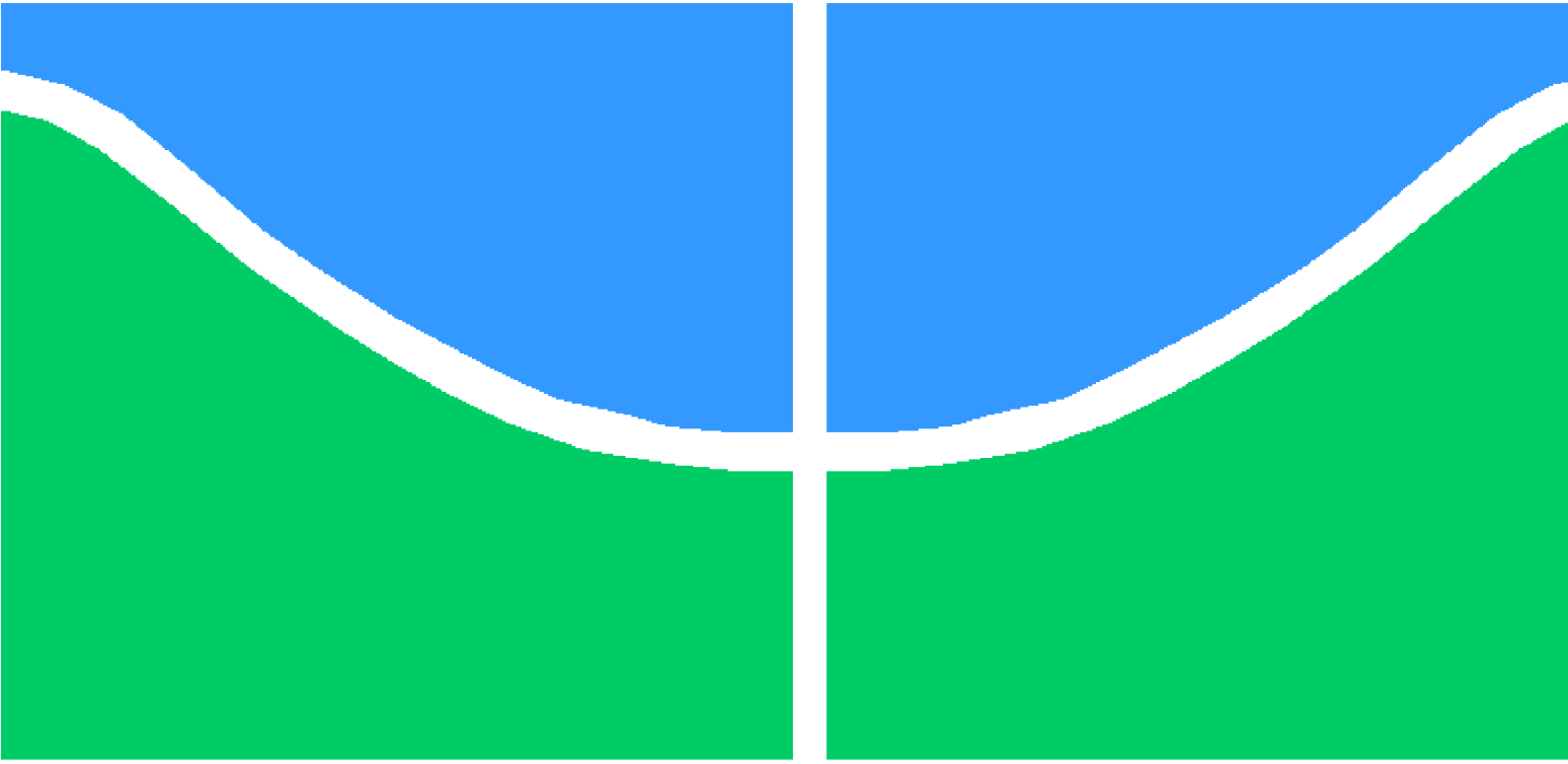


PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto e Otimização de um Redutor de Velocidades para um Protótipo Baja SAE

Por

Marcos Oliveira Bezerra

Brasília, 30 de julho de 2025

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto e Otimização de um Redutor de Velocidades para um Protótipo Baja SAE

Por

Marcos Oliveira Bezerra

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Jorge Luiz de Almeida Ferreira
Daniel Monteiro Rosa
Thiago de Carvalho Rodrigues Doca

Brasília 30 de julho de 2025

Agradecimentos

À minha família, que me apoiou incondicionalmente ao longo dos anos da minha jornada de formação como engenheiro mecânico, e à equipe Piratas do Cerrado, pela oportunidade de evolução como pessoa e como estudante de engenharia. Além disso, aos ex-membros Alex Purificação, Lucas Ricardi, Lucas Inácio, Gabriel Guerreiro, Gustavo Pasqual e Henrique Alves, cujo tempo na equipe gerou conhecimento e ferramentas indispensáveis para o desenvolvimento da subárea de *powertrain* e deste trabalho.

Resumo

Este trabalho acadêmico realiza o estudo, projeto e otimização de um redutor de velocidades de um veículo *off-road* para a participação de competições promovidas pela Baja SAE Brasil, com ênfase na melhoria do custo de fabricação e na redução da massa do sistema. O estudo foi motivado frente às dificuldades financeiras da equipe de Baja Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília e à idade do redutor utilizado no protótipo. O redutor de velocidades ou caixa de redução é o segundo componente do sistema de transmissão do veículo, após o sistema da CVT, utilizado para o aumento do torque final no eixo de saída para as rodas. Tendo em vista que apenas uma unidade do conjunto de peças desse sistema é produzida, compararam-se os métodos de fabricação que exigem menos maquinário especializado e que, portanto, são mais adequados para a produção de peças únicas, realizando o orçamento dos valores para os serviços de fabricação e determinaram-se os mais adequados para o caso em estudo, o que resultou em uma redução no custo de fabricação estimado de R$ 14.704,00 para R$ 5.984,00. Em seguida, com o auxílio de rotinas computacionais desenvolvidas em MATLAB, foi realizado o dimensionamento dos componentes móveis do sistema, incluindo engrenagens, eixos e chavetas, considerando os critérios de resistência mecânica, vida em fadiga e adequação dimensional às restrições de projeto. Por fim, foi utilizada a ferramenta de otimização topológica do programa Ansys para o projeto dos alívios de massa das coroas e da carcaça externa do sistema projetado, alcançando uma redução de massa total de 36,21% e de inércias rotacionais de 58,30% em relação ao sistema anterior.

Palavras-chaves: Baja SAE, Caixa de Redução, Custo de Fabricação, Otimização Topológica.

Abstract

This academic work presents the study, design and optimization of a single speed gearbox of an *off-road* vehicle intended for competing in Baja SAE Brazil promoted events, with an emphasis on improving manufacturing costs and reducing the system's mass. The study was motivated by the financial difficulties of the *Piratas do Cerrado* Baja team from the University of Brasília and the age of the gearbox currently used in the prototype. The gearbox is the second component of the vehicle's transmission system, following the CVT system, to increase the final torque at the output shaft to the wheels. Since only a single set of gearbox parts is produced, manufacturing methods that require less specialized machinery, and therefore more suitable for producing unique parts, were compared, estimating the costs for manufacturing services and selecting the most appropriate methods for the case study, resulting ina reduction of the estimated manufacturing cost from R% 14.704,00 to R$ 5.984,00. Subsequently, with the aid of computational routines developed in MATLAB, the sizing of the system's moving components was carried out, including gears, shafts, and keys, considering mechanical strength criteria, fatigue life, and dimensional adequacy to project constraints. Finally, the topology optimization tool in Ansys was employed to design weight relief features in the gears and external housing of the system, achieving a 36,21% total mass reduction and 58,30% rotational inertia reduction compared to the previous system.

Key-words: Baja SAE, Reduction Gearbox, Manufacturing Cost, Topology Optimization.

Lista de Figuras

Figura 1 – Protótipo ”Kaizen” na competição Nacional em 2024. 1
Figura 2 – Montagem do redutor ”Carrijo” em SolidWorks. 3
Figura 3 – Nomenclatura dos dentes de engrenagens (Budynas, 2016). 6
Figura 4 – Par de engrenagens de dentes retos (Shigley, 2017). 7
Figura 5 – Par de engrenagens de dentes helicoidais (Shigley, 2017). 7
Figura 6 – Esquematização de trens de engrenagens simples (Khurmi, 2005). . . . 8
Figura 7 – Esquematização de um trem de engrenagens composto (Khurmi, 2005). 9
Figura 8 – Exemplos de tipos comuns de chavetas (Norton, 2013). 10
Figura 9 – Esquematização da seção transversal de estrias (Norton, 2013). 11
Figura 10 – Esquematização de uma fundição em molde permanente (Kiminami, 2013). 12
Figura 11 – Esquematização do processo de fundição em areia (Chiaverini, 1986). . 12
Figura 12 – Esquematização do processo de moldagem em casca (Groover, 2014). . 13
Figura 13 – Esquematização do processo de fundição com poliestireno expandido (Groover, 2014). 13
Figura 14 – Esquematização do processo de fundição de precisão (Groover, 2014). . 14
Figura 15 – Comparação entre a peça original, à esquerda, e a ajustada para fundição (Baldam, 2013). 15
Figura 16 – Esquematização do processo de torneamento (Groover, 2014). 15
Figura 17 – Torno mecânico e seus componentes (Groover, 2014). 16
Figura 18 – Outros processos realizados no torno (Groover, 2014). 16
Figura 19 – Tipos básicos de fresamento (Groover, 2014). 17
Figura 20 – Fresadora horizontal (a) e vertical (b) (Groover, 2014). 17
Figura 21 – Processo de usinagem por eletroerosão (Groover, 2014). 18
Figura 22 – Processo de eletroerosão a fio (Groover, 2014). 18
Figura 23 – Ligas comuns de alumínio (Callister, 2016). 20
Figura 24 – Exemplo de otimização topológica (Islam, Ahmed e Al Azad, 2024). . . 23
Figura 25 – Quarta engrenagem do redutor ”Carrijo”. 26
Figura 26 – Modelo com chavetas à esquerda e sem estrias à direita. 27
Figura 27 – Geometrias de alívios. 28

Figura 28 – Modelos do eixo A original, à esqueda, e com chaveta, à direita. 30
Figura 29 – Modelos do lado A da carcaça para fundição, à esquerda, e original, à direita. 31
Figura 30 – Torque e potência do motor Honda GX390 (Honda Engines, 2010). . . 32
Figura 31 – CVT Comet 780 (Comet Clutches). 33
Figura 32 – Representação da prova de aceleração e velocidade (SAE Brasil, 2024). 33
Figura 33 – Resultado da simulação de AV em função da redução. 34
Figura 34 – Esboço inicial do novo sistema. 35
Figura 35 – Fator de forma de Lewis (Budynas, 2016). 40
Figura 36 – Diagrama de montagem do pinhão para cálculo do C_{pm} (Budynas, 2016). 41
Figura 37 – Valores de A, B e C no cálculo de C_{ma} (Budynas, 2016). 41
Figura 38 – Razão auxiliar m_B (Budynas, 2016). 42
Figura 39 – Gráfico do fator geométrico J (Budynas, 2016). 42
Figura 40 – Valores de C_P em função dos materiais em $\sqrt{psi}(\sqrt{MPa})$ (Budynas, 2016). 43
Figura 41 – Gráficos dos fatores de ciclagem de tensão (Budynas, 2016). 44
Figura 42 – Esboço do novo redutor após dimensionamento das engrenagens. 48
Figura 43 – Valores máximos de deflexão (Budynas, 2016). 49
Figura 44 – Casos gerais de deflexão em viga (Budynas, 2016). 49
Figura 45 – Valores das constantes a e b de k_a (Budynas, 2016). 53
Figura 46 – Valores típicos do fator de confiabilidade k_e (Budynas, 2016). 54
Figura 47 – Valor de q em função do material e raio do concentrador de tensões (Budynas, 2016). 55
Figura 48 – Valor de q_{cis} em função do material e raio do concentração de tensões (Budynas, 2016). 55
Figura 49 – Valores de K_t na primeira coluna e de K_{ts} na segunda coluna (Budynas, 2016). 55
Figura 50 – Modelo da coroa 2 para otimização topológica. 61
Figura 51 – Modelo da coroa 4 para otimização topológica. 62
Figura 52 – Vistas inteira e em seções da carcaça para otimização topológica. . . . 62
Figura 53 – Modelo com as regiões de otimização (azul) e fixa (vermelho) em destaque. 63
Figura 54 – Resultados da primeira simulação da coroa 2. 63
Figura 55 – Resultados das simulações e modelo finais da coroa 2. 64
Figura 56 – Resultados das simulações e modelo finais da coroa 4. 64
Figura 57 – Resultado das simulações da carcaça. 66
Figura 58 – Modelo final da carcaça. 66
Figura 59 – Montagem final do eixo A do novo redutor. 68
Figura 60 – Modelo final do eixo B do novo redutor. 68
Figura 61 – Montagem final do eixo C. 68
Figura 62 – Furos de enchimento e de dreno de óleo. 69
Figura 63 – Detalhe do rebaixo para acomodação da junta. 69

Figura 64 – Modelo da junta de vedação. 71
Figura 65 – Montagem do novo redutor. 71
Figura 66 – Intervalos de velocidade tangencial para cada tipo de lubrificação (Kohara). 73
Figura 67 – Classificação de óleos para engrenagem AGMA e ISO (ANSI-AGMA, 1995). 74
Figura 68 – Lubrificantes AGMA recomendados para diferentes sistemas de engrenagens (ANSI-AGMA, 1994). 74
Figura 69 – Gráfico de conversão de viscosidade (*Twin Specialties Corp*). 75
Figura 70 – Nível de óleo recomendado para lubrificação por imersão (Kohara). . . 75
Figura 71 – Anéis elásticos do eixo A montados. 76
Figura 72 – Eixo A posicionado na carcaça. 77
Figura 73 – Coroa 2 montada no eixo B. 77
Figura 74 – Montagem da junta de vedação. 77
Figura 75 – Ordem de aperto dos parafusos. 78
Figura 76 – Montagem do anel elástico da CVT. 78
Figura 77 – Esboço do eixo A. 85
Figura 78 – A - Esforço cortante no plano XY. 85
Figura 79 – A- Esforço cortante no plano YZ. 85
Figura 80 – A - Momento fletor no plano XY. 86
Figura 81 – A - Momento fletor no plano YZ. 86
Figura 82 – A - Reações nos mancais no plano XY. 86
Figura 83 – A - Reações nos mancais no plano YZ. 86
Figura 84 – Esboço do eixo B. 87
Figura 85 – B - Esforço cortante no plano XY. 87
Figura 86 – B - Esforço cortante no plano YZ. 87
Figura 87 – B -Momento fletor no plano XY. 88
Figura 88 – B - Momento fletor no plano YZ. 88
Figura 89 – B - Reações nos mancais no plano XY. 88
Figura 90 – B - Reações nos mancais no plano YZ. 88
Figura 91 – Esboço do eixo C. 89
Figura 92 – Esforço cortante no plano XY. 89
Figura 93 – Esforço cortante no plano YZ. 89
Figura 94 – Momento fletor no plano XY. 89
Figura 95 – Momento fletor no plano YZ. 90
Figura 96 – Reações nos mancais no plano XY. 90
Figura 97 – Reações nos mancais no plano YZ. 90

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Configuração do redutor ”Carrijo”. 24
Tabela 2 – Massa de cada componente 25
Tabela 3 – Custo de cada componente 25
Tabela 4 – Especificações do par de engrenagens. 27
Tabela 5 – Largura de face para cada material. 27
Tabela 6 – Orçamento das variantes da engrenagem. 29
Tabela 7 – Orçamentos de eletroerosão a fio. 29
Tabela 8 – Orçamentos de tratamentos térmicos. 29
Tabela 9 – Orçamentos dos eixos. 30
Tabela 10 – Orçamentos de fabricação da carcaça 31
Tabela 11 – Parâmetros iniciais de projeto. 35
Tabela 12 – Fatores de penalização. 37
Tabela 13 – Fatores de sobrecarga em função da aplicação 39
Tabela 14 – Tensões admissíveis do material selecionado 44
Tabela 15 – Fatores de confiabilidade (ANSI-AGMA 2001-D04). 45
Tabela 16 – Fatores de projeto de engrenagem. 46
Tabela 17 – Dimensionamento para o primeiro par. 46
Tabela 18 – Dimensionamento para o segundo par. 47
Tabela 19 – Dimensões das engrenagens do novo redutor. 47
Tabela 20 – Cargas nos Eixos. 48
Tabela 21 – Esforços resultantes nos eixos. 49
Tabela 22 – Esforços nos eixos. 56
Tabela 23 – Fatores de projeto de eixos. 56
Tabela 24 – Diâmetro mínimo do eixo A em pontos críticos. 57
Tabela 25 – Diâmetro mínimo do eixo B em pontos críticos. 57
Tabela 26 – Diâmetro mínimo do eixo C em pontos críticos. 57
Tabela 27 – Diâmetros mínimos para o dimensionamento para fadiga. 57
Tabela 28 – Resultado do dimensionamento dos eixos. 57
Tabela 29 – Escolha dos rolamentos. 57
Tabela 30 – Dimensionamento das chavetas. 58

Tabela 31 – Parâmetros para o cálculo das velocidades críticas. 59
Tabela 32 – Resultado do cálculo das velocidades críticas. 60
Tabela 33 – Tolerâncias para eixos e furos das engrenagens. 70
Tabela 34 – Comparação das massas dos dois sistemas. 72
Tabela 35 – Comparação das inércias rotacionais dos dois sistemas. 72
Tabela 36 – Comparação das massas equivalentes dos dois sistemas. 72
Tabela 37 – Velocidades tangenciais máximas em cada eixo 73

Lista de abreviaturas e siglas

AGMA	*American Gear Manufacturers Association* (Associação dos Fabricantes de Engrenagens Americanos)
AISI	*American Iron and Steel Institute* (Instituto Americano do Ferro e do Aço)
ANSI	*American National Standards Institute* (Instituto Nacional Americano de Padrões)
AV	Prova de Aceleração e Velocidade
CNC	*Computer Numerical Control* (Controle Numérico Computadorizado)
CVT	*Continuously Variable Transmission* (Transmissão Continuamente Variável)
DIN	*Deutsches Institut für Normung* (Instituto Alemão de Normalização)
LTDA	Sociedade Limitada
SAE	*Society of Automotive Engineers* (Sociedade dos Engenheiros Automotivos)
NP	Nota de Penalização
ISO	*International Organization for Standardization* (Organização Internacional de Normalização)

Lista de símbolos

Dp	Diâmetro primitivo	[mm]
p	Passo circular	[mm]
m	Módulo	[mm]
P	Passo diametral	[dentes/mm]
a	Adendo	[mm]
b	Dedendo	[mm]
c	Folga	[mm]
m_G	Razão de velocidade	
e	Valor do trem	
N_x	Rotação do eixo/engrenagem	[rpm]
n_x	Número de dentes da engrenagem	
HRC	Dureza Rockwell C	[HRC]
J	Inércia rotacional	[kg.m^2]
i	Relação de transmissão	
m_{rot}	Massa equivalente à inércia rotacional	[kg]
r_d	Raio dinâmico	[m]
r_e	Raio estático	[m]
m_{eq}	Massa equivalente total	[kg]
m_v	Massa do veículo	[kg]
fs	Fator de segurança	
t	Soma dos fatores de penalização	

σ_f	Tensão de flexão	[psi]
σ_c	Tensão de contato	[psi]
W^t	Força tangencial	[lbf]
K_o	Fator de sobrecarga	
K_v	Fator dinâmico	
K_s	Fator de tamanho	
P_d	Passo diametral transversal	[dentes/in]
F	Largura de face do membro mais estreito	[in]
K_m	Fator de distribuição de carga	
K_B	Fator de espessura de aro	
C_P	Coeficiente elástico	$[\sqrt{\text{psi}}]$
C_f	Fator de condição superficial da engrenagem	
I	Fator geométrico para a resistência ao crateramento	
S_F	Fator de segurança para flexão	
S_H	Fator de segurança para desgaste	
S_t	Tensão de flexão admissível	[psi]
Y_N e Z_N	Fatores de ciclagem de tensão	
K_T	Fator de temperatura da engrenagem	
K_R	Fator de confiabilidade da engrenagem	
S_c	Tensão de contato admissível	[psi]
C_H	Fator de razão de dureza	
Q_v	Número de qualidade da engrenagem	
V_t	Velocidade tangencial no círculo primitivo	[ft/min]
$(V_t)_{max}$	Velocidade tangencial máxima	[ft/min]
Y	Fator de forma de Lewis	
C_{mc}	Fator de influência do coroamento	
C_{pf}	Fator de influência da largura de face	

C_{pm}	Fator de influência da distribuição dos mancais	
C_{ma}	Fator de influência da fabricação	
C_e	Fator de influência da montagem	
m_B	Razão auxiliar do fator de espessura de aro	
v	Coeficiente de Poisson	
E	Módulo de elasticidade do material	[MPa]
ϕ	Ângulo de pressão	[°]
m_N	Razão de compartilhamento de cargas	
R	Confiabilidade	
H_{BP}	Dureza Brinell do pinhão	[HB]
H_{BG}	Dureza Brinell da coroa	[HB]
y_{eng}	Deflexão na engrenagem	[mm]
I	Momento de área da seção transversal	[mm^4]
l_m	Distância entre os mancais	[mm]
F_{ci}	i-ésima força entre os mancais	[N]
b_i	Distância da i-ésima força entre mancais ao mancal da direita	[mm]
x_{eng}	Distância da engrenagem ao mancal da esquerda	[mm]
F_{bi}	i-ésima força em balanço	[N]
a_{bi}	Distância da i-ésima força em balanço ao mancal da direita	[mm]
y_{adm}	Deflexão admissível	[mm]
d	Diâmetro	[mm]
θ_{eixo}	Deflexão angular no eixo	[rad]
y_{eixo}	Deflexão linear no eixo	[mm]
θ_{esq}	Deflexão angular no mancal esquerdo	[rad]
θ_{dir}	Deflexão angular no mancal direito	[rad]
a_{ei}	Distância da i-ésima força entre mancais ao mancal da esquerda	[mm]
θ_{adm}	Deflexão angular admissível	[rad]

d_{me}	Diâmetro do eixo no mancal esquerdo	[mm]
d_{md}	Diâmetro do eixo no mancal direito	[mm]
K_f	Fator de concentração de tensão	
K_{fs}	Fator de concentração de tensão cisalhante	
M_a	Momento fletor alternado	[N.m]
M_m	Momento fletor médio	[N.m]
T_a	Torque alternado	[N.m]
T_m	Torque médio	[N.m]
S_{ut}	Limite de ruptura do material	[MPa]
S_y	Limite de escoamento do material	[MPa]
S_e	Limite de endurança modificado	[MPa]
S'_e	Limite de endurança	[MPa]
k_a	Fator de modificação por condição da superfície do eixo	
k_b	Fator de modificação de tamanho do eixo	
k_c	Fator de modificação de modificação de carga	
k_d	Fator de modificação de temperatura do eixo	
$Temp$	Temperatura do eixo	[°C]
k_e	Fator de modificação de confiabilidade do eixo	
k_f	Fator de modificação por efeitos variados	
q	Fator de sensitividade ao entalhe	
q_{cis}	Fator de sensitividade ao entalhe em cisalhamento	
K_t	Fator de concentração de tensão	
K_{ts}	Fator de concentração de tensão no cisalhamento	
L_{cis}	Comprimento mínimo da chaveta para a condição de cisalhamento	[mm]
L_{esm}	Comprimento mínimo da chaveta para a condição de esmagamento	[mm]
F_t	Força tangencial no eixo	[N]
T	Torque no eixo	[N.mm]

D	Diâmetro do eixo	[mm]
S_{sy}	Resistência ao cisalhamento	[MPa]
b	Largura da chaveta	[mm]
h	Altura da chaveta	[mm]
t_1	Profundidade do rasgo da chaveta no eixo	[mm]
ω_1	Primeira velocidade crítica do eixo	[Hz]
g	Aceleração da gravidade	[m/s^2]
w_i	Peso do i-ésimo componente	[N]
y_i	Deflexão do eixo no i-ésimo componente	[mm]

Sumário

1 INTRODUÇÃO 1
1.1 O projeto Baja SAE 1
1.2 Motivação 2
1.3 Objetivos 3
1.4 Metodologia 4

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 5
2.1 Sistemas de transmissão de potência 5
2.1.1 Engrenagens 5
2.1.2 Trens de engrenagens 7
2.1.3 Trens de engrenagens simples 8
2.1.4 Trens de engrenagens compostos 9
2.1.5 Eixos 10
2.2 Processos de fabricação 11
2.2.1 Fundição 11
2.2.1.1 Ajuste do modelo da peça para a fundição 14
2.2.2 Torneamento 15
2.2.3 Fresamento 17
2.2.4 Eletroerosão a fio 17
2.2.5 Processos CNC (*Computer Numerical Control*) 18
2.3 Metais e suas propriedades 19
2.3.1 Aço e suas ligas 19
2.3.2 Alumínio e suas ligas 19
2.3.3 Tratamentos térmicos 20
2.4 Inércia rotacional 21
2.5 Otimização topológica 23

3 REDUTOR "CARRIJO" 24

4 COMPARAÇÃO DE CUSTOS DE FABRICAÇÃO 26

4.1 Fabricação das engrenagens . . . 26
4.1.1 Materiais e tratamentos . . . 26
4.1.2 Cubo da engrenagem . . . 27
4.1.3 Geometria dos alívios . . . 28
4.1.4 Orçamentos . . . 28
4.2 Fabricação dos eixos . . . 29
4.3 Fabricação da carcaça . . . 30

5 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES . . . 32
5.1 Condições iniciais . . . 32
5.2 Reduções do novo sistema . . . 33
5.3 Parâmetros de projeto e esboço inicial . . . 34
5.4 Fator de segurança . . . 36
5.5 Engrenagens . . . 37
5.5.1 Fatores AGMA para engrenagens cilíndricas de dentes retos . . . 38
5.5.1.1 Fator de sobrecarga K_o . . . 38
5.5.1.2 Fator dinâmico K_v . . . 39
5.5.1.3 Fator de tamanho K_s . . . 39
5.5.1.4 Fator de distribuição de carga K_m . . . 40
5.5.1.5 Fator de espessura de aro (borda) K_B . . . 42
5.5.1.6 Fator geométrico para a resistência flexional J . . . 42
5.5.1.7 Coeficiente elástico C_P . . . 43
5.5.1.8 Fator de condição superficial C_f . . . 43
5.5.1.9 Fator geométrico para a resistência ao crateramento I . . . 43
5.5.1.10 Tensão de flexão e de contato admissível S_t e S_c . . . 44
5.5.1.11 Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N . . . 44
5.5.1.12 Fator de temperatura K_T . . . 44
5.5.1.13 Fator de confiabilidade K_R . . . 45
5.5.1.14 Fator de razão de dureza C_H . . . 45
5.5.2 Fatores para o projeto . . . 45
5.5.3 Dimensionamento das engrenagens . . . 46
5.6 Eixos . . . 47
5.6.1 Dimensionamento em pontos críticos . . . 49
5.6.1.1 Diâmetro nas engrenagens . . . 50
5.6.1.2 Diâmetro nos rolamentos . . . 50
5.6.2 Dimensionamento para fadiga . . . 51
5.6.3 Fatores de dimensionamento de eixo . . . 52
5.6.3.1 Fator de superfície k_a . . . 53
5.6.3.2 Fator de tamanho k_b . . . 53
5.6.3.3 Fator de carregamento k_c . . . 53
5.6.3.4 Fator de temperatura k_d . . . 53

5.6.3.5 Fator de confiabilidade k_e . . . 54
5.6.3.6 Fator de efeitos variados k_f . . . 54
5.6.3.7 Fatores de concentração de tensão de fadiga e de tensão de cisalhamento de fadiga K_f e K_{fs} . . . 54
5.6.4 Dimensionamento dos eixos . . . 56
5.6.5 Rolamentos . . . 57
5.6.6 Chavetas . . . 58
5.6.7 Velocidade crítica . . . 59

6 OTIMIZAÇÃO DE MASSA . . . 61
6.1 Otimização topológica . . . 61
6.2 Projeto e simulação das engrenagens . . . 62
6.2.1 Coroa 2 do eixo B . . . 63
6.2.2 Coroa 4 do eixo C . . . 64
6.3 Projeto e simulação da carcaça . . . 65
6.4 Interpretação dos resultados . . . 66

7 SISTEMA FINAL . . . 68
7.1 Tolerâncias . . . 70
7.2 Componentes comerciais . . . 70
7.3 Sistema completo . . . 71

8 LUBRIFICAÇÃO DO SISTEMA . . . 73

9 INSTRUÇÕES DE MONTAGEM DO SISTEMA . . . 76

10 CONCLUSÃO . . . 79

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS . . . 81

APÊNDICES 84

APÊNDICE A – ESFORÇOS NOS EIXOS . . . 85
A.1 Eixo A . . . 85
A.1.1 Esforço cortante . . . 85
A.1.2 Momento fletor . . . 86
A.1.3 Reações nos mancais . . . 86
A.2 Eixo B . . . 87
A.2.1 Esforço cortante . . . 87
A.2.2 Momento fletor . . . 88
A.2.3 Reações nos mancais . . . 88
A.3 Eixo C . . . 89
A.3.1 Esforço cortante . . . 89

A.3.2 Momento fletor 89
A.3.3 Reações nos mancais 90

APÊNDICE B – ROTINA MATEMÁTICA PARA DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS 91

APÊNDICE C – ROTINA MATEMÁTICA PARA O DIMENSIONAMENTO DE CHAVETAS 98

ANEXOS 99

ANEXO A – ROTINA MATEMÁTICA PARA DIMENSIONAMENTO DE ENGRENAGENS 100

1 Introdução

1.1 O projeto Baja SAE

A SAE (*Society of Automotive Engineers* ou Sociedade dos Engenheiros Automotivos) é uma instituição fundada em 1905, nos Estados Unidos, que reúne profissionais de engenharia e tecnologia com a finalidade de produzir e divulgar conhecimento nos âmbitos de transporte e mobilidade aérea, marítima e terrestre. Em 1991, foi fundada a SAE Brasil, associada à SAE Internacional, visando aprimorar o repertório de conhecimento dos engenheiros automotivos nacionais e promover o desenvolvimento tecnológico.

