

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE UMA ENGRENAGEM DO SISTEMA DE  
TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE

por

Felipe de Paula Gross

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2021

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

### CIP - Catalogação na Publicação

Gross, Felipe  
OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE UMA ENGRENAGEM DO SISTEMA  
DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE / Felipe  
Gross. -- 2021.  
15 f.  
Orientadora: Daniel De Leon.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2021.

1. Engrenagem. 2. Otimização Topológica. 3. Baja  
SAE. 4. Método dos Elementos Finitos. I. De Leon,  
Daniel, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Felipe de Paula Gross

OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE UMA ENGRENAGEM DO SISTEMA DE  
TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Daniel Milbrath De Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Rogério José Marczak

Porto Alegre, novembro de 2021

## AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho intensificou o sentimento de satisfação e orgulho pelo encerramento de uma etapa tão importante como a graduação. Assim, é imprescindível apresentar meus agradecimentos a todas as pessoas que estiveram comigo durante esse período.

Inicialmente, agradeço aos meus pais, Marcelo e Solange, que nunca mediram esforços para me proporcionar uma boa educação e sempre apoiaram todas as minhas decisões. Agradeço, também, à minha tia e meu primo, Simone e Gustavo, pela compreensão e companheirismo em todos os momentos.

À minha namorada, Gabriela, agradeço imensamente por todo incentivo concedido nos momentos mais difíceis, por toda ajuda e por nunca ter saído do meu lado. Aos meus amigos Heberton, Augusto e Giuliano, agradeço a grande parceria construída durante a faculdade, bem como à Equipe Tchê, que representou, sem dúvidas, a experiência mais gratificante da graduação. Manifesto minha gratidão, ainda, ao meu colega de trabalho e amigo Lucas, por todo apoio e pelas constantes trocas de conhecimento, pois isso foi essencial ao meu crescimento profissional.

Por fim, agradeço ao meu orientador, Daniel De Leon, por ter sido extremamente atencioso ao compartilhar seus conhecimentos e prestar todo o auxílio possível à realização do presente estudo.

Gross, Felipe. **Otimização topológica de uma engrenagem do sistema de transmissão de um veículo do tipo Baja SAE**. 2021. 15. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## RESUMO

O principal desafio enfrentado pelo setor automotivo atualmente é reduzir a emissão do dióxido de carbono, de forma que, continuamente, são desenvolvidos motores com alta tecnologia a fim de diminuir o consumo de combustível. A escolha correta da transmissão de um veículo é imprescindível para o bom desempenho de um motor. Assim, para o desenvolvimento de projeto de um protótipo do tipo baja, a diminuição da massa das engrenagens da caixa de transmissão é um dos objetivos primordiais. Neste trabalho será realizado um estudo de otimização das engrenagens de dentes retos utilizadas no projeto da caixa de marcha do protótipo da equipe Tchê de Baja SAE da UFRGS, o qual trata-se de projeto existente no país desde 1994, destinado à fabricação de um protótipo *off-road* a partir de uma série de regras pré-estabelecidas para a participação em competições entre universidades. Os esforços submetidos nas engrenagens e as condições de contorno a serem consideradas no estudo serão obtidos por intermédio de cálculos analíticos. Definidos tais dados, será realizada a otimização topológica por meio da utilização de elementos finitos, a fim de determinar a geometria ideal em relação às condições encontradas, obtendo-se uma redução de massa para melhor desempenho do protótipo.

**PALAVRAS-CHAVE:** Engrenagem, otimização topológica, baja SAE, método dos elementos finitos.

Gross, Felipe. **Topological optimization of a gear in the transmission system of a Baja SAE vehicle**. 2021. 15. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2021.

## ABSTRACT

The main challenge facing the automotive sector today is to reduce the emission of carbon dioxide, so that, continuously, high-tech engines are developed in order to reduce fuel consumption. Choosing the correct transmission for a vehicle is essential for the good performance of an engine. Thus, for the project development of a prototype of the baja type, the reduction of the mass of the gearbox gears is one of the main objectives. In this work, an optimization study of a spur gear used in the gearbox of the prototype of the Tchê de Baja SAE team at UFRGS will be carried out. The Baja SAE project is existing in the country since 1994, and the intended for the manufacture of a off-road prototype based on a series of pre-established rules for participation in competitions between universities. The efforts in the gears and the boundary conditions to be considered in the study will be obtained through analytical calculations. Once these data are defined, the topological optimization will be performed using finite elements, in order to determine the ideal geometry in relation to the conditions found, obtaining a mass reduction for better performance of the prototype

**KEYWORDS:** Gear, topology optimization, baja SAE, finite element method.

## NOMENCLATURA

Variável	Descrição	Unidade
$D_p$	Diâmetro primitivo	[mm]
$\alpha$	Ângulo de pressão	[°]
$CP$	Passo circular	[1/mm]
$P$	Passo diametral	[mm]
$D_e$	Diâmetro externo	[mm]
$D_i$	Diâmetro interno	[mm]
$D_b$	Diâmetro da base	[mm]
$CB$	Passo da base	[1/mm]
$T$	Torque	[N.m]
$W_t$	Força tangencial	[N]
$W_r$	Força radial	[N]
$W$	Força resultante	[N]
$r_p$	Raio do primitivo	[mm]
$S_t$	tensão de flexão	[Mpa]
$F$	Largura de face	[mm]
$C_p$	Coefficiente elástico	[MPa <sup>1/2</sup> ]
$S_c$	tensão de contato	[MPa]
$E$	Módulo de elasticidade	[GPa]
$r_1$	Raio do perfil do dente do pinhão no ponto primitivo	[mm]
$r_2$	Raio do perfil do dente da coroa no ponto primitivo	[mm]
$B$	Largura do contato entre um par de dentes	[mm]
$N_p$	Número mínimo de dentes de um pinhão	
$m_g$	Razão de engrenamento	
$Z$	Número de dentes	
$K_s$	Fator de tamanho	
$Y$	Fator de forma de Lewis	
$K_v$	Fator dinâmico	
$K_o$	Fator de sobrecarga	
$K_m$	Fator de distribuição de carga	
$K_b$	Fator de espessura de aro	
$J$	Fator geométrico para resistência à flexão	
$C_f$	Fator de condição de superfície	
$I$	Fator geométrico	

### Abreviaturas e acrônimos

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AGMA	American Gear Manufacturers Association
MEF	Método de Elementos Finitos
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL
SAE Brasil	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade Brasil
SAE International	Society of Automotive Engineers International
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## SUMÁRIO

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO .....	II
AGRADECIMENTOS .....	IV
RESUMO .....	V
ABSTRACT .....	VI
NOMENCLATURA .....	VII
SUMÁRIO .....	VIII
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. MOTIVAÇÃO .....	1
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
1.3. OBJETIVO .....	2
2. FUNDAMENTAÇÃO .....	2
2.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA .....	2
2.2. ENGRENAGENS .....	3
2.3. INTERFERÊNCIA .....	3
2.4. PARÂMETROS DOS DENTES DA ENGRENAGEM .....	3
2.5. EQUACIONAMENTO DAS SOLICITAÇÕES .....	4
2.5.1. CARREGAMENTOS .....	4
2.5.2. TENSÃO DE FLEXÃO .....	5
2.5.3. TENSÃO DE CONTATO .....	6
2.5.4. ÁREA DE CONTATO .....	6
2.6. OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....	7
3. DESENVOLVIMENTO DO PROJETO .....	8
3.1 DIMENSIONAMENTO DA GEOMETRIA .....	8
3.1.1. MEDIÇÃO DAS ENGRENAGENS .....	8
3.1.2. DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS .....	8
3.2. DETERMINAÇÃO DAS SOLICITAÇÕES .....	8
3.2.1. CARREGAMENTOS .....	9
3.2.2. TENSÃO DE FLEXÃO .....	9
3.2.3. TENSÃO DE CONTATO .....	9
3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO .....	10
3.4. OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....	10
4. RESULTADOS .....	11
4.1. OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA .....	12



4.2. ANÁLISE DA GEOMETRIA OTIMIZADA .....	13
4.3. REDUÇÃO DE MASSA .....	15
<b>5. CONCLUSÃO</b> .....	<b>15</b>
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	16
ANEXO 1 .....	17
APÊNDICE 1.....	18

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. MOTIVAÇÃO

A escola de engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) oferece diversas atividades extracurriculares para os discentes, dentre as quais está a equipe Tchê, grupo de extensão universitária destinado ao desenvolvimento de um projeto Baja SAE. Trata-se da primeira equipe da região sul do país, fundada em 1994 e vinculada ao curso de Engenharia Mecânica.

