

FACULDADE ASSIS GURGACZ - FAG
ARTHUR DE ARAUJO ZULIAN

ANÁLISE DO DIMENSIONAMENTO DE UM CUBO DE RODA

CASCADEL - PR
2016

FACULDADE ASSIS GURGACZ - FAG
ARTHUR DE ARAUJO ZULIAN

ANÁLISE DO DIMENSIONAMENTO DE UM CUBO DE RODA

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de conclusão de curso II, do curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador: Sergio Henrique Rodrigues Mota

CASCADEL - PR

2016

DEDICATÓRIA

Dedico à minha família, fonte de motivação,
por toda educação e afeto a mim dedicados.

AGRADECIMENTOS

À minha família, especialmente meus pais, que sempre me apoiaram e estiveram ao meu lado em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, Prof. Sergio Henrique Rodrigues Mota, pelos ensinamentos, apoio, confiança e motivação.

À empresa Carelli & cia Ltda, pela concessão da bolsa de estudos e pela confiança a mim depositada.

À empresa KLR implementos, por disponibilizar projetos de seus produtos para a realização deste estudo.

RESUMO

O presente trabalho busca analisar o dimensionamento de um cubo de roda de uma carreta agrícola com carga máxima de 4000 Kg, haja vista que nenhum estudo foi realizado pela empresa (atuante no ramo agrícola, situada em Cascavel/PR) que o produz, a fim de reduzir o custo de fabricação. O estudo será dividido entre identificação das forças e tensões atuantes no conjunto, cálculo das forças atuantes nos rolamentos, cálculo de resistência dos parafusos, cálculo do dimensionamento do eixo e análise do dimensionamento do cubo através da análise por elementos finitos. Após determinada a vida por fadiga de cada componente e identificados os componentes com menor coeficiente de segurança, será determinada a maior carga admissível para a carreta. Não obstante, será desenhado um novo modelo de cubo visando a redução de massa (e por consequência a redução do custo de fabricação). Os resultados obtidos foram as determinações das tensões atuantes em cada componente do conjunto do cubo de roda através de cálculos analíticos e através do *software Solidworks Simulation* (exceto para o cubo), sob a atuação da carga nominal (4000 Kg) e da carga máxima admissível calculada (4995 Kg), além da modelagem de um novo modelo de cubo com massa reduzida. Os resultados foram considerados satisfatórios, haja vista que a diferença entre os resultados dos cálculos analíticos relacionados às tensões e os resultados apresentados pelo *software* foi considerada aceitável, o que, consequentemente, agregou credibilidade aos resultados apresentados pelo software referentes às tensões atuantes no cubo. Tal resultado possibilitou o modelamento de um cubo com uma nova geometria, com redução significativa de massa, o que possibilitou que este estudo atingisse seu objetivo principal: redução do custo de fabricação do conjunto.

Palavras chave: Carreta agrícola, capacidade de carga, modelos de cubos.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Carreta agrícola com dois eixos.....	11
FIGURA 2: Cubo de roda utilizado para o estudo.	13
FIGURA 3: Diagrama tensão-deformação de um aço de baixo carbono.	17
FIGURA 4: Segmento de uma viga reta sob flexão pura.	19
FIGURA 5: Mancal de deslizamento.	20
FIGURA 6: Mancal de rolamento.	20
FIGURA 7: Tipos de cargas atuantes num rolamento.....	21
FIGURA 8: Tipos de mancais quanto a sua construção.....	22
FIGURA 9: Concentração de tensões medidas em uma barra plana.....	28
FIGURA 10: Fatores geométricos de concentração de tensões para uma barra plana.....	31
FIGURA 11: Rosca padrão UNS.....	32
FIGURA 12: Intervalo de variação e de tensões.	39
FIGURA 13: Padrão tensão-tempo aleatório.	39
FIGURA 14: Gráfico da composição de curvas S-N para aços forjados.	42
FIGURA 15: Tipos de elementos mais comuns.	45
FIGURA 16: Ângulo de tombamento da carreta.....	49
FIGURA 17: Fatores de carga de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos.....	54
FIGURA 18: Detalhamento da ponta de eixo.	57
FIGURA 19: Distância entre o parafuso e o cordão de solda.	57
FIGURA 20: Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo.	59
FIGURA 21: Determinação do momento M_t	64
FIGURA 22: Modelo simplificado 3D do cubo.	65
FIGURA 23: Conjuntos de contato dos rolamentos.....	67
FIGURA 24: Local e sentido de aplicação da carga da simulação.	67
FIGURA 25: Segmento do eixo considerado como geometria fixa.....	68
FIGURA 26: Classificações de carga de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos.	69
FIGURA 27: Tensão de Von Mises do conjunto.	71
FIGURA 28: Tensão de von mises dos parafusos.....	72
FIGURA 29: Tensão de Von Mises do eixo.....	72
FIGURA 30: Tensão de Von Mises do cubo.....	73
FIGURA 31: Tensão de Von Mises do cubo novo.....	78
FIGURA 32: Alterações realizadas no cubo novo.	79

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Fatores de confiabilidade para uma distribuição de Weibull.....	25
TABELA 2: Fatores de impacto estimados para várias aplicações.....	26
TABELA 3: Principais dimensões de roscas de parafusos UNS.....	34
TABELA 4: Fatores de área para área de cisalhamento da rosca.	36
TABELA 5: Densidade dos materiais utilizados para a confecção da carreta.	48
TABELA 6: Coordenadas do centro de gravidade da carreta.	49
TABELA 7: Variáveis para o cálculo de K_t	58
TABELA 8: Valores utilizados para calcular a tensão na seção da solda.	61
TABELA 9: Comparação entre cargas dos rolamentos.	70
TABELA 10: Comparação das vidas dos rolamentos.	70
TABELA 11: Comparação de resultados calculados e registrados dos componentes.	74
TABELA 12: Propriedades mecânicas dos materiais dos componentes.....	74
TABELA 13: Comparação entre resistência à fadiga e tensões previstas.....	75
TABELA 14: Comparação entre cargas dos rolamentos com carga máxima.	76
TABELA 15: Comparação das vidas dos rolamentos com carga máxima.....	76
TABELA 16: Comparação de resultados dos componentes com carga máxima.	77
TABELA 17: Comparação entre resistência à fadiga e tensões previstas com carga máxima.....	77
TABELA 18: Comparação entre modelos de cubo.	79
TABELA 19: Custo anual de produção.....	80

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 1: Tensão normal.....	14
EQUAÇÃO 2: Tensão de cisalhamento no sentido x	15
EQUAÇÃO 3: Coeficiente de segurança	16
EQUAÇÃO 4: Módulo de elasticidade	17
EQUAÇÃO 5: Tensão de flexão	18
EQUAÇÃO 6: Tensão normal de flexão máxima	19
EQUAÇÃO 7: Requisito de vida.....	24
EQUAÇÃO 8: Vida em fadiga.....	24
EQUAÇÃO 9: Vida em projeto.....	24
EQUAÇÃO 10: Carga estática equivalente.....	25
EQUAÇÃO 11: Carga dinâmica equivalente	26
EQUAÇÃO 12: Carga dinâmica equivalente	26
EQUAÇÃO 13: Razão entre cargas	27
EQUAÇÃO 14: Capacidade de carga radial dinâmica.....	27
EQUAÇÃO 15: Tensão normal máxima.....	29
EQUAÇÃO 16: Tensão de cisalhamento máxima	29
EQUAÇÃO 17: Tensão normal nominal.....	30
EQUAÇÃO 18: Tensão normal máxima desenvolvida.....	30
EQUAÇÃO 19: Fator geométrico de concentração de tensão para tensões normais.....	31
EQUAÇÃO 20: Área sob tração	33
EQUAÇÃO 21: Diâmetro primitivo.....	33
EQUAÇÃO 22: Diâmetro menor.....	33
EQUAÇÃO 23: Tensão de tração	34
EQUAÇÃO 24: Área sob cisalhamento para um filete de rosca do cilindro	35
EQUAÇÃO 25: Área sob cisalhamento para um filete de rosca da porca	36
EQUAÇÃO 26: Tensão de cisalhamento	36
EQUAÇÃO 27: Limite de fadiga do aço.....	42
EQUAÇÃO 28: Limite de fadiga do ferro	43
EQUAÇÃO 29: Ângulo de tombamento.....	49
EQUAÇÃO 30: Segunda lei de Newton	50
EQUAÇÃO 31: Força axial.....	50

EQUAÇÃO 32: Velocidade linear	51
EQUAÇÃO 33: Velocidade angular	52
EQUAÇÃO 34: Velocidade radial	52
EQUAÇÃO 35: Momento fletor	58
EQUAÇÃO 36: Momento de inércia de área	59
EQUAÇÃO 37: Fator geométrico de concentração de tensão	60

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEF - Método de Elementos Finitos
(S-N) - Modelo tensão-número de ciclos
(ϵ -N) - Modelo deformação-número de ciclos
MFLE - Modelo da mecânica da fratura linear-elástica.
UNS - Unified National Standard
ISO - International Organization for Standardization
UNS - Roscas de padrão americano.
UNC - Roscas de padrão americano passo grosso
UNF - Roscas de padrão americano passo fino
UNEF - Roscas de padrão americano passo extrafino
FBC - Regime de fadiga de baixo-ciclo
FAC - Regime de fadiga de alto-ciclo
END - Ensaios não destrutivos
CAD - Computed Aided Drawing
CAE - Computed Aided Engineering
FEM - Finite Element Method
FEA - Finite Element Analysis
GLD - Graus de Liberdade
CC - Condições de Contorno
ASTM - American Society for Testing and Materials
DIN – Instituto alemão para normatização
CG - Centro de Gravidade
CNC - Comando Numérico Computadorizado

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 OBJETIVOS	12
1.1.1 Objetivo Geral	12
1.1.2 Objetivos Específicos	12
1.2 JUSTIFICATIVA	12
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	13
1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA.....	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 IMPLEMENTO AGRÍCOLA	14
2.2 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS.....	14
2.3 ELEMENTOS DE MÁQUINAS	19
2.4 FADIGA	36
2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	43
3 METODOLOGIA.....	48
3.1 CÁLCULO DAS FORÇAS ATUANTES NA CARRETA	48
3.2 CÁLCULO DE SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS.....	53
3.3 CÁLCULO DAS TENSÕES NO EIXO	56
3.4 CÁLCULOS DOS PARAFUSOS	61
3.5 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	65
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	81
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
APÊNDICE 1:	86

1 INTRODUÇÃO

Atualmente o setor agrícola está se desenvolvendo de forma muito rápida, devido às tecnologias desenvolvidas com pesquisas e melhorias, objetivando-se alcançar maior produtividade. Neste cenário, a concorrência se tornou grande e uma saída para as empresas se sobressaírem perante seus concorrentes foi a pesquisa e o desenvolvimento de métodos para reduzirem os custos de seus produtos.

Aliado a isso, com o avanço tecnológico dos *softwares* e *hardwares* nos últimos anos, as análises estruturais pelo método de elementos finitos (MEF) passaram a fazer parte do desenvolvimento de produtos. Atualmente, a aplicação de estudos de otimização estrutural tem se difundido no ambiente de desenvolvimento de produtos como forma de acelerar a conceituação do produto (ZHOU et al, 2011).

Carreta agrícola é um implemento tracionado por um trator agrícola utilizado para o transporte de grãos, líquidos, fertilizantes, veículos e outros implementos. Usualmente a carreta é composta por dois eixos e uma roda em cada extremidade (conforme Figura 1), como num automóvel, mas há versões compostas apenas por um eixo e duas rodas, como numa charrete, e versões mais elaboradas, dotadas de eixo tandem, eixo duplo e sistema basculante para facilitar a descarga dos grãos.

Para fixar as rodas no eixo da carreta, utiliza-se um cubo de roda, elemento responsável pela rolagem das rodas do veículo.



Figura 1: Carreta agrícola com dois eixos.

Fonte: Klr implementos agrícolas (2016).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Dimensionar um cubo de roda de carreta agrícola utilizando software de elementos finitos e realizar a validação dos resultados por meio de cálculos analíticos.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Identificar as forças e tensões atuantes no conjunto;
- Selecionar o rolamento adequado para suportar as forças e tensões identificadas;
- Selecionar os parafusos adequados para suportar as forças solicitadas.
- Analisar o dimensionamento do eixo do conjunto;
- Analisar o dimensionamento do cubo através da análise por elementos finitos;

1.2 JUSTIFICATIVA

Uma empresa sólida e tradicional como a Carelli & cia precisa garantir a segurança e a satisfação de seus clientes, proporcionando produtos que desempenham seu objetivo de forma satisfatória. Observou-se a necessidade do desenvolvimento deste estudo visto que nenhuma pesquisa foi feita antes de iniciar o desenvolvimento de qualquer cubo de roda produzido na empresa (Figura 2, P. 13). Atualmente o desenvolvimento de novos produtos se dá a partir de produtos já comercializados, alterando-se apenas as dimensões de encaixe da roda ou de fixação do eixo na carreta. Quando percebe-se alguma falha no produto, por meio da devolução por garantia, inicia-se o processo de redimensionamento dos componentes, até que o problema seja sanado. Sendo assim, propõe-se uma análise do produto com o objetivando a redução de custo de fabricação.



Figura 2: Cubo de roda utilizado para o estudo.

Fonte: Carelli e cia.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Como reduzir o custo de fabricação de um cubo de roda de carreta agrícola?

1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA

A pesquisa se limita a identificar as forças e tensões atuantes no conjunto, selecionar o tipo e o tamanho do rolamento ideal para o mesmo, analisar o dimensionamento do eixo, selecionar os parafusos e porcas adequados e analisar o dimensionamento do cubo através da análise por elementos finitos de uma carreta agrícola com capacidade de carga de 4000kg, provida de dois eixos, sendo um deles direcional, com uma roda na extremidade de cada eixo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 IMPLEMENTO AGRÍCOLA

Implemento agrícola é um sistema mecânico, com movimento próprio ou induzido, que desempenha funções na agricultura. A carreta agrícola é um sistema tracionado pelo trator agrícola, e sua finalidade é transportar grãos, equipamentos, lenha entre outros itens. Quanto à carroceria, elas se diferem entre convencional, distribuidora de calcário, graneleira, carga líquida, basculante, etc. Quanto ao eixo, pode-se diferir entre eixo simples, tandem, rodado duplo, etc, e quanto ao chassi, existem as providas e as desprovidas de suspensão. O modelo selecionado para o estudo será o de carroceira convencional, eixo simples, sem suspensão, de uso geral no campo. Para efeito de cálculo, será utilizada como carga lenha.

2.2 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

De acordo com Beer (1995), a análise e o projeto de uma estrutura implica a determinação das tensões e deformações. Hibbeler (2010) diz que ao projetar qualquer estrutura, antes de mais nada, é necessário usar os princípios da estática para determinar as forças que agem sobre os vários elementos, bem como no seu interior.

Beer (1995) admite que Tensão Normal é a força por unidade de área ou a intensidade das forças distribuídas numa certa seção transversal. A equação na forma simplificada é:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

σ : Tensão normal
F: Módulo da força
A: Área

Ainda segundo o autor, o sinal positivo na equação representa que a estrutura está sendo tracionada, enquanto que o sinal negativo representa que a estrutura está sendo comprimida.

Hibbeler (2010) conceitua Tensão de Cisalhamento como sendo a força por unidade de área que age tangente a A . As componentes da tensão de cisalhamento no sentido x são:

$$\tau_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{F_x}{A} \quad (2)$$

Onde:

τ_{zx} : Tensão de cisalhamento no sentido x

F_x : Tensão no sentido x

A : Área

Hibbeler (2010) diz que para se garantir a segurança, é necessário escolher uma tensão admissível que restrinja a carga aplicada a um valor menor do que a carga que a estrutura possa suportar totalmente. Segundo o autor, as possíveis causas para que as cargas para a qual a estrutura foi projetada sejam diferentes das cargas realmente aplicadas seria a divergência entre as dimensões da estrutura e as dimensões estipuladas no projeto, por causa de erros durante a fabricação, vibrações, corrosão e o desgaste devido à exposição a intempéries.

Beer (1995) diz que um componente de máquina deve ser projetado de maneira que a carga última seja consideravelmente maior que o carregamento que esse elemento irá suportar em condições normais de utilização. O autor refere-se ao carregamento menor como carregamento admissível. Há vários casos em que existe uma correspondência linear entre carga aplicada e tensão provocada pela carga, e nestes casos o coeficiente de segurança pode ser expresso por:

$$CS = \frac{\sigma_U}{\sigma_{adm}} \quad (3)$$

Onde:

CS: Coeficiente de segurança

σ_U : Tensão última

σ_{adm} : Tensão admissível

A determinação do valor a ser adotado para o coeficiente de segurança é um dos problemas mais importantes da engenharia. A escolha do valor do coeficiente adequado para o elemento requer uma análise cuidadosa, levando em consideração:

- a) Modificações que ocorrem nas propriedades do material;
- b) O número de vezes em que a carga é aplicada durante a vida do elemento;
- c) O tipo de carregamento para o qual se projeta, ou que poderá atuar futuramente;
- d) O modo de ruptura que pode ocorrer;
- e) Métodos aproximados de análise;
- f) Deterioração que poderá ocorrer no futuro devido à falta de manutenção ou por causas naturais imprevisíveis;
- g) A importância de um determinado elemento para a integridade de toda a estrutura.

De acordo com Norton (2013), vigas são elementos muito comuns em estruturas e máquinas de todos os tipos. Qualquer peça apoiada sujeita a esforços transversais a seu comprimento atuará como uma viga. Estruturas de vigamento de pisos, caibros de telhados, eixos de máquinas, molas e chassis são alguns exemplos de elementos frequentemente carregados como vigas. As vigas geralmente são sujeitas a uma combinação de tensões normais e de cisalhamento distribuídas em suas seções transversais. É importante para o projetista entender como essas tensões estão distribuídas no interior da viga a fim de escolher os locais corretos para calcular as tensões máximas.

Apesar de ser raro encontrar uma viga que seja solicitada exclusivamente por flexão “pura”, é útil explorar o caso com um carregamento mais simples como meio de desenvolver a teoria das tensões devido às cargas de flexão. A maioria das vigas reais também está sujeita a solicitações de cisalhamento combinadas com o momento fletor.

Beer (1995) diz que, considerando o estudo em regime elástico, quando o momento fletor M tem valor tal que as tensões normais se mantêm abaixo do valor de escoamento σ_e , impõe-se a condição de que as tensões na barra permaneçam abaixo do limite de

proporcionalidade e do limite de elasticidade do material. Não ocorrerão deformações permanentes, e a lei de Hooke pode ser aplicada para o estado uniaxial de tensões.

Norton (2013) diz que o diagrama tensão-deformação fornece vários parâmetros úteis do material. O ponto *pl* na Figura 3 é o limite de proporcionalidade abaixo do qual a tensão é proporcional à deformação, conforme expressa a lei de Hooke:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (4)$$

Onde:

E : Módulo de Young ou módulo de elasticidade.

σ : Tensão.

ε : Deformação específica.