Em 1976, foi fundado o projeto Baja SAE, na Universidade da Carolina do Sul, nos Estados Unidos, uma iniciativa com o objetivo de promover um desafio de engenharia aos estudantes universitários. Em 1994, o projeto foi expandido para o Brasil, tendo sua primeira competição ocorrido em 1995, promovendo, desde então, competições regionais para o Sul, Sudeste e Nordeste do país, bem como uma competição nacional que reúne mais de 60 equipes de instituições de diversos Estados de todas as regiões.

A proposta do projeto é o desenvolvimento de um veículo *off-road* monoposto resistente, ágil, eficiente e confortável, que é testado em diversas formas, incluindo seu desempenho de aceleração e frenagem, agilidade em curvas fechadas, capacidade de transpor obstáculos e de tracionar cargas, e sua resiliência em uma prova que envolve percorrer um circuito de obstáculos por quatro horas ininterruptas.



Figura 1 – Protótipo ”Kaizen” na competição Nacional em 2024.

O protótipo desenvolvido pela equipe é dividido em seis subsistemas, sendo eles: cálculos estruturais, eletrônica embarcada, ergonomia, freios, suspensão e direção, e *powertrain*. O último é responsável pelo projeto e operação do sistema de força e transmissão do veículo desde o motor até as rodas, tendo o foco em desenvolver o sistema mais leve, eficiente e compacto possível, sem haver comprometimento de sua confiabilidade e vida útil.

1.2 Motivação

Sendo um projeto desenvolvido por estudantes universitários, recursos financeiros e ferramentais são limitados ao possível de ser obtido via patrocínios e auxílios da universidade. Sendo assim, um dos fatores mais importantes do desenvolvimento de componentes é seu custo de fabricação associado, uma vez que custos excessivos levariam o projeto a não ser executável dentro do contexto da equipe.

Atualmente, a equipe faz uso de um motor Briggs & Stratton série 19 de 10 hp, padronizado pelo regulamento imposto pela Baja SAE Brasil. Como elemento primário de redução, é utilizada uma transmissão do tipo CVT (*Continuously Variable Transmission* ou transmissão continuamente variável) modelo Comet 780 acoplada ao eixo de saída do motor, proporcionando uma faixa de reduções de 3,71:1 a 0,69:1. Após esse componente, é utilizado como redução final um redutor de trem de engrenagens composto desenvolvido pela equipe, denominado "Carrijo".

Este redutor, originalmente fabricado em 2014 como um redutor de duas marchas e três pares de engrenagens, foi readequado para ser utilizado novamente em 2018, originalmente de forma temporária, para suprir a necessidade da equipe após o sistema de trem epicicloidal e corrente que o substituiu apresentar uma falha. O sistema do redutor "Carrijo", conforme apresentado na Figura 2, foi adaptado para apenas dois pares de engrenagens em uma redução fixa de 8,1:1.

Contudo, devido ao alto custo de fabricação e a outras prioridades da equipe desde então, essa solução foi mantida até o presente momento por ter se mostrado confiável, apesar de não ser o sistema ideal quanto ao tamanho e à massa. Como consequência da idade do projeto inicial da caixa redutora, esta começou a apresentar problemas, como vazamentos de óleo constantes, desgaste de certas partes da estrutura da carcaça e aparecimento de cavidades nos dentes do par de engrenagens mantido do projeto original.

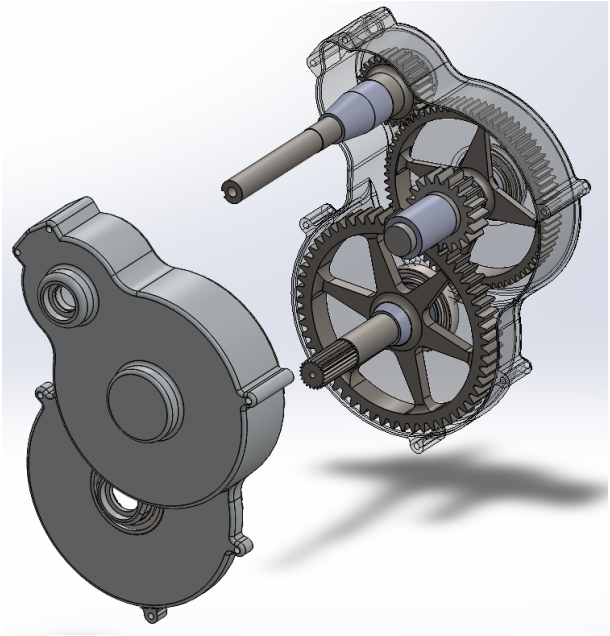


Figura 2 – Montagem do redutor "Carrijo" em SolidWorks.

Assim, se mostrou fundamental o início de um projeto de um novo sistema substituto, com ênfase na redução do custo de fabricação do sistema e otimização de sua massa sem o comprometimento do objetivo anterior, condições a serem cumpridas mantendo um padrão de confiabilidade e de vida útil equiparável ao projeto original do redutor. Sendo assim, a ênfase do trabalho será em encontrar soluções para essas questões utilizando o sistema atual como padrão de comparação, ou seja, será mantida a disposição de trem de engrenagens composto com dois pares de engrenagens.

1.3 Objetivos

Procura-se, então, otimizar o custo de fabricação do sistema e a massa dos componentes. Para isso, foram determinados como objetivos:

- Orçamento da fabricação do redutor atual, como parâmetro base para o estudo
- Comparação dos fatores que interferem no custo de fabricação do sistema
- Cálculo da redução ideal teórica para o novo sistema
- Dimensionamento das engrenagens e eixos novos
- Projeto dos modelos 3D dos novos componentes
- Estudo do alívio das massas das coroas e da carcaça
- Comparação das massas e inércias rotacionais com o sistema anterior
- Determinação da lubrificação do sistema e elaboração das instruções de montagem

1.4 Metodologia

Na primeira parte do trabalho, foi realizado o estudo de materiais, tratamentos, processos de fabricação e de geometria dos eixos, das engrenagens e das carcaças, a fim de definir as opções viáveis dentro do contexto da equipe. Em seguida, foi realizado o orçamento das soluções consideradas em empresas de fabricação. Após isso, foi realizado o dimensionamento inicial de eixos e de engrenagens com as opções de materiais e tratamentos.

Na segunda parte do trabalho, foi realizado o projeto dos modelos em SolidWorks dos componentes, simulação de elementos finitos, otimização topológica, comparação com o anterior, determinação da lubrificação do sistema e elaboração das instruções de montagem.

2 Fundamentação teórica

2.1 Sistemas de transmissão de potência

Sistemas de transmissão com reduções, usualmente, fazem uso de elementos mecânicos rígidos, como engrenagens na maioria das aplicações, ou de elementos mecânicos flexíveis, como correntes de transmissão e correias. O uso de reduções em sistemas mecânicos tem por objetivo diminuir a velocidade de rotação gerada pela operação dos motores que movem os sistemas e aumentar o torque resultante no eixo de rotação.

Por exemplo, automóveis possuem caixas de marchas que possuem a função de permitir ao condutor a seleção entre diferentes reduções no sistema. Quando é necessário iniciar o movimento do veículo a partir do repouso, ele utiliza a maior redução disponível para superar a inércia inicial e, quando é necessária uma aceleração após essa condição, ele pode fazê-lo sem que o motor supere seu limite operacional de rotação, utilizando reduções menores.

2.1.1 Engrenagens

Engrenagens são componentes amplamente utilizados nos mais variados tipos de sistemas mecânicos, uma vez que tipicamente apresentam alta eficiência, sincronismo entre eixos de entrada e de saída e são relativamente compactas em comparação com os sistemas flexíveis. Segundo Budynas (2016), a nomenclatura da região dos dentes de engrenagens é padronizada e é fundamental para se executar um projeto, sendo apresentada na figura 3.

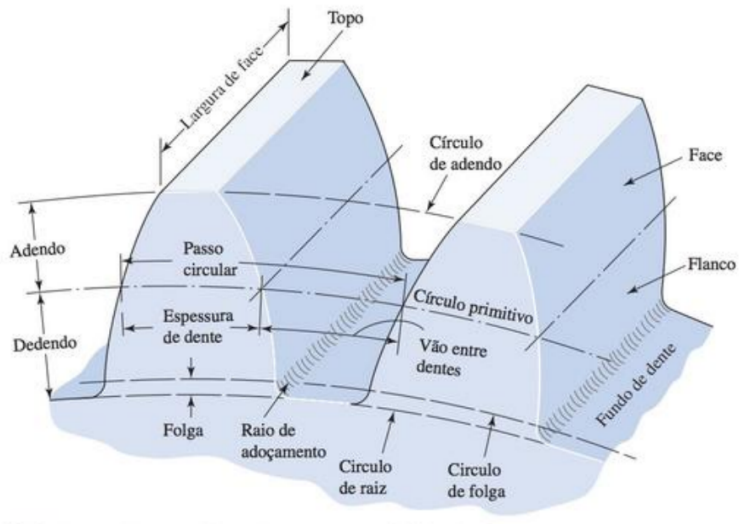


Figura 3 – Nomenclatura dos dentes de engrenagens (Budynas, 2016).

Dentre esses conceitos, é importante ressaltar os seguintes:

- **Diâmetro primitivo (Dp)**: define o **círculo primitivo**, linha que serve de base para os cálculos e dimensionamentos de engrenagens.
- **Passo circular (p)**: distância medida na circunferência primitiva de um ponto em um dente até o mesmo ponto no dente seguinte, sendo a soma da espessura do dente e do vão entre dentes.
- **Módulo (m)**: razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes, em milímetros, é um valor definido em valores padronizados pelos fabricantes de engrenagens.
- **Passo diametral (P)**: similar ao módulo, é a razão entre o número de dentes pelo diâmetro primitivo, e sua unidade é dentes por milímetro ou dentes por polegada.
- **Adendo (a)**: distância radial entre o topo do dente e o círculo primitivo.
- **Dedendo (b)**: distância radial entre a base do dente e o círculo primitivo. A soma entre adendo e dedendo resulta na altura completa h_t.
- **Folga (c)**: valor o qual o dedendo de uma engrenagem excede o adendo de seu par. O círculo de folga é tangente ao círculo de adendo do par da engrenagem.

As engrenagens cilíndricas, utilizadas em transmissões com eixos paralelos, são divididas em dois tipos, de acordo com as características dos dentes: dentes retos e dentes helicoidais.

Engrenagens cilíndricas de dentes retos são o tipo mais simples de engrenagens, cujos dentes são paralelos ao eixo de rotação, possuindo o menor custo de fabricação. Contudo, seu engrenamento é menos suave, o que causa ruídos durante a operação do sistema.

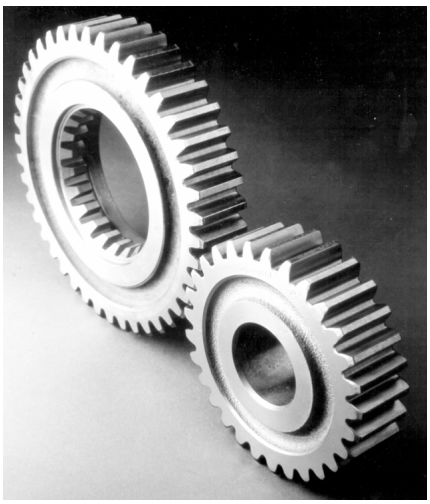


Figura 4 – Par de engrenagens de dentes retos (Shigley, 2017).

Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, em contrapartida, possuem uma angulação nos dentes em relação ao eixo de rotação, o que permite um engrenamento mais suave e progressivo que diminui ruídos em sua operação. Porém, esse formato de dente aumenta o custo de fabricação e causa reações no sentido axial, podendo afetar a escolha de rolamentos e o projeto do eixo.



Figura 5 – Par de engrenagens de dentes helicoidais (Shigley, 2017).

2.1.2 Trens de engrenagens

Trens de engrenagens são associações de engrenamentos que visam promover um deslocamento no eixo de rotação e/ou uma mudança na velocidade e na direção de rotação do sistema. Segundo Khurmi (2005), existem quatro tipos de trens de engrenagens: trem de engrenagens simples, trem de engrenagens composto, trem de engrenagens reverso e trem de engrenagens epicicloidal.

2.1.3 Trens de engrenagens simples

Um trem de engrenagens simples é caracterizado por eixos com apenas uma engrenagem em cada. Existem três tipos de engrenagens envolvidas: a engrenagem motora (*driver gear*), engrenagem movida (*driven* ou *follower gear*) e as intermediárias (*idler gears*).

Assim como apresentado na Figura 6, no caso de distâncias entre eixos pequenas, um par de engrenagens em um trem simples pode ser suficiente para suprir a necessidade do sistema. Contudo, o aumento do entre-eixos causaria um grande aumento no tamanho de ambas as engrenagens, problema que pode ser solucionado pela adição de engrenagens intermediárias, representadas pela engrenagem 2 do esquema *b* e pelas engrenagens 2 e 3 do esquema *c*.

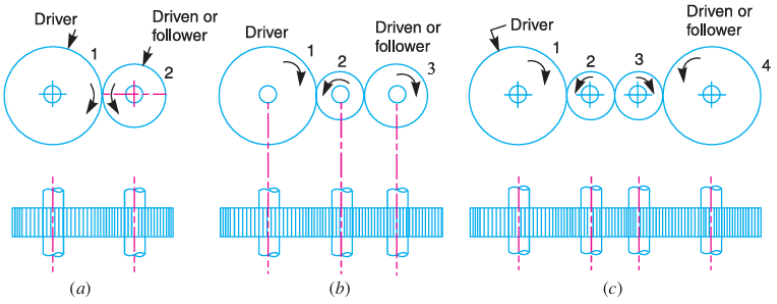


Figura 6 – Esquematização de trens de engrenagens simples (Khurmi, 2005).

Khurmi (2005) define a razão de velocidade, equação 2.1, de um trem simples é determinada pela razão entre a velocidade de rotação da engrenagem motora pela velocidade de rotação da engrenagem movida ou, alternativamente, o número de dentes da engrenagem movida pelo número de dentes da engrenagem motora. Já o valor do trem, equação 2.2 é o inverso do cálculo da razão de velocidade.

$$m_G = \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_2}{n_1} \tag{2.1}$$

$$e = \frac{N_2}{N_1} = \frac{n_1}{n_2} \tag{2.2}$$

Onde:

m_G = razão de velocidade

e = valor do trem

N_1 = velocidade de rotação da engrenagem motora, em rpm

N_2 = velocidade de rotação da engrenagem movida, em rpm

n_1 = número de dentes da engrenagem motora

n_2 = número de dentes da engrenagem movida

2.1.4 Trens de engrenagens compostos

Trens de engrenagens compostos são associações de engrenagens onde há duas ou mais engrenagens em pelo menos um eixo. Esse sistema, apresentado na Figura 7, é necessário quando é necessário alcançar maiores reduções sem grandes aumentos nos diâmetros das engrenagens ou quando a distância entre o eixo primário e final é limitada. Nesse conjunto, as engrenagens intermediárias (*compound gears*) interferem diretamente na razão de velocidade total.

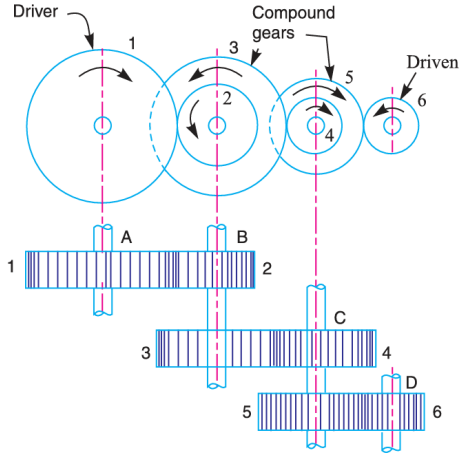


Figura 7 – Esquematização de um trem de engrenagens composto (Khurmi, 2005).

Ainda de acordo com Khurmi (2005), o cálculo da razão de velocidade e do valor do trem composto é dado como o produto desses valores calculados para cada par engrenado. As equações 2.3 e 2.4 apresentam o cálculo associado ao trem de engrenagens composto:

$$m_G = \frac{N_1}{N_2}.\frac{N_3}{N_4}.\frac{N_5}{N_6}...\frac{N_{x-1}}{N_x} = \frac{n_2}{n_1}.\frac{n_4}{n_3}.\frac{n_6}{n_5}...\frac{n_x}{n_{x-1}} \tag{2.3}$$

$$e = \frac{N_2}{N_1}.\frac{N_4}{N_3}.\frac{N_6}{N_5}...\frac{N_x}{N_{x-1}} = \frac{n_1}{n_2}.\frac{n_3}{n_4}.\frac{n_5}{n_6}...\frac{n_{x-1}}{n_x} \tag{2.4}$$

Onde:

m_G = razão de velocidade

e = valor do trem

N_1 = velocidade de rotação da engrenagem motora, em rpm

N_x = velocidade de rotação da última engrenagem movida, em rpm

n_1 = número de dentes da engrenagem motora

n_x = número de dentes da última engrenagem movida

2.1.5 Eixos

De acordo com Budynas (2016), eixos são elementos rotativos, normalmente de seção circular, que têm por função prover o eixo de rotação e suporte para outros elementos do sistema. Seu projeto está interligado com o dimensionamento de todos os outros componentes, de forma que é necessário realizar um processo iterativo entre eles, especialmente no que se refere aos acessórios de fixação dos componentes rotativos ao eixo.

Entre os elementos de fixação de componentes a eixos, existem acessórios removíveis, tais como chavetas, pinos e anéis elásticos, e acessórios fixos, sendo estrias o tipo mais comum.

Chavetas, como as exemplificadas na Figura 8, são componentes responsáveis por transmitir torque do eixo para o componente associado ou vice-versa, e podem realizar a fixação axial de tal elemento do sistema, como no caso de chavetas de cabeça de quilha, ou podem fazer uso de outros acessórios ou batentes no eixo para a fixação. As chavetas, devido a sua simplicidade e baixo custo de fabricação, tipicamente são dimensionadas como o ponto de falha em caso de sobrecarga, uma vez que isso protegerá outros componentes de custo maior, como engrenagens e o próprio eixo, e evita situações perigosas que seriam causadas pela falha de componentes maiores.

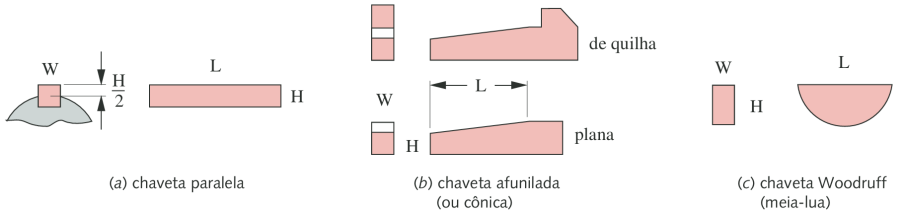


Figura 8 – Exemplos de tipos comuns de chavetas (Norton, 2013).

Estrias, segundo Norton (2013), são uma alternativa ao uso de chavetas quando é necessário a transmissão de um torque maior que chavetas suportariam sem um comprimento excessivo. Sua forma, exemplificada na Figura 9, normalmente é composta por dentes quadrados ou trapezoidais como parte integral do eixo, e sua forma complementar é feita no cubo do componente associado. Organizações como a SAE, a ANSI (*American National Standards Institute* ou Instituto Nacional Americano de Padrões) e a DIN (*Deutsches Institut für Normung* ou Instituto Alemão de Normalização) possuem normas específicas para definir diversos formatos de dentes e seu dimensionamento.

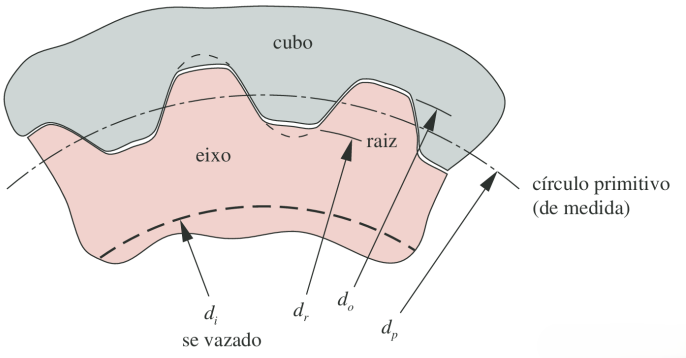


Figura 9 – Esquematização da seção transversal de estrias (Norton, 2013).

2.2 Processos de fabricação

O termo ”processos de fabricação” é uma forma generalizada de se referir às variadas técnicas de transformação da forma de um material ou peça. Tais processos podem envolver remoção de material (exemplos: torneamento, fresamento), adição ou união de material (exemplos: fundição, soldagem) ou a conformação do material (exemplos: laminação, estampagem).

O domínio dos processos de fabricação mais comuns e suas aplicações é fundamental na concepção de um projeto mecânico, uma vez que a geometria de um componente é dependente da forma como este será fabricado. Além disso, é importante escolher a técnica de fabricação mais condizente com a forma com que o projeto será executado, uma vez que, por exemplo, existem processos de fabricação que diminuem significativamente o custo de fabricação em larga escala, porém são inviáveis para a produção de uma pequena quantidade de componentes.

O projeto de um veículo para a competição Baja SAE fundamentalmente envolve a produção de peças em pequena escala, uma vez que a equipe produz apenas um protótipo. Sendo assim, processos como estampagem de grandes peças ou forjamento são de difícil execução, visto que o custo de matrizes e do maquinário superaria o custo da peça fabricada por outros métodos. Sendo assim, processos de usinagem ou de fundição em moldes descartáveis são preferidos.

2.2.1 Fundição

Segundo Baldam (2014), fundição é um método de fabricação que se dá pelo derramamento de um material fundido (mais comumente metais ou ligas metálicas) em um molde com a forma em negativo da peça final, e é caracterizado por ser um processo muito eficiente quanto à quantidade de material utilizada.

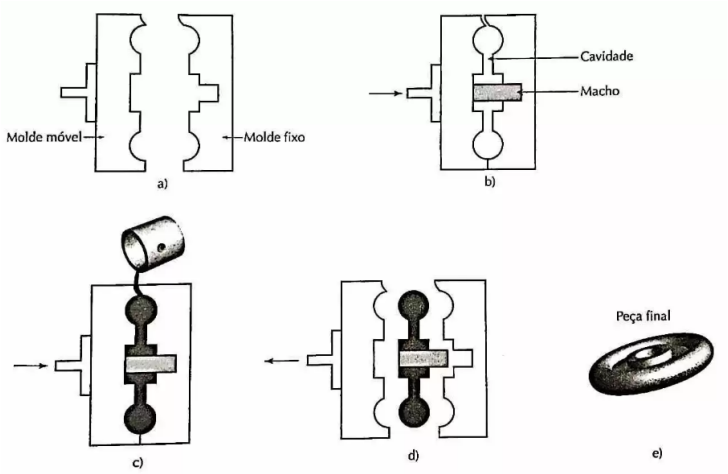


Figura 10 – Esquematização de uma fundição em molde permanente (Kiminami, 2013).