O programa Baja SAE, existente no Brasil desde 1991, tem por finalidade auxiliar estudantes de engenharia de diversas universidades a aplicar, de forma prática, os conhecimentos adquiridos durante a formação acadêmica por meio da elaboração de um protótipo de veículo monoposto fora-de-estrada, com observância obrigatória das regras estabelecidas pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL (RATBSB). O protótipo é submetido à participação em competições, nas quais as equipes concorrem entre si em provas de segurança, conforto, manobrabilidade, aceleração, tração, suspensão e principalmente, relacionadas ao projeto do veículo. Por fim, é realizada uma corrida de enduro, com duração de 4 horas. A primeira competição realizada no país ocorreu no ano de 1995.

O protótipo corresponde a um veículo "off-road", construído para proporcionar robustez e confiabilidade, transportando apenas um ocupante. O motor é padronizado e não admite alterações, de forma que as equipes se diferenciam pelo projeto do chassi e dos sistemas de suspensão, direção e transmissões, tratando-se, portanto, de elementos que exigem a realização de numerosos testes.

### 1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Rill (2007), é possível que a relação de marcha seja ajustada por meio da transmissão, o que se faz necessário pelo fato de os motores de combustão terem um melhor desempenho se funcionarem a uma taxa limitada de rotações. A mudança de marchas – manual ou automática – mantém o motor em maior taxa de eficiência, ao mesmo tempo em que possibilita o funcionamento do veículo em uma grande faixa de velocidade.

Além disso, segundo Lechner et al (1999), ao se desenvolver a transmissão de um veículo, o objetivo principal é a conversão da potência do motor para as rodas, da forma mais eficiente possível. A eficiência de uma máquina é calculada pela razão entre a energia de saída e a energia de entrada. No caso da transmissão de um veículo, existem perdas intrínsecas ao sistema, como, por exemplo, o atrito nos mancais, nas engrenagens e nos rolamentos.

Outro ponto importante é a inércia rotacional, que possui grande influência na dinâmica de um veículo. A diminuição de massa do sistema de transmissão impacta diretamente na inércia veicular durante a aceleração, aumentando seu desempenho e diminuindo o consumo de combustível.

A diminuição da massa de um componente pode ser realizada a partir de técnicas de otimização estrutural. Os primeiros trabalhos de otimização estrutural datam do fim do século XIX (MAXWELL, 1872; MICHELL, 1904) especificamente em projetos de estruturas destinados à diminuição da quantidade de material utilizado. Segundo De Leon (2015), os métodos de otimização têm por objetivo a obtenção do melhor resultado a partir de um problema específico.

A otimização topológica, por sua vez, é um método computacional em que é possível redistribuir material dentro de um domínio fixo pré-estabelecido, sendo geralmente aplicado

em conjunto com o método de elementos finitos (MEF). Um dos primeiros trabalhos apresentados nesta área foi Bendsøe et al (1988).

### 1.3. OBJETIVO

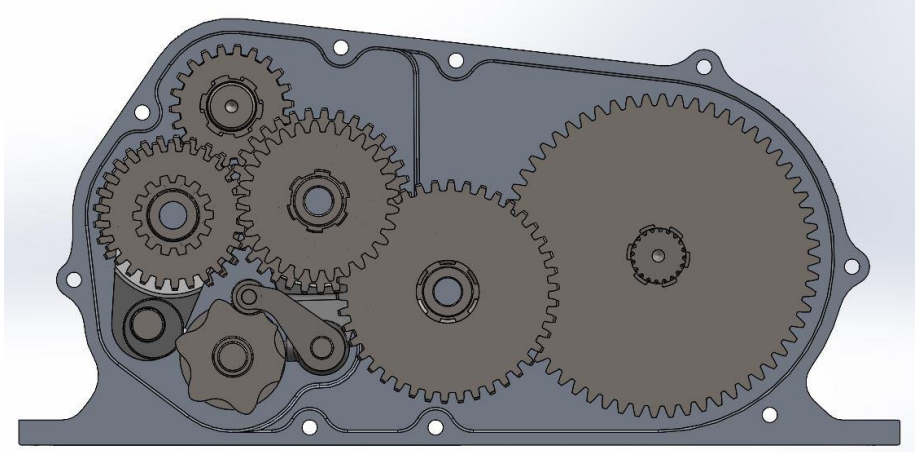
Neste trabalho, será realizado o estudo de otimização topológica de uma engrenagem de dentes retos utilizada no projeto da caixa de marcha do protótipo da equipe Tchê de Baja SAE da UFRGS. A transmissão do veículo é da marca Honda modelo CB400. Através de cálculos analíticos serão obtidos os esforços submetidos às engrenagens, bem como as condições de contorno a serem consideradas no estudo. Após a definição destes dados, será realizada a otimização topológica através de um software comercial, para determinar a geometria ideal em relação às condições encontradas e, por fim, obter uma redução de massa capaz de melhorar o desempenho do protótipo.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO

### 2.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O objeto do presente estudo é a análise de uma das engrenagens de dentes retos da caixa de marcha do protótipo da equipe Tchê de Baja SAE, o qual possui 3 configurações de marchas para o veículo andar para frente, uma marcha neutra, em que é desacoplado um par de engrenagens, e uma marcha ré, que permite ao veículo andar para trás. Ao total, são utilizados 5 eixos. Na Figura 1, é possível observar a parte interna da caixa, contendo os eixos e as engrenagens.

Figura 1. Vista interna dos eixos e engrenagens da caixa de marcha. Fonte: autor.



Nos capítulos seguintes, será apresentado o estudo da otimização topológica de uma engrenagem de dentes retos, cuja finalidade é a redução da massa. Como caso de estudo, foi escolhida a última engrenagem da transmissão, responsável por transmitir o maior torque entre os eixos.

## 2.2. ENGRENAGENS

A transmissão mecânica, segundo Dobrovolski et al (1980), corresponde aos mecanismos responsáveis por realizar a transferência de energia do motor de uma máquina até as partes de trabalho, promovendo uma transformação das velocidades, das forças e dos momentos.

A utilização de transmissões é essencial, muitas vezes, por haver partes de uma máquina nas quais a velocidade requerida é diferente da velocidade fornecida pelo seu motor, assim como pela necessidade de aplicação de um torque maior que o disponível.

As engrenagens são elementos de transmissão mecânica utilizadas para transmitir movimento de um eixo para outro. Segundo Budynas et al (2016), os principais tipos de engrenagens são: as retas, as helicoidais, as cônicas e as sem-fim. Cada tipo de engrenagem possui suas características de transmissão, sendo necessário escolher aquela que melhor se adapte à situação desejada. No caso, será estudada a engrenagem cilíndrica de dentes retos, os quais são paralelos ao seu eixo de rotação.

## 2.3. INTERFERÊNCIA

A interferência de uma engrenagem pode ser definida como sendo o contato entre porções de perfis de dentes que não são conjugados Budynas et al (2016). Este fenômeno acontece quando a cabeça de uma engrenagem toca o fundo do dente da outra engrenagem. Em outras palavras, a interferência ocorre quando os dentes das engrenagens se tocam inadequadamente em locais onde não deveriam ter contato. Pares de engrenagens com interferência provocam um desgaste prematuro da peça, diminuindo sua vida e seu rendimento.

O número mínimo de dentes de um pinhão ( $N_p$ ), para que não ocorram interferências, foi definido por Budynas et al (2016), conforme a Equação 1, que é utilizada para engrenagens cilíndricas de dentes retos com altura completa, sendo  $m_g$  a razão entre o número de dentes da coroa e o número de dentes do pinhão, e  $\alpha$  o ângulo de pressão.

