



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
Campus de Ilha Solteira

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA

RAPHAEL MOREIRA CHETELAT

**Modelagem e desenvolvimento de uma caixa de redução 4x4, para um
protótipo Baja SAE**

Ilha Solteira
2024

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RAPHAEL MOREIRA CHETELAT

**Modelagem e desenvolvimento de uma caixa de redução 4x4, para
um protótipo Baja SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado à Faculdade de Engenharia de
Ilha Solteira – UNESP como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

Prof. Dr. Miguel Ângelo Menezes
Orientador

FICHA CATALOGRÁFICA

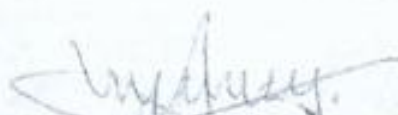
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

- C526m Chetelat, Raphael Moreira.
Modelagem e desenvolvimento de uma caixa de redução 4x4, para um protótipo Baja SAE / Raphael Moreira Chetelat. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2024
110 f. : il.
- Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira, 2024
- Orientador: Miguel Ângelo Menezes
- Inclui bibliografia
1. Powertrain. 2. Caixa de redução. 3. Baja Sae.

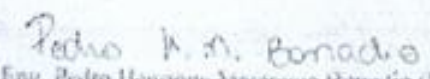
ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE GRADUAÇÃO

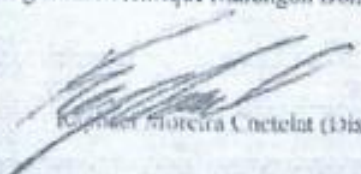
Aos 24 dias do mês de Julho do ano de dois mil e vinte e quatro, às 18h30min, por videoconferência, no Departamento de Engenharia Mecânica, do Campus da UNESP, da Faculdade de Phi Solteira, o discente Raphael Moreira Chetelat, matriculado sob o número 162054122, tendo como banca examinadora, o orientador Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes, a Engenheira Mecânica Ana Caroline Garcia Feltrini de Souza (Siemens) e o Engenheiro Mecânico Pedro Henrique Marangon Bonadio (W. Bonadio), apresentou o Trabalho de Graduação intitulado: "Modelagem e desenvolvimento de uma Caixa de Redução 4ª para um Protótipo Bolo SAE", obtendo a nota final 9,8.

Por ser verdade, os membros da banca examinadora e o discente assinam em seguida.


Prof. Ph.D. Miguel Ângelo Menezes (Orientador)

Eng.ª Ana Caroline Garcia Feltrini de Souza (Siemens)


Eng. Pedro Henrique Marangon Bonadio (W. Bonadio)


Raphael Moreira Chetelat (Discente)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à equipe TEC-Ilha Baja, a qual sempre me inspirou a procurar ser meu melhor e entregar o meu melhor. Que as informações contidas neste trabalho, sejam uma inspiração para procurarem sempre a melhoria.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, a quem tudo devo, e a tudo sou grato, e que sempre me deu forças para continuar, mesmo com todas as dificuldades enfrentadas.

Agradeço a minha família, que mesmo longe, sempre esteve tão perto, e sempre sendo o meu porto seguro e nunca parou de me apoiar.

Agradeço aos professores, por todos os ensinamentos ministrados dentro de sala de aula, e por todos os conselhos que me foram dados fora das salas, e que com toda a certeza ajudaram a moldar o profissional que estou me tornando.

Agradeço a todos os companheiros de faculdade, que foram acolhimento e com os quais muitas noites foram passadas em claro a fim de desfrutar o máximo que a faculdade poderia entregar.

Um agradecimento especial ao meu professor orientador, Miguel Ângelo, a quem sempre manteve a porta aberta para mim, e com quem sempre pude contar, tanto para assuntos escolares, quanto para assuntos pessoais ao longo de toda esta caminhada.

Um agradecimento extremamente especial a equipe TEC-Ilha Baja, que foi minha segunda família durante toda a minha graduação, e que carregou comigo com um extremo carinho, e que me desafiou a buscar sempre o melhor, mesmo com todas as dificuldades encontradas no caminho.

*“Nunca me esquecerei desse acontecimento
na vida de minhas retinas tão fatigadas.
Nunca me esquecerei que no meio do caminho
tinha uma pedra
tinha uma pedra no meio do caminho
no meio do caminho tinha uma pedra.”*

Carlos Drummond de Andrade

RESUMO

O trabalho aqui apresentado, tem como objetivo apresentar os passos para criação de uma caixa de redução, para o protótipo Baja SAE, de modo que a mesma tenha total capacidade de ser utilizada em um protótipo com tração integral nas quatro rodas. Passando desde a concepção do projeto, como definição de redução, engrenagens, eixos e rolamentos. Partindo dessas definições, utilizou-se equações apresentadas em literaturas especializadas para definição da geometria dos elementos necessários para o funcionamento correto da caixa. Com todas as informações de geometria definidas, tanto para as engrenagens quanto para os elementos necessários para o funcionamento do conjunto, analisou-se então as tensões dos mesmos, através da utilização de normas estabelecidas pela AGMA, e pela DIN quando houve a necessidade. Com todas as informações de geometria e tensões definidas, passou-se para a parte computacional do trabalho, onde modelou-se os elementos necessários e os mesmos foram colocados em simulações de elementos finitos, a fim de garantir a sua funcionalidade. Finalmente, um estudo dos valores encontrados tanto pela metodologia das simulações, quanto pela teoria é apresentado, e além disso, apresenta-se os principais pontos obtidos para que houvesse uma redução de massa onde fosse possível. Os resultados indicam que o projeto é satisfatório, baseado nos fatores de segurança observados, como nas simulações dos componentes críticos realizadas, que expõem as zonas de maior tensão.

Palavras-chave: Powertrain. Caixa de Redução. Baja SAE.

ABSTRACT

The work presented here aims to outline the steps for creating a reduction gearbox for the Baja SAE prototype, ensuring that the gearbox is fully capable of being used in a prototype with four-wheel drive. The process covers the project conception, including the definition of reduction ratios, gears, shafts, and bearings. Based on these definitions, equations from specialized literature were used to determine the geometry of the necessary components for the correct operation of the gearbox. With all the geometric information defined for both the gears and the necessary elements for the assembly's operation, the stresses were then analyzed using standards established by AGMA and DIN when needed. With all the geometry and stress information defined, the computational part of the work began, where the obtained elements were modeled and subjected to finite element simulations to ensure their functionality. Finally, a study of the values obtained both by the simulation methodology and by theory is presented, and additionally, the main points obtained for mass reduction where possible are discussed. The results indicate that the project is satisfactory, based on the safety factors observed, as well as the simulations of the critical components carried out, which expose the areas of greatest tension.

Keywords: Powertrain. Gearbox. Baja SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Componentes comuns de uma transmissão automotiva	25
Figura 2	- Representação da transmissão estudada	25
Figura 3	- Representação de um ciclo de funcionamento de um motor a combustão interna de 4 cilindros	26
Figura 4	- Curva de performance de um motor a combustão interna, movido a gasolina	27
Figura 5	- Gráfico de tração de um motor de combustão interna, sem o auxílio de uma caixa de redução	27
Figura 6	- Gráfico de tração de um motor de combustão interna, com o auxílio de uma caixa de redução	28
Figura 7	- Representações usuais de correntes para transmissão de potência	29
Figura 8	- Informações básicas de uma corrente	30
Figura 9	- Corrente de roletes, engatada em sua engrenagem	30
Figura 10	- Exemplo de utilização de uma correia, em exemplo, o posicionamento da correia para o motor Volkswagen AP	32
Figura 11	- Modelos de correia	32
Figura 12	- Utilizações comuns de correia	33
Figura 13	- Transmissão CVT montada no protótipo, polia motora a esquerda	34
Figura 14	- Polia motora, e seus componentes internos	35
Figura 15	- Polia movida e seus componentes internos	35
Figura 16	- CVT na situação de maior redução	36
Figura 17	- CVT na situação de relação 1:1, pratos com mesmo diâmetro	36
Figura 18	- CVT na situação de menor redução	36
Figura 19	- Comparativo câmbio CVT e câmbio de 4 marchas	37
Figura 20	- Par de engrenagens cilíndricas de dentes retos	38
Figura 21	- Exemplos de utilização de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais	39
Figura 22	- Engrenagem cônica de dentes retos	40

Figura 23	- Engrenagem hipóide	40
Figura 24	- Forças e dimensões presentes em um carro, em um plano inclinado	42
Figura 25	- Diagrama de corpo livre do protótipo, em um plano inclinado	44
Figura 26	- Nomenclatura para dentes de engrenagens de dentes retos	45
Figura 27	- Diferentes valores de passo diametral	46
Figura 28	- Representação dos diferentes círculos presentes em uma engrenagem	47
Figura 29	- Diferentes valores de ângulo de pressão	47
Figura 30	- DCL simplificado de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos	49
Figura 31	- Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo	50
Figura 32	- Tensão de contato admissível para aços endurecidos por completo	50
Figura 33	- Parâmetros geométricos de uma engrenagem cônica de dentes retos	52
Figura 34	- Representação de um DCL de uma engrenagem cônica de dentes retos	54
Figura 35	- Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo	55
Figura 36	- Tensão de contato admissível para aços endurecidos por completo	55
Figura 37	- Tipos de tensão variantes no tempo	56
Figura 38	- Gráficos de apoios para cálculo do fator K_t	58
Figura 39	- Valores de $\sqrt{a}$, para aços, a partir do valor de S_{ut}	59
Figura 40	- Exemplo de corpo de prova padrão teste de fadiga – ASTM E606	60
Figura 41	- Informações complementares para a equação 33	61
Figura 42	- Gráfico para determinação do valor de K_c	62
Figura 43	- Valores de K_d , com base no intervalo de confiança desejado	62
Figura 44	- Perfil de estrias, segundo norma DIN 5480 Parte 1	64

Figura 45	- Representação das incógnitas utilizadas nas equações das estrias	65
Figura 46	- Partes de um rolamento	66
Figura 47	- Exemplos de rolamentos comerciais	66
Figura 48	- Curva apresentada pelo teste de <i>Coast Down</i>	69
Figura 49	- Curva de torque por velocidade, fornecida pelo fabricante do motor	70
Figura 50	- Curva interpolada de torque pela velocidade	70
Figura 51	- Vista isométrica e frontal do primeiro pinhão	88
Figura 52	- Exemplo de aplicação das condições de contorno	89
Figura 53	- Distribuição do FS do primeiro pinhão	89
Figura 54	- Vista isométrica e lateral do primeiro eixo	90
Figura 55	- Distribuição do FS do primeiro eixo	91
Figura 56	- Vista frontal e isométrica da primeira coroa	92
Figura 57	- Vista frontal e isométrica da primeira coroa, com alívio de massa	92
Figura 58	- Distribuição do FS da primeira coroa	93
Figura 59	- Vista isométrica e frontal do segundo pinhão	94
Figura 60	- Distribuição do FS do segundo pinhão	94
Figura 61	- Vista isométrica, frontal e lateral da engrenagem cônica	95
Figura 62	- Distribuição do FS da engrenagem cônica	95
Figura 63	- Distribuição do FS da engrenagem cônica, ao longo do estriado.	96
Figura 64	- Distribuição do FS da engrenagem cônica, ao longo do dente	96
Figura 65	- Vista isométrica e lateral do segundo eixo	97
Figura 66	- Distribuição do FS ao longo do segundo eixo	98
Figura 67	- Vista frontal e isométrica da segunda coroa	98
Figura 68	- Vista frontal e isométrica da segunda coroa, com alívio de massa	99
Figura 69	- Distribuição do FS da segunda coroa	99

Figura 70	- Vista isométrica e lateral do terceiro eixo	100
Figura 71	- Distribuição do FS ao longo do terceiro eixo	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Valores de coeficiente de atrito.....	42
Tabela 2	- Informações complementares da Figura 33	52
Tabela 3	- Fatores de correção para equação 30	57
Tabela 4	- Valores obtidos no teste de obtenção do Centro de Gravidade ...	68
Tabela 5	- Valores de força trativa máxima para cada eixo, para diversos coeficientes de atrito	71
Tabela 6	- Constantes para o cálculo das reduções iniciais	71
Tabela 7	- Valores iniciais de redução, para cada eixo	72
Tabela 8	- Valores de redução, por tipo de aplicação	72
Tabela 9	- Valores geométricos para o primeiro par de engrenagens	73
Tabela 10	- Valores de tensões e constantes do primeiro pinhão	74
Tabela 11	- Valores de tensão e constantes da primeira coroa	75
Tabela 12	- Fatores de segurança para primeiro par de engrenagens	75
Tabela 13	- Valores geométricos para o segundo par de engrenagens	76
Tabela 14	- Valores de tensões e constantes do segundo pinhão	76
Tabela 15	- Valores de tensão e constantes da segunda coroa	77
Tabela 16	- Fatores de segurança para segundo par de engrenagens	77
Tabela 17	- Considerações iniciais para engrenagens cônicas	78
Tabela 18	- Incógnitas da Tabela 2 calculadas	78
Tabela 19	- Fatores de segurança para par de engrenagens cônicas	79
Tabela 20	- Valores calculados para o primeiro eixo	80
Tabela 21	- Valores calculados para o segundo eixo	81
Tabela 22	- Valores calculados para o terceiro eixo	82
Tabela 23	- Valores calculados para estrias no primeiro eixo	83
Tabela 24	- Valores calculados para estrias no segundo eixo	84
Tabela 25	- Valores calculados para estrias no terceiro eixo	85
Tabela 26	- Valores calculados para os mancais do primeiro eixo	86
Tabela 27	- Valores calculados para os mancais do segundo eixo	87
Tabela 28	- Valores calculados para os mancais do terceiro eixo	87
Tabela 29	- Valores determinados para o primeiro pinhão	89
Tabela 30	- Valores dos diâmetros ao longo do primeiro eixo	90
Tabela 31	- Valores determinados para a primeira coroa	93
Tabela 32	- Valores determinados para o segundo pinhão	94
Tabela 33	- Valores determinados para a engrenagem cônica	97
Tabela 34	- Valores dos diâmetros ao longo do segundo eixo, da esquerda para direita	97
Tabela 35	- Valores determinados para a segunda coroa	100
Tabela 36	- Valores dos diâmetros ao longo do terceiro eixo	100
Tabela 37	- Valores de massa dos componentes da caixa	102
Tabela 38	- Valores dos FS	103
Tabela 39	- Informações das simulações	104
Tabela 40	- Valores das malhas utilizadas	104

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS (opcional)

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AGMA	<i>American Gear Manufacturers Association</i>
CG	Centro de gravidade
CVT	Transmissão continuamente variável
DCL	Diagrama de Corpo Livre
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ECDH	Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais
ECDR	Engrenagens cilíndricas de dentes retos
EConDR	Engrenagens cônicas de dentes retos
FISITA	<i>Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile</i>
NBR	Norma Brasileira
SAE	<i>Society of Automobile Engineers</i> – Sociedade de Engenheiros Automotivos

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{cis,estria}$	Área de cisalhamento relacionada as estrias
a	Adendo da engrenagem
a_{Neuber}	Constante de Neuber
b	Dedendo da engrenagem
b_{CG}	Distância horizontal eixo dianteiro até o CG
b_{eng}	Largura da face do membro mais estreito (espessura do dente)
c	Distância horizontal eixo traseiro até o CG
C_{req}	Carga requerida
d_e	Diâmetro externo
d_{eixo}	Diâmetro do eixo
$d_{i,estria}$	Diâmetro interno de um eixo vazado
d_p	Diâmetro primitivo da engrenagem
d_{p_i}	Diâmetro primitivo interno
$d_{p,estria}$	Diâmetro primitivo da estria
d_{pneu}	Diâmetro do pneu
d_{raiz}	Diâmetro da raiz da engrenagem
$d_{r,estria}$	Diâmetro da raiz da estria externa
d_{top}	Diâmetro do topo da engrenagem
d_{W1}	Diâmetro primitivo do pinhão
E	Distância do vértice ao dente (inferior)
e	Coeficiente de eficiência do conjunto
e_{eng}	Folga no pé do dente
f	Flecha do dente
F	Largura da face da engrenagem
F_{Active}	Força de resistência ao aclave
F_{Aero}	Força de resistência aerodinâmica
F_{eng}	Força atuante na engrenagem
F_{estria}	Força atuante relacionada as estrias
$F_{a,rol}$	Carga axial no rolamento
$F_{máx}$	Força máxima disponível na roda
F_r	Força radial atuante na engrenagem
$F_{r,rol}$	Carga radial no rolamento
$F_{Rolagem}$	Força de resistência ao rolamento
F_{Trat}	Força trativa
$F_{x,d,máx}$	Força trativa eixo dianteiro máxima
$F_{x,t,máx}$	Força trativa eixo traseiro máxima
g	Geratriz primitiva
h_{CG}	Distância vertical do solo até o CG
h	Altura total do dente
J	Geratriz do dente
K_a	Fator de correção devido a condição superficial
$K_{a,rol}$	Fator de aplicação do rolamento
K_A	Fator de sobrecarga
K_b	Fator de correção devido ao tamanho

K_B	Fator de espessura de aro (de borda)
K_c	Fator de modificação de carga
$K_{c,rol}$	Fator de confiabilidade do rolamento
K_d	Fator de modificação devido a temperatura
K_e	Fator de confiabilidade
K_f	Fator de concentração de tensão na fadiga
K_{fm}	Fator de concentração de tensão cisalhante na fadiga
K_{fs}	Fator de concentração de tensão na fadiga para a tensão média
K_{fsm}	Fator de concentração de tensão na fadiga para a tensão cisalhante média
K_H	Fator de distribuição de carga
$K_{H\beta}$	Fator de distribuição de carga
K_O	Fator de sobrecarga
K_S	Fator de tamanho
K_t	Fator geométrico de concentração de tensão
K_V	Fator dinâmico
K_θ	Fator de temperatura
l	Comprimento do dente
L_{CG}	Distância entre eixos
L	Vida nominal
$l_{estr.}$	Comprimento dos dentes das estrias
L_n	Vida requerida
m	Módulo da engrenagem
m_t	Módulo métrico transversal
m_{et}	Módulo transversal externo
M_m	Momento médio
M_a	Momento alternado
N_{rpm}	Rotação do motor
N	Número de dentes da engrenagem
N_f	Coeficiente de segurança a fadiga
P	Passo diametral
P_c	Passo circular
P_{rol}	Carga dinâmica equivalente no rolamento
q	Sensibilidade ao entalhe do material
r	Raio do pneu
r_b	Raio de base da engrenagem
r_{av}	Raio primitivo no ponto médio do dente da engrenagem
r_{ent}	Raio do entalhe
r_p	Raio primitivo da engrenagem
$R_{CVT_{máx}}$	Maior valor numérico da redução da CVT
$R_{CVT_{min}}$	Menor valor numérico da redução da CVT
$R_{inicial}$	Redução inicial da caixa de engrenagens
RI	Geratriz do cone complementar
$R_{trat.}$	Redução com foco em força trativa
$R_{vel.}$	Redução com foco em velocidade final
s_c	Espessura cordal do dente
S_C	Tensão de contato admissível
S_f	Resistência de fadiga corrigida

S'_f	Limite de resistência à fadiga não corrigido
S_F	Fator de segurança à flexão
S_H	Fator de segurança ao contato
S_t	Tensão de flexão admissível
S_{ut}	Última resistência de tração, tensão de ruptura
t	Espessura do dente da engrenagem
T_a	Torque alternado
T_{emp}	Temperatura de trabalho
T_{estria}	Toque atuante relacionada as estrias
T_m	Torque médio
T_{motor}	Torque proveniente do motor
T_{roda}	Torque na roda do protótipo
$Vel^{máx}$	Velocidade máxima do protótipo
V	Distância do vértice ao dente (superior)
V_{rol}	Fator de rotação
W	Força peso do protótipo
W_t	Carga tangencial atuante na engrenagem
X	Coeficiente de carga radial no rolamento
Y	Coeficiente de carga axial no rolamento
Y_J	Fator geométrico à resistência flexional
Y_N	Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão
Y_{NT}	Fator de ciclagem de tensão para a resistência de flexão
Y_X	Fator de tamanho para a resistência à flexão
Y_Z	Fator de confiabilidade
Y_β	Fator de curvatura ao longo do comprimento para a resistência à flexão
Y_θ	Fator de temperatura
Z	Número de dentes
Z_E	Coeficiente elástico
Z_i	Número de dentes da roda ideal
Z_I	Fator geométrico à resistência de crateramento
Z_{nt}	Fator de ciclagem de tensão para a resistência à cavitação
Z_N	Fator de ciclagem de tensão na vida
Z_p	Número de dentes da roda plana
Z_R	Fator de condição superficial
Z_W	Fator de razão de dureza para a resistência ao crateramento
Z_X	Fator de tamanho para a resistência à cavitação
Z_{XC}	Fator de coroamento para a resistência à cavitação
Z_Z	Fator de confiabilidade para cavitação
Z_1	Fator geométrico para a resistência à cavitação
α	Semi - ângulo do cone complementar
β	Ângulo do dente
γ	Ângulo de inclinação dos eixos
δ	Semi - ângulo do cone primitivo
μ	Coeficiente de atrito
ξ	Semi - ângulo do cone interno
σ	Tensão de flexão atuante na engrenagem
σ_C	Tensão de crateramento

$\sigma_{C,Total}$	Tensão de crateramento, total
σ_F	Valor calculado de tensão de flexão [N/mm ²]
σ_{FP}	Valor permissível de tensão de contato [N/mm ²]
σ_{Flim}	Valor da tensão de flexão admissível [N/mm ²]
σ_H	Valor de tensão calculado [N/mm ²]
σ_{HP}	Valor permissível para tensão de contato [N/mm ²]
σ_{Hlim}	Valor da tensão de contato admissível [N/mm ²]
σ_{Total}	Tensão de flexão, total
τ_{estria}	Tensão cisalhante, relacionada as estrias
Φ	Semi - ângulo do cone externo
ϕ	Ângulo de pressão da engrenagem
φ	Relação de transmissão
φ'	Ângulo da cabeça do dente
ψ	Ângulo do pé do dente

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
1.1 SAE	21
1.2 BAJA SAE Brasil	21
3.1. Transmissão Automotiva	24
3.1.1. Tipos de Transmissão	28
3.3. Engrenagens	44
3.3.1. Cilíndricas de Dentes Retos	48
3.3.2. Cônicas de Dentes Retos	51
3.4. Eixos	56
3.4.1. Fatores de concentração de tensão	57
3.4.2. Tensões de fadiga	59
3.4.3. Estriado	63
3.5. Rolamentos	65
5. ANÁLISE NUMÉRICA E RESULTADOS	88
5.1 Modelagem do primeiro pinhão	88
5.2 Modelagem do primeiro eixo	90
5.3 Modelagem da primeira coroa	92
5.4 Modelagem do segundo pinhão	93
5.5 Modelagem da engrenagem cônica	95
5.6 Modelagem do segundo eixo	97
5.7 Modelagem da segunda coroa	98
5.8 Modelagem do terceiro eixo	100
6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	102
7. CONCLUSÃO	106
7.1 Sugestões para trabalhos futuros	106
8. REFERÊNCIAS	108

1. INTRODUÇÃO

1.1 SAE

A SAE (***Society of Automobile Engineers*** – Sociedade de Engenheiros Automotivos), foi fundada no ano de 1905 na cidade de Nova York. Sua fundação foi marcada pelo número de montadoras de veículos nos Estados Unidos e em todo o globo, onde seus engenheiros automotivos sentiam a necessidade da troca de conhecimentos, para que pudessem expandir suas bases de conhecimentos técnicos. Nesse momento, dois homens de revistas se destacaram por publicarem artigos voltados a essa ideia de união da classe dos engenheiros automotivos: Peter Heldt e Horace Swetland. Em que desses dois, Swetland tornou-s um dos primeiros diretores da SAE (SAE, 2024).

