

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Richard Carlos Kohler Roehrs

**Projeto e desenvolvimento de uma caixa redutora
para um veículo fora-de-estrada**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da
PUC-Rio

Orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Rio de Janeiro
Dezembro de 2018

AGRADECIMENTOS

Dedico esse trabalho à minha família, que sempre me incentivou a valorizar os estudos, à minha namorada que foi uma grande companheira nessa jornada acadêmica e especialmente à minha mãe, que fez de tudo para tornar esse sonho possível.

Agradeço também à todos professores da PUC que fizeram parte da minha vida acadêmica e sempre estiveram dispostos a compartilhar conhecimento, e em especial ao José Paulo e Jaime, que foram além do técnico e compartilharam também lições de vida.

RESUMO

Projeto e desenvolvimento de uma caixa redutora para um veículo fora-de-estrada

O presente trabalho tem por objetivo realizar uma avaliação das engrenagens da caixa redutora de um protótipo fora de estrada, verificando possíveis otimizações de peso e suas viabilidades. É feito um reprojeto das engrenagens considerando a norma AGMA, e por meio deste são tiradas conclusões acerca da viabilidade dessas otimizações. Para o reprojeto, foi considerada uma modelagem dinâmica do veículo levando em conta as principais forças resistivas atuantes, e a partir dela chega-se ao valor de redução esperado e aos principais esforços atuantes nas engrenagens da caixa. Após o estudo, verificou-se que as engrenagens atuais já possuem um bom nível de otimização, não valendo a pena investir em melhorias sem que seja feito um estudo das cargas reais de serviço.

Palavras chaves: Redutor. Estudo de viabilidade. Veículo fora de estrada. Otimização. Engrenagens.

ABSTRACT

Design and Development of a gearbox for an off-road vehicle

This paper objective is to review a gear design of a off-road vehicle gearbox, searching for weight optimization possibilities and it viabilities. A new gear design is done, using AGMA standards, and from that some conclusions about weight optimization viabilities are made. For the redesign, a dynamic modeling of the vehicle was considered, taking into account the main acting resistive forces, and from this was possible define the gear ratio value and the main acting forces on the gears. After the study, it was verified that the current gears already have a good level of optimization, and it is not worth investing in improvements without a study of the real service loads.

Key-words: Gearbox. Off-road Vehicle. Optimization. Gears.

SUMÁRIO

1 Introdução	10
1.1. Motivação	10
1.2. Objetivos	12
1.3. Metodologia	12
1.4. Caixa Atual	13
2 Revisão Bibliográfica	15
2.1. Redutor	15
2.2. Engrenagens	16
2.3. Tipos de engrenagens	16
2.3.1. Engrenagem cilíndrica de dentes retos	16
2.3.2. Engrenagens helicoidais	17
2.3.3. Engrenagens Cônicas	17
2.3.4. Pinhão-Coroa sem fim	18
2.4. Nomeclatura de engrenagens	19
2.5. Equações de dimensionamento à falha das engrenagens	21
2.5.1. Flexão dos dentes	21
2.5.2. Dimensionamento à falha por fadiga de flexão	23
2.5.3. Dimensionamento para fadiga superficial de contato	24
2.6. Definição dos Fatores de correção da AGMA	26
2.6.1. Fator Dinâmico – K_v	26
2.6.2. Fator de Sobrecarga – K_o	27
2.6.3. Fator de Tamanho – K_s	27
2.6.4. Fator de Espessura de Borda - K_b	28
2.6.5. Fator de distribuição de carga - K_m	29
2.6.6. Fator de Temperatura - K_t	30
2.6.7. Fator de Confiabilidade - K_r	30

2.6.8. Fator de ciclagem e tensão - YN e ZN	30
2.6.9. Fatores de segurança Sf e SH	32
2.6.10. Fator geométrico da resistência à flexão J	32
2.7. Cálculo do valor de resistência à fadiga do material	33
2.7.1. Resistência à fadiga de flexão	33
2.7.2. Resistência à fadiga superficial	35
 3 Projeto do Redutor	 36
3.1. Cálculo da redução necessária	36
3.1.1. Cálculo da redução para a capacidade de rampa	36
3.1.2. Cálculo da redução para velocidade máxima	39
3.1.3. Valor de redução esperado	40
3.2. Projeto das engrenagens	40
3.2.1. Cálculo das forças atuantes nos dentes	41
3.2.2. Escolha do material das engrenagens e definição das resistências à fadiga	43
3.2.3. Cálculo das tensões atuantes nos dentes e definição dos aspectos geométricos das novas engrenagens	45
3.3. Análise dos resultados do novo projeto das engrenagens	48
 4 Análise de possíveis melhorias no redutor atual	 51
4.1. Características das engrenagens antigas que já consistem otimizações de peso	51
4.2. Características das engrenagens antigas que podem constituir otimizações de peso	52
4.3. Consideração sobre outros componentes da caixa	53
4.4. Considerações sobre viabilidade das mudanças	53
 5 Conclusão	 55

Lista de figuras

Figura 1 - Foto do protótipo fora-de-estrada em uma das competições semestrais..	10
Figura 2 - Esquema do fluxo de potência no veículo, do motor às rodas	11
Figura 3 – Fluxograma de processos do estudo de possíveis otimizações	13
Figura 4 - Na esquerda, o modelo em CAD da caixa redutora, e na direita, a caixa montada. Na imagem de CAD é possível perceber os alívios de alma das coroas.	14
Figura 5 - Exemplo de um projeto CAD de um redutor constituído de três pares de engrenagem	15
Figura 6 - Exemplo de engrenagem cilíndricas de dentes retos	16
Figura 7 - Exemplo de engrenagens helicoidais.....	17
Figura 8 - Engrenagens cônicas de dentes retos que são usadas para transmitir movimento entre eixos que se intersectam [7]	18
Figura 9 - Exemplo de par pinhão-Coroa sem-fim [7].....	19
Figura 10 - Nomeclaturas para engrenagens com dentes retos [7].....	19
Figura 11 - Valores usualmente utilizados de módulo e passo diametral pela indústria de fabricação de engrenagens [5].....	20
Figura 12 - Dente de uma engrenagem sob uma carga W [7]	22
Figura 13 - Exemplo de dente que sofreu com falha terminal por fadiga [6]	23
Figura 14 - Engrenagem com diversos crateramentos provenientes da falha por fadiga superficial.....	25
Figura 15 – Valores de K_b para cada valor de razão de espessura de borda [7].....	28
Figura 16 - Tabela de fatores K_r para diferentes valores de confiabilidade	30
Figura 17 - Valores para o fator de ciclagem de tensão Y_n [7]	31
Figura 18 - valores para o fator de ciclagem de tensão Z_n [7]	31
Figura 19 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos e 20 graus de ângulo de pressão.....	33
Figura 20 - Gráfico para estimar o fator de acabamento superficial, em função da tensão de ruptura S_R [6]	34
Figura 21 - Na figura está representado o veículo na rampa com a força trativa (T) e as forças resistivas: Resistência ao rolamento (R_{xf} e R_{xr}), Peso (P) e arrasto aerodinâmico (D_a).....	36
Figura 22 - Gráfico de torque do motor Briggs & Stratton Intek OHV 305 [2].....	39

Figura 23 – Comparação em CAD entre os pinhões. Na figura da esquerda temos os pinhões da primeira redução, e na da direita os da segunda. Da esquerda para a direita em cada figura tem-se: Pinhão novo projetado, pinhão antigo remodelado e pinhão antigo original.	50
Figura 24 - Comparação em CAD entre as coroas. Na figura da esquerda temos as coroas da primeira redução, e na da direita as da segunda. Da esquerda para a direita em cada figura tem-se: Coroa nova projetada, coroa antiga remodelada e coroa antiga original.	50
Figura 25 – Na esquerda há uma engrenagem com otimização topológica por furos, e na direita, por braços	52

Lista de tabelas

Tabela 1 - Tabela com os parâmetros da caixa atual.....	13
Tabela 2 - Tabela de pesos dos itens da caixa.....	14
Tabela 3 - Fator de forma de Lewis Y , valores correspondentes a um ângulo de pressão normal de 20 graus , a dentes de profundidade completa e a um passo diametral unitário no plano de rotação [7]	23
Tabela 4 - Tabela de fatores de sobrecarga para diferentes condições de operação [5]	27
Tabela 5 - Constantes empíricas para a o fator Cma	29
Tabela 6 - Tabela de estimativa do fator estatístico Ke [6].....	34
Tabela 7 - Valores de Krc para diferentes valores de confiabilidade [6].....	35
Tabela 8 - Estimativa da resistêncai à fadiga para 107 ciclos para diferentes materiais [6]	35
Tabela 9 - Tabela de diferentes valores do coeficiente de resistência à rolagem, em função do tipo de terreno, obtida do Automotive Transmission [1].....	37
Tabela 10 - Dureza de engrenagens para diferentes valores de profundidade da superfície. Na tabela são apresentados resultados de diferentes tratamentos para diferentes engrenagens, porém o valor de dureza para a engrenagem mensionada acima se encontra na coluna “8620 CTR”. Resultados em em dureza Vickers. [8]	43
Tabela 11 – Matriz de fatores de correção de tensão, nela é possível perceber os fatores utilizados para cada uma das engrenagens. P se refere a pinhão e C a coroa, e os numeros são respectivos ao numero do par.....	46
Tabela 12 – Matriz de fatores geométricos das engrenagens. P se refere a pinhão e C a coroa, e os numeros são respectivos ao numero do par.	47
Tabela 13 – Matriz de tensões e fatores de segurança das engrenagens	47
Tabela 14 – Tabela de valores de redução atingida por cada um dos pares de engrenagem	48
Tabela 15 – Comparação de peso entre as engrenagens novas projetadas, as antigas remodeladas e as antigas originais.	49

1 Introdução

1.1.Motivação

Esse trabalho de fim de curso é constituído de um estudo de viabilidade de otimização do projeto de uma caixa redutora para auxiliar na transmissão de potência do motor até as rodas de um protótipo de veículo off-road.

O protótipo fora-de-estrada em questão é o veículo construído pela equipe Reptiles Baja PUC-Rio e é do modelo mini baja, construído para participar de competições universitárias semestrais promovidas pela organização SAE (Sociedade dos Engenheiros Automotivos).



Figura 1 - Foto do protótipo fora-de-estrada em uma das competições semestrais

A cada dois anos é necessária a construção de um novo veículo, buscando a renovação de projeto de pelo menos 80% dos sistemas do carro. Um desses sistemas, a transmissão, é o enfoque do trabalho, e o mesmo tem a função de transmitir a

potência gerada pelo motor à combustão até as rodas. Essa Transferência de potência é feita na seguinte sequência: a potência do motor à combustão passa para uma transmissão continuamente variável, também conhecido como CVT (continuously variable transmission), e desse componente a potência é transferida para uma caixa redutora e posteriormente para uma junta homocinética e por fim chegando às rodas, como pode ser visto no esquema abaixo:



Figura 2 - Esquema do fluxo de potência no veículo, do motor às rodas

Dentre os componentes do sistema de transmissão mencionados, o que permite a maior liberdade de projeto é a caixa redutora, e por isso é o utilizado para realizar mudanças no sistema.

Por ser um veículo de competições, é de extrema importância que sejam realizados diversos aprimoramentos com o tempo, a partir do desenvolvimento de novos componentes, de forma que o mesmo se torne mais competitivo e possa atingir melhores resultados durante as provas das competições. As provas são constituídas de ultrapassar obstáculos, resistir a grandes esforços, como colidir com grandes troncos, e obter a maior velocidade em linha reta. Por isso é essencial que o veículo seja robusto de forma a vencer os obstáculos e ao mesmo tempo leve de forma a obter altos valores de velocidade.

Portanto, visando redução de peso do carro; pela natureza competitiva do veículo; e pela caixa de redução ser o componente de maior liberdade de projeto, um estudo de possíveis otimizações desta e sua viabilidades é o foco desse trabalho de conclusão de curso.

1.2.Objetivos

Como explicitado, esse projeto visa estudar possíveis otimizações da caixa redutora do protótipo e sua viabilidades, visando a diminuição do peso do carro por meio de diminuição de peso do redutor, porém, ainda mantendo a robustez, resistência e capacidade redutora dentro dos limites intrínsecos da natureza de seu uso em ambientes fora-de-estrada.