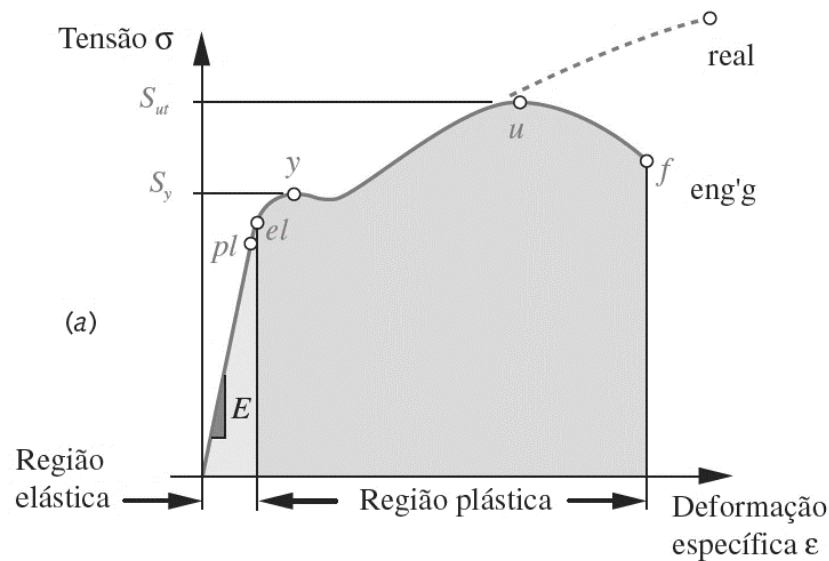


Figura 3: Diagrama tensão-deformação de um aço de baixo carbono.

Fonte: Norton (2013).

A Figura 4 (P. 19) mostra um segmento de viga sob o carregamento do momento fletor M . As suposições para a análise são as seguintes:

- O segmento analisado está distante das cargas aplicadas ou vínculos externos da viga.
- A viga está carregada em um plano de simetria.

- c) As seções transversais da viga permanecem planas e perpendiculares à linha neutra durante a flexão.
- d) O material da viga é homogêneo e obedece à lei de Hooke.
- e) As tensões permanecem abaixo do limite elástico e as deflexões são pequenas.
- f) O segmento está sujeito à flexão pura, sem cargas axiais ou cortantes.
- g) A viga está inicialmente reta.

O segmento descarregado da Figura 4a é reto, mas, quando o momento fletor é aplicado na Figura 4b, o segmento torna-se curvado (mostrado exageradamente). A linha de N até N ao longo da linha neutra não muda de comprimento, mas todas as outras linhas ao longo do eixo x devem ou encurtar-se ou alongar-se, de forma a manter as seções transversais perpendiculares à linha neutra. A fibra mais externa da viga, em $A-A$, é encurtada, o que a põe em compressão, e a fibra externa, $B-B$, é alongada e colocada sob tração. Isso causa a distribuição da tensão de flexão mostrada na Figura 4b. A magnitude da tensão de flexão é zero na linha neutra e é linearmente proporcional à distância y da linha neutra. Essa relação é expressa pela fórmula da tensão na flexão:

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (5)$$

Onde:

σ_x : Tensão de flexão.

M : Momento fletor aplicado na seção em questão.

I : Momento de inércia da área da seção transversal da viga em relação ao plano neutro (que passa pelo baricentro da seção transversal de uma viga reta)

y : é a distância do plano neutro até o ponto onde a tensão é calculada.

A máxima tensão normal de flexão ocorre nas fibras externas e é expressa por:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (6)$$

Onde:

σ_{max} : Tensão normal de flexão máxima.

M: Momento fletor aplicado na seção em questão.

I: Momento de inércia da área da seção transversal da viga em relação ao plano neutro (que passa pelo baricentro da seção transversal de uma viga reta)

C: Distância do plano neutro até a fibra externa tanto na parte superior como na parte inferior da viga.

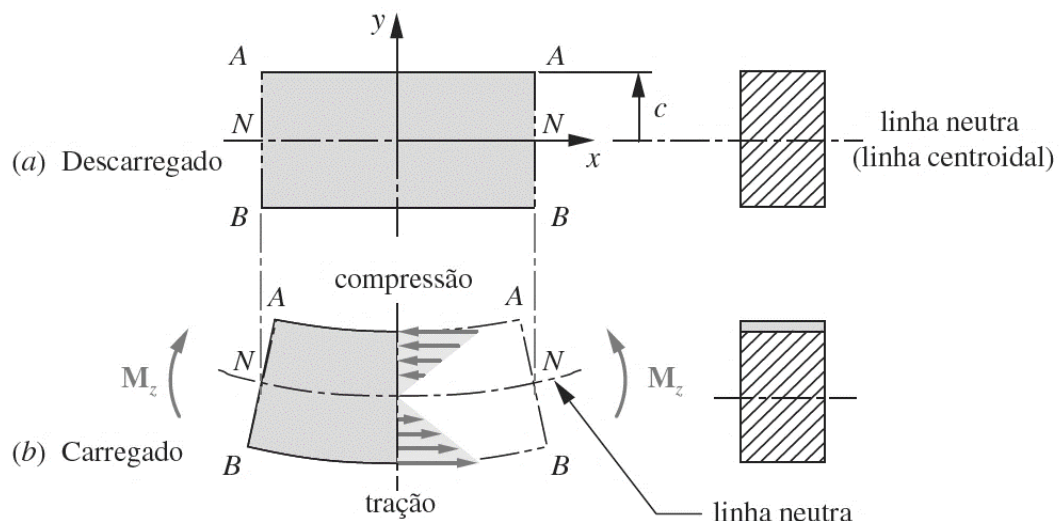


Figura 4: Segmento de uma viga reta sob flexão pura.

Fonte: Norton (2013).

2.3 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

De acordo com Andrade (1994), mancal é definido como um dispositivo fixo fechado, sobre o qual é apoiado um eixo. Para Collins (2006), mancais são elementos de máquinas que permitem movimento relativo entre dois componentes, enquanto transmitem forças de um componente para o outro, sem permitirem movimento na direção da aplicação das cargas.

De acordo com o autor, todo dispositivo mecânico com partes móveis necessita de pelo menos um mancal de algum tipo para permitir o movimento relativo desejado enquanto mantém as restrições necessárias e a capacidade de carregamento.

Collins (2006) classifica os mancais em duas classes:

- a) Mancais de deslizamento, caracterizados pelo escorregamento de uma superfície móvel sobre a outra.



Figura 5: Mancal de deslizamento.

Fonte: ERTHAL (2016).

- b) Mancais de rolamentos, caracterizados pela interposição de elementos tais como esferas ou rolos entre as superfícies móveis (Collins, 2006).



Figura 6: Mancal de rolamento.

Fonte: Fernandes (2016).

Collins (2006) cita algumas vantagens dos mancais de rolamento sobre os mancais de deslizamento:

- a) Elevada confiabilidade com o mínimo de manutenção.
- b) Mínima lubrificação requerida: o lubrificante pode ser vedado pela “vida útil” do mancal.
- c) Baixo atrito de partida e baixa perda de potência devido ao arraste por fricção.
- d) Pode suportar cargas radiais, axiais, ou a combinação delas.
- e) Necessita de pouco espaço axial.
- f) Permutabilidade quase universal entre fabricantes devido à padronização de tamanhos.
- g) Pode ser pré carregado para eliminar folgas internas, melhorar a vida em fadiga ou elevar a rigidez do mancal.

Para Budynas (2011), mancais de rolamento são utilizados para descrever a classe de mancal na qual a carga principal é transferida por elementos em contato rolante no lugar de contato de deslizamento. De acordo com Melconian (2012), para escolher o tipo de rolamento a ser utilizado na construção mecânica, torna-se indispensável conhecer o tipo de solicitação que atuante no rolamento.

O autor classifica os mancais quanto às solicitações. Existem três tipos: radial, axial e combinada:

- a) Carga radial: é a carga que atua na direção dos raios do rolamento.
- b) Carga axial: é a carga que atua na direção do eixo longitudinal do rolamento.
- c) Carga combinada: neste caso, as cargas radial e axial atuam simultaneamente no rolamento, originando uma suposta carga resultante.

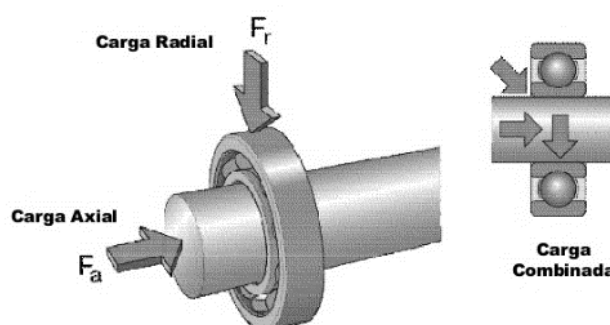


Figura 7: Tipos de cargas atuantes num rolamento.

Fonte: Rezende (2016).

Melconian (2012) ainda classifica os mancais quanto ao seu tipo de construção:

- a) Rolamentos de esferas.

- b) Rolamentos de rolos.
- c) Rolamentos de agulhas.



Figura 8: Tipos de mancais quanto a sua construção.

Fonte: Fernandes (2016).

Budynas (2011) diz que o objetivo do pré carregamento é remover a folga interna encontrada em mancais a fim de aumentar a vida de fadiga e diminuir a inclinação do eixo do mancal. O autor cita três situações em que o pré carregamento pode ser obtido:

- a) Montagem do mancal num eixo cônico ou por uso de uma luva para expandir o anel interno.
- b) Uso de um ajuste de interferência para o anel externo.
- c) Compra de um mancal com anel externo pré encolhido sobre os rolos.

O autor ainda aconselha seguir as recomendações do fabricante ao determinar a pré carga, uma vez que o excesso levará a uma falha prematura.

Para Collins (2006), o efeito do pré carregamento é minimizar a deflexão nominal do mancal e aumentar a rigidez efetiva. Quando deseja-se utilizar o pré carregamento para aumentar a rigidez efetiva do mancal, é necessário primeiramente selecionar mancais que possam acomodar tanto cargas axiais quanto radiais. Dentro deste grupo, o autor cita os mancais de esfera de contato angular, mancais de esferas de canal profundo e mancais de rolos cônicos.

Os mancais são tipicamente montados em pares casados, face a face ou costa a costa, de forma que possam ser pré carregados axialmente um contra o outro. Quando são montados desta maneira, o pré carregamento é obtido por aperto de uma porca no eixo ou na carcaça, ou ainda pela utilização de arruelas de encosto e molas, para produzir um deslocamento axial contra a pista.

O lubrificante é qualquer substância que vise separar superfícies deslizantes, reduzir o atrito e o desgaste, remover o calor gerado pelo atrito, acentuar a operação suave e fornecer uma vida operacional aceitável para elementos de máquinas deslizantes.

Budynas (2011) cita os propósitos de um filme lubrificante de mancal de rolamento como:

- a) Prover um filme lubrificante entre as superfícies deslizantes e rolantes;
- b) Ajudar a distribuir e dissipar calor;
- c) Evitar corrosão das superfícies do mancal;
- d) Proteger as partes da entrada de material estranho.

Ainda segundo o autor, tanto óleo quanto graxa pode ser utilizados como lubrificante. As seguintes situações devem ser respeitadas para decidir entre eles:

A graxa deve ser usada quando:

- a) A temperatura não superar os 200°F (93°C);
- b) A velocidade for baixa;
- c) Proteção incomum for requerida contra a entrada de material estranho;
- d) Recintos simples de mancal forem desejados;
- e) Operação por longos períodos sem atenção for desejável.

Óleo deve ser usado quando:

- a) As velocidades forem altas;
- b) As temperaturas forem altas;
- c) As vedações herméticas puderem ser utilizadas;
- d) O tipo de mancal não se prestar à lubrificação por graxa;
- e) O mancal for lubrificado por fornecedor central compartilhado com outros componentes da máquina.

Para Collins (2006), as capacidades de carga básica foram padronizadas pela indústria de mancais como um meio uniforme de descrever a capacidade de qualquer mancal de rolamento de resistir à falha por fadiga superficial (capacidade dinâmica) e indentação (capacidade estática), sendo representadas, respectivamente, por C_d e C_s .

A capacidade de carga radial dinâmica básica $C_d(90)$ é definida como a maior carga estacionária radial em que 90% de um grupo de mancais, aparentemente idênticos, irá sobreviver a 1 milhão de revoluções sem nenhuma evidência de falha por fadiga superficial.

O requisito de vida de projeto é uma estimativa do tempo de vida útil desejada para o rolamento, expressa em rotações. O valor se dá por:

$$L_d = A_n \times D_i \times h \times 60 \times V_r \quad (7)$$

Onde:

L_d : Requisito de vida.

A_n : Anos.

D_i : Dias por ano.

h : Horas por dia.

V_r : Velocidade radial expressa em rotações por minuto.

Norton (2013) diz que extensivos testes feitos pelos fabricantes, baseados em teorias bem estabelecidas, têm mostrado que a vida em fadiga L_p dos mancais de rolamento é inversamente proporcional à magnitude da carga elevada a uma potência de 10/3 para mancais de rolos. Essas relações podem ser expressas como:

$$L_p = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (8)$$

Onde:

L_p : Vida em fadiga.

C : Carga dinâmica básica de classificação para o mancal específico.

P : Carga constante aplicada.

A vida L_c para outros percentuais de falha além do padrão de 10% pode ser calculada pela multiplicação da vida L_p por um fator de confiabilidade K_R tomado da curva de distribuição de Weibull que este obedece.

$$L_c = K_R L_p \quad (9)$$

Onde:

L_c : Vida de projeto (revoluções).

K_r : Fator de confiabilidade de vida.

L_p : Vida em fadiga expressa em milhões de revoluções.

Tabela 1: Fatores de confiabilidade para uma distribuição de Weibull.

P%	R%	K_R
50	50	5,0
10	90	1,0
5	95	0,62
4	96	0,53
3	97	0,44
2	98	0,33
1	99	0,21

Fonte: Norton (2013).

O autor afirma que é possível combinar as Equações 8 e 9 para obter expressões para a vida de um mancal a qualquer taxa de falha selecionada.

De acordo com o fabricante de rolamentos (SKF), no caso do uso de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos em pares, a capacidade de carga estática equivalente P_0 é definida por:

$$P_0 = F_{rp} + Y_0 F_{ap} \quad (10)$$

Onde:

P_0 : Carga estática equivalente.

F_{ap} : Força axial atuante no par de rolamentos.

F_{rp} : Força radial atuante no par de rolamentos.

Y_0 : Valor de fator de carga do rolamento.

Para Collins (2006) é prática corrente utilizar o fator de confiabilidade de ajuste de vida (K_R) para expressar os ajustes de confiabilidade de um mancal. Para isto é utilizada a Tabela 1 para a obtenção de K_R em função da confiabilidade desejada (R), sendo que o autor considera que 90% de confiabilidade seja aceitável para uma ampla variedade de aplicações industriais.

O fator de impacto IF é definido em função da aplicação, conforme Tabela 2 (P. 26).

Tabela 2: Fatores de impacto estimados para várias aplicações.

Tipo de aplicação	Fator de impacto IF
Carga uniforme, sem impacto	1,0 – 1,2
Engrenagem de precisão	1,1 – 1,2
Engrenagem comercial	1,1 – 1,3
Correias dentadas	1,1 – 1,3
Impacto leve	1,2 – 1,5
Correias em V	1,2 – 2,5
Impacto moderado	1,5 – 2,0
Correias planas	1,5 – 4,5
Impacto elevado	2,0 – 5,0

Fonte: Collins (2006).

De acordo com o catálogo do fabricante de rolamentos (SKA), no caso do uso de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos em pares, a carga dinâmica equivalente se dá por:

$$P_e = F_{rp} + Y_1 F_{ap} \quad (11)$$

$$P_e = 0,67 F_{rp} + Y_2 F_{ap} \quad (12)$$

Onde:

P_e : Carga dinâmica equivalente.

F_{ap} : Força axial atuante no par de rolamentos.

F_{rp} : Força radial atuante no par de rolamentos.

e : Valor de fator de carga do rolamento.

Y_1 : Valor de fator de carga do rolamento.

Y_2 : Valor de fator de carga do rolamento.

Utiliza-se a Equação 11 quando $R_c \leq e$ e a Equação 12 quando $R_c > e$.

$$R_c = \frac{F_{ap}}{F_{rp}} \quad (13)$$

Onde:

R_c : Razão entre cargas.

F_{ap} : Força axial atuante no par de rolamentos.

F_{rp} : Força radial atuante no par de rolamentos.

A capacidade de carga radial dinâmica requerida correspondente ao nível de confiabilidade selecionado é dada por:

$$[C_d(R)]_{req} = \left(\frac{L_d}{K_R(10^6)} \right)^{\frac{1}{a}} (IF)P_e \quad (14)$$

Onde:

$[C_d(R)]_{req}$: Capacidade de carga radial dinâmica requerida para uma confiabilidade de R por cento.

L_d : Vida de projeto (revoluções).

K_R : Fator de confiabilidade de vida.

IF : Fator de impacto de aplicação.

P_e : Carga radial dinâmica equivalente.

a : Fator de conversão, sendo $a = 3$ para mancais de esferas e $a = 10/3$ para mancais de rolos.

De acordo com Hibbeler (2010), a fórmula da tensão normal de flexão máxima (Equação 6, P. 19) $\sigma_{máx} = \frac{Mc}{I}$ pode ser usada para determinar a distribuição de tensão em regiões de um elemento onde a área da seção transversal é constante ou ligeiramente cônica. Entretanto, se a seção transversal mudar repentinamente, a distribuição de tensão normal e a distribuição de tensão de deformação na seção tornam-se não lineares e podem ser obtidas por meios experimentais, ou, em alguns casos, por análise matemática usando a teoria da elasticidade.

Norton (2013) afirma que a maioria dos elementos de máquinas reais tem seções transversais não uniformes. Por exemplo, eixos são geralmente fabricados com diâmetros diferentes para acomodar rolamentos, engrenagens, polias, etc. Um eixo pode ter sulcos para anéis elásticos ou anéis de vedação, ou ter rasgos e furos para a fixação de outros elementos.

Parafusos têm roscas e cabeças maiores que suas hastes. Qualquer uma dessas mudanças na geometria da seção transversal causará concentrações de tensão localizadas.

A Figura 9 mostra a concentração de tensão causada por entalhes e chanfros em uma barra plana sujeita a um momento fletor. Os efeitos de tensão, mostrados na Figura 9b, foram medidos usando técnicas de fotoelasticidade. A análise de tensão da fotoelasticidade exige a construção de um modelo físico da peça em um tipo de plástico transparente, que é então carregado e fotografado sob luz polarizada, o que leva ao surgimento da tensão sob forma de “franjas” que revelam a distribuição da tensão na peça. A Figura 9c mostra um modelo de elemento finito de uma peça com a mesma geometria que é carregada do mesmo jeito que o espécime fotoelástico. Suas linhas são isóbaras de níveis de tensão.