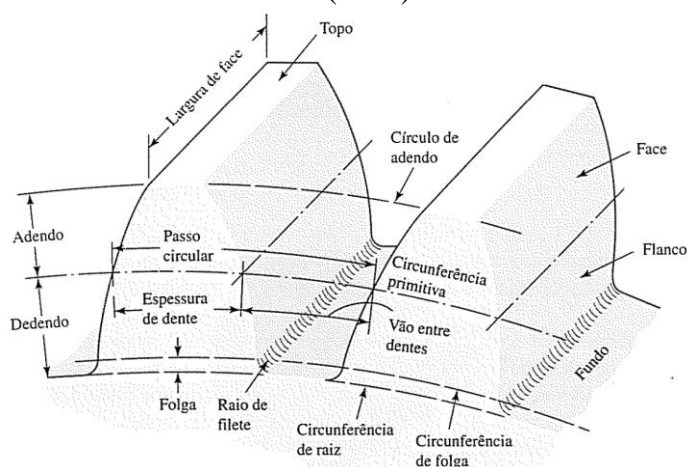
$$N_p = \frac{2}{(1+2m_g) \sin^2 \alpha} \times \left( m_g + \sqrt{m_g + (1 + 2m_g) \sin^2 \alpha} \right) \quad (1)$$

## 2.4. PARÂMETROS DOS DENTES DA ENGRENAGEM

A partir das medições das engrenagens existentes serão definidos os números de dentes ( $Z$ ) e o passo circular ( $CP$ ) a ser utilizado em cada engrenagem. O passo circular é a distância entre um ponto de um dente até o dente adjacente medida na linha do diâmetro primitivo. Com estes dois parâmetros, e mediante a definição de qual será o ângulo de pressão ( $\alpha$ ) utilizado, é possível realizar os cálculos necessários para o dimensionamento das engrenagens.

Para facilitar a compreensão das variáveis usadas, serão consideradas as nomenclaturas mostradas na Figura 2.

Figura 2. Nomenclatura para dentes de engrenagens de dentes retos. Adaptado de Budynas et al (2016).



O diâmetro primitivo ( $D_p$ ) é um dos principais parâmetros de uma engrenagem, pois seu valor é utilizado na maioria dos cálculos. Em um par de engrenagens, os círculos primitivos da engrenagem e do pinhão são sempre tangentes entre si. Seu valor é definido pela razão entre o número de dentes e o passo diametral ( $P$ ), conforme a Equação 2. O passo diametral ( $P$ ) definido pela Equação 3 é a razão entre  $\pi$  e o passo circular, sendo relacionado diretamente ao módulo ( $M$ ) que é definido como o inverso do passo diametral ( $P$ ).

$$D_p = \frac{Z}{P} \quad (2)$$

$$P = \frac{\pi}{CP} \quad (3)$$

O diâmetro externo e o diâmetro interno são calculados a partir da Equação 4 e 5 respectivamente. Outro parâmetro importante é o diâmetro da base ( $D_b$ ) e o seu passo ( $CB$ ), que são calculados pelas Equação 6 e 7.

$$D_e = \frac{Z+2}{P} \quad (4)$$

$$D_i = D_p - \left(2 \times \frac{1,25}{P}\right) \quad (5)$$

$$D_b = D_p \times \cos \alpha \quad (6)$$

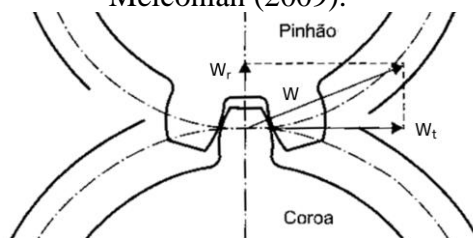
$$CB = CP \times \cos \alpha \quad (7)$$

## 2.5. EQUACIONAMENTO DAS SOLICITAÇÕES

### 2.5.1. CARREGAMENTOS

No ponto de contato entre os dentes de um par de engrenagem é gerada uma força resultante ( $W$ ), que pode ser dividida entre força tangencial ( $W_t$ ) e força radial ( $W_r$ ), conforme ilustrado na Figura 3.

Figura 3. Componentes da força resultante de um par de engrenagens. Adaptado de Melconian (2009).



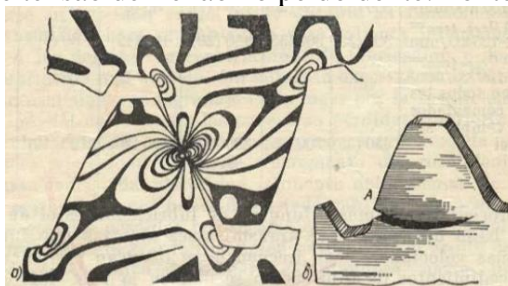
Segundo Melconian (2009), a força tangencial é a mais importante para o dimensionamento da engrenagem, visto que ela é responsável por seus movimentos e pela geração do momento fletor. As forças radial e resultante são utilizadas apenas no dimensionamento dos eixos e dos mancais. A força tangencial ( $W_t$ ) é obtida a partir da Equação 8, sendo a razão entre o torque no eixo ( $T$ ) e o raio do primitivo ( $r_p$ ). A força radial ( $W_r$ ) é obtida pela multiplicação entre força tangencial e a tangente do ângulo de pressão.

$$W_t = \frac{T}{r_p} = \frac{2 \times T}{D_p} \quad (8)$$

### 2.5.2. TENSÃO DE FLEXÃO

A tensão de flexão máxima em uma engrenagem pode ser obtida por diferentes métodos, como a partir da equação de Lewis, do método definido pela American Gear Manufacturers Association (AGMA) ou do modelo de elementos finitos. Segundo Dobrovolski et al (1980), a principal causa da ruptura na região do pé do dente é a fadiga mecânica gerada pelos ciclos de cargas a cada entrada e saída do dente fazendo com que ocorra tensões variáveis de flexão. Na Figura 4 está ilustrado o ponto de ruptura causado pela concentração de flexão.

Figura 4. Concentração de tensão de flexão no pé do dente. Fonte: Dobrovolski et al (1980)



A partir da Equação 9, definida pela norma ANSI/AGMA 2001-D04, é possível calcular a tensão de flexão máxima ( $S_t$ ) no dente da engrenagem, este método considera os seguintes parâmetros em seu cálculo: força tangencial transmitida ( $W_t$ ) em N, fator de sobrecarga ( $K_o$ ), fator dinâmico ( $K_v$ ), fator de tamanho ( $K_s$ ), fator de distribuição de carga ( $K_m$ ), largura de face do elemento mais estreito ( $F$ ) em mm, passo diametral ( $P$ ) em  $\text{mm}^{-1}$ , fator de espessura de aro ( $K_b$ ) e o fator geométrico para resistência à flexão ( $J$ ).

$$S_t = W_t K_o K_v K_s \frac{P}{F} \frac{K_m K_b}{J} \quad (9)$$

### 2.5.3. TENSÃO DE CONTATO

Segundo a norma ANSI/AGMA 917-B97, a tensão de contato ocorre quando dois corpos entram em contato sob uma força, que pode ser calculada em qualquer ponto do dente da engrenagem, bastando conhecer o raio de curvatura no ponto a ser utilizado. A tensão de contato é obtida a partir da teoria de Hertz e pode ser encontrada também a partir do modelo de elementos finitos. Existem dois principais locais em que a tensão é calculada: no círculo do diâmetro primitivo ou no ponto mais baixo de contato do dente.

O principal local onde é calculada a tensão de contato é no ponto do círculo primitivo, pois é nele que ocorre a falha de fadiga superficial, em razão das repetições de alta tensão de contato. Segundo a norma ANSI/AGMA 917-B97, a falha acontece neste local, pois é onde ocorre a mudança de direção do deslizamento, criando tensões de cisalhamento subterrâneas de atrito que podem, eventualmente, remover material e formar as cavidades superficiais.

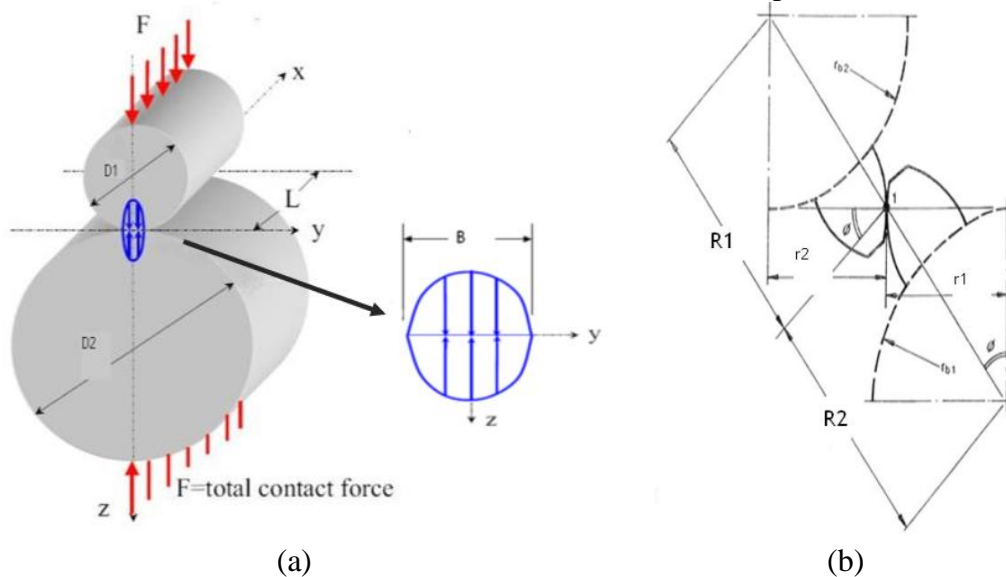
A partir da Equação 10 definida pela norma ANSI/AGMA 2001-D04, onde  $C_p$  o coeficiente elástico do material em  $\text{Pa}^{0.5}$ ,  $I$  o fator geométrico para resistência à tensão de contato e  $C_f$  o fator de condição de superfície, é possível calcular a tensão de contato máxima ( $S_c$ ) no dente da engrenagem.