1.3.Metodologia

Para verificar as possíveis melhorias e otimizações no redutor, será feito um reprojeito das engrenagens utilizando a norma AGMA. Durante esse reprojeito será possível buscar pontos de melhoria das engrenagens que podem acarretar na diminuição do peso do redutor.

Para o projeto das engrenagens, é necessário a modelagem das forças dinâmicas atuantes no veículo. A partir desse modelo é possível definir o valor de redução necessário pelo redutor e as forças as quais as engrenagens estarão expostas.

Para o projeto do redutor e a modelagem dinâmica do veículo, serão utilizados os seguintes objetivos: O valor de redução da caixa deve ser suficiente para fazer o veículo atingir os requisitos de projeto de capacidade de rampa de 30 graus e velocidade máxima teórica de 50 km/h; e o equipamento deve ser projetado de forma a resistir de forma segura aos esforços de trabalho gerados pelos outros componentes do sistema de transmissão do veículo.

Ao final, serão analisados os possíveis ganhos com as melhorias, e se elas justificam o tempo e dinheiro investidos nelas.

Na figura abaixo há uma representação por fluxograma dos processos do estudo:

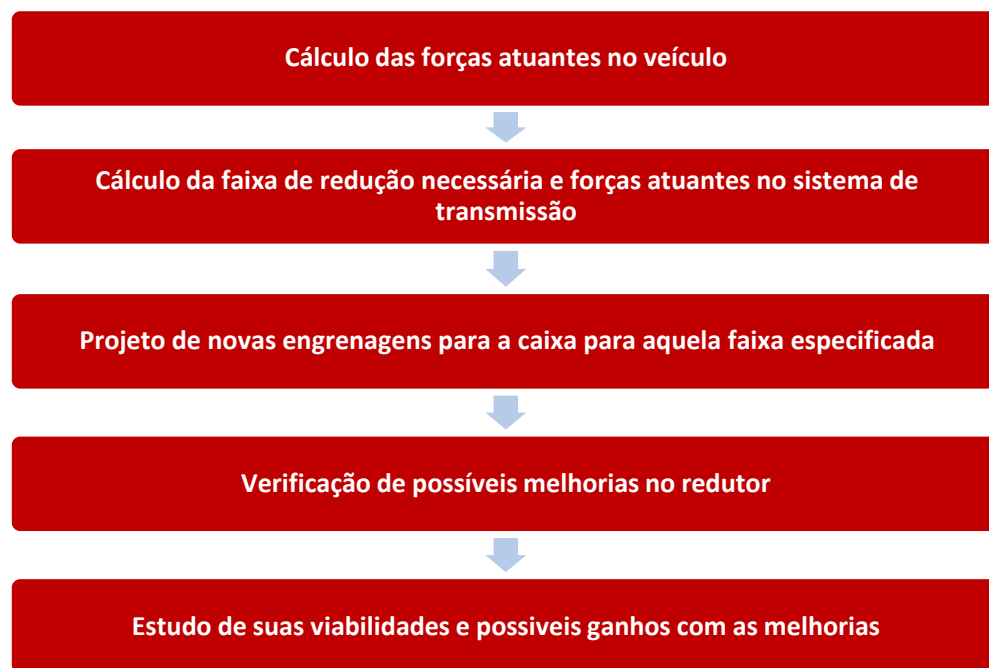


Figura 3 – Fluxograma de processos do estudo de possíveis otimizações

1.4.Caixa Atual

A caixa de redução atual do protótipo é composta por uma dupla redução de engrenagens cilíndricas de dentes retos fabricadas em aço SAE 8620 Temperadas, revenidas e cementadas. Durante os testes no veículo, a mesma se mostrou robusta, aguentando com folga a carga de serviço na qual ela foi exposta.

Os dados das engrenagens do redutor atual que foram possíveis de aferir são:

Tabela 1 - Tabela com os parâmetros da caixa atual

	Módulo	Numero de dentes	Largura de face dos dentes [mm]	Massa [gramas]	Material
Pinhão 1	2	19	20	131	8620
Coroa 1	2	67	20	976	8620
Pinhão 2	3,5	13	30	294	8620
Coroa 2	3,5	40	30	1804	8620

Numa análise preliminar, é possível perceber que as engrenagens aparentam ser compactas, e já possuem sinais de otimização de volume, uma vez que possuem alívios de suas almas. A redução gerada por cada par é 1:3,52 e 1:3,07, totalizando uma redução geral de 1:10,85.

A caixa toda pesa cerca de 7,36 quilogramas, neste valor estão incluídos seus eixos feitos em aço SAE 4340, rolamentos e vedações comerciais, e tampa feita em alumínio 7075 - T6. A distribuição dos pesos se encontram na Tabela 2 abaixo. As engrenagens foram escolhidas como foco desse trabalho por serem os itens de maior contribuição de peso da caixa, e por terem uma boa liberdade de projeto.

Tabela 2 - Tabela de pesos dos itens da caixa

Item	Peso [gramas]
Tampa da caixa	2141
Rolamentos	518
Eixos	1772
Engrenagens	3205
Total	7636

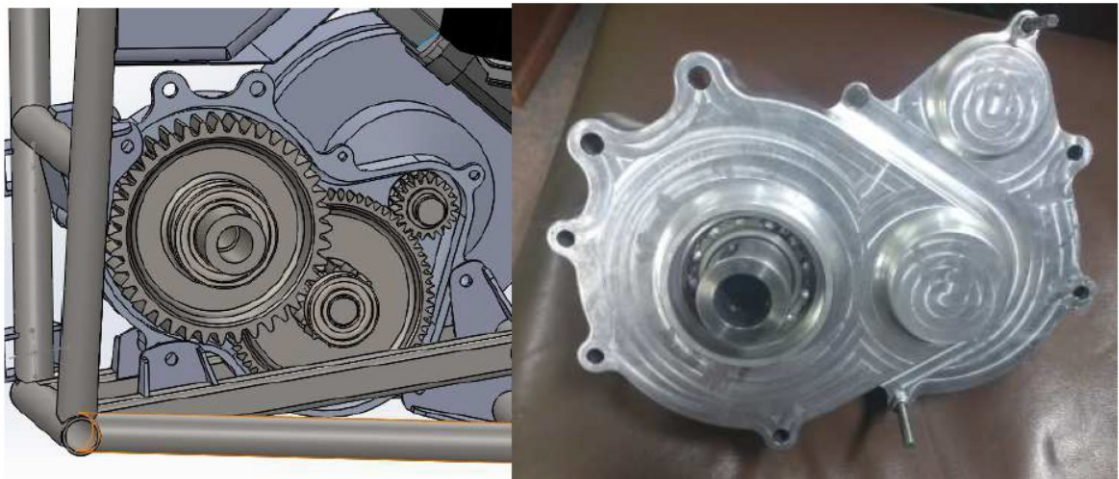


Figura 4 - Na esquerda, o modelo em CAD da caixa redutora, e na direita, a caixa montada. Na imagem de CAD é possível perceber os alívios de alma das coroas.

2 Revisão Bibliográfica

2.1.Redutor

Um redutor, também conhecido como caixa de redução ou caixa redutora, é um dispositivo constituído de um ou mais pares de engrenagens, que tem a função de transmitir a potência de um motor gerando troca de velocidade angular por torque, de forma que na saída da mesma, o torque seja ampliado e a velocidade angular seja menor.

Ele é utilizado em diversas escalas industriais e para amplo espectro de finalidades, podendo realizar desde a redução da velocidade angular de pequenos motores elétricos para que se tenha um melhor controle e aproveitamento do mesmo, até a amplificação do torque de motores a combustão para máquinas pesadas, como tratores ou até navios.

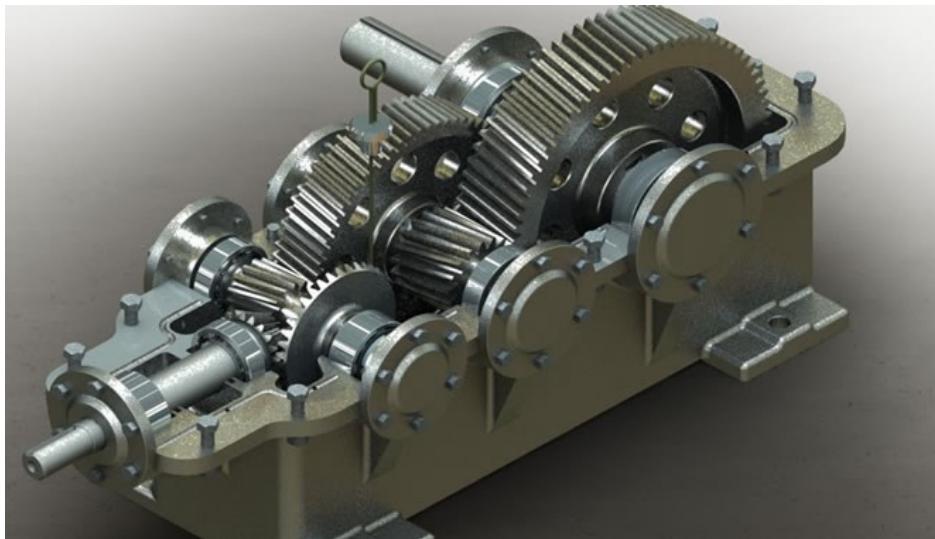


Figura 5 - Exemplo de um projeto CAD de um redutor constituído de três pares de engrenagem

2.2.Engrenagens

A engrenagem é um dos componentes mais importantes de um redutor, pois é ela a responsável pela troca da velocidade angular pelo torque.

Elas geralmente operam aos pares, de forma que o encaixe de seus dentes gere a transmissão de potência de uma para a outra. Dependendo de seu tamanho, número de dentes e geometria; pode aumentar ou diminuir sua capacidade de redução.

A forma e tamanho da engrenagem são altamente padronizadas, de forma que seja possível a intercambialidade de componentes e que o engrazamento ocorra da forma mais suave possível, evitando ao máximo o deslizamento dos dentes. A American Gear Manufacturer Association (AGMA) realiza diversas pesquisas sobre projeto, materiais e a manufatura de engrenagens e é responsável pela publicação de normas referentes ao seu dimensionamento.

Existem diversas variações de engrenagens, podendo variar sua geometria, tipos e angulações de seus dentes para se adequar da melhor forma à aplicação exposta. Abaixo serão expostos alguns dos principais tipos.

2.3.Tipos de engrenagens

2.3.1.Engrenagem cilíndrica de dentes retos

As engrenagens de dentes retos possuem dentes paralelos ao eixo de rotação, e são utilizadas para transmitir a potência entre eixos paralelos entre si. De todos os tipos. A engrenagem de dentes retos é a mais simples, e por essa razão, utilizada para desenvolver relações cinemáticas primárias na forma de dente [7]



Figura 6 - Exemplo de engrenagem cilíndrica de dentes retos

2.3.2.Engrenagens helicoidais

As Engrenagens helicoidais possuem dentes inclinados com relação ao eixo de rotação. Elas podem ser usadas nas mesmas aplicações que engrenagens de dentes retos, e quando assim utilizadas, não são tão barulhentas, devido ao engrenamento mais gradual dos dentes durante o engrazamento. O dente inclinado também cria forças axiais e conjugados de flexão, que não estão presentes no caso de dentes retos. Algumas vezes engrenagens helicoidais são utilizadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos [7]



Figura 7 - Exemplo de engrenagens helicoidais

2.3.3.Engrenagens Cônicas

As engrenagens cônicas possuem dentes formados em superfícies cônicas e são utilizadas, principalmente, para transmitir movimento entre eixos que se interceptam. Engrenagens cônicas espirais são cortadas para que o dente deixe de ser reto, formando um arco circular. Engrenagens hipoides são bastante parecidas com engrenagens cônicas em espiral, exceto pelo fato de os eixos serem deslocados e não interceptantes.[7]

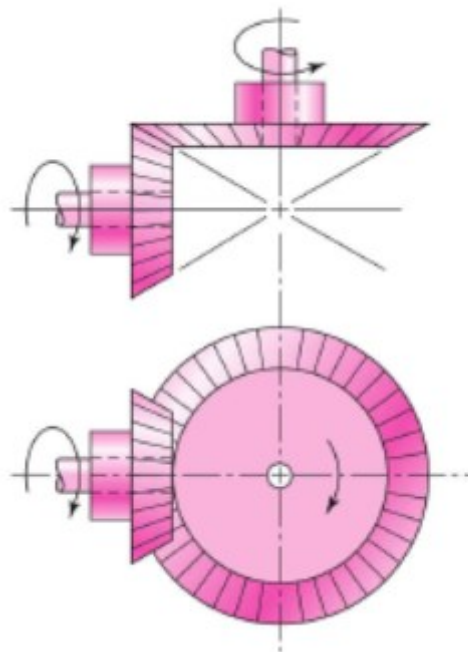


Figura 8 - Engrenagens cônicas de dentes retos que são usadas para transmitir movimento entre eixos que se intersectam [7]

2.3.4. Pinhão-Coroa sem fim

O par pinhão-coroa sem-fim representa o quarto tipo básico de engrenagem. A direção de rotação da coroa sem-fim, também chamada de roda sem-fim, depende da direção de rotação do parafuso e se seus dentes são cortados à mão direita ou esquerda.