A sociedade no momento de sua criação, contava com um quadro de 30 engenheiros participantes, sendo que teve um crescimento considerável nos próximos 11 anos, sendo que em 1916 possuía dois membros de destaque no cenário global: Thomas Edison e Orville Wright. Além disso, em 1950 a sociedade começou a expandir suas operações para fora dos Estados Unidos, com um foco voltado para a Europa, passando a ter uma cooperação permanente com a FISITA (***Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile***) (SAE, 2024).

A organização chegou ao Brasil no ano de 1991, quando executivos observaram a necessidade de se abrir as fronteiras do conhecimento para os profissionais brasileiros da mobilidade, para que o setor brasileiro pudesse acompanhar as mudanças globais, que estavam se desenvolvendo no processo de globalização (SAE BRASIL, 2024). Atualmente, a sociedade SAE Brasil conta com mais de seis mil sócios, e promove eventos nacionais, como fóruns, simpósios, e os programas estudantis. Dentro dos programas estudantis, tem-se o Baja SAE Brasil (SAE BRASIL, 2020).

1.2 BAJA SAE Brasil

Programa lançada no ano de 1994 no Brasil, e que teve sua primeira competição oficial brasileira no ano de 1995. Porém, o programa Baja SAE teve sua primeira competição em 1976 Dr. John F. Stevens, na Universidade da Carolina do Sul (SAE BRASIL, 2024).

O principal objetivo desta competição, é o desenvolvimento de um protótipo *off-road*, voltado para a resistência de seus componentes. A equipe participante desta competição é responsável por todo a concepção, criação de um projeto detalhado, construção e testes desse protótipo. Atualmente, é a equipe TEC-Ilha Baja, que representa a Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira neste desafio estudantil, participando de duas competições anuais, uma de âmbito regional e outra de âmbito nacional, onde um dos principais desafios propostos pela organização do evento, é a transposição de obstáculos, a aceleração e também uma velocidade final que mantenha a competitividade do protótipo. Nas últimas competições, foi possível perceber a melhoria do nível de conhecimento técnico por todas as equipes, e devido a isto, cabe aos participantes desta competição estarem sempre inovando para conseguir manter seu projeto o mais competitivo possível (SAE BRASIL, 2024).

Dentro deste cenário competitivo, e com a crescente padronização das regras das competições nacionais e mundiais, impõe-se a implementação da transmissão 4x4, uma vez que a SAE Brasil, proximamente, tornará obrigatória dentro das competições Baja SAE brasileiras o uso deste tipo de transmissão, fazendo com que um estudo sobre esse tema, seja premente e estratégico para a equipe. Além disso, a limitação do motor faz com que grande parte da transposição de obstáculos seja obtida através de uma caixa de redução bem otimizada.

2. OBJETIVO

São objetivos do presente trabalho foco deste trabalho:

- Desenvolver uma caixa de redução otimizada;
- Adequá-la para ser utilizada em um protótipo off-road, com tração integral em todas as rodas.

3. REVISÃO DE LITERATURA

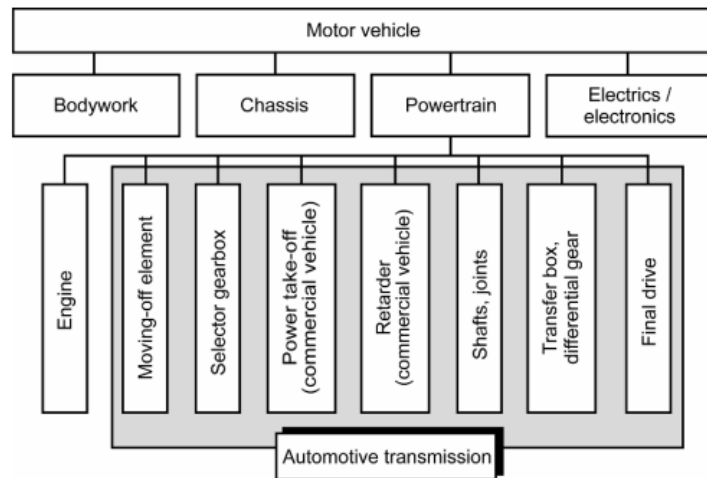
3.1. Transmissão Automotiva

“A tarefa da transmissão é converter a tração disponível da unidade motora, satisfazendo as necessidades colocadas sobre ela, pelo veículo, estrada, motorista e o meio ambiente. Competividade técnica e econômica são essenciais aqui.” (Naunheimer et al., 2011).

Com essa definição descrita antes, fica evidente que a transmissão é a parte do veículo responsável de prover movimentação as rodas do veículo, causando assim a sua movimentação e superação de obstáculos diversos. Entretanto, quando se fala de transmissão veicular, está se referindo a uma série de componentes, que são apresentados na Figura 1. No caso estudado neste trabalho, são eles:

- a) Motor;
- b) Transmissão continuamente variável (CVT);
- c) Caixa de redução fixa;
- d) Diferencial traseiro;
- e) Cardan;
- f) Diferencial dianteiro.

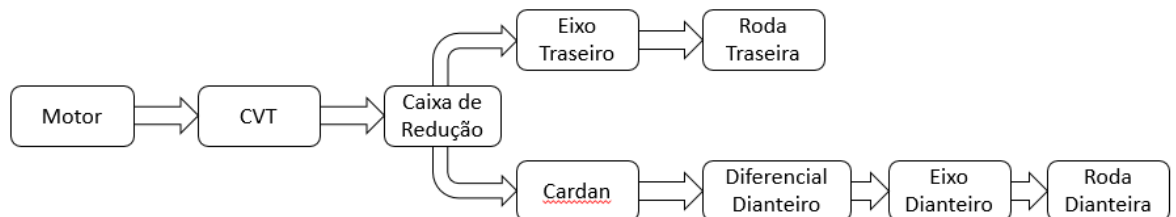
Figura 1 – Componentes comuns de uma transmissão automotiva.



Fonte: (Naunheimer et al., 2011)

Uma representação do caso abordado neste trabalho pode ser visualizada na Figura 2.

Figura 2 – Representação da transmissão estudada.



Fonte: Próprio autor.

Porém, faz-se necessário explicar o motivo pelo qual um aparato redutor é utilizado em conjunto com motores alternativos de combustão interna; ou seja, os motores que trabalham no ciclo Otto, ou no ciclo Diesel. Para se entender isso, recorda-se que ambos os motores citados trabalham com tempos, onde este é definido como sendo o percurso que um pistão que percorre do ponto morto inferior ao ponto morto superior, sendo que esse percurso equivale a meia volta do eixo virabrequim.

Pensando em motor automotivo, o mais comum de se ter contato é o motor a combustão interna de quatro tempos, acionado por faísca (ciclo Otto). Onde esses quatro tempos são: admissão, compressão, expansão e escape. Desses quatro tempos, apenas a expansão gera um trabalho positivo, que é fruto da combustão da mistura, combustível-ar, dentro da câmara de combustão, que gera um aumento de pressão na câmara, fazendo com que o pistão se desloque do ponto morto superior ao ponto morto inferior. Como a maior parte dos veículos possuem mais de um cilindro, a Figura 3 apresenta o ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna de 4 cilindros. Onde é visível que cada cilindro apenas produz um trabalho útil uma vez por ciclo; além disso, o ângulo apresentado no eixo superior da Figura 3 faz referência ao ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência (Brunetti, 2012).

Figura 3 – Representação de um ciclo de funcionamento de um motor a combustão interna de 4 cilindros.

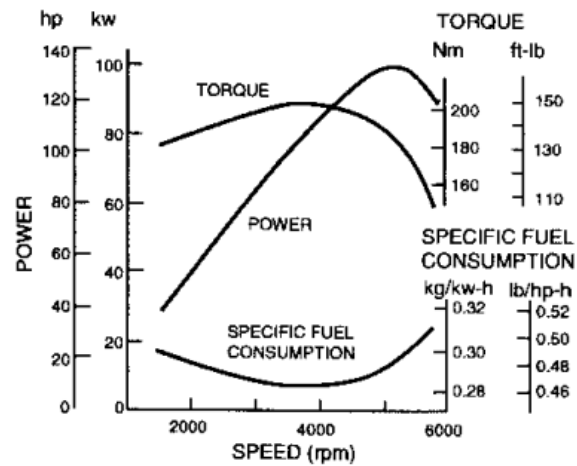
	0°	180°	360°	540°	720°	
	α					
Número de cilindros	1	2	3	4		
	Expansão	Escape	Admissão	Compressão		
	Escape	Admissão	Compressão	Expansão		
	Compressão	Expansão	Escape	Admissão		
	Admissão	Compressão	Expansão	Escape		
	Ciclos do motor					

Fonte: (Brunetti, 2012)

Porém, um motor de combustão interna produz máxima potência apenas em uma pequena faixa de rotação, como pode ser visto na Figura 4. Além disso, caso se coloque um motor de combustão para movimentar um veículo, seria perceptível que grande parte de sua potência estaria sendo desperdiçada, já que quando ele está em baixas rotações, tem-se um valor de torque muito superior ao de potência, como pode ser visto na Figura 4, o que acarreta um comportamento como o apresentado na

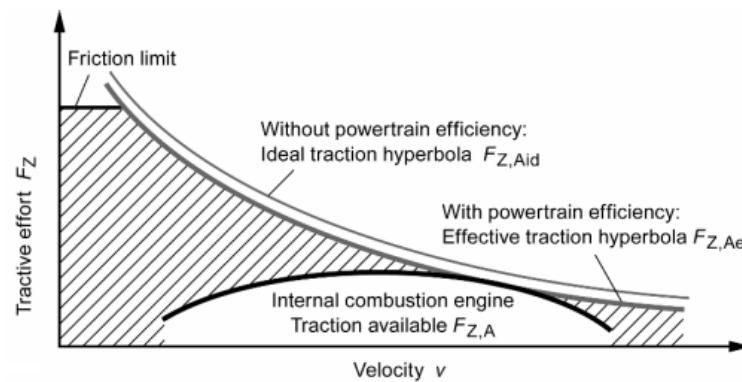
Figura 5, onde apenas uma pequena parte da curva de tração disponível pelo motor é utilizada de forma eficiente.

Figura 4 – Curva de performance de um motor a combustão interna, movido a gasolina.



Fonte: (Gillespie, 1992)

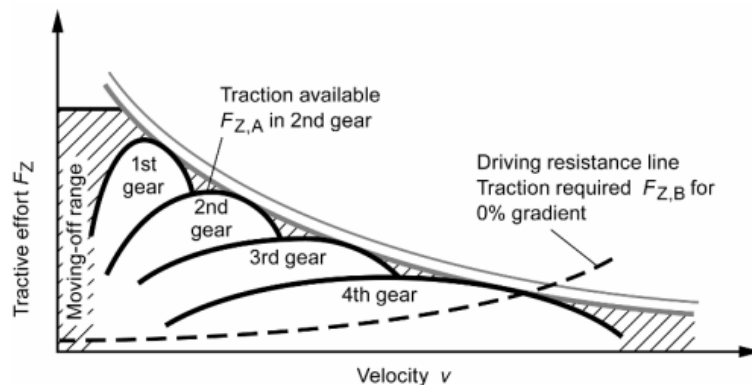
Figura 5 – Gráfico de tração de um motor de combustão interna, sem o auxílio de uma caixa de redução.



Fonte: (Naunheimer et al., 2011)

Portanto, como é possível observar na Figura 5, a utilização de um aparato redutor é de extrema importância para um motor de combustão interna. Quando se pensa em veículos, esse aparato redutor é uma caixa de redução, comumente conhecida como caixa de marchas, ou câmbio. Para representar a melhoria da tração de um veículo ao se utilizar uma caixa de redução, a Figura 6 traz um gráfico semelhante ao da Figura 5, porém agora está sendo utilizada uma caixa de redução de 4 marchas no veículo.

Figura 6 - Gráfico de tração de um motor de combustão interna, com o auxílio de uma caixa de redução.



Fonte: (Naunheimer et al., 2011)

3.1.1. Tipos de Transmissão

Atualmente, têm-se vários tipos de elementos de transmissão de potência, sendo que os mais conhecidos são as engrenagens, correias e correntes. Por conta disso, nesta parte do trabalho, é exposto uma breve descrição desses elementos, e seus usos mais frequentes.

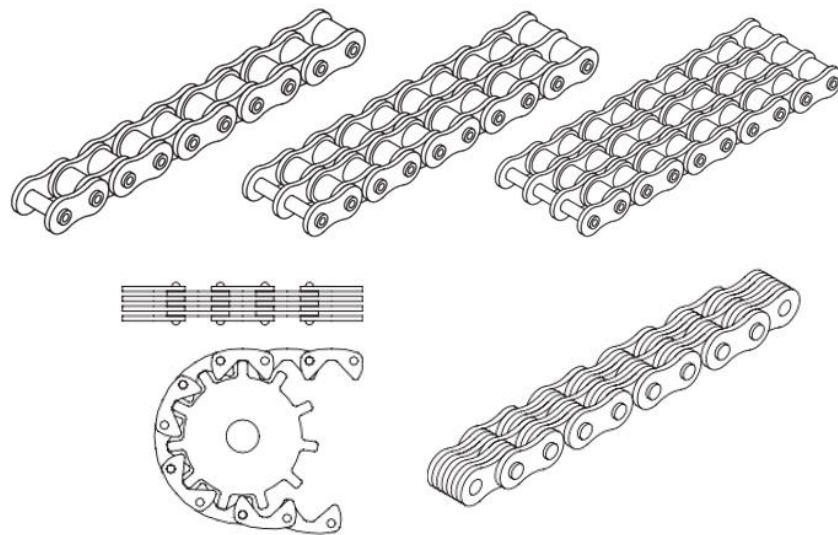
3.1.1.1. Corrente

Uma corrente é um equipamento de transferência de potência, que consiste em uma série de elos conectados através de pinos. Ela é capaz de transmitir potência através de dois ou mais eixos rotativos. São manufaturadas de aço de alta resistência,

o que as confere uma capacidade de transmitir altos valores de torque, e podem ser construídas de maneiras diferentes, conferindo assim melhores propriedades para determinados usos (Childs, 2004).

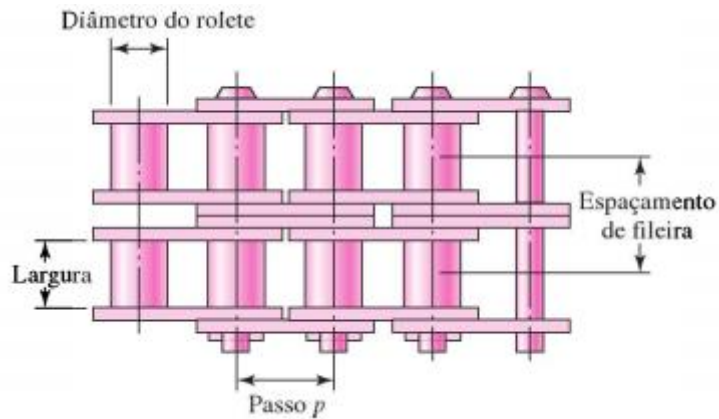
A Figura 7 traz os tipos de corrente encontrados comumente, a Figura 8 mostra as principais informações para definir uma corrente de fileira dupla, sendo que essas informações também são válidas para uma corrente de fileira única. Já a Figura 9 expõe uma visão de como é o encaixe dessa corrente em sua engrenagem específica.

Figura 7 – Representações usuais de correntes para transmissão de potência.



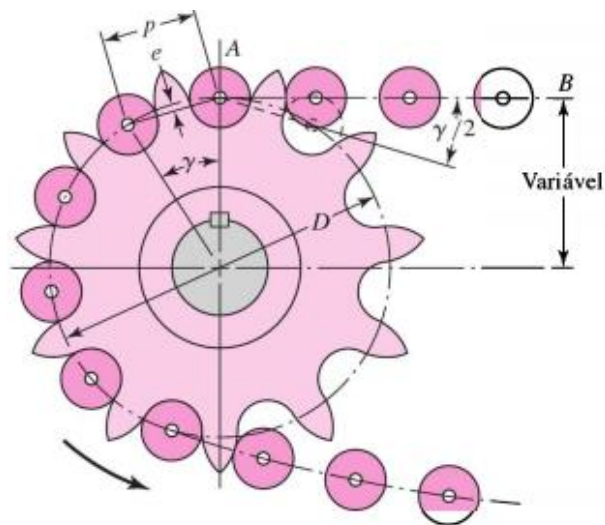
Fonte: (Childs, 2004)

Figura 8 – Informações básicas de uma corrente.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

Figura 9 – Corrente de roletes, engatada em sua engrenagem.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

Segundo a literatura, os principais benefícios em se utilizar uma corrente como dispositivo de transmissão de potência, são (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008):

- Transmissão de altos valores de torque;
- Eficiência de 98,9%;
- Suportam reduções de até 9:1;

- Vida útil longa;
- Acionamento de vários eixos simultaneamente;
- Compacidade;
- Operação em condições severas.

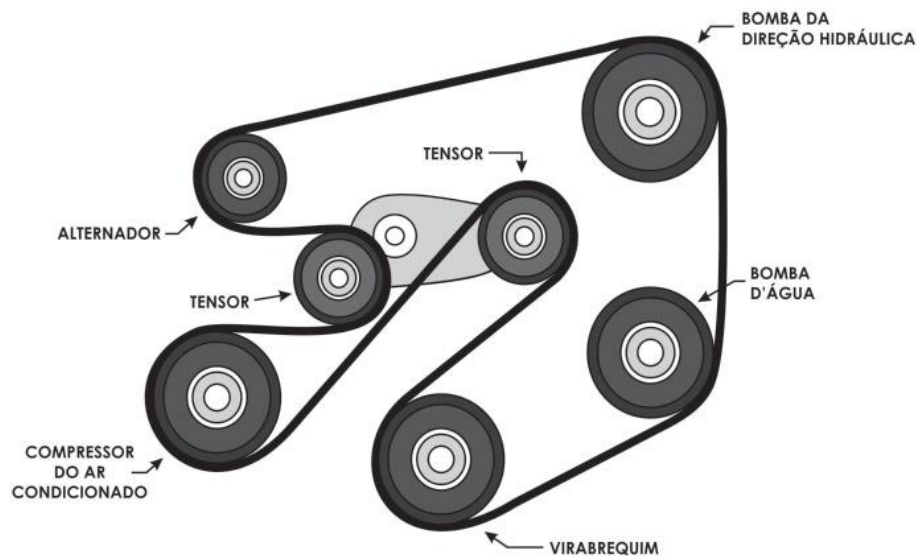
Contudo, a utilização de corrente também acarreta possíveis problemas, como (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008):

- Vibração exagerada em sistemas de baixa precisão;
- Limitação de velocidade de uso, pois não são recomendadas para sistemas com uma rotação maior que 6000 RPM;
- Necessidade de uma lubrificação constante;
- Necessita uma proteção contra sujeira e umidade;
- Ótima utilização para sistemas com redução até 3:1;
- Sistemas com redução até 6:1 podem se beneficiar do uso de corrente, acima disso, coloca-se em risco a vida útil dela.

3.1.1.2. Correia

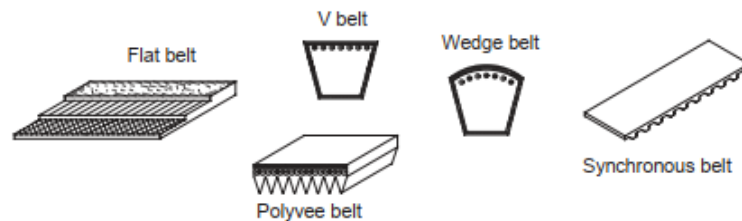
Método de transmissão de potência semelhante a corrente, porém nesse caso, na maior parte das vezes, tem-se uma condição de transmissão de potência devido ao atrito gerado entre a polia e a correia, que é considerada um elemento mecânico flexível. Nos casos que a transferência não se dá por atrito, é através do agarramento, de maneira semelhante a corrente. Outra semelhança que merece ser destacada, é a utilização desse sistema onde vários eixos devem ser acionados apenas por um elemento motor, como pode ser visto na Figura 10. Além disso, a Figura 11 traz alguns modelos de correia mais comuns (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008).

Figura 10 – Exemplo de utilização de uma correia, com o posicionamento da correia para o motor Volkswagen AP.



Fonte: (RANALLE, 2024)

Figura 11 – Modelos de correia.



Fonte: (Childs, 2004)

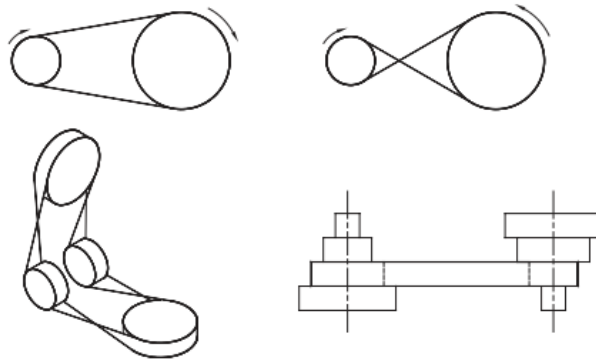
Algumas vantagens a ser citadas sobre o uso de correia são (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008):

- Utilização em reduções altas ($>8:1$), que tenham um foco específico em velocidade;
- Baixo custo;
- Baixos níveis de ruído;

- Podem absorver vibrações;
- Utilização em eixos que não se encontram no mesmo plano;
- Possibilidade de reverter o sentido de giro de uma polia;
- Manutenção menos frequente, pois não necessita de lubrificação;

Para ilustrar alguns usos que foram citados anteriormente, apresenta-se a Figura 12.

Figura 12 – Utilizações comuns de correia.



Fonte: (Childs, 2004)

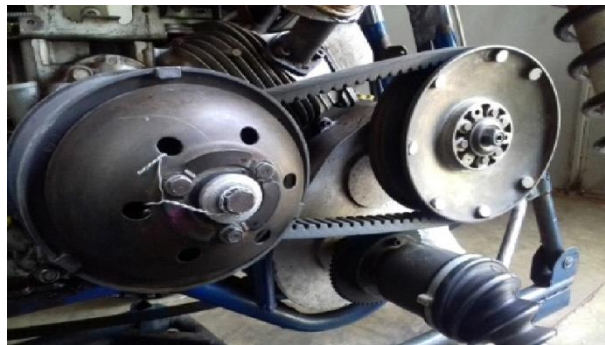
Entretanto, esse tipo de arranjo possui também desvantagens, como a presença de um escorregamento causado devido a interação por atrito da polia com a correia, o que resulta em um valor de rendimento menor que o valor da corrente; e além disso, esse sistema não é compacto como uma transmissão por correntes, o que resulta em uma suscetibilidade a danos quando sofre algum tipo de choque (Childs, 2004).

Dentre as montagens apresentadas, a utilização de uma CVT movida por correia é utilizada pela equipe TEC-Ilha Baja, portanto, uma breve explicação sobre seu funcionamento é necessária.

3.1.1.3. Transmissão CVT

A transmissão CVT, é amplamente utilizada pelos veículos baja SAE, e por conta disso, dedicou-se uma atenção especial a esta, de modo a explicar o seu funcionamento, de maneira sucinta. Esta funciona com duas polias e uma correia do tipo V. A polia que é acoplada ao motor, denomina-se polia “motora”, enquanto a que se encontra acoplada ao eixo de entrada da caixa de redução, dá-se o nome de polia “movida”. A Figura 13 retrata ambas as polias no veículo da equipe TEC-Ilha Baja SAE.

Figura 13 – Transmissão CVT montada no veículo, polia motora a esquerda.