$$S_c = C_p \sqrt{W_t K_O K_V K_S \frac{K_m C_f}{D_p F I}} \quad (10)$$

### 2.5.4. ÁREA DE CONTATO

O método de cálculo da tensão de contato pela equação de Hertz é uma derivação do contato entre dois cilindros. Quando dois membros de superfície curva são pressionados um contra o outro, ocorre uma deformação e é originada uma área de contato, conforme ilustrado na Figura 5(a). Para obtenção do valor da área, será considerado que os dentes no ponto primitivo são de formato cilíndrico e estão sendo pressionados um contra o outro, de acordo com o ilustrado na Figura 5(b). O valor do raio do cilindro será o raio do dente no ponto primitivo.

Figura 5. a) Ilustração do contato entre dois cilindros. b) Ilustração do contato entre os dentes de um par de engrenagens. Fonte: Adaptado de Gupta et al (2012)



De acordo com Schmid et al (2014), a área de contato entre os dentes de um par de engrenagens é a multiplicação entre a espessura da engrenagem e a largura do contato. O valor da largura do contato ( $B$ ) pode ser obtido pela Equação 11, sendo  $r_1$  e  $r_2$  o raio do perfil do dente no ponto do primitivo do pinhão e da coroa respectivamente e  $E$  o módulo de elasticidade. Nesta equação, considera-se que ambas as engrenagens possuem o mesmo material.

$$B = \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{2}{\sin \alpha} \sqrt{\frac{8}{\pi} \frac{W}{F} \frac{E}{(1-\nu^2)} \frac{r_1 r_2 \sin \alpha}{(r_1+r_2)}} \quad (11)$$

## 2.6. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Segundo Rao (2009), a otimização, em termos de programação matemática, pode ser definida pela Equação 12, de forma a encontrar um vetor de variáveis de projeto ( $\mathbf{X}$ ) que minimiza uma função objetivo ( $f(\mathbf{X})$ ) sujeita às restrições de desigualdade ( $g_j(\mathbf{X})$ ) e igualdade ( $l_j(\mathbf{X})$ ), conforme as Equações 13 e 14, respectivamente. Pode-se dizer que as restrições são os limites impostos no projeto, tendo  $m$  restrições de desigualdade e  $p$  restrições de igualdade.

$$\text{Encontrar } \mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \text{ que minimize } f(\mathbf{X}) \quad (12)$$

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (13)$$

$$l_j(\mathbf{X}) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (14)$$

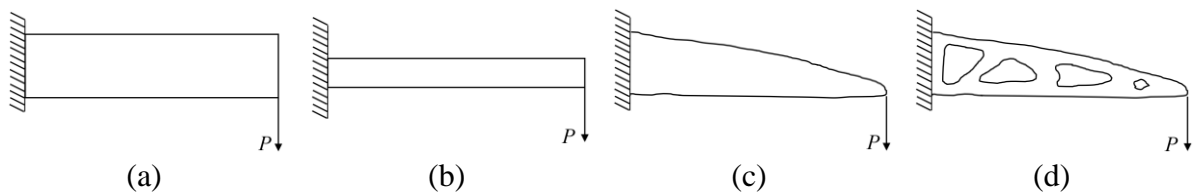
A otimização estrutural pode ser dividida em três tipos, segundo Silva (2009): otimização paramétrica, otimização de forma e otimização topológica.

Na otimização paramétrica, ilustrada na Figura 6(b), é estabelecida uma geometria que não sofrerá alteração na sua forma. Neste caso, as variáveis de projeto são, por exemplo, algumas dimensões da estrutura.

Na otimização de forma, os parâmetros a serem alterados são os contornos externos, como pode ser visto na Figura 6(c), sendo estes as variáveis de projeto. Neste tipo de otimização é permitida a alteração do contorno da geometria; porém não é possível alterar sua topologia, como, por exemplo, mediante a inclusão de furos.

O terceiro tipo, ilustrado na Figura 6(d), é o método de otimização topológica que permite, a obtenção da melhor geometria em um projeto, segundo critério pré-estabelecido. Na otimização topológica é permitido a redistribuição de material base dentro de um domínio pré-estabelecido (domínio de projeto). Na otimização topológica a variável de projeto é uma pseudo-densidade que penaliza o tensor constitutivo do material com o objetivo de maximizar ou minimizar um funcional, podendo ser, por exemplo, massa, volume, rigidez, frequência natural.

Figura 6. Exemplos dos métodos de otimização sendo: a) Geometria inicial. b) Otimização paramétrica. c) Otimização de forma. d) Otimização topológica. Fonte: autor.





### 3. DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Neste tópico, as etapas do estudo serão detalhadas de forma mais aprofundada.

Primeiramente, foi efetuada a medição das engrenagens para obtenção de seus dados geométricos; após, calculou-se o torque máximo em cada eixo. Com isso, foi possível realizar a verificação analítica das tensões de contato e de flexão, de acordo com as equações indicadas por Budynas et al (2016). A partir dos valores máximos das tensões, foi escolhido o material a ser utilizado na pesquisa.

Obtidos todos os parâmetros, realizou-se a análise estática da geometria inicial e, posteriormente, efetivou-se a otimização topológica. Por fim, a geometria obtida foi novamente analisada, a fim de validar o resultado obtido.

#### 3.1 DIMENSIONAMENTO DA GEOMETRIA

##### 3.1.1. MEDIÇÃO DAS ENGRENAGENS

O estudo iniciou-se com a medição das engrenagens da caixa de marcha e verificação do número de dentes, da espessura e do passo circular. Importa destacar que esta medição se fez necessária, pois foram utilizadas engrenagens de uma caixa de transmissão da marca Honda modelo CB400.

Os valores obtidos para a engrenagem estudada estão apresentados na Tabela 1 abaixo. O perfil interno da engrenagem, onde será acoplado o eixo, possui seis ranhuras simétricas.

Tabela 1. Valores obtidos pela medição da engrenagem estudada.

Dados	Símbolo	Valor	Unidade
Ângulo de Pressão	$\alpha$	20	°
Passo Circular	CP	6,5	mm
Espessura dos dentes	F	20	mm
Número de dentes	Z	60	-

##### 3.1.2. DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

Com os dados obtidos através das medições das engrenagens, é possível realizar os cálculos da geometria, consoante as equações apresentadas no capítulo 2.4. Na Tabela 2, são apresentados os resultados obtidos.

Tabela 2. Valores do dimensionamento da engrenagem estudada.

Dados	Símbolo	Valor	Unidade
Passo diametral	P	0,483	1/mm
Passo da base	CB	6,108	mm
Diâmetro primitivo	$D_p$	124,14	mm
Diâmetro externo	$D_e$	128,28	mm
Diâmetro interno	$D_i$	118,97	mm
Diâmetro da base	$D_b$	116,65	mm

#### 3.2. DETERMINAÇÃO DAS SOLICITAÇÕES

### 3.2.1. CARREGAMENTOS

O protótipo do veículo BAJA possui um motor padronizado, conforme definido pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL (RATBSB). O motor utilizado é o Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19), que possui 10 HP e 305 cc, e cujo torque máximo de 18 N.m é obtido a 2800 rpm, rotação em que a potência é de 7,5 HP. As curvas características são fornecidas pelo fabricante e pode ser visto no Anexo 1. Os valores obtidos para o eixo de saída da caixa na condição de torque máximo do motor são apresentados na Tabela 3 abaixo.

Tabela 3. Valores das solicitações.

<b>Dados</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Torque máximo no eixo de saída	T	580	N.m
Rotação no eixo de saída	$\text{rpm}_f$	56	rpm
Redução máxima da caixa	$r_f$	10,3	-

A partir do torque máximo no eixo de saída e do diâmetro primitivo da engrenagem final calcula-se a força tangencial aplicada no dente da engrenagem, utilizando a Equação 8. O valor obtido foi de 9.353 N. O memorial de cálculo completo, conforme pode ser visto no Apêndice 1, foi elaborado em planilhas.