Conjuntos de engrenagens sem-fim também são construídos de modo que os dentes de um deles, ou de ambos, cubram-se parcialmente um ao outro. Tais conjuntos são chamados de conjuntos sem fim de envelope único e de envelope duplo. Conjuntos de sem-fim são mais utilizados quando as razões de velocidade dos dois eixos forem bastante altas. [7]

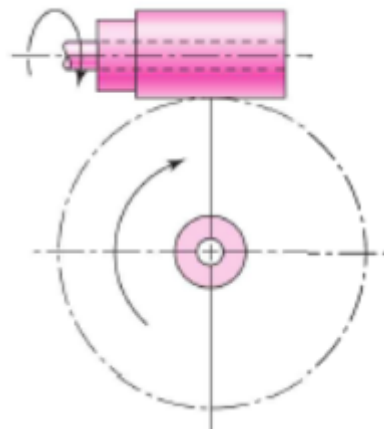


Figura 9 - Exemplo de par pinhão-Corona sem-fim [7]

2.4.Nomeclatura de engrenagens

As engrenagens possuem diversas padronizações de nomeclaturas, como pode ser visto na Figura 10. O círculo primitivo ou de passo é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam; e seu diâmetro é o diâmetro primitivo. Os círculos primitivos de um par de engrenagens engrazadas são tangentes entre si. [7]

Quanto a cada uma das engrenagens de um par: O pinhão é a menor das duas engrenagens, e a maior é frequentemente chamada de Coroa.

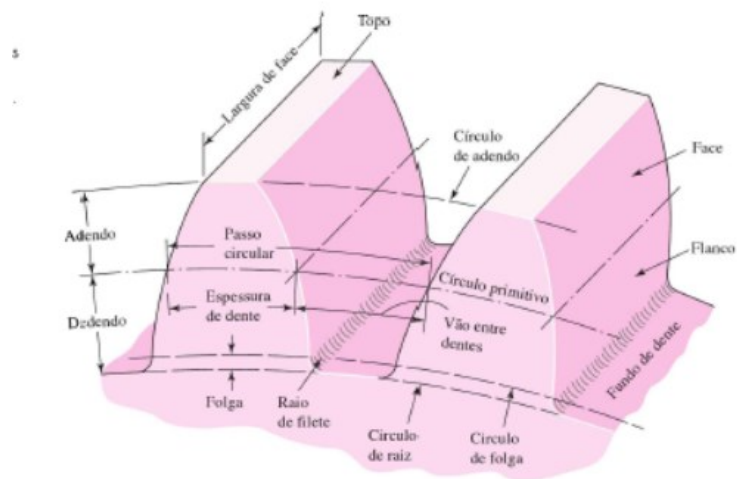


Figura 10 - Nomeclaturas para engrenagens com dentes retos [7]

O passo circular p é a distância, medida no círculo primitivo, do ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente. Assim, o passo circular é igual à soma da espessura de dente com a largura de espaçamento. [7]

O módulo m é a razão entre o passo diametral e o número de dentes. A unidade costumeira de comprimento utilizada é o milímetro. O módulo é o índice de tamanho de dente no SI. O passo diâmetral P é a razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo. É o recíproco do módulo. Uma vez que o passo diametral é utilizado somente com unidades dos Estados Unidos, é expresso como dentes por polegada. [7] A indústria busca utilizar valores padronizados de módulo e passo diametral na fabricação de engrenagens, uma vez que para valores diferentes são necessárias ferramentas de tamanho diferente. Na Figura 11 é possível observar os valores mais comuns para essas variáveis.

<i>Passo diametral</i>	
Bruto	2, $2\frac{1}{2}$, $2\frac{1}{2}$, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fino	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200
<i>Módulos</i>	
Preferidos	1, 1,25, 1,5, 2, 2,5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Escolha subsequente	1,125, 1,375, 1,75, 2,25, 2,75, 3,5, 4,5, 5,5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Figura 11 - Valores usualmente utilizados de módulo e passo diametral pela indústria de fabricação de engrenagens [5]

O adendo a é a distância radial entre o topo do dente e o círculo primitivo. O debendo b é a distância radial do fundo de dente ao círculo primitivo. A altura completa h_t , é a soma do adendo com o debendo. [7]

O círculo de folga é um círculo que é tangente ao círculo de adendo da engrenagem par. A folga c é a quantidade pela qual o debendo em dada engrenagem excede o adendo de sua engrenagem par. O recuo é a quantia pela qual a largura do espaço entre dentes excede a espessura do dente a este engrazado, medida sobre os círculos primitivos. [7]

A partir dessas informações, é possível criar uma das mais uteis relações geométricas das engrenagens:

$$m = \frac{d_p}{N} \quad (1)$$

Onde: m = módulo

N = Numero de dentes

d_p = diâmetro primitivo

2.5.Equações de dimensionamento à falha das engrenagens

Durante seu regime de funcionamento, as engrenagens estão expostas a diversos esforços, e é essencial que ela seja projetada para que aguente essas cargas durante todo seu regime de funcionamento.

Os principais esforços que a engrenagem sofre são a flexão de seus dentes e a compressão de suas faces dos dentes conforme a carga é aplicada. E por ser um elemento dinâmico, as falhas a que se deve dar a maior importância são as falhas por fadiga geradas por esses processos.

2.5.1.Flexão dos dentes

Durante o funcionamento da engrenagem, os dentes do pinhão aplicam força nos dentes da coroa. Essa força aplicada nos dentes acarreta na sua flexão, e para dimensionar uma engrenagem é essencial conhecer a tensão gerada pela flexão.

Em 1892, Wilfred Lewis introduziu uma equação para estimar a tensão de flexão em dentes de engrenagens na qual a forma do dente entrava na formulação. [7] Essa formulação foi feita considerando o dente da engrenagem com uma viga retangular em balanço, com a força aplicada na sua ponta.

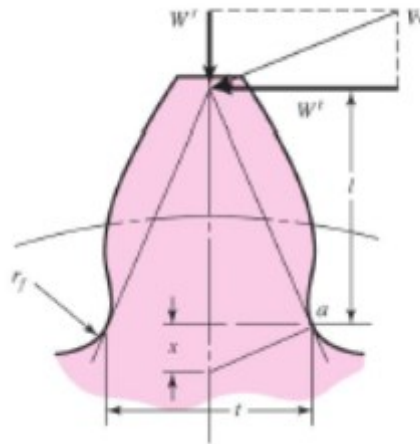


Figura 12 - Dente de uma engrenagem sob uma carga W [7]

Na formulação, foram definidas algumas hipóteses. A primeira é que toda a carga é aplicada na ponta de apenas um único dente, e é conservativa para dentes bem usinados com taxa de partilha de dentes alta, pois eles acabam distribuindo a carga entre outros dentes.

Considera-se também que a força radial W_r é desprezível, somente considerando a componente tangencial W_t . Outra hipótese, é a de que a carga é distribuída e uniforme ao longo da face do dente, e é uma hipótese não tão conservativa caso os dentes sejam largos, ou os eixos forem muito flexíveis ou estiverem desalinhados.

Por fim, considera-se as forças de deslizamento e a concentração de tensões na raiz do dente desprezíveis, o que por si só são hipóteses não conservativas, porém durante o cálculo da tensão de falha por fadiga, é utilizado um fator J para compensar essas questões.

A tensão pode ser então calculado pela fórmula 2:

$$\sigma_f = \frac{W_t}{F Y M} (2)$$

Onde: σ_f = Tensão de flexão

W_t = Força tangencial aplicada no dente

Y = Fator de forma de Lewis

M = Módulo do dente

F = Largura de face do dente

O fator de forma de Lewis pode ser obtido em uma disposição gráfica do dente de engrenagem ou computação digital. Na tabela abaixo, retirada do SHIGLEY [7], já está disposto o valor do fator para engrenagens com diferentes numero de dentes:

Tabela 3 - Fator de forma de Lewis Y , valores correspondentes a um ângulo de pressão normal de 20 graus , a dentes de profundidade completa e a um passo diametral unitário no plano de rotação [7]

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

2.5.2.Dimensionamento à falha por fadiga de flexão

A fadiga de flexão é um dos principais critérios de falha para engrenagens. Ela geralmente ocorre na raiz dos dentes, gerada pela geração e propagação paulatina de trincas até eventual quebra de um ou mais dentes.



Figura 13 - Exemplo de dente que sofreu com falha terminal por fadiga [6]

Pela AGMA, o dimensionamento à fadiga por flexão cíclica dos dentes é baseado na tensão de flexão máxima [6], e pode ser calculado como:

$$\sigma_{ff} = \frac{W_t}{FJM} K_v K_o K_m K_b K_s \quad (3)$$

Onde: J – *Fator geométrico de resistência à flexão*

σ_{ff} = *Tensão de fadiga à flexão*

Como as hipóteses de Lewis são simplistas demais, são utilizados para uso em projetos os fatores K expostos para compensar efeitos de fatores como concentração de tensões na raiz do dente, velocidade tangencial da engrenagem, imprecisão de fabricação, severidade de serviço da engrenagem, e precisão e rigidez dos suportes (eixos e mancais). Os seus valores e definições serão expostos na seção “Fatores” abaixo.

2.5.3. Dimensionamento para fadiga superficial de contato

Além da flexão, os dentes também sofrem o efeito da tensão de contato, e o efeito da fadiga gerada por ela. A tensão de hertziana de contato é causada por uma tensão cisalhante sub-superficial gerada pelo rolamento e compressão das faces dos dentes. Sob o ponto de vista de resistência à fadiga, essa tensão pode ser bem maior que as tensões de flexões pois as tensões de contatos são compressivas.

Portanto, a superfície dos dentes pode falhar por fadiga superficial quando operada sob diversas repetições com elevadas tensões de contato e lubrificação deficiente dos dentes ou lubrificantes contaminados por partículas, que podem gerar desgaste abrasivo.

Assim, a superfície pode criar crateramentos que vão progressivamente escavando a superfície dos dentes, interferindo no correto funcionamento da engrenagem.