Dentre os processos de fundição com moldes descartáveis, segundo Groover (2014), destacam-se:

- **Fundição em areia, Figura 11:** é o método de fundição mais comum, permite a utilização de quase todas as ligas metálicas (mesmo com ponto de fusão alto) e é adequado para diversos tamanhos de peça. O molde consiste em duas metades feitas a partir da compactação da areia (misturada a outros componentes para manter a forma, como argila no caso dos moldes de areia-verde) em volta de um modelo da peça que será fabricada.

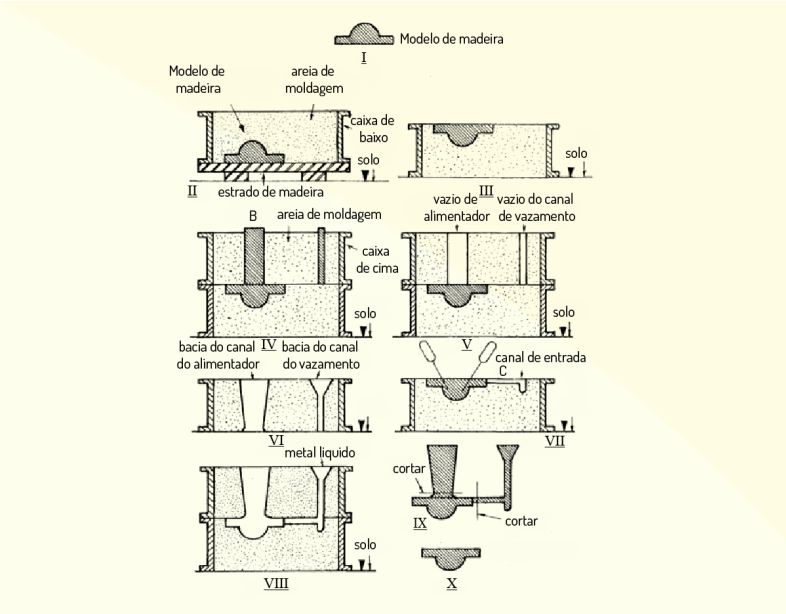


Figura 11 – Esquematização do processo de fundição em areia (Chiaverini, 1986).

- **Moldagem em casca, Figura 12** faz uso de um molde composto por areia misturada a uma resina aglomerante termofixa, formado ao depositar essa mitura sobre

o modelo base aquecido, o que forma uma casca de espessura típica de 9 mm e que é menos rugosa que o molde da fundição em areia.

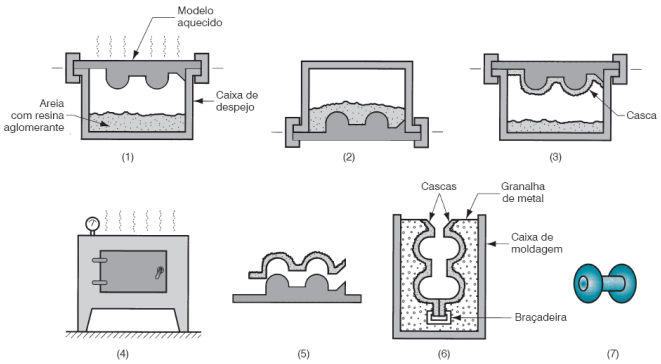


Figura 12 – Esquematização do processo de moldagem em casca (Groover, 2014).

- **Fundição com poliestireno expandido, Figura 13:** é um processo que se utiliza de um molde de areia em peça única compactado em torno de um modelo de poliestireno expandido, o qual evapora ao se adicionar o metal fundido sobre esse.

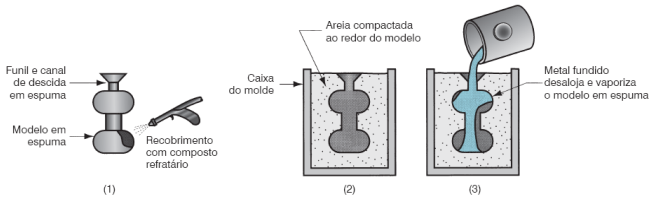


Figura 13 – Esquematização do processo de fundição com poliestireno expandido (Groover, 2014).

- **Fundição de precisão ou processo de cera perdida, Figura 14:** similarmente ao processo anterior, o modelo base feito em cera é recoberto em um material refratário (capaz de resistir a altas temperaturas), que após o endurecimento e aquecido para a remoção da cera e após isso o preenchimento com o metal fundido. Muito utilizado para a fabricação de várias peças simultaneamente e quando se requer peças muito estreitas ou de alta precisão.

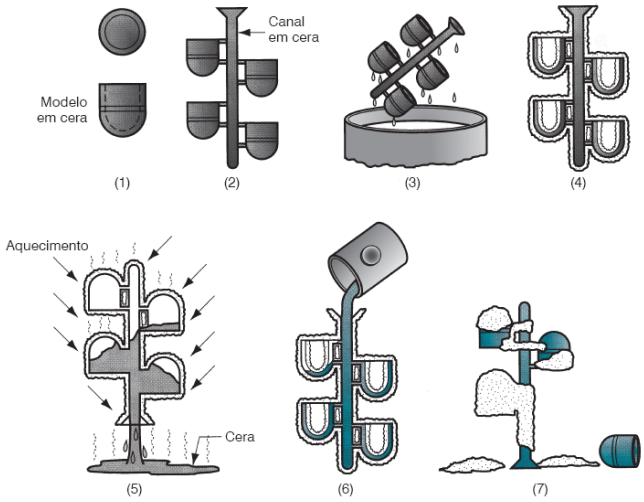


Figura 14 – Esquematização do processo de fundição de precisão (Groover, 2014).

- **Fundição em molde de gesso e em molde cerâmico:** processo similar ao de fundição em areia, mas fazendo uso de gesso ou de materiais cerâmicos substituindo a areia. Permitem melhor acabamento superficial e precisão em detalhes da peça.

2.2.1.1 Ajuste do modelo da peça para a fundição

Baldam (2013) descreve as adequações que devem ser feitas no modelo de componentes a serem fundidos, de forma a garantir a precisão do processo, a remoção da peça de seu molde e evitar o surgimento de defeitos durante todo o processo:

- Acréscimo de sobremetal para usinagem posterior, de forma a permitir o ajuste das dimensões e do acabamento da peça após a fundição, compensando imprecisões decorrentes do processo.
- Paredes inclinadas no lugar de paredes paralelas à direção de abertura do molde, determinando o chamado ângulo de saída da peça, Figura 15, e facilitando a separação da peça do molde.
- Arredondamentos nos cantos vivos do modelo, para facilitar a remoção da peça, facilitar o preenchimento do molde e evitar o surgimento de defeitos, como rechupes e trincas durante o resfriamento.

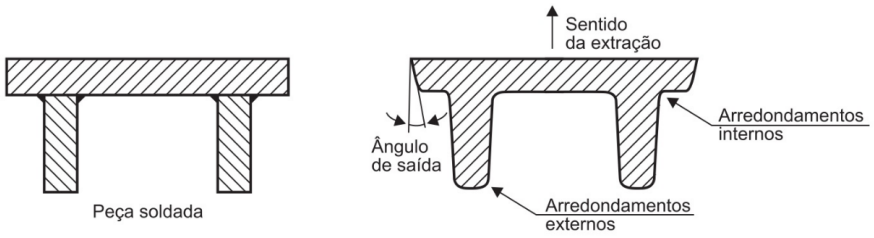


Figura 15 – Comparação entre a peça original, à esquerda, e a ajustada para fundição (Baldam, 2013).

2.2.2 Torneamento

Segundo Groover (2014), é o processo de usinagem mais comum para a produção de peças de seção transversal circular, o qual envolve a peça ser girada e ter material removido por uma ferramenta monocortante. O movimento relativo da ferramenta em relação à peça determina a velocidade de avanço e o perfil final da peça.

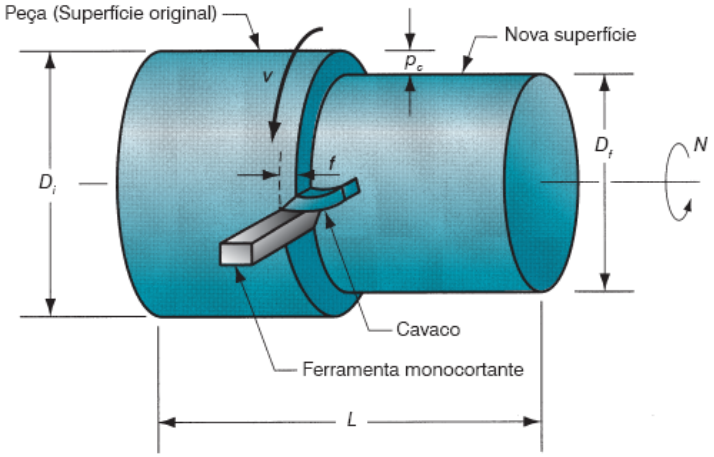


Figura 16 – Esquematização do processo de torneamento (Groover, 2014).

No torno mecânico, Figura 17, é possível realizar processos além do torneamento simples. Alguns desses processos são esquematizados na Figura 18, sendo estes, em ordem:

a) Faceamento: o avanço da ferramenta se da radialmente sobre a ponta da peça ao invés de na direção axial na sua lateral.

b) Torneamento cônico: o avanço da ferramenta se dá em uma direção retilínea e não paralela com o eixo de rotação.

c) Torneamento curvilíneo: o caminho do avanço da ferramenta segue um contorno não retilíneo.

d) Perfilamento radial: a ferramenta possui um formato específico que é passado à peça sendo torneada.

e) Chanframento: a ferramenta é usada angulada na ponta do cilindro, formando uma face cônica apenas na borda da extremidade da peça.

f) Sangramento: a ferramenta, chamada de bedame, avança radialmente para realizar um rebaixo em uma seção da peça, é muito utilizado para a separação de uma porção da peça.

g) Rosqueamento: a ferramenta possui a geometria da rosca desejada e avança na direção axial com velocidade alta.

h) Broqueamento: a ferramenta monocortante avança paralelamente ao eixo de rotação, internamente a um furo existente na peça

i) Furação: faz uso de uma broca que avança contra o centro de rotação da peça, formando ou alargando um furo.

j) Recartilhamento: é uma operação de conformação que pode ser feita no torno utilizando um ou mais cilindros pressionados contra a peça para a formação de um padrão hachurado.

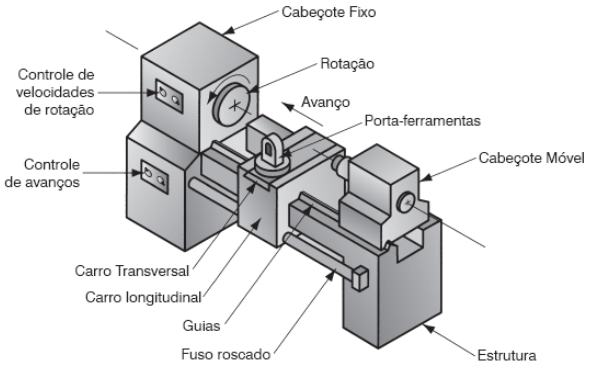


Figura 17 – Torno mecânico e seus componentes (Groover, 2014).

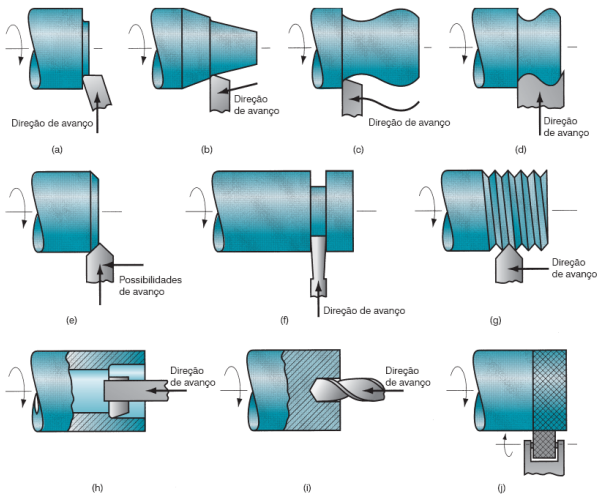


Figura 18 – Outros processos realizados no torno (Groover, 2014).

2.2.3 Fresamento

O fresamento, como definido por Groover (2014), é um processo no qual a peça avança sobre uma ferramenta rotativa com várias arestas cortantes ao longo de sua lateral, perpendicularmente ao seu eixo de rotação. A Figura 19 esquematiza os dois tipos básicos de fresamento, o periférico (a) e o frontal (b).

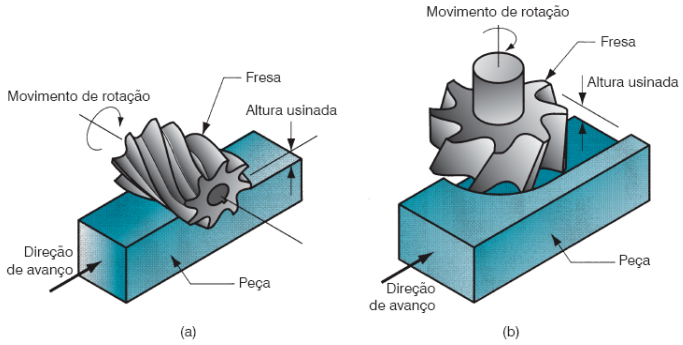


Figura 19 – Tipos básicos de fresamento (Groover, 2014).

O fresamento periférico, ou cilíndrico tangencial, ocorre quando o eixo de rotação se encontra paralelo à superfície da peça, enquanto o fresamento frontal ocorre com o eixo da ferramenta perpendicular à superfície. Ambos os processos são realizados em uma máquina chamada de fresadora, Figura 20, onde existe uma mesa móvel que permite a fixação e movimento da peça em relação à ferramenta.

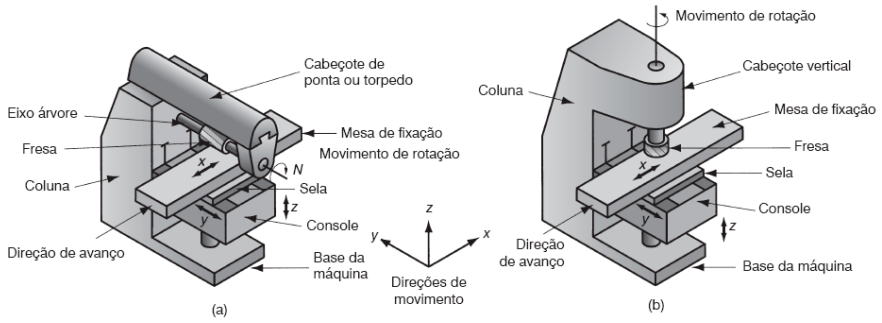


Figura 20 – Fresadora horizontal (a) e vertical (b) (Groover, 2014).

2.2.4 Eletroerosão a fio

A eletroerosão, como definida por Groover (2014), é um processo de remoção de material causado por descargas elétricas a partir de um eletrodo, conforme mostrado na Figura 21.

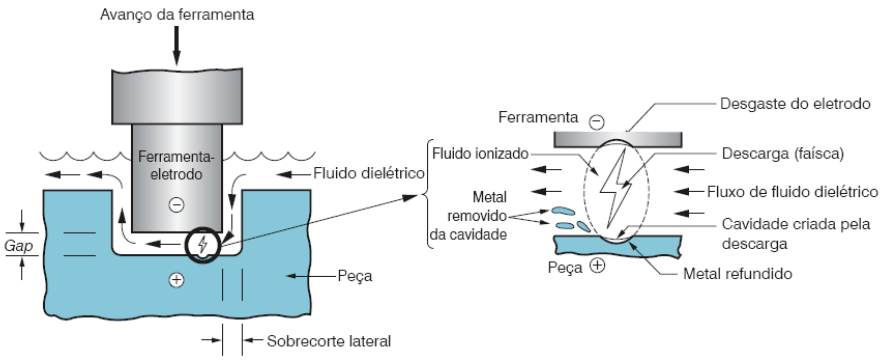


Figura 21 – Processo de usinagem por eletroerosão (Groover, 2014).

A eletroerosão a fio é uma derivação desse processo, na qual o eletrodo é um fio fino que produz um corte estreito na peça, Figura 22. O avanço da peça em relação ao fio gera um corte vertical passante no material, o qual não requer esforço e possui uma alta precisão dimensional. Além disso, esse processo pode produzir geometrias internas em furos, uma vez que o fio pode ser montado na bobina de recuperação após ser passado pelo furo-base.

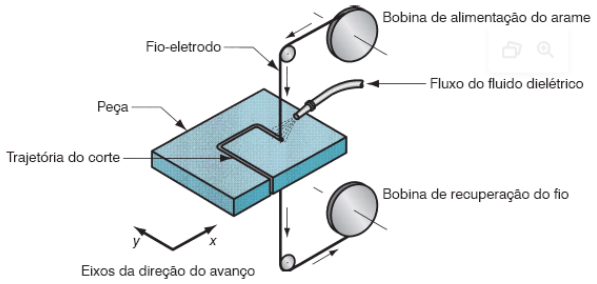


Figura 22 – Processo de eletroerosão a fio (Groover, 2014).

2.2.5 Processos CNC (*Computer Numerical Control*)

CNC, *Computer Numerical Control*, ou Controle Numérico Computadorizado, como definido por Groover (2012), é uma forma de automação de processos programável que controla os movimentos relativos entre peça e ferramenta, bem como o funcionamento desta. A linguagem mais comum da operação de máquinas CNC é o *G code* ou código G, que contém em cada linha de seu código a posição da ferramenta e outras instruções a serem processadas, como velocidade de rotação da ferramenta, velocidade de avanço, seleção de ferramenta, uso ou não de fluido de corte, etc.

O uso de processos automatizados de fabricação ganhou grande popularidade no século XXI com a popularização da computação, substituindo máquinas de operação manual e garantindo maior precisão e produtividade na manufatura. Centros de usinagem por fresamento e por torneamento automatizados são os mais populares, sendo comum

se referir à flexibilidade da ferramenta em fabricar geometrias complexas pelo número de graus de liberdade ou ”eixos” de movimento da ferramenta em relação à peça.

2.3 Metais e suas propriedades

Metais e ligas metálicas como o alumínio e o aço são os materiais mais utilizados em projetos mecânicos convencionais, e o conhecimento das propriedades de cada um é fundamental na seleção do material a ser utilizado em cada componente de um projeto.

2.3.1 Aço e suas ligas

Aços, de acordo com Callister (2016), são ligas compostas majoritariamente por ferro e carbono, acrescidos de outros compostos para proporcionar propriedades desejáveis e de impurezas. Aços tipicamente são divididos em aços de baixo carbono, com até 0,25% de carbono em sua composição, de média composição, com entre 0,25% e 0,60%, e de alto carbono, com até 1,4%. Além disso, aços também são diferenciados entre aços-carbono, nos quais há apenas impurezas além de ferro e carbono, e aços-liga, que possuem outros elementos em concentrações desejadas.

Uma das classificações de aços mais utilizada é a da AISI (*American Iron and Steel Institute*, ou Instituto Americano do Ferro e do Aço), e é composta por quatro números, dos quais os dois últimos indicam a concentração de carbono e os dois primeiros indicam a série à qual o aço pertence, ou seja, os elementos de liga que o compõem. Por exemplo, um aço AISI 1045 é um aço carbono da série 10XX, sem outros elementos de liga, e com uma concentração de carbono de 0,45%.

Davis (2005) destaca quatro séries de aços para a fabricação de engrenagens: 10XX, 41XX, 43XX e 86XX.

- 10XX: aço-carbono comum, sem elementos de liga.
- 41XX: 0,80% a 1,10% de cromo e 0,15% a 0,25% de molibdênio.
- 43XX: 1,65% a 2,00% de níquel, 0,40% a 0,90% de cromo e 0,20% a 0,30% de molibdênio.
- 86XX: 0,40% a 0,70% de níquel, 0,40% a 0,60% de cromo e 0,15% a 0,25% de molibdênio.

2.3.2 Alumínio e suas ligas

Callister (2016) caracteriza o alumínio e suas ligas como um material de baixa massa específica, elevadas condutividades térmica e elétrica, boa resistência à corrosão

e alta ductilidade. A Figura 23 lista algumas das ligas mais comuns e suas aplicações. Baldam (2013) destaca que ligas de alumínio e silício estão entre as mais utilizadas para fundição, uma vez que o silício aumenta a fluidez do material fundido e facilita o preenchimento de cavidades estreitas do modelo fundido.

				Propriedades Mecânicas			
Número da Associação do Alumínio	*Número UNS*	*Composição (%p)[a]*	*Condição (Especificação do Revenido)*	*Limite de Resistência à Tração [MPa (ksi)]*	*Limite de Escoamento [MPa (ksi)]*	*Ductilidade [%AL em 50 mm (2 in)]*	*Aplicações/ Características Típicas*
			Ligas Forjadas, Não Tratáveis Termicamente				
1100	A91100	0,12 Cu	Recozida (O)	90 (13)	35 (5)	35–45	Equipamentos para o manuseio e armazenamento de alimentos e produtos químicos, trocadores de calor, refletores de luz
3003	A93003	0,12 Cu, 1,2 Mn, 0,1 Zn	Recozida (O)	110 (16)	40 (6)	30–40	Utensílios de cozinha, vasos de pressão e tubulações
5052	A95052	2,5 Mg, 0,25 Cr	Encruada (H32)	230 (33)	195 (28)	12–18	Linhas de combustível e de óleo de aeronaves, tanques de combustível, utensílios, rebites e arames
			Ligas Forjadas, Tratáveis Termicamente				
2024	A92024	4,4 Cu, 1,5 Mg, 0,6 Mn	Tratada termicamente (T4)	470 (68)	325 (47)	20	Estruturas de aeronaves, rebites, rodas de caminhões, peças de máquinas de parafuso transportador
6061	A96061	1,0 Mg, 0,6 Si, 0,30 Cu, 0,20 Cr	Tratada termicamente (T4)	240 (35)	145 (21)	22–25	Caminhões, canoas, vagões de trem, mobílias, tubulações
7075	A97075	5,6 Zn, 2,5 Mg, 1,6 Cu, 0,23 Cr	Tratada termicamente (T6)	570 (83)	505 (73)	11	Peças estruturais de aeronaves e outras aplicações submetidas a tensões elevadas
			Ligas Fundidas, Tratáveis Termicamente				
295,0	A02950	4,5 Cu, 1,1 Si	Tratada termicamente (T4)	221 (32)	110 (16)	8,5	Alojamentos de volantes de motores e de eixos traseiros, rodas de ônibus e de aeronaves, cárteres
356,0	A03560	7,0 Si, 0,3 Mg	Tratada termicamente (T6)	228 (33)	164 (24)	3,5	Peças de bombas de aeronaves, caixas de transmissão automotivas, blocos de cilindros resfriados a água
			Ligas Alumínio-lítio				
2090	—	2,7 Cu, 0,25 Mg, 2,25 Li, 0,12 Zr	Tratada termicamente, trabalhada a frio (T83)	455 (66)	455 (66)	5	Estruturas de aeronaves e estruturas de tancagem criogênica
8090	—	1,3 Cu, 0,95 Mg, 2,0 Li, 0,1 Zr	Tratada termicamente, trabalhada a frio (T651)	465 (67)	360 (52)	—	Estruturas de aeronaves com alta tolerância a danos

Figura 23 – Ligas comuns de alumínio (Callister, 2016).

2.3.3 Tratamentos térmicos

Durante a fabricação de um componente, é possível realizar processos que não alteram a sua forma, visando melhorias nas propriedades do material, tanto para facilitar processos de usinagem ou conformação quanto para melhoria do produto final. Groover (2014) define diversos desses processos, dos quais é possível destacar:

- **Recozimento**: consiste em aquecer o material até uma certa temperatura (normalmente até alcançar a austenita), mantê-la por um tempo determinado (encharque) e por fim resfriá-lo lentamente. Tem por objetivo reduzir a dureza para facilitar usinagem e conformação e aliviar tensões residuais.

- **Normalização** (Callister, 2016): é similar ao recozimento, mas envolve o aquecimento a temperaturas acima da faixa de trabalho deste, manutenção até a transformação completa em austenita e resfriamento ao ar. É um processo utilizado para refinamento dos grãos e gera uma perlita mais fina que o recozimento, resultando em maiores dureza e resistência.

- **Têmpera**: é o resfriamento rápido realizado em aços na fase de austenita para a formação de martensita, fase de dureza e fragilidade maiores, além de aumentar consideravelmente a resistência a tração e ao escoamento do material.

- **Revenimento**: é utilizado após a têmpera para o alívio de tensões internas, redução da fragilidade e aumento da ductilidade e tenacidade do material, e consiste em aquecimento e encharque por uma hora em uma temperatura inferior à da austenita e finalizado em um resfriamento lento.

Além desses processos, existem tratamentos termoquímicos de endurecimento superficial aplicados a aços, com o objetivo de formar uma camada superficial de alta dureza e resistente ao desgaste, sem o comprometimento da tenacidade do resto do material. Esses processos são particularmente úteis na fabricação de engrenagens, nas quais a dureza elevada contribui para um elevado fator de segurança para desgaste. Existem três processos principais desse tipo:

- **Cementação**: aquecimento da peça, de aço de baixo carbono, em um meio rico em carbono. Esse carbono se difunde na superfície da peça e forma uma camada de aço de alto carbono, resultando em altas durezas. Uma das ligas mais comuns para esse processo é a AISI 8620, que pode alcançar uma dureza superficial de 60 a 64 HRC.

- **Nitretação**: de forma similar à cementação, realiza o aquecimento da peça em um meio rico em nitrogênio para realizar a difusão deste na superfície da peça. Idealmente devem ser utilizados ligas que contenham alumínio ou cromo, uma vez que esses elementos formam nitretos que precipitam na camada superficial e aumentam a efetividade do processo. É comum a utilização do aço 4340 nesse processo, chegando a durezas próximas de 55 HRC

- **Carbonitretação** (Davis, 2005): é um processo derivado da cementação que utiliza uma adição de amônia no meio. Ligas usadas nesse processo incluem as AISI 1018, 1117 e 12L14.