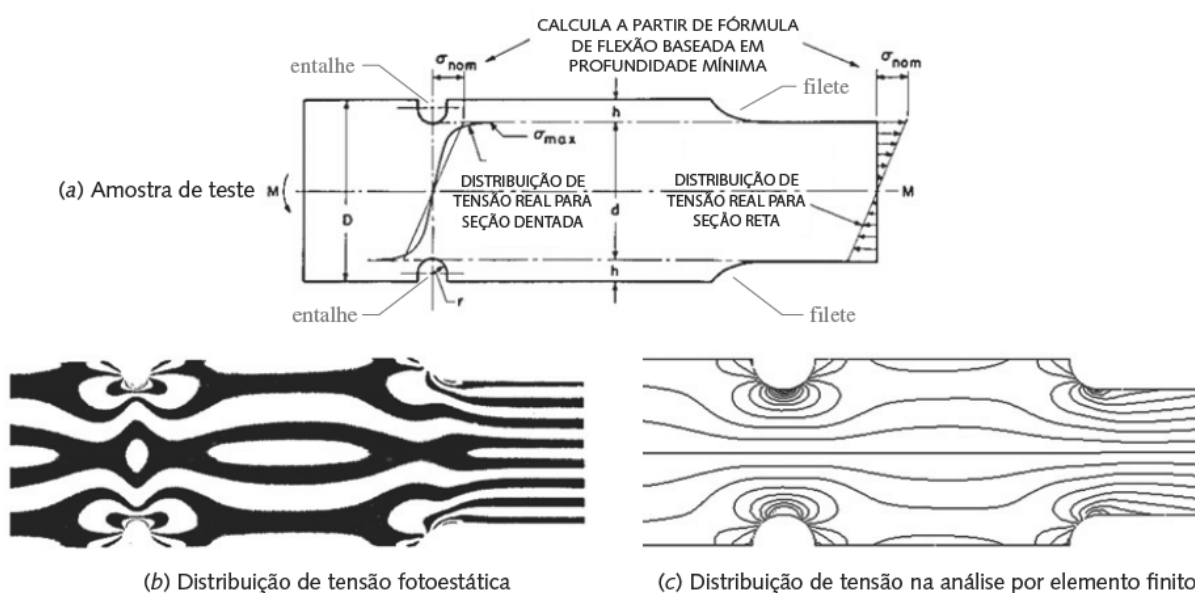


Figura 9: Concentração de tensões medidas em uma barra plana.

Fonte: Norton (2013).

Nos chanfros em que a largura da parte é reduzida de D para d , as linhas de franja e as isóbaras de MEF apresentam uma concentração de tensão indicativas da brusca mudança de geometria. O mesmo efeito é verificado na extremidade esquerda em torno dos dois entalhes. A Figura 9b oferece evidência experimental, e a Figura 9c, evidência computacional da existência de concentração de tensão em qualquer mudança da geometria. Tais mudanças geométricas em uma peça são frequentemente chamadas de “concentradores de tensão” e devem ser evitadas ou pelo menos minimizadas tanto quanto possível em um projeto.

Infelizmente, não é prático eliminar todos esses concentradores de tensão, uma vez que tais detalhes geométricos são necessários para acoplar peças e prover formas funcionais das peças.

O valor de concentração de tensão em qualquer geometria particular é denotado por um fator geométrico de concentração de tensão K_t para tensões normais, ou por K_{ts} para tensões de cisalhamento. A tensão máxima em um concentrador de tensão local é então definida por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \sigma_{nom} \quad (15)$$

Onde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Tensão normal máxima.

K_t : Fator geométrico de concentração de tensão para tensões normais.

σ_{nom} : Tensão normal nominal.

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{ts} \tau_{nom} \quad (16)$$

Onde:

$\tau_{m\acute{a}x}$: Tensão de cisalhamento máxima.

K_{ts} : Fator geométrico de concentração de tensão para tensões cisalhantes.

τ_{nom} : Tensão de cisalhamento nominal.

As tensões nominais calculadas para a situação particular de solicitação e seção transversal local, pressupondo uma distribuição das tensões sobre a seção transversal correspondente a uma geometria uniforme. Por exemplo, na viga da Figura 9 (P. 28), a distribuição nominal das tensões é linear e na fibra externa tem-se o caso da Equação 15. Então, nos entalhes, tem-se um valor da Equação 16.

$$\sigma_{nom} = \frac{Mc}{I} \quad (17)$$

Onde:

σ_{nom} : Tensão normal nominal.

M_c : Momento fletor.

C: Distância do plano neutro até a fibra externa tanto na parte superior como na parte inferior da viga.

I: Momento de inércia de área.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \frac{Mc}{I}. \quad (18)$$

Onde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Tensão normal máxima desenvolvida.

K_t : Fator geométrico de concentração de tensão para tensões normais.

M: Momento fletor.

C: Distância do plano neutro até a fibra externa tanto na parte superior como na parte inferior da viga.

I: Momento de inércia de área.

Materiais dúcteis sob solicitações dinâmicas se comportam e falham como se fossem frágeis. Então, independentemente da ductilidade ou fragilidade do material, o fator de concentração de tensão deve ser aplicado quando cargas dinâmicas (fadiga ou impacto) estão presentes. Entretanto, ainda devem ser levados em conta parâmetros relacionados aos materiais. Embora todos os materiais sejam afetados pela concentração de tensão sob solicitações dinâmicas, alguns materiais são mais sensíveis que outros.

Como exemplo, a Figura 10 (P. 31) mostra a função de concentração de tensões para o caso de uma barra plana com um degrau sujeita a flexão. A redução na largura de D para d no degrau cria concentração de tensões, e a dimensão do raio r também é um fator. Esses fatores geométricos são representados pelos coeficientes adimensionais r/d e D/d . O primeiro destes é usado como a variável independente da equação e o segundo determina qual das curvas será usada. A função concentração de tensões é realmente uma superfície tridimensional com os eixos r/d , D/d e K_t .

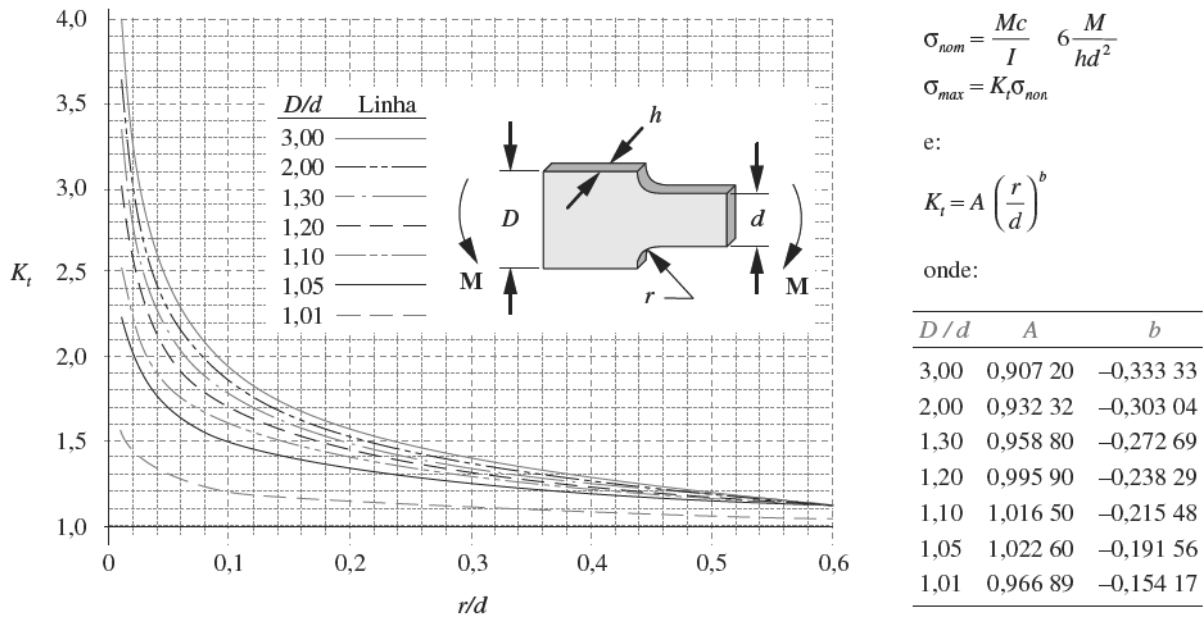


Figura 10: Fatores geométricos de concentração de tensões para uma barra plana.

Fonte: Norton (2013).

Na Figura 10 veem-se linhas dessa superfície 3D tomadas para diferentes valores de D/d e plotadas no plano r/d versus K_t . A geometria da peça e a equação que calcula a tensão são definidas na figura, assim como a equação que define cada curva de concentração de tensões. Na Figura 10, ela é uma função exponencial:

$$K_t = Ax^b \quad (19)$$

Onde:

K_t : Fator geométrico de concentração de tensão para tensões normais.

x : Variável independente.

A representação da variável independente x se dá, neste caso, por r/d . Os valores do coeficiente A e do expoente b são determinados para qualquer valor de D/d por uma regressão não linear de vários pontos colhidos dos dados experimentais. Os valores de A e b para várias magnitudes da segunda variável independente, a variável D/d , são dados na tabela junto à figura. A e b para outros valores de D/d podem ser interpolados.

Para Norton (2013), parafusos são utilizados tanto para manter componentes unidos, como no caso de parafusos de fixação, quanto para mover cargas, como no caso dos

chamados parafusos de potência, ou parafusos de avanço. Parafusos usados para fixação podem ser arranjados para resistir a cargas de tração, de cisalhamento, ou a ambas.

O elemento comum entre os vários fixadores é a rosca. Em termos gerais, a rosca é uma hélice que faz com que o parafuso avance sobre o material ou porca quando rotacionado. As roscas podem ser externas (parafuso atarrachante) ou internas (porcas ou furo rosqueado).

As formas de roscas originalmente eram diferentes para cada um dos principais países fabricantes, porém, após a Segunda Guerra Mundial, foram padronizadas na Inglaterra, no Canadá e nos Estados Unidos no que hoje se conhece como série Unified National Standard (UNS), como mostrado na Figura 11. O padrão europeu é definido pela ISO e tem essencialmente a mesma forma de seção transversal de rosca, usando, porém, dimensões métricas e, portanto, não é intercambiável com as roscas UNS. Ambos utilizam um ângulo incluído de 60° e definem o tamanho de rosca pelo diâmetro nominal externo (máximo) d da rosca externa. O passo de rosca p é a distância entre roscas adjacentes. Crista e raiz são tomadas como planas para reduzir a concentração de tensões que ocorre em canto vivo. As especificações permitem que se arredondem esses recortes devido ao desgaste de ferramenta. O diâmetro primitivo d_p e o diâmetro de raiz d_r são definidos em termos do passo de rosca p com razões ligeiramente diferentes encontradas nas roscas UNS e ISO.

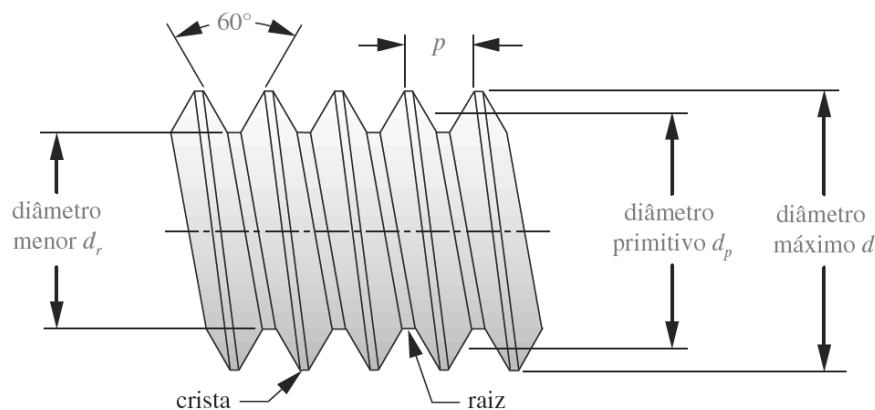


Figura 11: Rosca padrão UNS.

Fonte: Norton (2013).

Três séries padrão de famílias de diâmetro primitivo são definidas para as roscas de padrão UNS: passo grosso (UNC), passo fino (UNF) e passo extrafino (UNEF). A série grossa é a mais comum e é recomendada para aplicações comuns, especialmente onde se requerem repetidas inserções e remoções do parafuso ou onde o parafuso é rosqueado em um

material mole. Essas roscas têm menos propensão a cruzar ou cortar o material mais mole com um objeto de inserção. Roscas finas são mais resistentes ao afrouxamento decorrente de vibrações que as roscas grossas por causa do seu menor ângulo de hélice e, portanto, são utilizadas em automóveis, aviões e outras aplicações submetidas a vibrações. As roscas da série ultrafina são utilizadas onde a espessura de parede é limitada e suas roscas pequenas são uma vantagem.

Se uma barra rosqueada como mostrado na Figura 11 (P. 32) é submetida a uma carga de tração pura, é de se esperar que sua resistência seja limitada pela área do seu diâmetro menor (de raiz) d_r . Contudo, testes de barras rosqueadas sob tração mostram que a sua resistência à tração é mais bem definida pela média dos diâmetros menor e primitivo. A área sob tração A_t é definida como:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (20)$$

Onde:

A_t : Área sob tração.
 d_p : Diâmetro primitivo.
 d_r : Diâmetro menor.

Sendo que, para roscas UNS:

$$d_p = d - \frac{0,649519}{N} \quad (21)$$

$$d_r = d - \frac{1,299038}{N} \quad (22)$$

Onde:

d_p : Diâmetro primitivo.
 d_r : Diâmetro menor.
 N : Número de filetes por polegada.

A tensão em uma barra rosqueada devido a uma carga axial de tração F_t é definida como:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t} \quad (23)$$

Onde:

σ_t : Tensão de tração.

F_t : Força da tração.

A_t : Área sob tração.

Tabela 3: Principais dimensões de roscas de parafusos UNS.

Tamanho	Diâmetro maior d (in)	Roscas grossas – UNC			Roscas finas – UNF		
		Roscas por polegada	Diâmetro menor d_r (in)	Área sob tração A_t (in ²)	Roscas por polegada	Diâmetro menor d_r (in)	Área sob tração A_t (in ²)
0	0,0600	–	–	–	80	0,0438	0,0018
1	0,0730	64	0,0527	0,0026	72	0,0550	0,0028
2	0,0860	56	0,0628	0,0037	64	0,0657	0,0039
3	0,0990	48	0,0719	0,0049	56	0,0758	0,0052
4	0,1120	40	0,0795	0,0060	48	0,0849	0,0066
5	0,1250	40	0,0925	0,0080	44	0,0955	0,0083
6	0,1380	32	0,0974	0,0091	40	0,1055	0,0101
8	0,1640	32	0,1234	0,0140	36	0,1279	0,0147
10	0,1900	24	0,1359	0,0175	32	0,1494	0,0200
12	0,2160	24	0,1619	0,0242	28	0,1696	0,0258
1/4	0,2500	20	0,1850	0,0318	28	0,2036	0,0364
5/16	0,3125	18	0,2403	0,0524	24	0,2584	0,0581
3/8	0,3750	16	0,2938	0,0775	24	0,3209	0,0878
7/16	0,4375	14	0,3447	0,1063	20	0,3725	0,1187
1/2	0,5000	13	0,4001	0,1419	20	0,4350	0,1600
9/16	0,5625	12	0,4542	0,1819	18	0,4903	0,2030
5/8	0,6250	11	0,5069	0,2260	18	0,5528	0,2560
3/4	0,7500	10	0,6201	0,3345	16	0,6688	0,3730
7/8	0,8750	9	0,7307	0,4617	14	0,7822	0,5095

Fonte: Norton (2013).

Quando uma porca engaja um parafuso, teoricamente todos os filetes de rosca devem compartilhar a carga. Na realidade, imprecisões no espaçamento dos filetes fazem com que praticamente toda a carga seja carregada pelo primeiro par de filetes. Assim, o procedimento conservativo utilizado no cálculo de tensões em filetes de rosca assume o pior caso em que

um par de filetes suporta toda a carga. O outro extremo seria assumir que todos os filetes em contato compartilhem a carga igualmente. Ambas as hipóteses podem ser utilizadas para estimar as tensões em filetes de rosca. A tensão verdadeira estará entre esses extremos, mas muito mais provavelmente próxima ao caso da carga compartilhada por um par de filetes apenas.

Porcas de parafusos de fixação são frequentemente feitas de material mole e, portanto, normalmente mais fraco que aquele do parafuso. Isso causa escoamento local dos filetes de rosca da porca quando o parafuso é apertado, o que pode melhorar o ajuste de rosca e fazer com que os filetes de rosca compartilhem a carga. Porcas endurecidas são utilizadas com parafusos endurecidos de alta resistência.

Um possível modo de falha por cisalhamento envolve o rasgamento de filetes de rosca tanto da porca quanto do parafuso. O que, se um ou outro desses cenários ocorrer, depende das resistências relativas dos materiais da porca e parafuso. Se o material da porca for mais fraco (como quase sempre ocorre), os seus filetes de rosca podem ser cortados ao longo do seu diâmetro maior. Se o parafuso é mais fraco, pode ter os seus filetes de rosca rasgados ao longo do seu diâmetro menor. Se ambos os materiais possuem resistência idêntica, o conjunto pode ser rasgado ao longo do diâmetro primitivo. Em todo caso, deve-se supor algum grau de compartilhamento da carga entre os filetes de rosca a fim de calcular as tensões. Um modo de proceder consiste em considerar que, uma vez que uma falha completa requer que todos os filetes de rosca sejam rasgados, estas podem ser consideradas como compartilhando a carga igualmente. Essa hipótese é provavelmente válida desde que a porca ou parafuso (ou ambos) seja dúctil de modo a permitir que cada rosca escoe à medida que o conjunto começa a falhar.

A área sob cisalhamento de rasgamento A_{so} para um filete de rosca é a área do cilindro de seu diâmetro menor d_r é:

$$A_{si} = \pi d_r w_i p \quad (24)$$

Onde:

A_{si} : Área sob cisalhamento para um filete de rosca do cilindro.

d_r : Diâmetro menor.

w_i : Fator que define a porcentagem do passo ocupado pelo metal no diâmetro menor.

p : Passo da rosca.

Para o rasgamento da porca no seu diâmetro maior, a área sob cisalhamento para um filete de rosca é:

$$A_{so} = \pi d w_o p \quad (25)$$

Onde:

A_{so} : Área sob cisalhamento para um filete de rosca da porca.

d : Diâmetro máximo.

w_o : Fator que define a porcentagem do passo ocupado pelo metal no diâmetro maior.

p : Passo da rosca.

Tabela 4: Fatores de área para área de cisalhamento da rosca.

Tipo de rosca	w_i (menor)	w_o (maior)
UNS/ISO	0,80	0,88
Quadrada	0,50	0,50
Acme	0,77	0,63
Botaréu	0,90	0,83

Fonte: Norton (2013).

A tensão de cisalhamento para rasgamento de rosca é então calculada a partir de:

$$\tau_s = \frac{F_s}{A_s} \quad (26)$$

Onde:

τ_s : Tensão de cisalhamento.

F_s : Força de cisalhamento.

A_s : Área sob cisalhamento.

2.4 FADIGA

Para Collins (2006), na prática da engenharia moderna, cargas repetitivas, cargas variáveis e cargas rapidamente aplicadas são de longe mais comuns do que as cargas estáticas ou quase estáticas. Tais cargas induzem tensões cíclicas ou variáveis que, frequentemente, resultam em falhas por fadiga. A fadiga é um processo de falha progressivo que envolve a

iniciação e propagação de uma trinca até esta atingir um tamanho instável, causando uma separação repentina e catastrófica em duas ou mais partes da peça afetada.

De acordo com Norton (2013), as falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no material desde a sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões. Existem três estágios na falha por fadiga: início da trinca, propagação da trinca e ruptura repentina devido ao crescimento instável da trinca. O primeiro estágio pode ter uma pequena duração; o segundo estágio envolve o maior tempo da vida da peça; e o terceiro e último estágio é instantâneo.

Materiais menos dúcteis não apresentam a mesma habilidade para escoar, comparados aos materiais mais dúcteis, e tendem a desenvolver trincas mais rapidamente. Eles são mais sensíveis a entalhes. Materiais frágeis (especialmente os fundidos) que não escoam podem pular o estágio inicial da trinca e proceder diretamente para a propagação da trinca em locais de existência de vazios ou inclusões, que atuam como trincas microscópicas.