Figura 14 - Engrenagem com diversos crateramentos provenientes da falha por fadiga superficial

Portanto, Para o projeto de resistência à fadiga superficial, deve-se encontrar o valor da Tensão superficial que ocorre entre os dentes. Para isso é utilizada uma adaptação para engrenagens da teoria de Hertz [5], que relaciona a tensão de contato entre dois cilindros. Nessa adaptação, a tensão de contato é fornecida em função de parâmetros do material, forças atuantes e geometrias da engrenagem, e já considera também os fator de velocidade K_v , o fator de sobrecarga K_o e o fator de distribuição de carga K_m :

$$\sigma_c = C_p \left[\frac{W^t}{F I D_p} K_v K_o K_M \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Onde o fator C_p representa a influência de fatores do material, considerando o coeficiente de poisson e o seu módulo de Young:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_p^2}{E_p} + \frac{1-v_g^2}{E_g} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

E o fator I pode ser calculado por:

$$I = \frac{D_c(\sin(\phi) \cos(\phi))}{2(D_c + D_p)} \quad (6)$$

Onde:

W_t – Componente Tangencial da força atuante no dente

F – Largura de face

ϕ – Ângulo de pressão

D_c e D_p – Diâmetros da coroa e do pinhão respectivamente

E – Módulo de Young do material

ν – coeficiente de de poisson do material

Por fim, Além da resistência mecânica à fadiga superficial, é essencial que as engrenagens sejam imersas em óleo lubrificante para engrenagens, pois eles contém aditivos específicos que atenuam seus desgastes abrasivos, desgastes adesivos e caldeamentos; e buscam manter a saúde da superficial das faces das engrenagens

2.6.Definição dos Fatores de correção da AGMA

Na norma AGMA são aplicados fatores nas tensões admissíveis, de forma a levar em consideração as imprecisões na manufatura e no engrazamento dos dentes, a geometria das engrenagens, e suas condições de funcionamento. Abaixo serão expostas suas definições e suas aproximações para cálculo:

2.6.1.Fator Dinâmico – K_v

O Fator dinâmico é utilizado para compensar as imprecisões no engrenamento da engrenagem durante seu regime dinâmico causados por vibrações; imprecisões da fabricação de seu perfil de dentes, como erros no espaçamento de dente, o avanço do perfil e o percurso de saída; e Mudanças na geometria do perfil causadas por desgaste e caldeamento. [5]

A AGMA define seu valor a partir da velocidade de rotação da engrenagem e de um nível de classe de qualidade de manufatura que representam a tolerância de engrenagens de diferentes tamanhos. As classes de 3 a 7 incluem a maioria das engrenagens de uso comercial, e as classes 8 a 12 são de qualidade precisa, e estas, por sua vez, tem emprego nas indústrias automotivas, navais e outras que demandam maior qualidade de fabricação.

O fator K_v pode ser calculado a partir das seguintes relações:

$$K_v = \frac{(A + \sqrt{200V})^B}{A} \quad (7)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (8)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (9)$$

Onde V é a velocidade de rotação da engrenagem em metros por segundo e Q_v é a classe de qualidade da engrenagem.

2.6.2.Fator de Sobrecarga – K_o

O fator de sobrecarga, leva em considerações as imprecisões geradas pela falta de constância de fornecimento de potência para a engrenagem. Maiores flutuações de carga levam à necessidade de fatores mais conservadores, e na Tabela 4 é possível ver os valores do fator para diferentes condições de operação:

Tabela 4 - Tabela de fatores de sobrecarga para diferentes condições de operação [5]

Fonte de potência	Máquina acionada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

2.6.3.Fator de Tamanho – K_s

O fator de tamanho reflete a não uniformidade das propriedades do material causadas pelo seu tamanho. Ainda não foram padronizados valores de fator de tamanho para dentes de engrenagens, por isso, nesse caso, a AGMA recomenda que em casos em que existe um efeito de tamanho prejudicial seja utilizado um valor de K_s maior que 1. [5]

Shigley [5], propôs uma estimativa para o fator de tamanho, incorporando a geometria de Lewis no fator de tamanho de fadiga de Marin, chegando à equação 10:

$$K_s = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (10)$$

2.6.4.Fator de Espessura de Borda - K_b

O fator de espessura de borda é utilizado como uma compensação nos casos em que a espessura de borda não é suficiente para proporcionar suporte completo à raiz do dente, a localização da falha por fadiga flexional pode ocorrer ao longo da borda da engrenagem, e não no filete do dente [5]. Esse é um fator importante na busca por otimização da engrenagem, pois ao abrir de material no núcleo da engrenagem, pode-se acabar gerando um fator K_b muito grande. Ele é calculado a partir da razão entre a espessura da borda da engrenagem, e a altura total dos seus dentes:

$$m_B = \frac{t_r}{h_r} \quad (11)$$

$$K_b = \begin{cases} 1,6 \ln \left(\frac{2,242}{m_b} \right) & , se \ m_b < 1,2 \\ 1 & , se \ m_b > 1,2 \end{cases} \quad (12)$$

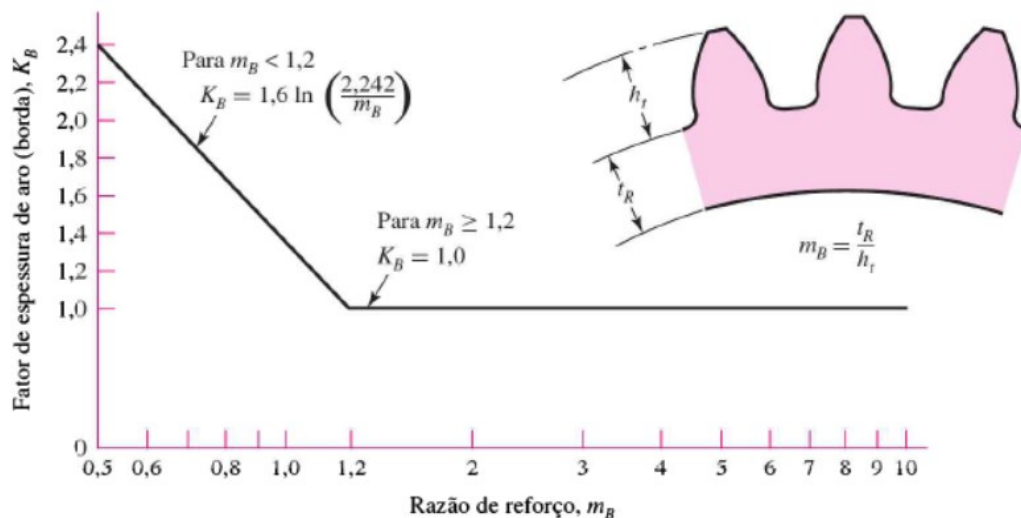


Figura 15 – Valores de K_b para cada valor de razão de espessura de borda [7]

2.6.5.Fator de distribuição de carga - K_m

O fator de distribuição de carga modifica as equações de tensão para refletir a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato [5]. O ideal é sempre as engrenagens estarem na distância média dos mancais, para evitar falhas na geometria de engrenamento geradas pela flexão dos eixos. Quando isso não for possível, é utilizado o fator K_m , calculado a partir de diversos fatores:

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (13)$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & , \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & , \text{para dentes com coroamento} \end{cases} \quad (14)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & , \text{Quando } F < 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 - 0,0125 F & , 25,4 \text{ in} < F < 431 \text{ in} \end{cases} \quad (15)$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão montado entre mancais } \frac{S_l}{S} < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão montado entre mancais } \frac{S_l}{S} \geq 0,175 \end{cases} \quad (16)$$

$$C_{ma} = A + B F + C F^2 \quad (17)$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenagens ajustadas na montagem} \\ 1 & \text{para as outras condições} \end{cases} \quad (18)$$

Onde os fatores A,B e C estão na tabela abaixo, F é a largura de face da engrenagem, e d seu diametro primitivo, ambos em polegadas.

Tabela 5 - Constantes empiricas para a o fator Cma

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	-0,765(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	-0,093(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	-0,926(10 ⁻⁴)
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	-0,822(10 ⁻⁴)

2.6.6.Fator de Temperatura - K_t

Esse fator compensa alterações no material devido a alta temperatura. Se a temperatura de funcionamento da engrenagem (tanto do corpo da engrenagem em si, ou a temperatura do óleo) estiver abaixo de 120 °C seu valor é 1, para temperaturas maiores o valor do fator deve ser maior que a unidade.

O ideal é que sejam utilizados sistemas de troca de calor caso o sistema funcionar à temperaturas mais altas, uma vez que altas temperatura são prejudiciais não somente para as engrenagens, mas também para o óleo lubrificante, podendo causar uma diminuição drástica em seu ciclo de vida útil e menor eficiência no seu funcionamento.

2.6.7.Fator de Confiabilidade - K_r

O fator de confiabilidade leva em consideração o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material [7]. O shigley [7], oferece uma tabela de valores de K_r para diferentes confiabilidades, originada de estudos desenvolvidos pela Marinha dos Estados Unidos para fadiga à flexão e sob tensões de contato:

Confiabilidade	$K_R (Y_z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Figura 16 - Tabela de fatores K_r para diferentes valores de confiabilidade

2.6.8.Fator de ciclagem e tensão - Y_N e Z_N

O propósito dos fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N é modificar a resistência da engrenagem para vidas outras que 10^7 ciclos. Valores para esses fatores são dados nas tabelas abaixo:

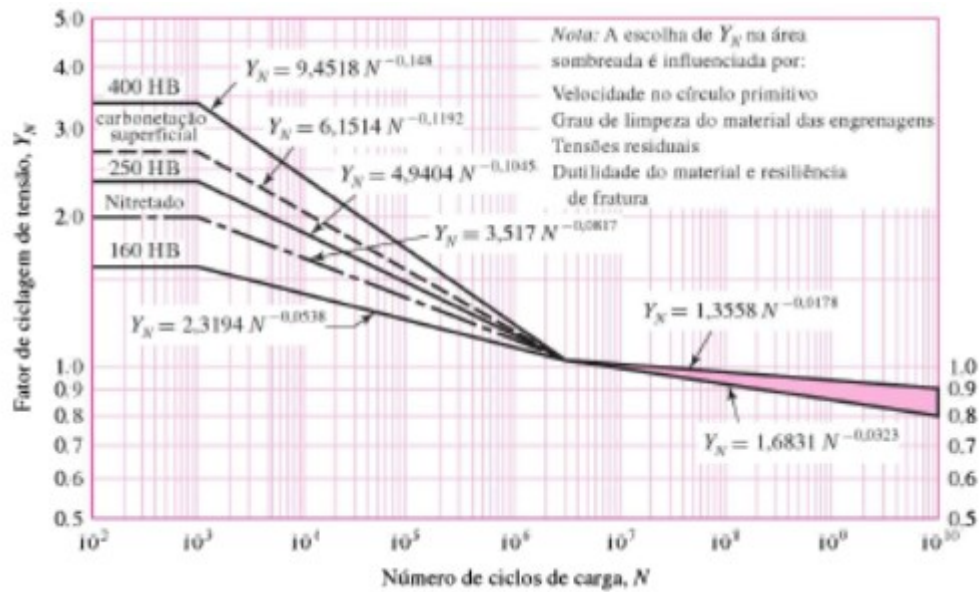


Figura 17 - Valores para o fator de ciclagem de tensão Y_N [7]

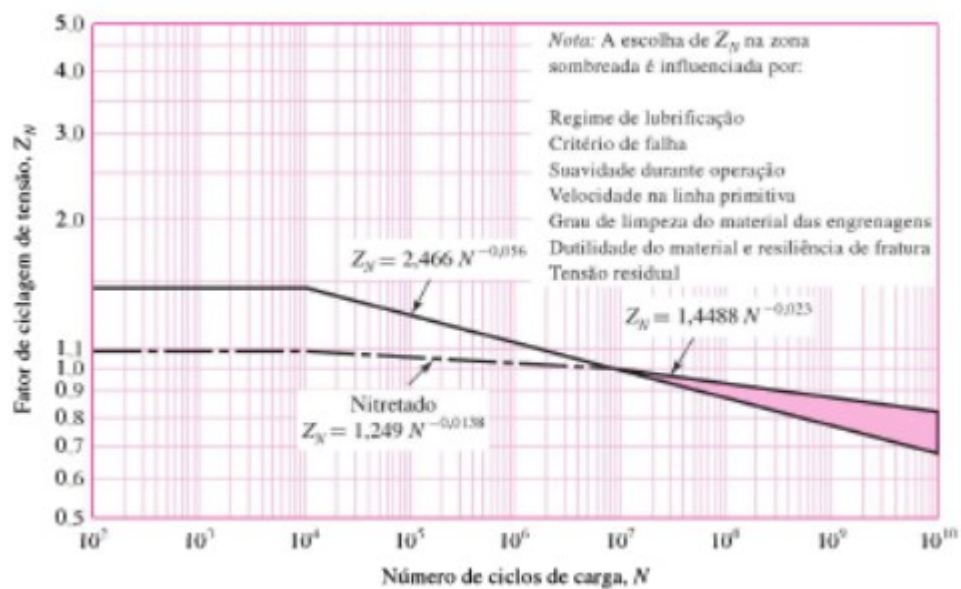


Figura 18 - valores para o fator de ciclagem de tensão Z_N [7]

2.6.9. Fatores de segurança S_f e S_H

Os padrões ANSI/AGMA 2001-D04 e 2101-D04 contêm um fator de segurança S_f para resguardo contra a falha por fadiga flexional e um fator de segurança S_H de resguardo contra falha de crateramento [7].

