aos ciclos industriais. Portanto, muitas vezes o carro de movimentação sobre trilhos, torna-se uma excelente opção quando se necessita da realização de transporte repetitivo e contínuo de determinados produtos. Esta necessidade é muito específica a cada processo, desse modo, o projeto que utiliza este tipo de equipamento, deve considerar alguns requisitos importantes em relação ao local que será instalado (SEMAN, 2017).

Alguns fatores estão diretamente associados ao sucesso da implantação do equipamento, como a agressividade do ambiente, que envolve água, poeira, exposição à ambientes corrosivos, layout físico e periodicidade de utilização. Quando o ambiente for considerado corrosivo, o acabamento deve ser compatível, o que pode causar chapas com tratamento via zincagem ou cromagem. Nestes casos, a atenção vai para os rolamentos que necessitam ser blindados, operando sempre com lubrificação permanente (SEMAN, 2017).

2.5 Estrutura do trolley

Para atender às aplicações limitadas de cargas a partir do trilho é que são dimensionados os trolleys. Outros componentes como os rodízios (que podem ser de nylon ou aço), mancais, eixos e rolamentos, também devem ser dimensionados adequadamente como toda estrutura, vãos e trilhos. Vale ressaltar que, quando se fala de trolleys elétricos, o dimensionamento do motor deve ser realizado em função da carga adequada. O conjunto pode necessitar de alguma transmissão redutora de rotação, de alimentação de tensão, de modo que acompanhe o trolley ao longo do trajeto, assim como um sistema de comando, que possui reversão de rotação, permita frenagem de estacionamento (SEMAN, 2017).

Nestes casos, a presença de um cabo ligado ao painel do motor é usual e mais prático, no entanto, quando for possível maior sofisticação, será possível a inclusão de um controle remoto acoplado por rádio frequência. Este controle operado por rádio frequência funciona em banda de frequência livre para a finalidade, e pode ser provido com controle de parada emergencial. Esta função, pode abranger não apenas um único trolley, mas também a ponte rolante na totalidade, incluindo ainda, os balancins. Ainda de acordo com o Site Seman (2017), este sistema pode informar ao operador alguns dados como a posição relativa do trolley, qual a velocidade desenvolvida e também dados de diagnose de defeitos e operação.

Para os trolleys elétricos, há a opção de escolha entre os motores trifásico e de tensão contínua. Para os trolleys de motor trifásico, o controle ideal a ser empregado, é de inversor de frequência, e o de tensão contínua, o acionamento será tiristorizado. Abaixo, serão descritos os componentes principais que compõe um trolley e suas sofisticações implantadas.

2.5.1 Acionamento

Os carros de carga sobre trilhos apresentam tipos de acionamentos para movimentação de diversas formas. No caso dos vagões, por exemplo, podem exigir alto torque, com aproximadamente 5000 HP. No entanto, também podem requerer simplesmente um motor de baixo torque e baixa rotação, para permitir a movimentação das peças nas indústrias em geral.

Normalmente, nas indústrias, para o funcionamento dos equipamentos, não há um padrão pré-estipulado. O que determinará o acionamento mais adequado a ser empregado, serão os cálculos e a disponibilidade física do local.

Existe a opção do acionamento dos motores elétricos, a combustível e hidráulico com cabos. Para que ocorra o acionamento desta forma, a transmissão do movimento para as rodas também é bem variada e pode acontecer diretamente ligado ao eixo, com ou sem redutor de torque, caso seja necessário. Pode apresentar ligação por meio de corrente ou correias. Para tanto, o motor deve estar mais distante dos eixos, ou ainda ser através de cremalheira ou coroa de dentes. Em

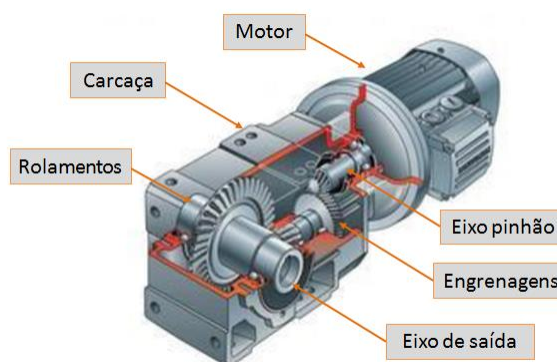
síntese, o tipo e o posicionamento do acionamento, serão determinados de acordo com a necessidade.

- **Motoredutores**

De acordo com Telmac (2015) o redutor de velocidade pode ser descrito como um conjunto de engrenagens que trabalham no interior de uma caixa metálica e têm por finalidade a transmissão da potência e a mudança da velocidade de rotação em equipamentos utilizados em indústrias. Em alguns casos, as unidades geradoras, ou seja, os motores elétricos, nem sempre apresentam a possibilidade de serem acoplados diretamente nos dispositivos. Em algumas situações podem ser denominados como bombas, ventiladores entre outras unidades geradoras. No entanto, na maior parte dos processos, há a necessidade de alteração de determinadas características, entre elas, a rotação ou torque e velocidade. Para que este processo se realiza de forma adequada, foram desenvolvidos os redutores de velocidade.

Segundo Andrade (2008) um redutor de velocidade é constituído por um conjunto de eixos com engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, retos, cônicos, ou apenas com uma coroa com parafuso sem fim. E tem por objetivo a redução da velocidade de rotação do sistema de acionamento do equipamento. Em consequência disto, ocorrerá a redução da velocidade, com um significativo aumento no torque transmitido. Abaixo, a Figura 2 apresenta um motoredutor de engrenagens cônicas.

Figura 2- Motoredutor de engrenagens cônicas.



Fonte: Rodrigues (2012).

2.5.2 Sistemas de Translação

Segundo Tamasukas (2000) o sistema de translação é formado pelo motor, rodas, eixos de transmissão e acoplamentos, e sua função é o movimento do carro sobre os trilhos.

- **Rodas**

De acordo com Rudenko (1976) para as rodas de máquinas de elevação que transladam, existe a possibilidade de serem fixas ou de girarem livremente sobre buchas ou mancais de rolamento. É importante ressaltar sobre os cuidados que devem ser tomados durante o dimensionamento geométrico da roda. Outro aspecto fundamental é a obtenção de informações sobre o material no qual a roda foi fabricada, atentando-se para o desgaste e as cargas que o equipamento poderá ser submetido. Em determinadas situações, precisando de usinagem, o forjamento pode não ser necessário, ou poderá ser inviável devido ao custo e outros motivos. Desse modo, é importante avaliar se pode dispensar a realização de tratamentos extras para aprimorar as propriedades mecânicas deste elemento.

O perfil da roda e do trilho são fundamentais e influenciam diretamente nas características de direcionamento do roldão, na estabilidade do veículo, inscrição em curvas de truke, desgaste da superfície e falhas por fadiga. Por apresentar perfil cônico, a roda propicia o autodirecionamento do roldão (NETO, 2006).

De acordo com a NBR-Norma Brasileira aprovada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas 8401 (1984), o Flange pode ser descrito como a parte da roda que fica situada nos dois lados da superfície de rolamento, e tem por objetivo guiar a roda sobre o trilho. É importante observar o desgaste dos flanges laterais das rodas, pois está relacionado ao contato entre os flanges laterais das rodas e do trilho, uma vez que este é o principal modo de falhas de rodas de pontes rolantes.

Segundo Cunha (2012) as causas principais deste tipo de falha, estão geralmente associadas à falta de lubrificação no contato roda-trilho, pelo desalinhamento ou falta de paralelismo dos trilhos, rodas fora das especificações e tolerâncias recomendadas, ou na utilização de rodas com geometria de perfil indevido para o trilho em uso.

Segundo a NBR 8401(1984), mede-se o diâmetro da roda no centro da superfície de rolamento da roda. Existe uma padronização, onde os diâmetros das rodas devem estar conforme valores de referência em milímetros. Os elementos que compõe a roda são o aro (anel externo da roda) e o cubo (parte central da roda), composta de um ferro por onde passa o eixo da mesma. Para maior entendimento, a Figura 3 ilustra uma roda com flange.

Figura 3- Roda com flange.



Fonte: Novex (2017).

- **Trilhos**

Dependendo da procura de cada projeto, aparece a necessidade da utilização de um conjunto de trilhos fixos ao piso, ou elevado, para possibilitar uma superfície adequada para a translação do conjunto do carro. Antes da escolha correta de um determinado tipo de trilho, é essencial o conhecimento sobre o estudo base realizado no início dos cálculos, pois este irá determinar todos os parâmetros técnicos necessários para a especificação do carro de carga que está sendo projetado.

Para a montagem, existem duas possibilidades que influenciarão diretamente na funcionalidade versus o custo do equipamento: a primeira possibilidade é o uso de trilhos comerciais, estes trilhos são projetados especialmente para este tipo de trabalho. A segunda alternativa é o uso de materiais que permitem a translocação do carro, como as barras quadradas, vigas de aço e cantoneiras. Esta opção é muito utilizada pelos projetistas, pois apresenta custo menor em comparação aos trilhos comerciais. No desenvolvimento dos cálculos (considerando sempre a situação

extrema de trabalho do equipamento), as cargas de funcionamento do equipamento devem ser menores à resistência dos trilhos ou se opcional das barras.

Existe ainda a possibilidade da utilização de montagem seguindo as normas. São empregados os padrões DIN em pontes rolantes, especificadas segundo a NBR 8400. Portanto, este tipo de trilho pode ser utilizado em projetos especiais de carro (NBR 8400, 1984).

Para a movimentação em distâncias maiores, os trilhos podem ser soldados ou encostados, conforme a necessidade de utilização dos mesmos. Em situações que exista a solda, além de dificultar o processo, tratar-se-á de um componente forjado, pois este também irá exigir após o processo de soldagem, um tratamento térmico que possibilite o alívio de tensão. Geralmente, o uso de soldas ocorre em trechos não lineares, que apresentam mais de 12 metros de arco, considerada a medida comercial de trilhos. A fixação dos trilhos é realizada através de grampos para garantir segurança adequada.

A fixação de barras, sejam elas quadradas, redondas ou cantoneiras, varia conforme o tipo de equipamento, pois quando no piso, pode ser soldado direto em uma chapa de espera. Vale ressaltar um tópico fundamental: quando por exemplo, para esta aplicação, os materiais utilizados são barras, deverá ser considerado o possível desgaste que este será submetido no decorrer da utilização do equipamento, devido à grande suscetibilidade à fricção e fadiga. A Figura 4 exibe um trilho denominado Trilho TR 50.

Figura 4- Trilho TR 50.



Fonte: Triferro (2017).

- **Eixo**

Os eixos podem ser descritos como elementos responsáveis por estruturar todo o conjunto, e também por disponibilizar o torque fornecido pelo acionamento mecânico adequado para a movimentação do equipamento. Os eixos fazem a ligação entre as rodas e o chassi do carro de translação ou locomotiva. Geralmente, são fabricados em aço, apresentando variações (baixo/médio) teor de carbono. Para os eixos constituídos com médio teor de carbono, a exigência é um tratamento térmico superficial, devido ao contato permanente com buchas, materiais de vedação e rolamentos.

Existem diversos materiais disponíveis para a produção de eixos e árvores. Este material varia conforme o tipo de serviço que realizam. Há vários aços muito utilizados para esta finalidade, exemplos: SAE 1015, 1045, 3115, 3120, 4140, 4340, entre outros. No entanto, a seleção do material deverá sempre estar associada às condições de trabalho, usinabilidade e custo. Um eixo de transmissão é mostrado na figura 5.

Figura 5- Eixo de transmissão.



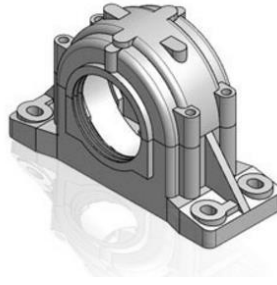
Fonte: Batco (2017).

- **Mancais de rolamento**

Mancal de rolamento pode ser descrito como suporte de apoio de eixos e rolamentos, que são elementos girantes de máquinas. Podem ser classificados em dois grupos: os mancais de deslizamento e os mancais de rolamento. Esta classificação ocorre conforme a demanda de esforço. Os de rolamento são constituídos de rolos ou esferas, onde o eixo se apoia. Portanto, quando o eixo gira, os outros elementos como as esferas ou rolos também acompanham este movimento e giram confinados no interior do mancal. Os de deslizamento são

concauidades onde as pontas de um determinado eixo se sustentam. A Figura 6 apresenta um mancal de rolamento.

Figura 6- Mancal de rolamento.



Fonte: FCM (2017).

- **Rolamento**

O rolamento, de modo geral, pode ser descrito como um dispositivo utilizado para proporcionar o movimento de rotação ou linear, que permite a redução do atrito e do estresse. Quando existe a demanda de cargas muito elevadas, com intensa utilização e velocidade relativamente alta, é necessário o emprego de rolamentos. Os rolamentos vão propiciar o movimento necessário do equipamento, no entanto, com menor força possível. Sendo assim, o maquinário terá velocidade e eficiência, além de maior vida útil. A figura 7 exemplifica um tipo de rolamento.

Figura 7- Rolamento autocompensadores de rolos.



Fonte: Rolssp (2017).

- **Acoplamento**

Acoplamento pode ser definido como um conjunto mecânico composto de elementos de máquina. A função do acoplamento é transmitir o movimento de rotação entre eixo-árvores ou duas árvores. A rotação é transmitida pelos acoplamentos conforme os princípios de atrito e forma. Os acoplamentos são classificados em três categorias: fixos, elásticos e móveis (TELECURSO 2000, 2017). As figuras 8 e 9 apresentam dois tipos de acoplamento, o acoplamento fixo com luva de compressão e o acoplamento de engrenagens.

Figura 8- Acoplamento fixo com luva de compressão.



Fonte: Slideplayer (2017)

Figura 9- Acoplamento de engrenagens.



Fonte: Equinotec (2017).

2.6 Classificações das Estruturas dos Equipamentos

A classificação do equipamento utilizado no presente estudo, corresponde à Norma NBR 8400. Esta Norma se refere a equipamentos de levantamento e movimentação de cargas (NBR 8400, 1984). Alguns aspectos estimados na Norma, como dados para levantamento, serão considerados neste projeto. Ainda que o

projeto não apresente movimentações de levantamento, entende-se que as cargas utilizadas no levantamento são as mesmas depositadas sobre o trolley.

De acordo com Tamasuskas (2000) é de extrema importância a classificação da estrutura e do mecanismo dos equipamentos, pois estas informações são fundamentais para o início do estudo, e possibilitarão a definição do equipamento.

Quando se trata de equipamento de alto custo, em situação que ocasionará a amortização do investimento ao longo dos anos é essencial a realização de um estudo detalhado. Este estudo será importante para que o mesmo não fique defasado em curto prazo, e também para que não seja projetado além das expectativas de uso.

As estruturas dos equipamentos de levantamento e transporte de cargas podem ser classificadas em diferentes categorias, e variam em função da tarefa que irão executar e também das solicitações que devem ser levadas em conta no projeto (NBR 8400, 1984). Ainda de acordo com a norma supracitada, dois fatores devem ser estimados na classificação do grupo as quais pertencem: a classe de utilização e o estado de carga.

- **Classe de utilização**

Os equipamentos são caracterizados de acordo com a frequência de utilização, esta caracterização é denominada de classe de utilização. De acordo com a utilização do movimento de levantamento, as estruturas dos equipamentos podem ser classificadas em quatro classes. Segundo a NBR 8400 (1984), para cada classe, é estimado um número de ciclos de levantamento constante que o equipamento deverá realizar durante sua vida.

Segundo a NBR 8400 (1984), o começo do ciclo de levantamento se dá quando a carga está sendo içada e finaliza no momento que o equipamento tem a possibilidade de realizar um novo levantamento.

Conforme descrito, a Tabela 1 apresenta a classe de utilização, em função da frequência do uso do movimento de elevação e o número de ciclos.

Tabela 1- Classe de utilização

Classe de utilização	Frequência de utilização devido ao movimento de levantamento	Nº convencional de ciclos de levantamento
A	Utilização ocasional não regular, seguida de longos períodos de repouso.	63×10^3
B	Utilização regular intermitente em serviço	200×10^3
C	Utilização regular em serviço intensivo	630×10^3
D	Utilização em serviço intensivo severo, efetuado, por exemplo, em mais de um turno	20×10^5

Fonte: NBR 8400 (1984).