2.4 Inércia rotacional

Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012) definem inércia como a resistência à aceleração quando uma força é imposta sobre o veículo. Contudo, é necessário considerar não somente

a inércia de translação, mas também as inércias de rotação, uma vez que componentes como rodas, pneus e elementos da transmissão de potência são submetidos a acelerações angulares proporcionais à aceleração linear.

Dessa forma, é necessário realizar o cálculo da massa equivalente à inércia rotacional dos componentes, de forma a mensurar seu impacto no desempenho de aceleração do veículo. Primeiramente, deve-se considerar que a inércia rotacional de qualquer componente não é uma relação direta com a rotação dos pneus, uma vez que no sistema de transmissão existem reduções de rotação.

Assim, de acordo com Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012), a inércia rotacional total do sistema é dada pelo somatório da inércia de cada componente multiplicada pela relação de transmissão entre as rodas e o componente elevada à segunda potência, conforme a equação 2.5.

$$J_{rot} = \sum i_n^2 . J_n \tag{2.5}$$

Onde:

- J_{rot} = inércia rotacional total do sistema, em $kg.m^2$.
- i_n = relação de transmissão das rodas até o n-ésimo componente.
- J_n = inércia rotacional do n-ésimo componente, em $kg.m^2$.

Tendo calculado a inércia rotacional total do sistema, é necessário, como mostrado na equação 2.6, fazer a razão pelo raio dinâmico dos pneus, equação 2.7, elevado à segunda potência, para que se obtenha a massa linear equivalente à inércia rotacional.

$$m_{rot} = \frac{J_{rot}}{r_d^2} \tag{2.6}$$

$$r_d = 1,02 . r_e \tag{2.7}$$

Onde:

- m_{rot} = massa equivalente à inércia rotacional do sistema, em kg.
- r_d = raio dinâmico do pneu, em m.
- r_e = raio estático do pneu, em m.

Portanto, a massa equivalente total do veículo (m_{eq}) é definida como a soma entre a massa do veículo (m_v) e a massa equivalente à inércia rotacional, como exposto na equação 2.8.

$$m_{eq} = m_v + m_{rot} \tag{2.8}$$

2.5 Otimização topológica

Quando se trata de projetos de engenharia voltados para o desempenho de veículos em competição, é essencial que se considere o efeito da massa dos componentes no comportamento do veículo. Como visto na seção anterior, massas em rotação estão sujeitas tanto à aceleração linear, em conjunto com os outros componentes, quanto a uma aceleração angular, que equivale a um aumento na inércia de translação. Dessa forma, assim como em muitas indústrias, é importante que seja feita a otimização da massa dessas peças ao se projetar componentes de transmissão.

Verbart (2015) define a otimização topológica como o método de otimização de estruturas mais geral e aplicado na indústria. É um processo numérico, normalmente utilizado na fase inicial de projeto, que pode ser utilizado visando alcançar uma ou mais limitações de projeto, como massa, deflexão ou tensão admissível. Essa otimização, contudo, não gera uma geometria final em muitas ocasiões, mas é o início de um processo iterativo entre estudo da geometria para a melhor distribuição de massa e a alteração do projeto do componente considerando esse estudo e limitações da fabricação.

Assim, a otimização topológica é uma ferramenta para simplificar o processo de alívio de estruturas, sem que haja dependência de uma estrutura de formato arbitrário ou de uma grande quantidade de simulações numéricas para comparar geometrias diversas. Muitos softwares de modelagem de componentes e de simulações de elementos finitos, como SolidWorks e Ansys, possuem ferramentas próprias para essa otimização. A Figura 24 mostra um exemplo de otimização topológica em SolidWorks, da esquerda para a direita: análise de malha da peça inicial, a simulação de otimização com escala de cores exibindo em azul os locais de remoção de material e o modelo final otimizado.

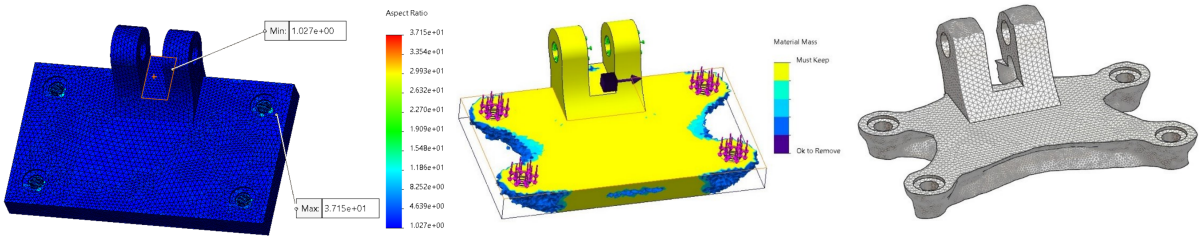


Figura 24 – Exemplo de otimização topológica (Islam, Ahmed e Al Azad, 2024).

3 Redutor ”Carrijo”

A caixa de redução de relação de transmissão fixa, composta por um trem de engrenagens composto e denominada ”Carrijo”, mostrada na Figura 3, é o redutor secundário utilizado atualmente pela equipe Piratas do Cerrado. Esse componente, inicialmente utilizado como um redutor de duas velocidades, foi alterado para apenas uma redução de 8,1:1.

O projeto considerou o uso do motor exigido pelo regulamento da competição Baja SAE no ano de sua concepção, o Briggs & Stratton Vanguard Model 19, ou série 19, de potência máxima de 10 hp e torque máximo de 18,5 N.m. Sua redução foi determinada por meio de uma rotina matemática com base em Crolla (2012) de cálculo do desempenho de velocidade e de aceleração do protótipo em função da redução escolhida. A Tabela 1 contém as especificações dos dois pares de engrenagens que compõem o redutor.

Tabela 1 – Configuração do redutor ”Carrijo”.

	1º par		2º par	
	Pinhão	Coroa	Pinhão	Coroa
nº de dentes	27	73	19	57
módulo (mm)	2	2	3	3
diâmetro primitivo (mm)	54	146	57	171
largura de face (mm)	20	20	20	20
material	AISI 4340	AISI 4340	AISI 4340	AISI 4340
massa (g)	363	726	340	1.341

Um dos pontos que motivou o projeto de um sistema substituto é a grande massa de seus componentes, como exposto na Tabela 2.

Tabela 2 – Massa de cada componente

Componente	**Massa (kg)**
Carcaça - lado A	0,896
Carcaça - lado B	0,935
Eixo A	0,596
Eixo B	0,568
Eixo C	0,725
Pinhão 1	0,363
Coroa 2	0,726
Pinhão 3	0,34
Coroa 4	1,341
Massa total	**6,49**

Além disso, o custo de fabricação seria alto considerando o contexto atual da equipe, devido ao elevado valor do serviço de usinagem CNC para a geometria atual dos componentes. Os custos de fabricação de cada componente atualizados foram orçados e constam na Tabela 3.

Tabela 3 – Custo de cada componente

Componente	**Custo (R$)**
Carcaça - lado A	4.902,00
Carcaça - lado B	4.902,00
Eixo A	500,00
Eixo B	600,00
Eixo C	800,00
Pinhão 1	400,00
Coroa 2	1.200,00
Pinhão 3	500,00
Coroa 4	900,00
Custo total	14.704,00

4 Comparação de custos de fabricação

4.1 Fabricação das engrenagens

Para o estudo dos custos de fabricação das engrenagens, foram comparados: diferentes escolhas de materiais e tratamentos térmicos, métodos de fabricação das estrias internas e alterações na geometria dos alívios da alma da engrenagem. As comparações foram feitas com base no modelo da quarta engrenagem, coroa 4 do sistema, Figura 25, para que seja possível avaliar diferentes formas de projetar a engrenagem diretamente no custo de usinagem.



Figura 25 – Quarta engrenagem do redutor "Carrijo".

4.1.1 Materiais e tratamentos

Quanto à seleção de materiais e tratamentos, optou-se por comparar três ligas distintas, AISI 1045, 4340 e 8620, e os tratamentos de nitretação e de cementação nas

engrenagens de 4340 e de 8620, respectivamente, uma vez que essas duas ligas são duas das mais utilizadas pelas equipes que participam das competições Baja SAE. Além disso, na Tabela 5 são comparadas as larguras de face dimensionadas para esses materiais, sendo utilizados os fatores de projeto e a rotina computacional desenvolvida por Pasqual e Purificação (2020), Anexo A, para o dimensionamento de engrenagens para o projeto Baja SAE, considerando um fator de segurança de 1,5. As durezas de cada aço foram obtidas via plataforma MatWeb e especificações do fabricante Atlas Specialty Metals.

Tabela 4 – Especificações do par de engrenagens.

Módulo (mm)	3,00
Entre eixos (mm)	114
Redução	3:1
Potência (cv)	7,225
Rotação (rpm)	1000

Tabela 5 – Largura de face para cada material.

Material	Dureza (HB)	Dur. superficial (HB)	Larg. de face (mm)
1045 trefilado	163	163	177
4340 recozido	217	217	104
4340 normalizado	363	363	41
4340 nitretado	363	550	20
8620 cementado	388	650	17

4.1.2 Cubo da engrenagem

Para a fabricação do estriado interno do cubo, foi estudada, como alternativa, a fabricação por eletroerosão a fio. Assim, um modelo da engrenagem de referência sem as estrias para orçamento da usinagem e da eletroerosão de forma separada. Além disso, foi feito um modelo com rasgos de chavetas, para comparar às duas opções de cubo com estrias. Ambos os modelos mencionados são exibidos na Figura 26.

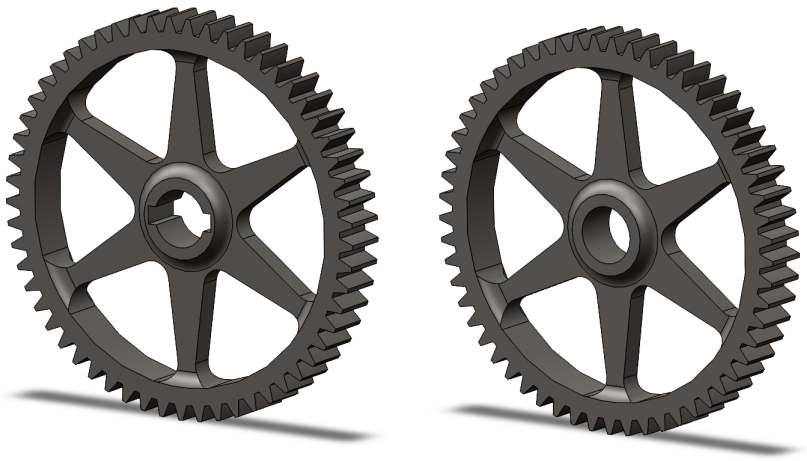


Figura 26 – Modelo com chavetas à esquerda e sem estrias à direita.

4.1.3 Geometria dos alívios

Além das mudanças no cubo e da escolha de material, foram feitos modelos variando características nos alívios da alma da engrenagem:

1. Número de alívios reduzidos para quatro.
2. Número de alívios aumentados para oito.
3. Alívios alterados para formato circular.
4. Furos de alívio removidos e rebaixo da alma aumentado.
5. Filetes no rebaixo da alma substituídos por chanfros.

Os modelos desenvolvidos para cada solução encontram-se na Figura 27, de 1 a 5 da esquerda para a direita, respectivamente. É fundamental ressaltar que o orçamento de cada alteração será um guia da modelagem dos alívios, os quais ainda estarão sujeitos ao estudo por otimização topológica e simulações de elementos finitos.

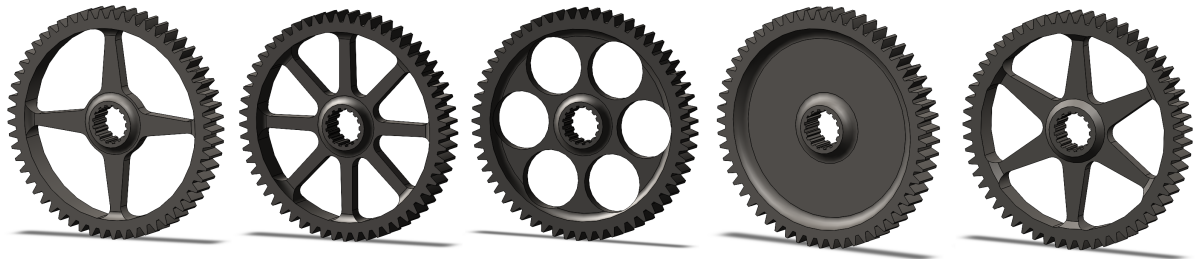


Figura 27 – Geometrias de alívios.

4.1.4 Orçamentos

Os orçamentos de usinagem das engrenagens de melhor valor foram feitos na empresa Ferbon Engrenagens Industriais LTDA e constam na Tabela 6. Os orçamentos de nitretação e de cementação constam na Tabela 8, contendo as empresas nas quais foram realizados e o valor por engrenagem. Por fim, a Tabela 7 contém os orçamentos de eletroerosão a fio das estrias do cubo da engrenagem.

Tabela 6 – Orçamento das variantes da engrenagem.

Modelo	**Valor unitário (R$)**
Engrenagem original (aço 4340)	900,00
Engrenagem em aço 1045	900,00
Engrenagem em aço 8620	900,00
Cubo sem estrias	750,00
Cubo com chaveta	750,00
Alma com 4 alívios	900,00
Alma com 8 alívios	750,00
Alma com alívios circulares	750,00
Alma estreita sem furos	500,00
Alma chanfrada	750,00

Tabela 7 – Orçamentos de eletroerosão a fio.

Empresa	**Valor (R$)**
JF	3600,00
USIFIL	240,00

Tabela 8 – Orçamentos de tratamentos térmicos.

Tratamento	**Empresa**	**Valor (R$)**
Normalização	Grefortec	10,72
Nitretação	Isoflama	67,00
Nitretação	Grefortec	32,16
Cementação	Grefortec	15,88

A partir dos orçamentos, nota-se que o uso de chavetas no cubo é a opção mais viável em relação às estrias, mesmo que feitas por eletroerosão, e a substituição dos filetes por chanfros no rebaixo da alma apresenta uma redução no custo partindo de uma alteração simples no projeto da engrenagem. Além disso, mudanças na quantidade de furos de alívio e no seu formato interferem no custo de fabricação, mas são alterações que dependem da análise de redução de massa a partir da otimização topológica. Por fim, o custo dos tratamentos térmicos pouco interfere no valor total da engrenagem em comparação a mudanças geométricas no projeto e o tipo de aço da engrenagem não interfere no custo de usinagem.

4.2 Fabricação dos eixos

Visando reduzir o custo de fabricação dos eixos, foi feita uma alteração no modelo do eixo A, para comparar o custo de fabricação entre estrias de eixo e rasgos de chaveta, conforme mostrado na Figura 28.

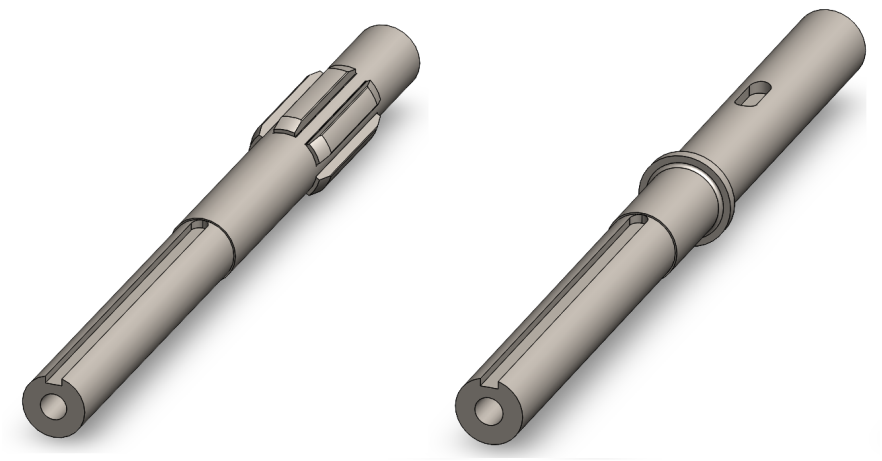


Figura 28 – Modelos do eixo A original, à esqueda, e com chaveta, à direita.

Os orçamentos dos eixos de melhor valor foram feitos na empresa Torneadora Avenida LTDA e os valores constam na Tabela 9.

Tabela 9 – Orçamentos dos eixos.

Eixo	**Valor (R$)**
Original	500,00
Com chaveta	350,00

Assim como no caso das engrenagens, notou-se que o uso de chavetas reduz significativamente o custo de usinagem dos eixos e, dessa maneira, será a opção adotada nos três eixos e quatro engrenagens do projeto.

4.3 Fabricação da carcaça

Procurando diminuir os custos de fabricação da carcaça do redutor, comparou-se a fabricação por usinagem a partir de um bloco de alumínio, feita no modelo original, e por fundição e usinagem do modelo fundido. Para o modelo fundido, optou-se pelo uso do alumínio ASTM (*American Society for Testing and Materials*, Sociedade Americana de Testes e Materiais) A356, uma vez que é uma liga desenvolvida especificamente para fundição e contém 7,0% de silício.

Tendo em vista as instruções descritas por Baldam (2013) para adequação da peça à fundição, foi elaborado o modelo da Figura 29, tomando como base o lado A da carcaça original, com o objetivo de orçar a fundição e a usinagem necessária para o acerto das medidas. A Tabela 10 contém os orçamentos obtidos para os serviços associados ao modelo feito por fundição em molde de areia, além do valor para a usinagem do modelo original a partir de um bloco maciço de alumínio.

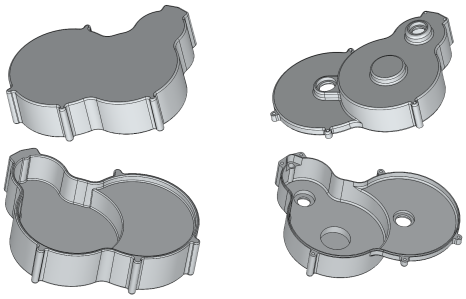


Figura 29 – Modelos do lado A da carcaça para fundição, à esquerda, e original, à direita.

Tabela 10 – Orçamentos de fabricação da carcaça

Processo	**Empresa**	**Valor (R$)**
Usinagem a partir do bloco	Delavi	4.902,00
Impressão 3D do modelo	Laboratório Aberto de Brasília	348,12
Fundição em areia	Vlados	300,00
Usinagem do modelo fundido	Delavi	419,00
Total da fundição	-	1067,12

Dessa forma, a fundição se mostra como um método de fabricação capaz de reduzir significativamente o custo de fabricação da carcaça, que é o mais elevado do sistema.

5 Dimensionamento dos componentes

5.1 Condições iniciais

Para o dimensionamento dos eixos e das engrenagens, primeiramente é necessário ter bem definidas as condições de projeto desses componentes. Enquanto o redutor "Carrijo" foi projetado para o motor Briggs & Stratton, o novo redutor não poderá ser projetado para o mesmo, uma vez que, conforme definido pela organização da competição Baja SAE Brasil no Informativo 16 em 24 de janeiro de 2025, o motor citado deixará de ser permitido. Sendo assim, o projeto do redutor proposto terá como base a nova unidade de potência, o motor Honda GX390 QHBR. A Figura 30 exibe as curvas de torque e de potência conforme consta no manual técnico disponibilizado pela Honda Engines.

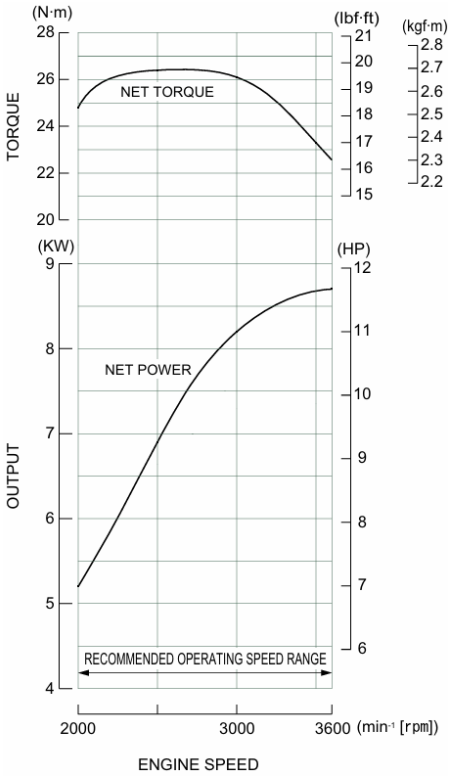


Figura 30 – Torque e potência do motor Honda GX390 (Honda Engines, 2010).

Deste gráfico, é possível obter:

- Pico de torque: 7,4 kW (9,94 hp) e 26,45 N.m a 2650 rpm
- Pico de potência: 8,69 kW (11,67 hp) e 22,54 N.m a 3600 rpm

O modelo da transmissão CVT associada ao eixo de saída de potência do motor e ao eixo de entrada do redutor será mantido como a Comet 780, Figura 31. Testes realizados em anos anteriores pela equipe aferiram que a eficiência típica dessa transmissão está em torno de 85% e oferece um alcance de reduções de 3,71:1 máxima a 0,69:1 mínima à medida que o motor aumenta sua rotação.



Figura 31 – CVT Comet 780 (Comet Clutches).

Pelo princípio de operação da CVT, o motor permanece a maior parte do tempo de operação do protótipo próximo ao pico de potência. Além disso, durante as competições e testes dinâmicos, o veículo opera em velocidades médias próximas de 25 km/h.

5.2 Reduções do novo sistema

Na competição Baja SAE, o desempenho longitudinal dos protótipos é comparado na prova de aceleração e velocidade (AV), na qual é medido, para o veículo em aceleração máxima, o tempo para percorrer 30 metros e a velocidade final em uma reta de 100 metros, como descrito no regulamento da competição (SAE Brasil, 2024) e mostrado na Figura 32.

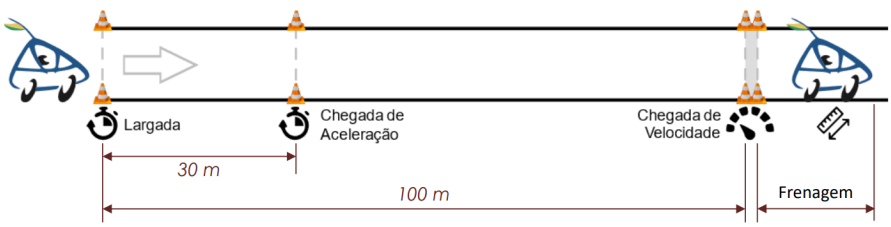


Figura 32 – Representação da prova de aceleração e velocidade (SAE Brasil, 2024).

A fim de determinar a melhor redução do sistema para essa prova, a equipe dispõe de uma rotina computacional desenvolvida em MatLab por membros anteriores, a qual toma como base a metodologia de simulação de desempenho *Fixed Throttle* de Crolla (2012). Ajustando para o torque do motor Honda GX390, o qual é maior que aquele entregue pelo motor Briggs & Stratton, obteve-se a Figura 33, que exibe o tempo para percorrer 30 metros e a velocidade após 100 metros em função da redução escolhida.

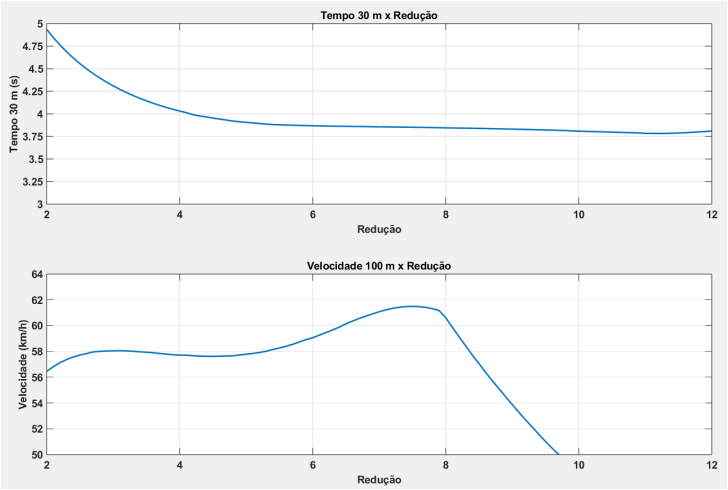


Figura 33 – Resultado da simulação de AV em função da redução.

Dessa forma, optou-se pela redução de 7,5:1 por apresentar a melhor velocidade final em 100 metros e ter um tempo em 30 metros pouco acima da redução ideal para esse parâmetro, de 11,2:1. Essa redução, inicialmente, será dividida em uma redução de 2,5:1 para o primeiro par do redutor e uma redução de 3:1 para o segundo par. A partir dessa redução e das informações da seção anterior, calcula-se que a velocidade de operação média do primeiro eixo é de 2000 rpm, enquanto o motor se encontra no pico de potência.

5.3 Parâmetros de projeto e esboço inicial

A Tabela 11 resume os parâmetros de projeto que serão considerados no dimensionamento a partir das informações descritas anteriormente. Além destas, para a distância entre o eixo de entrada e de saída do novo redutor, procura-se manter um valor próximo ou pouco superior aos 177,6 mm do redutor ”Carrijo” atual, sendo que entre o primeiro e o segundo eixo será considerada uma distância de 80 mm e do segundo para o terceiro de 100 mm, considerando que os três eixos estarão alinhados. Por fim, por suas melhores propriedades de dureza e custo similar ao do aço 4340, optou-se pelo aço AISI 8620 cementado para as engrenagens.

Tabela 11 – Parâmetros iniciais de projeto.

Parâmetro	Valor	Unidade
Torque	22,54	N.m
Potência	8,69	kW
Rotação do motor	3600	rpm
Redução da CVT	1,8:1	-
Eficiência da CVT	0,85	-
Potência no eixo A	7,39	kW
Redução total	7,5:1	-
Primeira redução	2,5:1	-
Segunda Redução	3:1	-
Rotação do eixo A	2000	rpm
Rotação do eixo B	800	rpm
Rotação do eixo C	266,67	rpm
Entre eixos total	180	mm
Entre eixos 1	80	mm
Entre eixos 2	100	mm
Material das engrenagens	AISI 8620 cementado	-
Dureza do material	650	HB

Tendo os parâmetros iniciais definidos, foi feito um esboço, Figura 34, da disposição dos componentes. Diferentemente do redutor "Carrijo", será dada prioridade para que os rolamentos de suporte dos eixos estejam alinhados verticalmente, de forma a facilitar a modelagem da carcaça para fundição.