O fator S_f para a flexão é definido pela razão entre a resistência à flexão do material corrigida por completo, com a tensão de flexão calculada pelo projetista:

$$S_f = \frac{\left(\frac{S_t Y_N}{K_t K_r}\right)}{\sigma} \quad (19)$$

Onde S_t é a resistência à flexão do material, σ é a tensão de flexão calculada, e os outros fatores são os fatores expostos anteriormente.

Já o fator contra a falha por crateramento S_H é definido como a razão entre a resistência por contato corrigida por completo com a razão de contato calculada pelo projetista:

$$S_H = \frac{\frac{S_c Z_N C_H}{K_t K_r}}{\sigma_c} \quad (20)$$

Onde S_c é o valor de resistência ao crateramento do material, σ_c é a tensão de crateramento estimada pelo projetista, C_H é o fator de razão de dureza entre as engrenagens e os outros termos são fatores expostos anteriormente.

Shigley [7], ressalta o cuidado que deve-se ter ao comparar os dois fatores de segurança, sempre comparando S_f com S_H^2 para engrenagens com dentes retos ou helicoidais e S_H^3 com engrenagens de dentes coroados, quando for necessário uma comparação entre os diferentes fatores de segurança.

2.6.10. Fator geométrico da resistência à flexão J

O fator J da AGMA emprega um valor modificado do fator de forma de Lewis, também denotado por Y; um fator de concentração de tensão de fadiga K_f ; e uma razão de compartilhamento de carga no dente m_n . A equação resultante para J, no caso de engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais é [7] :

$$J = \frac{Y}{K_f m_n} \quad (21)$$

Ele também pode ser estimado pela tabela fornecida pelo SHIGLEY [7]:

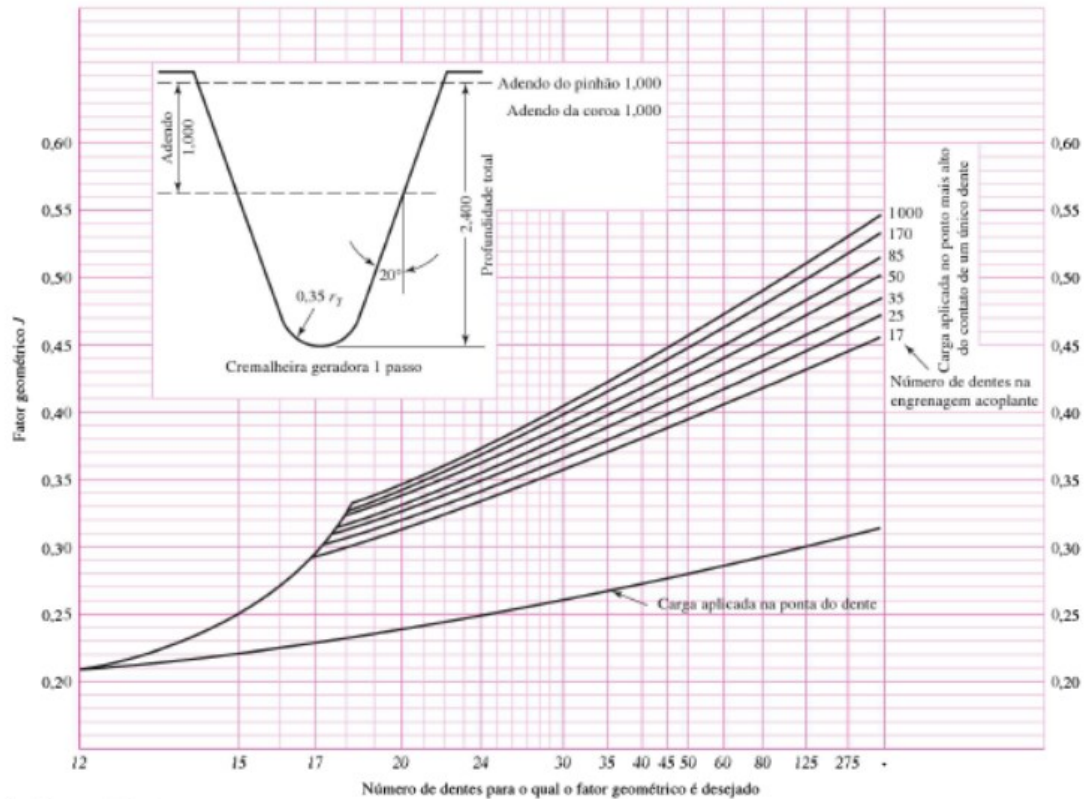


Figura 19 - Fatores geométricos J de engrenagens cilíndricas de dentes retos e 20 graus de ângulo de pressão

2.7.Cálculo do valor de resistência à fadiga do material

Para um bom projeto, é necessário estimar a resistência de fadiga do material, para comparar com as tensões de fadiga de flexão e contato estimadas pelos cálculos do projeto.

2.7.1.Resistência à fadiga de flexão

De acordo com JAIME [6], uma boa estimativa da resistência à fadiga de flexão S_{ff} para aços, pode ser feito pela seguinte equação:

$$S_{ff} = \begin{cases} Se S_R > 1400 \text{ Mpa}, & 700 K_a K_e K_t \\ Se S_R < 1400 \text{ MPa}, & 0,5 S_R K_a K_e K_t \end{cases} \quad (22)$$

Onde S_R é o limite de ruptura do material, K_a é um fator de acabamento superficial, que leva em conta a qualidade de usinagem da engrenagem e pode ser obtido pela Figura 20; K_e é um fator estatístico que leva estatisticamente em conta a dispersão de possíveis defeitos nos materiais e pode ser obtido através da Tabela 6; e K_t é um fator que leva em conta a temperatura de trabalho, e geralmente assume valor de 1.

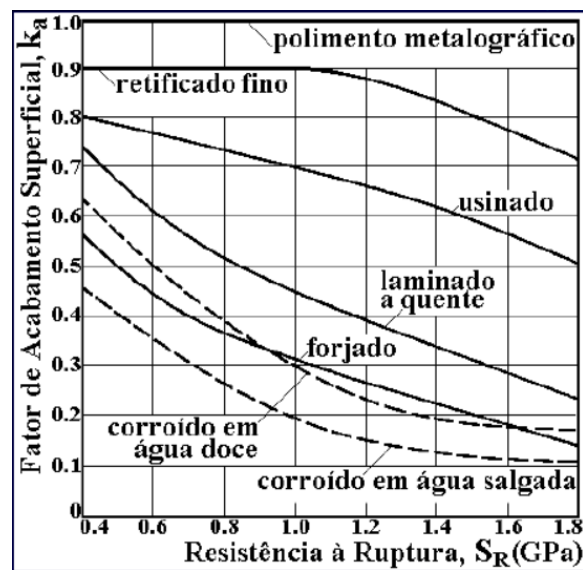


Figura 20 - Gráfico para estimar o fator de acabamento superficial, em função da tensão de ruptura S_R [6]

Tabela 6 - Tabela de estimativa do fator estatístico K_e [6]

		fator de confiabilidade $k_e(R, V)$					
R(%)	z(R)	V = 3%	6%	9%	12%	15%	18%
50	0	1	1	1	1	1	1
84.13	-1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82
90	-1.282	0.96	0.92	0.88	0.85	0.81	0.77
95	-1.645	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70
97.72	-2	0.94	0.88	0.82	0.76	0.70	0.64
99	-2.326	0.93	0.86	0.79	0.72	0.65	0.57
99.87	-3	0.91	0.82	0.73	0.64	0.55	0.46
99.95	-3.291	0.90	0.80	0.70	0.61	0.51	0.41

2.7.2. Resistência à fadiga superficial

Para definir a resistência de fadiga superficial, JAIME [6] sugere utilizar a seguinte estimativa baseada no valor de resistência à fadiga superficial para 10^7 ciclos ($S_{fh\ 10^7}$):

$$S_{fh} = S_{fh\ 10^7} K_n K_{rc} \quad (23)$$

Onde K_n é o fator de vida que quantifica a vida para valores diferentes de 10^7 e pode ser calculado em função do número de ciclos requerido. Pode-se utilizar a fórmula abaixo para vidas de mais de 10^4 ciclos [6]:

$$K_n = 2,466 N^{-0,056} \quad (24)$$

Já os fatores de confiabilidade para resistência de contato K_{rc} são raros, porém na falta de mais informações, a AGMA sugere utilizar os seguintes valores:

Tabela 7 - Valores de K_{rc} para diferentes valores de confiabilidade [6]

K_{rc}	Confiabilidade
1,18	90%
0,8	99,90%
0,67	99,99%

Para a estimativa da resistência à fadiga superficial para 10^7 ciclos, JAIME [6] sugere estimar por meio da dureza Brinell HB da superfície dos dentes da engrenagem, e para cada material há uma estimativa:

Tabela 8 - Estimativa da resistência à fadiga para 10^7 ciclos para diferentes materiais [6]

Material	Resistência à fadiga para 10^7 ciclos
Aços	2,76 HB - 69
Ferro fundido Nodular	0,95(2,76 HB - 69)
Bronze A1	448
Bronze Sn	207

3 Projeto do Redutor

3.1.Cálculo da redução necessária

O primeiro passo para o projeto do redutor é definir a sua redução de projeto. Para isto, foram considerados dois requisitos de projeto: capacidade de rampa de 30 graus e velocidade máxima teórica de 50 km/h.

3.1.1.Calculo da redução para a capacidade de rampa

A capacidade de rampa consiste na angulação máxima que o veículo é capaz de subir, partindo do repouso. A partir da força trativa para atingir essa capacidade de rampa, é possível obter um dos parâmetros para definir a redução necessária à caixa.

A força trativa da capacidade de rampa é a força necessária para o carro superar as forças resistivas do veículo, e assim tirá-lo da inércia e fazê-lo subir a rampa. Serão consideradas as forças resistivas apresentadas no livro Automotive Transmissions [1], sendo elas: Gradiente de peso, Resistência ao rolamento e a Arraste aerodinâmico.