- **Estado de carga**

De acordo com a NRB 8400 (1984), a característica estado de carga indica em que proporção o equipamento é capaz de suspender a carga máxima, ou somente uma carga reduzida, ao longo de sua vida útil. Usualmente, considera-se quatro estados convencionais de cargas, que são indicados pelo valor de p. A Tabela 2, apresenta e define os quatro estados de carga, indicando o valor de p considerado para cada situação.

Tabela 2. Estados de carga para ponte rolante

Estado de carga	Definição	Fração mínima carga máxima
0 (muito leve)	Equipamentos levantando excepcionalmente a carga nominal e comumente cargas muito reduzidas	P = 0
1 (leve)	Equipamentos que raramente levantam a carga nominal e comumente cargas de ordem de 1/3 da carga nominal	P = 1/3
2 (médio)	Equipamentos que frequentemente levantam a carga nominal e comumente cargas compreendidas entre 1/3 e 2/3 da carga nominal.	P = 2/3
3 (pesado)	Equipamentos regularmente carregados com a carga nominal.	P = 1

Fonte: NBR 8400 (1984).

2.7 Classificação dos elementos da estrutura do equipamento

Este caractere determina as tensões a serem consideradas na elaboração do projeto dos elementos da estrutura. São identificados por grupos, a classe de utilização e estado de tensões (NBR8400, 1984).

- **Classe de utilização**

Apresentam as mesmas características da classificação da estrutura dos equipamentos (vide tabela 2).

- **Estado de tensões**

Os estados de carga observados na Tabela 2, não equivalem aos estados de tensões da estrutura do equipamento. Os elementos em alguns casos podem ficar sujeitos a estados de tensão inferiores ou acima daqueles impostos pelas cargas. A NBR 8400 (1984) estipulou uma analogia dos estados de tensões ao estado das cargas, conforme as indicações da Tabela 3.

Tabela 3- Estados de tensões de um elemento.

Estado de tensões	Definição	Fração mínima de tensão máxima
0 (muito leve)	Elemento submetido excepcionalmente a sua tensão máxima e comumente a tensões muito reduzidas	$P=0$
1 (leve)	Elemento submetido raramente a sua tensão a sua tensão máxima, mas comumente a tensões da ordem de $1/3$ da tensão máxima.	$P=1/3$
2 (médio)	Elemento frequentemente submetido a sua tensão máxima e comumente a tensões compreendidas entre $1/3$ a $2/4$ da tensão máxima	$P=2/3$
3 (pesado)	Elemento regularmente submetido a sua tensão máxima	$P=1/3$

Fonte: NBR 8400 (1984).

2.8 Classificação em grupos da estrutura dos equipamentos e seus elementos

De acordo com as classes de utilização e dos estados de cargas levantadas (ou dos estados de tensões para os elementos), as estruturas ou seus elementos são agrupados em 6 classes, conforme indica a Tabela 4.

2.9 Classificações das estruturas em grupos

Esta classifica as estruturas para equipamentos em grupos, como um conjunto e indicam o valor do coeficiente da majoração M_x . Este coeficiente determina o dimensionamento da estrutura. É importante ressaltar que, para realizar os cálculos de fadiga, não é sempre que é viável estabelecer o grupo do equipamento como método só para avaliar todos os elementos da estrutura. Isto ocorre, pois o número de ciclos de solicitação e os estados de tensões podem, para determinados elementos, apresentar-se ligeiramente diferente da classe de utilização e dos estados de carga do equipamento. Desse modo, segundo a NBR 8400 (1984), no caso destes elementos, deve-se determinar o grupo a ser utilizado na verificação da fadiga. A Tabela 4 indica a classificação da estrutura dos equipamentos, ou elementos da estrutura, conforme os grupos.

Tabela 4- Classificação da estrutura dos equipamentos (ou elementos da estrutura) em grupos.

Estado de cargas (ou estado de tensões para um elemento)	Classe de utilização e número convencional de ciclos de levantamento (ou de tensões para um elemento)			
	A $6,3 \times 10^4$	B $2,0 \times 10^5$	C $6,3 \times 10^5$	D $2,0 \times 10^6$
0 (muito leve) P=0	1	2	3	4
1 (leve) P=1/3	2	3	4	5
2 (médio) P=2/3	3	4	5	6
3 (pesado) P=1	4	5	6	6

Fonte: NBR 8400 (1984).

2.10 Solicitações que Interferem no Cálculo da Estrutura do Trolley

Para fazer o cálculo da estrutura do trolley, precisam ser determinadas as tensões atuantes na estrutura durante o seu funcionamento. As tensões são calculadas a partir de determinados requisitos, entre eles:

- Tensão exercida sobre a estrutura do equipamento suposto, imóvel, no estado de carga mais desfavorável.
- Tensões devidas aos movimentos horizontais.

Solicitações principais

São levadas em consideração aos pesos próprios dos elementos, denominadas S_G . E ainda, devidas à carga de serviço, conhecidas como S_L .

Os elementos móveis devem ser estimados na posição mais desfavorável, portanto, cada elemento da estrutura é dimensionado para uma posição estipulada do equipamento. Onde o valor da carga resulta no elemento considerando as cargas máximas. Para algumas situações, a tensão máxima pode corresponder à falta de carga de serviço (NBR 8400, 1984).

Solicitações devido aos movimentos horizontais

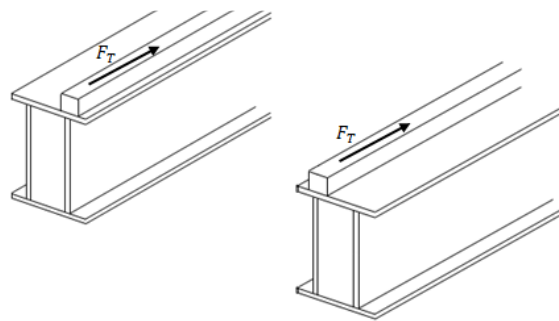
De acordo com os movimentos horizontais dos trolleys, as solicitações são em função dos efeitos da inércia ocasionados por acelerações ou desacelerações dos movimentos de direção, translação e de levantamento de lança; as reações horizontais proporcionadas pela translação direta; e os efeitos do choque contra fins de curso.

Efeitos horizontais devidos às acelerações ou desacelerações

Segundo a NBR 8400 (1984), os efeitos horizontais ocasionados pelas acelerações devem ser considerados com base nas acelerações ou desacelerações, que ocorrem nos elementos móveis, por meio das partidas ou frenagens, permitindo calcular as solicitações resultantes nos diversos elementos da estrutura. A NBR 8400 (1984) estabelece que, para realização do cálculo de movimentos de direção e

translação, considera-se um esforço horizontal empregado à banda de rodagem das rodas motoras, juntamente ao caminho de rolamento. A Figura 10 ilustra de que maneira as forças de inércia atuam na direção longitudinal ao trilho da viga resistente, ocasionado pelo movimento de arranque e paragem do carro guincho.

Figura 10-Forças de inércia longitudinal ao trilho da viga.



Fonte: Ribeiro (2011).

Em síntese, de acordo com o tempo de aceleração ou desaceleração devem-se calcular os esforços. Estes dados são obtidos em função das disposições de utilização do equipamento e das velocidades a serem alcançadas. Nos casos em que os valores velocidades e acelerações não forem indicados pelo usuário, poderão ser escolhidas, a título de indicação, os tempos adequados para a aceleração, sempre em função das velocidades a serem atingidas, de acordo com as especificações de utilização:

- a) Equipamentos que percorrem um extenso curso com velocidade lenta média;
- b) Em aplicações comuns para equipamentos de velocidade média e alta;
- c) Com fortes acelerações equipamentos de alta velocidade.

Observação: para o caso c, atribui-se quase sempre motorizar todas as rodas.

A Tabela 5 apresenta os valores de tempos de aceleração e acelerações recomendadas para estas três condições supracitadas. De acordo com a NBR 8400 (1984), tratando-se do esforço horizontal, este deve ser no mínimo $1/30$ da carga sobre as rodas motoras e no máximo $1/4$ desta carga.

Tabela 5- Valores de tempos de aceleração e recomendação de aceleração.

Velocidade a atingir		Equipamentos velocidade lenta e média		Equipamentos de velocidade média e alta (aplicações comuns)		Equipamentos alta velocidade com fortes acelerações	
m/s	m/min	TA	A m/s ²	TA	A m/s ²	TA	A m/s ²
4,0	240	*	*	8,0	0,50	6,0	0,67
3,15	189	*	*	7,1	0,44	5,4	0,58
2,50	150	*	*	6,3	0,39	4,8	0,52
2,00	1,20	9,1	0,22	5,6	0,35	4,2	0,47
1,60	96	8,3	0,19	5,0	0,32	3,7	0,43
1,00	60	6,6	0,15	4,0	0,25	3,0	0,33
0,63	37,8	5,2	0,12	3,2	0,19	*	*
0,40	24	4,1	0,098	2,5	0,16	*	*
0,25	15	3,2	0,078	*	*	*	*
0,16	9,6	2,5	0,064	*	*	*	*

TA= tempo de aceleração

A m/s²= aceleração

Fonte: NBR 8400 (1984).

Coeficiente que determina as reações transversais devidas ao rolamento

Segundo orientações da NBR 8400 (1984), as situações de reações horizontais transversais acontecem na ocasião em que duas rodas (ou dois truques) giram sobre um trilho, permitindo, um movimento constituído por forças horizontais perpendiculares ao trilho. Para a obtenção das forças componentes deste movimento, multiplica-se a carga vertical exercida nas rodas por um coeficiente (ξ). Este coeficiente varia conforme a relação entre o vão e a distância entre os eixos V/A .

Efeitos de choques contra batentes ou para-choques

Podem ocorrer choques na carga suspensa e na estrutura. Em determinadas situações os para-choques ocorrem na estrutura, como por exemplo, na oscilação da carga suspensa, ou quando as guias fixas impedirem a oscilação. Caso a carga suspensa oscile, os efeitos de choque para velocidades de deslocamento horizontais menores que 0,7 m/s devem ser desconsiderados. No entanto, para as velocidades de deslocamentos horizontais acima de 0,7 m/s, as reações geradas na estrutura pelos choques contra os para-choques são consideradas.

De acordo com a NBR 8400 (1984), estima-se que o para-choque consegue absorver a energia cinética do equipamento quando este estiver sem a carga de serviço, e este apresenta uma fração da velocidade nominal de translação definida em $0,7 v_t$. São calculados em função da desaceleração imposta pelo batente ao equipamento os cálculos dos esforços resultantes na estrutura.

Quando a velocidade é considerada elevada, ou seja, superiores a 1,0 m/s, é viável o emprego de dispositivos de frenagem, que entram em ação com a aproximação das extremidades dos caminhos de rolamento. No entanto, deve-se atentar para a condição de que o acionamento dos dispositivos seja automática e proporcione ao equipamento uma desaceleração efetiva, permitindo assim, a redução da velocidade de translação, para que se atinja os batentes com a velocidade reduzida além da prevista. Para estas situações, estima-se como valor v_t para o cálculo do para-choque, a velocidade reduzida obtida após frenagem.

Nos casos onde não pode haver oscilação da carga, o procedimento é verificar o efeito do amortecimento da mesma forma, porém, deve-se considerar o valor da carga de serviço. Quando ocorrer o choque na carga suspensa, deve-se

atentar para as solicitações ocasionadas por tal choque, no entanto, apenas nos equipamentos em que a carga é guiada de maneira rígida. Os cálculos para esta situação, devem ser realizados de modo que o esforço horizontal seja considerado, aplicado de modo perpendicular à carga, possibilitando o basculamento sobre suas rodas do carro (NBR 8400, 1984).

2.11 Escolha do coeficiente de majoração M_x

- **Equipamentos industriais**

Para equipamentos industriais, a escolha do coeficiente de majoração, ou seja, o M_x , varia conforme o grupo no qual ele está indicado. A Tabela 6 apresenta os coeficientes de majoração utilizados para equipamentos industriais.

Tabela 6- Valores de coeficiente de majoração para equipamentos industriais.

Grupos	1	2	3	4	5	6
M_x	1	1	1	1,06	1,12	1,2

Fonte: NBR 8400 (1984).

- **Equipamentos siderúrgicos**

Os equipamentos de elevação usados na siderurgia são submetidos a condições extremamente severas de trabalho. Por este fato, adquirem um coeficiente de majoração especial. Estes equipamentos são agrupados e recebem um determinado coeficiente de majoração de acordo com a função que desempenham. Os equipamentos que se classificam nos grupos de 1 a 5, são pertencentes aos mesmos da tabela 6. E para àqueles classificados no grupo 6, os coeficientes de majoração são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7- Valores do coeficiente de majoração para equipamentos utilizados na siderurgia e classificados no grupo 6.

Equipamento	M_x
Pontes, semipórticos e pórticos para pátio de sucatas com ou sem eletroímã.	1,20
Pontes com gancho para transporte de lingoteiras.	
Pontes para recozimento e decapagem	
Pontes com gancho para transporte de lingoteiras.	
Pontes para carregamento de metal líquido, mistura de metal e vazamento	
Pontes om caçamba para sucata do forno elétrico	
Pórticos para quebra de casca e carepa.	
Pórticos para bacia de decantação (limpeza de água).	
Pontes de quebra de gusa e crosta	1,25
Pontes, semipórticos e pórticos com guia de carga para manuseio de chapas, tarugos, trefilados, bobinas, barras e perfis.	1,35
Pontes de viga giratória	
Pontes para recuperação de carepa	
Pontes, semipórticos e pórticos sem guia de carga para basculamento de chapas (escarfagem)	
Pontes para carregamento de sucata de aciaria.	
Semipórticos para carregamento de caçamba do BOF	
Pontes e pórticos para transporte de panela de escória.	
Pórticos para coqueria.	
Pórticos para coleta e mistura de minérios.	1,45
Pontes, semipórticos e pórticos com guia de carga para basculamento de chapas (escarfagem)	
Pontes para manuseio de lingotes e lingoteiras.	
Pontes estripadoras.	
Pontes para carregamento de forno	
Pontes com virador de forja.	

Fonte: NBR 8400 (1984).

3 METODOLOGIA

A metodologia aplicada neste trabalho pode ser descrita conforme fluxograma da figura 11, abaixo:

Figura 11- Fluxograma da metodologia.



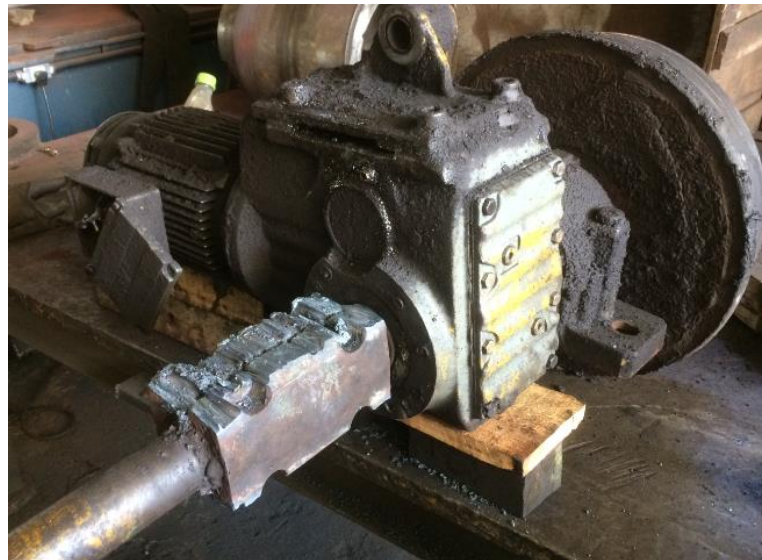
Fonte: Oliveira e Costa (2017).

3.1 Histórico

Aconteceu uma falha não programada do trolley que realiza transferências de gaiolas de laminação do galpão da oficina de montagem para o galpão do laminador, ocorrendo atraso na substituição da gaiola que estava no laminador com as tonelagens dos cilindros de laminação já vencida pela nova gaiola vinda da oficina com os cilindros novos. Numa análise preliminar realizada pela equipe de manutenção foi verificado que não estava havendo transmissão no acoplamento bi-partido do eixo de saída do redutor para o eixo tração intermediário que transmite rotação para roda oposta. Realizado a abertura do acoplamento e constatado que ambas extremidades do eixo estavam com os rasgos de chavetas deformados, afim de liberar o mais rápido possível a função do trolley, foram soldadas as chavetas no eixo, montado o acoplamento e em seguida soldadas as junções do acoplamento bi-partido.