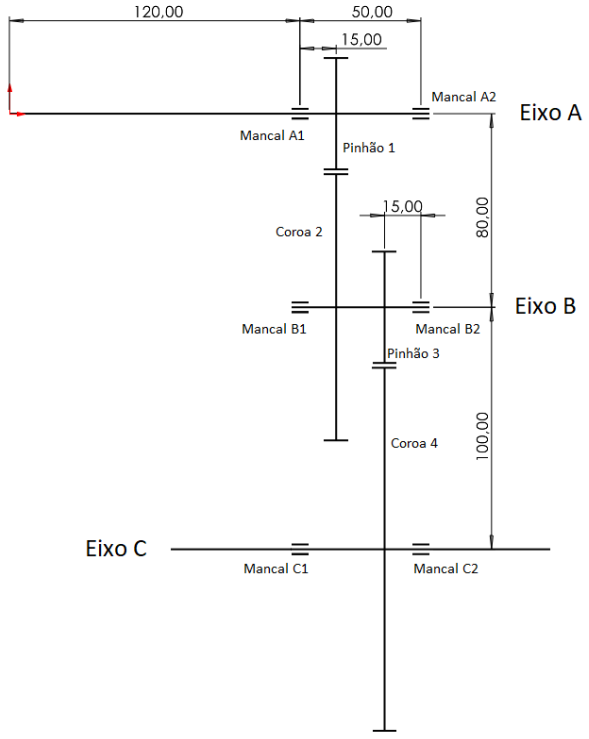


Figura 34 – Esboço inicial do novo sistema.

5.4 Fator de segurança

Collins (2019) determina que, para a escolha de um fator de segurança de forma menos arbitrária e que seja condizente com os riscos do projeto, é necessário, primeiramente, considerar oito fatores de penalização:

1. Conhecimento preciso do carregamento
2. Cálculo preciso das tensões
3. Conhecimento preciso da resistência
4. Necessidade de conservação (de custo, massa e espaço)
5. Gravidade das consequências da falha
6. Qualidade da fabricação
7. Condições de operação
8. Qualidade da inspeção e manutenção

É preciso avaliar cada um destes fatores e lhes atribuir um número de penalização (NP) de -4 a +4, em que valores negativos significam que o fator contribui para diminuir o fator de segurança e valores positivos que demandam um aumento do fator de segurança. Em seguida, calcula-se a soma desses fatores (t) e calcula-se o fator de segurança a partir desse valor:

$$fs = 1,15, \text{para } t < -6 \tag{5.1}$$

ou

$$fs = 1 + \frac{(10+t)^2}{100}, \text{para } t \geq -6 \tag{5.2}$$

Dessa forma, levando em consideração as peculiaridades de um projeto para um veículo Baja, a Tabela 12 apresenta os números de penalização atribuídos a cada fator. A partir disso, obteve-se que o fator de segurança mínimo para os componentes deve ser de 1,25.

Tabela 12 – Fatores de penalização.

Fator de penalização	**Número de penalização**
Conhecimento preciso do carregamento	0
Cálculo preciso das tensões	-2
Conhecimento preciso da resistência	-1
Necessidade de conservação	-2
Gravidade das consequências da falha	+1
Qualidade da fabricação	0
Condições de operação	+1
Qualidade da inspeção e manutenção	-2
Total	-5

5.5 Engrenagens

Antes de iniciar o dimensionamento das engrenagens, é necessário definir os fatores de projeto, assim como determina Budynas (2016) e de acordo com a metodologia da norma ANSI-AGMA (*American Gear Manufacturers Association*, Associação dos Fabricantes de Engrenagens Americano) 2001-D04. As tensões de flexão e de contato são definidas de acordo com as equações 5.3 e 5.4 para unidades do sistema americano, respectivamente.

$$\sigma_f = W^t.K_o.K_v.K_s.\frac{P_d}{F}.\frac{K_m.K_B}{J} \tag{5.3}$$

$$\sigma_c = C_p.\left(W^t.K_o.K_v.K_s.\frac{K_m}{d_p.F}.\frac{C_f}{I}\right)^{1/2} \tag{5.4}$$

Onde:

- W^t= Força tangencial, em lbf
- K_o= Fator de sobrecarga
- K_v= Fator dinâmico
- K_s= Fator de tamanho
- P_d= Passo diametral transversal
- F= Largura de face do membro mais estreito, em polegadas
- K_m= Fator de distribuição de carga
- K_B= Fator de espessura de aro
- J= Fator geométrico para a resistência flexional
- C_P= Coeficiente elástico, em $\sqrt{lbf/in^2}$

- C_f= Fator de condição superficial
- d_P= Diâmetro primitivo, em polegadas
- I= Fator geométrico para a resistência ao crateramento

Após o cálculo das tensões, determina-se os fatores de segurança para flexão e para desgaste, equações 5.5 e 5.6, e compara-se os dois seguindo a relação em 5.7 para determinar o fator de segurança (fs) da engrenagem.

$$S_F = \frac{S_t.Y_N/(K_T.K_R)}{\sigma_f} \tag{5.5}$$

$$S_H = \frac{S_c.Z_N.C_H/(K_T.K_R)}{\sigma_c} \tag{5.6}$$

Onde:

- S_t= Tensão de flexão admissível, em lbf/in²
- Y_N e Z_N= Fatores de ciclagem de tensão
- K_T= Fator de temperatura
- K_R= Fator de confiabilidade
- S_c= Tensão de contato admissível, em lbf/in²
- C_H= Fator de razão de dureza

$$\begin{aligned} &\text{Se } S_F > S_H^2,\ fs = S_H \\ &\text{Se } S_F < S_H^2,\ fs = S_F \end{aligned} \tag{5.7}$$

5.5.1 Fatores AGMA para engrenagens cilíndricas de dentes retos

Budynas (2016) define cada um dos fatores citados anteriormente para o cálculo das tensões e dos fatores de segurança de acordo com a norma ANSI-AGMA 2001-D04.

5.5.1.1 Fator de sobrecarga K_o

Considera cargas que excedem a força tangencial nominal ou média da aplicação, compensando por variações no torque tanto da máquina acionadora quanto da acionada. A Tabela 13 contém os valores típicos de K_o a depender da aplicação.

Tabela 13 – Fatores de sobrecarga em função da aplicação

Fonte de potência	máquina acionada		
	uniforme	Choques moderados	Choques intensos
uniforme	1,00	1,25	1,75
Choques leves	1,25	1,50	2,00
Choques moderados	1,50	1,75	2,25

5.5.1.2 Fator dinâmico K_v

É um fator utilizado para considerar imprecisões na manufatura e engrenamento dos dentes das engrenagens, os quais podem causar erros de transmissão que prejudicam a condição de velocidade angular uniforme. Diversas condições podem provocar esses erros, como falta de precisão na fabricação dos dentes, vibrações, desbalanceamento dos elementos rotativos, desgaste, desalinhamento, etc. Foi definido pela AGMA um conjunto de números de qualidade (Q_v) para definir tolerâncias e precisão de engrenagens, sendo de 3 a 7 a maior parte das engrenagens comerciais e 8 a 12 engrenagens mais precisas. O fator dinâmico é calculado a partir das equações abaixo.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V_t}}{A} \right)^B \tag{5.8}$$

$$A = 50 + 56.(1 - B) \tag{5.9}$$

$$B = 0,25.(12 - Q_v)^{2/3} \tag{5.10}$$

$$(V_t)_{max} = [A + (Q_v - 3)]^2 \tag{5.11}$$

Onde:

- V_t= velocidade tangencial no círculo primitivo, em ft/min
- $(V_t)_{max}$= velocidade tangencial máxima para um dado Q_v

5.5.1.3 Fator de tamanho K_s

Reflete o efeito do tamanho na uniformidade das propriedades do material, sendo afetado pelas dimensões da engrenagem e de seus dentes. Esse fator é calculado a partir da equação 5.12.

$$K_s = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \tag{5.12}$$

Onde:

- F= Largura de face do membro mais estreito, em polegadas

- Y= Fator de forma de Lewis
- P= Passo diametral

Por sua vez, o fator de forma de Lewis para um ângulo de 20°, dentes de profundidade completa e passo diametral unitário no plano de rotação é definido como mostrado na Figura 35. Caso a equação 5.12 retorne um valor menor que 1, deve-se considerar $K_s = 1$.

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

Figura 35 – Fator de forma de Lewis (Budynas, 2016).

5.5.1.4 Fator de distribuição de carga K_m

É o valor que modifica as equações de tensão visando compensar a distribuição não uniforme da carga ao longo da linha de contato, uma vez que nem sempre é possível posicionar as engrenagens no ponto médio entre os mancais e com inclinação nula. Assim, o fator de distribuição de carga é definido de acordo com as relações abaixo.

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_c) \tag{5.13}$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases} \tag{5.14}$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1\,\text{in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17\,\text{in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40\,\text{in} \\ \frac{b}{10d} - 0,025 & b \leq 25\,\text{mm} \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 4,92 \times (10^{-4})b & 25 < b \leq 425\,\text{mm} \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 8,15 \times (10^{-4})b - 3,53 \times (10^{-7})b^2 & 425 < b \leq 1000\,\text{mm} \end{cases} \tag{5.15}$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1, & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais com } S_1/S < 0,175 \\ 1,1, & \text{para pinhão montado no intervalo entre mancais com } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \tag{5.16}$$

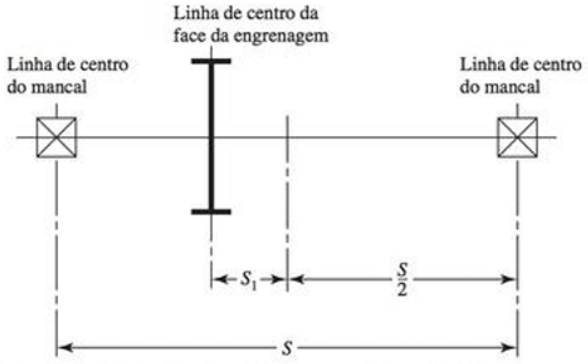


Figura 36 – Diagrama de montagem do pinhão para cálculo do C_{pm} (Budynas, 2016).

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad \text{(ver Figura 37 para valores A, B e C)} \tag{5.17}$$

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	$-0,765(10^{-4})$
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	$-0,930(10^{-4})$
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	$-0,926(10^{-4})$
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	$-0,822(10^{-4})$

Figura 37 – Valores de A, B e C no cálculo de C_{ma} (Budynas, 2016).

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenamento ajustado na montagem, ou quando a} \\ & \text{compatibilidade é melhorada por lapidação, ou ambos} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases} \tag{5.18}$$

5.5.1.5 Fator de espessura de aro (borda) K_B

Fator modificador que é utilizado quando a espessura do aro que suporta as raízes dos dentes não é suficiente para suportá-los, é um fator definido de acordo com a relação 5.19 e depende da razão auxiliar m_B ilustrada na Figura 38.

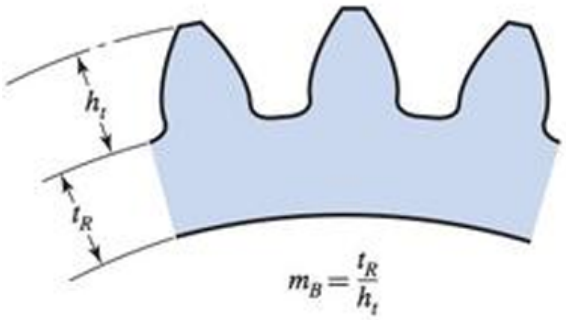


Figura 38 – Razão auxiliar m_B (Budynas, 2016).

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln\left(\frac{2.242}{m_B}\right), & m_B < 1,2 \\ 1, & m_B \geq 1,2 \end{cases} \tag{5.19}$$

5.5.1.6 Fator geométrico para a resistência flexional J

Fator de projeto que depende da relação entre o número de dentes da engrenagem que está sendo dimensionada e o número de dentes da engrenagem acoplante a esta. A norma AGMA 908-B89 contém o cálculo realizado para este fator, que foi simplificado para fins de projeto pela norma AGMA 218.01 na Figura 39.

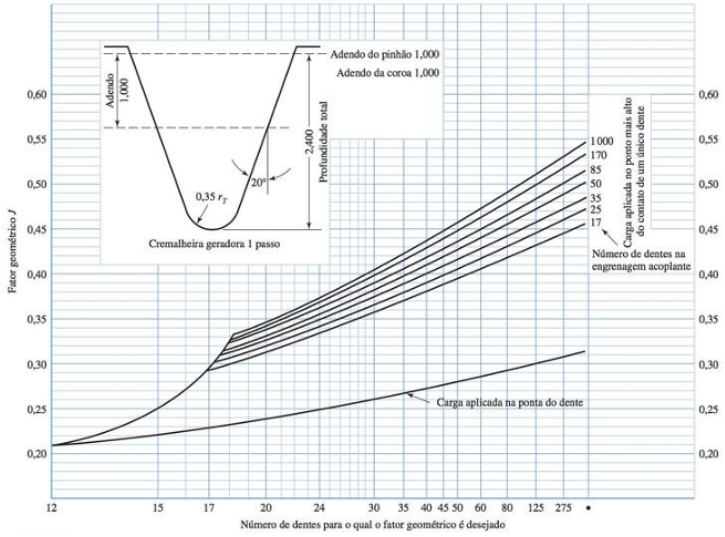


Figura 39 – Gráfico do fator geométrico J (Budynas, 2016).

5.5.1.7 Coeficiente elástico C_P

Fator que leva em conta o módulo de elasticidade dos materiais e a diferença entre eles. Budynas (2016) apresenta tanto a equação 5.20 quanto a Figura 40 para definir o coeficiente elástico, de acordo com a norma AGMA 218.01.

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_P^2}{E_P} + \frac{1-\nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \tag{5.20}$$

		Material da coroa e módulo de elasticidade E_G, lbf/in² (MPa)*					
Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa)*	Aço 30×10^6 (2×10^5)	Ferro maleável 25×10^6 $(1{,}7 \times 10^5)$	Ferro nodular 24×10^6 $(1{,}7 \times 10^5)$	Ferro fundido 22×10^6 $(1{,}5 \times 10^5)$	Bronze alumínio $17{,}5 \times 10^6$ $(1{,}2 \times 10^5)$	Bronze estanho 16×10^6 $(1{,}1 \times 10^5)$
Aço	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25×10^6 $(1{,}7 \times 10^5)$	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24×10^6 $(1{,}7 \times 10^5)$	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22×10^6 $(1{,}5 \times 10^5)$	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17{,}5 \times 10^6$ $(1{,}2 \times 10^5)$	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	16×10^6 $(1{,}1 \times 10^5)$	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Figura 40 – Valores de C_P em função dos materiais em $\sqrt{psi}(\sqrt{MPa})$ (Budynas, 2016).

5.5.1.8 Fator de condição superficial C_f

É utilizado apenas na equação de resistência ao crateramento e depende do acabamento superficial, tensões residuais e efeitos plásticos. Budynas (2016) cita que um valor de C_f maior que 1 é especificado pelas normas da AGMA quando presente um efeito prejudicial ao acabamento superficial, enquanto Norton (2013) especifica que este fator é utilizado para acabamentos superficiais excessivamente grosseiros. Uma vez que as engrenagens deste projeto serão usinadas, será considerado um $C_f = 1$.

5.5.1.9 Fator geométrico para a resistência ao crateramento I

Está relacionado à resistência superficial dos dentes da engrenagem, sendo calculado pela equação 5.21.

$$I = \begin{cases} \frac{cos\phi_t . sen\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G+1} & \text{engrenagens externas} \\ \frac{cos\phi_t . sen\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G-1} & \text{engrenagens internas} \end{cases} \tag{5.21}$$

Onde:

- ϕ_t= ângulo de pressão transversal, ou apenas o ângulo de pressão no caso de engrenagens de dentes retos

- m_G= razão de velocidades
- m_N= razão de compartilhamento de cargas, no caso de engrenagens de dentes retos $m_N = 1$

5.5.1.10 Tensão de flexão e de contato admissível S_t e S_c

Também chamados pela AGMA de números de tensão admissível, são valores definidos na norma ANSI-AGMA 2001-D04, são valores dependentes da liga escolhida, dos tratamentos aos quais a engrenagem é submetida e do grau de qualidade do material. Uma vez que o aço 8620 tipicamente atinge durezas acima de 60 HRC ou 650 HB quando submetido aos tratamentos de cementação e normalização, será considerado como um aço de grau 2, conforme definido na norma. A Tabela 14 apresenta as tensões admissíveis para o aço AISI 8620 cementado de grau 2.

Tensão de flexão	65 000 psi
Tensão de contato	225 000 psi

Tabela 14 – Tensões admissíveis do material selecionado

5.5.1.11 Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N

São fatores que modificam as resistências para vidas em fadiga diferentes de 10^7 ciclos, na qual esses fatores assumem o valor igual a 1. Seus valores dependem de funções a partir da escolha da vida útil desejada, conforme mostrado na Figura 41.

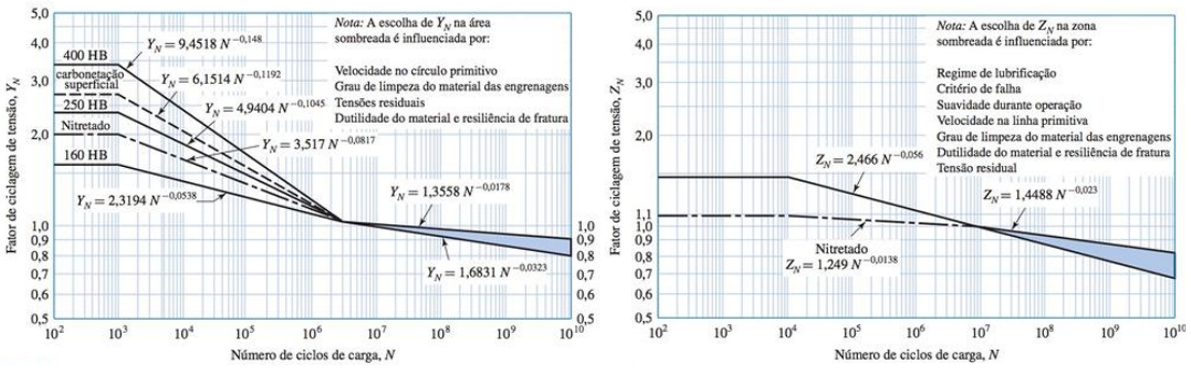


Figura 41 – Gráficos dos fatores de ciclagem de tensão (Budynas, 2016).

5.5.1.12 Fator de temperatura K_T

Fator que considera a temperatura do óleo ou das engrenagens em operação, assume valor unitário para temperaturas até 120°C. Para temperaturas acima desse valor, é recomendado o uso de trocadores de calor para abaixar a temperatura.

5.5.1.13 Fator de confiabilidade K_R

Considera o efeito das distribuições estatísticas de falha por fadiga, sendo que os valores de tensão admissível da AGMA consideram uma confiabilidade de 99%. A Tabela 15 contém os valores de K_R em função da confiabilidade e as expressões em 5.22 permitem o cálculo para outros valores de confiabilidade.

Tabela 15 – Fatores de confiabilidade (ANSI-AGMA 2001-D04).

Confiabilidade	K_R
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

$$K_R = \begin{cases} 0,658 - 0,0759\ln(1-R), & 0,5 < R < 0,99 \\ 0,50 - 0,109\ln(1-R), & 0,99 \leq R \leq 0,9999 \end{cases} \tag{5.22}$$

5.5.1.14 Fator de razão de dureza C_H

É um fator utilizado somente para a coroa para ajustar as resistências devido ao pinhão ser submetido a mais ciclos de tensão de contato, sendo definido pela equação 5.23.

$$C_H = 1.0 + A'(m_G - 1.0) \tag{5.23}$$

Onde A':

$$A' = \begin{cases} 0, & \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1,2 \\ 8,98(10^{-3})\left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}}\right), & 1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7 \\ 0,00698, & \frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1,7 \end{cases} \tag{5.24}$$

E H_{BP} e H_{GP} são as durezas Brinell do pinhão e da coroa, respectivamente.

5.5.2 Fatores para o projeto

A partir das definições apresentadas anteriormente, a Tabela 16 resume os fatores de projeto e sua justificativa.

Tabela 16 – Fatores de projeto de engrenagem.

Fator	**Valor**	**Justificativa**
K_o	1,50	Motor considerado como choques leves, pois a transmissão por correia em atrito da CVT diminui os impactos da operação. Impactos sofridos pelo protótipo na competição considerados choques moderados
Q_v	8	Boa usinagem dos dentes e engrenamento preciso
C_{pm}	1,1	Pinhões não estarão centralizados entre os mancais
K_B	1	Borda de espessura 1,2 vezes a altura do dente
C_P	2300 $\sqrt{psi}$	Ambas engrenagens de aço
C_f	1	Sem fatores prejudiciais ao acabamento superficial
Número de ciclos do primeiro par	5×10^7	Valor para uma vida mínima de 400 horas com o eixo A nas condições explicitadas anteriormente
Número de ciclos do segundo par	2×10^7	Número de ciclos para alcançar aproximadamente as mesmas 400 horas, considerando a redução na rotação
K_T	1	Temperatura do redutor não alcança 120°C
K_R	1	Confiabilidade de 99%
A'	0	Pinhão e coroa terão a mesma dureza
ϕ	20°	Valor padrão para fabricantes de engrenagens

5.5.3 Dimensionamento das engrenagens

Tendo todos os fatores de projeto e as condições de trabalho definidas, é possível, então, realizar o dimensionamento da largura de face das engrenagens do novo redutor. Foi utilizada a rotina computacional desenvolvida por Pasqual e Purificação (2020), citada anteriormente, com o ajuste dos parâmetros para a conformidade com o estabelecido. No dimensionamento do primeiro par de engrenagens, procurou-se manter o entre-eixos de 80 mm definido anteriormente e uma largura de face inferior a 25 mm, obtendo, a partir disso, os resultados apresentados na Tabela 17, em que foi considerado um intervalo de distância entre-eixos admissível maior que 70 mm e menor que 90 mm.

Tabela 17 – Dimensionamento para o primeiro par.

Módulo (mm)	Distância entre eixos (mm)	Força tangencial (N)	Força radial (N)	Largura de face (mm)	N° de dentes do pinhão	fs do pinhão	N° de dentes da coroa	fs da coroa
1,5	73,5	1679,6	611,3	19	28	1,277	70	1,594
1,5	78,75	1567,6	570,6	18	30	1,289	75	1,608
1,5	84	1469,7	534,9	17	32	1,29	80	1,611
1,5	89,25	1383,2	503,4	16	34	1,293	85	1,602
2	77	1603,3	583,5	17	22	1,259	55	1,985
2	84	1469,7	534,9	13	24	1,318	60	1,646
2,5	78,75	1567,6	570,6	17	18	1,287	45	2,533
2,5	87,5	1410,9	513,5	14	20	1,292	50	2,297

Da mesma forma, foi realizado o dimensionamento para o segundo par de engrenagens, dessa vez buscando uma largura de face inferior a 30 mm e uma distância entre eixos admissível entre 95 e 115 mm.

Tabela 18 – Dimensionamento para o segundo par.

Módulo (mm)	Distância entre eixos (mm)	Força tangencial (N)	Força radial (N)	Largura de face (mm)	N° de dentes do pinhão	fs do pinhão	N° de dentes da coroa	fs da coroa
2	96	3674,2	1337,3	29	25	1,265	75	1,584
2	100	3527,2	1283,8	28	26	1,275	78	1,597
2	104	3391,5	1234,4	27	27	1,281	81	1,605
2	108	3265,9	1188,7	26	28	1,281	84	1,605
2	112	3149,3	1146,2	25	29	1,275	87	1,598
2,5	95	3712,8	1351,4	32	19	1,26	57	2,143
2,5	100	3527,2	1283,8	29	20	1,268	60	2,062
2,5	105	3359,2	1222,7	21	21	1,263	63	1,583
2,5	110	3206,5	1167,1	20	22	1,257	66	1,575
2,5	115	3067,1	1116,3	20	23	1,31	69	1,641
3	102	3458	1258,6	27	17	1,273	51	2,362
3	108	3265,9	1188,7	24	18	1,25	54	2,226
3	114	3094	1126,1	22	19	1,261	57	2,147

Assim, a partir dos resultados obtidos, foi feita a escolha daqueles resultados que melhor se encaixassem nos requisitos de projeto, evitando uma largura de face e diâmetros excessivos e uma distância entre-eixos próxima ou maior que a do redutor "Carrijo", para evitar interferência entre componentes da transmissão. A Tabela 19 resume os parâmetros escolhidos para as engrenagens.

Tabela 19 – Dimensões das engrenagens do novo redutor.

	Primeiro par		**Segundo par**	
Módulo	2 mm		2,5 mm	
Entre eixos	84 mm		105 mm	
Largura de face	13 mm		21 mm	
	Pinhão	Coroa	Pinhão	Coroa
Nº de dentes	24	60	21	63
Diâmetro primitivo	48 mm	120 mm	52,5 mm	157,5 mm

5.6 Eixos

Após o dimensionamento das engrenagens, o esboço da Figura 34 foi ajustado para melhor ajustar os eixos e as posições dos mancais às engrenagens dimensionadas, resultando no esboço da Figura 42.

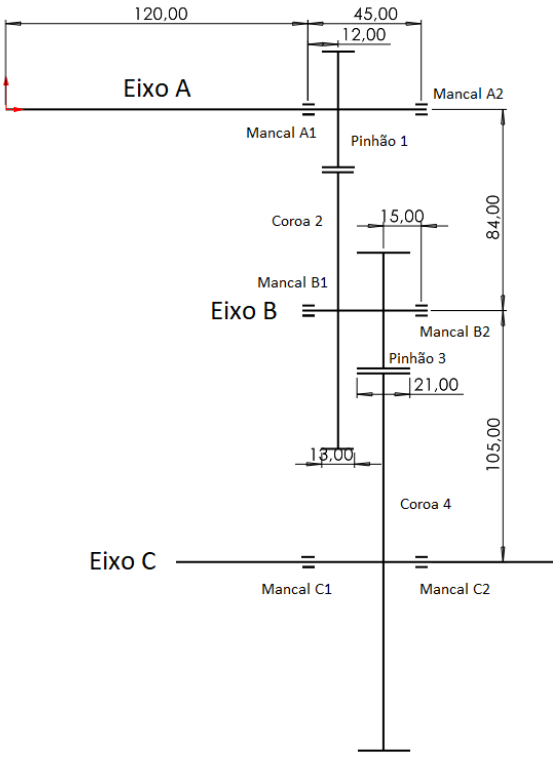


Figura 42 – Esboço do novo redutor após dimensionamento das engrenagens.