### 3.2.2. TENSÃO DE FLEXÃO

A fim de comparar os resultados que serão obtidos pelo método de elementos finitos, foram realizados cálculos analíticos para obtenção da tensão de flexão a partir da Equação 9, utilizando os valores apresentados na Tabela 4. O valor encontrado foi de 618 MPa.

Tabela 4. Valores utilizados para resolução da tensão de flexão.

<b>Dados</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
força tangencial transmitida	$W_t$	9.353	N
largura de face do elemento mais estreito	F	20	mm
Passo diametral	P	0,483	1/mm
fator de sobrecarga	$K_o$	1,00	-
fator dinâmico	$K_v$	1,039	-
fator de tamanho	$K_s$	1,006	-
fator de distribuição de carga	$K_m$	1,110	-
fator de espessura de aro	$K_b$	1,00	-
fator geométrico para resistência à flexão	J	0,42	-

### 3.2.3. TENSÃO DE CONTATO

A tensão de contato máxima na engrenagem final da caixa foi calculada analiticamente a partir da Equação 10, a partir dos valores apresentados na Tabela 5. O valor encontrado foi de 1.189 MPa. Tal resultado será comparado com aquele encontrado através da análise numérica.

Tabela 5. Valores utilizados para resolução da tensão de contato.

<b>Dados</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
força tangencial transmitida	$W_t$	9.353	N

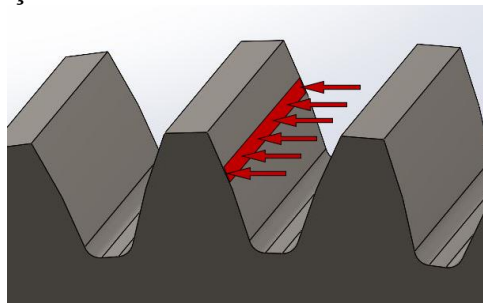
Diâmetro primitivo	$D_p$	124,14	mm
largura de face do elemento mais estreito	$F$	20	mm
coeficiente elástico do material	$C_p$	186	MPa <sup>0,5</sup>
fator de sobrecarga	$K_o$	1,00	-
fator dinâmico	$K_v$	1,039	-
fator de tamanho	$K_s$	1,006	-
fator de distribuição de carga	$K_m$	1,110	-
fator de condição de superfície	$C_f$	1,1	-
fator geométrico	$I$	0,118	-

### 3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Na análise, será aplicada uma força tangencial de 9.353 N, conforme calculado anteriormente, em uma área do dente onde sua linha média é coincidente com o diâmetro primitivo. A Figura 7 contém a ilustração da área em que a força será aplicada. A partir da Equação 11, foi obtido o valor de 0,356 mm para a largura do contato dos dentes.

A outra condição de contorno utilizada foi no centro da engrenagem, onde foi aplicada uma restrição, fixando seu movimento em toda sua área.

Figura 7. Ilustração da área de contato entre dois cilindros. Fonte: autor.



### 3.4. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

A realização da análise pelo método de elementos finitos exige a definição de todas as condições de contorno da engrenagem que serão utilizadas no software Ansys Workbench R19.2. Este software desenvolve a otimização por meio do método SIMP – Solid Isotropic Material with Penalization (BENDSØE et al, 1999), onde a abordagem aplicada se baseia na pseudo-densidade dos elementos de malha do modelo. Para cada elemento da malha é atribuído uma variável de projeto  $x_e$  e que penaliza o módulo de Elasticidade do elemento conforme a Equação 15 abaixo:

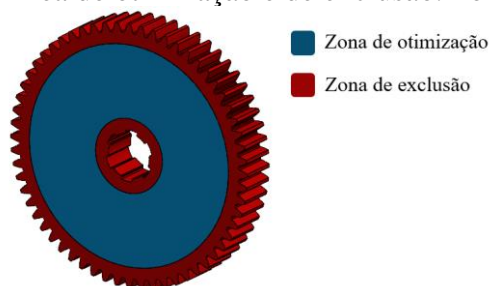
$$E_e = E_{min} + x_e^p (E_0 - E_{min}), \quad x_e \in [0,1] \quad 15$$

onde  $E_0$  é o módulo de elasticidade do material base,  $E_{min}$  é um valor mínimo próximo de zero para evitar problemas numéricos e  $p$  é um fator de penalização, geralmente utilizado como 3.

Para realizar a otimização topológica, é necessário selecionar a região do domínio onde o método SIMP será aplicado. Se a espessura da borda abaixo do dente for muito fina, poderá ocorrer uma falha por fadiga flexional, ao invés de ocorrer no filete do dente. Segundo Budynas et al (2016), nos casos em que a relação entre a espessura da borda (abaixo do dente) e a altura do dente for maior que 1,2, não se aplica fator de correção de tensão.

A área escolhida para a região otimizada foi balizada na relação de espessura, citada acima, igual a 1,2, sendo obtido um valor de espessura de borda abaixo do dente de 5,6 mm, valor que também foi utilizado para a espessura da borda interna. Com isso, a área selecionada da região otimizada está entre os círculos de 36,2 mm de diâmetro interno e 107,8 mm de diâmetro externo, conforme ilustrado na Figura 8.

Figura 8. Área de otimização e de exclusão. Fonte: autor.



Com os valores encontrados para a tensão de contato e para a tensão de flexão, será possível analisar o material adequado para a fabricação da engrenagem. Considerar-se-á que os dentes da engrenagem irão passar por um tratamento térmico superficial a fim de aumentar sua tensão de escoamento.

De acordo com o catálogo da empresa Gerdau, fabricante de referência no mercado brasileiro, o material mais adequado é o aço AISI 4340. Tal aço, na condição normalizada, possui limite de escoamento de 860 MPa; ao ser temperado e revenido a uma temperatura de 205 °C, o seu limite de escoamento é de 1675 MPa. Para realização da simulação, serão utilizadas as propriedades da Tabela 6, referentes ao aço na condição normalizada.

Tabela 6. Propriedades do aço AISI 4340 na condição normalizada utilizadas na simulação.

Dados	Valor	Unidade
Resistência à tração	1.280	MPa
Limite de escoamento	860	MPa
Módulo de Elasticidade	200	GPa
Módulo de Cisalhamento	77,5	GPa
Dureza, Brinell	363	HB
Coefficiente de Poisson	0,29	-

Na primeira etapa, foram verificadas as configurações da opção *Analysis Settings*, em que escolheu-se manter os valores padrões disponibilizados pelo do software, sendo o número máximo de interações igual a 500 com precisão de convergência igual a 0,1 %. Na segunda etapa, na opção *Objective*, foi selecionado o objetivo “*Minimize Compliance*”, a fim de aumentar a sua rigidez. Na terceira etapa, na opção *Response Constraint* foi selecionada uma restrição de massa de uma porcentagem de retenção de 30%, com a finalidade de diminuir em 70 % a massa da região a ser otimizada.

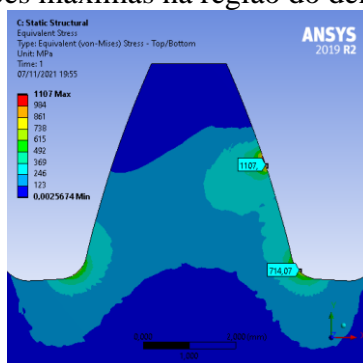
#### 4. RESULTADOS

Após definida a geometria da engrenagem e todas as suas condições de contorno, foi efetuada a análise estática estrutural no software Ansys Workbench R19.2 Com o intuito de verificar a convergência da malha, diversas análises foram realizadas e identificou-se que, para

elementos de tamanho menor que 0,05 mm, não há uma variação de resultados significativa para a máxima tensão de flexão. Por outro lado, para tensão de contato, a malha convergiu em 0,01 mm e, para as demais áreas, em 0,5 mm.

Os valores de tensões máximas encontradas na região do dente da engrenagem estão ilustrados na Figura 9, onde a máxima tensão de contato encontrada foi de 1.107 MPa e a máxima tensão de flexão foi de 714 MPa.

Figura 9. Tensões máximas na região do dente. Fonte: autor.



#### 4.1. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Para realização da otimização topológica, foram adicionados carregamentos em 12 dentes intercalados simetricamente, sendo aplicada uma força tangencial ( $W_t$ ) de 9.353 N a cada 5 dentes. A condição de contorno no centro da engrenagem foi um suporte fixo para restringir seu movimento. A otimização topológica, representada pelas Equações 16, 17 e 18, alcançou a geometria ilustrada na Figura 10 convergindo com 29 iterações.