Existem três modelos de falha por fadiga em uso, atualmente, e cada um possui uma área de aplicação e um propósito. As abordagens são: o modelo tensão-número de ciclos ($S-N$), o modelo deformação-número de ciclos ($\varepsilon-N$) e o modelo da mecânica da fratura linear-elástica (MFLE).

Com base no número de ciclos de tensão ou deformação, ao qual se espera que a peça seja submetida durante a sua vida em operação, pode-se definir um regime de fadiga de baixo-ciclo (FBC) ou um regime de fadiga de alto-ciclo (FAC). Não existe uma linha divisória bem definida entre os dois regimes e vários estudiosos sugerem uma ligeira distinção entre eles. Dowling (1993) define a fadiga de alto-ciclo como a fadiga que tem início por volta de 10^2 até 10^4 ciclos de tensão/deformação, com esse número variando de acordo com o tipo de material. Juvinall (1967) e Shigley (1989) sugerem um valor igual a 10^3 ciclos e Madayag (1969) define de 10^3 até 10^4 ciclos como o ponto de interrupção. No presente texto, assumiu-se que $N=10^3$ ciclos seria uma aproximação razoável para diferenciar o regime de baixo-ciclo em relação ao de alto-ciclo.

- a) Modelo tensão-número de ciclos: O modelo tensão-número de ciclos é o mais antigo dos três modelos citados e ainda é o mais frequentemente utilizado nas aplicações que envolvem fadiga de alto-ciclo (FAC), nas quais se espera que o conjunto mecânico opere por mais de 10^3 ciclos de tensão aproximadamente. Esta abordagem proporciona melhores resultados quando as amplitudes das solicitações são conhecidas e consistentes ao longo da vida da peça. Trata-se de

um modelo baseado na tensão, que busca determinar a resistência à fadiga e/ou o limite de fadiga para o material, de modo que as tensões cíclicas possam ser mantidas abaixo deste nível e, com isso, evita-se a falha para o número de ciclos requerido. A peça é, posteriormente, projetada com base na resistência à fadiga do material (ou limite de fadiga) e em um coeficiente de segurança. De fato, esta abordagem busca manter baixas as tensões locais nos entalhes e, assim, o estágio de iniciação da trinca nunca começa. A suposição é (e este é o objetivo do projeto) que as tensões e deformações permanecem no regime elástico e que não há ocorrência de escoamento local para a propagação de uma trinca qualquer.

- b) Modelo deformação-número de ciclos: Devido ao fato de a iniciação de uma trinca envolver escoamento, uma aproximação baseada na tensão é incapaz de modelar adequadamente esse estágio do processo de fadiga. Um modelo baseado na deformação fornece uma visão razoavelmente precisa do estágio de iniciação da trinca. Essa abordagem também pode esclarecer os danos cumulativos devido às variações na carga cíclica ao longo da vida da peça, como sobrecargas, que podem introduzir tensões residuais favoráveis ou desfavoráveis na região de falha. Este método é aplicado com maior frequência em regimes de fadiga de baixo-ciclo e em problemas de vida finita, nos quais as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem escoamento local. É a aproximação mais complicada dos três modelos para ser utilizada e requer uma solução com o auxílio de computadores.
- c) Modelo da mecânica da fratura linear-elástica: A teoria da mecânica da fratura fornece o melhor modelo para o estágio de propagação da trinca do processo de fadiga. Este método, bastante utilizado para predizer o tempo de vida restante em peças trincadas durante serviço, é aplicado em regimes de fadiga de baixo-ciclo e em problemas de vida finita nos quais as tensões cíclicas são conhecidas por serem elevadas o suficiente para causarem a formação de trincas. Esta abordagem é frequentemente utilizada em conjunto com ensaios não destrutivos (END) em programas periódicos de inspeção de serviço, especialmente na indústria aeronáutica/aeroespacial. Na ausência de uma trinca, uma aproximação consiste em assumir a existência de uma trinca, menor do que a mínima trinca detectável pelos instrumentos adequados, para o início dos cálculos.

Collins (2006) diz que cargas variáveis e espectros de carregamento produzindo espectros de tensões associados em uma peça de máquina refletem a configuração de projeto e

o uso operacional da máquina. O espectro de solicitação de fadiga mais simples ao qual um elemento de máquina possa ser submetido seja o padrão senoidal tensão-tempo com média nula, de amplitude e frequência constantes, aplicado por um número de ciclos especificado.

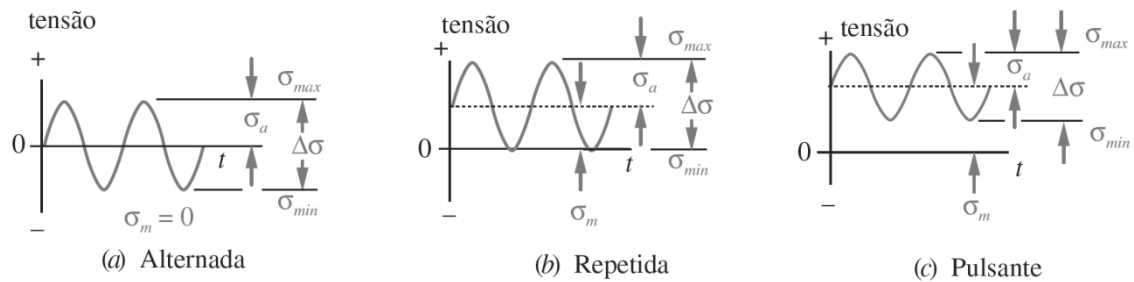


Figura 12: Intervalo de variação e de tensões.

Fonte: Norton (2013).

De acordo com Norton (2013), a Figura 12a representa o caso da tensão alternada, na qual o valor médio é zero. A Figura 12b representa o caso da tensão repetida, na qual a forma da onda varia de zero a um máximo com um valor médio igual à componente alternada. Já a Figura 12c ilustra uma versão do caso mais geral (chamado de tensão pulsante) na qual todas as componentes têm valor diferente de zero.

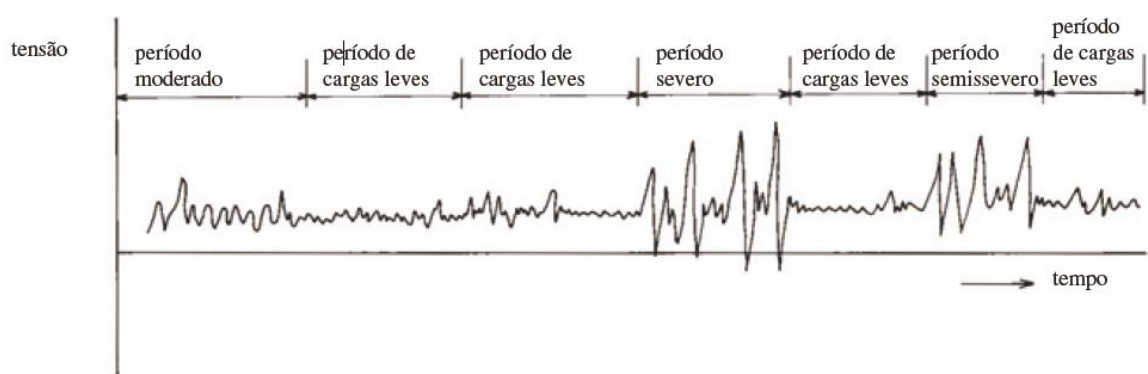


Figura 13: Padrão tensão-tempo aleatório.

Fonte: Norton (2013).

Segundo Collins (2006), a Figura 13 (P. 39) ilustra um padrão tensão-tempo real, como pode ser observado, por exemplo, em um componente estrutural de uma fuselagem, durante suas operações normais de reabastecimento, deslocamento no solo, decolagem, ação de ventos, manobras e aterrissagem. Para prever e prevenir efetivamente a falha por fadiga, são necessários procedimentos para análise de dano aos vários espectros tensão-tempo.

Para Norton (2013), a escolha do modelo de falha por fadiga para propósitos de projeto de máquinas depende do tipo de máquina que está sendo projetada e em qual aplicação ela será utilizada. A ampla classe de máquinas rotativas (estacionárias ou móveis) é bem servida pelo modelo tensão-número de ciclos ($S-N$), porque as vidas requeridas estão usualmente na escala do regime de alto-ciclo.

Considerando, por exemplo, o número de ciclos de carga (revoluções) requerido ao longo da vida útil de um eixo virabrequim de um motor de automóvel. Supondo que a vida desejada, para não ocorrer falha no eixo, é de 100.000 milhas. O raio médio do pneu de um carro é de, aproximadamente, 1 ft e a sua circunferência vale 6,28 ft. O eixo gira a $5280/6,28 = 841$ rev/milhas ou 84×10^6 rev/100.000 milhas. Uma relação de transmissão final típica para um veículo de passageiros é de 3:1, o que significa que o eixo de transmissão de saída gira a uma velocidade igual a 3x a velocidade do eixo. Se for pressuposto que durante a maior parte da vida em serviço do carro ele funcione em marcha alta (1:1), a velocidade do motor também será 3x a velocidade do eixo. Isso significa que o eixo de manivela e a maior parte dos componentes rotativos e oscilantes dentro do motor estarão submetidos a $2,5 \times 10^8$ ciclos em 100.000 mi (o conjunto de válvulas estará submetido à metade desses ciclos). Trata-se, claramente, de um regime de fadiga de alto-ciclo e não inclui o tempo em que o motor funciona com o veículo parado. Além disso, as cargas cíclicas são razoavelmente consistentes e conhecidas, o que torna a abordagem tensão-número de ciclos apropriada neste caso.

Uma classe de máquinas que trabalha em regime de baixo-ciclo corresponde às máquinas de transporte (serviço). A estrutura de um avião, o casco de um navio e o chassi de veículos terrestres têm um histórico de carregamento que possui certas variações devido a tempestades, rajadas de vento/ondas, pousos/decolagens severas, etc. (para aviões/navios) e sobrecargas, buracos, etc. (para veículos terrestres). O número total de ciclos durante a vida em operação é, também, menos previsível devido a fatores aleatórios. Mesmo que o número de ciclos de tensão de baixa magnitude possa ser potencialmente grande (no regime de alto-ciclo) ao longo da vida em serviço, a chance de ocorrência de cargas maiores às previstas na fase de projeto e que causam escoamento localizado sempre está presente. Uma série de ciclos

de tensão de elevada amplitude, mesmo quando em número inferior a 10^3 ciclos, pode causar um crescimento significativo de uma trinca devido ao escoamento local.

Atualmente, existem várias técnicas de ensaios experimentais diferentes com o propósito de realizar a medição do comportamento dos materiais com relação a tensões e deformações que variam ao longo do tempo. Nos últimos 40 anos, com o advento do controle servo-hidráulico utilizado em máquinas de ensaio normal, tem sido possível uma maior flexibilidade na forma da onda realizada nos ensaios de tensão e de deformação, que podem ser aplicados aos corpos de prova. Dados baseados na deformação e na teoria da mecânica da fratura, assim como os relacionados à tensão, podem ser obtidos com esse método. A maioria das informações disponíveis sobre resistência à fadiga provém de ensaios em eixos girantes sujeitos à flexão alternada.

O ensaio de flexão rotativa é um ensaio FAC baseado em tensões alternadas que visa determinar a resistência à fadiga de um material sob determinadas condições. A situação de tensões alternadas de carregamento pode ser realizada por meio de um eixo rotativo, ensaio sob força normal, um eixo em balanço em flexão ou por meio de ensaio de torção, dependendo do tipo de solicitação desejada.

O ensaio é iniciado em um nível de tensão particular, até o corpo de prova falhar, então o número de ciclos até a ruptura e o nível de tensão aplicada são registrados. O tempo de ensaio para alcançar 10^6 ciclos é de cerca de 12 horas, enquanto que para 10^8 ciclos o tempo é de aproximadamente 40 dias. O ensaio é repetido com diversos corpos de prova de mesmo material e solicitados a níveis diferentes de tensão. Os dados coletados são, posteriormente, plotados como resistência à fadiga normalizada S_f / S_{ut} em função do número de ciclos, N , (normalmente em coordenadas logarítmicas, log-log) para obter-se o diagrama $S-N$.

A Figura 14 (P. 42) exhibe os resultados de muitos ensaios de flexão rotativa em aços forjados de até aproximadamente 200 kpsi de resistência à tração. Os dados revelam que amostras submetidas, no ensaio, a elevados níveis de tensão alternada falham após um número menor de ciclos. Em níveis de tensão menores, alguns corpos de prova não apresentam falha (no interior do círculo rotulados como sem ruptura) antes que os seus ensaios sejam interrompidos em um número próximo a 10^7 ciclos. Os dados na Figura 14 (P.42) são para aços com $S_{ut} < 200$ kpsi (1378,95 Mpa). Aços com resistência à tração elevada não apresentam o comportamento mostrado.

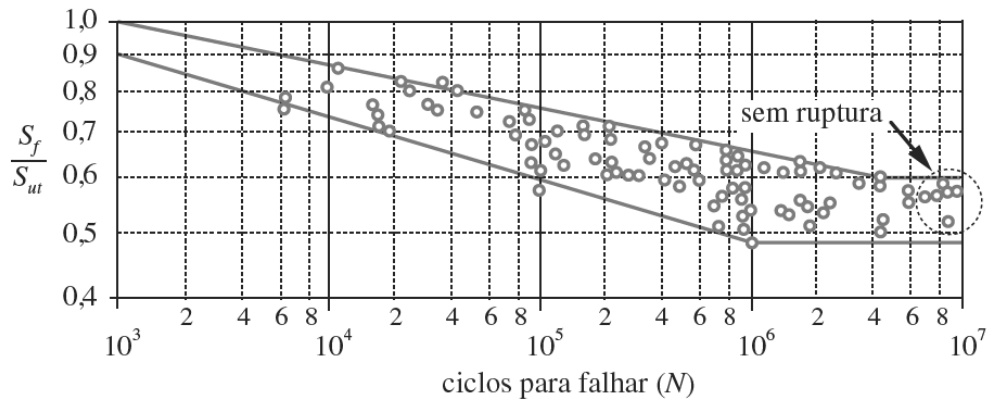


Figura 14: Gráfico da composição de curvas $S-N$ para aços forjados.

Fonte: Norton (2013).

Observa-se que a resistência à fadiga S decai contínua e linearmente (em coordenadas log-log) em função de N , até atingir uma inflexão por volta do intervalo entre 10^6 e 10^7 ciclos. Essa inflexão (“joelho”) define o limite de fadiga S_e para o material, cuja definição é o nível de tensão abaixo do qual não ocorrem mais falhas por fadiga, podendo-se continuar os ciclos de tensão ilimitadamente. Na curva inferior da faixa de dispersão, além da inflexão, pode-se definir um limite de fadiga aproximado para os aços:

$$S_e \cong 0,5S_{ut} \quad (27)$$

$$\text{se } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1378,95 Mpa)}$$

Onde:

S_e : Limite de fadiga do aço.

S_{ut} : Limite de resistência à tração do aço.

Para Dowling (1993), nem todos os materiais apresentam essa inflexão. Muitos aços-liga e de baixo carbono, alguns aços inoxidáveis, ferros, ligas de molibdênio, ligas de titânio e alguns polímeros apresentam, de fato, essa inflexão. Outros materiais, como o alumínio, magnésio, cobre, ligas de níquel, alguns aços inoxidáveis e aços-liga e de alto carbono exibem curvas $S-N$ que continuam o seu decaimento com o aumento de N , embora a inclinação possa tornar-se menor além de aproximadamente 10^7 ciclos.

De acordo com Budynas (2006), para os ferros um procedimento similar pode ser utilizado apenas com a seguinte modificação:

$$S_e \cong 0,4S_{ut} \quad (28)$$

$$\text{se } S_{ut} \leq 88 \text{ kpsi (606,74 Mpa)}$$

Onde:

S_e : Limite de fadiga do ferro.

S_{ut} : Limite de resistência à tração do ferro.

2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.

Para Amaral (2010), *SolidWorks* é um programa de CAD 3-D, para modelagem de sólidos, geralmente utilizado no projeto de conjuntos mecânicos. O *SolidWorks* pode ser utilizado também como *software* de CAE (*Computed-Aided Engineering*), em conjunto com programas de simulação, tais como o *SolidWorks Simulation* e o *SolidWorks Flow Simulation*.

O *SolidWorks Simulation* é tido como uma importante ferramenta de análise de tensões nas peças projetadas. O programa funciona com base no método numérico dos elementos finitos (ou FEM, do inglês *Finite Element Method*), respondendo à aplicação virtual de forças sobre a peça.

Segundo IST Sistemas (2016), o *SolidWorks Simulation* é uma ferramenta totalmente integrada ao *Solidworks* e destinada ao mundo das análises por elementos finitos (FEA), trabalhando com peças e conjuntos e todas as condições de contorno necessárias como carregamentos, fixações, contato entre componentes, elementos de fixação, etc. Como resultado nos dá informações precisas acerca das tensões, deslocamentos, deformações e fator de segurança.

Para Norton (2013), grande parte das análises de tensões e deflexão de componentes de máquinas são resolvidas utilizando técnicas clássicas de solução analítica. Essas técnicas são principalmente aplicáveis em componentes de geometria simples, como cilindros, prismas retangulares, etc. Contudo, muitos componentes de máquinas têm formas geométricas mais complexas, tornando o cálculo de tensões e deflexão difícil ou mesmo impossíveis de ser feito pelo método analítico. Por este trabalho se tratar de um estudo de caso onde a geometria do componente ser considerada complexa, de difícil solução analítica, utilizar-se-á o MEF.

Segundo Soriano (2009) o MEF é a mais eficiente ferramenta numérica de resolução de equações diferenciais com condições de contorno (e iniciais), como as que regem os

modelos matemáticos dos sistemas físicos contínuos, seja da mecânica dos sólidos deformáveis, condução de calor e de massa ou eletromagnetismo.

Hughes (1987) diz que os principais constituintes do MEF para a solução aproximada do problema de valor de contorno são: a forma variacional ou fraca do problema, discretização do campo de deslocamento e a solução aproximada das equações variacionais usando funções que definem uma base de elementos finitos.

Campilho (2012) define a análise estrutural como a etapa do projeto estrutural onde é feita uma previsão sobre o comportamento da estrutura. Isto é uma simulação de como a estrutura responde a todas as solicitações. Para esta simulação é criado um modelo matemático, denominado modelo estrutural.

Norton (2013) diz que para analisar as tensões e a deflexão em uma peça com tal complexidade, pode-se dividir o seu volume em um conjunto finito de elementos contíguos e discretos e resolver um conjunto (grande) de equações, cada uma das quais aplicadas sobre um elemento e seus nós, que conectam os elementos entre si.

Budynas (2011) diz que um componente mecânico real é uma estrutura elástica contínua. A análise por elementos finitos (FEA) discretiza a estrutura em pequenas porém finitas e bem definidas subestruturas elásticas (elementos). Por meio de funções polinomiais, juntamente com operações matriciais, o comportamento elástico contínuo de cada elemento é desenvolvido em termos das propriedades geométricas e de material do elemento. Pode-se aplicar cargas dentro do elemento (gravidade, dinâmica, térmica, etc.), sobre a superfície do elemento ou nos nós do elemento. Os nós do elemento são suas entidades governantes fundamentais, pois são neles que o elemento se interliga com outros elementos e onde as propriedades elásticas do elemento eventualmente são estabelecidas, as condições de contorno são atribuídas e as forças (de contato ou do corpo) são finalmente aplicadas.