A figura 12 foi registrada no envio de reparo programado do trolley, semanas após a ocorrência, mostrando o exato local onde foi realizado a solda do acoplamento.

Figura 12- Sistema de Transmissão do Trolley.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

A manutenção foi solicitada para realizar uma análise mais detalhada para buscar a causa fundamental e propor ações para evitar e reincidência da falha.

3.2 Características, Levantamentos de Dados e Documentação Técnica

Características

A principal aplicação de nosso equipamento é a integração de áreas que operam entre pontes rolantes, que faz o transporte de gaiolas de laminação da oficina de montagem de cilindros para o laminador. O sistema baseia-se na utilização de trilhos embutidos no piso com a tração do equipamento realizada por motor alimentado diretamente pela rede elétrica do local. O equipamento é dotado de enroladores de cabos e motoredutores que acionam o eixo motriz.

O Trolley foi projetado e entrou em operação em 2008.

Levantamento de dados e documentação técnica

a) Dados do trolley

Massa do trolley: 1104 kg

Massa de uma gaiola de laminação completa = 16000 kg

Diâmetro do eixo de tração de saída do redutor = 50mm

Diâmetro do eixo de tração intermediário = 50mm

Material eixo = SAE 1045

Acoplamento rígido = ASTM 36

Material chaveta = SAE 1045

Diâmetro nominal das rodas= 397mm

Velocidade de translação do trolley = 28,68 m/min

Quantidade de Rodas: 2 rodas movidas e 2 rodas motoras

Ciclo de trabalho: o equipamento percorre uma distância de 30 metros ida e volta em uma média de 5 vezes por dia.

b) Motoredutor de engrenagens cônicas SEW KA77/T DZ100LS4/BMG

Fator de redução (i) = 73,99

Rotação de entrada = 1700 RPM

Rotação de saída = 23 RPM

Potência: 2,2 kw = 3 CV

Relação do torque de partida / torque nominal do motor $C_p/C_N = 3$

3.3 Avaliações dos Parâmetros de Processo e Falhas

- O equipamento operava com as cargas de acordo com o projeto;
- O plano de manutenção do trolley, não contemplava inspeção nas extremidades dos eixos acoplados;
- Não havia histórico de falha do equipamento;
- Por ensaio visual verificou-se que o eixo apresentou falha devido a torção e não constatado prováveis falhas por flexão;
- O trolley recebia grandes esforços na partida e no fim de curso por não possuir inversor de frequência e apenas para-choque de final de curso;
- No local da falha se apresentavam duas chavetas posicionadas a 180°, diferente do projeto que especifica apenas uma chaveta;
- O equipamento percorre uma distância de 30 metros ida e volta em média de 5 vezes por dia, em uma velocidade de 28,68 m/min com o eixo realizando 23 rotações por minuto, verificando um pequeno ciclo, indica que a variação de carga, se houver, ocorrerá um número de vezes relativamente pequeno e de tal modo que não caracteriza um esforço por fadiga.

3.4 Ensaios Mecânicos em Componentes de Transmissão

Para identificar e caracterizar as possíveis causas da falha do trolley, além dos cálculos no dimensionamento do eixo, do acoplamento e chaveta, foram realizados também ensaios visuais, dureza e análise química dos componentes de transmissão para verificar se os materiais estavam de acordo com o projeto.

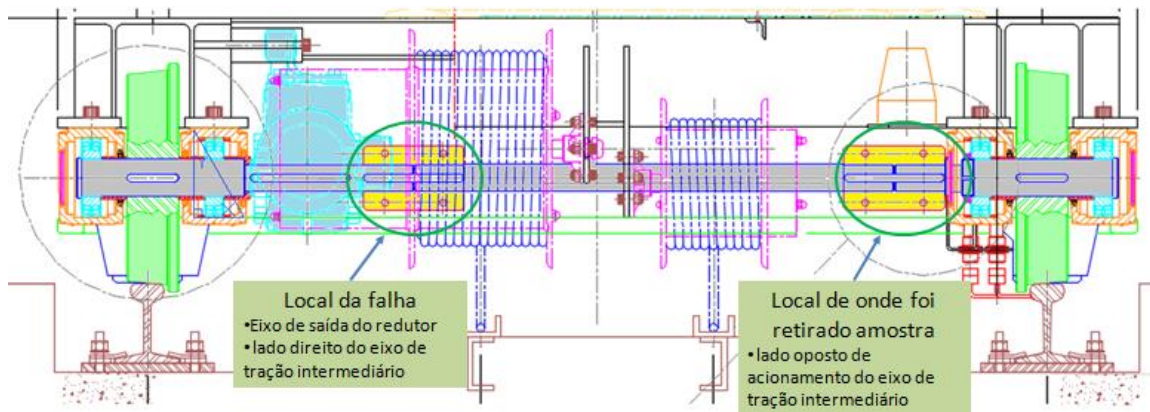
➤ Componente: Eixo

Tipo de aço: SAE 1045

a) Ensaio Visual:

Na extremidade do eixo de saída do redutor e lado direito do eixo de tração intermediário conforme figura 13 houve a grande falha onde não foi possível coletar amostra, pois na corretiva emergencial da falha foi necessário soldar os componentes danificados, perdendo as características.

Figura 13- Desenho Técnico do Trolley.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Semanas após a ocorrência foi enviado o trolley para reparo, constatou durante o ensaio visual que no lado oposto ao acionamento do eixo de tração intermediário já se apresentava um desgaste excessivo nos rasgos da chave idênticos ao ocorrido no lado da falha como demonstrado na figura 13. Foi retirado amostra da extremidade deste eixo e realizado ensaios de composição química e dureza conforme figura 14.

Figura 14- Amostras do eixo com desgaste em um dos lados.





Fonte: Oliveira e Costa (2017).

b) Análise da composição química:

Verificar se a composição química do material empregado na fabricação está conforme o especificado.

Espectrometria Óptica: A Tabela 8 abaixo apresenta o resultado da análise química realizada na amostra através das técnicas de espectrometria de plasma.

Equipamento utilizado: ARL – Ótico

Tabela 8 - Análise da composição química realizado na amostra do eixo.

Elemento	Unidade Identificação	Am. Única	Especificado SAE 1045
C	%	0,490	0,43 - 0,50
Mn	%	0,651	0,6 - 0,9
P	%	0,019	0,040 máx
S	%	0,028	0,050 máx
Si	%	0,201	0,15 - 0,35
Ni	%	0,046	

Cr	%	0,075	
Mo	%	0,009	
Ti	%	0,002	
Nb	%	0,001	
Al	%	0,003	

Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Pela % de carbono identificado no resultado da análise química, podemos afirmar que o material utilizado para fabricação do eixo é similar ao SAE 1045.

c) Ensaio de dureza

Certificar se as durezas da superfície da peça estão conforme o especificado. Abaixo seguem os valores encontrados no ensaio de dureza, na tabela 9.

Equipamento utilizado: Wilson Rockwell.

Tabela 9- Análise do resultado do ensaio de dureza.

	Dureza HRC					Média HRC	Conversão para HB3000 kgf
	X1	X2	X3	X4	X5		
Amostra Eixo	24,32	25,60	24,96	25,01	24,37	24,85	253
Especificado SAE 1045							165-250

Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Verificado que o valor de dureza do material utilizado é compatível com SAE 1045, podemos constatar que o material é o mesmo, ensaio foi realizado no aparelho conforme demonstrado na figura 15.

Figura 15 - Durômetro Wilson Rockwell.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Nos componentes, acoplamento e chaveta, foram realizados ensaios: visual e dureza.

➤ Componente: Acoplamento

Tipo de aço: ASTM36

a) Ensaio Visual:

No exame visual observamos que houve um desgaste acentuado nos rasgos de chaveta, conforme figura 16.

Figura 16- Acoplamento.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

b) Ensaio de dureza

Certificar se as durezas da superfície da peça estão conforme o especificado. Abaixo seguem os valores encontrados no ensaio de dureza, conforme tabela 10.

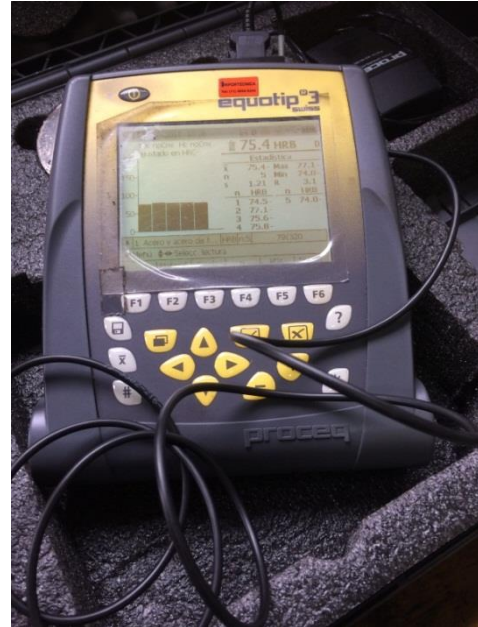
Equipamento utilizado: Proceq Equotip 3 conforme figura 17.

Tabela 10 - Análise do resultado do ensaio de dureza.

	Dureza						Média
	HRB						
	X1	X2	X3	X4	X5	X6	HRB
Acoplamento	133	129	131	127	134	133	131
Especificado ASTM36							130-150

Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Figura 17 - Registro durante a realização do ensaio de Dureza do Acoplamento .



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

➤ Componente: Chaveta

Tipo de aço: SAE1045

a) Ensaio Visual:

Não foi possível retirar amostra para ensaio da chaveta do local da falha, pois a mesma foi soldada junto com o eixo na corretiva emergencial. Foi realizado ensaio da chaveta do lado oposto ao da falha, ou seja, mesmo local da amostra do eixo. Figura 18 amostra da chaveta utilizada.

Figura 18 – Chaveta.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

a) Ensaio de dureza

Certificar se as durezas da superfície da chaveta estão conforme o especificado.

Na tabela 11 abaixo, seguem os valores encontrados no ensaio de dureza.

Equipamento utilizado: Proceq Equotip 3 conforme figura 17.

Tabela 11 - Análise do resultado do ensaio de dureza.

	Dureza HRC					Média HRC	Conversão para HB3000
	X1	X2	X3	X4	X5		
Amostra Chaveta	21,00	21,67	22,00	21,72	22,15	21,71	237
Especificado SAE 1045							165-250

Fonte: Oliveira e Costa (2017).

3.5 Elaboraões dos Modelos Físicos dos Sistemas

As teorias em que nos baseamos para o projeto serão apresentadas abaixo. É de suma importância a análise certa das tensões que trabalham nas peças. Em diversos casos, alguns dos esforços não são levados em consideração diante de outros mais importantes; às vezes é preferível calcular considerando determinados esforços quando a análise requer tempo muito grande e entrar com fatores de correção para compensar os que foram esquecidos; por fim, podem-se ter casos de tal complexidade que, mesmo com estudo especificado, não se conseguiria chegar a resultado totalmente exato, ficando sempre a imprecisão decorrente de uma hipótese simplificadora ou de um elemento impossível de ser determinado precisamente.

Algumas solicitações aparecem de preferência em junções por parafusos, pinos ou rebites. As prováveis falhas são: cisalhamento puro do elemento de união, falha por esmagamento do elemento de conexão ou do material envolvente, ou rasgamento do material envolta do elemento de união.

3.5.1 Cisalhamento puro

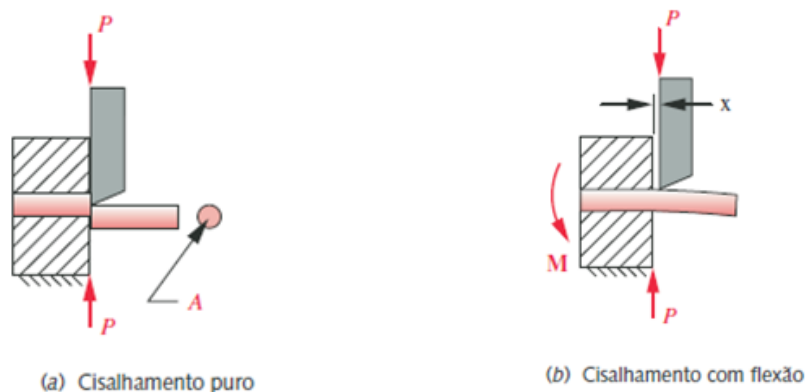
Segundo Norton (2013) o cisalhamento puro aparece em situações em que não há flexão existente. Uma tesoura é projetada para gerar cisalhamento puro no material a ser retirado.

Uma tesoura de qualidade ruim ou gasta não cortará bem (mesmo se afiada) se possibilitar a existência de folga entre as duas lâminas em uma direção perpendicular ao movimento delas. A Figura 19 demonstra uma situação de cisalhamento puro e uma situação em que também ocorre flexão. Se o espaço entre as duas lâminas ou superfícies de corte puder ser preservada próxima de zero, logo o estado de cisalhamento puro poderá ser admitido e a tensão média consequente na face de cisalhamento pode ser estabelecida por

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \text{ equação (3-1)}$$

onde F é a carga aplicada e A_{cis} é a área de cisalhamento sendo cortada, isto é, a área da seção de corte sendo cisalhada. A suposição aqui é que a tensão de cisalhamento é igualmente repartida na seção transversal. Isso não é propriamente correto, já que maiores tensões locais aparecem próximo à lâmina (NORTON, 2013).

Figura 19 - Carregamento Cisalhante.



Fonte: Norton (2013).

3.5.2 Tensão de esmagamento

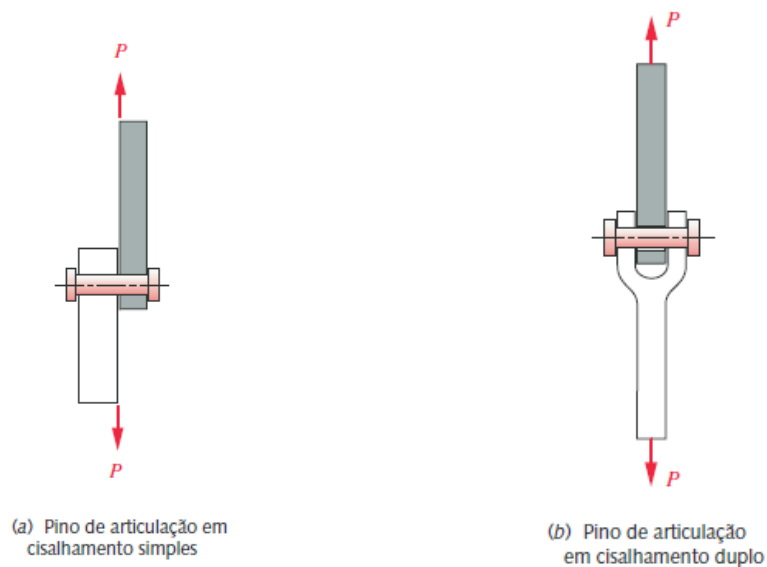
Um orifício com um pino de articulação como representado na Figura 20, é capaz falhar de outros meios além de cisalhamento puro. As áreas cilíndricas laterais do pino e do orifício em contato estão expostas a *tensões de esmagamento*. Ao invés de cortá-lo, essas tensões tendem a esmagar o orifício ou pino, que podem ser normal e de compressão, esta tensão de esmagamento (NORTON, 2013).

Calcula-se através da Equação 3-2.

$$\sigma_x = \frac{F}{A} \quad \text{equação (3-2)}$$

onde F é a força aplicada e A é a área da seção transversal.

Figura 20 - Cisalhamento simples e duplo.



Fonte: Norton (2013).

3.5.3 Torção

Segundo Norton (2013), no momento em que barras são requisitadas por um momento em referência ao seu eixo longitudinal, sabe-se que estão perante a torção, e o momento empregado é então chamado **torque** ou **momento torsor**. Em eixos que transmitem potência, essa condição é comum em aparafusadores e em qualquer situação em que o vetor do momento empregado seja paralelo ao eixo longitudinal de um corpo, em vez de ser transversal a ele como no caso da flexão. Vários elementos de máquinas são carregados com associações de torques e momentos fletores.