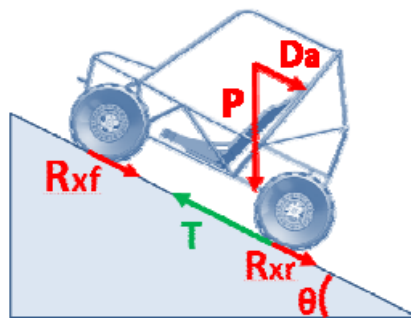


Figura 21 - Na figura está representado o veículo na rampa com a força trativa (T) e as forças resistivas: Resistência ao rolamento (Rxf e Rxr), Peso (P) e arrasto aerodinâmico (Da)

Para o gradiente de peso, foi considerada a rampa com o ângulo de 30 graus e peso do veículo com o piloto de 270 Kg. Como o gradiente de peso é a projeção do peso que atua na direção da força trativa, temos que:

$$G_p = P \cdot \sin(\theta) = 1324,35 \text{ N} \quad (25)$$

A próxima força resistiva é a resistência ao rolamento, que é a resistência ao movimento gerada pela deformação dos pneus. A mesma é calculada pela fórmula [1]:

$$R_r = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot N = f_r \cdot P \cdot \cos(\theta) \quad (26)$$

Onde f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento, e N é a carga atuante naquele eixo. Em velocidades abaixo de 60 km/h o coeficiente pode ser considerado constante [1], e o mesmo pode ser obtido pela tabela abaixo:

Tabela 9 - Tabela de diferentes valores do coeficiente de resistência à rolagem, em função do tipo de terreno, obtida do Automotive Transmission [1]

Road surface	Rolling resistance coefficient f_R
<i>Firm road surface</i>	
Smooth tarmac road	0.010
Smooth concrete road	0.011
Rough, good concrete surface	0.014
Good stone paving	0.020
Bad, worn road surface	0.035
<i>Unmade road surface</i>	
Very good earth tracks	0.045
Bad earth tracks	0.160
Tracked tractor on acre soil	0.070–0.120
Clamp wheels on acre soil	0.140–0.240
Loose sand	0.150–0.300

Como o protótipo é um veículo fora-de-estrada, e atua em ambientes de terra cheio de obstáculos e imperfeições, foi escolhido o terreno do tipo *Bad Earth Tracks*, e sendo assim, será considerado o coeficiente $f_r = 0,160$. Portanto a força de resistência à rolagem tem o valor de:

$$R_r = 367,01 \text{ N} \quad (27)$$

Por fim temos a força de resistência aerodinâmica, que é calculada pela pressão dinâmica vezes o coeficiente de arraste e a área frontal do veículo [1], porém,

como o veículo está saindo do repouso, sua velocidade é zero, assim como seu arraste aerodinâmico:

$$D_a = \frac{1}{2} \cdot \rho_l \cdot vel^2 \cdot c_w \cdot A_f = 0 \quad (28)$$

Com as três principais forças resistivas, é possível achar a força trativa mínima do veículo necessária para superar a rampa de 30 graus:

$$F_t = G_p + R_r + D_a = 1691,36 \text{ N} \quad (29)$$

A partir dessa força trativa, e utilizando os dados do motor e dos outros componentes do trem de força, é possível determinar a redução necessária para que a caixa redutora atenda o pré-requisito de capacidade de rampa de 30 graus considerando o fluxo de potência do motor às rodas. Temos então a redução em função dos parâmetros expostos:

$$R_{caixa} = \frac{F_t \cdot rd_{roda}}{\tau_{Motor} \cdot \eta_{TCV} \cdot Rmax_{TCV}} = 9,04 \quad (30)$$

Onde:

$$rd_{roda} = \text{Raio dinâmico da roda} = 0,240 \text{ m}$$

$$\tau_{Motor} = \text{Torque máximo do motor [nm]}$$

$$\eta_{TCV} = \text{eficiência da TCV}$$

$$Rmax_{TCV} = \text{Redução máxima da TCV}$$

Para a eficiência da TCV foi utilizado o valor de 0.8 , estimado a partir de [3] que estuda uma TCV semelhante em condições de trabalho parecidas com a da TCV utilizada no protótipo. Já a redução máxima de 3.0:1 foi obtida do catálogo do fornecedor [4]. Para a definição do torque máximo do motor, foi utilizada a curva de torque do motor (Figura 22), chegando ao valor de 18,7 Nm:

Torque Curve

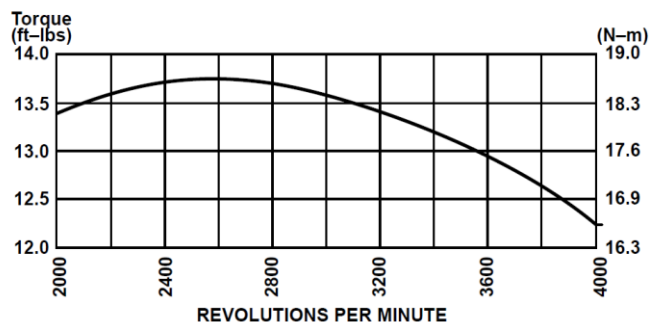


Figura 22 - Gráfico de torque do motor Briggs & Stratton Intek OHV 305 [2]

Com isso, tem-se que a redução mínima necessária para superar a rampa de 30 graus é de 1 : 9,04.

3.1.2. Cálculo da redução para velocidade máxima

Como segundo requisito de desempenho, há a velocidade máxima teórica. Ela é a velocidade atingida pelo veículo durante a rotação máxima do motor, considerando as reduções mínimas geradas pela TCV e pela caixa redutora. Ela é teórica pois não é atingida durante o trabalho do veículo por questões inerciais e eficiências dos componentes e forças resistivas do veículo, porém será a referência de projeto utilizada para o projeto da caixa.

Como exposto, ela é o valor de velocidade máxima atingida pelo veículo considerando a rotação máxima do motor e mínima redução gerada pelo sistema de Trem-de-força:

$$\frac{V_{MaxTeorica}}{3.6} = \frac{\frac{\omega_{maxmotor}}{60} \cdot \eta_{TCV} \cdot (2\pi \cdot r_{roda})}{R_{caixa} \cdot R_{minTCV}} \quad (31)$$

Onde:

$$V_{Max\ Teorica} = \text{Velocidade máxima teórica} \left[\frac{km}{h} \right]$$

$$\omega_{max\ motor} = \text{Rotação máxima do motor [RPM], obtida a partir da figura 3}$$

$$Rmin_{TCV} = \text{Redução mínima TCV, obtida do catálogo [4]}$$

A partir da relação, e considerando o requisito de projeto de velocidade teórica de 50 km/h, chega-se que a caixa redutora deve ter no máximo uma redução de 1:13,46.

3.1.3. Valor de redução esperado

Portanto, visando respeitar os dois requisitos de projeto, a caixa de redução fixa projetada deve assumir um valor de redução entre 1:9,04 e 1:13,04.

Para uma otimização de peso e inércia da caixa, o ideal é considerar um valor de redução da caixa mais próximo do limite mínimo de 1:9,03, o que resulta em engrenagens menores e consequentemente menos pesadas.

3.2. Projeto das engrenagens

Com a faixa de redução definida, parte-se para o projeto das engrenagens da caixa. Para que a faixa de redução especificada seja atingida, assim como os requisitos iniciais de projeto, é importante que sejam feitas as escolhas corretas dos parâmetros do redutor e de suas engrenagens.

A primeira decisão de projeto, é a de definir o numero de engrenagens da caixa de redução. Com um unico par de engrenagem realizando essa redução de aproximadamente 1:9, o conjunto ficaria com uma coroa de tamanho muito grande uma vez que ela teria um diametro cerca de 9 vezes maior que o pinhão. Uma coroa desse tamanho acarreta em um peso e inércia muito grandes, que vão contra o objetivo de projetar um equipamento leve, além de ocupar muito espaço fisico, o que não é disponível no veiculo e nem prático para a dinâmica e montagem no mesmo. Portanto, definiu-se que o conjunto de redução será dupla, composta por dois pares de engrenagem com valores de redução proximos, pois dessa forma será possível

atingir a redução desejada com componentes mais leves e de menor inércia, além de compactos.

Com o número e o tipo de engrenagens definidos, parte-se para o projeto das mesmas. Tais componentes devem resistir à falha por flexão dos dentes, assim como à falha por formação de cavidades nas superfícies dos mesmos. Por definição, a falha por flexão ocorrerá quando a tensão significativa nos dentes igualar-se ou exceder à resistência ao escoamento, ou ao limite à fadiga por flexão. A falha superficial, por sua vez, acontecerá quando a tensão significativa de contato igualar-se ou exceder o limite de resistência à fadiga superficial do material [5]. Para os cálculos, serão considerados os métodos disseminados pela Norma da *American Gear Manufacturer Association* (AGMA).

3.2.1.Cálculo das forças atuantes nos dentes

O primeiro passo para o projeto quantitativo das engrenagens é determinar o torque de entrada na caixa de redução. Esse torque deve ser considerado como o torque crítico gerado pelo sistema de transmissão até a entrada da caixa de transmissão.

É muito difícil realizar a medição desse torque diretamente no veículo em operação, visto o pouco espaço disponível na entrada da caixa para embutir sensores e a dificuldade de utilizar um sensores embarcados, por isso os valores serão estimados por meio de modelos. Isso acarreta no uso de cargas não tão precisas para o projeto das engrenagens, e, muitas vezes, bem mais conservadoras. Caso fosse possível utilizar cargas reais de serviço as engrenagens poderiam ser mais leves.

Porém, como não estão disponíveis as cargas reais de serviço elas serão estimadas por meio de um modelo. O modelo consiste em considerar o torque de entrada na caixa quando o motor está gerando seu torque máximo, e a TCV está em sua configuração aberta, que gera a maior redução. Essa é uma hipótese conservadora pois o torque do motor, em geral, é menor que o fornecido pelo fabricante; e a TCV pode não abrir completamente para aquele valor de torque máximo, gerando uma redução inferior à máxima especificada.

Partindo para os cálculos: Como é possível verificar na Figura 2, o motor gera o torque e em seguida o mesmo passa por uma transmissão continuamente variável. Portanto, o torque crítico de entrada na caixa considerado ocorre quando o motor gera

seu máximo torque e a redução continuamente variável está em sua configuração de maior redução (1:3). Além disso, será considerada a eficiência da TCV, pois há perdas de energia no componente, devido ao atrito e elasticidade da correia de transmissão. Portanto, temos que o torque de entrada no redutor é de:

$$\tau_e Redutor = \tau_{motor} * R_{max TCV} * \eta_{TCV} \quad (32)$$

$$\tau_e Redutor = 18.7 * 3 * 0,8 = 44.9 \text{ nm} \quad (33)$$

Com o torque aplicado no eixo de entrada da redução, é possível determinar o valor da força aplicada no dente da primeira engrenagem. A partir da equação (34) fornecida por Shigley [5] para a força aplicada no dente, e considerando a relação entre potência e torque (35), podemos achar a força tangencial aplicada no dente a partir do torque aplicado no eixo da engrenagem (36), considerando que toda força é aplicada em apenas um dente:

$$W_t = \frac{60 * 10^3 * H}{\pi * d * n} * \cos(\phi) \quad (34)$$

$$H = \frac{2 * \pi * n * T}{60 * 10^3} \quad (35)$$

Juntando as duas equações acima, temos que:

$$W_t = 2 * \frac{T}{d} * \cos(\phi) \quad (36)$$

Onde:

W_t = Força aplicada nos dentes [N]

H = Potência do motor [kW]

d = Diâmetro Primitivo da engrenagem [mm]

n = Rotação da engrenagem [RPM]

T = Torque aplicado na engrenagem [nm]

ϕ = Ângulo de pressão da engrenagem

Vale ressaltar que para as engrenagens do segundo par de engrenagens, o torque aplicado nela tem a influência da redução gerada pelo primeiro par, portanto seu valor de torque de entrada é multiplicado pela redução do primeiro estágio.

3.2.2. Escolha do material das engrenagens e definição das resistências à fadiga

O aço escolhido para projetar a engrenagem foi o aço SAE 8620, por ele ser um aço-liga apropriado para a cementação e de boa temperabilidade, além de ser amplamente usado na manufatura de engrenagens comerciais.

Para descobrir seus limites de ruptura, foi preciso definir a dureza do material no núcleo e sua dureza na superfície após seus tratamentos. Para definir essas durezas, foi utilizado o trabalho [8], onde é feito um estudo da cementação numa engrenagem de aço 8620. No estudo, a engrenagem de aço ABNT 8620 foi cementada a 925°C por 4 horas em um forno de banho de sal, utilizando o sal Durferit C-97, com potencial de carbono de 0,8%, seguindo-se um resfriamento em banho de sal Durferit AS140 a 180°C. Além disso, foi feito revenimento a 180°C por 2 horas para manter a dureza acima de 60 HRC. [8]

Como consequência dos tratamentos de cementação, têmpera e revenimento; a engrenagem do estudo citado [8] teve uma dureza de cerca de 800 Vickers na superfície e de 327 Vickers no Núcleo, como pode ser observado na Tabela 10. Utilizando uma tabela de conversão, chega-se que os valores correspondem à 311 HB e 722 HB, respectivamente.