Um nó possui graus de liberdade (GDL). Graus de liberdade são os movimentos de rotação e de translação independentes que podem existir em um nó. Este pode ter, no máximo, três graus de liberdade translacionais e três rotacionais. Assim que cada elemento no interior de uma estrutura tiver sido definido localmente na forma matricial, os elementos são montados (amarrados) globalmente por seus nós (graus de liberdade) comuns em uma matriz de sistema global. As cargas aplicadas e as condições de contorno são então específicas e, por meio de operações matriciais, os valores de todos os graus de liberdade de deslocamento desconhecidos são determinados. Assim que isso for feito, é só usar esses deslocamentos para determinar resistências e tensões utilizando as equações de elasticidade constitutivas.

Os elementos podem ser de uma, duas ou três dimensões ou, ainda, elementos de linha, área e volume, respectivamente. Eles também podem ser de diferentes “ordens”, termo que se refere à ordem da função (normalmente um polinômio) utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento. A Figura 15 mostra alguns dos elementos mais comuns, agrupados por dimensionalidade e ordem.

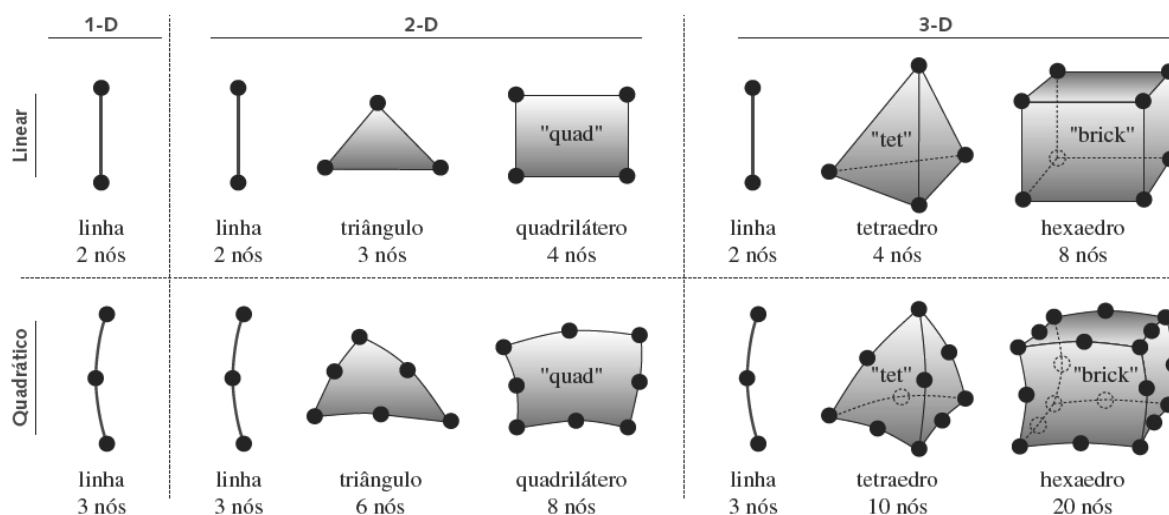


Figura 15: Tipos de elementos mais comuns.

Fonte: Norton (2013).

Na Figura 15, os elementos mostrados são divididos em grupos com uma, duas e três dimensões, chamados de 1-D, 2-D e 3-D, respectivamente. Esses grupos dimensionais definem quantos graus de liberdade cada nó de um elemento tem. Elementos de linha são adequados para modelar estruturas como membros de treliças e vigas com área de seção transversal constante, e podem ter 1, 2, 3 e 6 GDL em cada nó. Um elemento de linha 1-D tem dois GDL no total, um em cada nó. O elemento de linha pode apenas transmitir força ao longo do seu comprimento (unidimensional) e não pode suportar momento nos nós.

Um elemento de linha 2-D tem 3 GDL por nó e pode representar uma viga 2-D, com momento e força em duas direções. Um elemento de linha 3-D tem 6 GDL por nó e pode representar um eixo-viga 3-D com momentos e torques em adição às forças lineares nas três direções. Elementos de geometria mais complexa, como triângulos, quadriláteros, tetraedros e hexaedros (cubo), têm mais GDL.

Elementos de alta ordem são usados em contornos curvos, enquanto elementos lineares aplicam-se aos contornos retos. Os primeiros têm melhor capacidade de representar

os contornos de peças complexas e, adicionalmente, podem trabalhar com gradientes de tensão mais altos. Mas o aumento da ordem dos elementos pode aumentar significativamente o tempo de processamento, motivo pelo qual os analistas preferem primeiro usar um modelo linear para modelar o componente.

Uma vez que elementos vizinhos (de qualquer ordem) compartilham nós e cada elemento tem um valor diferente de tensão nodal, existirão pelo menos dois valores possíveis para a tensão no nó. Como resultado, o campo de tensão calculado pelo FEA tem uma série de descontinuidades no campo de tensão, elemento a elemento, em vez de um componente real contínuo. A maioria dos pós-processadores de FEA cria um valor médio para a tensão em cada elemento mostrar um contorno de tensão suave.

De acordo com Budynas (2011), a rede de elementos e nós que discretiza uma região é conhecida por malha. A densidade da malha aumenta à medida que forem colocados mais elementos no interior de uma determinada região. Refinamento de malha é quando a malha é alterada de uma análise de um modelo para a análise seguinte visando melhores resultados. Geralmente os resultados melhoram quando a densidade da malha é aumentada em áreas com gradientes de tensão elevados e/ou quando zonas de transição geométrica recebem malhas mais suaves.

Segundo Norton (2013) dois tipos de refinamento são utilizados pelos programas comerciais de FEA, chamados de refino *h-adaptativo* e *p-adaptativo*, respectivamente. O refino *h-adaptativo* é comumente utilizado e, em geral, a ordem do elemento é limitada à segunda ordem. O refinamento da malha deve ser usado para aumentar o número e reduzir o tamanho dos elementos nas regiões próximas aos maiores gradientes de tensões. O refino *p-adaptativo* permite que a ordem do polinômio interpolador dos elementos possa ser aumentada até nove ou mais, de forma a capturar as variações locais da tensão. O refino *p-adaptativo* permite que os elementos sejam maiores e em menor quantidade do que os elementos utilizados no refino *h-adaptativo*, para o mesmo tipo de problema. Eles também podem se adaptar melhor, aos componentes de formas complexas, devido ao uso de funções interpoladoras de alta ordem.

Budynas (2011) diz que normalmente, mas nem sempre, os resultados da FEA convergem para os resultados exatos à medida que a malha é continuamente refinada. Para avaliar se houve melhora em regiões onde surgem gradientes de tensão elevada, a estrutura pode ser novamente dividida em malha de maior densidade nesta região. Se há uma variação mínima no valor de tensão máxima, é razoável supor que a solução convergiu.

O autor afirma que há duas maneiras básicas de especificar cargas em uma estrutura: carregamento nodal e de elementos. Entretanto, no final das contas, as cargas dos elementos são aplicadas aos nós com o uso de cargas nodais equivalentes. Um aspecto da aplicação de carga está relacionado com o princípio de Saint-Venant (pelo princípio de Saint-Venant, as tensões em locais distantes do ponto de aplicação da força ou das reações não serão afetadas pela área de contato da força).

As cargas de elementos incluem cargas estáticas devido à gravidade (peso), efeitos térmicos, cargas superficiais como pressão hidrostática e uniforme e cargas dinâmicas devido à aceleração constante e à rotação em regime permanente (aceleração centrífuga).

A simulação das condições de contorno e outras formas de restrição provavelmente é a única parte difícil da modelagem precisa de uma estrutura para uma FEA. Ao se especificar restrições, é relativamente fácil cometer erros de omissão ou má interpretação.

De acordo com Norton (2013) cada nó de um elemento tem certo número de graus de liberdade, como descrito anteriormente. Restrições externas são aplicadas aos nós do modelo. No mínimo, restrições em número suficiente devem ser aplicadas para remover qualquer grau de liberdade cinemático e manter a peça em equilíbrio estático. Além disso, as conexões físicas de um componente com relação ao seu vizinho, como em uma montagem, devem ser modeladas as mais próximas possíveis. As condições de contorno (CC) não devem restringir nem permitir deformações que na verdade não ocorreriam. Uma restrição física não apresentará rigidez infinita, mas quando se especifica que um nó não pode se mover em um modelo FEA, ele está realmente fixo e se torna infinitamente rígido. Isso tende a exagerar o efeito da restrição física. Se poucas CC são impostas, o sistema estará sub restrito (*underconstrained*) e o processamento poderá falhar. Se muitas CC são impostas, o sistema estará super restrito (*overconstrained*) e será excessivamente rígido.

3 METODOLOGIA

3.1 CÁLCULO DAS FORÇAS ATUANTES NA CARRETA

O estudo se iniciou pela obtenção do centro de gravidade (CG) do conjunto carreta + carga, através do desenvolvimento 3D do mesmo no *software Solidworks 2015*. Utilizando dados obtidos do cliente (fabricante da carroceria), soube-se que a madeira usada na carroceria foi de ipê, o chassi foi confeccionado de aço ASTM A36 e os cubos foram confeccionados de ferro fundido nodular DIN GGG40 (conforme Tabela 5). Para a carga utilizou-se 4000 kg de ipê, distribuídos uniformemente pela carroceria da carreta, resultando em uma massa total de $M=4735\text{Kg}$.

Tabela 5: Densidade dos materiais utilizados para a confecção da carreta.

Material	Densidade (kg/m^3)
Ipê	860
ASTM A36	7900
Ferro fundido GGG40	7500

Fonte: IPT - Instituto de pesquisas tecnológicas.

A Figura 16 (P. 49) ilustra a vista posterior da carreta carregada apoiada sobre um plano de apoio inclinado de ângulo α . Neste modelo, considerou-se que o CG da carreta esteve localizado no plano médio do trator. Segundo MIALHE (1980) a declividade máxima do plano de apoio para equilíbrio estático lateral de veículos (ângulo de tombamento) pode ser calculada pela Equação 29 (P. 49). Foram utilizando os dados da Tabela 6 (P. 49) para calcular a inclinação lateral máxima da carreta sem que a mesma tombe.

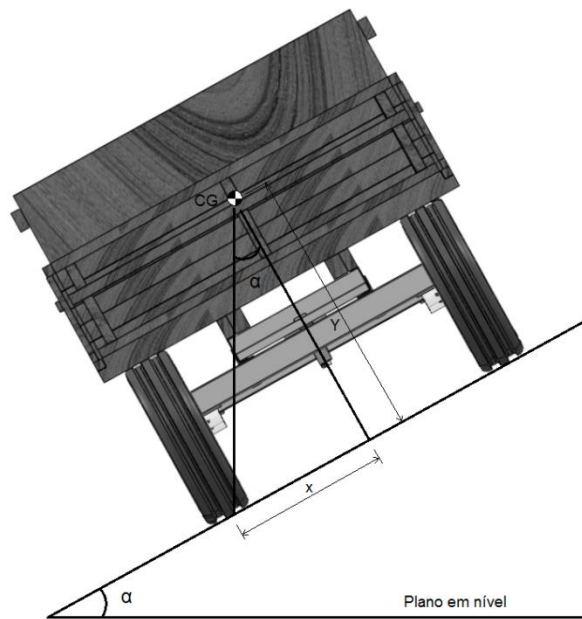


Figura 16: Ângulo de tombamento da carreta.

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 6: Coordenadas do centro de gravidade da carreta.

Eixo	Valor (mm)	Ponto de referência
X	844	Centro axial do pneu
Y	1543	Solo

Fonte: Carelli e cia.

$$Tg_{\alpha} = \frac{x}{y} \quad (29)$$

Aplicando os valores da Tabela 6 na Equação 29:

$$Tg_{\alpha} = \frac{844}{1543}$$

$\alpha = 28,68^{\circ}$ (ângulo de tombamento).

Através da 2ª Lei de Newton, foi possível obter o valor da Força radial (F_r) atuante nos cubos:

$$F = m \times a \quad (30)$$

Onde:

F : Força.

m : massa total do sistema.

a : Aceleração da gravidade

Adotando o valor de a como sendo $9,81 \text{ m/s}^2$:

$$Fr = 4735 \times 9,81$$

$$Fr = 46450 \text{ N}$$

Onde:

F_r : Força radial atuante nos cubos.

Para obter o valor da Força axial (F_a) atuante no cubo, foi utilizada a Equação 31 (obtida através da substituição dos valores das distâncias X e Y pelas Forças axial e radial, respectivamente).

$$Tg_{\alpha} = \frac{F_a}{F_r} \quad (31)$$

Onde:

α : Ângulo de tombamento .

F_a : Força axial atuante na carreta.

F_r : Força radial atuante na carreta.

Aplicando os valores predeterminados na Equação 30:

$$Tg(28,68) = \frac{Fa}{46450}$$

$$Fa = 25409 \text{ N}$$

Para determinar a rotação máxima de operação dos cubos na carreta, obteve-se, através do catálogo de produtos do cliente (fabricante da carreta), os seguintes dados:

- a) Pneu utilizado: 6.50 x 16”;
- b) Potência mínima requerida do trator para tração da carreta: 50cv;

Dados obtidos em catálogos de tratores de marcas diversas, com potências próximas a 50 cv, revelaram que a velocidade máxima desenvolvida pelos mesmos é de $V_k = 33 \text{ km/h}$.

Admitindo que a velocidade linear desenvolvida pelo trator ao tracionar a carreta carregada é de 25 km/h, transforma-se em m/s através da Equação 32.

$$V_k = \frac{V_m}{3,6} \quad (32)$$

Onde:

V_k : Velocidade linear expressa em km/h.

V_m : Velocidade linear expressa em m/s.

Substituindo os valores da Equação 32 :

$$25 = \frac{V_m}{3,6}$$

$$V_m = 6,94 \text{ m/s}$$

Sabendo que o pneu utilizado tem diâmetro externo de 720mm, sabe-se então que o raio do mesmo é de 360mm. Aplicando na Equação 33, foi obtido o valor da velocidade angular:

$$V_m = \omega \times R \quad (33)$$

Onde:

V_m : Velocidade linear em expressa m/s.

ω : Velocidade angular expressa em radianos/s.

R : Raio do pneu.

Aplicando os valores encontrados anteriormente:

$$6,94 = \omega \times 0,36$$

$$\omega = 19,3 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 1157 \text{ rad/min}$$

Através da Equação 34 obteve-se o valor da velocidade radial:

$$V_r = \frac{2\pi}{\omega} \quad (34)$$

Onde:

V_r : Velocidade radial expressa em rotações por minuto.

ω : Velocidade angular expressa em rad/min.

Aplicando os valores:

$$V_r = \frac{2\pi}{1157}$$

$$V_r = 184 \text{ rpm}$$

3.2 CÁLCULO DE SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

O objetivo desta secção do trabalho foi obter os valores de carga estática equivalente e carga dinâmica equivalente dos rolamentos. Para isto, foi necessário analisar cada cubo de roda de forma individual. Segundo o fabricante de rolamentos (catálogo SKA), para rolamentos de uma carreira de rolos cônicos em pares, a carga dinâmica equivalente se obtém através das Equações 11 ou 12 (P. 26). Para definir qual das duas equações seria utilizada, foi necessário verificar a condição imposta pela Equação 13 (P. 27).

Sabendo que F_r é a Força radial atuante no par de rolamentos (Equação 31, P. 50), e que a carreta é provida de um par de rolamentos em cada cubo de roda, admitiu-se que:

$$F_{rp} = \frac{F_r}{4}$$

$$F_{rp} = \frac{46450}{4}$$

$$F_{rp} = 11612 \text{ N}$$

O mesmo se aplicou a F_{ap} (força axial atuante no par de rolamentos):

$$F_{ap} = \frac{F_a}{4}$$

$$F_{ap} = \frac{25410}{4}$$

$$F_{ap} = 6352 \text{ N}$$

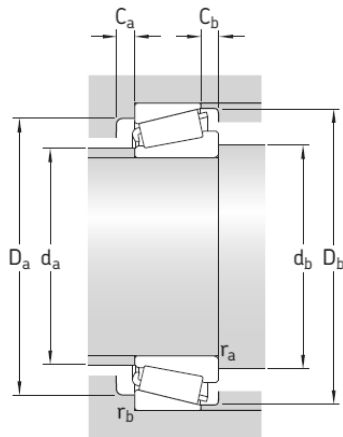
Aplicando os valores de F_{ap} e F_{rp} na Equação 13:

$$R_c = \frac{F_{ap}}{F_{rp}}$$

$$R_c = \frac{6352}{11612}$$

$$R_c = 0,57$$

Como $0,57 \geq 0,37$ ($R_c > e$), foi utilizada a Equação 12 (P. 16) para a obtenção da carga dinâmica equivalente. Os valores de carga equivalente (e , Y e Y_0) foram retirados do catálogo do fabricante, conforme Figura 17.



Dimensões							Dimensões de encosto e raio								Fatores de cálculo			
d	d ₁	B	C	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	a	d _a máx.	d _b min.	D _a min.	D _a máx.	D _b min.	C _a min.	C _b min.	r _a máx.	r _b máx.	e	Y	Y ₀
mm							mm								–			
30	43,6	17	13	1	1	13	35	36	48	49	52	3	4	1	1	0,43	1,4	0,8
	45,3	16	14	1	1	14	37	36	53	56	57	2	3	1	1	0,37	1,6	0,9
	48,2	20	17	1	1	18	36	36	50	56	60	3	4	1	1	0,57	1,05	0,6
	45,2	20	17	1	1	15	37	36	52	56	59	3	4	1	1	0,37	1,6	0,9
	45,8	25	19,5	1	1	16	36	36	53	56	59	5	5,5	1	1	0,35	1,7	0,9
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9

Figura 17: Fatores de carga de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos.

Fonte: Catálogo de rolamentos SKF.

Aplicando os valores obtidos na tabela:

$$P_e = 0,67F_{rp} + Y_2F_{ap}$$

$$P_e = (0,67 \times 11612) + (1,6 \times 6352)$$

$$P_e = 17943 \text{ N}$$

Para determinar a carga estática equivalente, utilizou-se a Equação 10 (P. 25):

$$P_0 = F_{rp} + Y_0 F_{ap}$$

$$P_0 = 11612 + 0,9 \times 6352$$

$$P_0 = 17329 \text{ N}$$

A requisito de vida L_d foi obtido através da Equação 7 (P. 24). Neste caso a vida de projeto foi apenas uma estimativa, visto que a frequência do uso da carreta varia conforme a região geográfica e o tipo de cultivo. Foi estimado uma vida útil de 20 anos, sendo 90 dias trabalhados por ano, durante 2 horas por dia, a uma velocidade de 184 rpm.

$$L_d = A_n \times D_i \times h \times 60 \times V_r$$

$$L_d = 20 \times 90 \times 2 \times 60 \times 184$$

$$L_d = 39,74 \text{ milhões de revoluções}$$

A vida em fadiga L_p , expressa na Equação 8 (P. 24), foi calculada como:

$$L_p = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_p = \left(\frac{40200}{11612} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_p = 62,75 \text{ milhões de revoluções}$$

Multiplicando-se L_p pelo fator de confiabilidade K_R (Tabela 1, P. 25), obteve-se a vida de projeto, expresso em milhões de revoluções. A confiabilidade R selecionada foi de 90%, visto que Collins (2006) considera que 90% de confiabilidade seja aceitável para uma ampla variedade de aplicações industriais. Sendo assim, o fator de confiabilidade de ajuste de vida K_r correspondente a $R = 90\%$ é de $K_r = 1,0$.

$$L_p = K_R L_{10}$$

$$L_p = 1,0 \times 62,75$$

$$L_p = 62,75 \text{ milhões de revoluções.}$$

O fator de impacto selecionado foi de $IF = 1,5$, correspondente a impacto moderado. Com todas as variáveis necessárias definidas, foi possível calcular a capacidade de carga radial dinâmica requerida, demonstrada na Equação 14 (P. 27):

$$[C_d(R)]_{req} = \left(\frac{L_d}{K_r(10^6)} \right)^{\frac{1}{a}} (IF) P_e$$

$$[C_d(R)]_{90} = \left(\frac{39,74 \times 10^6}{1,0 \times 10^6} \right)^{\frac{3}{10}} \times 1,5 \times 17943$$

$$[C_d(R)]_{90} = 81246 \text{ N}$$

3.3 CÁLCULO DAS TENSÕES NO EIXO

Foi necessário fazer algumas análises de situações para se obter as variáveis do cálculo da tensão normal máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ (Equação 15, P. 29). A Figura 18 (P. 57) mostra as cotas do eixo do cubo de roda da carreta.