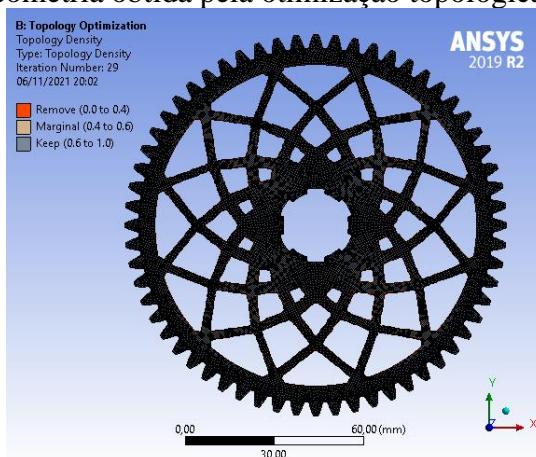
$$\underset{x}{\text{minimizar}} \quad u^T K u \quad (16)$$

$$\text{sujeito a} \quad m_T \leq 0,3 * m_i \quad (17)$$

$$x_e^{\min} \leq x_e \leq 1 \quad (18)$$

onde  $u$  é o vetor deslocamento do elemento,  $K$  é a matriz de rigidez,  $m_T$  é a massa final da zona de otimização e  $m_i$  é a massa inicial da zona de otimização.

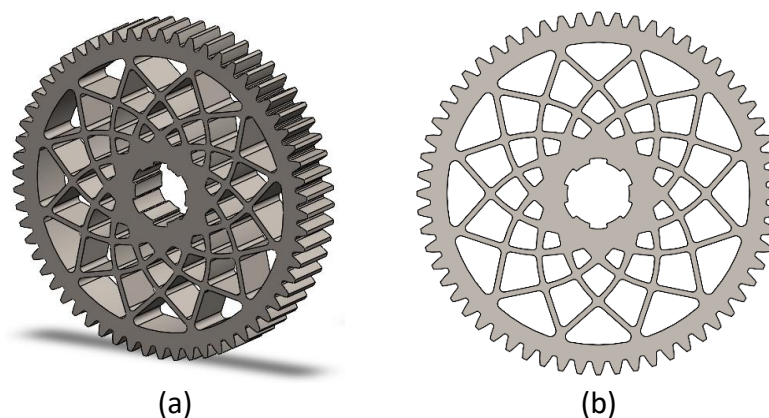
Figura 10. Geometria obtida pela otimização topológica. Fonte: autor.



## 4.2. ANÁLISE DA GEOMETRIA OTIMIZADA

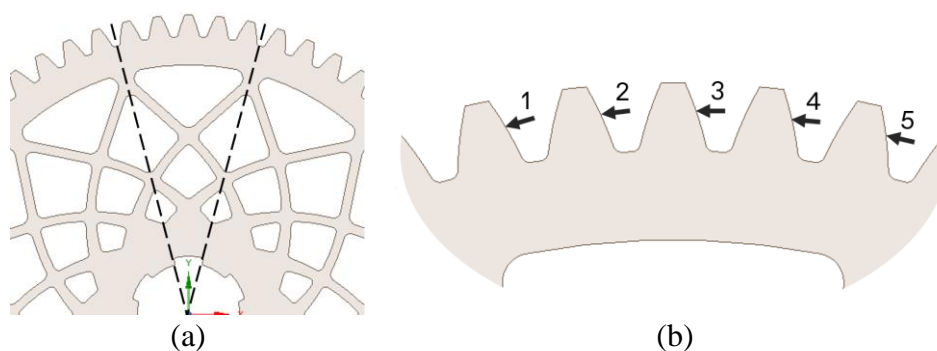
A partir do resultado obtido pela otimização topológica, foi realizada um pós-processamento de maneira a suavizar o contorno, com as suas áreas mais suavizadas, consoante resultado ilustrado na Figura 11.

Figura 11. Vista (a) isométrica e (b) frontal da geometria suavizada. Fonte: autor.



Para validar a geometria final obtida foram realizadas 5 análises estáticas diferentes, objetivando abranger todas as posições possíveis dentro do intervalo de simetria da geometria. O intervalo de simetria da geometria está representado na Figura 12(a) e as posições em que serão realizadas as análises estão ilustradas na Figura 12(b), na qual foi feita a análise individual de cada um dos dentes.

Figura 12. a) Intervalo de simetria da geometria. b) Posições das análises individuais. Fonte: autor.



As tensões máximas encontradas na região otimizada em cada uma das análises do intervalo de simetria estão apresentadas na Figura 13, verificando-se que, na análise da posição 5, ocorre a maior tensão. Observando-se a Figura 14(a), é possível notar que a tensão máxima ocorre na borda de um filete, porém, nas demais áreas, as tensões máximas não ultrapassam o valor de 90 MPa. Os valores de tensões máximas encontradas na região do dente da engrenagem otimizada estão ilustrados na Figura 14(b), onde a máxima tensão de contato encontrada foi de 1.172 MPa e a máxima tensão de flexão foi de 703 MPa.

Figura 13. Tensão máxima na zona de otimização em cada posição analisada. Fonte: autor.

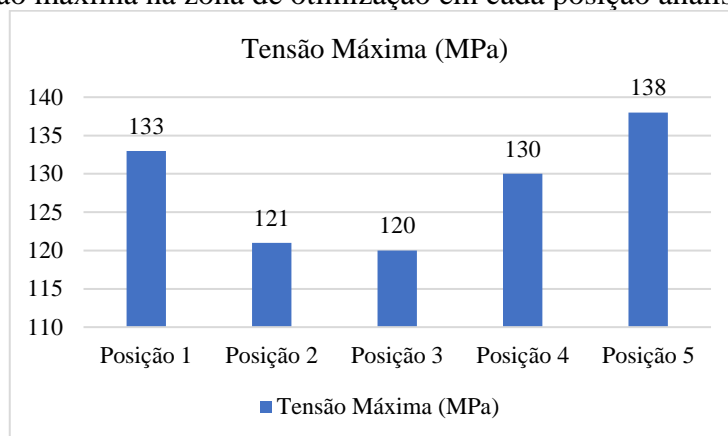
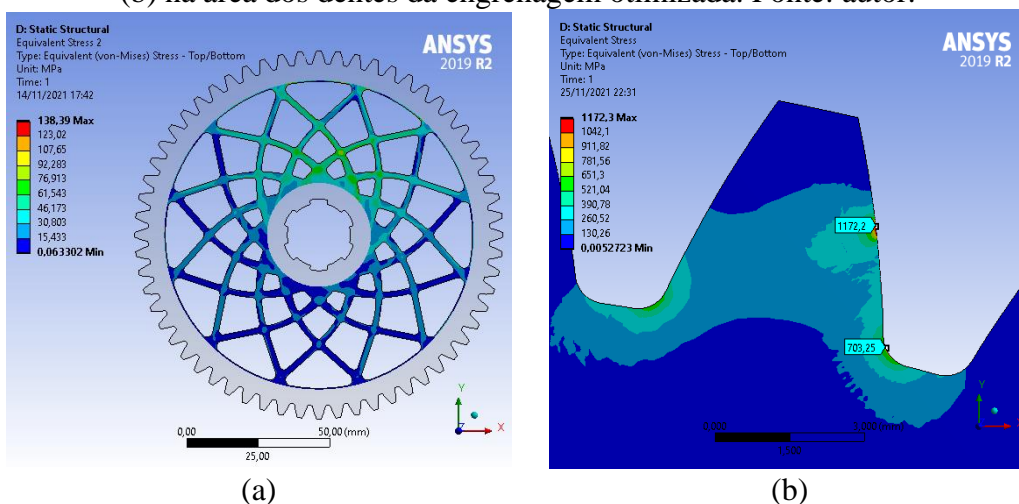
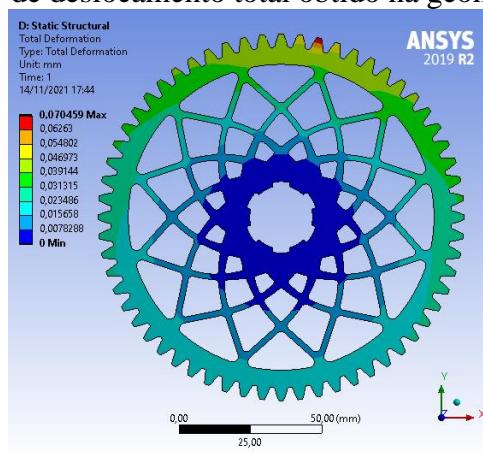


Figura 14. Campo de tensão equivalente de von-Mises na (a) área otimizada da engrenagem e (b) na área dos dentes da engrenagem otimizada. Fonte: autor.