Tabela 10 - Dureza de engrenagens para diferentes valores de profundidade da superfície. Na tabela são apresentados resultados de diferentes tratamentos para diferentes engrenagens, porém o valor de dureza para a engrenagem mencionada acima se encontra na coluna “8620 CTR”. Resultados em dureza Vickers. [8]

		4140 BNG	4140	8620 CTR
		HV _{0,5}	BNL HV _{0,5}	HV ₁
Distância da superfície (mm)	Superfície	670	725	792
	0,05	635	625	805
	0,10	590	490	809
	0,20	575	451	805
	0,25	550	329	802
	0,30	537	-	796
	0,40	390	-	787
	0,50	342	-	773
	0,60	-	-	727
	0,80	-	-	621
	1,00	-	-	571
	1,10	-	-	513
Núcleo		292	279	327

.A partir desses valores de dureza, é possível achar as resistências à fadiga do material. Primeiramente, para estimar a resistência de fadiga à flexão, calcula-se o limite de ruptura do núcleo do material por meio da equação abaixo, sugerida por JAIME [6]:

$$S_R = 3,4 HB \quad (37)$$

Onde S_r é o limite de ruptura do material, e HB é a sua dureza em Hockwell B.

Com esse limite e os valores dos fatores de acabamento superficial, estatístico e de tamanho, é possível chegar ao valor de resistência a fadiga de flexão de 210 Mpa, utilizando a equação 22. O valor do fator de acabamento superficial K_a utilizado foi de 0,7, obtida da Figura 20, considerando o material usinado com limite de ruptura de cerca de 1060 Mpa; O fator de tamanho K_b foi considerado como 1 por nenhuma das peças ter grandes dimensões; e o fator estatístico K_e foi considerado para uma confiabilidade de 99% e para um coeficiente de variação V de 18%. Para esse último fator é interessante ser conservador, pois pelo alto numero de dentes a probabilidade de falha aumenta, por isso a escolha de um valor tão baixo.

Já para a definição do limite de fadiga superficial, foi obtida a resistência a fadiga superficial para 10^7 ciclos para o aço, conforme equação da Tabela 8. A partir dessa resistência, e utilizando a equação 22, foi possível chegar à um limite de fadiga superficial de 1352,77 Mpa. Lembrando que o limite de fadiga superficial pode atingir limites muito superiores que o limite de fadiga à flexão pois ele resiste à tensão de

contato na sub-superfície dos dentes, que é compressiva. Para chegar à esse valor, foram considerados um fator de vida K_n de 0,88, referente à vida de 10^8 ciclos; e um fator de confiabilidade K_r de 99,9%, conforme Tabela 8.

3.2.3. Cálculo das tensões atuantes nos dentes e definição dos aspectos geométricos das novas engrenagens

Como dito anteriormente, as principais causas de falha de engrenagens são a falha por fadiga à flexão e falha por fadiga superficial, portanto, as quatro engrenagens do redutor devem ser resistentes aos dois tipos de falha.

Para evitar a falha por fadiga de flexão, as tensões de flexão atuantes nos dentes devem ser menores que a tensão limite admitida para fadiga à flexão, calculada na seção anterior. A tensão de flexão atuante pode ser calculada pela equação (3):

$$\sigma_{ff} = \frac{W_t}{F_{JM}} K_v K_o K_m K_b K_s \quad (3)$$

E para evitar a falha por fadiga superficial, as tensões de contato atuantes na sub-superfície dos dentes da engrenagem devem ser menores que a tensão limite de fadiga superficial admitida pelo material e geometria da engrenagem, calculada na seção anterior. A tensão de contato pode ser calculada pela equação (4) abaixo:

$$\sigma_c = C_p \left[\frac{W_t}{F I D_p} K_v K_o K_M \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Ambas equações dependem das forças atuantes nos dentes das engrenagens, fatores de correção estipulados pela AGMA, e parâmetros geométricos das engrenagens.

Para as forças atuantes nos dentes, foram utilizados os valores calculados a partir da análise de transferência de potência do motor à entrada da caixa na seção 3.2.1.

Já os fatores de correção, foram considerados como exposto na matriz presente na Tabela 11. Para o fator dinâmico, foi considerado uma classe de fabricação 10, referente à confiabilidade de peças automotivas, de acordo com [6], e o

diâmetro da engrenagem; Para o fator de sobrecarga, foi considerado choque leve na fonte e choque moderado na máquina acionada, uma vez que o veículo passa por terrenos acidentados; o fator de tamanho foi considerado como 1, uma vez que as engrenagens não assumem um tamanho relevante; o fator de distribuição de carga também foi considerado como 1 pois os eixos não assumem comprimentos muito grandes, além de que as engrenagens serão projetados de forma a estarem próximas do centro do eixo; e finalmente, para o fator de espessura de borda, foi assumido o valor 1.

Tabela 11 – Matriz de fatores de correção de tensão, nela é possível perceber os fatores utilizados para cada uma das engrenagens. P se refere a pinhão e C a coroa, e os numeros são respectivos ao numero do par.

		Matriz de fatores de correção de tensão			
		Engrenagem			
Fator	Simbolo	P1	C1	P2	C2
Fator dinâmico (de velocidade)	Kv	1,07	1,12	1,05	1,09
Fator de sobrecarga	Ko	1,50	1,50	1,50	1,50
Fator de tamanho	Ks	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de distribuição de carga	Km	1,00	1,00	1,00	1,00
Fator de espessura de borda	Kb	1,00	1,00	1,00	1,00

Com as forças atuantes e os fatores definidos, juntamente com as resistência à fadiga do material calculada na seção 3.2.2, foi possível testar diversas combinações de módulo, largura de face e número de dentes para cada engrenagem utilizando uma planilha de Excel, de forma a buscar a combinação que melhor se adequasse ao projeto. Para buscar a combinação que gerasse o sistema de engrenagens com menor peso, buscou-se por minimizar a soma dos volumes das engrenagens, considerando as quatro engrenagens como cilindros de diâmetro igual ao diâmetro primitivo da engrenagem, e comprimento no valor da largura das mesmas.

Nas tentativas, buscou-se um fator de segurança acima de 1.3 para todas as engrenagens, considerando este fator como a razão entre a tensão de flexão/contato calculada sobre o limite de fadiga de flexão/superficial.

No decorrer das iterações, a fadiga superficial se mostrou a falha limitante do projeto, uma vez que foi a que assumiu os menores coeficientes de segurança. Além

disso, o pinhão do primeiro par de engrenagens foi a peça limitante, uma vez que assume a menor geometria e também possui os menores coeficientes de segurança.

Por fim, as configurações de engrenagens escolhidas para o redutor foram as contidas na tabela abaixo:

Tabela 12 – Matriz de fatores geométricos das engrenagens. P se refere a pinhão e C a coroa, e os numeros são respectivos ao numero do par.

	Matriz de fatores geométricos das engrenagens			
	Engrenagem			
	P1	C1	P2	C2
Módulo [mm]	2,5	2,5	4,0	4,0
Largura de Face [mm]	28	28	30	30
Numero de dentes	17	53	18	55
Ângulo de pressão [Graus]	20	20	20	20

Com essas configurações, as engrenagens assumiram resistência para falha à fadiga de flexão e fadiga superficial com coeficientes de segurança de pelo menos 1,3. A tabela a seguir contém os valores de tensão de flexão, de tensão de contato (ambos já considerando os fatores de correção de tensão) em Mpa e os respectivos coeficientes de segurança para cada uma das engrenagens:

Tabela 13 – Matriz de tensões e fatores de segurança das engrenagens

	Matriz de tensões			
	Engrenagem			
	P1	C1	P2	C2
Tensão de flexão	162,5	38,1	145,6	65,1
Fator de segurança à fadiga de flexão	1,3	5,5	1,4	3,2
Tensão de contato	1.032,2	345,9	1.024,8	346,9
Fator de segurança à fadiga superficial	1,3	3,9	1,3	3,9

Com os números de dentes e módulos expostos, a redução consequente de cada par de engrenagem foi respectivamente 1:3,12 para o primeiro par e 1:3,06 para o segundo, gerando uma redução total de 1:9,53, dentro da faixa definida na seção 3.1.3.

Tabela 14 – Tabela de valores de redução atingida por cada um dos pares de engrenagem

Valores de redução da caixa	
Redução par 1	3,12
Redução par 2	3,06
Redução Total	9,53

3.3. Análise dos resultados do novo projeto das engrenagens

O projeto das novas engrenagens obedeceu a todos os objetivos propostos para sua concepção. A modelagem dinâmica do veículo do item 3.1 mostra que sua redução de 1:9,53 é suficiente para que sejam alcançados os requisitos de capacidade de rampa de 30 graus e de velocidade máxima de 50 quilômetros por hora, uma vez que está dentro da faixa de 1:9,04 e 1:13,04. Além disso, o projeto das engrenagens foi realizado para suportar as falhas acarretadas pela carga crítica de trabalho gerada pelo sistema de trem de força, que foi considerado como a carga gerada pelo motor desenvolvendo seu torque máximo e a TCV com abertura completa.

Ademais, dentro dos limites da norma AGMA utilizada, as engrenagens foram desenhadas para ter pouca massa para acarretar em um redutor leve, e para isso: a redução foi dividida em duas reduções; buscou-se pela redução total estar o mais próximo possível do limite mínimo estipulado; utilizou-se o material SAE 8620 que é um aço que permite boa temperabilidade e cementação, acarretando em dureza superficial e no núcleo altas; e as dimensões da engrenagem foram definidas de forma a minimizar o volume, economizando massa e consequentemente peso.

Porém, comparando as engrenagens projetadas com as antigas, é possível perceber que elas ficaram mais pesadas, como pode ser visto na tabela abaixo. Isso se deve a alguns fatos: o primeiro deles é a própria norma AGMA, que é uma norma relativamente conservadora, e não vai de acordo com projetos que requerem eficiência e otimização de peso; um segundo fator que leva a essa diferença é o fato de que as engrenagens antigas haviam alívio de alma, provavelmente proveniente de um estudo anterior de otimização por elementos finitos.

Tabela 15 – Comparação de peso entre as engrenagens novas projetadas, as antigas remodeladas e as antigas originais.

	Peso engrenagens [gramas]			
	P1	C1	P2	C2
Engrenagens Antigas Originais	131,4	975,9	294,8	1.804,0
Engrenagens Antigas Remodeladas	119,5	2.141,0	282,9	3.262,8
Engrenagens Novas Projetadas	262,9	2.921,9	844,7	8.549,0

Entretanto, o motivo que leva à maior discrepância entre o tamanho das engrenagens são as condições de contorno para o projeto das mesmas. Mesmo comparando, por meio de um modelo em CAD, o peso do novo projeto de engrenagens com as engrenagens antigas sem o alívio de peso da alma, o primeiro conjunto continua mais pesado. Isso ocorreu pois a consideração de carga crítica de trabalho utilizada no projeto novo foi mais conservativa, levando à necessidade das dimensões das engrenagens serem maiores para que resistissem aos critérios de falha de acordo com a norma.

Na Figura 23 e Figura 24 é possível observar os modelos CAD das engrenagens antigas e as novas projetadas para uma comparação visual de tamanho. No extremo esquerdo estão as novas engrenagens projetadas; no meio, um modelo das engrenagens antigas remodeladas sem alívio de alma para uma comparação mais homogênea; e na extrema direita estão as engrenagens antigas no seu formato original, com eventual redução de alma.

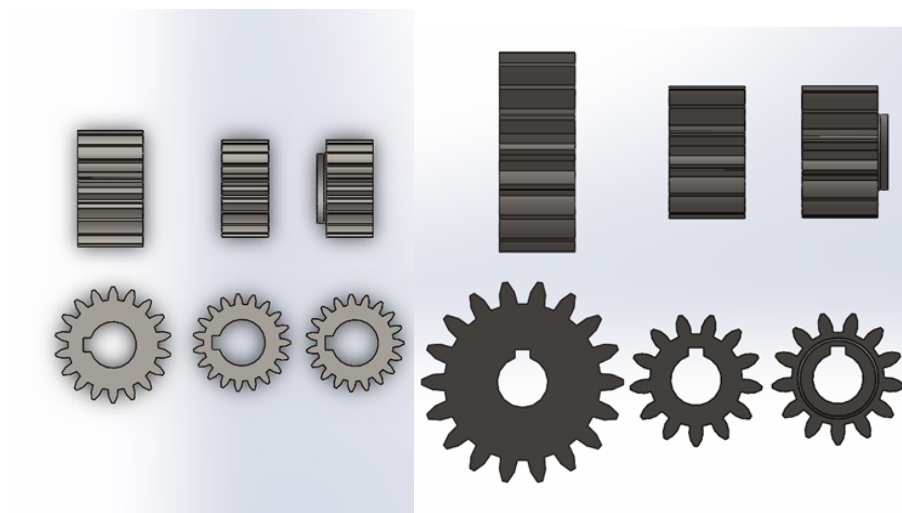


Figura 23 – Comparação em CAD entre os pinhões. Na figura da esquerda temos os pinhões da primeira redução, e na da direita os da segunda. Da esquerda para a direita em cada figura tem-se: Pinhão novo projetado, pinhão antigo remodelado e pinhão antigo original.