A Figura 21a indica uma viga reta com seção transversal circular uniforme, com um torque aplicado de modo que nenhum momento fletor ou outras forças estão expostos. Pode ser realizado com uma chave com cabo duplo, que permite que um conjugado puro seja empregado sem nenhuma força transversal (NORTON, 2013).

Seções Circulares

Ainda de acordo com Norton (2013) devido ao momento torsor, um elemento diferencial cortado de qualquer lugar da face externa está sujeito a tensões de cisalhamento. Esta é de cisalhamento puro e varia de zero no centro até um máximo no raio externo, como mostra a Figura 21b,

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad \text{equação (3-3)}$$

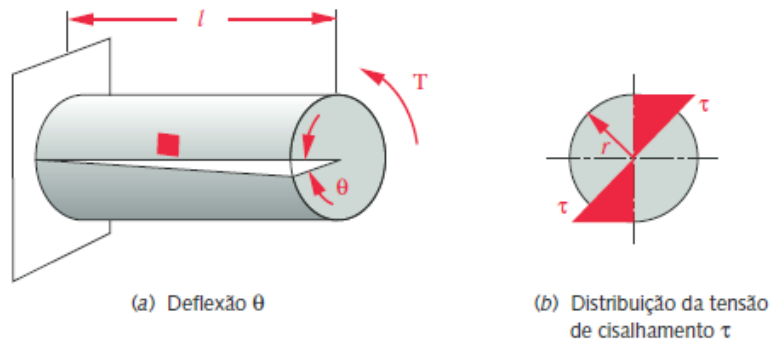
Onde T= torque aplicado

ρ = raio até qualquer ponto

J=momento polar de inércia da seção transversal.

A tensão é máxima na superfície externa, com raio, r.

Figura 21 - Barra circular puramente torcional.



Fonte: Norton (2013).

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-4)}$$

Logo o giro angular devido ao torque aplicado é

$$\theta = \frac{Tl}{JG} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-5)}$$

no qual "l" é a extensão da barra;

G é o módulo de elasticidade transversal do material.

A Equação acima se emprega somente para seções transversais circulares. Apresentará comportamento bem diferente, qualquer outro formato de seção transversal.

Abaixo a equação do momento de inércia polar de uma seção transversal circular inteira de diâmetro d:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-6)}$$

mas para uma seção transversal circular oca de diâmetro externo d_o e interno d_i é

$$J = \frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{32} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-7)}$$

A seção transversal circular é o formato excelente para qualquer barra sujeita a carregamento torcional e, caso seja possível, deverá ser usada em todas as situações de torção.

Seções não circulares

Em alguns casos, outros formatos podem ser necessários por razões de projeto. Seções transversais não circulares sujeitas à torção apresentam comportamento que viola algumas das hipóteses listadas anteriormente (NORTON, 2013).

As seções não se mantêm planas e vão se distorcer. Linhas radiais não permanecem retas, e a distribuição da tensão de cisalhamento não é necessariamente linear ao longo da seção. Ainda de acordo com Norton (2013), uma expressão geral para a **máxima tensão de cisalhamento devido à torção em seções não circulares** é

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{Q} \quad \text{equação (3-8)}$$

onde Q é uma função da geometria da seção transversal. O giro angular da seção transversal é

$$\theta = \frac{Tl}{KG} \quad \text{equação (3-9)}$$

onde K é uma função da geometria da seção transversal. Para uma seção circular fechada (somente), o fator de geometria K é o momento polar de inércia, J . Para qualquer outra forma de seção transversal fechada que não seja circular, o fator K será menor que J para as mesmas dimensões de seção, o que indica a vantagem de se usar uma seção circular fechada para o carregamento torcional (NORTON, 2013).

Segundo Carvalho e Moraes (1978), no sistema métrico, tendo a força em kgf, o raio adotado em cm, assim sendo um torque em Kgfxcm e rotação em RPM , podemos aplicar a seguinte conversão para C.V. e H.P.:

$$\text{C.V.} \sim \frac{T_n}{71620} \quad \text{equação (3-10)}$$

$$\text{H.P.} \sim \frac{T_n}{72620} \quad \text{equação (3-11)}$$

Ensaio de Torção

Segundo Norton (2013) o ensaio de torção as propriedades de cisalhamento de um material são mais difíceis de serem avaliados do que suas propriedades de tração. Se adota para a tensão de limite de escoamento no cisalhamento cerca de 0,577 da tensão limite de escoamento na tração

3.5.4 Tensões admissíveis

Conforme Carvalho e Moraes (1978), a tensão utilizada no dimensionamento da peça é denominada de tensão admissível. Alcançada dividindo-se a tensão considerada perigosa (σ, τ) pelo fator de segurança (FS).

O projetista pode determinar a tensão perigosa, ou esta pode ser definida através de um teste de material. Pode-se utilizar o limite de escoamento do material para material dúctil e carga constante. A tensão de ruptura é usada para materiais quebradiços e carga constante. Já para cargas variáveis envolve-se uma nova tensão: o limite de resistência à fadiga (σ_n) do material. O material que se demonstra até a ruptura um alongamento de no máximo 5% assume-se de material quebradiço (CARVALHO, MORAES, 1978).

Segue a tabela 12 com resumo abaixo:

Tabela 12 - Tensões perigosas.

Carga	Material	Tensão Perigosa
Constante	Dúctil	σ_e
	Quebradiço	σ_r
Variável	Dúctil	σ_n e σ_e
	Quebradiço	σ_n e σ_r

Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

3.5.5 Fator de segurança

Segundo Carvalho e Moraes (1978), o valor de fator de segurança é influenciado pelos seguintes elementos:

- material da peça (dúctil, quebradiço, homogêneo, etc.);
- carga que atua na peça (variável, constante, sobrecargas possíveis, etc.);
- perigo de vida
- perigo da propriedade;
- classe de máquina.

Qualquer que seja o valor de FS deve-se sempre dizer qual a tensão perigosa na sua determinação:

Exemplo: FS = 1,5 sobre o limite de escoamento

FS = 3,5 sobre a tensão de ruptura

Tais, fatores definirão, em cada caso, as tensões admissíveis correspondentes:

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_e}{1,5} \quad \text{equação (3-12)}$$

$$\sigma_{rup.} = \frac{\sigma_r}{3,5} \quad \text{equação (3-13)}$$

Para tensão perigosa assim sendo atenção de ruptura, pode-se fazer:

$$FS = a \times b \times c \times d$$

a = relação de elasticidade;

$$a = \frac{\text{tensão de ruptura}}{\text{limite elástico}};$$

Para $a \approx 2$, usados para aço-carbono sem tratamento térmico.

b = fator com relação ao tipo de carga.

Para: Cargas constantes \longrightarrow b=1;

Carga que varia sem reversão \longrightarrow b = 1,5 a 2,0;

Carga que varia com reversão \longrightarrow b = 2,0 a 3,0.

c = fator que leva em conta o modo de aplicação da carga. Denomina-se fator de choque ou fator de serviço.

carga constante, gradualmente aplicada \longrightarrow c = 1;

carga constante, subitamente aplicada \longrightarrow c = 2;

choque \longrightarrow c = 2,1 a 5,0.

Usualmente, cargas com choque, c varia entre 2 e 3, abrangendo mesmo os choques pesados. O valor de c pode chegar até 5. Usa-se um valor fixo, caso o

choque produza oscilação, sendo este uma comparação entre o valor máximo (oscilação máxima) com o valor médio.

d = margem ou fator real de segurança.

Pode variar entre 1,5 a 3,0.

Materiais dúcteis pode adotar a faixa 1,5 a 2,0.

Materiais quebradiços têm-se 2,0 a 3,0.

Para tensão perigosa como o limite de escoamento do material, tem-se FS como:

$$FS = b \times c \times d$$

Abaixo uma tabela 13 de fatores de segurança para servir como comparação ou como base.

Tabela 13 – Valores de FS – Material Dúctil; Tensão considerada Perigosa: σ_e .

Carga		FS	Observação
Constante	Gradualmente aplicada	1,5 a 2	Para material quebradiço, tomar os valores tabelados multiplicados por 2 a 3, considerando σ_r como tensão perigosa.
	Subitamente aplicada	3 a 4	
Variável	Repetida	3 a 5	
	Sem reversão	3 a 5	
	Com reversão parcial	4 a 8	
	Com reversão total alternada	4 a 8	

Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Observações:

- 1) Dos valores mínimos dados, alguns aproximam ou afastam o FS quando se tem maior ou menor estudo do material e da carga.

- 2) A existência de choque geralmente leva o FS para os valores de 5 a 8, ou seja os mais altos, para os materiais dúcteis e, e para os materiais quebradiços 3 vezes este valor.
- 3) Ao definir um fator de segurança, o projetista tem a incumbência de adotar determinado valor obrigatório por lei ou adotar por normas técnicas. Exemplo é o caso de pontes rolantes, caldeiras, cabos de elevadores, etc.
- 4) É recomendado fazer um estudo minucioso com os valores acima caso sejam aplicados, quando a peça apresenta irregularidades ou qualquer fator que altere a distribuição uniforme do esforço, provocando concentração de tensão, os valores acima não devem ser aplicados sem estudo mais minucioso.
- 5) Deve-se fazer uma análise maior quando, o FS sobre o limite de resistências à fadiga, σ_n , não poder ser estabelecido pela expressão $FS = a \times b \times c \times d$.

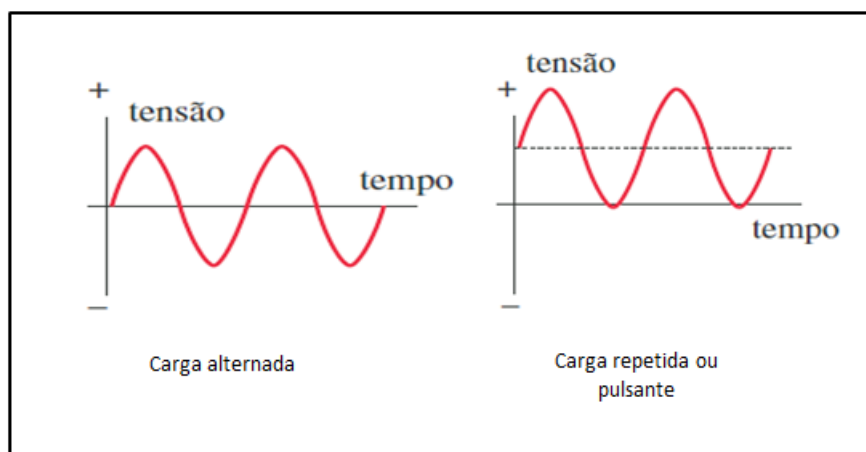
3.5.6 Fadiga

Determinação de cargas variáveis

Segundo Cunha (2008), a definição de carga variável refere-se a qualquer solicitação que se repete num intervalo de tempo seja qual for; conhecida também como solicitação cíclica.

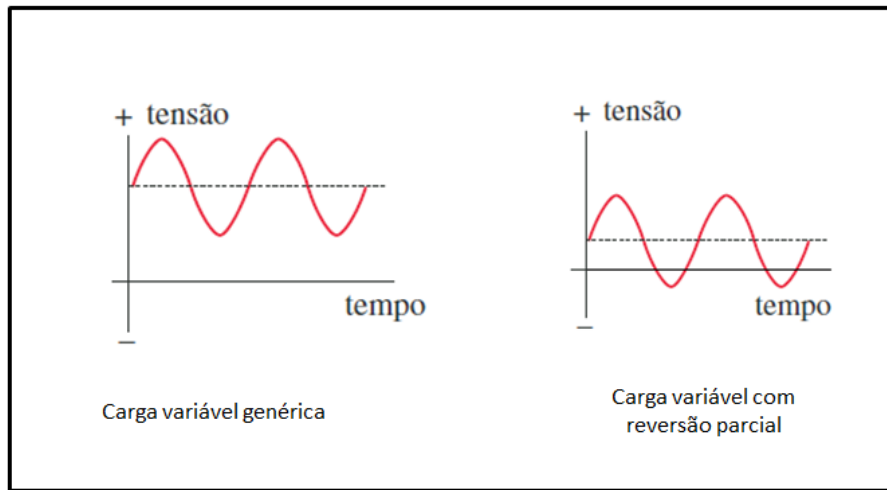
Nas figuras 22 e 23 veremos dois casos de cargas variáveis. Com isso tem-se equações que se baseiam nas duas tensões apresentadas:

Figura 22- Cargas variáveis e pulsantes.



Fonte: Cunha (2015).

Figura 23- Cargas variáveis, com reversão e genérica.



Fonte: Cunha (2015).

$$\text{Tensão média: } \sigma_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-14)}$$

$$\text{Tensão variável: } \sigma_v = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-15)}$$

Ou ainda:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_v \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-16)}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_v \quad \text{equa\c{c}\~{a}o (3-17)}$$

Observando a figura abaixo, tem-se que um ciclo corresponde ao espaço de uma volta, onde há a alternância completa.

Conceito de fadiga

Segundo Cunha (2005) denomina-se fadiga, o fenômeno que ocorre quando peças de certos materiais quando solicitadas ciclicamente e num número qualquer

de solicitações repetidas, rompem-se com um valor de carga máxima abaixo do limite suportado de uma carga estática. Esta falha acontece quando a tensão abaixo do limite de ruptura através da tração convencional.

Ela surge de uma pequena fenda ou fratura em decorrência de solicitações repetidas, esta segue e se espalha até que sua área seja muito grande. Em consequência, a resistência à fadiga do material transforma-se muito pequena e gera a ruptura por fadiga (CUNHA, 2005).

A condição fundamental para que a fadiga exista é que o número de ciclos (n) seja maior ou igual a 10^3 .

Fatores que influenciam o Limite de Resistência à Fadiga

Para Cunha (2005) são eles:

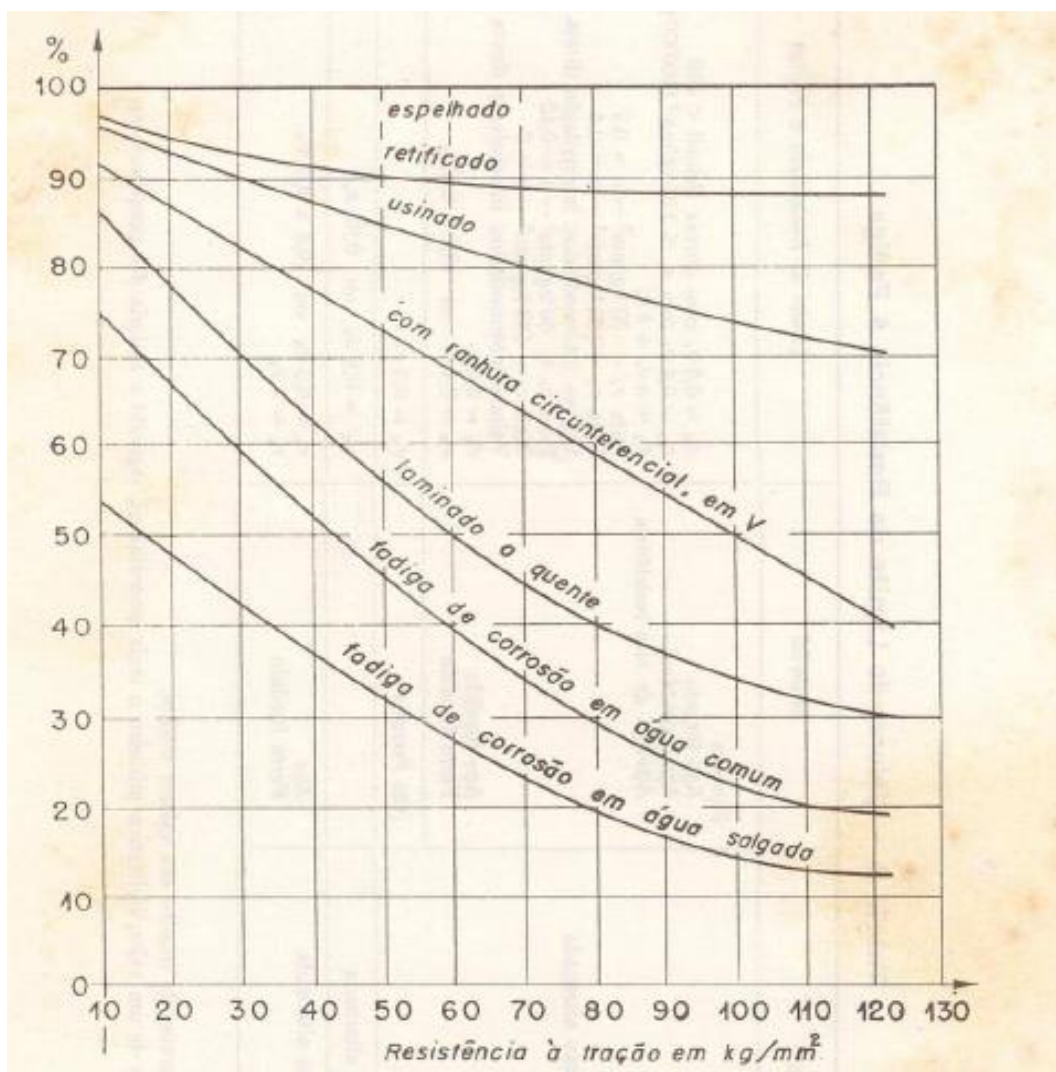
- a) Frequência dos ciclos nos testes;
- b) Acabamento superficial;
- c) Tamanho da peça.