Primeiramente, para dimensionar os eixos, é necessário determinar os esforços atuantes. As forças exercidas sobre os eixos pelo sistema nas condições do projeto das engrenagens constam na Tabela 20 e, a partir destes e com o auxílio da ferramenta *Beam Analysis*, da plataforma ClearCalcs, foi possível calcular as reações nos mancais, os esforços cortantes e os momentos fletores, Tabela 21. Os esboços dos diagramas de corpo livre e os diagramas resultantes deste cálculo obtidos na ferramenta mencionada se encontram no Apêndice A.

Tabela 20 – Cargas nos Eixos.

Eixo	**Esforço**	**Valor (N)**	**Distância do mancal esquerdo (mm)**
A	CVT	+282,3 x	-110
A	Pinhão 1 (transversal)	+1469,7 x	+12
A	Pinhão 1 (radial)	+534,9 z	+12
A	Resultante Pinhão 1	1564	+12
B	Coroa 2 (transversal)	-1469,7 x	+12
B	Coroa 2 (radial)	-534,9 z	+12
B	Resultante Coroa 2	1564	+12
B	Pinhão 3 (transversal)	-3359,2 x	+30
B	Pinhão 3 (radial)	+1222,7 z	+30
B	Resultante Pinhão 3	3574,8	+30
C	Coroa 4 (transversal)	+3359,2 x	+30
C	Coroa 4 (radial)	-1222,7 z	+30
C	Resultante Coroa 4	3574,8	+30

Tabela 21 – Esforços resultantes nos eixos.

	Eixo A	Eixo B	Eixo C
Momento fletor máximo (N.m)	31,00	40,77	35,70
Esforço cortante máximo (kN)	1,81	2,71	2,38
Torque (N.m)	34,49	86,22	258,66
Reação do mancal esquerdo (kN)	2,09	2,20	1,19
Reação do mancal direito (kN)	0,33	2,71	2,38

5.6.1 Dimensionamento em pontos críticos

O primeiro passo para o dimensionamento de eixos e o cálculo do diâmetro mínimo nos pontos críticos em função da deflexão. Esses pontos normalmente são elementos de transmissão, como engrenagens, e mancais de apoio do eixo, ambos pontos que possuem limitações quanto à deflexão que pode ser sofrida sem que ocorram perdas de eficiência excessivas ou danos. A Figura 43, de Budynas (2016), traz valores máximos de deflexão angular e transversal típicos para alguns componentes.

Inclinações	
Rolo cônico	0,0005–0,0012 rad
Rolo cilíndrico	0,0008–0,0012 rad
Esfera de sulco profundo	0,001–0,003 rad
Esfera	0,026–0,052 rad
Esfera autoalinhante	0,026–0,052 rad
Engrenagem reta sem coroa	< 0,00050 rad
Deflexões transversais	
Engrenagens retas com $P < 10$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $11 < P < 19$	0,125 mm
Engrenagens retas com $20 < P < 50$	0,075 mm

Figura 43 – Valores máximos de deflexão (Budynas, 2016).

Do mesmo autor, é possível obter as relações que definem a deflexão para uma simplificação do eixo como uma viga, como apresentado na Figura 44. Quando há mais de uma carga em um eixo, soma-se a deflexão causada por cada uma pelo chamado método da superposição, e, na situação em que existem cargas ortogonais, é feita a soma de ambas as deflexões por Pitágoras.

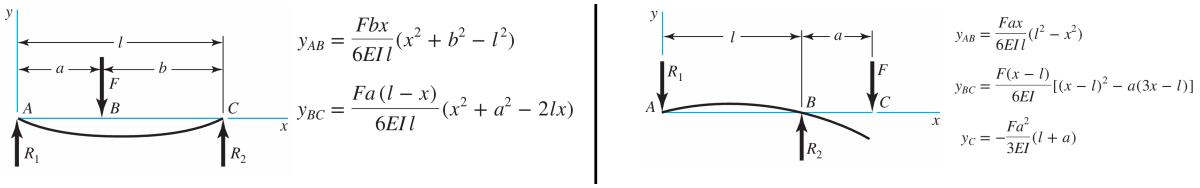


Figura 44 – Casos gerais de deflexão em viga (Budynas, 2016).

Das equações apresentadas, é possível deduzir formas de calcular o diâmetro mínimo do eixo nos rolamentos e nas engrenagens para que a deflexão não ultrapasse o valor máximo estipulado.

5.6.1.1 Diâmetro nas engrenagens

Temos que:

$$y_{eng} = \frac{1}{6EIl_m}\left(\sum F_{ei}b_i x_{eng}(x_{eng}^2 + b_i^2 - l_m^2) + \sum F_{bi}a_{bi}x_{eng}(l_m^2 - x_{eng}^2)\right) \tag{5.25}$$

Onde:

- y_{eng}= deflexão na engrenagem
- E= módulo de elasticidade do material
- I= momento de área da seção transversal (= $\frac{\pi d^4}{64}$ para seção circular)
- l_m= distância entre mancais
- F_{ci}= i-ésima força entre os mancais
- b_i= distância da i-ésima força entre mancais ao mancal da direita
- x_{eng}= distância da engrenagem ao mancal da esquerda
- F_{bi}= i-ésima força em balanço
- a_{bi}= distância da i-ésima força em balanço até o mancal da direita

É possível substituir a expressão para I e isolar d, assim obtendo a seguinte expressão para cálculo do diâmetro para uma deflexão máxima na engrenagem, y_{adm}, determinada e um fator de segurança, fs, determinado:

$$d = \left|\frac{32fs}{3\pi El_m y_{adm}}\left(\sum F_{ei}b_i x_{eng}(x_{eng}^2 + b_i^2 - l_m^2) + \sum F_{bi}a_{bi}x_{eng}(l_m^2 - x_{eng}^2)\right)\right|^{1/4} \tag{5.26}$$

5.6.1.2 Diâmetro nos rolamentos

Conceitualmente, temos que:

$$\begin{aligned} \theta_{eixo} &= \frac{dy_{eixo}}{dx} \\ x &= 0, \text{ no rolamento da esquerda} \\ x &= l_m, \text{ no rolamento da direita} \end{aligned} \tag{5.27}$$

Aplicando essas relações na equação 5.25, obtemos as seguintes expressões:

$$\theta_{esq} = \frac{1}{6EIl_m}\left(\sum F_{ei}b_i(b_i^2 - l_m^2) + \sum F_{bi}a_{bi}l_m^2\right) \tag{5.28}$$

$$\theta_{dir} = \frac{1}{6EIl_m}\left(\sum F_{ei}a_{ei}(l_m^2 - a_{ei}^2) + \sum(-2F_{bi}a_{bi}l_m^2)\right) \tag{5.29}$$

Que, por fim, para uma deflexão angular conhecida e isolando o diâmetro, resultam em:

$$d_{me} = \left|\frac{32fs}{3\pi El_m\theta_{adm}}\left(\sum F_{ei}b_i(b_i^2 - l_m^2) + \sum F_{bi}a_{bi}l_m^2\right)\right|^{1/4} \tag{5.30}$$

$$d_{md} = \left|\frac{32fs}{3\pi El_m\theta_{adm}}\left(\sum F_{ei}a_{ei}(l_m^2 - a_{ei}^2) + \sum(-2F_{bi}a_{bi}l_m^2)\right)\right|^{1/4} \tag{5.31}$$

Onde θ_{adm} é a deflexão angular máxima admissível para o mancal escolhido.

5.6.2 Dimensionamento para fadiga

Após a definição dos fatores geométricos anteriores, é necessário dimensionar o eixo considerando a viga em fadiga deste. Budynas (2016) define quatro expressões para o cálculo do diâmetro mínimo para a vida em fadiga:

- Critério de Goodman:

$$d = \left(\frac{16fs}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4(K_fM_a)^2 + 3(K_{fs}T_a)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}}\left[4(K_fM_m)^2 + 3(K_{fs}T_m)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3} \tag{5.32}$$

- Critério de Gerber:

$$d = \left(\frac{8fsA}{\mu S_e}\left\{1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}}\right)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3} \tag{5.33}$$

$$A = \sqrt{4(K_fM_a)^2 + 3(K_{fs}T_a)^2} \tag{5.34}$$

$$B = \sqrt{4(K_fM_m)^2 + 3(K_{fs}T_m)^2} \tag{5.35}$$

- Critério ASME-elípitco

$$d = \left\{\frac{16fs}{\pi}\left[4\left(\frac{K_fM_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{K_sT_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{K_fM_m}{S_y}\right)^2 + 3\left(\frac{K_sT_m}{S_y}\right)^2\right]^{7/2}\right\}^{1/3} \tag{5.36}$$

- Critério de Soderberg

$$d = \left(\frac{16fs}{\pi}\left\{\frac{1}{S_e}\left[4(K_fM_a)^2 + 3(K_{fs}T_a)^2\right]^{1/2} + \frac{1}{S_y}\left[4(K_fM_m)^2 + 3(K_{fs}T_m)^2\right]^{1/2}\right\}\right)^{1/3} \tag{5.37}$$

Onde:

- K_f= Fator de concentração de tensão
- K_{fs}= Fator de concentração de tensão cisalhante
- M_a= Momento fletor alternado
- M_m= Momento fletor médio
- T_a= Torque alternado
- T_m= Torque médio
- S_{ut}= Limite de ruptura do material
- S_y= Limite de escoamento
- S_e= Limite de endurança modificado

O limite de endurança modificado, S_e, diferentemente das outras resistências do material, precisa ser calculado a partir do limite de endurança do material, S'_e, seguindo as relações:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut}, & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 700 \text{ MPa}, & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \tag{5.38}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{5.39}$$

Onde:

- k_a= Fator de modificação por condição da superfície
- k_b= Fator de modificação de tamanho
- k_c= Fator de modificação de carga
- k_d= Fator de modificação de temperatura
- k_e= Fator de confiabilidade
- k_f= Fator de modificação por efeitos variados

5.6.3 Fatores de dimensionamento de eixo

Budynas (2016), define cada um dos fatores adimensionais que interferem no dimensionamento do diâmetro de eixos.

5.6.3.1 Fator de superfície k_a

Contabiliza o efeito do acabamento dado à superfície do eixo na resistência à tração da peça final. A equação 5.40 exibe o cálculo desse fator a partir do limite de ruptura e os valores das constantes a e b são encontrados na Figura 45.

$$k_a = aS_{ut}^b \tag{5.40}$$

Acabamento superficial	*Fator a* S_{ut}, kpsi	S_{ut}, Mpa	Expoente b
Retificado	1,34	1,58	–0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	–0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	–0,718
Forjado	39,9	272,	–0,995

Figura 45 – Valores das constantes a e b de k_a (Budynas, 2016).

5.6.3.2 Fator de tamanho k_b

Fator dependente do diâmetro do eixo, contabilizando experimentalmente sua influência para flexão e torção, expresso por:

$$k_b = \begin{cases} 1.24d^{-0.107} & \text{,se } 2.79 \leq d \leq 51\,\text{mm} \\ 1.51d^{-0.157} & \text{,se } 51 < d \leq 254\,\text{mm} \end{cases} \tag{5.41}$$

5.6.3.3 Fator de carregamento k_c

Valor que compensa a resistência do material à fadiga a partir do tipo de carregamento sofrido pelo eixo, seus valores determinados a partir de ensaios de fadiga se encontram na relação:

$$k_c = \begin{cases} 1, & \text{flexão} \\ 0,85, & \text{axial} \\ 0,59, & \text{torção} \end{cases} \tag{5.42}$$

5.6.3.4 Fator de temperatura k_d

Fator para compensar a perda de propriedades dos materiais em temperaturas elevadas de trabalho. Norton (2013) define os intervalos de temperatura e os valores correspondentes desse coeficiente:

$$k_d = \begin{cases} 1, & \text{para } Temp \leq 450C(840F) \\ 1 - 0,0058(Temp - 450), & \text{para } 450C < Temp \leq 550C \\ 1 - 0,0032(Temp - 840), & \text{para } 840F < Temp \leq 1020F \end{cases} \tag{5.43}$$

5.6.3.5 Fator de confiabilidade k_e

Fator experimental que correlaciona a probabilidade de falha com a resistência a fadiga do material, de forma que valores maiores de confiabilidade desejada requerem que se considere uma resistência à fadiga menor. Os valores usuais para esse fator são apresentados na Figura 46.

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Figura 46 – Valores típicos do fator de confiabilidade k_e (Budynas, 2016).

5.6.3.6 Fator de efeitos variados k_f

Contabiliza efeitos diversos e não usuais que não foram citados anteriormente, tais como:

- Corrosão do material
- Chapeamento eletrolítico
- Pulverização de metal
- Frequência cíclica
- Corrosão de piezo-ciclofricção

5.6.3.7 Fatores de concentração de tensão de fadiga e de tensão de cisalhamento de fadiga K_f e K_{fs}

São dois fatores que consideram o efeito de descontinuidades no eixo, como rasgos de chaveta, sulcos de anel retentor, mudanças de diâmetro, etc. Para determinar esses fatores, é necessário, primeiramente, determinar os fatores de sensitividade ao entalhe (q e q_{cis}) e os fatores de concentração de tensão (K_t e K_{ts}), para então realizar o cálculo dos fatores de fadiga de acordo com a equação 5.44.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{ou} \quad K_{fs} = 1 + q_{cis}(K_{ts} - 1) \tag{5.44}$$

Os fatores de sensitividade ao entalhe são determinados, de forma simplificada, pelos gráficos trazidos por Budynas (2016) em função do raio do entalhe.

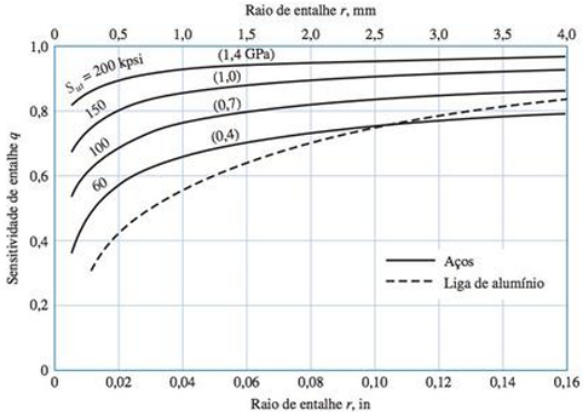


Figura 47 – Valor de q em função do material e raio do concentrador de tensões (Budynas, 2016).

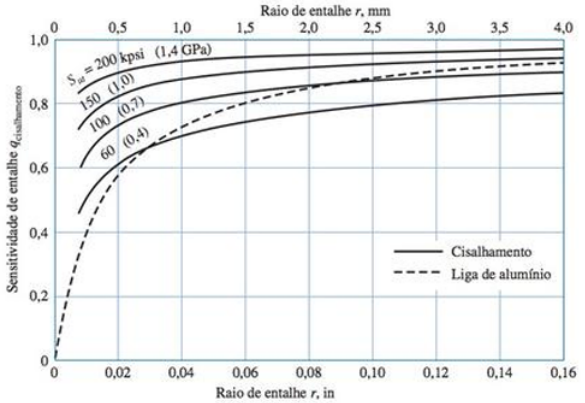


Figura 48 – Valor de q_{cis} em função do material e raio do concentração de tensões (Budynas, 2016).

Já as constantes K_t e K_{ts} são dependentes do tipo de concentrador de tensões, dos quais deve-se utilizar no dimensionamento o valor mais alto dos elementos presentes no eixo.

	Flexional	Torcional	Axial
Adoçamento de ressalto – pontudo ($r/d = 0{,}02$)	2,7	2,2	3,0
Adoçamento de ressalto – bem arredondado ($r/d = 0{,}1$)	1,7	1,5	1,9
Assento de chaveta de extremidade fresada ($r/d = 0{,}02$)	2,14	3,0	–
Assento de chaveta formato corredor de trenó	1,7	–	–
Sulco de anel retentor	5,0	3,0	5,0

Figura 49 – Valores de K_t na primeira coluna e de K_{ts} na segunda coluna (Budynas, 2016).

5.6.4 Dimensionamento dos eixos

A partir do que foi apresentado, foi desenvolvida uma rotina computacional em MatLab para o dimensionamento dos eixos, tanto para os pontos críticos quanto para a fadiga, Apêndice B. As Tabelas 22 a 28 trazem os parâmetros de entrada e os resultados obtidos do dimensionamento, tendo o esboço da Figura 42 como referência. Para o material do eixo, foi escolhido o aço AISI 4340 normalizado, por apresentar altas resistências à ruptura e ao escoamento, visando trazer um sistema mais compacto.

Tabela 22 – Esforços nos eixos.

Momento alternado no eixo A	31,0 N.m
Momento médio no eixo A	0
Torque alternado no eixo A	0
Torque médio no eixo A	34,49 N.m
Momento alternado no eixo B	40,77 N.m
Momento médio no eixo A	0
Torque alternado no eixo B	0
Torque médio no eixo B	86,22 N.m
Momento alternado no eixo C	35,7 N.m
Momento médio no eixo C	0
Torque alternado no eixo C	0
Torque médio no eixo C	258,66 N.m

Tabela 23 – Fatores de projeto de eixos.

Fator	Valor	Justificativa
θ_{adm}	0,026 rad	Rolamentos de esferas serão utilizados
y_{adm}	0,25 mm	Todas as engrenagens dimensionadas possuem $P < 10 dentes/cm$
l_m	45 mm	Conforme Figura 42
a e b (k_a)	4,51 e -0,265	Acabamento usinado
S_y	710 MPa	Valor obtido na plataforma MatWeb
S_{ut}	1110 MPa	Valor obtido na plataforma MatWeb
k_b	$1,24d^{-0,107}$	Estima-se que todos os eixos terão menos que 51 mm de diâmetro
k_c	1	Esforço será majoritariamente de flexão
k_d	1	Temperatura não excederá 450°C
k_e	0,814	99% de confiabilidade
k_f	1	Nenhum fator variado considerado
K_t	2,14	Piores concentradores de tensões serão as chavetas
K_{ts}	3,00	Piores concentradores de tensões serão as chavetas
q	0,93	Raio do entalhe de 4 mm
q_{cis}	0,95	Raio do entalhe de 4 mm

Tabela 24 – Diâmetro mínimo do eixo A em pontos críticos.

Mancal A1	Pinhão 1	Mancal A2
7,47 mm	5,61 mm	6,47 mm

Tabela 25 – Diâmetro mínimo do eixo B em pontos críticos.

Mancal B1	Coroa 2	Pinhão 3	Mancal B2
7,06 mm	14,07 mm	14,12 mm	7,22 mm

Tabela 26 – Diâmetro mínimo do eixo C em pontos críticos.

Mancal C1	Coroa 4	Mancal C2
6,47 mm	13,98 mm	6,84 mm

Tabela 27 – Diâmetros mínimos para o dimensionamento para fadiga.

Critérios	Goodman	Gerber	ASME-elípitco	Soderberg
Eixo A	15,75 mm	14,77 mm	14,89 mm	16,47 mm
Eixo B	18,48 mm	17,16 mm	17,60 mm	19,76 mm
Eixo C	22,11 mm	21,04 mm	22,97 mm	24,66 mm

Tabela 28 – Resultado do dimensionamento dos eixos.

	Eixo A	Eixo B	Eixo C
Diâmetro	20 mm*	20 mm	25 mm
Reação no mancal esquerdo	2,09 kN	2,20 kN	1,19 kN
Reação no mancal direito	0,33 kN	2,71 kN	2,38 kN

**Apesar de o dimensionamento teoricamente permitir um diâmetro de 15 mm, optou-se por 20 mm por segurança e pois a seção onde a CVT será acoplada deve ter um diâmetro de 19,05 mm.*

5.6.5 Rolamentos

Com as reações e os diâmetros de eixo determinados, foi feita a seleção dos mancais de rolamento com base no catálogo da SKF, priorizando modelos com ampla disponibilidade comercial e procurando padronizar os modelos onde for possível. Assim, a Tabela 29 traz os modelos escolhidos.

Tabela 29 – Escolha dos rolamentos.

	Rolamento esquerdo	Rolamento direito
Eixo A	61904	61904
Eixo B	61904	61904
Eixo C	61805	61805

5.6.6 Chavetas

Para a transmissão do torque entre eixos e engrenagens, optou-se, inicialmente, pelo uso de chavetas onde for possível, uma vez que o custo da fabricação dos rasgos nos eixos e nos cubos é menor que o custo de estrias. Budynas (2016) realiza o cálculo do comprimento do corpo das chavetas a partir do cálculo de duas condições: a resistência ao cisalhamento e ao esmagamento, equações 5.45 e 5.46 respectivamente.

$$L_{cis} = \frac{F_t.fs}{b.S_{sy}} \tag{5.45}$$

$$L_{esm} = \frac{F_t.fs}{(h - t_1).S_y} \tag{5.46}$$

$$F_t = \frac{T}{D/2} \tag{5.47}$$

Onde:

- F_t= força tangencial no eixo
- T= torque no eixo
- D= diâmetro do eixo
- S_{sy}= resistência ao cisalhamento ($= 0,577 \times S_y$)
- b= largura da chaveta
- h= altura da chaveta
- t_1= profundidade do rasgo da chaveta no eixo

Feito o cálculo de ambos os comprimentos, escolhe-se o maior entre os dois para garantir que não haverá uma falha da chaveta ao se aplicar o carregamento máximo, as demais dimensões das chavetas e dos rasgos foram determinadas de acordo com a norma DIN 6885/1. A partir de uma rotina computacional desenvolvida em MatLab, Apêndice C, e considerando o pico de torque do motor, a eficiência da CVT, a redução máxima desta e as propriedades do aço 1045 trefilado, foram calculados os comprimentos das chavetas para cada eixo.

Tabela 30 – Dimensionamento das chavetas.

	Dimensões da chaveta	L_{cis}	L_{esm}	Comprimento escolhido
Eixo A	b = 6 mm, h = 6 mm	6,42 mm	7,41 mm	1 x 8 mm
Eixo B	b = 6 mm, h = 6 mm	16,06 mm	18,54 mm	2 x 9,5 mm
Eixo C	b = 8 mm, h = 7 mm	28,91 mm	44,49 mm	2 x 22,5 mm

5.6.7 Velocidade crítica

Budynas (2016) define que, durante a operação do eixo, surgem forças centrífugas que causam deflexões, as quais são resistidas pela rigidez do eixo e, normalmente, não causam problemas. Contudo, existem as chamadas velocidades críticas, nas quais há uma instabilidade no eixo decorrente do efeito da velocidade de rotação se aproximar da frequência natural do conjunto. O método de Rayleigh, definido pela equação 5.48, fornece um método para determinar a velocidade crítica de um eixo com acessórios, tais como engrenagens, associados, realizando uma composição do efeito de cada componente.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \tag{5.48}$$

Onde:

- ω_1 = primeira velocidade crítica do eixo
- g = aceleração da gravidade
- w_i = peso do i-ésimo componente em rotação
- y_i = deflexão na posição do i-ésimo componente

Partindo dessa equação, soma-se os efeitos de cada engrenagem (e, no caso do eixo A, da CVT) ao efeito do próprio eixo, que é resumido ao peso como uma força pontual no centro de massa e à deflexão no centro de massa. Assim, a rotina em MatLab de eixos desenvolvida fornece os valores de deflexão para a elaboração da Tabela 31 com os parâmetros iniciais. Os pesos dos componentes e os centros de massa foram estimados com base nos pesos e nas geometrias dos componentes anteriores, bem como no esquemático da Figura 42 e nos resultados obtidos do dimensionamento dos eixos e engrenagens.

Tabela 31 – Parâmetros para o cálculo das velocidades críticas.

Componente	Peso (N)	Deflexão do eixo no componente (mm)
Eixo A	4,10	0,04379
Eixo B	1,31	0,00481
Eixo C	6,80	0,00151
Pinhão 1	1,86	0,00124
Coroa 2	4,31	0,00348
Pinhão 3	2,94	0,00431
Coroa 4	11,66	0,00140
CVT - polia movida	38,22	0,20715

Com os parâmetros de cálculo definidos, foi determinada a velocidade crítica para cada eixo, como apresentado na Tabela 32, comparadas à velocidade de rotação máxima

que cada eixo alcança quando se considera o motor na rotação máxima e a CVT na sua redução mínima.

Tabela 32 – Resultado do cálculo das velocidades críticas.

	Velocidade crítica (rpm)	Máxima rotação possível (rpm)
Eixo A	13 168	5 217,39
Eixo B	93 486	2 086,96
Eixo C	15 650	695,65

6 Otimização de massa

6.1 Otimização topológica

Para a análise de redução de massa dos componentes, optou-se pelo uso da ferramenta de otimização topológica do programa Ansys Workbench, de forma a trazer uma forma mais objetiva de estudar as regiões onde o material pode ser removido. Os modelos iniciais, Figuras 50 a 52 foram feitos no programa SolidWorks, e foram o ponto de partida das simulações para alívio de massa.

Para simplificar a modelagem, uma vez que o método iterativo da otimização topológica resulta em simulações com uma grande duração e requer uma alta capacidade computacional, as condições de contorno sobre as coroas foram resumidas a um suporte fixo na superfície interna do cubo liso e ao torque resultante atuando sobre a engrenagem, assim como no trabalho de Cirqueira (2023). Isso também permite um estudo da alma de forma uniforme ao longo de toda a circunferência, o que não foi possível em testes aplicando a força concentrada em apenas um dente. Além disso, utilizou-se como base a metodologia de Slavov (2019) de simplificar a carcaça como um corpo único, de forma a evitar o uso de contatos entre as metades da carcaça e parafusos, que aumentariam consideravelmente o tempo de simulação.

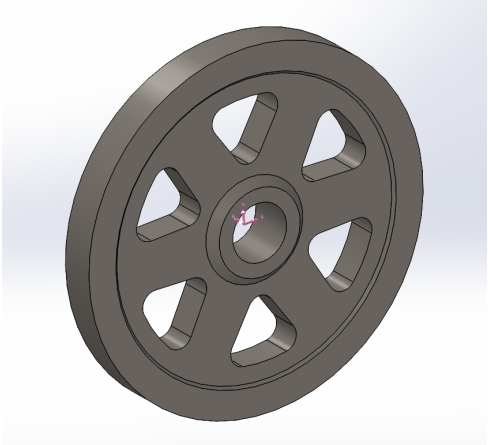


Figura 50 – Modelo da coroa 2 para otimização topológica.