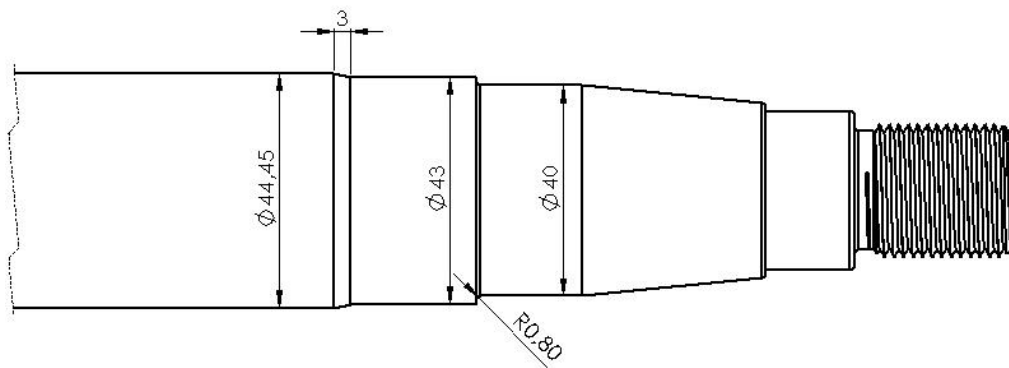


Figura 18: Detalhamento da ponta de eixo.

Fonte: Carelli e cia.

A Figura 18 mostra como a distância entre o eixo de rotação do eixo do cubo (local onde se inicia o cordão de solda) e um parafuso cravo (local de aplicação da força) para a determinação do momento.

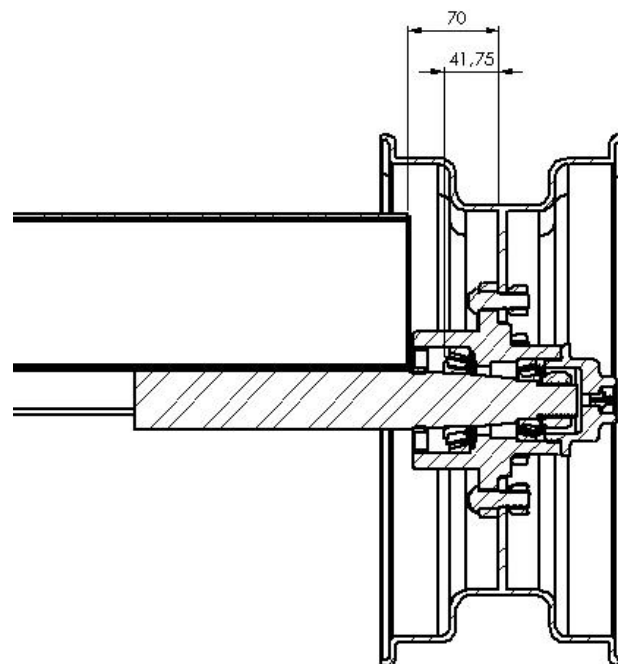


Figura 19: Distância entre o parafuso e o cordão de solda.

Fonte: Carelli e cia.

O momento fletor foi obtido pela Equação 35, sabendo que a força radial atuante na roda é a mesma que F_{rp} .

$$M_f = F_{rp} \times D_f \quad (35)$$

Onde:

M_f : Momento fletor do eixo considerando como ponto de aplicação o filete do eixo.

F_{rp} força radial atuante no par de rolamentos

D_f : Distância entre o eixo de rotação e o filete do eixo.

$$M_f = 11612 \times 0,04175$$

$$M_f = 479 \text{ N.m}$$

Sabendo que:

- a) O eixo do cubo da roda foi usinado em um torno CNC, que a ponta da pastilha utilizada na usinagem tem raio $r = 0,8\text{mm}$;
- b) Não foi feita nenhuma operação de compensação de raio durante a usinagem do raio r (destacado na Figura 14), o que alteraria o valor do raio do segmento;

Foi possível concluir que o valor do raio r é de 0,0008m. Os dados obtidos da Figura 18 foram compilados na Tabela 7.

Tabela 7: Variáveis para o cálculo de K_t .

r	0,0008 m
d	0,04 m
D	0,043 m
C	0,02 m

Fonte: Carelli e cia.

Segundo Norton (2013), o momento de inércia de área de uma seção transversal circular é obtido através da Equação 36:

$$I = \frac{\pi d^4}{4} \quad (36)$$

Onde:

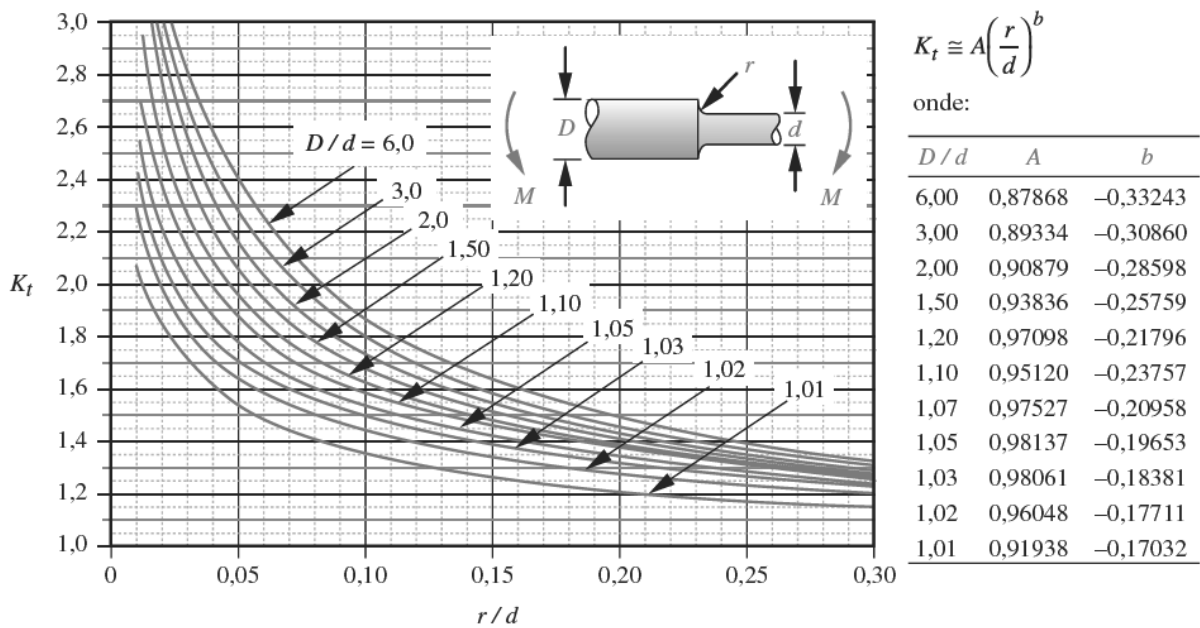
I: Momento de inércia de área.
d: Diâmetro da seção transversal.

Aplicando os valores da Tabela 8 na Equação 36:

$$I = \frac{\pi \times 0,04^4}{4}$$

$$I = 1,2566 \times 10^{-7} m^4$$

Figura 20: Fator geométrico de concentração de tensão para um eixo.



Fonte: Norton (2013).

Na Figura 20 observa-se que os valores de A e b estão em função de D/d . O valor da variável D/d se dá por:

$$\frac{D}{d} = \frac{0,043}{0,04}$$

$$\frac{D}{d} = 1,07$$

Pode-se calcular K_t através da equação mostrada na figura 20, utilizando os valores de A e b correspondentes a $D/d = 1,10$:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (37)$$

$$K_t \cong 0,97527 \left(\frac{0,0008}{0,04} \right)^{-0,20958}$$

$$K_t \cong 2,2140$$

Então foi possível calcular o valor da $\sigma_{m\acute{a}x}$ (Equação 18, P. 30):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \frac{MC}{I}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2,2140 \frac{479 \times 0,02}{1,2566 \times 10^{-7}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 168,8 \text{ Mpa no filete.}$$

Procedimento semelhante foi tomado para calcular a tensão máxima na seção onde se inicia o filete de solda. Os resultados foram compilados na Tabela 9 (P. 61). Tal procedimento foi adotado em razão da concentração de tensão criada na seção em questão: mesmo não tendo a mesma geometria que consta na Figura 10 (P. 31), ainda assim a geometria muda repentinamente (o diâmetro do eixo muda de 43mm para 44,44 em apenas 3mm de extensão, gerando um ângulo de 13,6°, conforme Figura 18, P. 57), o que torna a distribuição de tensão de deformação não linear, conforme descrito na P. 28.

Tabela 8: Valores utilizados para calcular a tensão na seção da solda.

r	0,0008 m
d	0,043 m
D	0,04445 m
C	0,0222 m
I	$1,6782 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
K_t	2,0396
$\sigma_{m\acute{a}x}$	212,41 Mpa

Fonte: Carelli e cia.

3.4 CÁLCULOS DOS PARAFUSOS

Para calcular a tensão de cisalhamento atuante nos parafusos (Equação 26, P. 36), primeiramente foi preciso determinar qual área sob cisalhamento seria utilizada, a do diâmetro menor ou diâmetro maior (A_{si} ou A_{so}). Os parafusos usados para a fixação das rodas foram do modelo cravo, ½” 20 fios por polegada. A área sob cisalhamento de rasgamento A_{si} para um filete de rosca foi calculada através da Equação 24 (P. 35):

$$A_{si} = \pi d_r w_i p$$

É possível observar na Tabela 3 (P. 34) que o valor de d_r (valor do diâmetro menor) para parafusos de ½” é de 0,4350”. Transformando em metros:

$$d_r(\text{metros}) = \frac{d_r(\text{pol}) \times 25,4}{1000}$$

$$d_r(\text{metros}) = \frac{0,4350 \times 25,4}{1000}$$

$$d_r(\text{metros}) = 0,011049 \text{ m}^2$$

p é o valor do passo da rosca. Neste caso, 20 FPP, que precisa ser transformado em metros:

$$p(\text{metros}) = \frac{25,4}{p(\text{pol}) \times 1000}$$

$$p(\text{metros}) = \frac{25,4}{20 \times 1000}$$

$$p(\text{metros}) = 0,00127 \text{ m}$$

w_i é um fator de área para área de cisalhamento da rosca, com valor selecionado de 0,80 por se tratar de uma rosca UNS (Tabela 4, P.36). O cálculo da área do filete de rosca A_{si} pode ser definido:

$$A_{si} = \pi d_r w_i p$$

$$A_{si} = \pi \times 0,011049 \times 0,80 \times 0,00127$$

$$A_{si} = 3,5266 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Para o rasgamento da porca no seu diâmetro maior, a área sob cisalhamento para um filete de rosca foi definida pela Equação 25 (P. 36):

$$A_{so} = \pi d w_o p$$

Observou-se na Tabela 3 que o valor de d (valor do diâmetro maior) para parafusos de ½” é de 0,5”, o que equivale a 0,0127m. w_o é um fator de área para área de cisalhamento da rosca, com valor selecionado de 0,88 por se tratar de uma rosca UNS (Tabela 4, P. 36). O cálculo da área do filete de rosca A_{so} pode ser definido:

$$A_{so} = \pi \times 0,0127 \times 0,88 \times 0,00127$$

$$A_{so} = 4,4590 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

A tensão de cisalhamento para rasgamento de rosca pode ser então calculada a partir da Equação 26 (P. 36). Considerou-se a área sob cisalhamento (A_s) como sendo a de rasgamento do filete de rosca (A_{si}), pois foi a de menor valor entre as duas (A_{si} e A_{so}).

$$\tau_s = \frac{F_s}{A_s}$$

$$\tau_s = \frac{11612/6}{3,5266 \times 10^{-5}}$$

$$\tau_s = 54,87 \text{ Mpa}$$

Para calcular a tensão por tração, utilizou-se a Equação 23 (P. 34):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}$$

Não foi necessário calcular a área A_t , visto que a mesma foi obtida na Tabela 3 (P. 34), com o valor de $A_t = 0,1600 \text{ in}^2$. Convertendo para m^2 :

$$A_t(\text{m}^2) = A_t(\text{in}^2) \times \left(\frac{25,4}{1000}\right)^2$$

$$A_t(\text{m}^2) = 0,16 \times \left(\frac{25,4}{1000}\right)^2$$

$$A_t(\text{m}^2) = 1,0322 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Diferentemente da situação da tensão de cisalhamento, onde a maior tensão será gerada quando a carreta estiver em um plano paralelo com o horizontal, a maior tensão de tração num parafuso será na situação em que a carreta estiver no ângulo de tombamento. A tensão de tração do parafuso foi calculada através da Equação 23, sendo que para se chegar ao valor de F_t , foi feita a seguinte analogia: sabendo que a força axial parcial F_{ap} equivale a 6352 N, e que ela é aplicada no eixo de rotação do cubo, então pode-se admitir que F_{ap} é gerada por um momento M_t aplicado em cada extremidade do pneu (isto só será verdadeiro admitindo-se que o pneu é um corpo rígido, e que não há distorção da borracha quando a carreta está no plano inclinado), conforme visto na Figura 21 (P. 64).

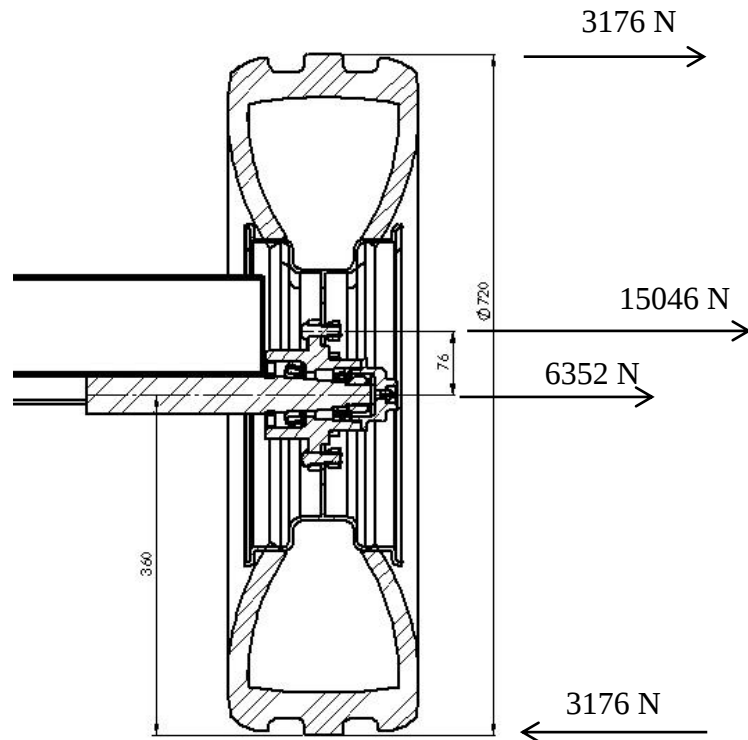


Figura 21: Determinação do momento M_t .

Fonte: Carelli e cia.

Utilizando a equação do momento (Equação 35, P. 58), obteve-se o valor do momento aplicado na roda, resultante da força F_{ap} aplicada na extremidade do pneu:

$$M_{roda} = F_{ap} \times R$$

$$M_{roda} = 3176 \times 0,36$$

$$M_{roda} = 1143,3 \text{ N.m}$$

Sabendo que a força de tração atuante nos parafusos provém do momento resultante na roda, foi possível obtê-la aplicando novamente a Equação 35. O valor de R_p (raio de furação dos parafusos) foi obtido dividindo o diâmetro da furação por 2: $\frac{0,152}{2} = 0,076 \text{ m}$.

$$M_{roda.} = F_t \times R_p$$

$$1143,3 = F_p \times 0,076$$

$$F_t = 15046 \text{ N}$$

A Equação 23 (P. 34) pode ser utilizada para obter o valor da tensão de tração:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_t}$$

$$\sigma_t = \frac{15046}{1,0322 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_t = 145,76 \text{ Mpa}$$

3.5 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

A metodologia empregada para realizar a análise estrutural foi o método da análise por elementos finitos para mecânica estrutural e o método de plotagem e verificação da estrutura através do *software*. Para realizar esta análise foi criado um modelo virtual, com todas as características estruturais e medidas reais do conjunto do cubo. No caso deste trabalho, foi utilizado o *software* SolidWorks para o modelamento dos componentes, conforme mostra a Figura 22.

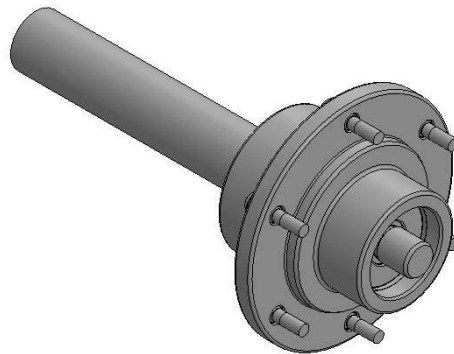


Figura 22: Modelo simplificado 3D do cubo.

Fonte: Carelli e cia.

A partir destas informações foi modelado o conjunto em 3D com sua respectiva forma. Para a realização da análise estrutural foi utilizado o aplicativo *Simulation* disponível no *SolidWorks*.

O modelo foi simplificado para que fossem criados menos nós, para que o computador pudesse realizar os cálculos com maior agilidade. Uma das alterações realizadas foi a exclusão de elementos que não influiriam na análise estrutural: retentor, tampa, graxeira porca castelada e pino trava da porca.

A porca castelada tem importância fundamental no projeto, principalmente na vida útil dos rolamentos, visto que parte do pré carregamento dos rolamentos é realizado através do aperto dela contra os cones. Ela teve que ser suprimida por causa da rosca, que criaria muitos nós em sua extensão, o que elevaria consideravelmente o tempo de cálculo computacionado (motivo este pelo qual também foram suprimidas as roscas dos parafusos e do eixo).

Para contornar a situação do pré carregamento da porca castelada, cada rolamento foi modelado como apenas um componente (não como capa e cone), e que ambos estariam com cada face unida no cubo e o eixo, conforme Figura 23:

- a) Contato entre o rolamento 30208 e o cubo.
- b) Contato entre o rolamento 30208 e o eixo.
- c) Contato entre o rolamento 30206 e o cubo.
- d) Contato entre o rolamento 30206 e o eixo.