Fonte: Acervo Equipe TEC – Ilha Baja

A polia motora, tem como função o controle da velocidade do motor em todas as rotações e, conseqüentemente, realizar a transferência da potência gerada pelo motor a correia. Para que ocorra essa transferência, existe dentro da polia motora, um conjunto de molas de pressão e de massas que se conectam a esta mola de pressão através de um braço de alavanca. Como a polia se encontra no eixo do motor, conforme a rotação do mesmo aumenta, as massas do rolete começam a se movimentar devido a presença da força centrífuga, fazendo com o que prato da polia comece a abrir, alterando assim o diâmetro de trabalho da polia motora. Durante essa movimentação da polia motora, a correia é tracionada por atrito, e envia essa tensão para a polia movida. Passando a analisar a polia movida, tem-se que seu objetivo é regular a pressão na correia para que seja possível permitir a transferência de

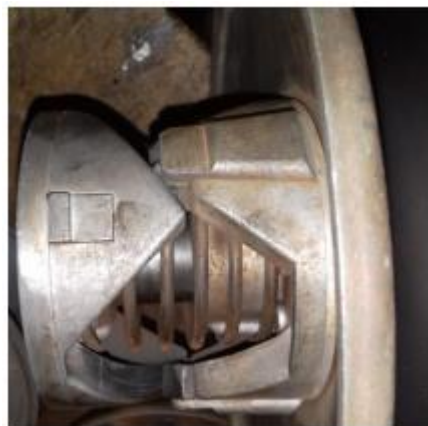
potência da correia para a polia movida. Esse controle de pressão é realizado através do uso de um sistema came-mola, que se conectam a um prato da polia movida, e respondem ao estímulo sofrido pela correia, fazendo com que o prato desta polia se mova de forma contrária ao prato da polia motora (Aaen's, 2007). As Figuras 14 e 15 mostram uma visão melhor de como são as polias motora e movida, e seus componentes já citados. Além disso, as Figuras 16,17 e 18 mostram os estágios de redução de um modelo CVT movido por correia, semelhante ao utilizado pela equipe TEC- Ilha.

Figura 14 – Polia motora, e seus componentes internos.



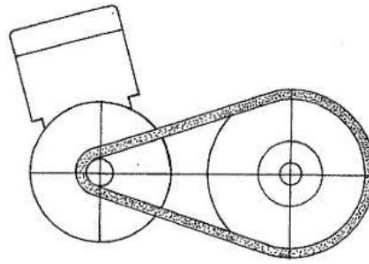
Fonte: Acervo Equipe TEC – Ilha Baja

Figura 15 – Polia movida e seus componentes internos.



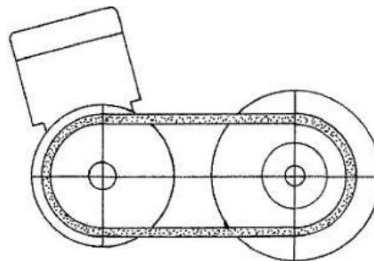
Fonte: Acervo Equipe TEC – Ilha Baja

Figura 16 – CVT na situação de maior redução.



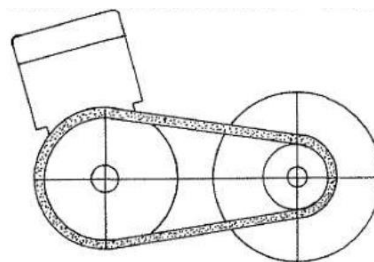
Fonte: (Aaen's, 2007).

Figura 17 – CVT na situação de relação 1:1, pratos com mesmo diâmetro.



Fonte: (Aaen's, 2007).

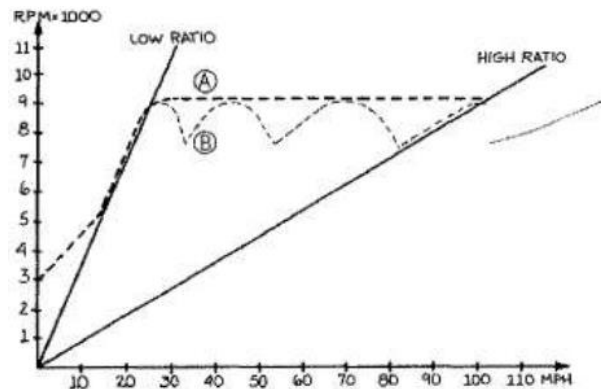
Figura 18 – CVT na situação de menor redução.



Fonte: (Aaen's, 2007).

Essa abertura suave da CVT faz com que a transferência de marchas seja suave, sem que haja uma diminuição na rotação do motor, como pode ser visto na Figura 19, onde a linha A faz referência a um câmbio modelo CVT, enquanto a linha B se refere a uma caixa de redução de 4 marchas.

Figura 19 – Comparativo câmbio CVT e câmbio de 4 marchas.



Fonte: (Aaen's, 2007).

3.1.1.4. Engrenagens

O Tipo de transmissão amplamente utilizado, especialmente por ser robusto e de alta eficiência. Possuem diferentes formatos, porém as principais características de uma transmissão por engrenagem são (Childs, 2004 ;Budynas; Nisbett, 2008; Melconian, 2000; Norton, 2013):

- Utilização em eixos paralelos, ou não paralelos;
- Transmissão de forças sem escorregamento;
- Relação de transmissão constante;
- Custo de manutenção reduzido;
- Maior vida útil;
- Resistência a sobrecargas;
- Bom rendimento, chegando até a 99%.

Entretanto, falar apenas engrenagem é algo muito vago, uma vez que elas possuem divisões que se adaptam melhor a necessidade do sistema. Sendo assim, apresenta-se alguns tipos de engrenagem:

a) Engrenagens cilíndricas de dentes retos (ECCR):

Dentre os modelos de engrenagens, este é o mais barato para se fabricar quando se foca em uma transmissão entre eixos que sejam paralelos entre si, como pode ser visto na Figura 20. As aplicações rotineiras deste tipo de engrenagem são as caixas de câmbio, automáticas ou manuais, porém também são utilizadas em sistemas de transportes de carga, acionamentos de ferramentas elétricas e maquinários em geral. Esse modelo de engrenagem pode suportar altos valores de relações, que variam de 1:1 a 6:1 (sendo que podem ser utilizadas em relações maiores, porém o sistema tende a ser menos compacto). Um benefício da utilização deste tipo de engrenagem, é o fato de que ela gera apenas forças radiais, o que facilita o projeto de seus mancais (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008).

Figura 20 – Par de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: (Childs, 2004)

b) Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais (E.C.D.H.):

Esse tipo de engrenagem é tipicamente utilizado em serviços pesados que requerem uma velocidade maior que 3500 RPM, e pode ser encontrada atuando nos mesmos sistemas que a ECCR. Seu nível de ruído é inferior ao da ECCR, isso acontece graças ao fato de que o engrenamento da ECDH acontece de uma maneira mais suave. Entretanto, esses benefícios encarecem a produção deste tipo de engrenagem e também dificultam o projeto dos mancais que sustentam esse tipo de engrenagem, uma vez que ela possui cargas axiais, radiais e tangenciais. O problema do carregamento pode ser resolvido ao utilizar duas ECDH em conjunto, formando assim um sistema que pode ser visto com detalhes na Figura 21. Ao usar essa

configuração, os efeitos de carga são anulados. Diferentemente da ECDR esse tipo de engrenagem pode ser utilizado em eixos não paralelos, como pode ser visto na Figura 21. Por fim, pode-se dizer que o aumento em custo no projeto ao escolher esse sistema de engrenagem, resulta em um projeto mais compacto (Childs, 2004; Budynas; Nisbett, 2008).

Figura 21 – Exemplos de utilização de engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.



Fonte: (Childs, 2004)

c) Engrenagens cônicas de dentes retos (EConDR):

Esse tipo de engrenagem possui dentes em contatos sob uma superfície cônica, como pode ser visto na Figura 22. A sua utilização é sua principal característica, pois permite que eixos não paralelos sejam conectados. Além disso, sua redução máxima para que o sistema seja compacto, eficiente e tenha uma vida útil alta, é de 1:6. Sendo que em relações superiores a 1:1,2 esse tipo de engrenagem passa a ser mais caro que uma engrenagem cilíndrica. As engrenagens cônicas são usualmente encontradas em diferenciais automotivos, bombas e outros

equipamentos. Além do modelo com dentes retos, existe também as engrenagens cônicas de dentes helicoidais, que pode ser encontrada substituindo a EConDR; e engrenagens cônicas espirais, com um destaque para a engrenagem hipóide. Um exemplo de engrenagem hipóide pode ser visto na Figura 23.

Figura 22 – Engrenagem cônica de dentes retos.



Fonte: (ENGRENAGENSAOVENTO, 2019)

Figura 23 – Engrenagem hipóide.



Fonte: (ENGRENAGENS POZELLI, 2024)

3.2. Definição da Redução

Para determinar o valor de redução a ser utilizado pela caixa de redução, primeiramente, buscou-se obter valores de referência do projeto. Como base, utilizou-se o veículo da temporada de 2019/2020 da equipe TEC – Ilha.

Com esses dados em mãos, procurou-se determinar os limites de força trativa disponíveis para cada roda. Daí, adotou-se a hipótese de que os eixos traseiro e dianteiro possuem uma suspensão independente. Por conta disso, considerações acerca dos torques de rolagem das suspensões dianteiras e traseiras, e suas respectivas rigidezes são descartadas da análise (Gillespie, 1992).

Portanto, as equações para o cálculo desses valores de força, para o eixo dianteiro e para o eixo traseiro são definidas pelas equações (1) e (2), respectivamente, como:

$$F_{x,t_{\max}} = \frac{\mu \cdot W \cdot \frac{b_{CG}}{L_{CG}}}{1 - \frac{h_{CG} \cdot \mu}{L_{CG}}} \quad (1)$$

$$F_{x,d_{\max}} = \frac{\mu \cdot W \cdot \frac{c}{L_{CG}}}{1 + \frac{h_{CG} \cdot \mu}{L_{CG}}} \quad (2)$$

As incógnitas apresentadas nas equações (1) e (2) são determinadas através do levantamento do posicionamento do centro de gravidade do veículo, e podem ser visualizadas na Figura 24.

onde se analisa os torques atuantes na roda, onde inicialmente se imagina um sistema livre de perdas. A parte do numerador da equação 3 traz o torque disponível na roda do protótipo, escrito como sendo o produto da força máxima disponível pelo raio do pneu; a força máxima pode ser calculada ou tomada de testes realizados pelas equipes, desde que as situações testadas sejam coerentes com a realidade de aplicação ao projeto que está sendo desenvolvido. Já a parte do denominador da equação 3, traz o produto do maior valor de torque disponibilizado pelo motor, pelo maior valor de redução da CVT que está sendo utilizada. O fruto dessa divisão então, recebeu para este trabalho o nome de redução inicial.

$$R_{inicial} = \frac{F_{m\acute{a}x} \cdot r}{T_{motor} \cdot R_{CVT_{m\acute{a}x}}} \quad (3)$$

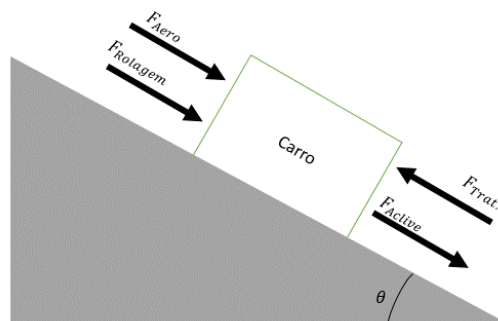
Como dito anteriormente, a equação (3) não traz informações relacionadas a eficiência dos mecanismos envolvidos na transmissão, para realizar esta correção, adotou-se o termo e , como sendo a eficiência do sistema da caixa de redução combinada com a transmissão CVT. Utilizou-se então as equações (4) e (5) para determinar dois valores de reduções para o veículo, sendo que um é focado em entregar a maior velocidade final ao carro, enquanto o outro a maior capacidade trativa (Sah; Farooqui, 2020). Para a relação de velocidade apresentada na equação 4, o numerador agora passa a ser considerando a rotação do motor, que é dada em RPM, através da incógnita N_{rpm} . Já no denominador, foi setada a velocidade máxima ($Vel_{m\acute{a}x}$) desejada para o protótipo como sendo 45 km/h e a relação da CVT que fornece maior velocidade final ao protótipo.

$$R_{vel.} = \frac{N_{rpm} \cdot d_{pneu} \cdot e \cdot \pi \cdot 3,6}{R_{CVT_{min}} \cdot Vel_{m\acute{a}x} \cdot 60} \quad (4)$$

$$R_{trat.} = \frac{T_{roda}}{T_{motor} \cdot R_{CVT_{m\acute{a}x}} \cdot e} \quad (5)$$

Os valores de velocidade máxima e de força trativa máxima foram definidos como metas de projeto, sendo que para se definir o valor da força trativa, realizou-se uma análise inicial a partir de um DCL do veículo subindo uma rampa, conforme pode ser visto na Figura 24. A ideia por esse DCL foi avaliar qual seria o valor mínimo de força trativa que o carro precisaria para subir uma rampa com inclinação de 45°. A partir da análise da Figura 25, obtém-se a equação (6).

Figura 25 – Diagrama de corpo livre do veículo, em um plano inclinado.



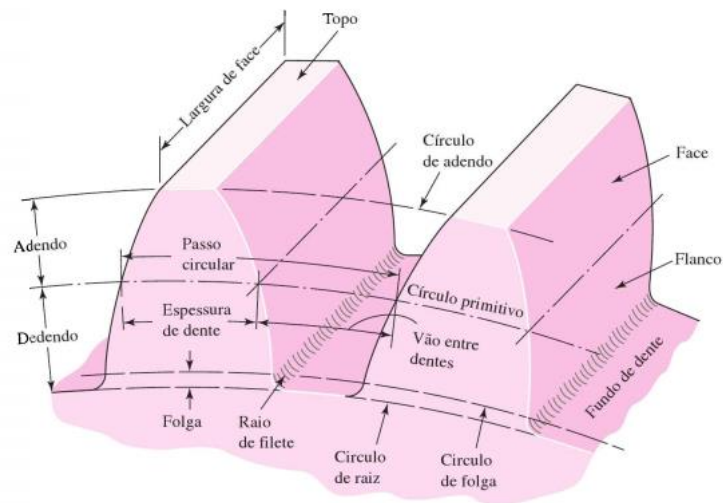
Fonte: Próprio autor.

$$F_{Trat} = F_{Rolagem} + F_{Active} + F_{Aero} \quad (6)$$

3.3. Engrenagens

Como apresentado anteriormente, existem vários tipos de engrenagens, porém algumas informações são semelhantes para todos os tipos. Essas informações básicas são apresentadas na Figura 26.

Figura 26 – Nomenclatura para dentes de engrenagens de dentes retos.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

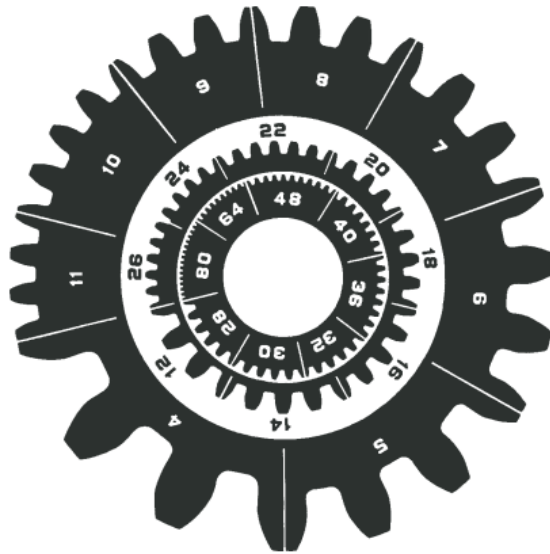
Para se definir uma engrenagem, é necessário determinar as suas informações básicas, que além do número de dentes, são o módulo, ângulo de pressão, diâmetros primitivo, de topo e de raiz; além do diâmetro de base. Nesta lista, ainda se têm os passos diametral e circular, adendo, dedendo e as espessuras do dente e da face.

O módulo (m), definido pela equação (7), representa uma relação entre o diâmetro primitivo (d_p) e o número de dentes da engrenagem (N) (Budynas; Nisbett, 2008; Norton, 2013). Ele é recíproco do passo diametral (P), definido pela equação (8), que é mais utilizado nas normas norte-americanas. Ademais, a Figura 27 ilustra o significado do passo diametral, onde ressalta-se que o módulo obedece a um comportamento inverso ao apresentado pela figura.

$$m = \frac{d_p}{N} \quad (7)$$

$$P = \frac{N}{d_p} \quad (8)$$

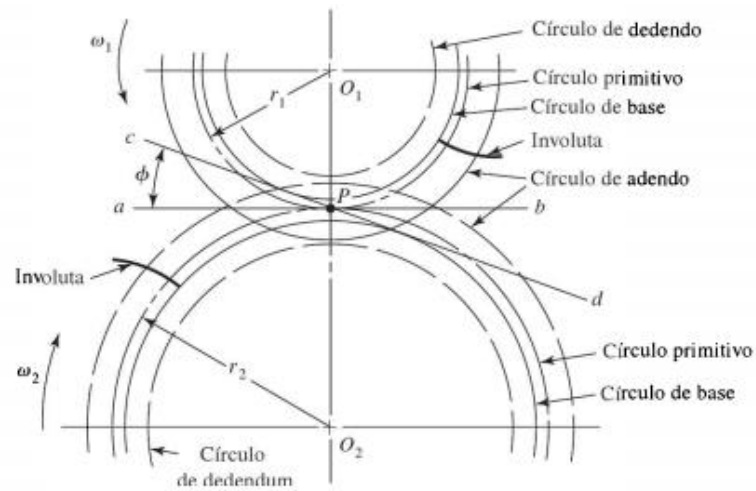
Figura 27 – Diferentes valores de passo diametral.



Fonte: (Norton, 2013)

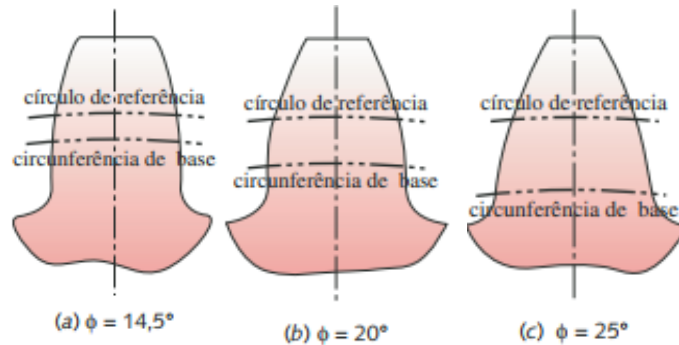
O diâmetro primitivo é o diâmetro inicial da engrenagem, onde a partir dele geralmente os outros diâmetros são definidos. Ele pode ser definido a partir de um número de dentes determinado inicialmente, juntamente com um valor de módulo. A partir deste valor, pode-se determinar o diâmetro de base da engrenagem, que é o círculo tangente a linha de pressão, como pode ser visto na Figura 28. Ela também traz o ângulo de pressão, que é fundamental para determinar os valores de força atuantes nos sentidos radial e tangencial da engrenagem (Budynas; Nisbett, 2008; Norton, 2013). O ângulo de pressão também influencia a geometria do dente, e possui valores padronizados, conforme pode ser visto na Figura 29.

Figura 28 – Representação dos diferentes círculos presentes em uma engrenagem.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

Figura 29 – Diferentes valores de ângulo de pressão.



Fonte: (Norton, 2013)

Para se definir os círculos de adendo (topo), dedendo (raiz) e base de uma engrenagem, basta conhecer o módulo e o diâmetro primitivo dela, como definido pelas equações (9), (10), (11), (12) e (13), respectivamente.

$$r_b = r_p \cdot \cos(\phi) \quad (9)$$

$$d_{top} = d_p + (2 * a) \quad (10)$$

$$a = 1 * m \quad (11)$$

$$d_{raiz} = d_p - (2 * b) \quad (12)$$

$$b_{eng} = 1,25 * m \quad (13)$$

Daí, conhecido todos esses valores, é possível determinar as espessuras do dente e da face da engrenagem, conforme as equações (14) e (15). Todavia, para o valor de largura da face, recomenda-se o valor intermediário da equação (15).

$$t = \frac{m * \pi}{2} \quad (14)$$

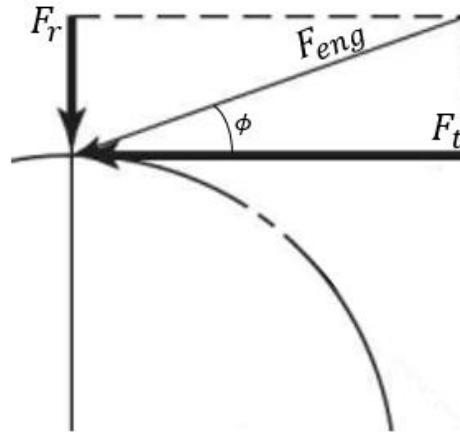
$$\frac{8}{\pi * m} < F < \frac{16}{\pi * m} \quad (15)$$

Com os resultados obtidos das equações (7) a (15), tem-se a geometria da engrenagem cilíndrica de dentes retos inicialmente definida, na sequência, deve-se verificar se esta consegue suportar os esforços que serão submetidos. Para isso, inicia-se com uma análise de forças para determinar as forças tangenciais, radiais e axiais, presentes.

3.3.1. Cilíndricas de Dentes Retos

Para uma análise de forças e tensões atuantes na engrenagem cilíndrica de dentes retos, precisa-se determinar o valor da força que a engrenagem vai transmitir F_{eng} . Essa força é idêntica em módulo, tanto para a coroa quanto para o pinhão. Para a engrenagem cilíndrica de dentes retos, pode-se analisar um DCL como o apresentado na Figura 30, em que a equação para determinar o valor de F_t , força tangencial, é definida pela equação (16) e F_r , força radial, pela equação (18); baseada na potência que é sendo transmitida pela engrenagem.

Figura 30 – DCL simplificado de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

$$W_t = F_t = \frac{60000 \cdot H}{\pi \cdot d_p \cdot n} \quad (16)$$

$$F_{eng} = \frac{F_t}{\cos(\phi)} \quad (17)$$

$$F_r = F_{eng} \cdot \sin(\phi) \quad (18)$$

Os valores determinados para as forças tangenciais e radiais são utilizados posteriormente. Até aqui, o que interessa é a força tangencial, pois é ela que está produzindo um momento na engrenagem (Budynas; Nisbett, 2008; Norton, 2013).

Com o valor da força tangencial calculado, pode-se calcular as tensões atuantes na engrenagem e, para isso, escolheu-se as equações de tensões da metodologia AGMA, que são definidas pelas equações (19) e (20), onde a primeira equação define o valor de tensão atuante no dente da engrenagem, enquanto a segunda busca determinar a resistência ao crateramento do dente da engrenagem.