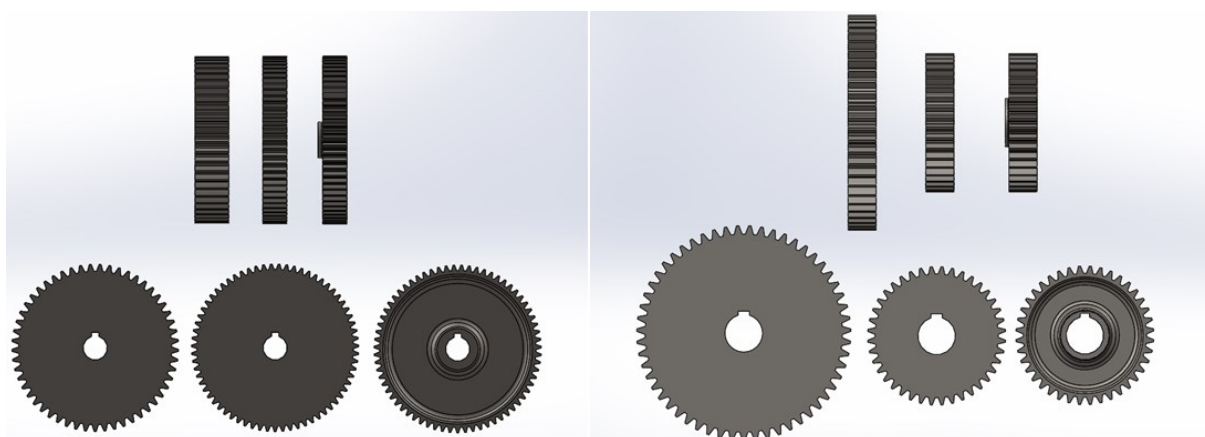


Figura 24 - Comparação em CAD entre as coroas. Na figura da esquerda temos as coroas da primeira redução, e na da direita as da segunda. Da esquerda para a direita em cada figura tem-se: Coroa nova projetada, coroa antiga remodelada e coroa antiga original.

4 Análise de possíveis melhorias no redutor atual

Mesmo com o redutor novo projetado sendo mais pesado que antigo, foi possível obter algumas clarificações quanto a otimização das engrenagens do segundo.

4.1. Características das engrenagens antigas que já consituem otimizações de peso

No quesito de disposição das engrenagens, verificou-se que o redutor antigo utilizar dois pares de engrenagem ao invés de um único é vantajoso por economizar peso e inércia.

O uso do aço-liga SAE 8620 também foi boa escolha para as engrenagens quando se busca por pouco peso. A liga possui boa temperabilidade e boa capacidade de cementação que levam à engrenagem atingir valores altos de dureza sem grandes diferenças de densidade quando comparada com outras ligas de aço também utilizadas em engrenagens, como SAE 4140, SAE 4340 e SAE 8220. O custo que pode ser considerado acessível e a fácil obtenção comercial do mesmo também o ajudam a ser uma boa escolha.

Por fim, O alívio de massa feito na alma das engrenagens é uma das contribuições mais efetivas na busca pela minimização de seu peso, uma vez que é possível retirar bastante material afetando pouco a segurança da engrenagem. Portanto, quando se busca a otimização de peso nas engrenagens, é ideal que junto com um projeto da geometria com uso da norma AGMA seja feita uma análise de tensões por elementos finitos para retirar material da alma, sempre tomando cuidado para que a razão entre a altura dos dentes e a borda da engrenagem respeite o limite estabelecido pelo fator de espessura de borda (K_e) estipulado pela AGMA.

4.2.Características das engrenagens antigas que podem constituir otimizações de peso

O projeto do redutor antigo já possui várias melhorias que visam deixá-lo mais leve, porém há espaço para mais caso haja necessidade.

Uma delas, é trabalhar com os valores de redução de projeto buscando deixá-los mais próximo dos mínimos da faixa calculada, possibilitando assim que sejam criadas engrenagens com diâmetros menores e conseqüentemente mais leves. Como exemplo, o redutor atual possui redução de 1:10,85, e o redutor novo projetado na seção 3 possui 1:9,54. Deve-se, porém, tomar cuidado com o efeito dessa mudança para a dinâmica do carro, pois com a diminuição da redução há um valor nominal menor de torque disponível para as rodas.

Outra possibilidade de diminuir a massa das engrenagens, é realizar mais uma otimização topológica na engrenagem, buscando realizar furos na alma. Na Figura 25 há dois exemplo distintos de possíveis otimizações topológicas. É uma prática comum na indústria, mas acarreta em mais custos de usinagem. Todavia, o volume da alma disponível para retirar material das engrenagens antigas e os seus conseqüentes ganhos provavelmente são muito pequenos para justificar o custo que uma alteração dessas traria.



Figura 25 – Na esquerda há uma engrenagem com otimização topológica por furos, e na direita, por braços

Por fim, o estudo que pode trazer os melhores resultados para uma eventual otimização das engrenagens da caixa é um estudo da carga real de serviço das engrenagens. Com um estudo desse, seria possível saber exatamente as forças das quais os dentes da engrenagem tem de suportar, e dessa forma, poderia-se utilizar

hipóteses e fatores da AGMA menos conservadores gerando engrenagens minimamente superdimensionadas e consequentemente bem mais leves. Todavia, esse estudo é muito difícil de ser realizado pois para isso seria necessário sensoriar a entrada da caixa de redução do veículo durante seu período de trabalho para medir o torque ali aplicado, o que é, na verdade, praticamente impeditivo uma vez que o espaço é muito confinado para caber um sensor de torque, que são em sua maioria grandes; e o teste deve ser realizado com o carro operando em condições críticas com o veículo passando por obstáculos que podem avariar o sensor; dentre outras tantas complicações.

4.3.Consideração sobre outros componentes da caixa

O foco do trabalho foi a otimização do peso das engrenagens da caixa, que representam 42% do seu peso, porém poderia-se realizar estudos sobre os outros componentes do redutor.

As tampas da caixa já são formadas por alumínio 7075-T6, um componente nobre de boa relação peso x resistência que possui 1/3 da densidade do aço, o que por si só já representa uma dificuldade para sua otimização de peso. Porém, por meio de uma análise de elementos finitos talvez seja possível chegar à melhorias topográficas e de espessura nesse componente que representa 28% do peso.

Os eixos representam uma fatia de 23% do peso da caixa, e poderiam também contribuir com ganhos na massa do redutor, porém tem uma liberdade de projeto pequena para gerar mudanças significativas.

Já as vedações e rolamentos são componentes tabelados e por isso dificilmente haverá margem para realizar grandes mudanças de peso neles. Além disso, representam somente 7% do peso do componente.

4.4. Considerações sobre viabilidade das mudanças

Na seção 4.2 foram expostos algumas possíveis melhorias para gerar uma redução no peso do redutor do veículo fora de estrada para competições e consequentemente acarretar na diminuição do peso deste e na melhora de seu desempenho dinâmico e pontuação nas competições. Porém, do ponto de vista da engenharia, focar a otimização de peso nesse componente talvez não seja a melhor solução para este fim.

Qualquer uma das mudanças gera grandes custos com usinagem, e não pouco provável, a necessidade de fabricar uma nova caixa redutora do zero, incluindo todos seus componentes: engrenagens, eixos, tampas, rolamentos e vedações.

As duas primeiras possíveis mudanças, otimizar o valor nominal de redução e realizar otimização topológica da engrenagem, provavelmente não gerarão um efeito considerável que justifique a refabricação por si só. Já as mudanças consequentes de um estudo das cargas de trabalho pode sim trazer mudanças que sejam significativas para uma renovação do projeto; o estudo, porém, como já comentado, tem pouca chance de se concretizar devidos as dificuldades técnicas.

Portanto, caso fosse necessária uma mudança estrutural com intuito de diminuir o peso do veículo, o ideal é que a alteração não fosse no redutor, pois as mudanças não seriam significativas para o componente no ponto de vista da massa. Além do mais, mesmo que a mudança gerasse um grande impacto na massa do redutor, como por exemplo uma diminuição de 30% de seu peso, o impacto para o veículo não seria tão relevante, uma vez que os 7,36 quilogramas da atual caixa redutora representam apenas 2,7% do peso total do veículo, de cerca de 270 quilogramas. Talvez fosse melhor, por exemplo, buscar alterações no chassi do veículo, que responde por cerca de 10% de sua massa.

5 Conclusão

O trabalho teve por fim determinar possíveis melhorias que visam otimizar a caixa de redução de um protótipo de veículo fora de estrada em relação ao seu peso, para melhorar o desempenho do automóvel em competições.

Por meio de uma modelagem da dinâmica do veículo e de um reprojetado da engrenagens do redutor foi possível obter soluções que trariam melhorias no âmbito da diminuição de massa e identificar características que demonstravam uma já existente otimização do componente.

As possíveis soluções de alterações, porém, não se mostraram tão eficientes para o objetivo global de reduzir o peso do carro, uma vez que seus resultados são custosos e não têm grande impacto pois o peso da caixa é muito pequeno quando comparado com o do veículo como um todo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1 – NAUNHEIMER H.; BERTSCHE B.; RYBORZ, J.; e NOVAK W. ,**Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection Design and Application**, Second edition.
- 2 – BRIGGS & STRATION **Catálogo do motor** – Modelo Intek OHV 305 10.0 HP, Impresso nos Estados Unidos, direitos autorais 1999 pela Briggs & Stratton Corporation.
- 3 – T.F.CHEN; D.W.LEE ;C.K.SUNG , **An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT** , 1996
- 4 – CVTECH-IBC, **Catálogo da CVT** , Impresso no Canadá, direitos autorais 2004 pela CVTech-IBC.
- 5 – JOSEPH E. SHIGLEY; CHARLES R. MISCHEKE; RICHARD G. BUDYNAS, **Projeto de Engenharia Mecânica**, Sétima Edição
- 6 – J. CASTRO, **Notas de aula da disciplina de Elementos de Máquinas** – Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio – DEM PUC-Rio.
- 7 – RICHARD G. BUDYNAS; J.KEITH NISBETT, **Elementos de máquinas de Shigley**, Oitava Edição
- 8 – CLAUDIO JOSÉ LEITÃO. PAULO ROBERTO MEI , RODOLFO LIBARD; **Efeitos da cementação e da nitretação no custo e na qualidade de engrenagens produzidas com aços abnt 4140 e 8620**; Tecnol. Metal. Mater. Miner., São Paulo, v. 9, n. 3, p. 257-263, jul.-set. 2012”

ANEXO A - Dados da Transmissão continuamente variável para diferentes correias de borracha, provenientes do catálogo [4]

Belt selection table (select 1 type for sponsorship)

C/C (mm)	Belt #	Pitch length (mm)	Min ratio	Max ratio	Ratio range
200	BD52-2167-S	835	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
214	BD52-2172-S	860	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
232	BD52-2179-S	895	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
242	BD52-2183-S	915	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97
299	KE52-2205-S	1025	3.0 : 1	0.43 : 1	6.97

Calibration kit 0001-7002 (included in sponsorship)

Part number	Description	Qty
0651-1100	Drive pulley spring (white / green / pink)	1
0551-1119	Drive pulley spring (silver / pink / yellow)	1
5051-1015	Driven pulley spring (orange / silver / yellow)	1
0135-3065	Weight (275 g)	3

Additional information for drive pulley springs:

Part number	Engagement load (Newton)	Maximum speed load (Newton)
0651-1100	850	1200
0651-1101	600	900
0551-1119	450	950

Shipping information

Approximate weight of the package: 10 kg (22 lbs)

Size of the box: 52 cm x 26 cm x 21 cm (20 ½ "x10 ¼ " x 8 ¼ ")