Verifica-se que o deslocamento máximo da engrenagem otimizada ocorre no dente, característica que já era esperada. O máximo deslocamento foi de 0,070459 mm na região superior do dente; na região da borda logo abaixo do dente o seu deslocamento máximo foi de aproximadamente 0,050 mm, conforme pode ser visto na Figura 15.

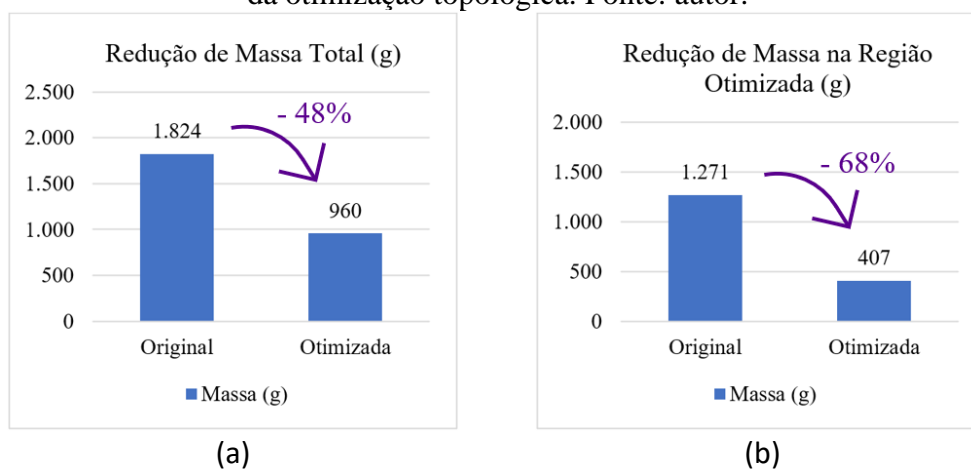
Figura 15. Campo de deslocamento total obtido na geometria. Fonte: autor.



### 4.3. REDUÇÃO DE MASSA

A massa da engrenagem foi analisada de duas maneiras, observando-se a redução da massa total do componente, bem como a redução apenas na região onde foi realizada a otimização topológica (zona de otimização). Sendo 1.824 g a sua massa inicial e 960 g após ser otimizada conforme representado pela Figura 16(a), percebe-se que houve uma redução total de 48%. Analisando somente a área na qual foi realizada a otimização, sendo 1.271 g a massa inicial nesta região e 407 g a massa após a otimização, houve uma redução de 68% conforme apresentado na Figura 16(b).

Figura 16. Comparação de massa (a) total e somente da (b) zona de otimização antes e depois da otimização topológica. Fonte: autor.



## 5. CONCLUSÃO

O estudo foi desenvolvido a partir da metodologia de análise de otimização de uma engrenagem, mais especificamente por meio do método de otimização topológica, o que se mostrou eficaz em razão da redução significativa de massa na engrenagem. Em síntese, verificou-se a possibilidade de diminuição de 48% da massa total sem comprometer a estrutura do componente, pois as tensões máximas encontradas na engrenagem otimizada não ultrapassaram os limites de resistência do material.

A engrenagem otimizada possui o mesmo desempenho do que a anterior, tendo uma redução do momento de inércia de cerca de 42% o que representa uma melhora do desempenho do conjunto de transmissão assim como a redução do consumo de combustível.

A análise exclusiva da região dos dentes permitiu observar que os resultados encontrados por elementos finitos foram muito próximos daqueles obtidos através dos cálculos analíticos, o que serve como validação para o procedimento de análise numérica aplicado neste trabalho.

Com relação a fabricação do protótipo, diversos métodos são possíveis, como, por exemplo, eletroerosão a fio, porém a análise do processo de fabricação está fora do escopo do trabalho.

Como sugestão para trabalhos futuros pode ser realizado um trabalho de análise de falha por esforços cíclicos (análise de fadiga) na engrenagem. Sugere-se, também, a análise das demais engrenagens do sistema de transmissão e, por fim incentiva-se o desenvolvimento da otimização da carcaça da caixa de marcha, a fim de otimizar o conjunto inteiro da transmissão.