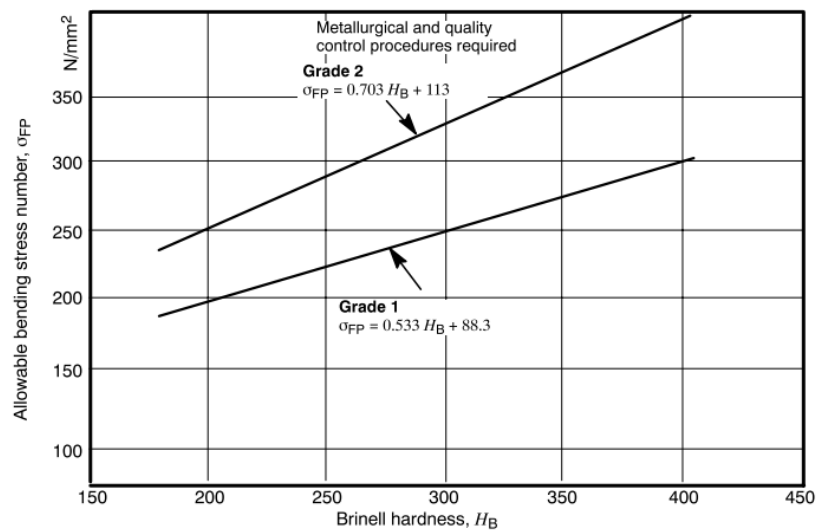
$$\sigma = W_t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (19)$$

$$\sigma_C = Z_E \sqrt{W_t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{K_H}{d_{W1}} \cdot \frac{Z_R}{b \cdot Z_I}} \quad (20)$$

Por outro lado, para determinação dos valores das tensões admissíveis, a AGMA recomenda a utilização de informações provenientes de gráficos e tabelas, e

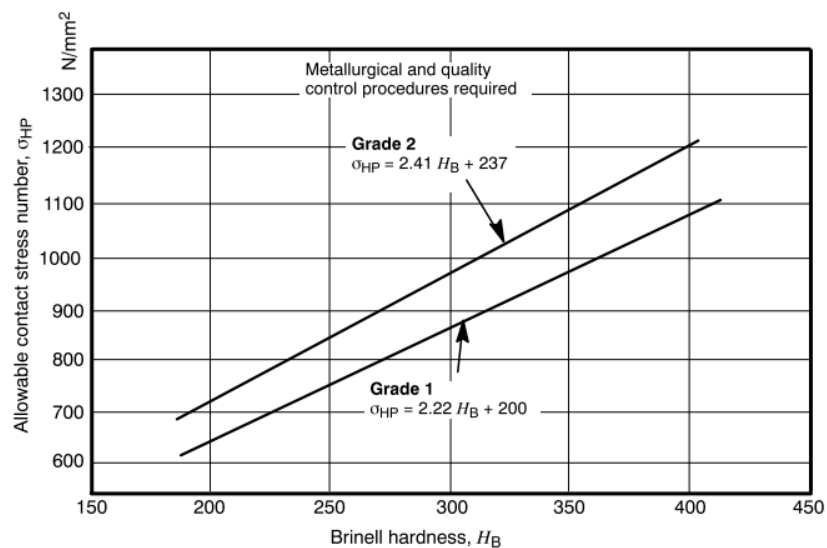
de equações para correção desses valores. Os gráficos apresentados para determinação dos valores das tensões de flexão e de contato admissíveis são apresentados respectivamente nas Figuras 31 e 32. Manipulando as Equações (21) e (22), pode-se encontrar os fatores de segurança para cada caso, onde $\sigma_{FP} = S_t$, e, $\sigma_{HP} = S_c$.

Figura 31 – Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo.



Fonte: (AGMA STANDARD, 2004)

Figura 32 – Tensão de contato admissível para aços endurecidos por completo.



Fonte: (AGMA STANDARD, 2004)

$$\sigma_{Total} = \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (21)$$

$$\sigma_{C,Total} = \frac{S_C}{S_H} \cdot \frac{Z_N \cdot Z_W}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad (22)$$

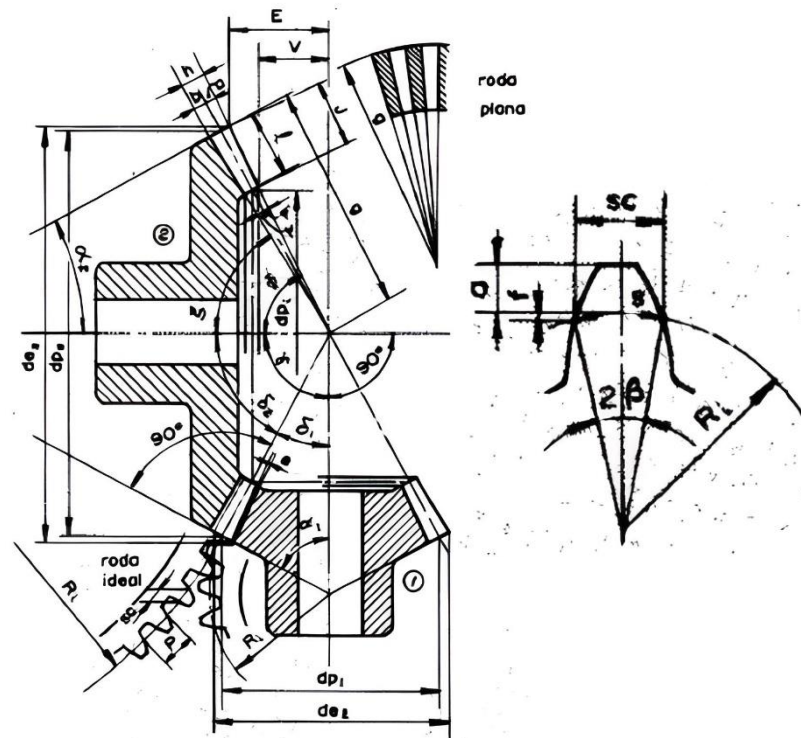
Vale ressaltar que as hipóteses válidas para utilização das equações apresentadas até aqui e que são apresentadas para o cálculo das tensões de flexão e de contato, são (Budynas; Nisbett, 2008):

- Carregamento unidirecional;
- 10 milhões de ciclos de tensão;
- 99% de confiabilidade.

3.3.2. Cônicas de Dentes Retos

Para analisar as forças e tensões atuantes em uma engrenagem cônica de dentes retos, é necessário inicialmente entender que esta possui algumas informações adicionais que precisam ser determinadas para que se tenha a sua geometria. Algumas das informações de geometria apresentadas para a engrenagem cilíndrica de dentes retos ainda são válidas, porém é necessário acrescentar as particularidades da geometria de uma engrenagem cônica de dentes retos. A Figura 33 mostra todos os parâmetros geométricos de uma engrenagem cônica de dentes retos e, para melhor visualização destes parâmetros, a Tabela 2 traz a descrição da incógnita e como essa deve ser calculada, quando necessário.

Figura 33 – Parâmetros geométricos de uma engrenagem cônica de dentes retos.



Fonte: (Provenza, 1991)

Tabela 2 – Informações complementares da Figura 33 (continua).

Descrição	Incógnita
Número de dentes	Z
Número de dentes da roda ideal	$Z_i = \frac{Z}{\cos(\delta)}$
Número de dentes da roda plana	$Z_p = \frac{Z}{\sin(\delta)}$
Diâmetro primitivo	$d_p = m \cdot Z$
Diâmetro primitivo interno	$d_{pi} = d_p - 2 \cdot l \cdot \sin(\delta)$
Diâmetro externo	$d_e = d_p + 2 \cdot a \cdot \cos(\delta)$
Módulo	m
Passo circular	$P_c = m \cdot \pi$
Adendo	$a = m$
Dedendo	$b = 1,167 \cdot m$
Altura total do dente	$h = a + b$
Folga no pé do dente	$e_{eng} = 0,167 \cdot m$
Ângulo de inclinação dos eixos	γ
Semi - ângulo do cone primitivo	$\tan^{-1}(\delta) = \frac{\sin(\gamma)}{\frac{1}{\phi} + \cos(\gamma)}$
Semi - ângulo do cone externo	$\Phi = \delta + \phi'$

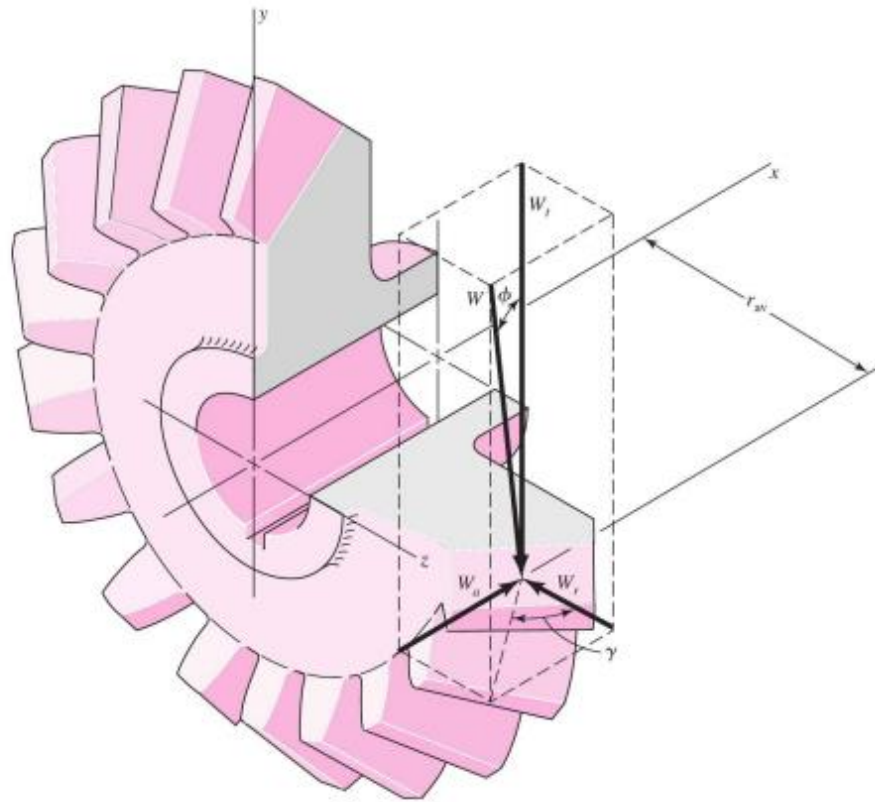
Tabela 2 – Informações complementares da Figura 33 (conclusão).

Descrição	Incógnita
Semi - ângulo do cone interno	$\xi = \delta - \psi$
Semi - ângulo do cone complementar	$\alpha = 90^\circ - \delta$
Ângulo da cabeça do dente	$\tan^{-1}(\varphi') = \frac{m}{g}$
Ângulo do pé do dente	$\tan^{-1}(\psi) = \frac{b}{g}$
Geratriz primitiva	$g = \frac{d_p}{2 \cdot \sin(\delta)}$
Geratriz do cone complementar	$RI = \frac{d_p}{2 \cdot \cos(\delta)}$
Geratriz do dente	$J = \frac{l}{\cos(\varphi')}$
Comprimento do dente	$l \cong \frac{g}{3}$
Flecha do dente	$f = RI - RI \cdot \cos(\beta)$
Espessura cordal do dente	$s_c = 2 \cdot RI \cdot \sin(\beta)$
Distância do vértice ao dente (superior)	$V = (g - l) \cdot \cos(\Phi)$
Distância do vértice ao dente (inferior)	$E = g \cdot \cos(\Phi)$
Relação de transmissão	$\varphi = \frac{Z_1}{Z_2}$
Ângulo do dente	$\beta = \frac{90^\circ}{Z_i}$

Fonte: (Norton, 2013; Provenza, 1991)

Com a geometria inicialmente definida, é possível agora determinar as forças que atuam neste tipo de engrenagem. Quando se está lidando com uma engrenagem cônica, é preciso lembrar que a componente de força axial agora está presente, portanto, três forças distintas devem ser calculadas. Para melhor visualização dessas forças, a Figura 34 mostra um DCL de uma engrenagem cônica de dentes retos.

Figura 34 – Representação de um DCL de uma engrenagem cônica de dentes retos.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

Portanto, analisando-se a Figura 34, tem-se as equações (23), (24) e (25) que definem as forças tangenciais, radiais e axiais que agem na engrenagem cônica de dentes retos, sendo que r_{av} é o raio primitivo no ponto médio do dente da engrenagem, e o ângulo γ é equivalente ao ângulo δ apresentado na Figura 33 e Tabela 2.

$$W_t = \frac{T}{r_{av}} \quad (23)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan(\phi) \cdot \cos(\gamma) \quad (24)$$

$$W_a = W_t \cdot \tan(\phi) \cdot \sin(\gamma) \quad (25)$$

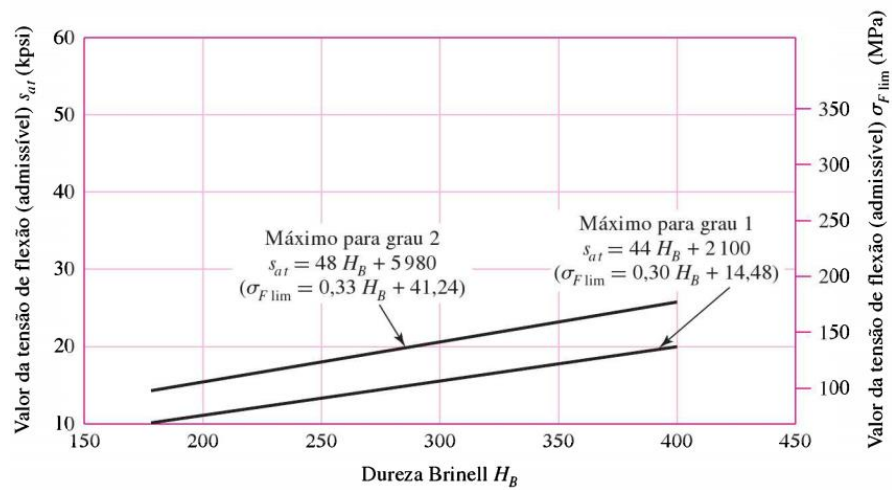
Determinado o valor dessas forças que atuam na engrenagem cônica de dentes retos, pode-se calcular as tensões atuantes. Segundo a norma AGMA, neste caso, tem-se também as tensões de flexão e de contato, que são determinadas pelas equações (26) e (27):

$$\sigma_F = \frac{1000 \cdot W^t}{b} \cdot \frac{K_A \cdot K_V}{m_{et}} \cdot \frac{Y_X \cdot K_{H\beta}}{Y_\beta \cdot Y_J} \quad (26)$$

$$\sigma_H = Z_e \left[\frac{1000 \cdot W^t}{b \cdot d_p \cdot Z_1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot Z_X \cdot Z_{XC} \right]^{1/2} \quad (27)$$

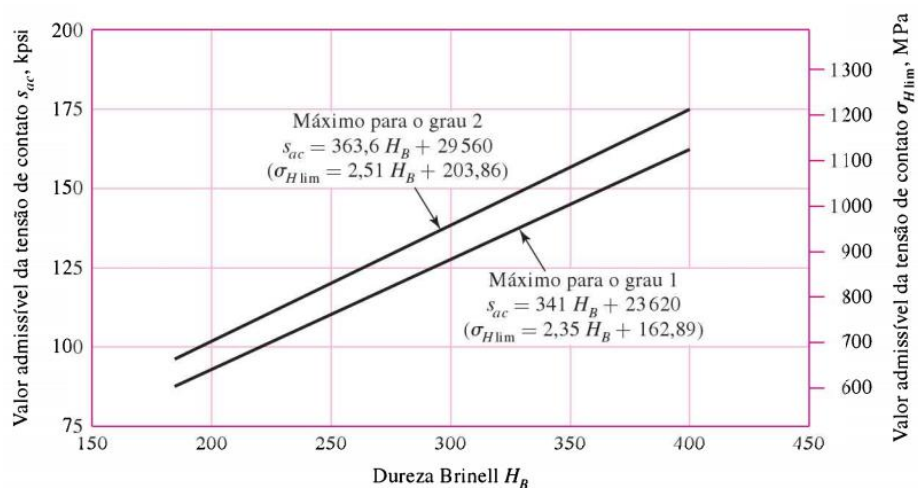
Todavia, para a definição do fator de segurança para cada um dos casos de tensão, é necessário utilizar os gráficos apresentados nas Figuras 35 e 36, juntamente com as equações (28) e (29).

Figura 35 - Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

Figura 36 - Tensão de contato admissível para aços endurecidos por completo.



Fonte: (Budynas; Nisbett, 2008)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F_{lim}} \cdot Y_{NT}}{S_F \cdot K_\theta \cdot Y_Z} \quad (28)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H_{lim}} \cdot Z_{nt} \cdot Z_W}{S_H \cdot K_\theta \cdot Z_Z} \quad (29)$$

3.4. Eixos

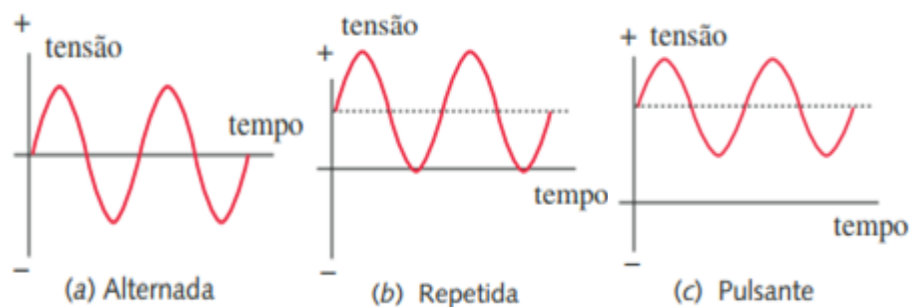
Os eixos são elemento girantes, responsáveis pela transmissão de rotação de uma posição a outra. Usualmente, tem-se o acoplamento de engrenagens e polias neste eixo, que neste caso, ganha também a função de apoiar esses elementos de transmissão de movimento. Dois exemplos comuns que se tem de eixo em nosso cotidiano, estão dentro de nosso carro. O primeiro, é o eixo de manivelas de um motor a combustão, eixo este que trabalha em conjunto com a biela e o pistão do motor, para gerar um movimento que é transmitido a um volante de inércia. O segundo exemplo, é o eixo piloto (árvore primária), que é o eixo dentro da caixa de marchas, que recebe o movimento gerado pelo motor por meio da embreagem.

Quando falamos de eixo, deve-se lembrar que este está sujeito a tensões de flexão e de cisalhamento, como também possui outro modo de falha, que é a falha por fadiga.

A falha por fadiga pode ser entendida como sendo a aplicação de cargas dinâmicas, por um determinado tempo, que resulta na falha catastrófica do material, mesmo que ele tenha sido projetado levando em conta um dimensionamento correto da aplicação de cargas estáticas. Ou seja, o material tende a falhar mesmo trabalhando com tensões abaixo de seus limites de escoamento e consequentemente de ruptura.

Quando se fala de eixos, tem-se principalmente a presença de tensões dinâmicas que variam ao longo do tempo, fazendo com que hora uma porção do eixo se encontre sendo tracionada, e na outra sendo comprimida. Além desse caso, existem outros tipos de tensões variáveis ao longo do tempo como apresentado na Figura 37.

Figura 37 – Tipos de tensão variantes no tempo.



Fonte: (Norton, 2013)

Isto posto, portanto, deve ser ressaltado a importância de se levar em consideração esses tipos de carga ao dimensionar um eixo girante, e para realizar esse dimensionamento, deve-se utilizar de tensões diferentes das usadas anteriormente, uma vez que é necessário realizar a correção das correlações levantadas durante os estudos relacionados a fadiga, uma vez que os corpos de prova possuem propriedades geométricas completamente distintas do eixo que será dimensionado.

Para os dimensionamentos dos eixos contidos neste trabalho, considerou-se a equação (30) (Norton, 2013), juntamente com a disposição de rolamentos próprios para cargas axiais próximos a presença de engrenagens cônicas de dentes retos, a fim de diminuir a presença de carga axial em todo o eixo. Na equação apresentada, o autor traz como S_{ut} sendo a última resistência a tração, ou seja a tensão de ruptura do material.

$$d_{eixo} = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left[\frac{\sqrt{(K_f \cdot M_a)^2 + 0,75 \cdot (K_{fs} \cdot T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} \cdot M_m)^2 + 0,75 \cdot (K_{fsm} \cdot T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

Sendo que o valor determinado pela equação (30), foi tomado como valor mínimo de diâmetro do eixo, para outros cálculos de fatores de correção.

3.4.1. Fatores de concentração de tensão

Os fatores de correção apresentados na equação (30) são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Fatores de correção para equação 30.

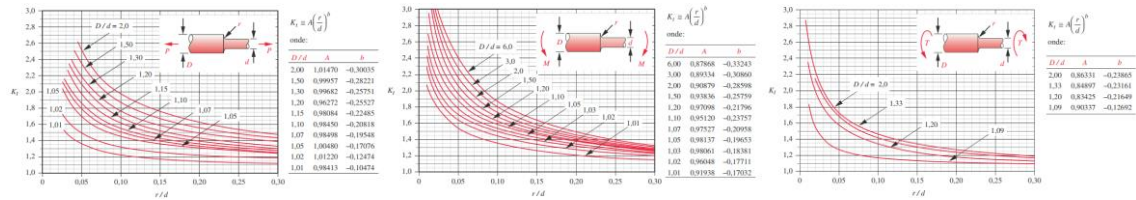
Incógnita	Descrição
K_f	Fator de concentração de tensão na fadiga
K_{fs}	Fator de concentração de tensão na fadiga para a tensão média
K_{fm}	Fator de concentração de tensão cisalhante na fadiga
K_{fms}	Fator de concentração de tensão na fadiga para a tensão cisalhante média

Fonte: (Norton, 2013)

Onde, pode-se determinar os fatores a partir da equação (31) e consulta aos gráficos da Figura 38.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (31)$$

Figura 38 – Gráficos de apoios para cálculo do fator K_t



Fonte: (Norton, 2013) – Apêndices C – Fatores de concentração de tensão.

Diferentemente, para o cálculo do valor da sensibilidade ao entalhe q , utiliza-se a equação (32), onde o raio do entalhe deve ser colocado em polegadas juntamente com as informações da Figura 39, considerando aço.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_{Neuber}}}{\sqrt{r_{ent}}}} \quad (32)$$

Figura 39 – Valores de $\sqrt{a}$, para aços, a partir do valor de S_{ut} .

S_{ut} (ksi)	$\sqrt{a}$ (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Fonte: (Norton, 2013)

3.4.2. Tensões de fadiga

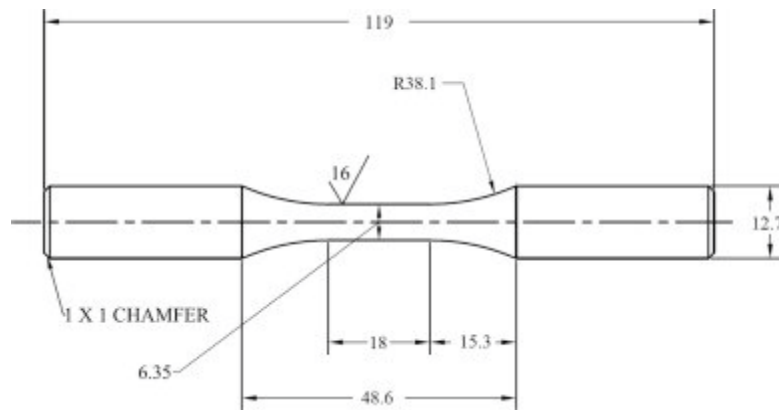
Como descrito anteriormente, o material exposto a carregamentos dinâmicos geralmente acaba tendo a sua falha catastrófica com valores de tensões muito abaixo do esperado. Por conta disso, é preciso calcular os valores de tensões atuantes quando se pensa em fadiga, e assim, é preciso considerar vários fatores de correção, conforme mostra a equação (33), que são discutidos na sequência.

$$S'_F = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_F \quad (33)$$

3.4.2.1. Fatores de correção e resistência a fadiga corrigida

Como o ensaio de fadiga utiliza um corpo de prova com dimensões muito específicas, juntamente com um caso específico, é necessário realizar a correção do valor de tensão de ruptura para um material em fadiga. O corpo de prova possui dimensões e detalhamento, conforme a figura 40.

Figura 40 – Exemplo de corpo de prova padrão teste de fadiga – ASTM E606.