O conhecimento da influência dos ciclos nos testes de determinação do limite de resistência à fadiga apresentou que até 5000 ciclos/min. não existe quase efeito algum. Superior a esse ponto, o efeito é do lado da segurança, isto é, há aumento do limite de resistência à fadiga.

O acabamento superficial tem enorme influência no valor do σ_n , acarretando, em muitos casos, diminuição violenta do seu valor. Os valores que se encontram em tabelas consideram o acabamento espelhado, salvo em indicações em contrário. Uma peça comum nunca apresentará esta superfície, pode ser então simplesmente usinada (torneada, fresada etc), retificada, etc. Não se deve empregar os valores σ_n tabelados, sem fazer uma correção correspondente ao acabamento superficial. Tais correções são encontradas em diagramas ou tabelas, em função da tensão de ruptura por tração do material.

Abaixo na figura 24 um diagrama para a determinação dessa correção.

Figura 24 – Correção do σ_n – influência da superfície.



Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Martin (1962) apresentou outro método para determinar a correção da superfície. Foi através da equação 3-13, que se apresenta abaixo:

$$K_a = a \sigma_r^b, \text{ equação (3-18)}$$

em que σ_r é a resistência de tração e a e b são encontrados na tabela 14.

Tabela14 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície.

Acabamento Superficial	Fator a Limite de resistência à tração em Mpa	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Budynas, Keith. (2011)

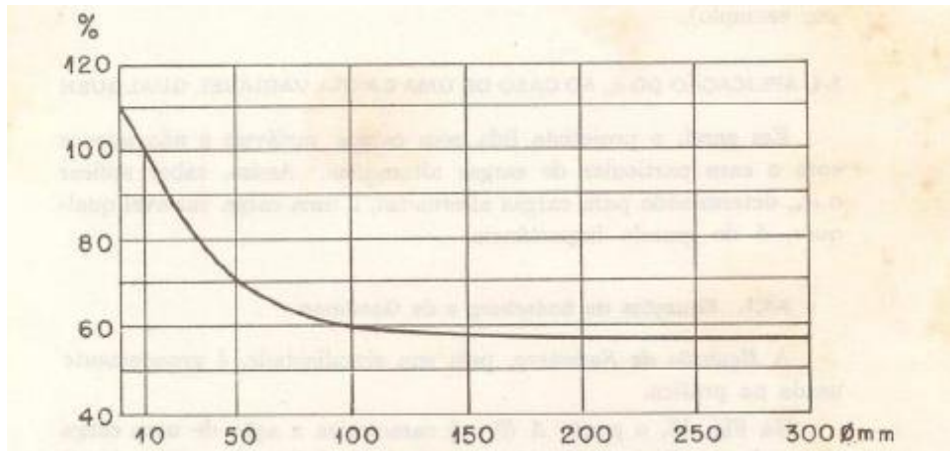
Para melhor entendimento segue um exemplo: Um aço tem uma resistência última mínima de 500 MPa e uma superfície usinada. Calcule o fator de correção de acabamento superficial.

Da tabela 14 $a = 4,51$ e $b = -0,265$. Assim da equação:

$$\text{Fator} = 4,51 \times (500)^{-0,265} = 0,86$$

O tamanho da peça é suma importância no estudo da fadiga. A influência se faz sentir através do tamanho dos grãos, das tensões residuais, da homogeneidade do material, etc. Testando corpos de prova maiores que o utilizado no ensaio padrão, com cargas de flexão ou torção, verificou-se que havia redução no limite de resistência à fadiga. Com cargas axiais não foram notadas nenhuma diminuição sensível desse limite. A figura 25 permite determinar a correção a ser considerada, tendo em vista o tamanho da peça.

Figura 25- Correção do σ_n – influência do tamanho da peça.



Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Fatores de segurança no caso da fadiga

Considerando σ_n como tensão perigosa, o Fator de segurança, normalmente, fica na faixa de:

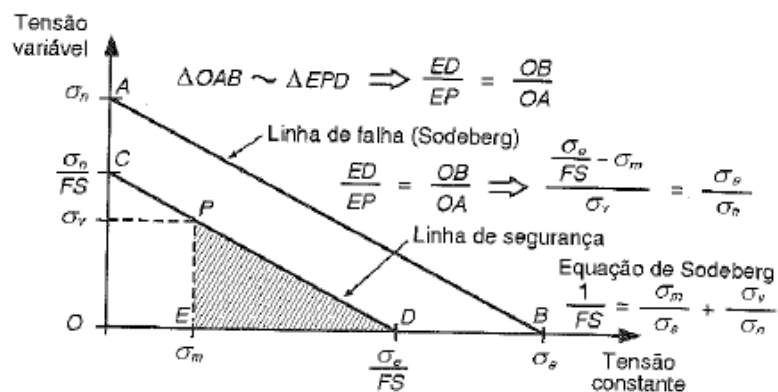
$$1,25 \leq FS \leq 2,5.$$

Valores acima de 3,5 somente poderão ser aceitos em casos muito importantes, como perigo de vida, por exemplo.

Equações de Sodeberg e de Goodman

A figura 26 mostra a representação esquemática da equação de Sodeberg.

Figura 26 - Visão esquemática da equação de Sodeberg.



Fonte: Cunha (2005).

Para Cunha (2005) de acordo com a figura 23, considerando a semelhança dos triângulos OAB e EPD, dispõem-se das equações:

$$\frac{\frac{\sigma_e - \sigma_M}{FS}}{\sigma_v} = \frac{\sigma_e}{\sigma_n} \quad \text{equação (3-19)}$$

ou

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_n} = \frac{1}{\sigma_v} \cdot \frac{\sigma_e - FS \cdot \sigma_m}{FS} \quad \text{equação (3-20)}$$

Reescrevendo-se, multiplicando-se ambos os termos por σ_v , e dividindo esta expressão por $(\sigma_n \cdot \sigma_e)$, tem-se a equação de Sodeberg (Cunha, 2005):

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_v}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \quad \text{equação (3-21)}$$

ou

$$\frac{1}{FS} = \frac{\tau_v}{\tau_n} + \frac{\tau_m}{\tau_e} \quad \text{equação (3-22)}$$

Estas equações admitem fatores de seguranças iguais para (σ_n, σ_e) . Caso os fatores de segurança sejam diferentes, tem-se:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_v}{\sigma_n} \cdot (FS)_n + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} \cdot (FS)_e \quad \text{equação (3-23)}$$

Nestas equações admite-se que o material é dúctil e possui escoamento. Goodman verificou que os materiais frágeis apontam outro comportamento. E propôs a seguinte equação:

Equação de Goodman:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_v}{\sigma_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \quad \text{equação (3-24)}$$

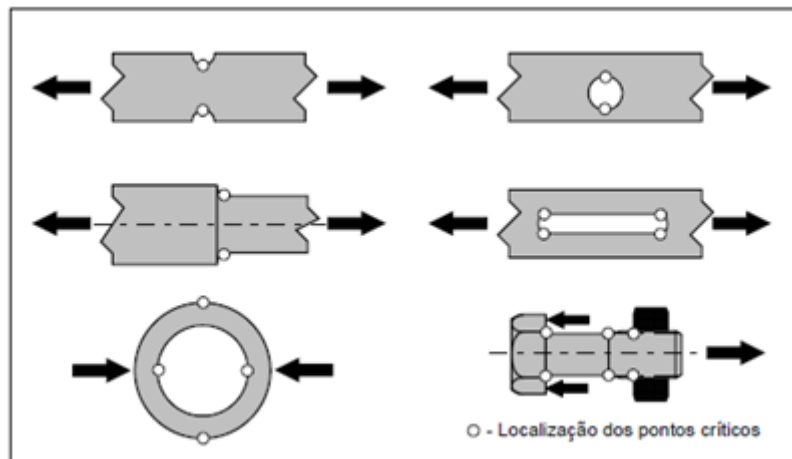
ou

$$\frac{1}{FS} = \frac{\tau_v}{\tau_n} + \frac{\tau_m}{\tau_r} \quad \text{equação (3-25)}$$

3.5.7 Concentração de tensões

De acordo com Rosa (2002), o fenômeno da concentração de tensões aparece sempre que a peça apresenta qualquer descontinuidade ou mudança de forma: furos, recortes, ressaltos, rasgos, etc., conforme figura 27.

Figura 27 - Exemplos de regiões com concentrações de tensão ocasionada pelo formato da peça, com indicação dos pontos críticos.



Fonte: Rosa (2002).

Assim para Rosa (2002), no geral a ação de concentração de tensão origina a desordem localizadas na repartição de tensões, que sucedem em toda e qualquer situação onde há descontinuidades, tais como:

- Variação da geometria;
- Variação de propriedades elásticas;
- Cargas concentradas.

A figura 28 (a) apresenta uma chapa tracionada. Sendo A_1 a área da seção transversal, tem-se:

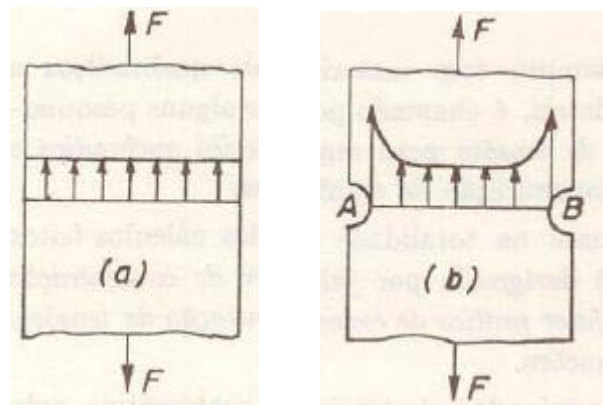
$$\sigma_t = \frac{F}{A_1} \quad \text{equação (3-26)}$$

A figura 28 (b) mostra a mesma chapa com recortes. Sendo A_2 a área da menor seção transversal, tem-se:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_2} \text{ equação (3-27)}$$

Porém, nos pontos A e B, figura 28 (b), as tensões são bem maiores do que as calculadas pela expressão acima. Nesses pontos há concentração de tensões.

Figura 28 – Chapas tracionadas.



Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Definição do fator de concentração de tensão

Segundo Carvalho e Moraes (1978), durante o regime elástico do material, a tensão máxima, $\sigma_{\text{máx}}$, acontece na região perto de uma irregularidade de um elemento estrutural é proporcional à tensão nominal atuante,

$$\sigma_{\text{máx}} = K_{\sigma} \text{ equação (3-28)}$$

onde K = fator de concentração de tensão.

De acordo com Carvalho e Moraes (1978), temos dois fatores de concentração de tensões: O fator K_t , empregado sempre com materiais quebradiço e algumas vezes em materiais dúcteis, é chamado por alguns pesquisadores de fator de concentração de tensões para material quebradiço e por outros de fator teórico de concentração de tensões. O fator K_f , empregado quase na totalidade dos cálculos feitos considerando material dúctil, é designado por fator de concentração de tensões para material dúctil e fator prático de concentração de tensões. O fator K_t admite um material perfeitamente homogêneo, isto trópico e elástico. O fator K_f trata com materiais que na prática são realmente usados. É influenciado pelo tamanho do grão da estrutura cristalina do material, e conseqüentemente pela resistência à tração. A relação entre K_t e K_f é feita através do índice de sensibilidade.

Índice de sensibilidade (q)

Segundo Carvalho e Moraes (1978), caracteriza-se pela maior ou menor tendência de um material ser atingido pela concentração de tensões.

Tem-se:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \text{ ou } K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{equação (3-29)}$$

O valor máximo é $q = 1$, proporcionando $K_f = K_t$. O valor de q é dado em geral em diagramas.

Tabelas e diagramas de K_f e K_t

Os valores deverão ser encontrados em tabelas, diagramas, manuais ou literaturas especializada.

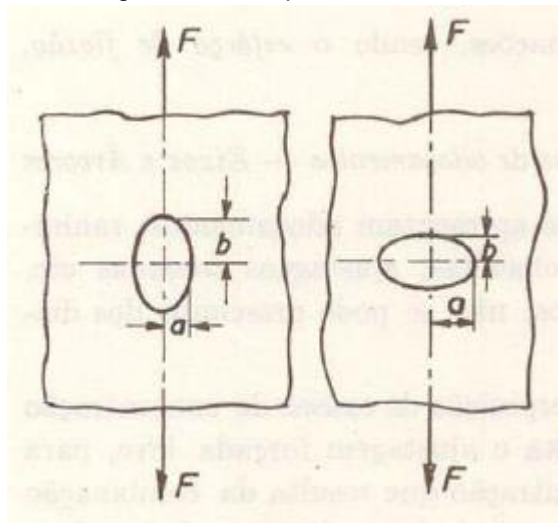
Abaixo segue alguns casos mais comuns:

a) Furo elíptico numa chapa: figura 29

$$K_t = 1 + 2 \frac{a}{b} \quad \text{equação (3-30)}$$

Note-se que a é sempre o semi-eixo perpendicular à direção da força, conforme a figura 29.

Figura 29 – Chapas tracionadas.



Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Observa-se, ainda o enorme acréscimo de tensões que se pode ter quando a relação $\frac{a}{b}$ é forte.

b) Furo circular numa chapa

Da equação (3-30), fazendo $a = b$, tem:

$$K_t = 1+2 = 3$$

Logo, o valor máximo para um furo circular é $K_t = 3$.

c) Rasgos de chavetas

Dois perfis são mais usados, conforme a figura 30:

(a) Rasgo de chaveta arredondado

(b) Rasgo de chaveta por fresa de topo

Figura 30 – Rasgos de chavetas.



Fonte: Carvalho, Moraes (1978).

Pode-se tomar:

Figura 24 (a), com material recozido

Flexão ou Torção: $K_f = 1,3$

Figura 24 (a), com material endurecido

Flexão ou Torção: $K_f = 1,6$

Figura 24 (b), com material recozido

Flexão: $K_f = 1,6$

Torção: $K_f = 1,3$

Figura 24 (b), com material endurecido

Flexão: $K_f = 2,0$

Torção: $K_f = 1,6$

d) Ajustagem forçada

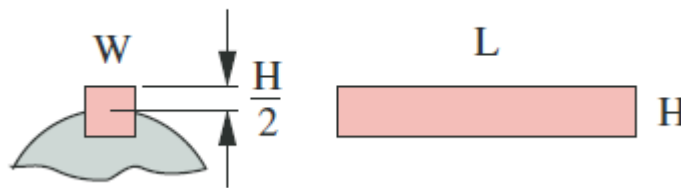
Na falta de melhores informações, sendo o esforço de flexão, tomar $K_f = 2,5$.

e) Mudança de seção – filetes de adoçamentos – eixos e árvores.

3.5.8 Chavetas e rasgos de chavetas

A ASME indica uma chaveta sendo “uma parte de maquinário desmontável que, no qual posicionada em assentos, retrata um meio de transmitir torque entre o eixo e o cubo”. São especificadas pelo tamanho e pela configuração em diversos estilos. A figura 31, mostra uma chaveta paralela de seção transversal quadrada ou retangular e de altura e largura que não variam ao longo do seu comprimento (NORTON, 2013).