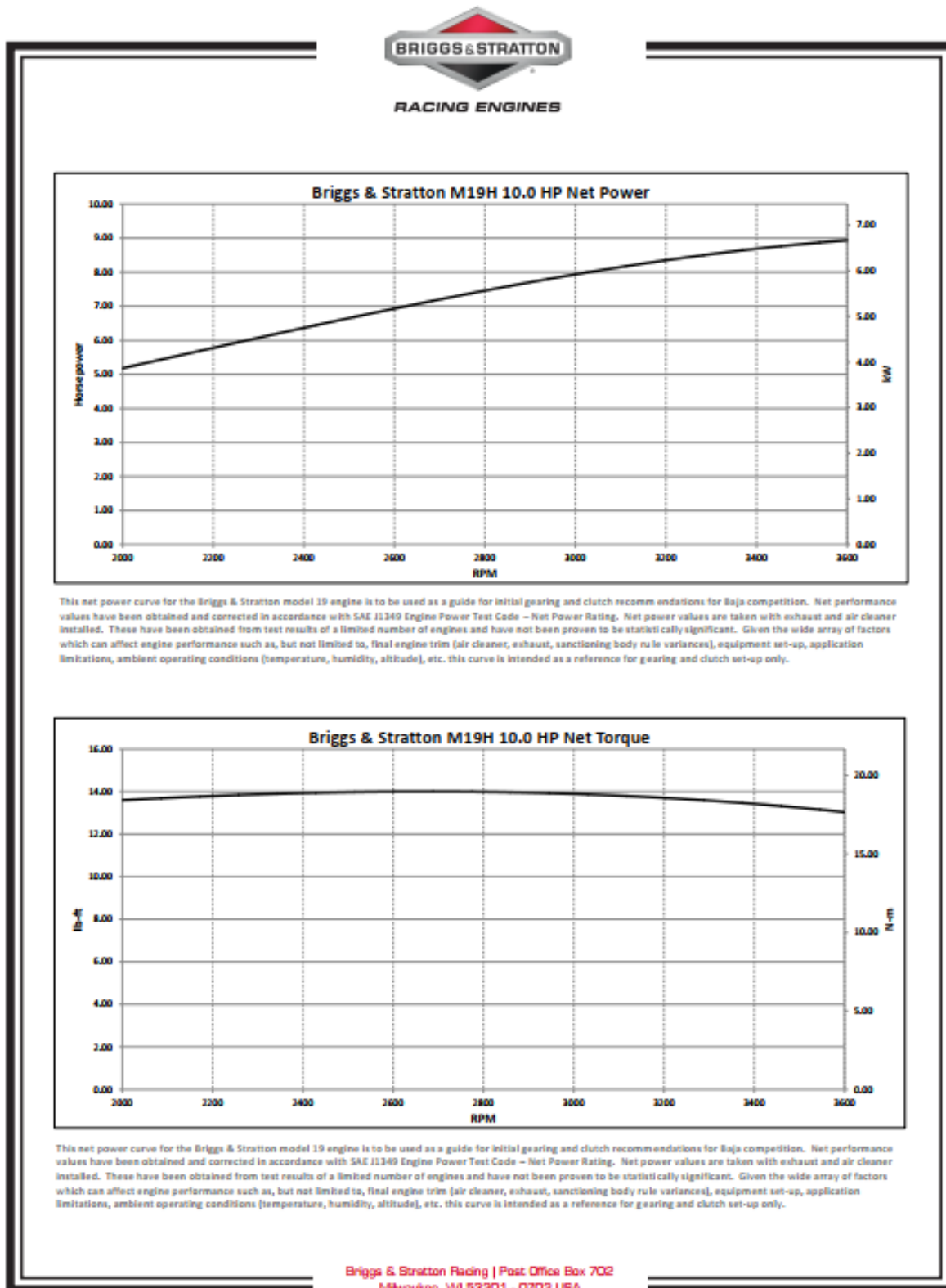


## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSI/AGMA 1103-H07. 2007. **Tooth Proportions for Fine-Pitch Spur and Helical Gearing (Metric Edition)**. Alexandria : American Gear Manufacturers Association, 2007.
- ANSI/AGMA 2001-D04. 2004. **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. Alexandria, USA : American Gear Manufacturers Association, 2004.
- Bendsøe, M. P. e Sigmund, O. 1999. **Material interpolation schemes in topology optimization**. s.l. : Springer-Verlag, 1999.
- Bendsøe, Martin P. e Kikuchi, Noboru. 1988. **Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method**. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. s.l. : North-Holland, 1988, Vol. 71, pp. 197-224.
- Budynas, Richard G. e Nisbett, J. Keith. 2016. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. Porto Alegre : Bookman, 2016.
- De Leon, Daniel M. 2015. **Otimização Topológica de Mecanismos Flexíveis com Controle da Tensão Máxima Considerando Não Linearidades Geométrica e Material**. Porto Alegre : s.n., 2015.
- Dobrovolski, V., et al. 1980. **Elementos de Máquinas**. 1. Moscou : Mir, 1980.
- Gupta, Bharat, Choubey, Abhishek e V. Varde, Gautam. 2012. **Contact Stress Analysis of Spur Gear**. 2012. Vol. 1, 4.
- Lechner, Gisbert e Naunheimer, Harald. 1999. **Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application**. s.l. : Springer, 1999.
- Maxwell, J. C. 1872. **On reciprocal figures, frames and diagrams of forces**. s.l. : Royal Society of Edinburgh, 1872.
- Melconian, Sarkis. 2009. **Elementos de Máquinas**. 9. São Paulo : Editora Érica Ltda., 2009.
- Michell, A. G. M. 1904. **The limit of economy of materials in frame-structures**. s.l. : Philosophical Magazine, 1904. Vol. 8.
- Rao, Singiresu S. 2009. **Engineering Optimization: Theory and Practice**. 4. s.l. : Wiley, 2009.
- Rill, Georg. 2007. **Vehicle Dynamics**. 2007.
- Schmid, Steven R., Hamrock, Bernard J e Jacobson, Bo O. 2014. **Fundamentals of Machine Elements**. 3. s.l. : CRC Press, 2014.
- Silva, E. C. N. 2009. **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. 2009.

ANEXO 1

Figura 17. Curvas características do motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19.



## APÊNDICE 1

Figura 18. Primeira parte do memorial de cálculo.

Dados de entrada		
Módulo (M):	2,06901	[mm]
Ângulo de Pressão ( $\alpha$ ):	20	[graus]
Coefficiente de poisson ( $\mu$ ):	0,29	-
Módulo de elasticidade (E):	200	[Gpa]
Potência do motor (P):	10,00	[hp]
Torque máx. motor (T):	18,00	[N.m]
Rotação máx. motor:	2.800	[rpm]
Máxima redução CVT:	3,90	-
Rendimento da CVT:	80,00%	[%]
Redução até o pinhão:	3,79	-
Número de dentes do pinhão (Zp):	22	-
Espessura dos dentes do pinhão (Fp):	20,00	[mm]
Número de dentes da coroa (Zc):	60	-
Espessura dos dentes do pinhão (Fp):	20,00	[mm]

Preenchidos automaticamente
Preenchidos pelo usuário
Resultados importantes

Figura 19. Segunda parte do memorial de cálculo.

Dados de saída		
Número MÍN. de dentes no Pinhão (Np):	14,8	OK - Não possui interferência
Razão de engrenamento Nc/Np (m):	2,727	-
Circular Pitch / Passo Circular (CP):	0,256	[in] 6,500 [mm]
Diametral Pitch / Passo Diametral (P):	12,276	[1/in] 0,483 [1/mm]
Base Pitch / Passo da base (CB):	0,240	[in] 6,108 [mm]
Ângulo de Pressão em radianos ( $\alpha$ ):	0,349	[rad] 20,0 [graus]
Ângulo de Hélice em radianos ( $\Psi$ ):	0,000	[rad] 0,0 [graus]
Adendo (ha):	0,081	[in] 2,069 [mm]
Dedendo (hb):	0,102	[in] 2,586 [mm]
Working depth (hw):	0,163	[in] 4,138 [mm]
Whole depth / Altura do dente (ht):	0,183	[in] 4,655 [mm]
Clearance / Folga (c):	0,020	[in] 0,517 [mm]
Ráio máximo do filete do dente (rf max):	0,031	[in] 0,786 [mm]
Espessura dente no primitivo (S):	0,128	[in] 3,250 [mm]
Raio efetivo do contato dos dentes (r'):	0,224	[in] 5,696 [mm]
Módulo de elasticidade(E):	2,9E+07	[psi] 200 [GPa]
Módulo de elasticidade efetivo (E'):	3,2E+07	[psi] 218 [GPa]
Dimensionless load (W')	4,0E-04	-
Máxima pressão hertziana de contato (Ph):	252.713	[lb/in <sup>2</sup> ] 1.742 [Mpa]
Altura da área de contato dos dentes (B):	0,014	[in] 0,364 [mm]
Diâmetro primitivo (Dp):	4,887	[in] 124,141 [mm]
Diâmetro externo (De):	5,050	[in] 128,279 [mm]
Diâmetro interno (Di):	4,684	[in] 118,968 [mm]
Diâmetro da base (Db):	4,593	[in] 116,654 [mm]
Largura do dente / da face (F):	0,787	[in] 20,00 [mm]
Rotação máxima (rpm):	56	[rpm]
Velocidade no primitivo (Vt):	71,1	[ft/min] 0,36 [m/s]
Torque máximo (T):	428	[lb.ft] 580 [N.m]
Velocidade máx. no primitivo (Vt máx):	8.239	[ft/min] 41,856 [m/s]
Rotação máxima (RPM máx):	6.439	[rpm]
Fator de forma de lewis (Y):	0,422	-
Raio do dente no ponto primitivo (r):	0,84	[in] 21,229 [mm]

Preenchidos automaticamente
Preenchidos pelo usuário
Resultados importantes

Figura 20. Terceira parte do memorial de cálculo.

<b>Tensão de contato (Sc):</b>	<b>172.441</b>	[lb/in <sup>2</sup> ]	<b>1.189</b>	[Mpa]	
<b>AGMA 2015-1-A01 - Fator Dinâmico (Kv):</b>	<b>1,039</b>	-			
Nível de precisão transmissão (Av):	<b>7</b>	-			
Fator b (B):	<b>0,397</b>	-			
Fator c (C):	<b>83,771</b>	-			
<b>AGMA 2000-A88 - Fator Dinâmico (Kv):</b>	<b>1,039</b>	-			
Nível de precisão transmissão (Qv):	<b>10</b>	-			
Fator b (B):	<b>0,397</b>	-			
Fator a (A):	<b>83,771</b>	-			
<b>Força Tangencial (Wt):</b>	<b>2.102,2</b>	[lb]	<b>9.354,1</b>	[N]	
<b>Coefficiente elástico (Cp):</b>	<b>2.245</b>	[lb/in <sup>2,05</sup> ]	<b>186</b>	[Mpa] <sup>0,5</sup>	
<b>Fator de Sobrecarga (Ko):</b>	<b>1,00</b>	-			
<b>Fator de distribuição de carga (Km):</b>	<b>1,11</b>	-			
Fator de distribuição na face (Cmf):	<b>1,105</b>	-			
Fator de correção de prumo (Cmc):	<b>1,0</b>	-			
Fator de proporção do pinhão (Cpf):	<b>0,025</b>	-			
Modificador da prop. do pinhão (Cpm):	<b>1,1</b>	-			
Fator de correção do alinhamento (Ce):	<b>1,0</b>	-			
Fator de alinhamento da malha (Cma):	<b>0,078</b>	-			
Coefficiente a (A):	<b>0,068</b>	-			
Coefficiente b (B):	<b>0,013</b>	-			
Coefficiente c (C):	<b>-0,00009</b>	-			
<b>Fator de tamanho (Ks):</b>	<b>1,006</b>	-			
<b>Fator geométrico (I):</b>	<b>0,118</b>	-			
<b>Fator de condição de superfície (Cf):</b>	<b>1,1</b>	-			
<b>Tensão de flexão (St):</b>	<b>89.658</b>	[lb/in <sup>2</sup> ]	<b>618</b>	[Mpa]	
<b>Fator de espessura de aro/borda (KB):</b>	<b>1,00</b>	-			
Espessura da borda utilizada (tR):	<b>0,220</b>	[in]	<b>5,586</b>	[mm]	
Razão de borda auxiliar (mb):	<b>1,20</b>	-			
<b>Fator geométrico p/ resist. à flexão (J):</b>	<b>0,42</b>	-			
Fator concent. de tensão de fadiga (Kf):	<b>1,0</b>	-			
Razão compart. de carga no dente (mN):	<b>1,0</b>	p/ dentes retos (mN=1)			

Preenchidos automaticamente  
 Preenchidos pelo usuário  
 Resultados importantes