Fonte: (Carrion; Shamsaei , 2016)

A primeira determinação a ser feita é com relação ao valor da tensão de ruptura do material. Esse valor corrigido pode ser definido apenas conhecendo o valor de tensão de ruptura do material, proveniente de um ensaio de tração, por exemplo. Seus possíveis valores são apresentados na equação (34).

$$S_F = \begin{cases} 0,5S_{ut} & S_{ut} \leq 1400MPa \\ 700MPa & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad (34)$$

O próximo fator a ser determinado, faz referência ao tipo de carregamento que o eixo vai estar exposto. No ensaio de fadiga como o corpo de prova é solicitado por esforços de flexão, o restante deve ser ajustado, conforme a equação (35).

$$K_a = \begin{cases} 1 & \text{para flexão} \\ 0,7 & \text{para força normal} \\ 0,577 & \text{para torção} \\ 1 & \text{para torção pura} \\ 1 & \text{para tensões combinadas} \end{cases} \quad (35)$$

O próximo fator de correção é relacionado ao diâmetro do eixo. O teste de fadiga estuda a fratura que acontece no centro do corpo de prova, onde seu diâmetro é reduzido. Sendo que para valores menores que a referência de 7,62mm (0,3 pol), utiliza-se o valor de 1 para esse fator de correção, conforme pode ser visto na equação (36).

$$K_b = \begin{cases} K_b = 1 & d_{eixo} \leq 0,3 \text{ pol}(7,62 \text{ mm}) \\ K_b = 0,869 \cdot d_{eixo}^{-0,097} & 0,3 \text{ pol} < d_{eixo} \leq 10 \text{ pol} \\ K_b = 1,189 \cdot d_{eixo}^{-0,097} & 7,62 \text{ mm} < d_{eixo} \leq 250 \text{ mm} \\ K_b = 0,6 & d_{eixo} > 10 \text{ pol, ou, } d_{eixo} > 250 \text{ mm} \end{cases} \quad (36)$$

O próximo valor a ser corrigido, é relacionado ao acabamento superficial do eixo, uma vez que a norma expressa que o corpo de prova deve ter o melhor acabamento, ou seja, um polimento espelhado. Esse processo de polimento serve para eliminar qualquer descontinuidade superficial no eixo, que venha a existir após um processo de usinagem, por exemplo. O fator de correção para esse caso, pode ser calculado da equação (37) ou definido a partir das informações mostradas na Figura 41 e do gráfico da Figura 42. Caso o valor calculado seja maior que 1, deve-se adotar esse fator de correção como sendo 1.

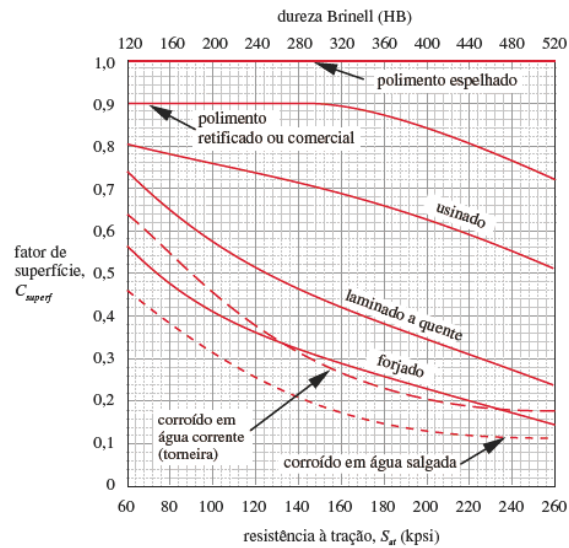
$$K_c = A \cdot (S_{ut})^b \quad (37)$$

Figura 41 – Informações complementares para a equação 33.

Acabamento superficial	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: (Norton, 2013)

Figura 42 – Gráfico para determinação do valor de K_c .



Fonte: (Norton, 2013)

É importante lembrar que devido a bateria de ensaios que foram realizados para determinação dos valores da tensão corrigida a fadiga, tem-se um erro estatístico associado a esses valores, e por conta disso, deve-se definir qual o intervalo de confiança se quer adotar para o dimensionamento do eixo. Para que essa dispersão seja considerada, tem-se o fator de correção de confiabilidade, que é apresentado na Figura 43.

Figura 43 – Valores de K_d , com base no intervalo de confiança desejado.

Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: (Norton, 2013)

Outra condição importante que precisa de correção, é a temperatura de trabalho do eixo (T_{emp}). Tal correção é necessária para eixos que trabalhem em temperaturas superiores a 450°C e inferiores ou iguais a 550°C; sendo a equação (38) empregada para determinação do valor deste fator de correção.

$$K_e = \begin{cases} K_e = 1 & T_{emp} \leq 450^\circ C \\ K_e = 1 - 0,0058 \cdot (T - 450) & 450^\circ C < T_{emp} \leq 550^\circ C \end{cases} \quad (38)$$

Existe ainda o fator de correção para o ambiente, que é utilizado para corrigir o meio de aplicação do material. Como o eixo a ser determinado não operará em ambiente hostil, esse fator de correção não foi usado.

Deve ser destacado, que além de todas as considerações empregadas até aqui, que por se tratar de um eixo de caixa de redução, a vida útil deste foi definida de no mínimo 10^6 ciclos, o que o caracteriza como um material de alta vida de fadiga.

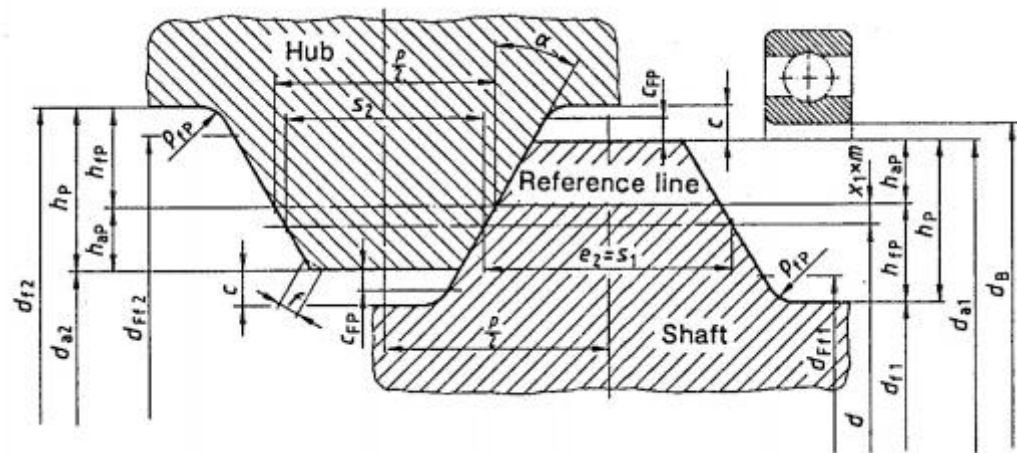
3.4.3. Estriado

No mercado existem vários elementos e maneiras de se fixar os elementos de transmissão de potência ao eixo. Há a opção de realizar a usinagem de um tarugo chegando ao produto final de eixo e embreagem em apenas uma única peça, caso o material utilizado seja o mesmo. Como, também há a possibilidade de se realizar uma fixação da engrenagem no eixo por meio de solda, um método não aconselhável, uma vez que o processo de soldagem pode comprometer a vida útil do material.

Entretanto, quando se considera eixos de transmissão em caixas de engrenagens, é extremamente rotineiro o emprego de dois tipos de elementos de fixação das engrenagens e acoplamentos ao eixo. São eles a chaveta; que pode ser de diversos modelos, e também as estrias, que são habitualmente chamadas de estriados.

Para o desenvolvimento desse trabalho, focou-se no estudo do comportamento de uma ligação eixo-engrenagens através da utilização de estrias. Segundo Norton (2013, p. 603) as “estrias são essencialmente “chavetas construídas nos eixos”, formadas pelo contorno externo do eixo e pelo contorno interno do cubo com formas semelhantes a dentes”, uma exemplificação é mostrada na Figura 44.

Figura 44 – Perfil de estrias, segundo norma DIN 5480 Parte 1.



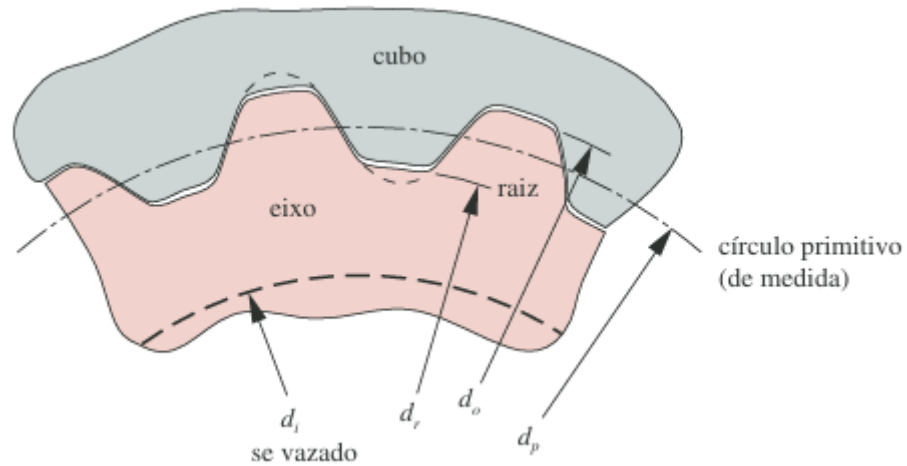
Fonte: (DIN, 1991)

A fim de se estabelecer uma padronização no desenvolvimento dos cálculos de geométricos da estria, utilizou-se a norma DIN 5480 como referência.

Entretanto, apenas o estudo da geometria, não é o bastante para definir se a estria e as considerações levantadas para sua geometria estão corretas. Com as informações geométricas calculadas, é necessário analisar agora as tensões atuantes, e para isso, baseou-se na constatação apresentada por Norton (2013, p.604), de que em um eixo estriado, apenas 25% dos dentes estão em contato. Ou seja, durante a rotação de um eixo, considera-se que toda a carga atuante na sessão estriada, deve ser suportada apenas por um quarto da seção transversal da área estriada.

Para estes cálculos, parte-se da equação (39), sendo que os cálculos terminam na equação (41), sendo que o resultado deve ser comparado com as tensões de escoamento do material adequadas para o caso do esforço aplicado. Onde é facilitada a visão das incógnitas através da Figura 45.

Figura 45 – Representação das incógnitas utilizadas nas equações das estrias.



Fonte: (Norton, 2013)

$$l_{estr.} \cong \frac{d_{r,estria}^3 \cdot (1 - d_{i,estria}^4 / d_{r,estria}^4)}{d_{p,estria}^2} \quad (39)$$

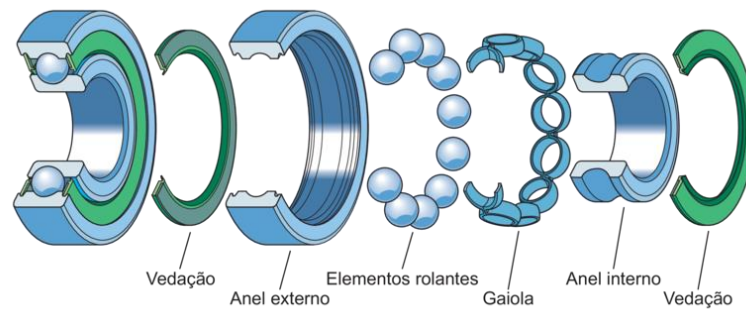
$$A_{cis,estria} = \frac{\pi \cdot d_{p,estria} \cdot l_{estr.}}{2} \quad (40)$$

$$\tau_{estria} = \frac{4 \cdot F_{estria}}{A_{cis,estria}} = \frac{16 \cdot T_{estria}}{\pi \cdot d_{p,estria}^2 \cdot l_{estr.}} \quad (41)$$

3.5. Rolamentos

Os rolamentos são os pontos de apoio de um eixo, em que a sua parte interna que fica em contato com o eixo roda livremente, enquanto a parte externa deve estar fixada, seja em um mancal próprio para o rolamento, ou em algum tipo de suporte desenvolvido para servir como um mancal. Essa função de giro livre do anel interno, se deve ao fato de que o rolamento é uma junção de elementos, sendo alguns deles o anel interno, anel externo, gaiola, e as esferas, ou roletes. Cada anel possui uma pista de rolagem, onde o elemento rolante pode deslizar livremente, fazendo com que não haja a transferência de rotação do anel interno para o anel externo. Uma exemplificação pode é mostrada na Figura 46.

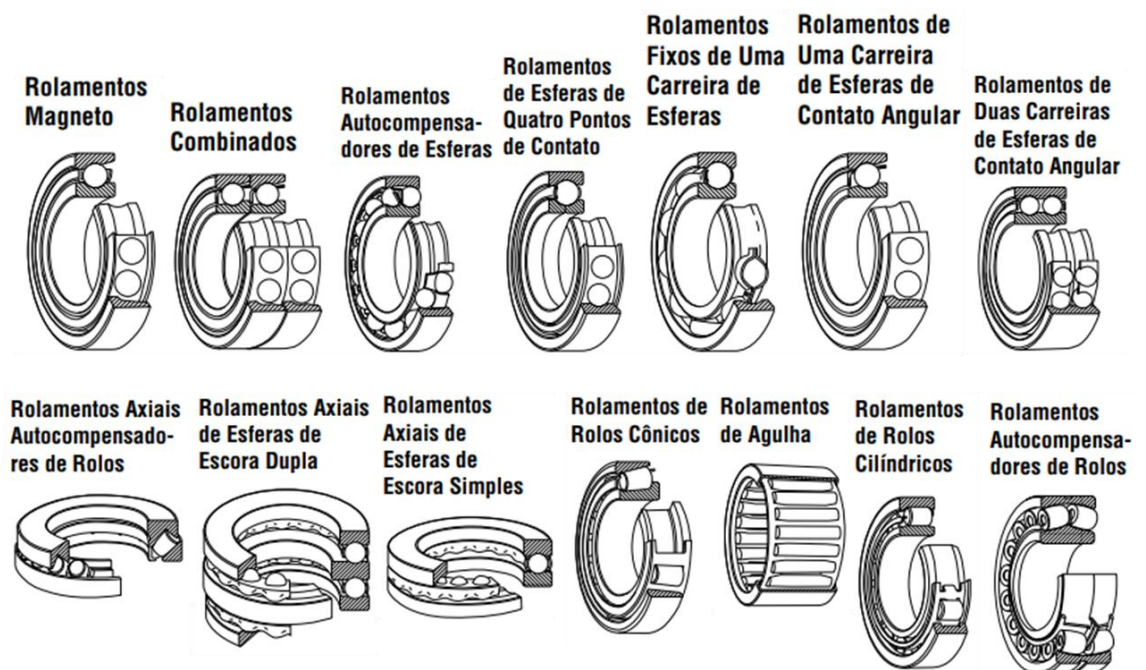
Figura 46 – Partes de um rolamento.



Fonte: (SKF, 2023)

O tipo de rolamento é definido através do tipo de carregamento que o eixo é solicitado. O mais comum, é o rolamento de esferas, similar ao apresentado na Figura 45, que é utilizado quando o eixo não sofre carregamentos axiais. Outros exemplos de rolamentos podem ser vistos na Figura 47.

Figura 47 – Exemplos de rolamentos comerciais.



Fonte: (NSK, 2013)

Pela variação de rolamentos disponíveis, é necessário realizar o dimensionamento correto, uma vez que cada tipo de rolamento possui propriedades que o tornam melhores ou piores para o tipo de uso. Idealmente, uma consulta ao

catálogo do fornecedor é necessária, para que se possa pegar as informações técnicas dos rolamentos, de modo a permitir o cálculo de todos os seus fatores. Como por exemplo, um dos fatores que cada fabricante utiliza, é o que diz respeito o fator de confiabilidade, em que cada fornecedor pode colocar valores diferentes.

Para o cálculo da carga básica do rolamento, utilizou-se a equação (42).

$$C_{req} = P_{rol} \cdot K_{a,rol} \cdot \left(\frac{L}{K_{c,rol} \cdot L_n} \right)^{0,33} \quad (42)$$

Onde o valor da carga equivalente (P) pode ser determinado pela equação (43).

$$P_{rol} = X \cdot V_{rol} \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (43)$$

O cálculo da carga equivalente é utilizado para levar em consideração as forças axiais que podem estar atuando no rolamento, onde as forças que atuam no rolamento são multiplicadas pelos coeficientes X e Y , que são os coeficientes de carga radial e axial, respectivamente. Os valores destes coeficientes podem ser encontrados em tabelas fornecidas pelos fabricantes de rolamentos. Além disso, a depender do módulo desse esforço, o seu valor pode ser descartado, desde que a inequação apresentada em (44) seja verdadeira, resultando assim que o valor de $X = 1$ e $Y = 0$. O valor de e dessa equação, é definido por tabelas de fabricantes de rolamentos.

$$\frac{F_{a,rol}}{V_{rol} \cdot F_{r,rol}} \leq e_{rol} \quad (44)$$

Com os valores de carga básica do rolamento calculado, pode se definir o melhor rolamento a ser utilizado, comparando o valor obtido com as tabelas dos fabricantes.

4. ANÁLISE TEÓRICA E RESULTADOS OBTIDOS

A primeira parte do trabalho, foi a coleta de informações para utilização nos cálculos que serão apresentados. Como já destacado, utilizou-se os dados do veículo utilizado pela equipe TEC-Ilha Baja, nas competições dos anos de 2019 e 2020. Sendo assim, os primeiros dados a ser apresentados são as constantes dimensionais do protótipo, utilizadas para os cálculos das forças trativas, da distribuição de massa, por exemplo. Esses valores foram determinados através de um teste de aquisição do centro de gravidade do veículo, que remete a Figura 24. Os dados encontrados podem ser visualizados na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores obtidos no teste de obtenção do Centro de Gravidade.

Definição	Valor	Unidade
Entre Eixos	1,42	m
Massa sem piloto	195,5	kg
Peso sem piloto	1917,9	N
Menor massa do piloto	42	kg
Maior massa do piloto	109	kg
Menor peso do piloto	412,0	N
Maior peso do piloto	1069,3	N
Peso máximo do carro	2987,1	N
Peso mínimo do carro	2329,9	N
Peso médio do carro	2658,5	N
Diâmetro Externo do Pneu	533,4	mm
Raio Estático do Pneu	250,7	mm
Raio Dinâmico do Pneu	255,7	mm
Distância horizontal CG-Eixo Dianteiro, peso médio do piloto	0,88	m
Distância horizontal CG-Eixo Traseiro, peso médio do piloto	0,54	m
Distância Vertical Solo-CG, peso médio do piloto	0,57	m
Distribuição de Carga Traseira	61,79%	
Distribuição de Carga Dianteira	38,21%	

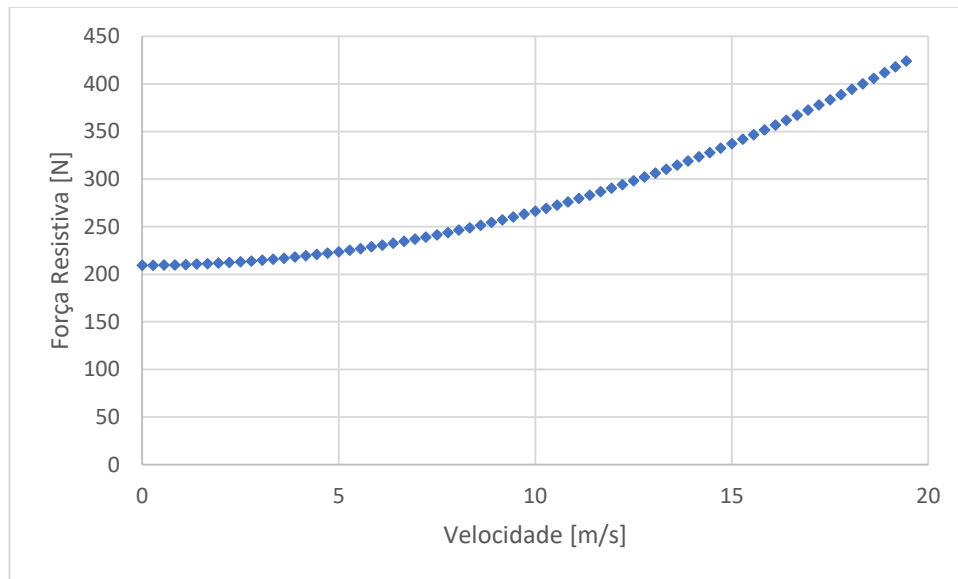
Fonte: Próprio autor.

Em paralelo, foi necessário também definir os valores de forças de resistência ao movimento do veículo. Para este cálculo, utilizou-se o teste de *Coast Down*, que é estabelecido na norma ABNT NBR 10312. Com este cálculo, é possível determinar as

forças resistivas estáticas e dinâmicas que atuam no veículo. A equação da curva pode ser visualizada na equação (45), e seu comportamento é visualizado na Figura 48.

$$y = 0,5672 \cdot x^2 + 6 \cdot 10^{-13} \cdot x + 209,41 \quad (45)$$

Figura 48 – Curva apresentada pelo teste de Coast Down.



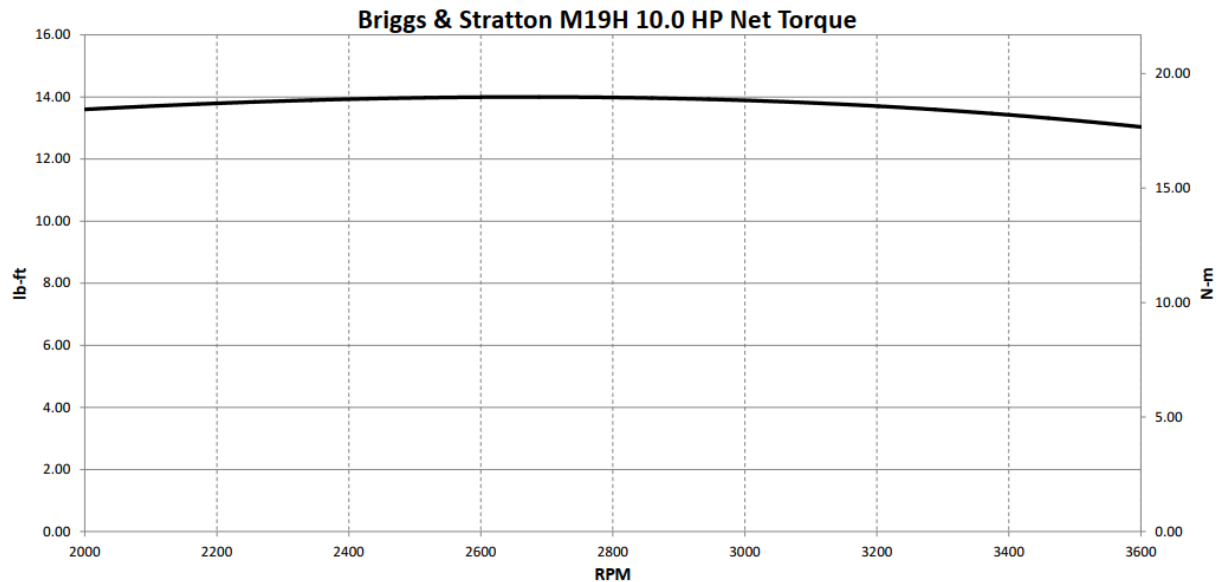
Fonte: Próprio autor.