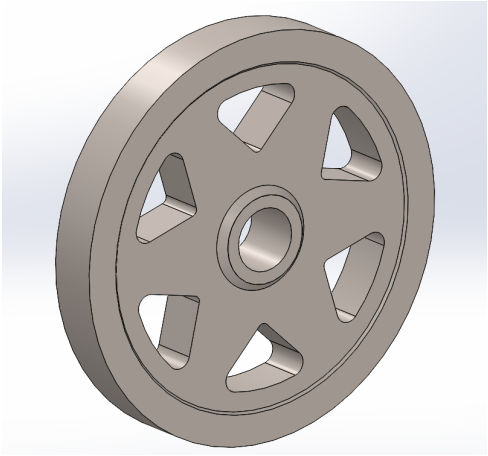


Figura 51 – Modelo da coroa 4 para otimização topológica.

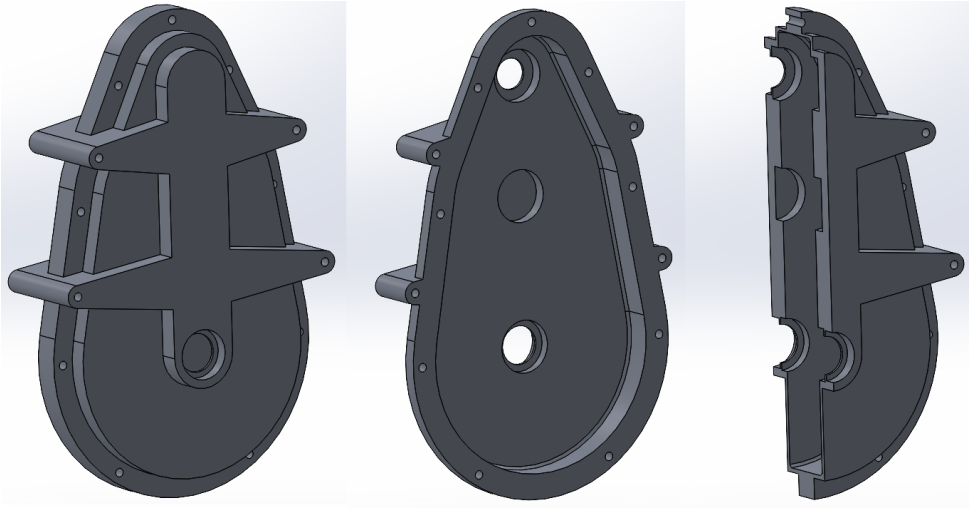


Figura 52 – Vistas inteira e em seções da carcaça para otimização topológica.

6.2 Projeto e simulação das engrenagens

O material das engrenagens, como definido anteriormente, é o aço 8620 submetido aos tratamentos de normalização, cementação, têmpera e revenimento. De forma a determinar o limite de fadiga para as coroas, utilizou-se a metodologia de Marin, descrita por Budynas (2016) e apresentada nos itens 5.6.2 e 5.6.3 deste trabalho. Obtendo-se as propriedades do material via plataforma MatWeb, foi calculado o limite de fadiga, considerando neste um fator de segurança de 1,5, de forma que as almas das engrenagens sejam projetadas para não ocorrer falha antes dos dentes, obtendo-se um valor de 260 MPa.

Em um modelo de teste, foi realizado um teste de convergência de malha na alma da engrenagem, variando o tamanho do elemento de 1 a 0,15 mm. Averiguou-se que, para esse intervalo, não havia variação significativa da tensão ao longo da alma, optando-se, assim, por um tamanho de elemento de malha de 0,5 mm na região de otimização e de 5 mm nas regiões de geometria fixada.

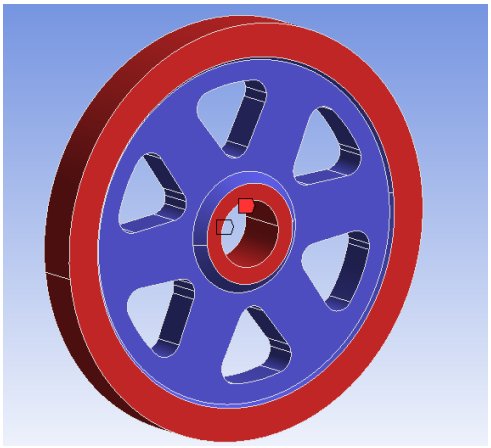


Figura 53 – Modelo com as regiões de otimização (azul) e fixa (vermelho) em destaque.

Cabe ressaltar que a malha deve ser relativamente bem refinada para uma otimização topológica, uma vez que dentro de seu processo iterativo o programa remove elementos de malha para simular o alívio de massa. Ou seja, uma malha menos refinada não permitiria a remoção de massa pelo modelo da simulação em regiões onde a espessura do material retirado seria menor que o tamanho do grão.

Em ambas as engrenagens foram feitos seis furos ”guias” e um leve rebaixo na alma para o processo de otimização, uma vez que, ao executar a simulação sem essas modificações iniciais, o programa apenas estreitava a alma da engrenagem, sem executar furos, com uma espessura variável ao longo da direção radial. As alterações garantiram que, ao iniciar a remoção de material na otimização, o processo ocorresse tanto no sentido de aumento dos furos quanto no rebaixo da alma.

6.2.1 Coroa 2 do eixo B

Partindo do modelo da Figura 50, inicialmente com 904 g, iniciou-se o processo de otimização topológica aplicando um torque de 86,22 N.m.

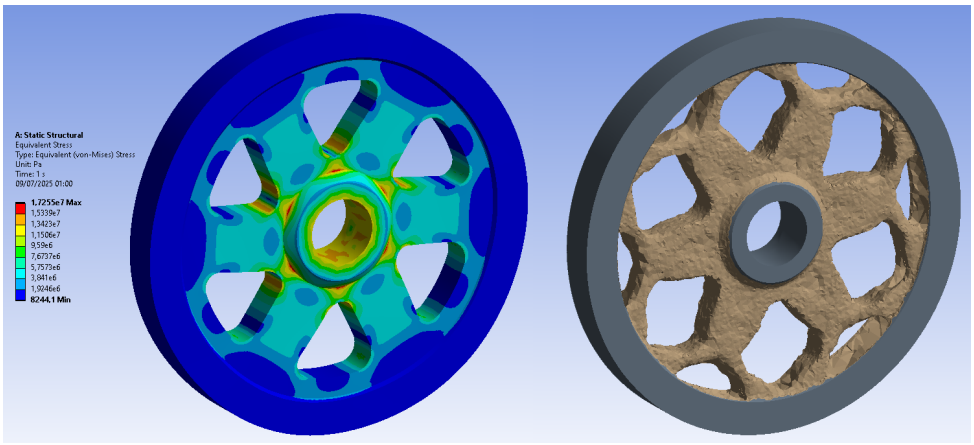


Figura 54 – Resultados da primeira simulação da coroa 2.

A Figura 54 representa os resultados da primeira simulação com o modelo citado. As tensões resultantes encontradas foram muito baixas, resultando no modelo aliviado pela otimização topológica na representação da direita, com uma massa de 667 g. A partir disso, foram realizados ajustes no modelo em SolidWorks da coroa considerando tanto os alívios recomendados quanto a viabilidade da fabricação do modelo.

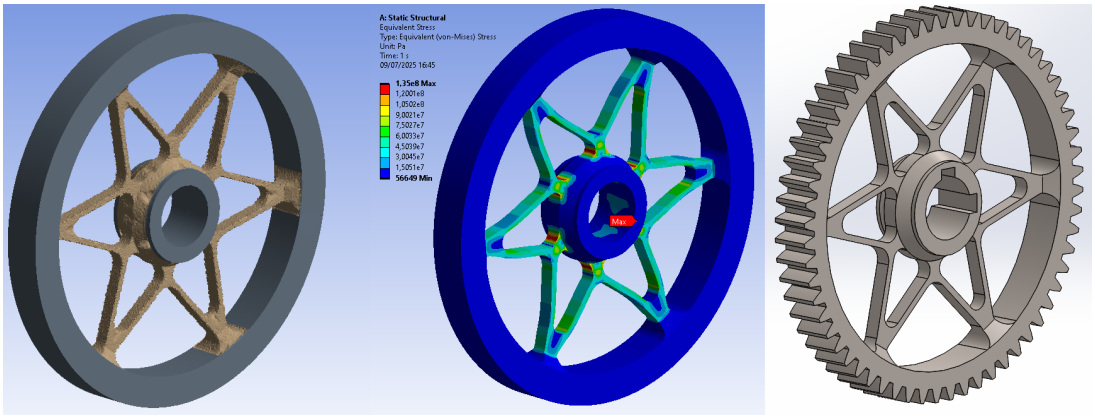


Figura 55 – Resultados das simulações e modelo finais da coroa 2.

O resultado do processo é exibido na figura 55 , no qual o modelo final apresenta uma massa de 397 g (56,08% de redução em relação ao modelo inicial). Constatou-se uma tensão máxima no modelo de 135 MPa, que satisfaz a tensão máxima estabelecida para o material.

6.2.2 Coroa 4 do eixo C

A simulação foi iniciada a partir do modelo da Figura 51, inicialmente com 2607 g, aplicando um torque de 258,66 N.m. Realizando o mesmo processo de ajustes e simulações sucessivas executados para a coroa do eixo B, alcançou-se o resultado da Figura 56, cujo modelo em SolidWorks possui uma massa de 993 g (61,91% de redução) e apresentou uma tensão máxima de 245 MPa.

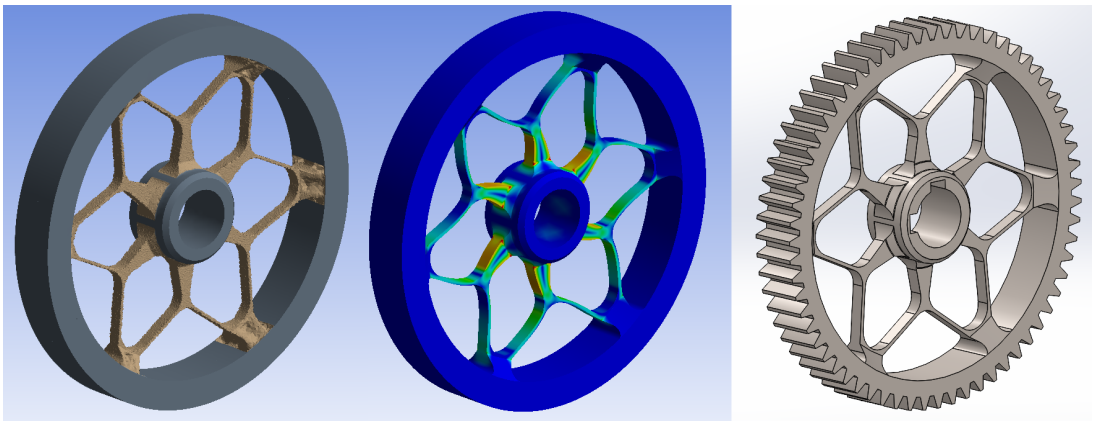


Figura 56 – Resultados das simulações e modelo finais da coroa 4.

6.3 Projeto e simulação da carcaça

Então, para a carcaça, partiu-se do modelo da Figura 52, de 2934 g de alumínio A356 fundido, cujas propriedades estavam disponíveis na biblioteca de materiais do Ansys. Seguindo o mesmo procedimento realizado nas engrenagens, calculou-se, para um fator de segurança de 2, a tensão limite de fadiga de 50 MPa. Além disso, foi definido, também, um limite para as deflexões da carcaça de 0,1 mm, de forma a evitar que o sistema se aproxime da tolerância para as engrenagens, de 0,25 mm.

Na modelagem da carcaça, foram feitas duas alterações evidentes em relação ao modelo anterior. A primeira foi a inclusão de uma região flangeada, com o objetivo de facilitar a vedação do redutor a partir do uso de uma junta de vedação, dispensando o uso de pastas de vedação como no caso do redutor "Carrijo", assim garantindo uma vedação mais uniforme e eliminando a necessidade de substituir o elemento de vedação sempre que o redutor é aberto.

A segunda alteração foi a separação entre os furos parafusos de vedação e união das duas metades, e os furos dos parafusos de fixação do redutor ao protótipo, os quais podem ser vistos no modelo da Figura 52 em braços reforçados, projetados para além do perímetro da flange. Essa alteração teve por objetivo facilitar a montagem e vedação do redutor em bancada.

Em preparação do modelo de simulação, foram definidos, primeiramente, os esforços atuantes sobre o redutor. Optou-se pelo recurso de forças remotas aplicadas aos assentos dos rolamentos, sendo as posições e magnitudes das forças definidas em concordância com as definições da seção 5.6, ilustradas no Apêndice A. Optou-se pelo uso desse recurso em detrimento da simplificação possível utilizando apenas as reações dos mancais, uma vez que, da maneira descrita, haverá tensões e deformações resultantes não só das forças, mas também dos momentos resultantes da posição em que estas são aplicadas nos eixos. Ao mesmo tempo, a força remota evita que seja necessária a inclusão dos modelos dos eixos e dos rolamentos, bem como a simulação dos contatos entre os componentes.

Além disso, foram utilizados suportes do tipo cilíndrico nos furos de fixação da carcaça. Por fim, definiu-se a superfície interna da carcaça, a parte interna dos furos e a flange de vedação como a geometria fixa do modelo. Foi feita uma análise de convergência de malha variando o tamanho dos elementos de 5 a 1,5 mm, a partir da qual definiu-se um tamanho de elemento constante de 2 mm.

Realizadas as simulações e ajustes do modelo, obteve-se o modelo da Figura 57, que possui uma massa total de 1831 g (37,59% de redução), apresentando uma tensão máxima de 31,7 MPa e uma deflexão máxima de 0,042 mm.

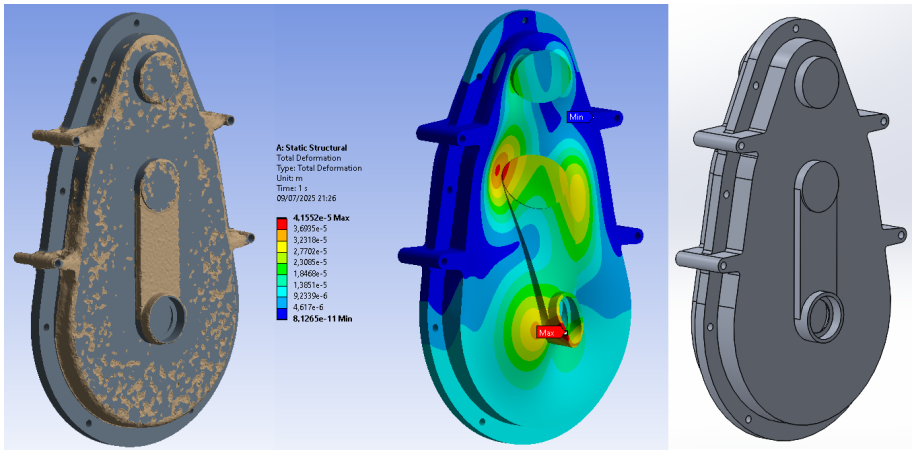


Figura 57 – Resultado das simulações da carcaça.

Por fim, para deixar o sistema mais compacto, optou-se por reduzir os braços dos parafusos de fixação, mantendo-os alinhados com os parafusos de vedação na flange.

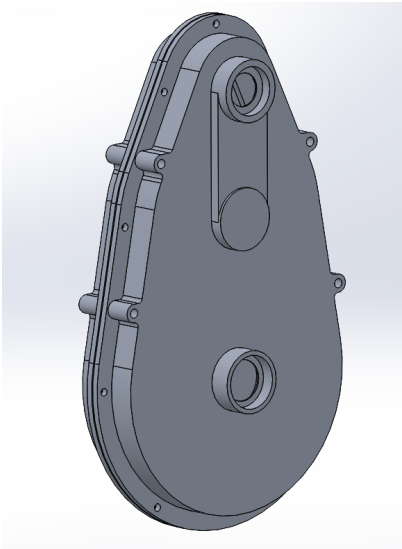


Figura 58 – Modelo final da carcaça.

6.4 Interpretação dos resultados

Como visto nos resultados das simulações, nota-se que, na otimização topológica, existe um momento em que o sistema encontra um ”ponto de equilíbrio” no resultado da remoção de material, no qual, mesmo que mais simulações sejam feitas, o resultado não se altera. Contudo, foi percebido ao longo do projeto de ajuste e simulação para todos os componentes, que essa ferramenta ainda requer uma análise e interpretação de cada passo por parte do responsável pelo projeto. Isso ocorre devido tanto à necessidade de se adequar a geometria às restrições e às boas práticas de fabricação, quanto ao resultado de uma simulação intermediária, por vezes, não apresentar um resultado perfeitamente otimizado quando se analisa as tensões resultantes na geometria obtida.

A partir do momento que isso é levado em consideração, o processo de otimização torna-se muito mais eficiente, pois a remoção de material é submetida à análise tanto do sistema em seus cálculos iterativos quanto do engenheiro capacitado para interpretar os resultados. Comparando, por exemplo, ao resultado da primeira simulação da coroa 2, Figura 54, com o modelo final, Figura 55, essa constatação fica mais evidente, onde é cabível ressaltar a grande diferença de massa entre os dois modelos, 667 g e 397 g, respectivamente.

Contudo, é importante ainda destacar a importância da ferramenta de otimização, mesmo que esta não apresente resultados definitivos na primeira simulação de um componente. O resultado de cada simulação permite que se saiba mais precisamente quanto material pode ser removido de uma região de baixa tensão do modelo, significativamente agilizando o processo de alívio e tornando-o menos arbitrário.

7 Sistema final

O eixo A, mostrado na Figura 59, foi projetado com três rasgos para anéis elásticos, sendo dois deles no lado interno do redutor para impedir o movimento axial do eixo e um deles no lado externo para funcionar como batente de montagem da polia movida da CVT.

No eixo B, Figura 60, foi necessário modelar um ressalto entre as engrenagens para fixá-lo axialmente, separando o eixo em duas seções. A seção direita, mais curta, acomoda a coroa 2, enquanto a seção longa à direita acomoda o pinhão 3.

Já no eixo C, assim como no eixo A, foram incluídos dois rasgos para anéis retentores na parte interna do redutor para restringir o movimento axial.

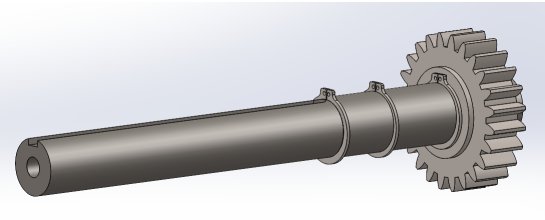


Figura 59 – Montagem final do eixo A do novo redutor.

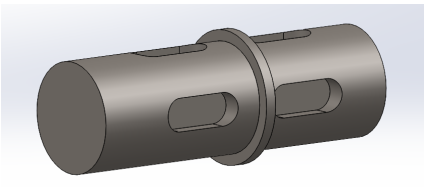


Figura 60 – Modelo final do eixo B do novo redutor.

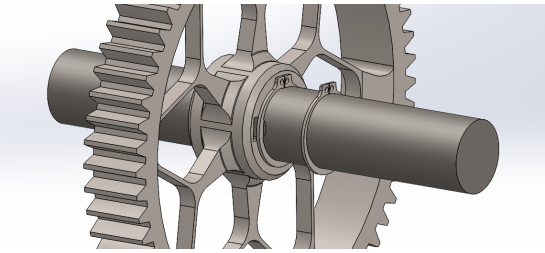


Figura 61 – Montagem final do eixo C.

Na carcaça do redutor, foram incluídos dois furos roscados M12, destacados na Figura 62, para enchimento e dreno de óleo, facilitando assim a manutenção do sistema. Optou-se pelo uso de parafusos bujão de óleo M12x1,5 pela disponibilidade comercial, dos quais o inferior será magnético para coletar as limalhas resultantes do desgaste que ocorre naturalmente nas engrenagens.

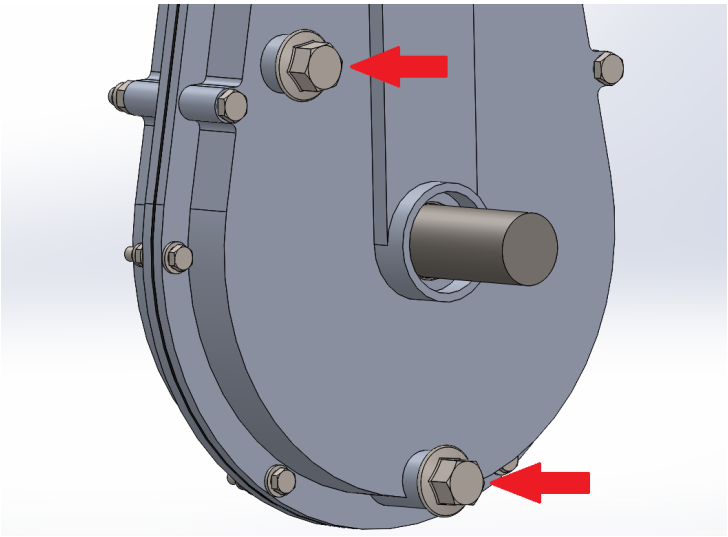


Figura 62 – Furos de enchimento e de dreno de óleo.

Além disso, haverá um rebaixo de 0,5 mm na região da flange de união das duas metades da carcaça, assim como exibido na Figura 63, para que seja. Dessa forma, é possível incluir uma junta de vedação para o óleo, feita em papel de junta velumoide de 1,6 mm de espessura.

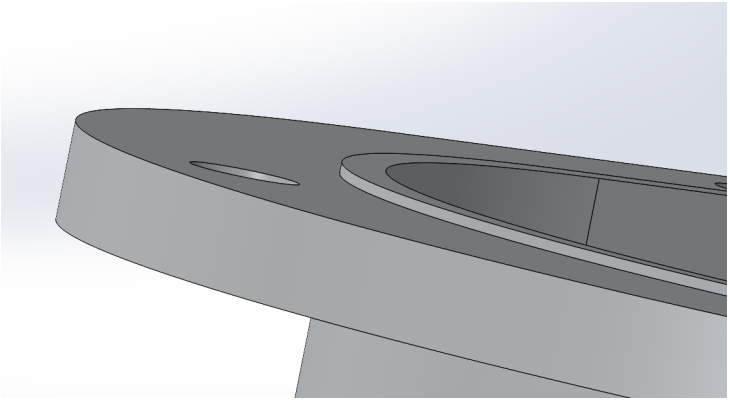


Figura 63 – Detalhe do rebaixo para acomodação da junta.

Por fim, optou-se pelo uso de um anel de vedação de eixo 20 x 32 x 7 mm no eixo A e dois anéis de vedação de eixo 25 x 35 x 7 mm no eixo C, ambos com ampla disponibilidade comercial.

7.1 Tolerâncias

Tomando como base as orientações de Agostinho (1977), optou-se por tolerâncias para montagem com assento forçado leve, permitindo que o sistema seja montado à mão sem a necessidade de ferramentas especiais e sem que haja folga. Seguindo a padronização ISO, os furos das engrenagens e os diâmetros dos eixos devem seguir as tolerâncias da Tabela 33.

Tabela 33 – Tolerâncias para eixos e furos das engrenagens.

Componente	Dimensão base	Tolerância
Eixos A e B	20 mm	H7 j6
Coroa 2 e pinhões 1 e 3	20 mm	J7 h6
Eixo C	25 mm	H7 j6
Coroa 4	25 mm	J7 h6

7.2 Componentes comerciais

Para a montagem do sistema final do novo redutor, foram utilizados os seguintes componentes comerciais:

- 4 - rolamento 61904
- 2 - rolamento 61805
- 3 - anel elástico de eixo de 20 mm
- 2 - anel elástico de eixo de 25 mm
- 9 - parafuso M5 x 25 mm
- 9 - porca M5 autotravante
- 18 - arruela M5 x 10 mm
- 4 - parafuso M6 x 80 mm
- 4 - porca M6 autotravante
- 1 - parafuso bujão de óleo M12
- 1 - parafuso bujão de óleo magnético M12
- 1 - anel de vedação 20 x 32 x 7 mm
- 2 - anel de vedação 25 x 35 x 7 mm

- 1 - papel de junta velumoide 1,6 mm de espessura (tamanho mínimo de 100 x 340 mm)
- 1 - barra de chaveta 6 x 6 mm aço 1045
- 1 - barra de chaveta 8 x 7 mm aço 1045

Observação: o papel de junta deve ser cortado para fabricar a junta de vedação mostrada na Figura 64 e as barras de chaveta devem ser cortadas nos tamanhos corretos para fabricar as chavetas dimensionadas no item 5.6.6 Chavetas.

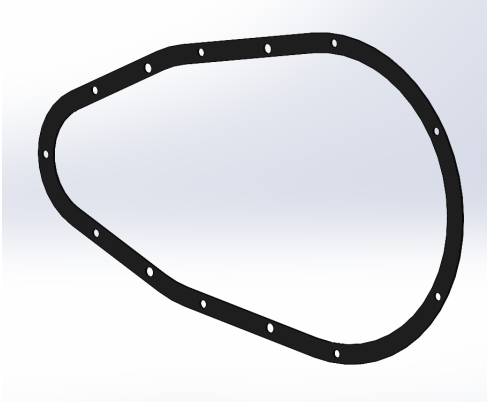


Figura 64 – Modelo da junta de vedação.

7.3 Sistema completo

A Figura 65 mostra o sistema final montado em SolidWorks.

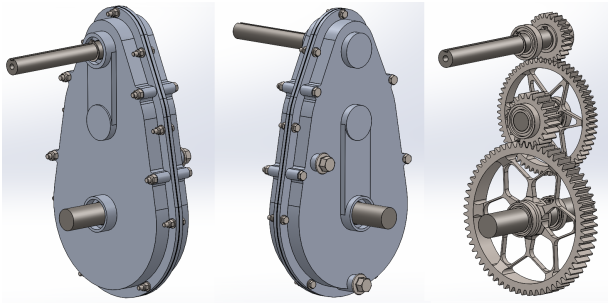


Figura 65 – Montagem do novo redutor.

As tabelas A e B comparam, respectivamente, as massas e as inércias rotacionais dos componentes do antigo sistema e do sistema projetado. É possível observar que houve uma redução de 36,21% na massa e de 58,30% na inércia rotacional em comparação com o sistema anterior. Por fim, a tabela C compara as massas equivalentes dos dois sistemas.

Tabela 34 – Comparação das massas dos dois sistemas.