Figura 31 - Chaveta paralela.



Fonte: Norton (2013).

Chavetas paralelas

Conforme Norton (2013), as chavetas paralelas são as mais utilizadas. As padronizações da ANSI, ISO e a DIN 6885 para chavetas paralelas definem os tamanhos particulares das seções transversais e a profundidade dos assentos (rasgos) das chavetas. Uma representação parcial desse conhecimento é apresentada na Tabela 15 conforme normas AISI e ISSO, e a tabela 16 conforme norma DIN para o intervalo de diâmetros menores. Recomenda-se as chavetas

quadradas para eixos de até 6,5 in de diâmetro (US) e 25 mm de diâmetro (ISO), e os maiores para as retangulares. A chaveta paralela é colocada com metade de sua altura no eixo e metade no cubo, como mostrado na Figura 31.

Tabela 15 – Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas.

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,32 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,25	0,312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2,750 < d \leq 3,250$	0,75	0,625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,75	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,75	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Fonte: Norton (2013).

Tabela 16 – Tabela de furo e rasgo de chaveta.

Φ do eixo	Dimensões da chaveta	Prof. Do rasgo no eixo	Prof. Do rasgo do cubo	Arredondamento no fundo do rasgo r. para o eixo e cubo
d	Aço AISI 1045 Trefilado			

Acima de	Até	Largura b	Altura h	t1	Tolerância Admissível	t2	Tolerância Admissível	máx.	mín.
6	8	2	2	1,2	0,1	1	0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	0,1	1,4	0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	0,1	1,8	0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	0,1	2,3	0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	0,1	2,8	0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	0,2	3,3	0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	0,2	3,3	0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	0,2	3,3	0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	0,2	3,8	0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	0,2	4,3	0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	0,2	4,4	0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	0,2	4,9	0,2	0,6	0,4

Fonte: DIN6885 (1968).

As chavetas paralelas são feitas tipicamente a partir de barras padronizadas laminadas a frio, as quais, tradicionalmente, possuem “tolerância negativa”, isto é, ela não será jamais maior que sua dimensão nominal, somente menor. Por exemplo, uma barra quadrada de tamanho nominal de 1/4 in terá uma tolerância na largura e altura de +0,000, -0,002 in. Assim, o assento da chaveta pode ser cortado com um cortador de fresa padrão de 1/4 in, e a chaveta de barra padronizada caberá com uma ligeira folga. Também está disponível uma chaveta padronizada especial, que tem tolerância positiva (por exemplo, 0,250 + 0,002, -0,000). Ela é usada quando se

desejar um ajuste mais apertado entre a chaveta e o assento de chaveta e poder e querer uma usinagem da chaveta padronizada às dimensões finais (NORTON, 2013).

Caso a carga de torque varie de positivo a negativo em cada ciclo, o ajuste da chaveta pode demandar cuidados. Denomina-se reação quando o torque altera de sinal, qualquer folga entre a chaveta e o rasgo surgirá de repente, apresentando como efeito um impacto e altas tensões. Para que essa reação não aconteça, um parafuso no cubo, posicionado a 90° da chaveta, tem a capacidade de manter o cubo axialmente e firmar a chaveta. A padronização ANSI também define o tamanho do parafuso a ser usado com cada tamanho de chaveta na Tabela 15.

Segundo Cunha (2005) para impedir torção excessiva com a deflexão do eixo seu comprimento máximo e mínimo está limitado pelo comprimento do cubo do elemento anexado, em geral, adota-se um valor que varia entre 1,25d a 2,0d, sendo d o diâmetro do eixo. Caso seja necessária maior resistência, duas chavetas podem ser usadas.

Tensões em chavetas

Existem duas maneiras que a chaveta pode falhar: por cisalhamento e por esmagamento. Uma falha por cisalhamento acontece quando a chaveta é cisalhada ao longo de sua largura na interface entre o eixo e o cubo. A outra falha, que é a falha por esmagamento ocorre por esmagamento em qualquer lado em compressão.

Falha por cisalhamento

A tensão média devido ao cisalhamento direto foi definida na Equação (3-26):

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad \text{equação (3-31)}$$

onde F é a força aplicada e A_{cis} é a área de cisalhamento sendo cortada.

Nesta situação, A_{cis} é o produto da largura da chaveta pelo comprimento. Para ser encontrada a força na chaveta deve-se dividir o torque do eixo pelo raio do eixo.

Caso o torque do eixo for permanente com o tempo, a força também será, e o coeficiente de segurança poderá ser encontrado comparando a tensão de cisalhamento à resistência ao escoamento por cisalhamento do material.

Falha por esmagamento

A tensão média de compressão é definida por

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{esm}} \quad \text{equação (3-32)}$$

onde F é a força aplicada e a área de esmagamento é a área de contato entre o lado da chaveta e o eixo ou o cubo. No caso de um chaveta quadrada, será o produto da sua meia-altura pelo seu comprimento.

A falha por fadiga não ocorre com as tensões de compressão, pois as tensões de esmagamento podem ser consideradas estáticas. Comparando-se a tensão máxima de esmagamento à resistência do material ao escoamento sob compressão é encontrado o coeficiente de segurança.

Materiais para chavetas

De acordo com Norton (2013) são utilizados materiais dúcteis, já que as chavetas são carregadas em cisalhamento. Um dos aços mais comum é o aço brando de baixo carbono, a não ser que o ambiente corrosivo exija uma chaveta de latão ou aço inoxidável. Constantemente chavetas retangulares ou quadradas são fabricadas de barras padronizadas de laminação a frio e simplesmente cortadas ao tamanho. O tipo especial de chavetas mencionado anteriormente é usado quando se requer um ajuste mais apertado entre a chaveta e o rasgo de chaveta.

Fator de segurança para chavetas

Segundo Cunha (2005) em ambos os casos cisalhamento e esmagamento, o valor do fator de segurança, F_s , varia de 1,5 a 2,5. O valor 1,5 é adotado para

solicitações estáticas e o valor 2,5 é indicado para solicitações que envolvam cargas alternadas ou variáveis.

Na prática é usual o emprego de $F_s = 2,5$, pois na maioria dos casos os eixos e árvores estão sujeitos a cargas variáveis.

Projeto de chavetas

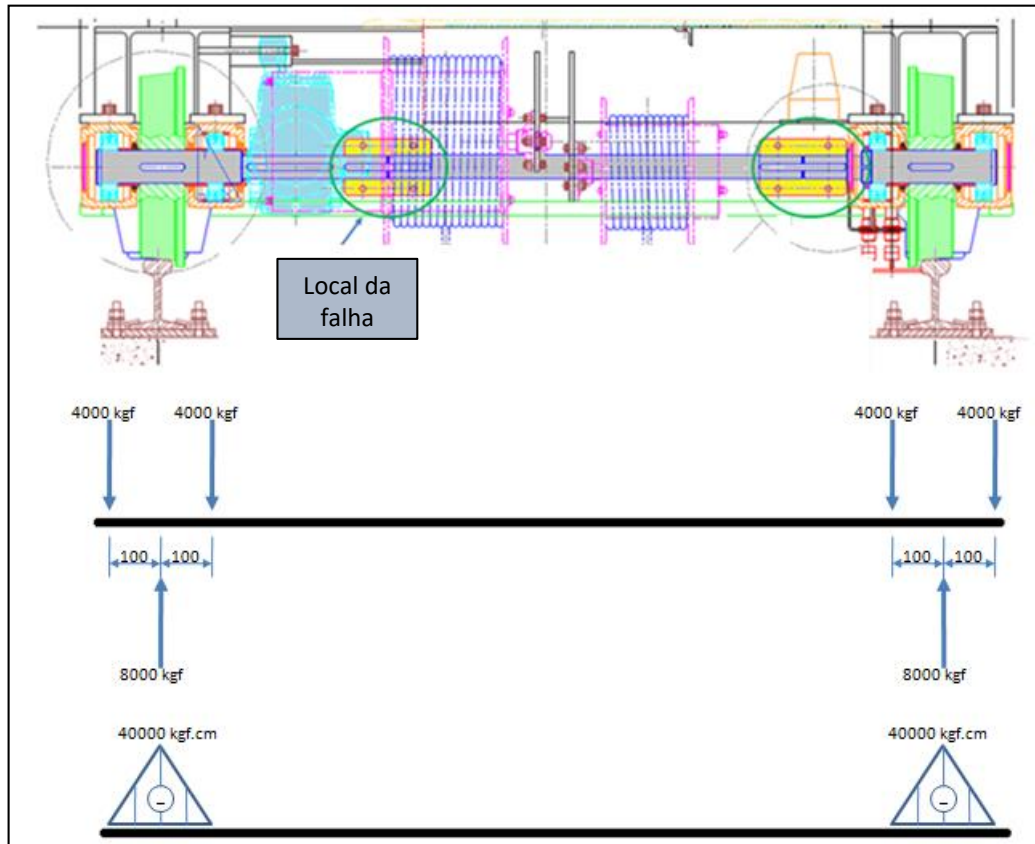
Ainda de acordo com Norton (2013), para o dimensionamento de uma chaveta quase não existem projeto disponíveis. O diâmetro do eixo na base (assento) da chaveta determina sua largura. Sua altura (ou sua profundidade no cubo) é definida por sua largura. Com isso o comprimento e o número de chavetas utilizadas por cubo como variantes de projeto. Quem cede o tamanho o quanto a chaveta reta ou afunilada podem ser é o cubo. Se com apenas uma chaveta não for possível transmitir o torque com tensões possíveis, poderá ser adicionada uma chaveta extra, girada em 90° com relação à primeira.

Se por acaso ocorrer uma sobrecarga é usual dimensionar a chaveta da maneira que ela falhe primeiro que o assento ou outra localidade do eixo. A chaveta, então, atuará como um pino em cisalhamento de um motor externo para impedir que os elementos mais caros sejam danificados. Caso o assento não esteja danificado, a chaveta é relativamente fácil de ser trocada, e esta tem um custo baixo. Esse é um dos motivos para o emprego de materiais flexíveis e dúcteis para a chaveta, que possui uma resistência menor que aquela do eixo de forma que uma falha por esmagamento seletivamente afetará a chaveta e não o rasgo da chaveta se o sistema sofrer uma sobrecarga além do seu intervalo de projeto (NORTON, 2013).

3.6 Cálculos Relativos aos Componentes, Dimensionamento e Verificação

No local da falha não temos momento fletor atuando como demonstrado na figura 32.

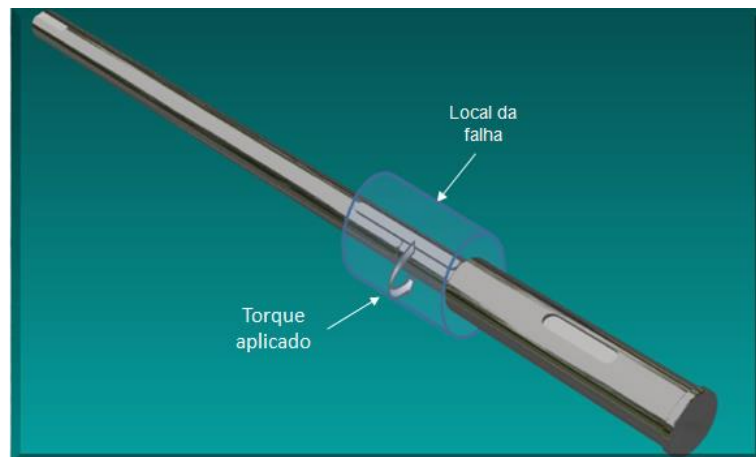
Figura 32 – Representação das forças atuantes.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

No caso do projeto, possuímos uma torção simples, que é quando o único esforço que atua na barra é um momento de torção. As tensões que aparecem nas seções transversais são de cisalhamento. Iremos analisar apenas as seções do local da falha como indicado na figura 32 e representativo na figura 33 abaixo:

Figura 33 – Momento torsor atuante.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

O equipamento percorre uma distância de 30 metros ida e volta em uma média de 5 vezes por dia, em uma velocidade de 28,68 m/min com o eixo realizando 23 rotações por minuto, verificando um pequeno ciclo, indica que a variação de carga, se houver, ocorrerá um número de vezes relativamente pequeno e de tal modo que não caracteriza um esforço por fadiga, como já informado nas análises dos parâmetros de processo e falha.

a) Cálculo do momento de torção atuante

Rotação de saída = $n_a = 23$ rpm

Relação do torque de partida / torque nominal do motor $C_p/C_N = 3$

Potência: 2,2 kw = 3 CV

$$\bullet \quad HP = \frac{T \cdot n_a}{72620} \quad \longrightarrow \quad 3,0 = \frac{T \cdot 23}{72620} \quad \longrightarrow \quad T = 9472 \text{ Kgf.cm}$$

$$\bullet \quad T_{\text{pico}} = T_n \times \frac{C_p}{C_N}$$

$$T_p = 3 \times 9472$$

$$T_p = 28416 \text{ Kgf.cm}$$

3.6.1 Análise do eixo

Nas seções como consequência dos rasgos de chavetas, teremos pontos de concentração de tensões.

O fator de concentração de tensões K_f será então determinado tendo em vista os seguintes detalhes:

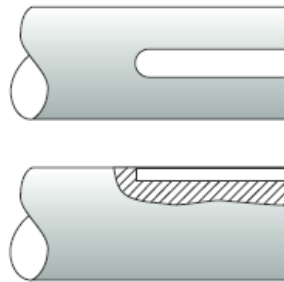
Rasgo de chaveta

Solicitação: torção

Fresagem do rasgo: de topo conforme figura 34.

$K_f=1,3$

Figura 34 - Rasgo de chaveta por fresa de topo.



Fonte: Norton (2013).

- Módulo de resistência à torção

$$Z' = \frac{\pi D^3}{16} \longrightarrow \frac{\pi 5^3}{16} = 24,54$$

$$\tau_{efetiva} = \frac{T}{Z'} = \frac{28416}{24,54} \longrightarrow 1158 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{efetiva}=1158 \text{ kgf/cm}^2$$

Tensão efetiva com o fator de concentração do rasgo da chaveta

$$\tau_{efetiva} = K_f \cdot \frac{T}{Z'}$$

$$\tau_{efetiva} = 1,3 \times 1158 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{efetiva} = 1505,4 \text{ kgf/cm}^2$$

- Material do eixo no projeto = Aço SAE 1045 laminado

$$\text{Tensão de escoamento } \sigma_e = 4100 \text{ kgf/cm}^2$$

Considerando que o limite de escoamento no cisalhamento (τ_c) é cerca de 60% da tensão de escoamento (σ_e) no ensaio de tração temos:

$$\tau_c = 4100 \cdot 0,6 = 2460 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Tensão admissível } \longrightarrow \tau_{adm} = \frac{\tau_c}{FS}$$

Temos o seguinte fator de segurança:

$$\tau_{adm} \geq \tau_{efetiva}$$

$$\frac{2460}{FS} \geq 1505,4$$

$$FS = 1,63$$

Verificação se o fator de segurança encontrado está de acordo com os parâmetros:

$$FS = a \times b \times c \times d$$

- a. Como nosso limite de tensão perigosa empregado é o de escoamento, para evitar que o eixo venha entrar no regime plástico, não adotamos valores para tensão de ruptura;
- b. Carga aplicada variável com reversão, adotaremos 2,1;
- c. Modo de aplicação da carga com choque no momento de partida e nos batentes de finais de curso, valor de 2,1;
- d. Materiais dúcteis com valor de 1,5.

Com isso:

$$F_s = 2,1 \times 2,1 \times 1,5$$

Fator de segurança = 6,615

Verificado um fator de segurança na instalação de campo e no projeto, com um valor inferior do especificado, o que ocasiona em uma tensão admissível inferior a tensão efetiva.