Como na equação (45), o termo multiplicador do coeficiente de ordem 1, é um número muito pequeno, supõe-se que o resultado dessa multiplicação tende a ser próximo de zero, e por conta disso, a equação da curva apresentada na Figura 47 passa a ser conforme a equação (46).

$$y = 0,5672 \cdot x^2 + 209,41 \quad (46)$$

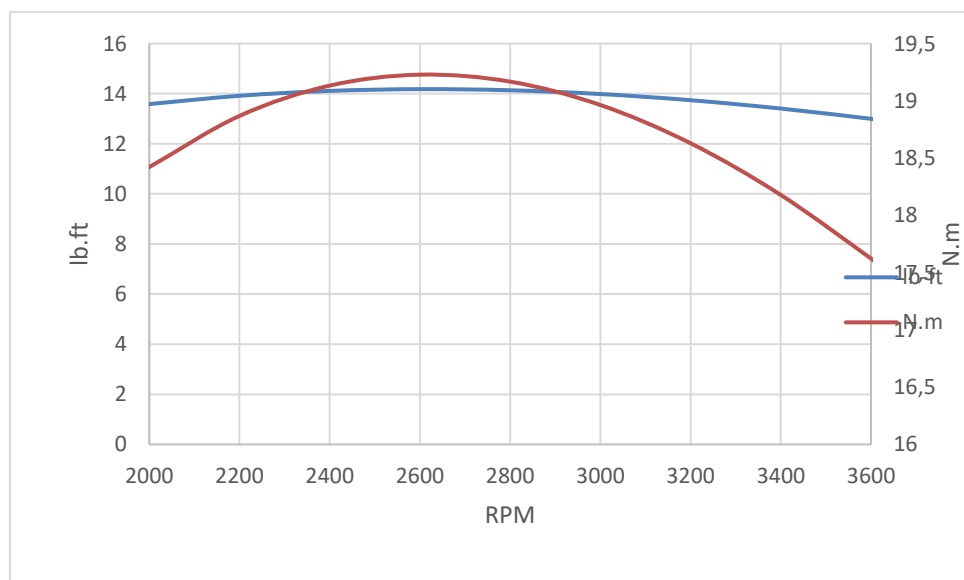
Com as informações técnicas do veículo definidas, são apresentadas na sequência as informações relacionadas ao motor utilizado pela equipe. O fornecedor oferece uma curva de torque do motor em função de sua velocidade angular, como mostrada na Figura 49; entretanto para melhorar os cálculos, propõe-se uma interpolação dos dados, conforme a Figura 50, de maneira a ser possível visualizar o comportamento do motor durante as rotações usualmente obtidas em testes e competições.

Figura 49 – Curva de torque por velocidade, fornecida pelo fabricante do motor.



Fonte: (BRIGGS & STRATTON, 2020)

Figura 50 – Curva interpolada de torque pela velocidade.



Fonte: Próprio autor.

Dessa forma, obtém-se a equação (47), que traduz o comportamento do torque do motor em função de sua rotação. Além disso, essa equação traz o fator de conversão da unidade de medida inglesa, para a unidade de medida no SI.

$$y = (2 \cdot 10^{-10} \cdot x^3 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0,0116x + 0,7874) \cdot 1,3558 \quad (47)$$

Com todas essas informações, definiu-se as forças trativas máximas para cada eixo, através do uso das equações (1) e (2), para diversos coeficientes de atrito, onde os valores obtidos são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores de força trativa máxima para cada eixo, para diversos coeficientes de atrito.

Coeficiente Atrito	Força Trativa Máxima, traseira:	Força Trativa Máxima, dianteira:
$\mu_{\text{médio}} = 0,65$	1451,25	522,27
$\mu_{\text{asfalto}_{\text{min}}} = 0,60$	1303,60	489,97
$\mu_{\text{asfalto}_{\text{max}}} = 0,95$	2542,52	696,16
$\mu_{\text{terraseca}_{\text{min}}} = 0,50$	1030,90	422,11
$\mu_{\text{terraseca}_{\text{max}}} = 0,70$	1607,29	553,54
$\mu_{\text{terraúmida}} = 0,60$	1303,60	489,97

Fonte: Próprio autor.

Considerou-se valores distintos inicialmente, para que fosse possível definir os valores de reduções iniciais para cada tipo de situação. Isso foi feito de modo a permitir a definição da redução adequada, tendo em vista que os valores de coeficiente de atrito foram obtidos através de referências bibliográficas, e, portanto, seus valores podem flutuar livremente dentro do alcance estabelecido, uma vez que as competições em que a equipe participa são dinâmicas e o solo pode sofrer variações devido a mudanças meteorológicas, ou até mesmo, criação de obstáculos por parte dos idealizadores da competição. Portanto, com os valores obtidos da Tabela 5, calculou-se as relações iniciais, conforme a equação 3, onde adotou-se as constantes apresentadas na tabela 6 e se determinou os valores iniciais de redução para cada eixo mostrados na Tabela 7.

Tabela 6 – Constantes para o cálculo das reduções iniciais

Incógnita	Valor	Unidade
τ_{motor}	19,229	N.m
$R_{\text{CVT},\text{máx}}$	3,38	-
r	0,256	m

Fonte: Próprio autor.

Tabela 7 – Valores iniciais de redução, para cada eixo.

Força Trativa Máxima, traseira:	Relação Traseira:	Força Trativa Máxima, dianteira:	Relação Dianteira:
1451,25	5,71	522,27	2,05
1303,60	5,13	489,97	1,93
2542,52	10,00	696,16	2,74
1030,90	4,06	422,11	1,66
1607,29	6,32	553,54	2,18
1303,60	5,13	489,97	1,93

Fonte: Próprio autor.

É importante destacar que os valores obtidos são considerados valores iniciais, sendo que com o estabelecimento de algumas metas, pode-se definir a redução a ser utilizada.

Daí, outra tomada de decisão com relação as reduções, baseadas na velocidade máxima e na força trativa, de acordo com as equações (4) e (5), respectivamente, conduzem aos valores apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores de redução, por tipo de aplicação.

Tipo Relação	Valor
$R_{velocidade}$	6,36
R_{torque}	11,57

Fonte: Próprio autor.

Como resultados dessas informações, portanto, definiu-se a redução a ser utilizada, como sendo igual a 9,67. De maneira a garantir essa redução, optou-se pela utilização de engrenagens cilíndricas de dentes retos, com dois estágios de redução, para a redução no eixo traseiro. Já para o eixo dianteiro, optou-se pela combinação de engrenagens cilíndricas de dentes retos em conjunto com engrenagens cônicas de dentes retos.

Na sequência, são feitas algumas considerações que foram estudadas e fundamentaram as escolhas e valores empregados:

- a) Redução da CVT utilizada para cálculos é um valor teórico, sendo que o resultado medido durante os testes da equipe, forneceram valores muito abaixo deste valor, sendo que sua faixa de maior redução fica entre 2,1 a 2,4;

b) Não colocar a mesma redução da traseira na dianteira, pelo fato de que um dos motivos de desclassificação das competições Baja SAE nas provas relacionadas a tração, é o deslize da roda tracionada.

Com a informação da redução a ser utilizada, pode-se começar então os cálculos relacionados ao dimensionamento das engrenagens que são utilizadas neste trabalho.

Como material, escolheu-se o aço ABNT 8620, devido a suas ótimas propriedades mecânicas e aplicabilidade para este tipo de uso, pelo fato de se tratar de um aço que pode ser tratado termicamente para que se tenha uma melhor resistência superficial e mesmo assim deixando o seu núcleo tenaz; e também, o histórico de utilização de material da equipe, onde este tipo de material já vem sendo utilizado com sucesso em projetos de caixas de reduções anteriores.

Estabeleceu-se ainda uma caixa de redução de dois estágios, optou-se por realizar o primeiro estágio com redução fixa de 3,06 e o segundo estágio com redução de 3,16, resultando assim em uma redução total para o eixo traseiro de 9,67.

Com esse valor de redução para o primeiro par de engrenagens, e com as equações (7) a (22), fez-se o dimensionamento do primeiro par de engrenagens, conforme os dados apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Valores geométricos para o primeiro par de engrenagens.

	Pinhão	Coroa	
Número de Dentes	16	40	-
Diâmetro primitivo	40	127,5	mm
Passo diametral	10,16	10,16	dentes/pol
Passo circular	7,85	7,85	mm
Adendo	2,5	2,5	mm
Dedendo	3,125	3,125	mm
Espessura do dente	3,93	3,93	mm
Folga	0,625	0,625	mm
Diâmetro topo	45	132,5	mm
Diâmetro raiz	33,75	121,25	mm
Espessura da face	20	20	mm

Fonte: Próprio autor.

Com essas informações, chegou-se então aos cálculos de tensões e constantes para o par de engrenagens (primeiro pinhão e coroa), conforme as equações (19) e (20), apresentadas nas Tabelas 10 e 11.

Tabela 10 – Valores de tensões e constantes do primeiro pinhão.

Flexão			Crateramento		
W_t	2967,21	N	Z_E	191,00	$\sqrt{MPa}$
K_O	1,50	-	W_t	2967,21	N
K_V	1,29	-	K_O	1,50	-
K_S	1,01	-	K_V	1,29	-
b_{eng}	20,00	mm	K_S	1,01	-
m_t	2,50	mm	K_H	1,17	-
K_H	1,17	-	d_{W1}	40,00	mm
K_B	1,00	-	Z_R	1,00	-
Y_J	0,27	-	b	20,00	mm
σ_{Flex}	499,90	MPa	Z_l	0,14	-
			σ_{Crat}	1473,22	MPa

Fonte: Próprio autor.

Tabela 11 – Valores de tensão e constantes da primeira coroa.

Flexão			Crateramento		
W_t	2967,21	N	Z_E	191,00	$\sqrt{MPa}$
K_O	1,50	-	W_t	2967,21	N
K_V	1,51	-	K_O	1,50	-
K_S	1,02	-	K_V	1,51	-
b_{eng}	20,00	mm	K_S	1,02	-
m_t	2,50	mm	K_H	1,17	-
K_H	1,17	-	d_{W1}	127,50	mm
K_B	1,00	-	Z_R	1,00	-
Y_J	0,40	-	b	20,00	mm
σ_{Flex}	403,18	MPa	Z_l	0,14	-
			σ_{Crat}	896,33	MPa

Fonte: Próprio autor.

Como valor de dureza superficial máxima do aço SAE 8620, considerou-se o valor de 62 HRC, valor que pode ser atingido após tratamentos superficiais de cementação (GGD METALS, 2024).

Assim, empregando-se as equações (21) e (22), chegou-se aos seguintes fatores de segurança para o primeiro par de engrenagens, conforme a tabela 12.

Tabela 12 – Fatores de segurança para primeiro par de engrenagens.

Pinhão			Coroa		
σ_{Flex}	499,90	MPa	σ_{Flex}	403,18	MP
$\sigma_{Flex,adm}$	596,66	MPa	$\sigma_{Flex,adm}$	506,68	MP
$FS_{Flexão}$	1,19	-	$FS_{Flexão}$	1,26	-
σ_{Crat}	1473,2	MPa	σ_{Crat}	896,33	MP
$\sigma_{Crat,adm}$	2	MPa	$\sigma_{Crat,adm}$	1586,6	MP
$FS_{Desgaste}$	1895,0	MPa	$FS_{Desgaste}$	0	a
	8	MPa		1,88	-

Fonte: Próprio autor.

Após definido o primeiro par de engrenagens, de maneira igual, definiu-se o segundo par de engrenagens, conforme os dados apresentados na Tabela 13; e os valores de tensões e constantes para o segundo par de engrenagens (segundo pinhão e coroa), apresentadas nas Tabelas 14 e 15.

Tabela 13 – Valores geométricos para o segundo par de engrenagens.

	Pinhão	Coroa	
Número de Dentes	19	58	-
Diâmetro primitivo	66,50	203,00	mm
Passo diametral	7,26	7,26	dentes/pol
Passo circular	11,00	11,00	mm
Adendo	3,50	3,50	mm
Dedendo	4,38	4,38	mm
Espessura do dente	5,50	5,50	mm
Folga	0,88	0,88	mm
Diâmetro topo	73,50	210,00	mm
Diâmetro raiz	57,75	194,25	mm
Espessura da face	30,00	30,00	mm

Fonte: Próprio autor.

Tabela 14 – Valores de tensões e constantes do segundo pinhão.

	Flexão			Crateramento	
W_t	5406,84	N	Z_E	191,00	$\sqrt{MPa}$
K_O	1,50	-	W_t	5406,84	N
K_V	1,21	-	K_O	1,50	-
K_S	1,05	-	K_V	1,21	-
b_{eng}	30,00	mm	K_S	1,05	-
m_t	3,50	mm	K_H	1,17	-
K_H	1,17	-	d_{w1}	66,50	mm
K_B	1,10	-	Z_R	1,00	-
Y_J	0,27	-	b	30,00	mm
σ_{Flex}	466,89	MPa	Z_l	0,14	-
			σ_{Crat}	1254,29	MPa

Fonte: Próprio autor.

Tabela 15 – Valores de tensão e constantes da segunda coroa.

Flexão			Crateramento		
W_t	5406,84	N	Z_E	191,00	$\sqrt{MPa}$
K_O	1,50	-	W_t	5406,84	N
K_V	1,37	-	K_O	1,50	-
K_S	1,06	-	K_V	1,37	-
b_{eng}	30,00	mm	K_S	1,06	-
m_t	3,50	mm	K_H	1,17	-
K_H	1,17	-	d_{W1}	203,00	mm
K_B	1,00	-	Z_R	1,00	-
Y_J	0,40	-	b	30,00	mm
σ_{Flex}	330,65	MPa	Z_l	0,14	-
			σ_{Crat}	765,16	MPa

Fonte: Próprio autor.

Analogamente, nas Tabela 16, são também apresentados os fatores de segurança para o segundo par de engrenagens.

Tabela 16 – Fatores de segurança para segundo par de engrenagens.

Pinhão			Coroa		
σ_{Flex}	466,89	MPa	σ_{Flex}	330,65	MPa
$\sigma_{Flex,adm}$	596,66	MPa	$\sigma_{Flex,adm}$	506,68	MPa
$FS_{Flexão}$	1,28	-	$FS_{Flexão}$	1,53	-
σ_{Crat}	1254,29	MPa	σ_{Crat}	765,16	MPa
$\sigma_{Crat,adm}$	1895,08	MPa	$\sigma_{Crat,adm}$	1586,60	MPa
$FS_{Desgaste}$	1,51	-	$FS_{Desgaste}$	2,19	-

Fonte: Próprio autor.

Com os pares de engrenagens cilíndricas estabelecidos, partiu-se então para a definição do par de engrenagem cônica, que é responsável por fazer a transferência

do movimento gerado pela caixa de redução, instalada no eixo traseiro, para o eixo dianteiro. Com este propósito, empregou-se as equações 23 a 29, seguindo as nomenclaturas expostas na Tabela 2. Como dados iniciais para os cálculos, considerou-se as informações contidas na Tabela 17.

Tabela 17 – Considerações iniciais para engrenagens cônicas.

Dados a priori		
Módulo	4,50	mm
Número de dentes pinhão	25,00	-
Redução desejada	1,00	-
Número de dentes coroa	25,00	-
Ângulo de pressão	20,00	graus

Fonte: Próprio autor.

Daí, os valores geométricos para as engrenagens cônicas podem ser calculados e mostrados como incógnitas calculadas e associadas a Tabela 2, que são apresentadas na Tabela 18.

Tabela 18 – Incógnitas da Tabela 2 calculadas (continua).

Incógnita	Valor calculado
Z	25,00
Z_i	35,36
Z_p	35,36
d_p	112,50
d_{p_i}	70,07
d_e	118,86
m	4,50
P	14,14
a	4,50
b_{eng}	5,25
h	9,75
e	0,75
γ	1,57
δ	0,79
ϕ	0,84
ξ	0,72
α	0,79
ϕ'	0,06
ψ	0,07
g	79,55
RI	79,55
J	30,05

Tabela 18 – Incógnitas da Tabela 2 calculadas (conclusão).

Incógnita	Valor calculado
l	30,00
f	0,16
s_c	9,99
V	33,00
E	52,98
φ	1,00
β	0,06

Fonte: Próprio autor.

Com os valores geométricos definidos para as engrenagens cônicas, pode-se calcular o valor das tensões atuantes com as equações (26) e (27), como os fatores de segurança de flexão e de contato usando as equações (28) e (29) para estas engrenagens, que são mostrados na Tabela 19.

Tabela 19 – Fatores de segurança para par de engrenagens cônicas.

σ_{Flex}	169,06 MPa
$\sigma_{Flex,adm}$	268,28 MPa
$FS_{Flexão}$	1,47
σ_{Crat}	1.052,21 MPa
$\sigma_{Crat,adm}$	1.930,74 MPa
$FS_{Desgaste}$	2,11

Fonte: Próprio autor.

Empregando a equação (30), com as informações de tensões atuantes no eixo consideradas anteriormente pelo cálculo das forças atuantes nas engrenagens, determinou-se um diâmetro inicial para o eixo; inicial, pois com este cálculo, encontrou-se um valor de diâmetro que implica em um coeficiente de segurança igual a 1.

Por se tratar de um eixo girante, na equação (30), considerou-se que o valor de $M_m = 0$, fazendo com que $M_a = M$.

Além disso, considerando as equações (33) a (37), pode-se definir os fatores de correção da fadiga, como a resistência a fadiga corrigida, assim como todas as

constantes necessárias que são mostradas: para o primeiro eixo, na Tabela 20; para o segundo eixo, na Tabela 21 e para o terceiro eixo, na Tabela 22.

Neste particular, o material do eixo foi definido como sendo um aço SAE 4340, com limite de resistência a tração igual a 1282 Mpa (MatWeb, 2023).

Tabela 20 – Valores calculados para o primeiro eixo.

Descrição	Valor
Força de contato	2.967,21 N
Ângulo de pressão	20,00°
Diâmetro Engrenagem	0,04 m
Força tangencial, engrenagem	2.788,27 N
Força radial, engrenagem	1.014,85 N
M	85,21 N.m
T	57,38 N.m
Limite de resistência a tração	1.282,00 MPa
Resistência a fadiga teórica	641,00 MPa
Fator de carregamento (ka)	1,00
Fator de tamanho (kb)	0,92
Fator Acabamento Superficial (kc)	1,00
Fator de confiabilidade (kd)	0,81
Fator de temperatura (ke)	1,00
Valor corrigido de resistência à fadiga	479,73 MPa
d	14,20 mm

Fonte: Próprio Autor.

Como já salientado, realizou-se o mesmo procedimento para os outros dois eixos da caixa de redução, sendo que os resultados obtidos são expostos nas Tabelas 21 e 22, respectivamente.

Tabela 21 – Valores calculados para o segundo eixo.

Descrição	Valor
Ângulo de pressão	20,00°
M	365,07 N.m
T	182,91 N.m
Limite de resistência a tração	1.282,00 MPa
Resistência a fadiga teórica	641,00 MPa
Fator de carregamento (ka)	1,00
Fator de tamanho (kb)	0,88
Fator Acabamento Superficial (kc)	1,00
Fator de confiabilidade (kd)	0,81
Fator de temperatura (ke)	1,00
Valor corrigido de resistência à fadiga	458,07 MPa
d	22,86 mm

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 22 – Valores calculados para o terceiro eixo.

Descrição	Valor
Força de contato	6.420,62 N
Ângulo de pressão	20,00°
Diâmetro Engrenagem	0,17 mm
M	188,07 N.m
T	560,15 N.m
Limite de resistência a tração	1.282,00 MPa
Resistência a fadiga teórica	641,00 MPa
Fator de carregamento (ka)	1,00
Fator de tamanho (kb)	0,87
Fator Acabamento Superficial (kc)	1,00
Fator de confiabilidade (kd)	0,81
Fator de temperatura (ke)	1,00
Valor corrigido de resistência à fadiga	454,02 MPa
d	25,06 mm

Fonte: Próprio Autor.

Sendo assim, após o cálculo de todas as informações referentes aos eixos, fixou-se no cálculo das estrias, que servem como método de ligação entre os eixos e as engrenagens. Para isto, fez-se uso das definições apresentadas anteriormente, combinado as equações (39), (40) e (41); de onde se obteve os resultados dos valores geométricos e das tensões nas estrias, que são mostradas: para o primeiro eixo, na Tabela 23; para o segundo eixo, na Tabela 24 e para o terceiro eixo, na Tabela 25.

Tabela 23 – Valores calculados para estrias no primeiro eixo.

Descrição	Valor
Módulo da Estria	1,00 mm
Diâmetro de Referência	24,00 mm
Número de dentes	22,00
Diâmetro primitivo	22,00 mm
Diâmetro de Base	19,05 mm
Modificação do adendo no eixo	0,45 mm
Largura do espaço, espessura do dente	2,09 mm
Diâmetro da Raiz, eng.	24,00 mm
Desvio, eng.	0,30 mm
Círculo de Folga, eng.	23,86 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eng.	22,00 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eixo	23,80 mm
Círculo de Folga, eixo	21,94
Diâmetro da Raiz, eixo	21,80
Desvio, eixo	-0,55
$l_{estr.}$	21,41 mm
$A_{cis,estria}$	0,74 m ²
T_{estria}	57,38 N.m
τ_{estria}	28,21 MPa

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 24 – Valores calculados para estrias no segundo eixo.

Descrição	Valor
Módulo da Estria	1,50 mm
Diâmetro de Referência	35,00 mm
Número de dentes	22,00
Diâmetro primitivo	33,00 mm
Diâmetro de Base	28,58 mm
Modificação do adendo no eixo	0,18 mm
Largura do espaço, espessura do dente	2,56 mm
Diâmetro da Raiz, eng.	35,00 mm
Desvio, eng.	0,41 mm
Círculo de Folga, eng.	34,76 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eng.	32,00 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eixo	34,70 mm
Círculo de Folga, eixo	31,94 mm
Diâmetro da Raiz, eixo	31,70 mm
Desvio, eixo	-0,69 mm
$l_{estr.}$	29,25 m
$A_{cis,estria}$	1,52 m ²
T_{estria}	182,91 N.m
τ_{estria}	29,24 MPa

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 25 – Valores calculados para estrias no terceiro eixo.

Descrição	Valor
Módulo da Estria	1,50 mm
Diâmetro de Referência	35,00 mm
Número de dentes	22,00
Diâmetro primitivo	33,00 mm
Diâmetro de Base	28,58 mm
Modificação do adendo no eixo	0,18 mm
Largura do espaço, espessura do dente	2,56 mm
Diâmetro da Raiz, eng.	35,00 mm
Desvio, eng.	0,41 mm
Círculo de Folga, eng.	34,76 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eng.	32,00 mm
Diâmetro da Ponta do Dente, eixo	34,70 mm
Círculo de Folga, eixo	31,94 mm
Diâmetro da Raiz, eixo	31,70 mm
Desvio, eixo	-0,69 mm
$l_{estr.}$	29,25 mm
$A_{cis,estria}$	1,52 m ²
T_{estria}	560,15 N.m
τ_{estria}	89,56 MPa

Fonte: Próprio Autor.

Finalmente, considerando que a tensão cisalhante máxima do material aplicada no eixo, seja igual a metade do valor de tensão de ruptura, aplicando-se a teoria mais conservadora; tem-se, portanto, que o valor máximo admissível é de 641

MPa, o que representa dizer que as regiões que possuem estrias do eixo, estão com um fator de segurança muito maior que 2.

Além do que, com todos os eixos e engrenagens calculados, passa-se para a escolha dos rolamentos, que são empregados para suportar todas as cargas já definidas.

Utilizando-se as equações (42), (43) e (44); e usando como referência bibliográfica e técnica, o catálogo de rolamentos da fabricante NSK, é possível escolher os rolamentos adequados, os quais são mostrados nas Tabelas 26, 27 e 28, respectivamente, para os mancais do primeiro eixo, do segundo eixo e do terceiro eixo.

Como convenção, adotou-se ainda a nomenclatura de CVT, para todos os mancais que estiverem relacionado ao lado de posicionamento da CVT na caixa de redução, e externo para todos os mancais que foram opostos a CVT. A única exceção dessa nomenclatura, faz referência ao mancal calculado que é próximo da engrenagem cônica.

Tabela 26 – Valores calculados para os mancais do primeiro eixo.

CVT		Externo	
P_{rol}	1.211,06 N	P_{rol}	3.208,49 N
$K_{a,rol}$	1,20	$K_{a,rol}$	1,20
$K_{c,rol}$	0,62	$K_{c,rol}$	0,62
L_n	9,00E+07 Rev	L_n	9,00E+07 Rev
L	2,40E+07 Rev	L	2,40E+07 Rev
C_{req}	1.100,09 N	C_{req}	2.914,49 N
Rolamento	6904	Rolamento	6904

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 27 – Valores calculados para os mancais do segundo eixo.