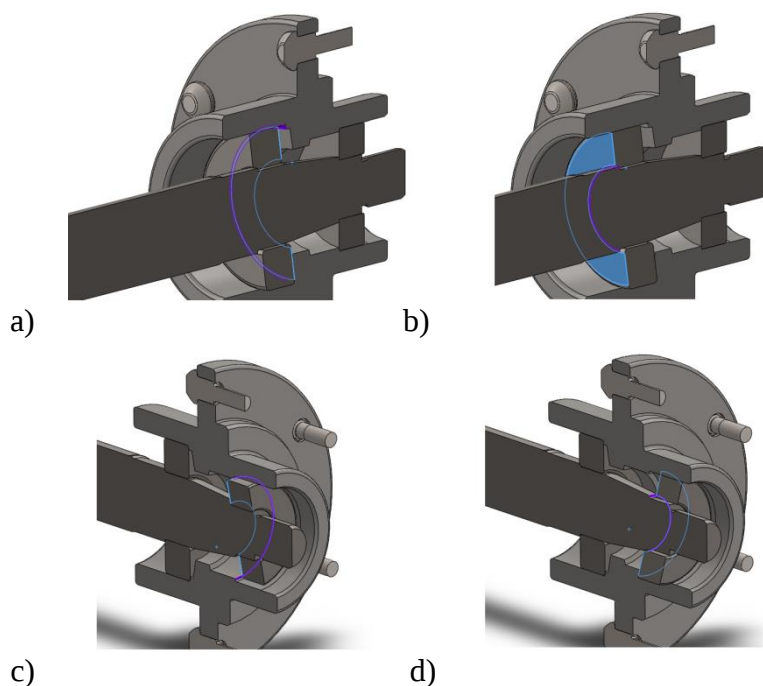


Figura 23: Conjuntos de contato dos rolamentos.

Fonte: Carelli e cia.

A carga inserida na simulação foi de F_{rp} (11612 N) aplicada em cada um dos 6 parafusos, no primeiro quarto de polegada (6,35 mm), pois é a espessura do segmento da roda em que são engastados os parafusos (como indicado em azul nos parafusos na Figura 24). O sentido da força da carga também é indicado na mesma figura (flechas perpendiculares ao plano superior).

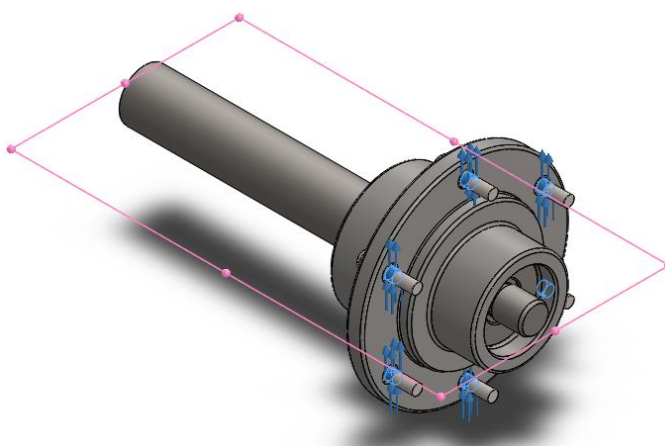


Figura 24: Local e sentido de aplicação da carga da simulação.

Fonte: Carelli e cia.

A fixação dos conjuntos no chassi da carreta foi realizada com dois cordões de solda no eixo, no sentido longitudinal. Para simular os cordões, o segmento do eixo (da ponta até a linha azul) em que eles são aplicados foi considerado como fixo (conforme Figura 25). Tal condição não permite nenhuma movimentação deste segmento do eixo.

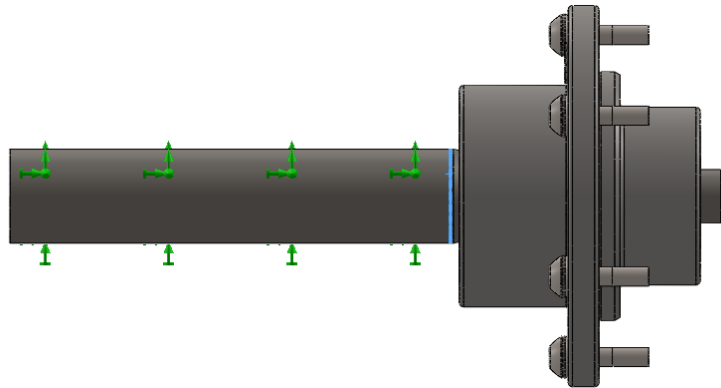


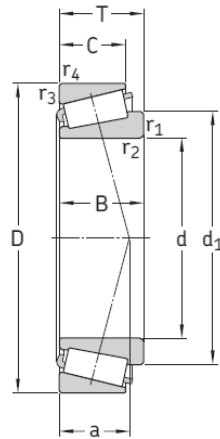
Figura 25: Segmento do eixo considerado como geometria fixa.

Fonte: Carelli e cia.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram consideradas as situações críticas (piores situações) em relação aos componentes do conjunto do cubo da roda para a obtenção dos valores para os cálculos, inclusive para os rolamentos: para a carga radial F_{rp} foi considerado o valor da carreta com carga máxima somado ao peso próprio, e para a carga axial F_{ap} foi considerado o mesmo valor, mas na situação de ângulo de tombamento. A partir dessas considerações, pode-se concluir que se os componentes suportarem tais situações críticas, eles suportarão qualquer outra possível situação de uso.

No caso dos rolamentos, foi feita uma análise entre os resultados obtidos das cargas equivalentes através dos cálculos e os valores apresentados no catálogo do fabricante.



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designação	Série de dimensões de acordo com a norma ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C ₀	P _u	Velocidade de referência	Velocidade limite	kg	–	–
mm			kN		kN	r/min				
30	55	17	35,8	44	4,55	9 000	12 000	0,17	32006 X/Q	4CC
	62	17,25	40,2	44	4,8	8 500	11 000	0,23	30206 J2/Q	3DB
	62	21,25	49,5	58,5	6,55	8 000	11 000	0,3	32206 BJ2/QCL7CVA606	5DC
	62	21,25	50,1	57	6,3	8 500	11 000	0,29	32206 J2/Q	3DC
	62	25	64,4	76,5	8,5	7 500	11 000	0,35	33206/Q	2DE
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE

Figura 26: Classificações de carga de rolamentos de uma carreira de rolos cônicos.

Fonte: Catálogo de rolamentos SKF.

Tabela 9: Comparação entre cargas dos rolamentos.

Variável	Valor calculado	Valor do fabricante (30206)	Valor do fabricante (30208)
$[C_d(R)]_{90}$	81246 N	40200 N	61600 N
P_0	17329 N	44000 N	68000 N

Fonte: Carelli e cia.

Como demonstrado na Tabela 9, para a carga equivalente estática revelou-se que ambos os rolamentos estariam superdimensionados. Já o valor da capacidade de carga dinâmica requerida para uma confiabilidade de 90 por cento calculada foi muito superior do que a carga suportada pelo rolamento 30206 ($81246/40200 = 2,021$) e também superior em relação à carga do rolamento 30208 ($81246/61800 = 1,314$), o que demonstrou que o par de rolamentos estaria subdimensionado para a carga da carreta.

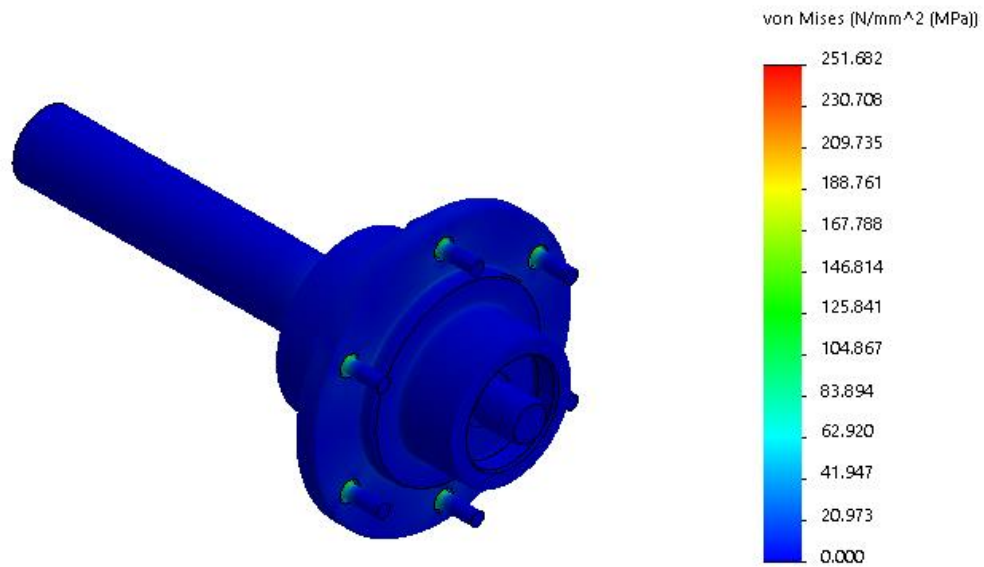
Entretanto, uma análise da vida útil dos rolamentos (Equação 7, P. 24 e Equação 9, P. 24) revelou que a vida esperada está dentro do parâmetro da vida estimada de ambos os rolamentos, mas para o 30208 observou-se que a vida L_c está muito superior à vida esperada, o que caracterizaria superdimensionamento:

Tabela 10: Comparação das vidas dos rolamentos.

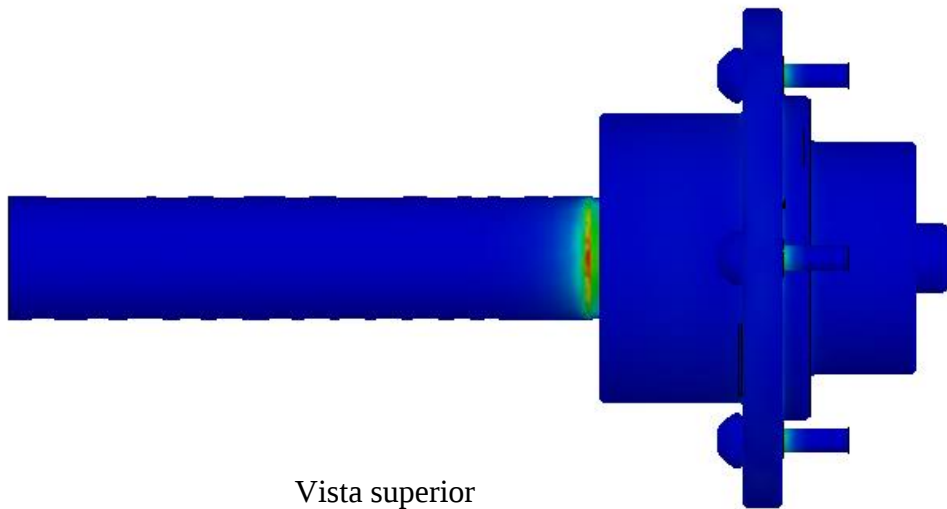
Vida esperada (L_d)	Vida calculada (L_p) 30206	Vida calculada (L_c) 30208
$39,74 \times 10^6$ revoluções	$62,75 \times 10^6$ revoluções	$263,14 \times 10^6$ revoluções

Fonte: Carelli e cia.

O resultado da análise pelo método dos elementos finitos se revelou coerente com os resultados calculados em relação às tensões, para todos os componentes.



Vista isométrica



Vista superior

Figura 27: Tensão de Von Mises do conjunto.

Fonte: Carelli e cia.

Observou-se na Figura 27 que a maior tensão gerada no conjunto situa-se na secção do eixo em que se inicia o cordão de solda (261,68 Mpa).

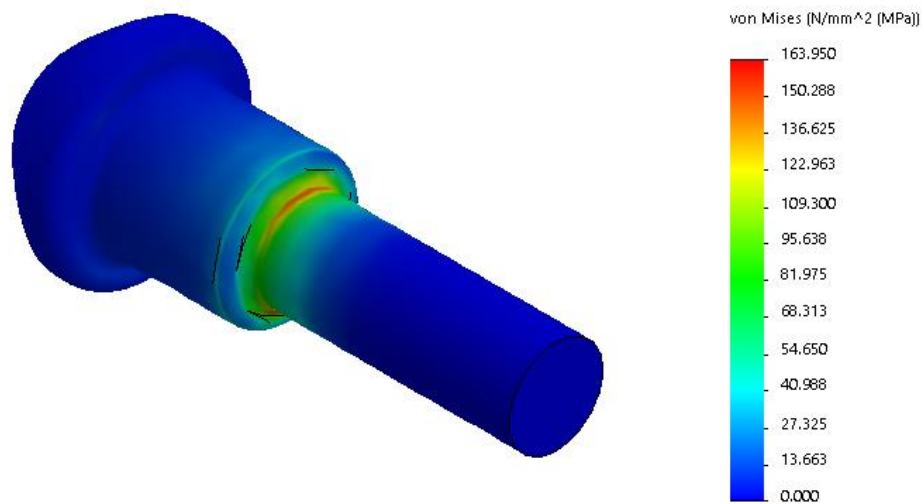


Figura 28: Tensão de Von Mises dos parafusos.

Fonte: Carelli e cia.

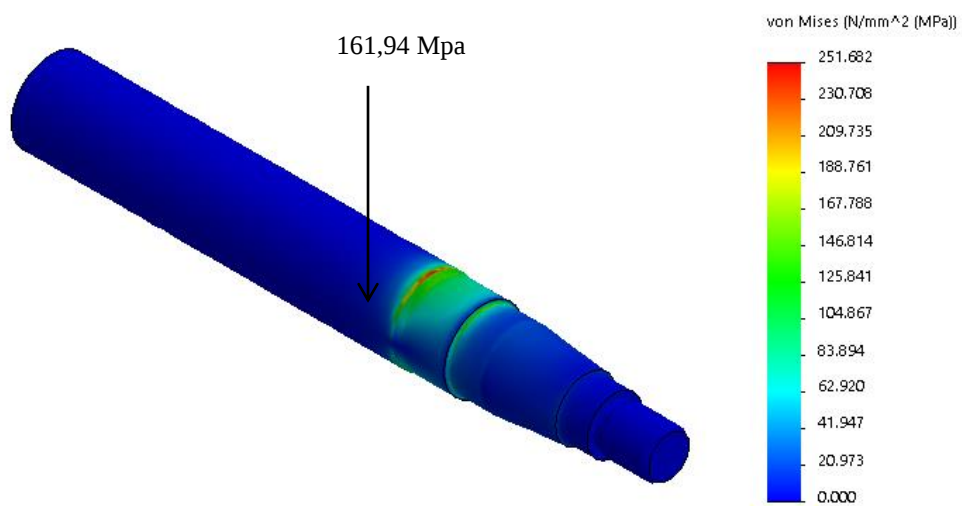


Figura 29: Tensão de Von Mises do eixo.

Fonte: Carelli e cia.

Para o eixo, a tensão calculada pelo *Simulation* no filete do rolamento 30208 foi de 161,94 Mpa, enquanto que para a secção do início do filete da solda foi de 251,68 Mpa.

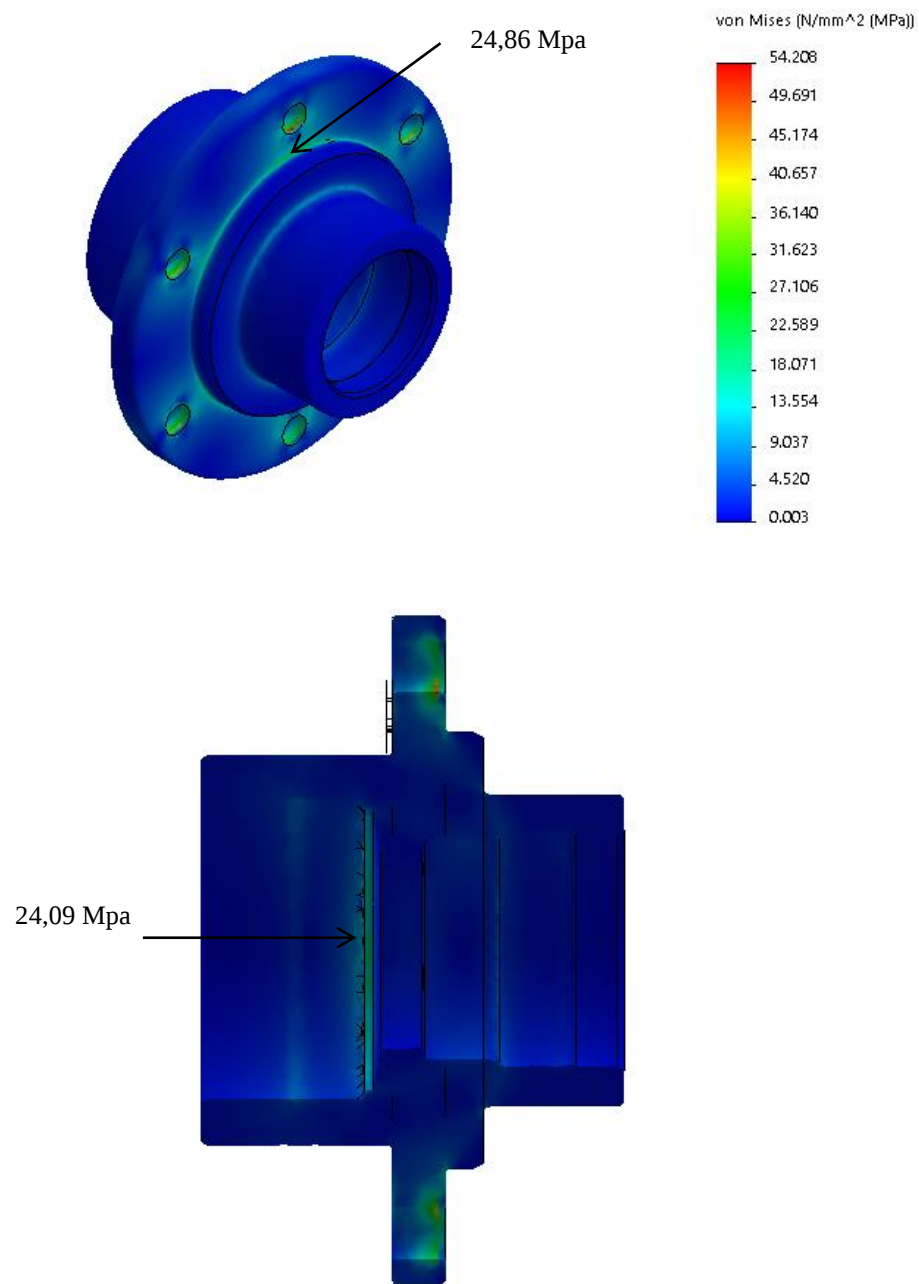


Figura 30: Tensão de Von Mises do cubo.

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 11: Comparação de resultados calculados e registrados dos componentes.

Componente	Tensão calculada (Mpa)	Tensão registrada no <i>Simulation</i> (Mpa)	% de erro
Parafusos	145,76	163,95	11,09
Cubo	-	54,20	-
Eixo: Solda	212,41	251,68	15,60
Eixo: Rolamento	168,79	161,94	4,05

Fonte: Carelli e cia.

Na Tabela 11 foi feita uma comparação entre os resultados calculados (das Equações) e os resultados demonstrados pelo *Simulation* (Figuras 28 a 30). Também foi mostrado a porcentagem de diferença entre ambos.

Tabela 12: Propriedades mecânicas dos materiais dos componentes.

Material	Limite de elasticidade (Gpa)	Limite de escoamento (Mpa)	Limite de resistência à tração (Mpa)
SAE 1045	250	310	560
Ferro GGG 40	185	250	400
Aço Grau 5			823

Fonte: Gerdau (2016).