3.6.2 Análise da chaveta

Parâmetros da chaveta

Dimensões

Base = $b = 14$ mm

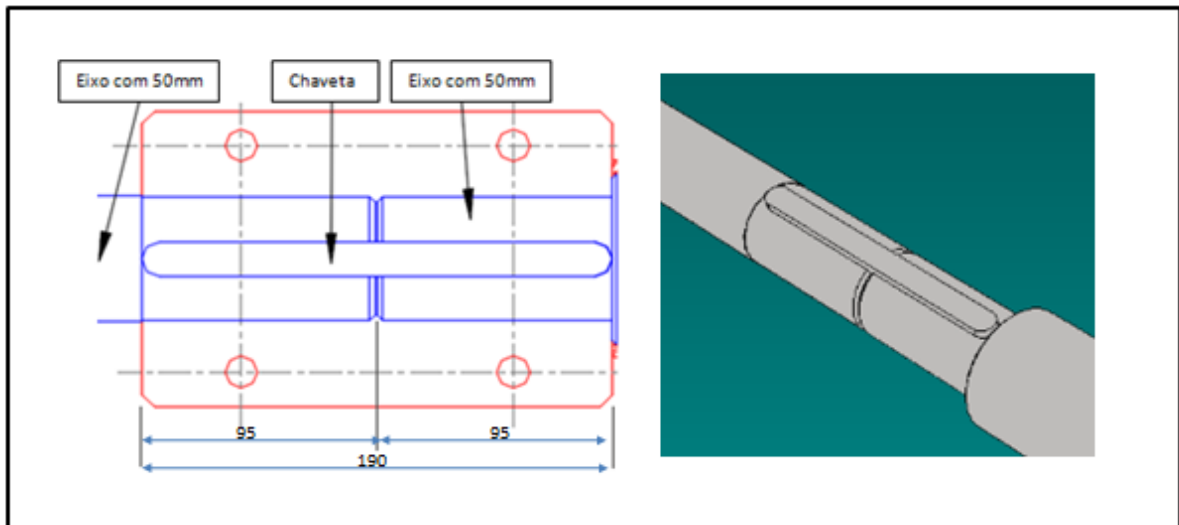
Altura = $h = 8$ mm

$t_1 = 4$ mm

$t_2 = 4$ mm

Temos uma chaveta passante conforme a figura 35 para os dois eixos com comprimento (L) 190mm não considerando um GAP de 1 mm entre as extremidades de eixos, teremos 95mm de comprimento para cada eixo, o que mostra que o comprimento está dentro dos valores recomendados de 1,25d a 2,0d, sendo o diâmetro de 50mm.

Figura 35 - Representação da chaveta passante.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

- Material da chaveta = Aço SAE 1045 laminado

$$\sigma_e = 4100 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_c = 4100 \times 0,6 = 2460 \text{ kgf/cm}^2$$

Força atuante na chaveta conforme figura 36.

Torque de pico= 28416 kgf.cm

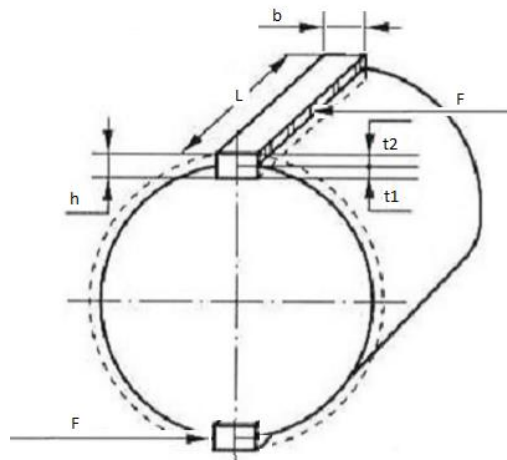
Distância do centro do eixo até o local da força= raio=2,5

$$T = F \times d$$

$$28416 = F \times 2,5$$

$$F = 11366,4 \text{ kgf}$$

Figura 36 - Aplicação das forças atuantes e as dimensões da chaveta.



Fonte: DIN 6885 (1968).

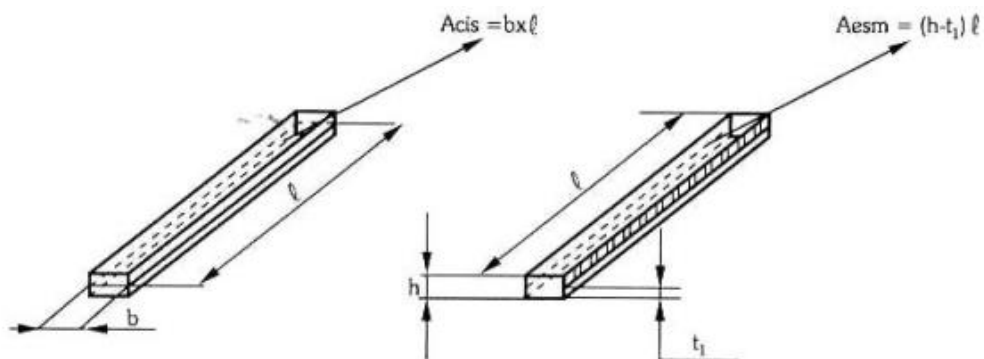
- Tensão média por cisalhamento

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}}$$

Conforme projeto apenas 1 chaveta:

Área cisalhante conforme figura 37 1 chaveta = $b \times L = 1,4 \times 9,5 = 13,3 \text{ cm}^2$

Figura 37 - Áreas de cisalhamento e esmagamento.



Fonte: Norton (2013).

$$\text{Tensão efetiva de cis} = 11366,4/13,3 = 854,62\text{kgf/cm}^2$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{efet}$$

$$\frac{2460}{FS} \geq 854,62$$

$$FS = 2,87$$

Conforme instalação em campo 2 chavetas

$$\text{Área cisalhante com 2 chavetas} = b \times L \times 2 = 1,4 \times 9,5 \times 2 = 26,6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Tensão efetiva de cis} = 11366,4/26,6 = 427,31\text{kgf/cm}^2$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{efetiva}$$

$$\frac{2460}{FS} \geq 427,31$$

$$FS = 5,75$$

O valor do fator de segurança de 2,5 é indicado para solicitações que envolvam cargas alternadas ou variáveis, neste caso com 1 chaveta conforme projeto o fator de segurança está próximo, já o valor do fator de segurança com 2 chavetas está com um valor acima do recomendado o que pode danificar o eixo ao invés da chaveta, iremos analisar o comportamento da chaveta adiante sofrendo esmagamento.

Tensão média por esmagamento

$$\sigma_x = \frac{F}{A}$$

Utilizando apenas 1 chaveta conforme projeto

$$\text{Área sujeita ao esmagamento} = L \times (h - t1) = 9,5 \times (0,8 - 0,4) = 3,8 \text{ cm}^2$$

Tensão efetiva esmag= $11366,4/3,8 = 2991,16 \text{ kgf/cm}^2$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

$$\frac{4100}{FS} \geq 2991,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$FS = 1,37$$

Conforme instalação em campo 2 chavetas

Área sujeita ao esm.= $L \times (h - t1) \times 2 = 9,5 \times (0,8 - 0,4) \times 2 = 7,6 \text{ cm}^2$

Tensão efetiva esmag= $11366,4/ 7,6 = 1495,58 \text{ kgf/cm}^2$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

$$\frac{4100}{FS} \geq 1495,58 \text{ kgf/cm}^2$$

$$FS = 2,74$$

Verificamos que utilizando apenas 1 chaveta terá uma tensão maior e um fator de segurança baixo fora do recomendado de 2,5 indicado para solicitações que envolvam cargas alternadas ou variáveis, podendo ser umas das prováveis causas para a instalação de 2 chavetas no local. O fator de segurança encontrado no esmagamento da chaveta é o mesmo para o esmagamento do rasgo do eixo pois se trata do mesmo material.

3.6.3 Análise do acoplamento

Analisando o esmagamento no rasgo do acoplamento com 1 chaveta

- Material do acoplamento ASTM A 36

$$\sigma_e = 2500 \text{ kgf/cm}^2$$

Utilizando apenas 1 chaveta conforme projeto

Área sujeita ao esmagamento= $L \times (h - t1) = 9,5 \times (0,8 - 0,4) = 3,8 \text{ cm}^2$

Tensão efetiva esmag= $11366,4/ 3,8 = 2991,16 \text{ kgf/cm}^2$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

$$\frac{2500}{FS} \geq 2991,16 \text{ kgf/cm}^2$$

$$FS = 0,83$$

Conforme instalação em campo 2 chavetas

Área sujeita ao esmagamento= $L \times (h - t1) \times 2 = 9,5 \times (0,8 - 0,4) \times 2 = 7,6$
cm²

Tensão efetiva esmag= $11366,4 / 7,6 = 1495,58 \text{ kgf/cm}^2$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

$$\frac{2500}{FS} \geq 1495,58 \text{ kgf/cm}^2$$

$$FS = 1,67$$

Analisado um fator de segurança do acoplamento muito baixo, uma das possíveis causas dos desgastes encontrados nos rasgos do acoplamento lado oposto o da falha conforme figura 16.

3.7 Elaboração de Especificação Técnica para Adequação dos Sistemas

Para o alívio dos choques nas partidas e nos choques contra os batentes de final de curso, irá ser instalado um inversor de frequência tipo CFW 08 para motor de 3 CV, conforme figura 38.

Figura 38 – Inversor de frequência TIPO CFW 08.



Fonte: WEG (2017).

Com a instalação do inversor de frequência iremos redimensionar nosso fator de segurança para o eixo, e conseqüentemente realizar o cálculo com a instalação de materiais mais resistente a fim de trabalhar dentro dos limites confiáveis do fator de segurança.

Fator de segurança

$$F_s = a \times b \times c \times d$$

- Como nosso limite de tensão perigosa empregado é o de escoamento, para evitar que o eixo venha entrar no regime plástico, não adotamos valores para tensão de ruptura.
- Carga aplicada variável com reversão, adotaremos 2,5;
- Com a instalação do inversor de frequência o modo de aplicação da carga será gradualmente aplicada, valor de 1,0;
- Materiais dúcteis com valor de 1,7;

Com isso:

$$F_s = 2,5 \times 1,0 \times 1,7$$

Fator de segurança = 4,25

Tabela 17 – Adotado novo material para o eixo 4140.

AISI Nº	Tratamento	Temperatura °C	Resistência à Tração kgf/cm ²	Tensão de escoamento kgf/cm ²	Dureza Brinell
4140	Temperado e Revenido	425	12500	11400	370

Fonte: SHIGLEY(2004)

Como não podemos aumentar o diâmetro do eixo devido o padrão do redutor, o diâmetro do eixo é o mesmo com 50mm. Não alterado também o tipo do rasgo da chave, com isso a tensão efetiva continuará a mesma.

$$\tau_{efetiva} = 1505,4 \text{ kgf/cm}^2$$

- **Material do eixo no projeto = Aço 4140**

$$\text{Tensão de escoamento } \sigma_e = 11400 \text{ kgf/cm}^2$$

Considerando que o limite de escoamento no cisalhamento (τ_c) é cerca de 60% da tensão de escoamento (σ_e) no ensaio de tração temos:

$$\tau_c = 11400 \cdot 0,6 = 6840 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{efetiva}$$

$$\frac{6840}{FS} \geq 1505,4$$

$$FS = 4,54$$

Observamos que o fator de segurança utilizado para o novo eixo está de acordo com o novo fator recomendado de 4,25.

Analisando se o eixo irá suportar a ciclos maiores de trabalho ocorrendo esforços de fadiga.

$$K_f = \text{chaveta por fresa de topo por torção} = 1,3$$

$$\sigma_e = 11400 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_r = 12500 \text{ kgf/cm}^2$$

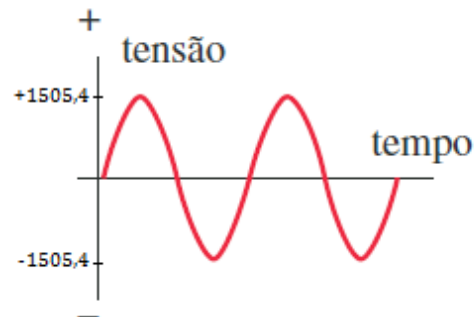
$$\tau_c = 11400 \cdot 0,6 = 6840 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_n = 0,5 \cdot \sigma_r = 0,5 \cdot 12500 = 6250 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_n = 0,6 \cdot \sigma_n = 0,6 \cdot 6250 = 3750 \text{ kgf/cm}^2$$

Carga alternada ou variável com reversão completa figura 38.

Figura 38 - Carga alternada ou variável com reversão completa.



Fonte: Cunha (2015).

$$\tau_m = \frac{\tau_{\text{máx}} + \tau_{\text{mín}}}{F_2} = 0$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\text{máx}} - \tau_{\text{mín}}}{F_2} = 1505,4 \text{ kgf/cm}^2$$

Aplicando a equação de Sodeberg:

Realizando a correção devido ao acabamento superficial, utilizando o parâmetro de Marin conforme tabela 14.

$$\sigma_r = 12500 \text{ kgf/cm}^2 = 1250 \text{ Mpa}$$

acabamento superficial: usinado

fator de resistência à tração = 4,51

expoente = -0,265

$$\text{fator de correção} = 4,51 \times (1250)^{-0,265} = 0,68$$

Correção devido ao tamanho do eixo de 50mm com 0,70 conforme figura 24.

Logo:

$$\tau_n' = 3750 \cdot 0,68 \cdot 0,70 = 1785 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{\tau_v}{\tau_n} + \frac{\tau_m}{\tau_e}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{1,3 \times 1505,4}{1785}$$

$$FS = 1,1$$

Verificamos que temos um fator de segurança um pouco inferior do recomendável em fadiga, coeficiente de segurança de 1,25 ~ 2,5. Como não temos esforços de flexão atuante apenas torção simples aumenta de ciclos se haver será baixo e com a instalação do inversor de frequência para evitar choques e torques elevados o eixo irá suportar a tensão atuante.

- **Confecção da nova Chaveta**

Nosso menor coeficiente de segurança encontrado com o material de projeto instalado foi de 0,83 na tensão por esmagamento utilizando 1 chaveta. Com isso iremos manter a instalação em campo com 2 chavetas, alterando apenas as dimensões da chaveta conforme a norma DIN 6885 para diâmetros de eixos de 44 à 50mm.

Como a maior tensão submetida foi no esmagamento e as dimensões alteradas apenas influenciam na tensão de esmagamento, iremos apenas analisar o esmagamento e não o cisalhamento, verificando a menor área que está no cubo temos:

$$b = 14$$

$$h = 9$$

$$t1 \text{ Conforme DIN 6885} = 5,5 + 0,2 = 5,7$$

$$L = 95$$

2 chavetas instaladas

$$\text{Área sujeita ao esm.} = L \times (h - t1) \times 2 = 9,5 \times (0,9 - 0,57) \times 2 = 6,27 \text{ cm}^2$$

$$T \text{ ensão efetiva esmag} = 11366,4 / 6,27 = 1812,82 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

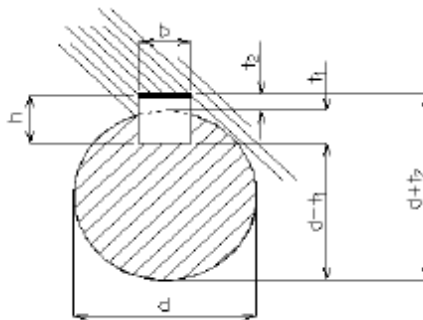
$$\frac{4100}{FS} \geq 1812,82 \text{ kgf/cm}^2$$

$$Fs = 2,26$$

Valor próximo do recomendado indicado para solicitações que envolvam cargas alternadas ou variáveis que é de 2,5.

Analisando o rasgo do eixo conforme figura 40, sujeito a esmagamento com o novo material.

Figura 40 - Representação do rasgo do eixo.