CVT		Eng. Cônica	
P_{rol}	14.041,31 N	$K_{a,rol}$	1,20
$K_{a,rol}$	1,20	$K_{c,rol}$	0,62
$K_{c,rol}$	0,62	L_n	9,00E+07 Rev
L_n	9,00E+07 Rev	L	2,40E+07 Rev
L	2,40E+07 Rev	e_{rol}	0,42
C_{req}	12.754,67 N	$F_{a,rol}/F_{r,rol}$	0,13
		P	9.809,94 N
		C_{req}	8.911,03 N
Rolamento	6206	Rolamento	6908

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 28 – Valores calculados para os mancais do terceiro eixo.

CVT		Externo	
P_{rol}	3.032,03N	P_{rol}	3.388,59N
$K_{a,rol}$	1,20	$K_{a,rol}$	1,20
$K_{c,rol}$	0,62	$K_{c,rol}$	0,62
L_n	9,00E+07 Rev	L_n	9,00E+07 Rev
L	2,40E+07 Rev	L	2,40E+07 Rev
C_{req}	2.754,20 N	C_{req}	3.078,09 N
Rolamento	6806	Rolamento	6806

Fonte: Próprio Autor.

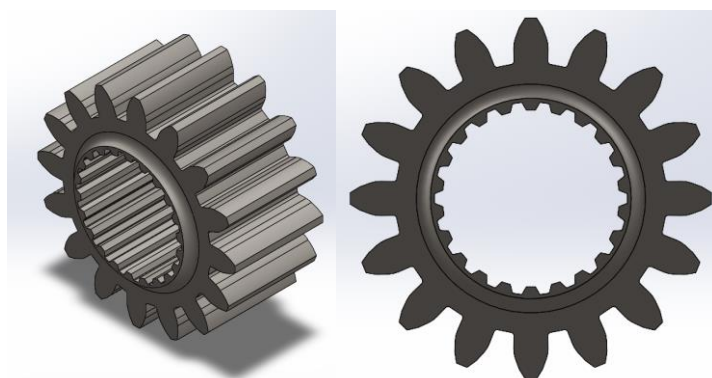
5. ANÁLISE NUMÉRICA E RESULTADOS

Com todas as informações de geometria definidas, pode-se então realizar o desenho dos componentes, e para isso se utilizou o *software SolidWorks*. E com o esboço obtido foi realizado alívios de massa nas engrenagens, e após isso, utilizou-se a análise estática de elementos finitos, dentro do *software Ansys*, para buscar uma validação do estudo.

5.1 Modelagem do primeiro pinhão

Introduzindo as informações de projeto no SolidWorks, obtém-se então o primeiro pinhão, conforme mostrado na Figura 51.

Figura 51 – Vista isométrica e frontal do primeiro pinhão.

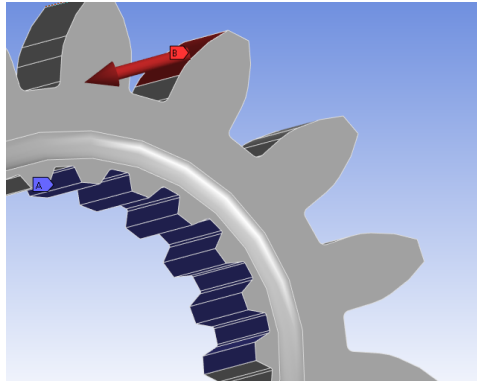


Fonte: Próprio autor.

Dessa forma, percebe-se que a geometria obtida do primeiro pinhão embora simples, apresentou fatores de segurança na faixa de 1,1 a 1,3. E, como forma de garantir o dado calculado, utilizou-se a simulação por elementos finitos. Na Figura 52 é ilustrado a aplicação da condição de contorno sobre o pinhão e na Tabela 29 são comparados os resultados numéricos e teórico do fator de segurança previsto, em que se observa uma diferença próxima de 8%.

Além disso, deve ser destacado que na simulação, adotou-se a condição de contorno apenas em um dente do estriado que é travado e recebe toda a força de entrada; isso a fim de simular uma situação mais crítica, no caso de vir a acontecer.

Figura 52 – Exemplo de aplicação das condições de contorno.



Fonte: Próprio Autor.

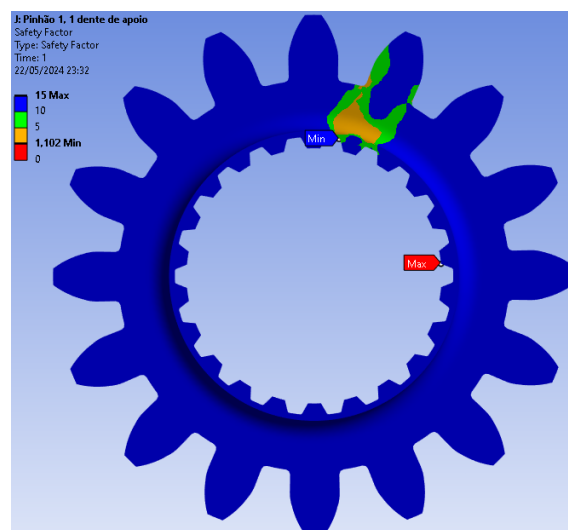
Tabela 29 – Valores determinados para o primeiro pinhão.

	FS	Comparativo (%)
Teórico	1,19	-
Simulação	1,10	- 8,1%

Fonte: Próprio Autor

A Figura 53 também apresenta a distribuição do fator de segurança no primeiro pinhão, com foco principal nas zonas de maior tensão.

Figura 53 – Distribuição do FS do primeiro pinhão.



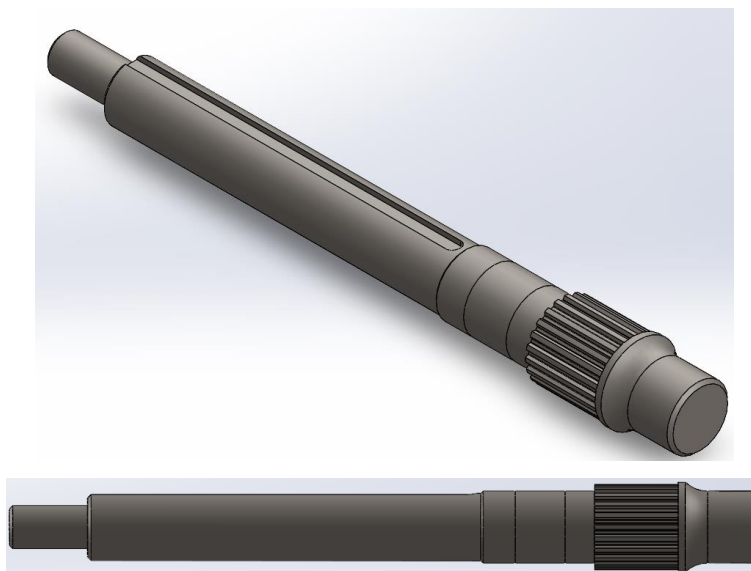
Fonte: Próprio Autor.

5.2 Modelagem do primeiro eixo

Na sequência, o foco foi na análise do eixo que o pinhão está inserido. Como no processo iterativo se buscou o diâmetro mínimo do eixo, que implicasse em um fator de segurança igual a 1; daí, nesta etapa já se inseriu as alterações do diâmetro adequadas para a montagem do conjunto. Particularmente, busca-se determinar um fator de segurança maior que 1,5, indistintamente, para todas as seções transversais.

A Figura 54 apresenta a geometria do primeiro eixo, empregando o software SolidWorks, correspondendo as diferentes dimensões estabelecidas na Tabela 30. Porém, cabe ressaltar o uso de um fator de construção, visto que a polia movida da CVT pede um eixo com diâmetro de 19,05 mm (3/4") e, por essa razão, utilizou-se este valor como sendo o mínimo para todo eixo.

Figura 54 – Vista isométrica e lateral do primeiro eixo.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 30 – Valores dos diâmetros ao longo do primeiro eixo.

Posição	Diâm. (mm)
Chaveta	18,75
Rolamento	20,00
Encosto Eng.	25,00

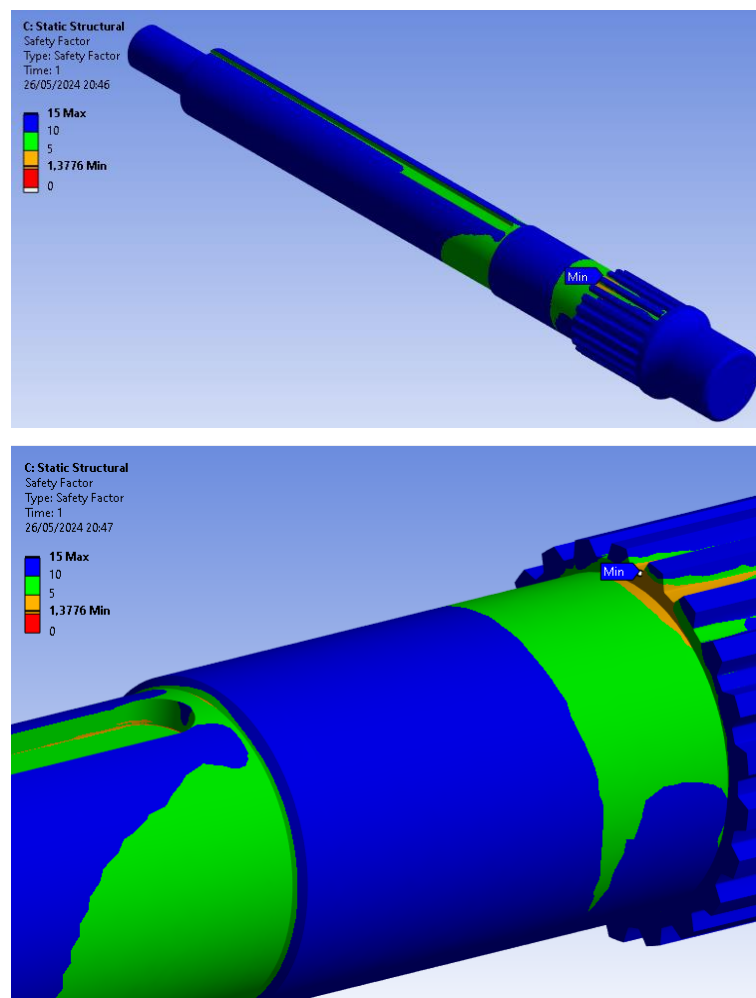
Fonte: Próprio Autor

Sendo assim, iniciou-se a simulação numérica por elementos finitos do primeiro eixo, usando as condições de contorno:

- Momento proveniente do motor, transmitido pela CVT, no ponto de contato da chaveta;
- Pontos de fixação dos rolamentos, sendo travados no sentido axial e radial, permitindo assim apenas movimento tangencial;
- Estriado como sendo ponto de fixação.

A Figura 55 mostra a distribuição do fator de segurança no primeiro eixo, expondo principalmente as zonas de maior tensão.

Figura 55 – Distribuição do FS do primeiro eixo.

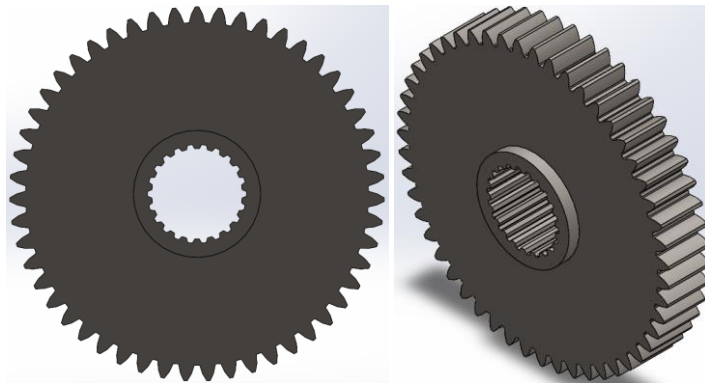


Fonte: Próprio Autor.

5.3 Modelagem da primeira coroa

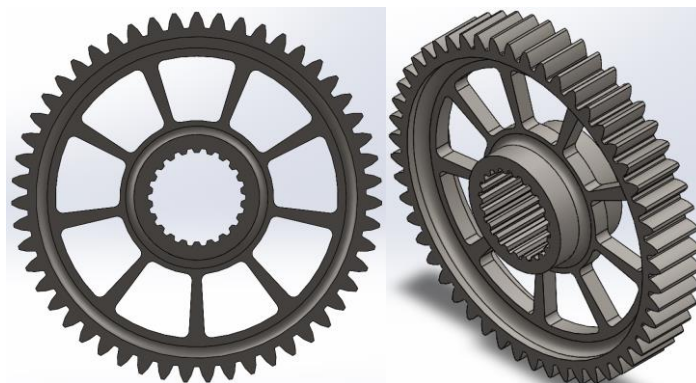
Continuando o processo de análise, mudou-se para os elementos do segundo eixo da caixa de redução, com a apresentação da primeira coroa. A modelagem desta seguiu procedimento similar ao apresentado para o primeiro pinhão. Neste particular, as Figuras 56 e 57 mostram a coroa desenhada sem alívio de massa e com alívio de massa, respectivamente.

Figura 56 – Vista frontal e isométrica da primeira coroa.



Fonte: Próprio autor.

Figura 57 – Vista frontal e isométrica da primeira coroa, com alívio de massa.

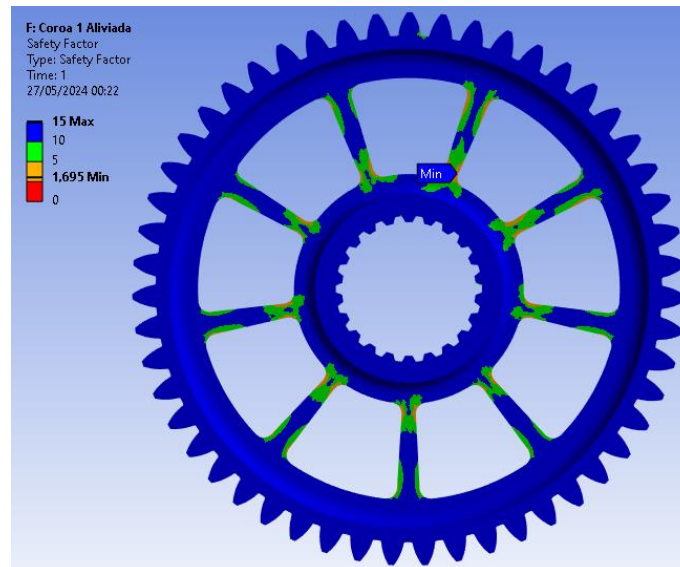


Fonte: Próprio autor.

A redução de massa proposta dentro da primeira coroa significou uma diminuição de 1,2 kg de material dentro da engrenagem, diminuindo a massa em uma ordem de 39%, o que implica em menores momentos de inércia do conjunto e, consequentemente, uma diminuição na massa girante presente no protótipo.

A Figura 58 é resultado de metodologia similar utilizada na análise numérica do primeiro pinhão, que resulta em uma distribuição do fator de segurança na primeira coroa, com foco principal também nas zonas de maior tensão. Além disso, na Tabela 31 são comparados os resultados numéricos e teórico do fator de segurança previsto, em que se observa uma diferença próxima de 34%.

Figura 58 – Distribuição do FS da primeira coroa.



Fonte: Próprio Autor.

Tabela 31 – Valores determinados para a primeira coroa.

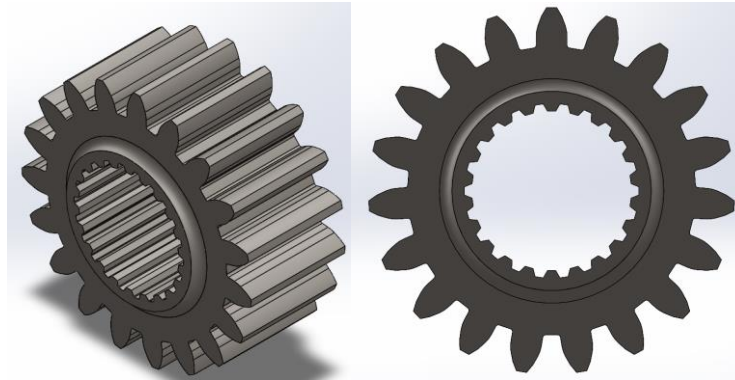
	FS	Comparativo (%)
Teórico	1,26	-
Simulação	1,69	+ 34,1

Fonte: Próprio Autor

5.4 Modelagem do segundo pinhão

Continuando o processo de análise, mudou-se para o segundo pinhão, utilizando-se a mesma metodologia empregada na análise do primeiro pinhão. O segundo pinhão desenhado no SolidWorks é mostrado na Figura 59, como na Tabela 32, são comparados os resultados numéricos e teórico do fator de segurança previsto, em que se observa uma diferença muito próxima de 13%.

Figura 59 – Vista isométrica e frontal do segundo pinhão.



Fonte: Próprio autor.

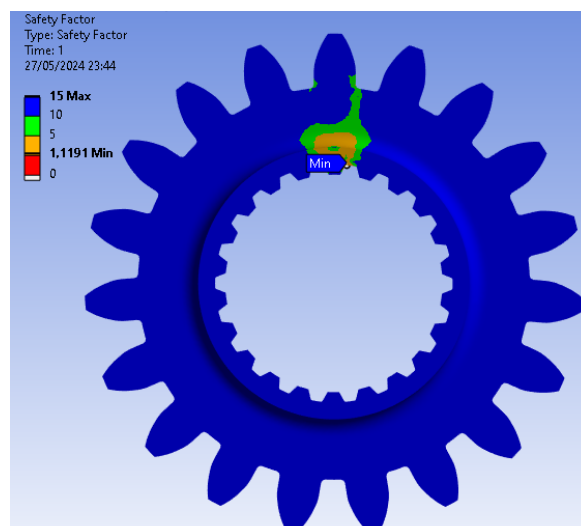
Tabela 32 – Valores determinados para o segundo pinhão.

	FS	Comparativo (%)
Teórico	1,28	-
Simulação	1,11	- 13,3

Fonte: Próprio Autor

Na Figura 60, é também apresentado o resultado numérico da distribuição do fator de segurança no segundo pinhão, com foco principal também nas zonas de maior tensão.

Figura 60 – Distribuição do FS do segundo pinhão.

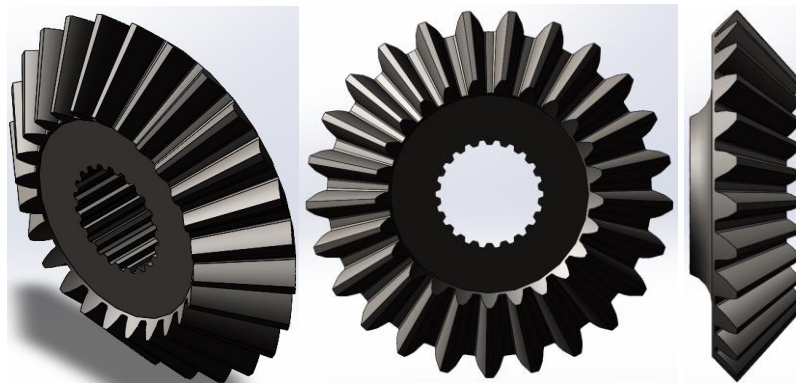


Fonte: Próprio Autor.

5.5 Modelagem da engrenagem cônica

Prosseguindo no processo de análise, usando-se a mesma metodologia empregada na análise dos elementos anteriores, chega-se na engrenagem cônica, que é desenhada no SolidWorks e mostrada na Figura 61, em 3 vistas diferentes.

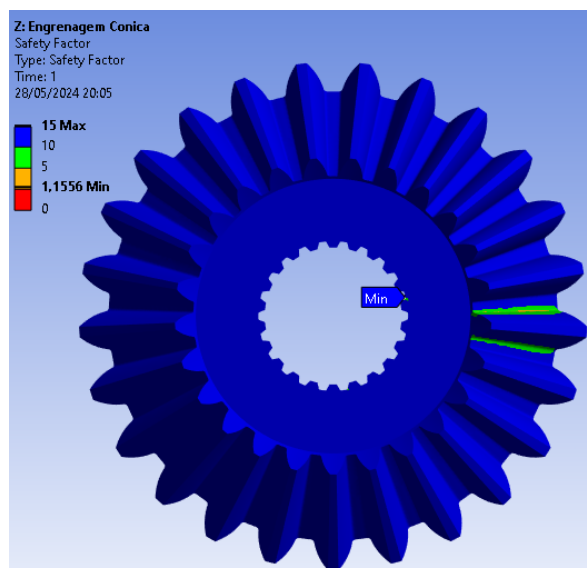
Figura 61 – Vista isométrica, frontal e lateral da engrenagem cônica.



Fonte: Próprio autor.

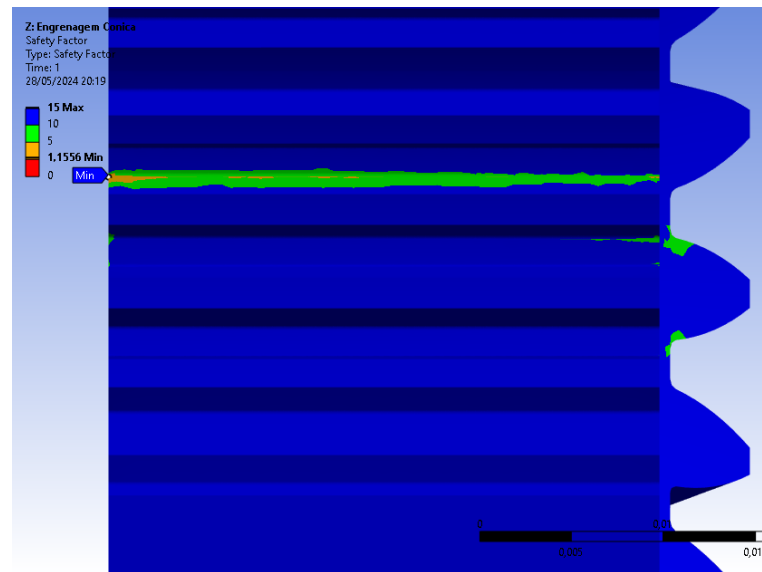
Na Figura 62, é ainda apresentado o resultado numérico da distribuição do fator de segurança na engrenagem cônica. Na Figura 63, na engrenagem cônica, ao longo do estriado e, na Figura 64, na engrenagem cônica, ao longo do dente. Em todos os casos, com foco principal nas zonas de maior tensão.

Figura 62 – Distribuição do FS da engrenagem cônica.



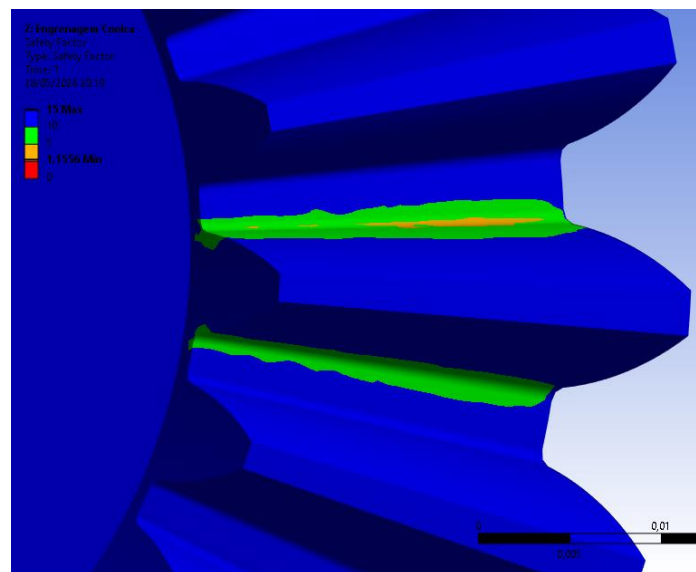
Fonte: Próprio Autor.

Figura 63 – Distribuição do FS da engrenagem cônica, ao longo do estriado.



Fonte: Próprio Autor.

Figura 64 – Distribuição do FS da engrenagem cônica, ao longo do dente.



Fonte: Próprio Autor.