Para calcular o limite de resistência à fadiga do eixo, calculou-se S_e do aço SAE 1045 através da Equação 27 (P. 42), visto que a premissa $S_{ut} < 200 \text{ kpsi}$ (1378,95 Mpa) é verdadeira:

$$S_e \cong 0,5S_{ut}$$

$$S_e \cong 0,5 \times 560$$

$$S_e \cong 280 \text{ Mpa}$$

Para calcular o limite de resistência à fadiga do cubo, calculou-se S_e do ferro fundido GGG 40 através da Equação 28 (P. 43), visto que a premissa $S_{ut} \leq 88 \text{ kpsi}$ (606,74 Mpa) é verdadeira:

$$S_e \cong 0,4S_{ut}$$

$$S_e \cong 0,4 \times 400$$

$$S_e \cong 160 \text{ Mpa}$$

Para calcular o limite de resistência à fadiga dos parafusos, calculou-se S_e do aço Grau 5 através da Equação 27 (P. 42), visto que a premissa $S_{ut} < 200 \text{ kpsi}$ (1378,95 Mpa) é verdadeira:

$$S_e \cong 0,5S_{ut}$$

$$S_e \cong 0,5 \times 823$$

$$S_e \cong 411 \text{ Mpa}$$

Na Tabela 13 foi possível comparar os limites de resistência à fadiga dos três materiais com as tensões previstas no *Simulation*. Foi incluso na tabela os valores de coeficiente de segurança para fadiga, para efeito de comparação entre os outros dois parâmetros.

Tabela 13: Comparação entre resistência à fadiga e tensões previstas.

Material	Limite de resistência à fadiga	Tensão prevista no <i>Simulation</i>	Coeficiente de segurança
SAE 1045	280 Mpa	251,68 Mpa	1,11
GGG 40	160 Mpa	54,20 Mpa	2,95
Grau 5	411 Mpa	163,95 Mpa	2,50

Fonte: Carelli e cia.

Os valores de tensão selecionados foram os previstos no *Simulation* porque foram considerados mais confiáveis, visto que o *software* prevê situações em que os cálculos analíticos podem ter apenas se aproximado, como, por exemplo, a maior tensão gerada no conjunto (na seção do eixo em que se inicia o filete de solda), onde os cálculos analíticos revelaram uma tensão de 212,41 Mpa, enquanto que o *software* revelou uma tensão de 251,68 Mpa.

Através de uma análise mais crítica da situação da falha por fadiga, foi possível concluir que a utilização da Equação 27 (P. 42) para a determinação de S_e é plausível para os casos dos parafusos e do cubo do conjunto, haja vista que ambos os componentes se enquadraram no caso da tensão alternada, representado na Figura 12a (P. 39), pois, a cada revolução do cubo, as tensões destes alternam entre tração/compressão por causa da carga aplicada. Entretanto, para o eixo, o caso mais aproximado com a situação real seria o apresentado na Figura 13 (P. 39), o padrão tensão-tempo aleatório, já que este componente é fixo no chassi da carreta e, conseqüentemente, não revoluciona com o cubo. As tensões geradas seriam oriundas das imperfeições na pista, e, de acordo com Collins (2006), para estes casos de padrões mais complexos, para prever e prevenir efetivamente a falha por fadiga, são necessários procedimentos para análise de dano devido aos vários espectros tensão-tempo.

Sabendo que para o caso da falha por fadiga do eixo, o valor calculado de S_e não é efetivamente verdadeiro, e sim, uma estimativa, foi proposto refazer os cálculos a fim de estimar a carga máxima permissível para o conjunto. Os resultados foram compilados nas tabelas 14 à 17.

Tabela 14: Comparação entre cargas dos rolamentos com carga máxima.

Variável	Valor calculado	Valor do fabricante (30206)	Valor do fabricante (30208)
$[C_d(R)]_{90}$	93172 N	40200 N	61600 N
P_0	20578 N	44000 N	68000 N

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 15: Comparação das vidas dos rolamentos com carga máxima.

Vida esperada (L_d)	Vida calculada (L_p) 30206	Vida calculada (L_p) 30208
$39,74 \times 10^6$ revoluções	$39,75 \times 10^6$ revoluções	$166,69 \times 10^6$ revoluções

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 16: Comparação de resultados dos componentes com carga máxima.

Componente	Tensão calculada (Mpa)	Tensão registrada no <i>Simulation</i> (Mpa)	% de erro
Parafusos	167,15	188,13	11,15
Cubo	-	62,18	-
Eixo: Solda	243,58	288,63	15,60
Eixo: Rolamento	193,57	185,60	4,11

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 17: Comparação entre resistência à fadiga e tensões previstas com carga máxima.

Material	Limite de resistência à fadiga	Tensão prevista no <i>Simulation</i>	Coefficiente de segurança
SAE 1045	280 Mpa	288,63 Mpa	-
GGG 40	160 Mpa	62,18 Mpa	2,57
Grau 5	411 Mpa	188,13 Mpa	2,18

Fonte: Carelli e cia.

Após várias iterações de cálculo, chegou-se ao resultado de carga total de 5730 Kg (4995 Kg de carga útil), visto que a tensão prevista no *simulation* ultrapassou o limite de resistência à fadiga e, concomitantemente, o valor da vida esperada (L_d) de $39,74 \times 10^6$ revoluções foi igualado pelo valor da vida calculada para o rolamento 30206 (L_p). Outro detalhe interessante foi a porcentagem de erro entre os valores das tensões calculadas pelas equações e os valores de tensões calculados pelo *software*: para ambas as cargas (4735 e 5730 Kg) as porcentagens foram semelhantes entre cada componente (Tabela 11 e 16).

Outra informação relevante verificada foi que o rolamento 30206 e o eixo ultrapassaram seus devidos limites calculados sob uma carga semelhante, mas os valores dos coeficientes de segurança dos outros dois componentes não tiveram grande alteração (Tabela 13 e 17)

Para finalizar o estudo, foi proposto um desenho de um modelo novo de cubo com o objetivo de reduzir a massa, reduzindo, assim, o custo de produção (considerando apenas o custo da matéria prima). A tensão de Von Mises apresentada pelo *Simulation* é visualizada na Figura 31:

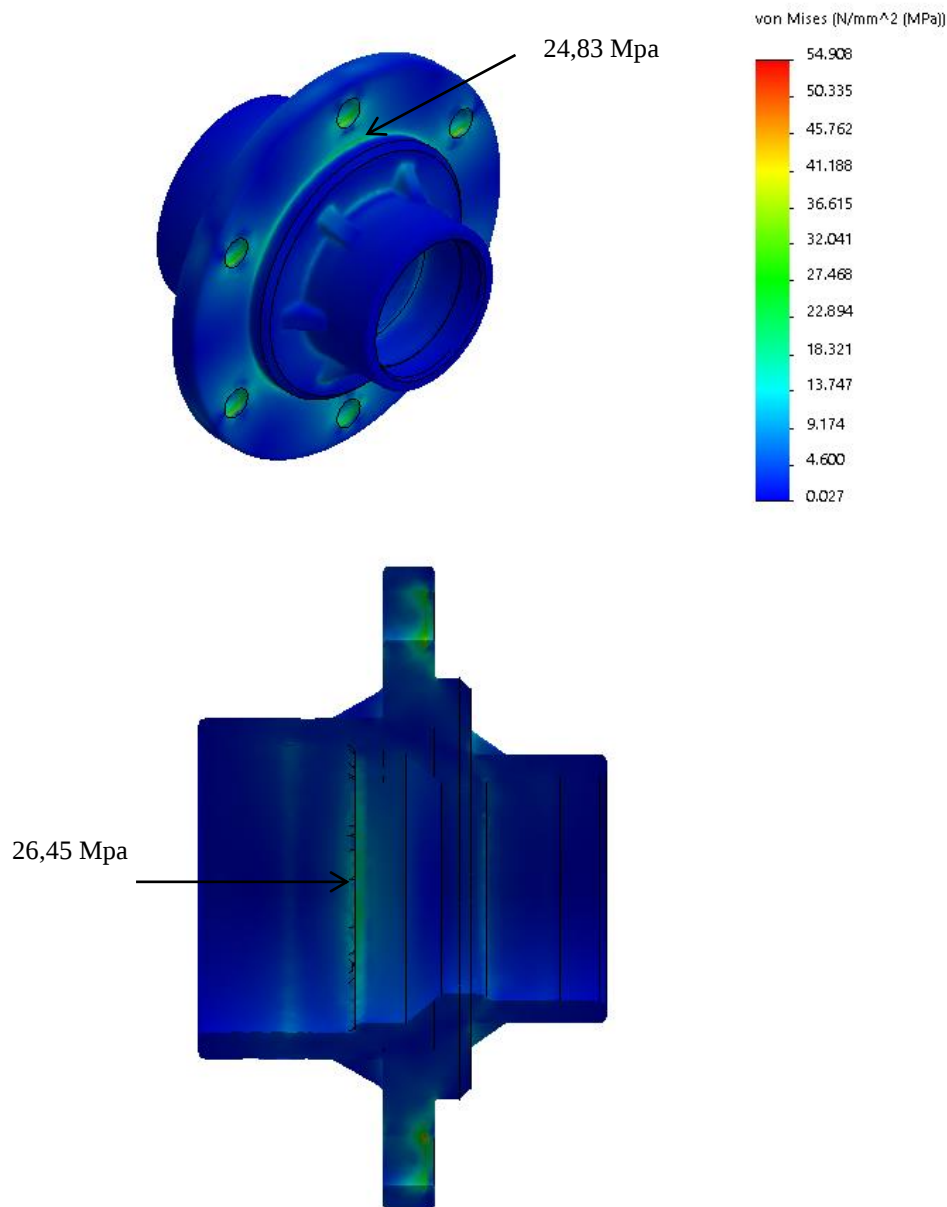


Figura 31: Tensão de Von Mises do cubo novo.

Fonte: Carelli e cia.

Os pontos de maiores tensões no cubo original foram os de contato com os seis parafusos, e esta característica não foi afetada em relação ao modelo novo. As alterações em relação ao original foram a redução do volume interno entre os rolamentos (A), redução dos diâmetros B e C e a inclusão de 12 nervuras, seis sobre cada rolamento. Os valores das massas e volumes dos cubos foram apresentados na Tabela 18 (P. 79).

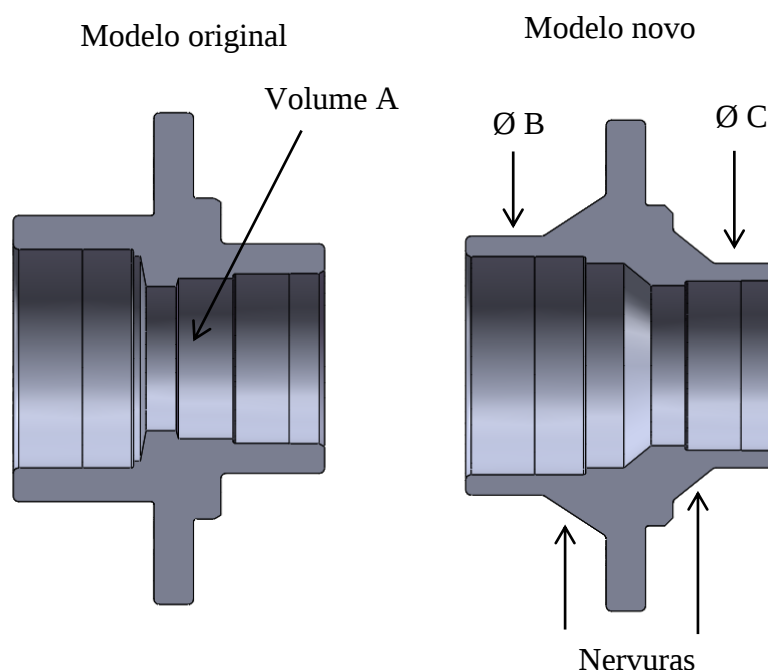


Figura 32: Alterações realizadas no cubo novo.

Fonte: Carelli e cia.

Tabela 18: Comparação entre modelos de cubo.

Modelo	Volume (cm ³)	Massa (Kg)	%
Original	695,81	5,218	100
Novo	555,40	4,165	79,82
Diferença	140,41	1,053	20,18

Fonte: Carelli e cia.

Com a redução de 20,18% de massa de matéria prima do cubo novo em relação ao original (as massas são válidas para os produtos usinados), foi possível estimar a economia gerada anualmente com matéria prima caso o cubo original fosse substituído pelo novo. Para tal estimativa, foi considerada a média dos últimos três anos de 5961 cubos por ano, com o valor da matéria prima como sendo R\$ 3,70/Kg. Os resultados foram compilados na Tabela 19:

Tabela 19: Custo anual de produção.

Modelo	Massa unitária (Kg)	Valor unitário (R\$)	Custo anual
Original	5,218	19,30	114 217,40
Novo	4,165	15,41	91 196,38

Fonte: Carelli e cia.

Conforme a Tabela 19, a economia anual gerada com a alteração da geometria do modelo do cubo seria de R\$ 23 021,02. Os valores apresentados foram considerados válidos considerando-se os cubos usinados, haja vista que a área usinada do cubo novo foi reduzida em relação ao cubo original, por causa das nervuras.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao longo do desenvolvimento do trabalho, verificou-se a complexidade do dimensionamento dos componentes do conjunto, ora pela variedade de elementos de máquinas envolvidos e suas respectivas condições de operação (eixo, rolamentos e parafusos), ora pela utilização do *software SolidWorks Simulation*, uma vez que inúmeras dimensões e parâmetros foram analisados antes de serem carregados no *software*.

A utilização em conjunto do *software* e dos cálculos analíticos foi de importância fundamental, visto que os resultados destes foram utilizados para validar os resultados apresentados por aquele, possibilitando, desta forma, chegar a resultados concisos relacionados às tensões presentes no cubo.

Ao analisar o conjunto, constatou-se que todos os componentes estão dentro de seus devidos limites de resistência para a carga proposta, como era de se esperar, haja vista que não há histórico de quebra do conjunto. Os elementos que impediriam a utilização da carreta com uma carga máxima de mais de 5000 Kg foram o rolamento 30206 e o eixo.

Sob a carga original, foi cogitado a substituição do rolamento 30208 (que inicialmente se revelou superdimensionado para a situação) por um de capacidade menor, mas o que impossibilitou tal feito foi o diâmetro interno do rolamento, pois a substituição deste implicaria num diâmetro interno menor, o que resultaria numa tensão gerada no eixo de maior valor, ultrapassando, desta maneira, os limites de resistência impostos para o eixo.

Como a substituição dos parafusos de fixação da roda não poderia ser feita, por conta do padrão de furação da roda, o último recurso, a fim de se reduzir o custo de fabricação, foi o desenvolvimento de um cubo com uma nova geometria, sob a perspectiva da redução de massa. Tal feito foi realizado com sucesso, ultrapassando as expectativas iniciais quanto à redução de massa.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se uma análise mais precisa da fadiga do eixo, através de testes simulando o uso em campo da carreta (utilizando a variável da carga, visto que o presente estudo considerou o uso com carga total) para simular as imperfeições na pista.

Sugere-se fazer um estudo do lubrificante utilizado no cubo, observando a temperatura na qual o componente trabalha a fim de verificar a possibilidade da troca do lubrificante por um de valor reduzido.

Avaliar os custos de fabricação do modelo novo do cubo, a fim de averiguar a viabilidade da substituição do modelo antigo.

CRONOGRAMA

ATIVIDADES	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
Revisão bibliográfica	X	X	X	X		
Identificação das cargas atuantes	X					
Seleção dos rolamentos		X				
Análise do eixo			X			
Seleção dos parafusos			X			
Análise do cubo pelo MEF				X		
Considerações finais				X		
Revisão final					X	
Entrega do trabalho					X	
Defesa em banca						X

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMARAL, R. D. C; PINA FILHO, A. C.. **A evolução do CAD e sua aplicação em projetos engenharia**. In: Nono Simpósio de Mecânica Computacional. Associação Brasileira de Métodos Computacionais em Engenharia. Minas Gerais: Universidade Federal de São João Del-Rei, 26 a 28 de maio de 2010.

ANDRADE JÚNIOR, Irajá Gaspar. **Tecnologia de Rolamento**. São Paulo: Associação Brasileira Técnica de Celulose e Papel, 1994.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron Books, 1995.

BUDYNAS, Richard G. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Editora AMGH, 2011.

CAMPILHO, R. D. S. G. **Método de Elementos Finitos**. Portugal: Ed. Publindústria, 2012.

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

DOWLING, N. E. **Mechanical Behavior of Materials**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1993.

ERTHAL, J. **Mancais de deslizamento**. Disponível em <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM356/Prof_Jorge_Erthal/Aulas/10-Mancais%20de%20Deslizamento.pdf> Acesso em 18/05/2016.

FERNANDES, Ulysses B. **Conceitos essenciais sobre mancais de rolamento e deslizamento**. Disponível em <http://fatecgarca.edu.br/revista/volume2/artigo_8_volume_2.pdf>. Acesso em 03/05/2016.

GERDAU aços. **Informações técnicas**. Disponível em <www.gerdau.com.br/arquivos-tecnicos/12.brasil.es-ES.force.axd>. Acesso em 29/09/2016.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

HUGHES, T. J. R. **The Finite Element Method - Linear Static And Dynamic Element Analysis**. Pearson Prentice Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1987.

IPT Instituto de pesquisas tecnológicas. **Informações sobre madeiras – Ipê**. Disponível em <http://www.ipt.br/informacoes_madeiras/38.htm>. Acesso em 23/08/2016.

IST Sistemas. **Solidworks Simulation**. Disponível em

<<http://istsistemas.com.br/solidworks-simulation-premium>>. Acesso em: 25 Junho de 2016.

JUVINALL, R. C. **Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength**. New York: McGraw-Hill, 1967.

KLR Implementos agrícolas. **Catálogo de carretas agrícolas**. Disponível em <http://klr.ind.br/pt/pagina.php?cont=produtos/produtos_1354>. Acesso em 25/04/2016.

MADAYAG A. F. **Metal Fatigue: Theory and Design**. New York: John Wiley & Sons, 1969.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 10. ed. rev. São Paulo: Érica, 2012.

MIALHE, L. G. **Máquinas motoras na agricultura**. São Paulo: Editora da USP, 1980.

NACHI FUJIKOSHI CORP. **Catálogo de rolamentos B2100PR (traduzido)**. Tokyo, 2006.

NORTON, Robert L. **Projetos de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PERINI, G. **Estudo de caso: aplicação de otimização topológica no desenvolvimento de um protótipo de cubo de roda**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul.

REZENDE, J. **Apostila de manutenção industrial**. Disponível em <<http://pt.slideshare.net/riggingman/aula-unid-34>>. Acesso em 03/05/2016.

SHIGLEY J. E. **Mechanical Engineering Design**, 5th ed., New York: McGraw-Hill, 1989.

SKF. **Catálogo de rolamentos de rolos cônicos**. Disponível em <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/index.html>> Acesso em 25/04/2016.

SORIANO, Humberto L. **Elementos finitos – formulação e aplicação na estática e dinâmica das estruturas**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna, 2009.

ZHOU, M.; FLEURY, R.; PATTEN, S.; STANNARD, N.; MYLETT, D.; GARDNER, S. **Topology Optimization - Practical Aspects for Industrial Applications**. 9th Word Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization. Japão, 2011.

Apêndice 1: desenho detalhado do cubo da carreta.