Fonte: DIN 6885 (1968).

$$\sigma_e = 16400 \text{ kgf/cm}^2$$

$$t_1 = 5,5 \text{ conforme DIN 6885}$$

$$L = 95$$

2 chavetas instaladas

$$\text{Área sujeita ao esmagamento} = L \times t_1 \times 2 = 9,5 \times 0,55 \times 2 = 10,45 \text{ cm}^2$$

$$\text{Tensão efetiva esmag} = 11366,4 / 10,45 = 1087,69 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

$$\frac{16400}{FS} \geq 1087,69 \text{ kgf/cm}^2$$

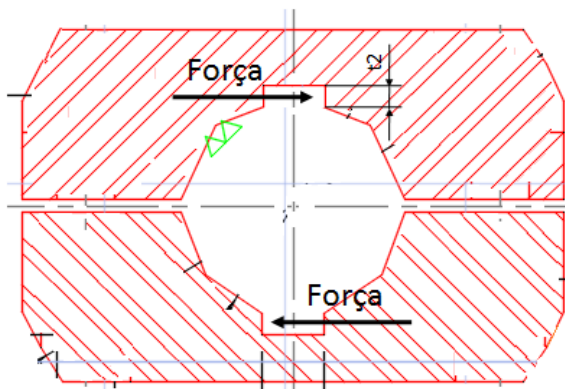
$$FS = 15,08$$

Um ótimo fator de segurança envolvendo o rasgo do eixo, com isso em caso de sobrecargas a chaveta que irá sofrer o esmagamento e não o eixo, garantindo uma maior vida útil para o eixo que é um componente mais complexo e de maior custo, sendo a chaveta substituída facilmente.

- **Acoplamento**

Foi constatado que o material adotado ASTM A 36 para o acoplamento não estava suportando o esmagamento no rasgo da chaveta, com isso foi necessário adotar um novo material conforme tabela 18. Verificam-se as forças atuantes nos rasgos do acoplamento conforme figura 41.

Figura 41 - Representação da força sendo aplicada nos rasgos do acoplamento.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Tabela 18 – Adotado novo material para o acoplamento.

AISI Nº	Tratamento	Temperatura °C	Resistência à Tração kgf/cm ²	Tensão de escoamento kgf/cm ²	Dureza Brinell
1040	Temperado e Revenido	205	7790	5930	262

Fonte: Oliveira e Costa (2017).

t 1 = rasgo do eixo na maior medida possível de acordo com norma DIN 6585
= 5,7

t 2 = considerando a menor área do topo da chaveta= 3,3

h= altura da chaveta 9

Área sujeita ao esmagamento= $L \times (h - t1) \times 2 = 9,5 \times (0,9 - 0,57) \times 2 = 6,27$
 cm^2

Tensão efetiva esmag= $11366,4 / 6,27 = 1812,82 \text{ kgf/cm}^2$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{efetiva}$$

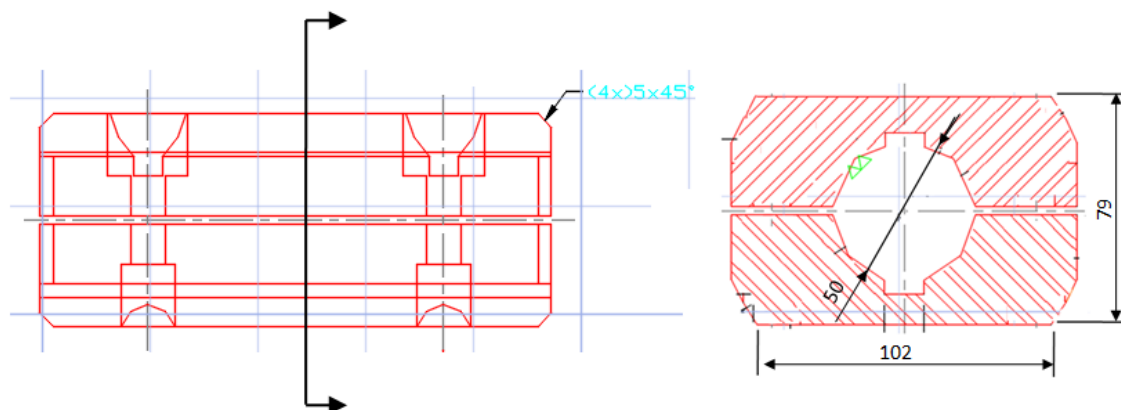
$$\frac{5930}{FS} \geq 1812,82 \text{ kgf/cm}^2$$

$$FS = 3,27$$

Analisado um fator de segurança do acoplamento acima do FS da chaveta e inferior ao eixo, neste caso a chaveta será um espécie de fusível do sistema em caso de grandes cargas.

Verificando a área cisalhante do acoplamento, conforme figura 42.

Figura 42- Representação da área de cisalhamento do acoplamento.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

$$\text{Área da chaveta} = 0,9 \times 1,4 = 1,26 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área do eixo} = (\pi \times 5^2) / 4 = 19,63 \text{ cm}^2$$

$$\text{Área do acoplamento} = 10,2 \times 7,9 = 80,58 \text{ cm}^2$$

$$\text{Tensão cisalhante do material} = 5930 \times 0,6 = 3558 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Força sendo aplicada} = 11366,4 \text{ kgf}$$

$$\text{Área total} = 1,26 + 19,63 + 80,58 = 101,47 \text{ cm}^2$$

$$\text{Tensão} = 11366,4 / 101,47 = 112,01 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{efetiva}$$

$$3558 \geq 112,01 \text{ kgf/cm}^2$$

$$F_s = 18,68$$

Acoplamento com o devido material suportará com segurança o esforço cisalhante.

4. DISCUSSÕES E RESULTADOS

Realizamos análises através de ensaios para verificação se os materiais instalados em campo estavam de acordo com o projeto, onde foi confirmado que estavam corretos.

As outras grandezas como diâmetro do eixo, dados do redutor, cargas atuantes, velocidade de translação, ciclo de operação dentre outros dados analisados que poderiam influenciar na causa da falha também estavam de acordo com o projeto.

O trolley não possui inversor de frequência com isso o seu modo de aplicação da carga produz choque no momento de partida e nos batentes de final de curso, sendo necessário um fator de segurança de 6,615. Com as tensões admitidas nos eixos (SAE 1045) não considerando esforço por fadiga, verificou-se um baixo fator

de segurança com o valor de 1,63, havendo necessidade de implantação de um novo material mais resistente e não alterando seu diâmetro devido ao redutor.

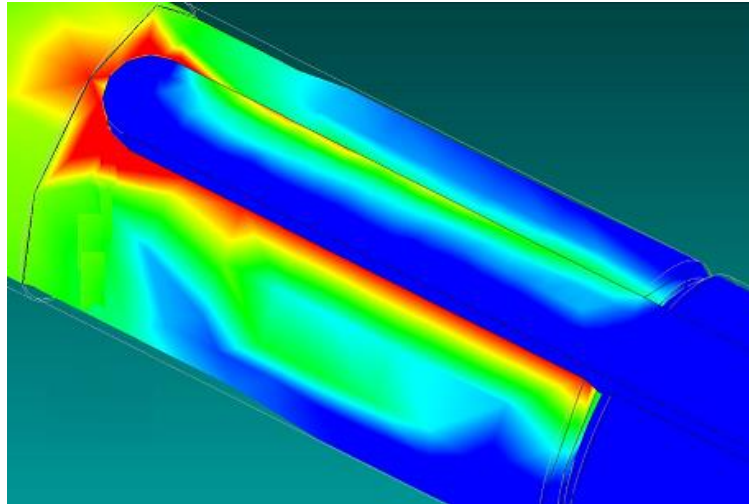
Para diminuir os efeitos de choques na partida e no final de curso, será necessário a instalação de um inversor de frequência, logo teremos um fator de segurança solicitado de 5.

Adotamos um eixo 4140 temperado e revenido com as resistências adequadas que garante um fator de segurança confiável ao projeto com valor de 6,54 no esforço à cisalhamento.

A chaveta está com sua altura de 8 mm fora das normas que pede para diâmetros de eixo de 44 à 50 uma altura de 9 mm e base de 14 mm, havendo necessidade de correção, onde foi verificado todos os cálculos referentes as novas dimensões da chaveta e constatado que está de acordo.

No esmagamento utilizando apenas 1 chaveta conforme projeto, obtem uma tensão muito grande solicitada, que pode ser um dos grandes motivos para terem adaptado 2 chavetas defasadas a 180° , que modificou o fator de segurança que antes era de 1,37 para 2,74, com isso modificaremos o projeto para se instalar 2 chavetas. Um grande problema é que o eixo é do mesmo material da chaveta, tendo em vista os rasgos da chaveta do eixo estavam sendo esmagados juntamente com a chaveta conforme analisado na figura 43. Com a modificação do material do eixo não haverá mais este problema onde foi constatado através dos cálculos de esmagamento na seção do rasgo do eixo um fator de segurança confortável. Já em caso de esforços maiores, a chaveta irá falhar primeiro evitando o desgaste do eixo. Podemos verificar conforme figura abaixo o grande esforço que é submetido no rasgo do eixo, vendo a necessidade da implantação de um material mais resistente.

Figura 43 - Esforços de esmagamento.



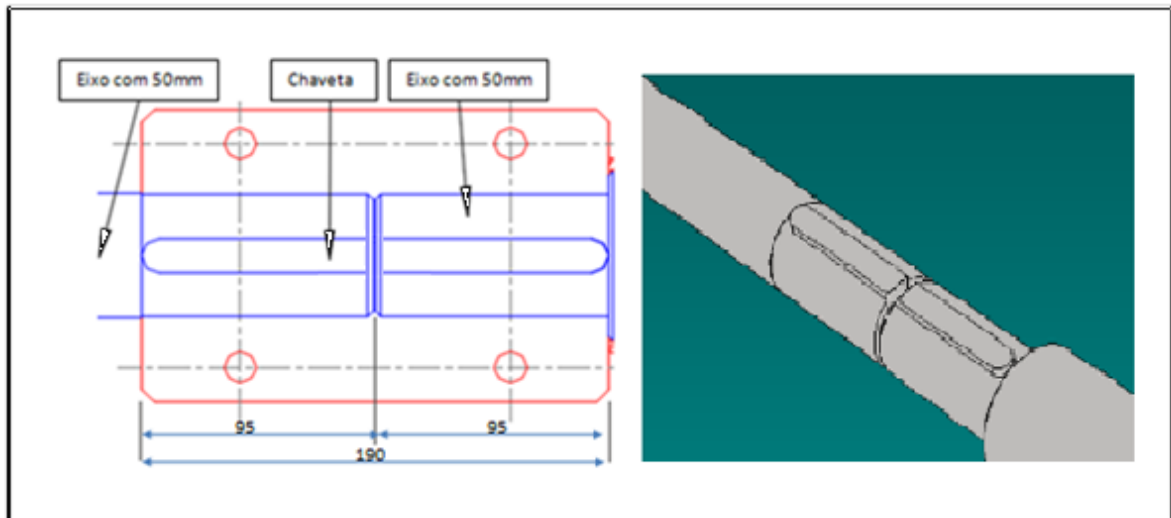
Fonte: Oliveira e Costa (2017).

A grande tensão por esmagamento que são submetidos os rasgos do eixo e da chaveta também submetem os rasgos do acoplamento, sendo este o material utilizado com resistência inferior aos demais, logo foi analisado a tensão efetiva no acoplamento com a tensão admissível do material e constatado um pequeno fator de segurança cerca de 0,86 utilizando 1 chaveta e 1,67 utilizando 2 chavetas, sendo assim uma das hipóteses para o desgaste no rasgo do acoplamento conforme figura 16 e mais uma possível causa da instalação de 2 chavetas.

Realizando a modificação do material do acoplamento de ASTM A 36 para um AISI 1040, teremos um fator de segurança de 3,27 um valor superior a chaveta e inferior ao eixo.

Verificado o comportamento do novo material do acoplamento em relação ao esforço cisalhante, verifica-se um ótimo comportamento. Para que a chaveta instalada de maneira passante para ambos os eixos não sofra pequenos esforços cisalhantes entre os eixos, podemos instalar 2 pares de chaveta defasados a 180°, com comprimento de cada chaveta de 95mm conforme figura 44 abaixo:

Figura 44 - Representação dos pares de chaveta.



Fonte: Oliveira e Costa (2017).

Para garantir o equipamento disponível por longos períodos é necessário criar um plano de manutenção com periodicidade adequada, a fim de eliminar folgas dos componentes, lubrificação, substituição de peças com desgaste com isso terá uma garantia dos componentes mais complexos e de maior custo.

5. CONCLUSÃO

Querendo sempre buscar a garantia dos equipamentos com uma grande disponibilidade, os esforços que são praticados na busca de causas raízes das falhas a fim de eliminá-las, exigem conhecimentos específicos para encontrar as causas, pois é essencial para que não tenhamos reincidência.

Podemos verificar a importância de se realizar um dimensionamento adequado de um projeto, obedecendo aos fatores e classes solicitadas, pois a falha de um equipamento pode gerar grandes transtornos.

Os conhecimentos adquiridos durante todo o ciclo do curso foi de suma importância para que pudéssemos efetuar as análises de falhas do equipamento, e conseqüentemente a instalação de melhorias no projeto para garantir a sua disponibilidade.

Ressaltamos a importância de um bom levantamento técnico e dos parâmetros do processo, pois a partir desses tópicos que temos a direção correta a ser seguida, desmembrando toda uma metodologia a fim de chegar aos resultados precisos e conseqüentemente na implementação de soluções.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRADE, J. 2008. **Indústria**. Disponível em: www.madeira.ufpr.br. Acesso em: 15/01/2015.

BATCO. **Comércio, serviços e participações Ltda. Rodeiros**. 2017. Disponível em: < <http://batco.com.br/rodeiros-voltar.html>>. Acesso em: 07/10/2017.

BRASIL. 2010. **Indústria** - SFB. Disponível em: www.sjose.com.br. Acesso em: 03/02/2015.

Budynas, Richard G. / Keith Nisbett, J. **Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica** - 8ª Ed. – 2011.

CARVALHO, José Rodrigues de; MORAES Paulo. **Órgão de máquinas: Dimensionamento**. 2ª ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1978.

CERQUEIRA, V. 2013. **Indústria** – Escola Kids. Disponível em: www.escolakids.com/a-industria.htm. Acesso em: 16/02/2015.

CUNHA, Lamartine Bezerra da. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2005.

EQUINOTEC. **Acoplamentos**. 2017. Disponível em: < <http://www.equinotec.com/produtos/r-w-acoplamentos>>. Acesso em: 05/10/2017.

FCM. **Fábrica Mancais de Curitiba Ltda. Produtos**. 2017. Disponível em: < <http://www.fcm.ind.br/produtos.html>>. Acesso em: 07/10/2017.

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

NOVEX. **Sinônimo de rodas e rodízios**. Catálogo 2017. Disponível em <http://www.novex.com.br/catalogo/r-42-fds>. Acesso em 04/09/2017.

NBR 8400. **Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas**, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1984.

NBR 8401. **Rodas metálicas biflangeadas para equipamentos de levantamento e movimentação de cargas**, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1984.

RODRIGUES, P. G. **Motoredutor de engrenagens cônicas**. Disponível em:< <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfyoAK/redutores-industriais>>. 2012. Acesso em 03/08/2017.

RUDENKO, N., **Máquinas de Elevação e Transporte**, Editora LTC, Rio de Janeiro, 1976.

SEMAN. **Soluções inteligentes em manipulação de carga. Trolley de carga**. Disponível em:<<http://www.seman.com.br/materias/trolley-de-carga/>>. Acesso em 03/09/2017.

SHIGLEY, Joseph Edward et al. **Mechanical engineering design**. 7ª ed. Boston, USA: McGraw-Hill do Brasil, 2004. 1030p.

SLIDEPLAYER. **Acoplamentos permanentes rígidos**. Disponível em:< <http://slideplayer.com.br/slide/10833355>>. Acesso em: 05/10/2017.

TAMASUSKAS, A. **Metodologia do projeto básico de equipamento de manuseio e transporte de cargas - ponte rolante – aplicação não-siderúrgica**. Dissertação (Engenharia Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para. São Paulo, 2000. Disponível em: ftp://ftp.mecanica.ufu.br/LIVRE/Ricardo/.../Tese_ArthurTamasuskas.pdf. Acesso em: 06/01/2015.

TELECURSO 2000. **Elementos de máquina, aulas 1 e 2**. 2017. Disponível em:< https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2010/10/telecurso_2000_-_elementos_de_mquinas_-_volume_1_e_2.pdf>. Acesso em: 07/10/2017.

TELMAC. **Soluções industriais e agrícolas. Redutor de velocidade**. Disponível em:< www.telmac.com.br>. Acesso em: 28/02/2017

TRIFERRO. **Acessórios**. Disponível em:< <http://triferro.net/es/produtos/66-0/acessorios>>. Acesso em 07/10/2017.