Além disso, na Tabela 33 são comparados os resultados numéricos e teórico, na engrenagem cônica, do fator de segurança previsto, em que se observa uma diferença próxima de 22%.

Tabela 33 – Valores determinados para a engrenagem cônica.

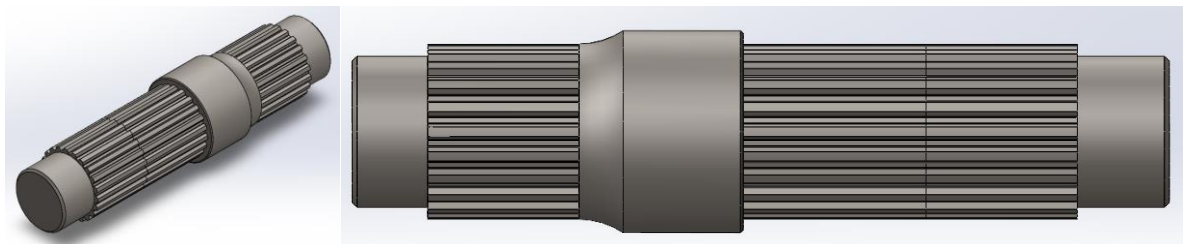
	FS	Comparativo (%)
Teórico	1,47	-
Simulação	1,15	- 21,8

Fonte: Próprio Autor

5.6 Modelagem do segundo eixo

Para o segundo eixo, utilizou-se de mesma metodologia utilizada para o primeiro eixo, que é modelado geometricamente e apresentado na Figura 65, com suas variações de diâmetro, correspondendo as diferentes dimensões estabelecidas na Tabela 34.

Figura 65 – Vista isométrica e lateral do segundo eixo.



Fonte: Próprio autor.

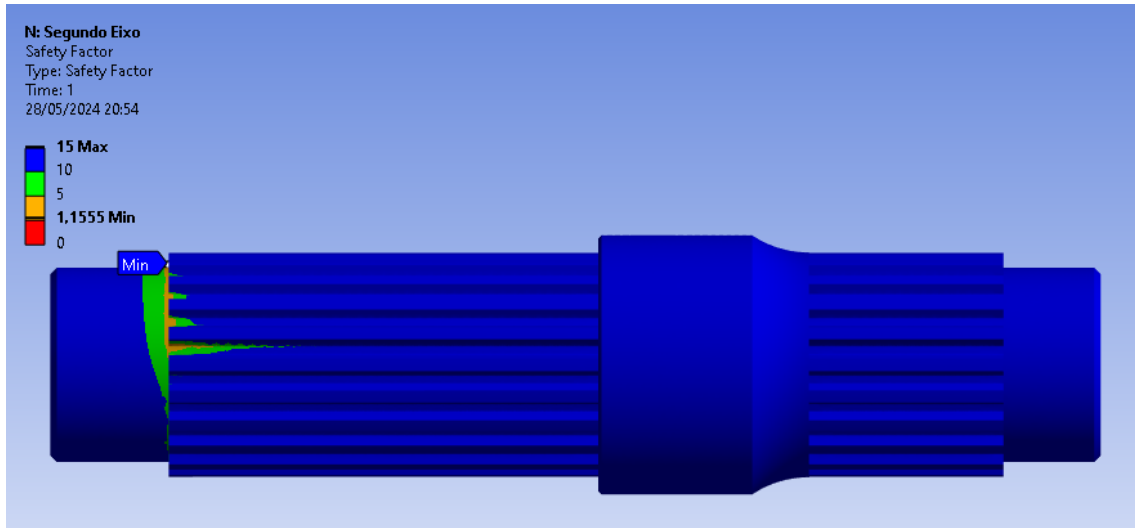
Tabela 34 – Valores dos diâmetros ao longo do segundo eixo, da esquerda para direita.

Posição	Diâm. (mm)
Topo Estriado Eng. Cônica	34,70
Rolamento Eng. Cônica	40,00
Topo Estriado Eng.	34,70
Rolamento Eng.	30,00

Fonte: Próprio Autor

A Figura 66 mostra ainda a distribuição do fator de segurança no segundo eixo, expondo principalmente as zonas de maior tensão.

Figura 66 – Distribuição do FS ao longo do segundo eixo.

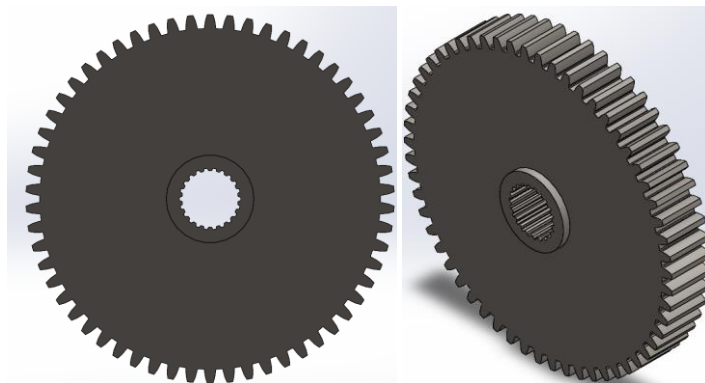


Fonte: Próprio autor.

5.7 Modelagem da segunda coroa

Partindo para os elementos do terceiro eixo da caixa de redução, inicia-se com a apresentação da segunda coroa, cuja análise numérica se realizou de maneira similar ao que foi apresentado para o primeiro pinhão. As Figuras 67 e 68, mostram a segunda coroa desenhada sem alívio de massa e com alívio de massa, respectivamente.

Figura 67 – Vista frontal e isométrica da segunda coroa.



Fonte: Próprio autor.

Figura 68 – Vista frontal e isométrica da segunda coroa, com alívio de massa.

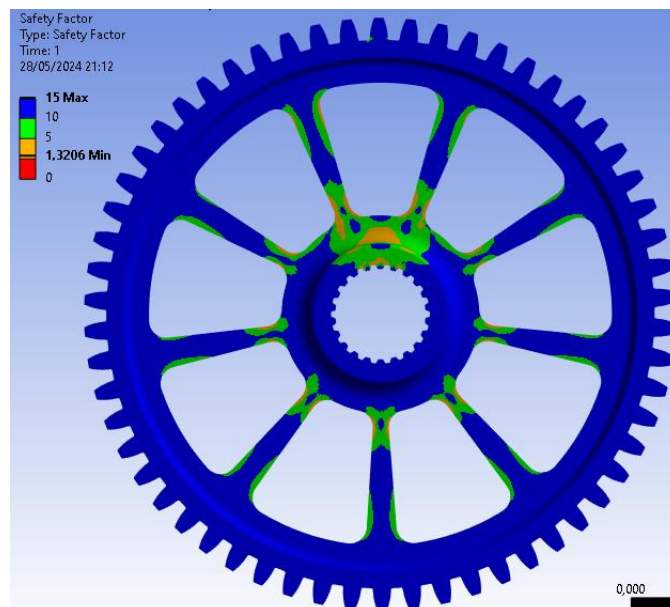


Fonte: Próprio autor.

A redução de massa proposta dentro da segunda coroa significou uma diminuição de 4,7 kg de material dentro da engrenagem, diminuindo a massa em uma ordem de grandeza de 63%, resultando assim em menor momento de inércia do conjunto e, conseqüentemente, uma diminuição na massa girante presente no protótipo.

A Figura 69 é resultado de metodologia similar utilizada na análise numérica do primeiro pinhão, que resulta em uma distribuição do fator de segurança na segunda coroa, com foco principal também nas zonas de maior tensão. Além disso, na Tabela 35 são comparados os resultados numéricos e teórico do fator de segurança previsto, em que se observa uma diferença próxima de 14%.

Figura 69 – Distribuição do FS da segunda coroa.



Fonte: Próprio Autor.

Tabela 35 – Valores determinados para a segunda coroa.

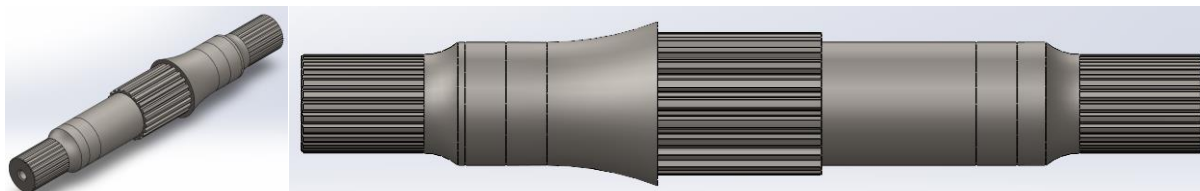
	FS	Comparativo (%)
Teórico	1,53	-
Simulação	1,32	- 14,3

Fonte: Próprio Autor

5.8 Modelagem do terceiro eixo

Para o último eixo, optou-se por uma geometria que deixasse o lado de encaixe do mesmo fixo, e de fácil entendimento para evitar erros durante a montagem da caixa, como pode ser visualizado nas imagens mostradas na Figura 70. Utilizou-se de mesma metodologia empregada para o primeiro eixo, com suas variações de diâmetro, correspondendo as diferentes dimensões estabelecidas na Tabela 36.

Figura 70 – Vista isométrica e lateral do terceiro eixo.



Fonte: Próprio autor.

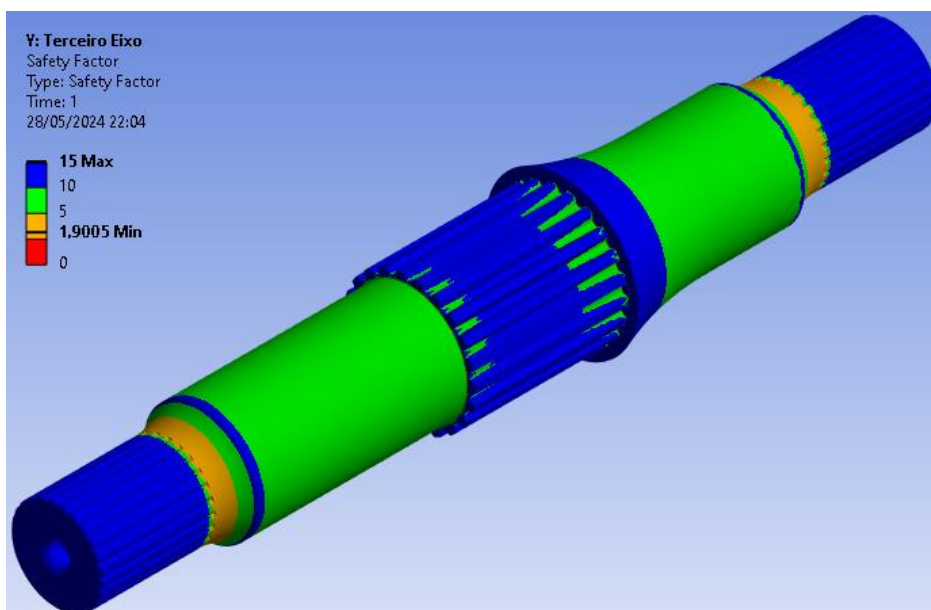
Tabela 36 – Valores dos diâmetros ao longo do terceiro eixo.

Posição	Diâm. (mm)
Rolamentos	30,00
Topo Estriado Eng.	34,70
Encosto Eng.	40,00

Fonte: Próprio Autor

Finalmente, a Figura 71 mostra ainda a distribuição do fator de segurança no terceiro eixo, expondo principalmente as zonas de maior tensão.

Figura 71 – Distribuição do FS ao longo do terceiro eixo.



Fonte: Próprio autor.

6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Com base nos resultados teóricos e numéricos de projeto obtidos no presente trabalho e traduzidos em massas dos componentes, quando comparado com o projeto atual do protótipo Baja, utilizado pela equipe Tec-Ilha Baja SAE, da UNESP – Campus de Ilha Solteira, através da Tabela 37, é possível avaliar os ganhos de massa.

Tabela 37 – Valores de massa dos componentes da caixa.

	Proposto (kg)	Atual (kg)	Diferença (kg)
Primeiro Pinhão	0,129	0,129	0
Primeiro Eixo	0,465	0,531	-0,066
Primeira Coroa	0,744	0,943	-0,199
Segundo Pinhão	0,626	0,485	0,141
Segundo Eixo	1,149	0,417	0,732
Segunda Coroa	2,711	3,032	-0,321
Terceiro Eixo	1,146	0,860	0,286
Engrenagens Cônicas	1,262		1,262
Total	8,232	6,397	1,835

Fonte: Próprio Autor.

A partir da Tabela 37, percebe-se que o trabalho proposto irá gerar um acréscimo de massa na caixa de transmissão de aproximadamente 29%. Porém, o acréscimo desse valor total seguramente está totalmente relacionado a instalação do sistema de transmissão 4x4 ao protótipo, juntamente com o aumento da redução total do conjunto, que gera uma solicitação maior dos componentes da caixa de redução. Ao todo, baseado no projeto proposto, estima-se um aumento de aproximadamente 8 quilos, considerando todos os componentes extras necessários para instalação do sistema, por parte do *powertrain*.

Além disso, os fatores de segurança encontrados, estão dentro do julgado adequado, tendo em vista que para as engrenagens, todos se encontram na faixa de 1,1 a 1,5 nos cálculos teóricos, e nas simulações apresentam fatores na faixa de 1,1 a 1,7; conforme é mostrado na tabela 38.

Tabela 38 – Valores dos FS.

	Teórico	Simulação
Primeiro Pinhão	1,19	1,10
Primeiro Eixo	1,90	1,37
Primeira Coroa	1,26	1,69
Segundo Pinhão	1,28	1,11
Segundo Eixo	1,95	1,15
Segunda Coroa	1,53	1,32
Terceiro Eixo	1,72	1,90
Engrenagens Cônicas	1,47	1,15

Fonte: Próprio Autor.

Com relação aos fatores de segurança para os eixos, os valores encontrados pelas simulações estão próximos dos esperados, ou seja, aos menores valores calculados para os eixos, que são os valores apresentados na Tabela 38.

Para validar as simulações realizadas ao longo do trabalho, determinou-se como meta valores de qualidade de elementos e relação de aspecto, *element quality* e *aspect ratio*, respectivamente próximos aos melhores valores. Além disso, como a mudança desses valores resulta em uma maior demanda computacional para execução da simulação, procurou-se manter o valor do elemento de qualidade dentro do software *Ansys* dentro de um padrão, onde ao menos 70% dos elementos tivessem valores superiores a 0,75.

As quantidades de nós e de elementos, assim como o tipo de elemento predominante nas simulações pode ser visualizado dentro da Tabela 39, enquanto os valores de qualidade de malha podem ser visualizados dentro da Tabela 40.

Ao analisar os resultados apresentados pela Tabela 40, verifica-se que as malhas geradas para análise das condições de contorno estão de acordo com o esperado, uma vez que o valor de ambos jacobianos devem estar o mais próximo de 1. Com os valores apresentados então, é possível concluir que preservou-se a qualidade da solução numérica, tanto nas extremidades dos nós, o que resultou em deformações controladas nestes locais; quanto nos pontos de Gauss que podem ser representados como centro o foco do processo de solução computacional.

Tabela 39 – Informações das simulações.

Peça	Nós	Elementos	Elemento Principal
Eixo 1	595259	418335	Tetraedro, 10 nós
Pinhão 1	525500	357525	Tetraedro, 10 nós
Coroa 1	357662	231515	Tetraedro, 10 nós
Eixo 2	1830562	1336953	Tetraedro, 10 nós
Pinhão 2	552150	378892	Tetraedro, 10 nós
Cônica	1187336	852554	Tetraedro, 10 nós
Coroa 2	1117804	752657	Tetraedro, 10 nós
Eixo 3	902126	655573	Tetraedro, 10 nós

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 40 – Informações das malhas utilizadas.

Peça	Aspect Ratio	Element Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)	Jacobian Ratio (Gauss Point)
Eixo 1	2,033	0,798	0,995	0,998
Pinhão 1	1,880	0,829	0,988	0,994
Coroa 1	1,948	0,813	0,981	0,991
Eixo 2	1,946	0,815	0,996	0,998
Pinhão 2	1,877	0,830	0,989	0,995
Cônica	1,866	0,829	0,994	0,997
Coroa 2	1,873	0,830	0,990	0,995
Eixo 3	1,890	0,826	0,996	0,998

Fonte: Próprio Autor.

Finalmente, como resultado do presente trabalho, pode-se dizer que os fatores que mais influenciam na determinação da redução para a caixa de engrenagens são as curvas de potência e o torque entregues pelo motor, pois são essas informações que definem todo o escopo de estudo e a confecção da caixa de engrenagens. Porém, como se trata de um protótipo para competição, onde a velocidade final do carro tem a mesma importância que a sua capacidade de transpor obstáculos, fica evidente que um desses dois objetivos deve ser focado ao dimensionar a caixa de engrenagens.

Uma forma de contornar tal problema, é a utilização de uma caixa de redução com mais de uma marcha, sendo que para o Baja, duas reduções seriam suficientes;

sendo uma para focada para o desenvolvimento longitudinal do carro, e a outra para a transposição de obstáculos.

Dessa forma, como o foco do trabalho foi projetar uma caixa que tenha um sistema de transmissão 4x4 acoplado, escolheu-se a opção pela transposição de obstáculos, sacrificando assim parte do desempenho longitudinal. Portanto, em razão desta escolha, fica evidente o aumento de massa apresentado na Tabela 37, pois adicionou-se mais componentes ao protótipo como um todo.

Finalmente, é importante destacar, que além deste trabalho, o sistema de transmissão 4x4 necessita de adaptações ao longo de todo o chassi do veículo, uma vez que será necessário realizar mudanças em todos os sistemas do protótipo (suspensão, estrutura, freio, etc.), que não foram introduzidas nesta dissertação.

7. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresenta um projeto de uma caixa de redução satisfatório, de forma a adequá-lo em um protótipo off-road, com tração integral nas quatro rodas, ou seja, uma caixa que tem um sistema de transmissão 4x4 acoplado. Isto, baseado em resultados teóricos e numérico obtidos, utilizando os softwares *SolidWorks* para idealização dos componentes, como o *Ansys* para a análise estática empregando elementos finitos.

Particularmente, as análises teóricas e numéricas são válidas, baseando-se nos fatores de segurança encontrados, e nas simulações dos componentes críticos realizadas, que expõem as zonas de maior tensão. Os resultados indicam que o projeto é capaz de alcançar os objetivos propostos, podendo ser utilizado pela equipe por um longo período, já que todos os fatores de segurança foram avaliados acima de 1,1.

É ainda importante destacar, que além deste trabalho, o sistema de transmissão 4x4 necessitará de adaptações ao longo de todo o chassi do veículo, uma vez que será necessário realizar mudanças em todos os sistemas do protótipo (suspensão, estrutura, freio, etc.), que não foram introduzidas neste estudo.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

São sugestões para trabalhos futuros:

- Faz-se necessário um refino de informações, pelo fato que o regulamento que deu base ao presente estudo, pode vir a ser alterado;
- A alteração do motor que deve ser obrigatoriamente utilizado, requer que toda a parte de cálculos seja refeita para validar o presente trabalho;
- Uma revisão na ergonomia dentro da cabine também faz-se necessário, pois parte do volume do habitáculo que antes era vazio, passa a ter mais componentes rotativos,;
- Um novo estudo do comportamento cinético e dinâmico dos componentes integrantes desse subsistema, que tendem a ser mais solicitados;

- Um projeto de suspensão faz-se necessário, devido a mudança dos comportamentos longitudinais, transversais e com isto, também a dinâmica das curvas do veículo;
- Além da instalação de um sistema 4x4 integral, ainda existe o espaço para adaptação do projeto apresentado, transformando o protótipo em um veículo com seleção de tipo de tração, através por exemplo do uso de um acoplamento hidráulico na ligação entre os eixos dianteiro e traseiro;

8. REFERÊNCIAS

SAE. A história resumida da SAE. [S. l.], 2024. Disponível em: <http://br.sae.org/about/history/#:~:text=Swetland%20foi%20um%20homem%20que,a%20servi%C3%A7o%20da%20causa%20voluntariamente>. Acesso em: 5 fev. 2024.

CONHEÇA a SAE BRASIL. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/quem-somos/>. Acesso em: 5 fev. 2024.

SAE BRASIL (org.). **INSTITUCIONAL 2020 - SAE BRASIL**. [S. l.: s. n.], 2020. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/2020/Institucional%20SAE%202020%20Oficial%20-%20V.2020.07.30-0722.pdf>. Acesso em: 5 fev. 2024.

SAE BRASIL. Baja Nacional. *In: **Baja Nacional***. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acesso em: 5 fev. 2024.

NAUNHEIMER, Harald; BERTSCHE, Bernd; RYBORZ, Joachim; NOVAK, Wolfgang. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. [S. l.]: Springer, 2011. 742 p. ISBN 978-3-642-16213-8.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, 2012. v. 1.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 470 p.

CHILDS, Peter R. N. **Mechanical Design**. 2. ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 358 p. ISBN 0 7506 5771 5.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, 2008. 1073 p. ISBN 007-125763-2/978-007-125763-3.

MOTOR VOLKSWAGEN AP COM AR E DIREÇÃO. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://ranalle.com.br/dicas-tecnicas/volkswagen/volkswagen-r4110/>. Acesso em: 5 fev. 2024.

AAEN'S, Olav. **Clutch Tuning Handbook**. Racine: AAEN Performance, 2007. 84 p.

MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de Máquinas**. 9. ed. São Paulo: Érica, 2000. 375 p.

NORTON, Robert L. **Projetos de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p.

ENGRENAGENSAOVENTO. **ENGRENAGEM ESPIRAL**. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://www.engrenagensaovento.com.br/produto/engrenagens-conicas/engrenagem-espiral>. Acesso em: 5 fev. 2024.

ENGRENAGENS POZELLI. **Engrenagem Hipoidal**. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://www.pozelli.ind.br/engrenagem-hipoidal>. Acesso em: 5 fev. 2024.

LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison da; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: [s. n.], 2012. 347 p.

SAH, Anjali Mukeshkumar; FAROOQUI, Naved Anwar Husain. **Design and Analysis of Gearbox for SAE BAJA Competition**. Mumbai: International Journal of Engineering Research & Technology, 2020.

AGMA STANDARD. **Fundamentals Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. Alexandria: ANSI/AGMA, 2004. 66 p.

PROVENZA, Francesco. **Desenhista de Máquinas**. 46. ed. São Paulo: F. Provenza, 1991. 411 p.

CARRION, Patricio E.; SHAMSAEI, Nima. **Strain-based fatigue data for Ti-6Al-4V ELI under fully-reversed and mean strain loads**. Mississippi: ELSEVIER, 2016. 4 p.

DIN. **DIN 5480 - Part 1**: Involute spline joints. Berlim: DIN, 1991. 8 p.

SKF. Componentes e materiais. *In*: **Fig. 1 - Componentes do rolamento**. [S. l.], 2023. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/general-bearing-knowledge/bearing-basics/components-and-materials>. Acesso em: 5 fev. 2024.

NSK Brasil Ltda. Catálogo Geral NSK. Junho de 2013.

BRIGGS & STRATTON. **Briggs & Stratton M19H 10.0 HP Net Power & Torque**. Milwaukee: Briggs & Stratton Racing, 2020. Disponível em: https://www.briggsandstratton.com/content/dam/briggsandstratton/as/zh_cn/files/baja-sea-materials/M19%E5%87%80%E5%8A%9F%E7%8E%87%E6%9B%B2%E7%BA%BF%E5%9B%BE.pdf. Acesso em: 5 fev. 2024.

GGD 8620. [S. l.], 2024. Disponível em: <https://painel.ggdmetals.com.br/files/upload/pdf/ggd-8620.pdf>. Acesso em: 5 fev. 2024.

AISI 4340 Steel, normalized, 25 mm round. *In*: **AISI 4340 Steel, normalized, 25 mm round**. [S. l.], [2023?]. Disponível em: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fd2df45bffa54018b54989bc14092d9f&ckck=1>. Acesso em: 5 fev. 2024.