Componente	Redutor "Carrijo" (kg)	Novo redutor (kg)	Diferença (%)
Eixo A	0,596	0,429	-28,02%
Eixo B	0,568	0,146	-74,30%
Eixo C	0,725	0,617	-14,90%
Pinhão 1	0,363	0,161	-55,65%
Coroa 2	0,726	0,397	-45,32%
Pinhão 3	0,340	0,302	-11,18%
Coroa 4	1,341	0,993	-25,95%
Carcaça lado esq.	0,896	0,537	-40,07%
Carcaça lado dir.	0,935	0,560	-40,11%
Total	6,49	4,14	-36,21%

Tabela 35 – Comparação das inércias rotacionais dos dois sistemas.

Componente	Redutor "Carrijo" ($kg.mm^2$)	Novo redutor ($kg.mm^2$)	Diferença (%)
Eixo A	31,30	20,14	-35,65%
Eixo B	49,40	7,26	-85,30%
Eixo C	54,92	47,67	-13,20%
Pinhão 1	141,26	52,34	-62,95%
Coroa 2	2.716,40	969,20	-64,32%
Pinhão 3	157,90	117,91	-25,33%
Coroa 4	6.395,44	4.419,97	-30,89%
Equivalente total	44.113,29	18.393,97	-58,30%

Tabela 36 – Comparação das massas equivalentes dos dois sistemas.

	Redutor "Carrijo"	Novo redutor	Diferença (%)
Massa (kg)	6,49	4,14	-36,21%
Massa rotacional equivalente (kg)	0,666	0,278	-58,30%
Massa total equivalente (kg)	7,156	4,420	-38,24%

Averiguou-se que houve reduções substanciais nas massas dos componentes, que, por sua vez, resultaram em grandes reduções na inércia rotacional do sistema. É cabível destacar que, além do mais, essas reduções foram possíveis mesmo com um sistema projetado para um motor com 30% a mais de potência que aquele para o qual o redutor "Carrijo" foi projetado.

8 Lubrificação do sistema

O fabricante de engrenagens Kohara *Gear Industry* especifica, como exposto na Figura 66 retirada do manual *Practical Information on Gears*, a velocidade tangencial de operação do sistema de engrenagens para que seja feito o uso de cada método de lubrificação, sendo estes:

- Lubrificação manual com graxa ou *grease lubrication.*
- Lubrificação por imersão em óleo ou *splash lubrication (oil bath method).*
- Lubrificação por circulação forçada de óleo ou *forced oil circulation lubrication.*

Table 7.1- ① Ranges of tangential speed (m/s) for spur and bevel gears

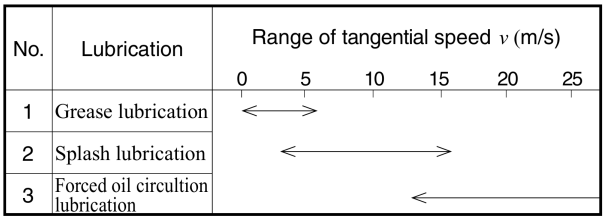


Figura 66 – Intervalos de velocidade tangencial para cada tipo de lubrificação (Kohara).

Dessa maneira, optou-se pelo uso da lubrificação por imersão em óleo, uma vez que as velocidades tangenciais máximas em cada eixo estão de acordo com a Tabela 37.

Tabela 37 – Velocidades tangenciais máximas em cada eixo

Eixo	Elemento	Velocidade tangencial
A	Pinhão 1	10,05 m/s
B	Coroa 2	10,05 m/s
C	Coroa 4	4,40 m/s

A partir da norma ANSI-AGMA 9005-D94, foi feita a seleção do óleo lubrificante a ser utilizado no redutor. As Figuras 67 e 68, retiradas do documento referido, exibem a classificação, pelos padrões AGMA e ISO (*International Organization for Standardization* ou Organização Internacional de Normalização), dos óleos lubrificantes de engrenagens e a especificação recomendada para sistemas de engrenagens de dentes retos a partir das características do sistema, respectivamente.

Table 4 – Viscosity ranges for AGMA lubricants

Rust and oxidation inhibited gear oils AGMA Lubricant No.	Viscosity range [1] mm^2/s (cSt) at 40°C	Equivalent ISO grade [1]	Extreme pressure gear lubricants [2] AGMA Lubricant No.	Synthetic gear oils [3] AGMA Lubricant No.
0	28.8 to 35.2	32		0 S
1	41.4 to 50.6	46		1 S
2	61.2 to 74.8	68	2 EP	2 S
3	90 to 110	100	3 EP	3 S
4	135 to 165	150	4 EP	4 S
5	198 to 242	220	5 EP	5 S
6	288 to 352	320	6 EP	6 S
7, 7 Comp [4]	414 to 506	460	7 EP	7 S
8, 8 Comp [4]	612 to 748	680	8 EP	8 S
8A Comp [4]	900 to 1100	1000	8A EP	–
9	1350 to 1650	1500	9 EP	9 S
10	2880 to 3520	–	10 EP	10 S
11	4140 to 5060	–	11 EP	11 S
12	6120 to 7480	–	12 EP	12 S
13	190 to 220 cSt at 100°C (212°F) [5]	–	13 EP	13 S

Residual compounds [5] [6] AGMA Lubricant No.	Viscosity ranges [5] cSt at 100°C (212°F)
14R	428.5 to 857.0
15R	857.0 to 1714.0

NOTES

1) per ISO 3448, *Industrial Liquid Lubricants – ISO Viscosity Classification*, Also ASTM D 2422 and British Standards Institution B.S. 4231.

2) Extreme pressure lubricants should be used only when recommended by the gear manufacturer.

3) Synthetic gear oils 9S – 13S are available but not yet in wide use.

4) Oils marked Comp are compounded with 3% to 10% fatty or synthetic fatty oils.

5) Viscosities of AGMA Lubricant Number 13 and above are specified at 100°C (210°F) as measurement of viscosities of these heavy lubricants at 40°C (100°F) would not be practical.

6) Residual compounds–diluent type, commonly known as solvent cutbacks, are heavy oils containing a volatile, non–flammable diluent for ease of application. The diluent evaporates leaving a thick film of lubricant on the gear teeth. Viscosities listed are for the base compound without diluent.

CAUTION: These lubricants may require special handling and storage procedures. Diluent can be toxic or irritating to the skin. Do not use these lubricants without proper ventilation. Consult lubricant supplier's instructions.

Figura 67 – Classificação de óleos para engrenagem AGMA e ISO (ANSI-AGMA, 1995).

Table B1 – Previous Table 3 of AGMA 250.04 lubricant number recommendations for enclosed helical, herringbone, straight bevel, spiral bevel, and spur gear drives

Type of unit [a]	Low speed center distance	AGMA lubricant number [b, c] Ambient temperature [d, e] –10°C to +10°C (15°F to 50°F)	10°C to 50°C (50°F to 125°F)
Parallel shaft (single reduction)	up to 200 mm (8 in)	2–3	3–4
	200 mm to 500 mm (8 to 20 in)	2–3	4–5
	over 500 mm (20 in)	3–4	4–5
Parallel shaft (double reduction)	up to 200 mm (8 in)	2–3	3–4
	over 200 mm (8 in)	3–4	4–5
Parallel shaft (triple reduction)	up to 200 mm (8 in)	2–3	3–4
	200 mm to 500 mm (8 to 20 in)	3–4	4–5
	over 500 mm (20 in)	4–5	5–6
Planetary units (housing diameter)	up to 400 mm (16 in) outside diameter	2–3	3–4
	over 400 mm (16 in outside diameter)	3–4	4–5
Straight or spiral bevel gear units	cone distance to 300 mm (12 in)	2–3	4–5
	cone distance over 300 mm (12 in)	3–4	5–6
Gearmotors and shaft mount units	All	2–3	4–5
High speed units [f]	All	1	2

[a] Drives incorporating overrunning clutches as backstopping devices should be referred to the gear drive manufacturer as certain types of lubricants may adversely affect clutch performance.

[b] Ranges are provided to allow for variations in operating conditions such as surface finish, temperature rise, loading, speed, etc.

[c] AGMA viscosity number recommendations listed above refer to R & O gear oils shown in table 4 (These values agree with table 5 of obsolete 250.04). EP gear lubricants in the corresponding viscosity grades may be substituted where deemed necessary by the gear drive manufacturer.

[d] For ambient temperatures outside the ranges shown, consult the gear manufacturer. Some synthetic oils have been used successfully for high and low temperature applications.

[e] Pour point of lubricant selected should be at least 5° C (9° F) lower than the expected minimum ambient starting temperature. If the ambient starting temperature approaches lubricant pour point, oil sump heaters may be required to facilitate starting and ensure proper lubrication.

[f] High speed units are those operating at speeds above 3600 rpm or pitch line velocities above 25 m/s (5000 ft/min) or both. Refer to AGMA 421, *Practice for High Speed Helical and Herringbone Gear Units* for detailed lubrication recommendations (now AGMA 6011–G92).

Figura 68 – Lubrificantes AGMA recomendados para diferentes sistemas de engrenagens (ANSI-AGMA, 1994).

Assim, como determinado pela norma, deve-se utilizar um óleo grau ISO 100 ou 150. Contudo, lubrificantes que seguem a classificação da ISO são, na maioria das vezes, comercializados apenas em grandes volumes, em barris. Por esse motivo, optou-se pela escolha de um óleo SAE, cuja disponibilidade em pequenas quantidades é muito maior por ser a padronização utilizada para automóveis, de viscosidade equivalente às determinadas pela norma ANSI-AGMA 9005-D94. Seguindo o gráfico de conversão de viscosidade da Figura 69, disponibilizado pelo comerciante de produtos químicos *Twin Specialties Corp.*, os óleos equivalentes aos graus ISO 100 e 150 são, respectivamente, o SAE 85 e o SAE 90.

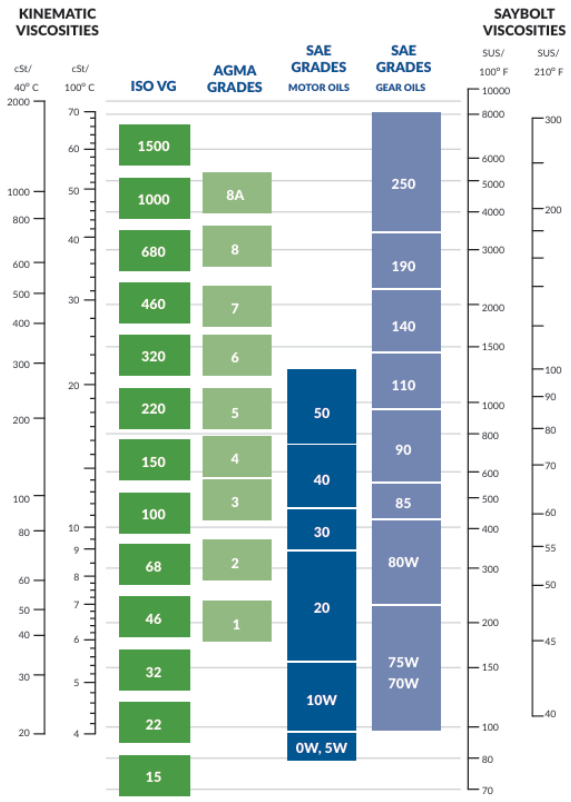


Figura 69 – Gráfico de conversão de viscosidade (*Twin Specialties Corp*).

Tendo isso em vista, o óleo a ser utilizado no sistema, seguindo as recomendações da norma ANSI-AGMA 9005-D94, deve ser o SAE 85W90 ou o SAE 90, em situações em que a primeira opção não esteja disponível.

Uma vez que o óleo a ser utilizado foi determinado, calculou-se o volume de óleo requerido pelo sistema, seguindo as orientações fornecidas na Figura 70 do manual referido anteriormente do fabricante Kohara.

Table 7.2 Adequate oil level

Type of	Spur gears and helical gears		Bevel gears	Worm gear pair	
Gear	Horizontal shaft	Vertical shaft	(Horizontal shaft)	Worm - above	Worm -below
Oil level Level 0	3h 1h	1h 1/3 h	1b 1/3 b	1/3 d_2	1/2 d_1 1/4 d_1 0

h = Tooth depth, b = Facewidth, d_2 = Reference diameter of worm wheel, d_1 = Reference diameter of worm

Figura 70 – Nível de óleo recomendado para lubrificação por imersão (Kohara).

A partir do modelo feito em SolidWorks do sistema montado, calculou-se que, para atingir o nível especificado de três vezes a altura do dente da engrenagem mais baixa, partindo do diâmetro externo desta, serão necessários 55 mL de óleo.

9 Instruções de montagem do sistema

As instruções de montagem do novo redutor devem seguir os passos explicitados abaixo na ordem de enumeração, o não cumprimento destas orientações pode prejudicar o funcionamento do sistema ou causar danos a ele. Antes de montar os rolamentos, eixos e engrenagens, é necessário garantir que estes estejam cobertos por uma fina camada de óleo nas regiões onde entrarão em contato com outros componentes internos. Além disso, é necessário também uma fina camada de óleo na superfície interna dos anéis de vedação, onde haverá contato com os eixos, a fim de evitar danos à borracha durante a montagem.

1. Montar rolamentos 61904 nas sedes dos rolamentos dos eixos A e B dos dois lados da carcaça.
2. Montar rolamentos 61805 nas sedes dos rolamentos do eixo C dos dois lados da carcaça.

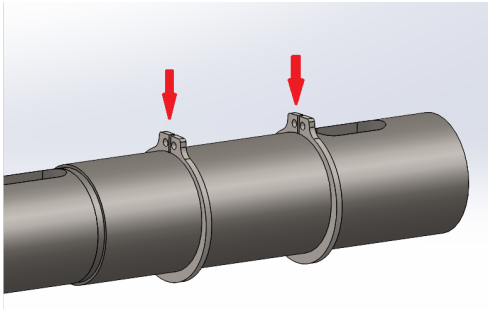


Figura 71 – Anéis elásticos do eixo A montados.

3. Montar dois anéis elásticos de 20 mm no eixo A nas posições indicadas na Figura 71.
4. Montar a chaveta 6 x 6 x 8 mm e o pinhão 1 no eixo A.
5. Com o lado direito da carcaça sobre uma superfície plana, encaixar o eixo A no rolamento como mostrado na Figura 72.
6. Montar duas chavetas 6 x 6 x 9,5 mm e a coroa 2 no eixo B, como na Figura 73.

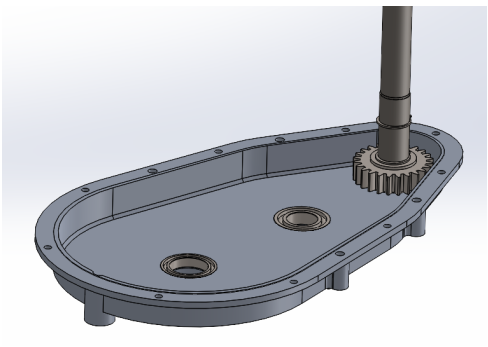


Figura 72 – Eixo A posicionado na carcaça.

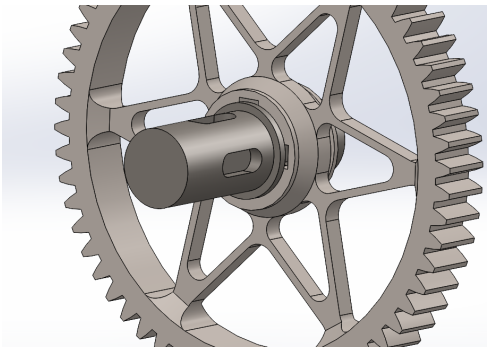


Figura 73 – Coroa 2 montada no eixo B.

7. Encaixar o lado curto do eixo B no rolamento do lado direito da carcaça, assim como feito para o eixo A. Verificar alinhamento do pinhão 1 com a coroa 2.

8. Montar as outras duas chavetas 6 x 6 x 9,5 mm no lado longo do eixo B, seguidas do pinhão 3.

9. Inserir os dois anéis elásticos de 25 mm no eixo C.

10. Encaixar o eixo C no rolamento do lado direito da carcaça, assim como feito para os outros eixos, com o anel elástico em contato com o rolamento.

11. Montar as duas chavetas 8 x 7 x 22,5 mm no eixo C, seguidas da coroa 4. Verificar alinhamento do pinhão 3 com a coroa 4.

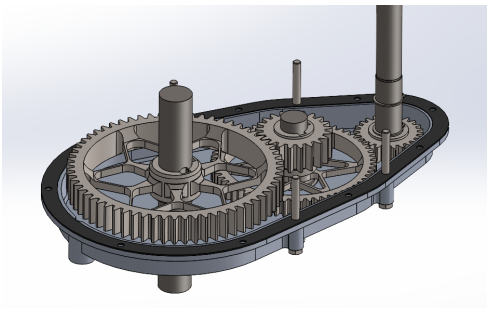


Figura 74 – Montagem da junta de vedação.

12. Encaixar os quatro parafusos M6 de 80 mm no lado direito da carcaça para alinhamento da junta de vedação, como mostrado na Figura 74, e do lado esquerdo da carcaça.

13. Encaixar o lado esquerdo da carcaça e rosquear os nove parafusos M5 na montagem, sem apertá-los

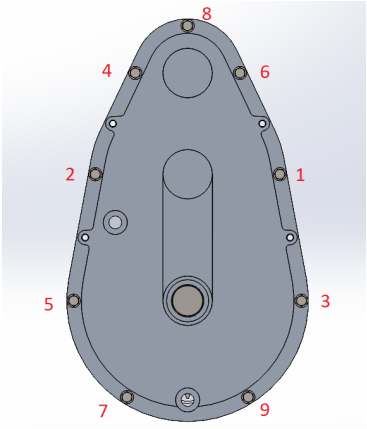


Figura 75 – Ordem de aperto dos parafusos.

14. Apertar os parafusos M5 progressivamente na ordem mostrada na Figura 75.

15. Montar e apertar o parafuso bujão de óleo magnético M12 no furo de dreno do óleo.

16. Inserir o anel de vedação de 20 x 32 x 7 mm na sede externa do eixo A e os anéis de 25 x 35 x 7 mm nas sedes do eixo C.

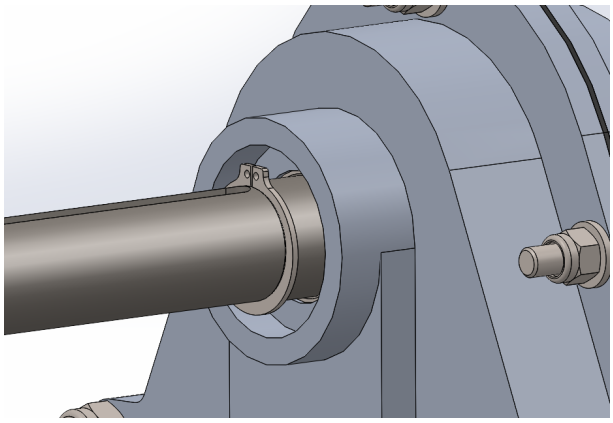


Figura 76 – Montagem do anel elástico da CVT.

17. Encaixar o último anel elástico de 20 mm no rasgo externo do eixo A para a fixação posterior da CVT, como mostrado na Figura 76.

18. Montar o redutor no veículo com os parafusos M6 de 80 mm

19. Inserir 55 mL de óleo 85W90 pelo furo de enchimento e fechar o furo com o parafuso bujão de óleo M12.

10 Conclusão

O projeto tinha por objetivos principais determinar as melhores formas de reduzir a massa e o custo de fabricação de um redutor de velocidades para um protótipo Baja SAE. Primeiramente, foram feitos os orçamentos dos processos de fabricação viáveis para a construção dos componentes do redutor de velocidades, utilizando os componentes do redutor em utilização pela equipe Piratas do Cerrado como referência. Observou-se, nesse contexto, que o uso de chavetas reduz o custo da fabricação dos eixos e das engrenagens, enquanto a fabricação da carcaça por fundição e usinagem posterior para acerto de medidas diminui significativamente o custo de fabricação dessa peça. Isso resultou em uma redução no custo de fabricação estimado de R$ 14.704,00 para R$ 5.984,00.

Em seguida, foi feito o dimensionamento das engrenagens, dos eixos, das chavetas e dos rolamentos necessários para o novo sistema, considerando as restrições de projeto e as condições impostas pelos desafios da competição Baja SAE. Com a definição de um fator de segurança e de fatores de dimensionamento condizentes com as prioridades e condições de contorno do projeto, foi possível determinar as dimensões dos dois pares de engrenagens do redutor novo, de forma que estes sejam mais compactos e mais leves do que o redutor anterior. Além disso, foi possível otimizar o tamanho dos eixos, padronizar parte dos rolamentos utilizados e dimensionar as chavetas para cada engrenagem, evitando, assim, a utilização de estrias de eixo que elevam o custo de fabricação e a massa do sistema.

Por fim, foram feitas numerosas simulações em elementos finitos no programa Ansys, utilizando-se da ferramenta de otimização topológica. A partir disso, foi possível aliviar a massa das duas coroas do redutor e da carcaça de uma forma mais objetiva e direcionada para as regiões indicadas pelo programa como as ideais para a retirada de material. Como resultado, alcançou-se uma redução de 36,21% na massa total do sistema e de 58,30% na inércia rotacional total dos eixos e engrenagens em relação ao redutor anterior.

A partir da utilização da ferramenta de otimização topológica, foi possível aprimorar consideravelmente os resultados do alívio de massa do sistema do novo redutor de velocidades para o protótipo Baja SAE. Esse processo também evidenciou a importância do domínio das ferramentas em mãos, uma vez que a otimização, apesar de reduzir significativamente a quantidade de passos necessários para aliviar e simular o modelo, ainda requer uma interpretação de onde a remoção de material é viável, considerando a

fabricação do componente e ocasionais deficiências do processo iterativo de otimização.

11 Referências Bibliográficas

1. AGOSTINHO, O. L.; RODRIGUES, A. C. dos S.; LIRANI, J. **Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões**. São Paulo: Blucher, 1977.

2. AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. **AGMA 218.01: Standard for Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth**. Alexandria: AGMA, 1982.

3. AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. **AGMA 908-B89: Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth**. Alexandria: AGMA, 1989.

4. AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE; AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. **ANSI-AGMA 2001-D04: Fundamental Rating Factor and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. Alexandria: AGMA, 2004.

5. AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE; AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. **ANSI-AGMA 9005-D94: Industrial Gear Lubrication**. Alexandria: AGMA, 1994.

6. ATLAS SPECIALTY METALS. **Through-Hardening Low Alloy Steel Bar 4340**. 2006.

7. BALDAM, R. de L.; VIEIRA, E. A. **Fundição - Processos e Tecnologias Correlatas**. 2 ed. Rio de Janeiro: Érica, 2014.

8. BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10 ed. Porto Alegre: AMGH Editora LTDA., 2016.

9. CALLISTER jr., W. D.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e Engenharia de Materiais**. 9 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

10. CHIAVERINI, V. **Tecnologia Mecânica**. 2 ed. São Paulo: Editora McGraw-Hill Ltda., 1986.

11. CIRQUEIRA, L. T. **Projeto de Caixa de Redução por Engrenagens para Veículo Baja SAE e Impacto da Inércia Rotacional dos Componentes na Performance**. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de São Carlos, São Carlos-SP. 2023.

12. CLEARCALCS. **Free Beam Calculator, Beam Analysis**. Disponível em: <https://app.clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>. Acesso em 06 fev. 2025.

13. COLLINS, J. A.; BUSBY, H.; STAAB, G. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas - Uma Perspectiva de Prevenção de Falha**. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

14. COMET CLUTCHES. **Comet Industrial Products**. Disponível em: <https://www.cometclutches.com/>. Acesso em 06 fev. 2025.

15. CROLLA, D.; MASHADI, B. **Vehicle Powertrain Systems**. Chichester: John Wiley & Sons, 2012.

16. DAVIS, J. R. **Gear Materials, Properties, and Manufacture**. Materials Park: ASM International, 2005.

17. DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 6885/1:1956. Dimensões para Chavetas Paralelas**. Alemanha.

18. GROOVER, M. P. **Introdução aos Processos de Fabricação**. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

19. HONDA ENGINES. **GX240 - GX270 - GX340 - GX390 (UT2/RT2) Technical Manual**. 2010.

20. ISLAM, S.; AHMED, N.; AL AZAD, M. F. **Mass Reduction and Performance Testing of an Engine Bracket by Utilizing Topology Optimization and Generative Design Method**. Rajshahi: Rajshahi University of Engineering & Technology, 2024.

21. KOHARA Gear Industry CO., LTD. **Practical Information on Gears**.

22. KHURMI, R. S.; GUPTA, J. K. **Theory of machines**. 14 ed. Nova Delhi: S. Chand & Co. Ltd., 2005.

23. KIMINAMI, C. S.; DE CASTRO, W. B.; OLIVEIRA, M. F. de. **Introdução aos Processos de Fabricação de Produtos Metálicos**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 2013.

24. LEAL, L. da C. M.; DA ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

25. MANDARINO, C. G. de S.; GONÇALVES, G. dos S. **Projeto de um Redutor de Velocidades para Veículo Baja SAE**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília-DF,2014.

26. MATWEB. MatWeb - **Material Property Data**. Disponível em <https://www.matweb.com/>.

27. NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman Editora Ltda., 2013.

28. PASQUAL, G. V. F.; DA PURIFICAÇÃO, A. S. **Projeto de um Novo Par de Engrenagens**. Brasília: Universidade de Brasília, 2020.

29. SAE BRASIL. **Informativo 16 - Baja SAE Brasil - Informações Sobre Utilização dos Motores**. 2025.

30. SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo E Técnico Baja SAE Brasil - RATBSB - Emenda 6**. 2024.

31. SHIGLEY, J. E.; UICKER jr., J. J.; PENNCOCK, G. R. **Therory of Machines and Mechanisms**. 5 ed. Nova York: Oxford University Press, 2017.

32. SLAVOV, S.; KONSULOVA-BAKALOVA, M. **Optimizing Weight of Housing Elements of Two-Stage Reducer by Using the Topology Management Optimization Capabilities Integrated in SolidWorks: a Case Study**. Varna: Technical University of Varna, 2019.

33. SKF. **Catálogo Geral de Rolamentos**. 2015. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. Acesso em 06 fev. 2025.

34. SOBRAL, P. H. B. **Projeto de um Diferencial para um Veículo Baja SAE**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília-DF,2015.

35. VERBART, A; VAN KEULEN, F.; LANGELAAR, M.. **Topology Optimization With Stress Constraints**. Delft: Delft University of Technology, 2015.

Apêndices

A Esforços nos eixos

A.1 Eixo A

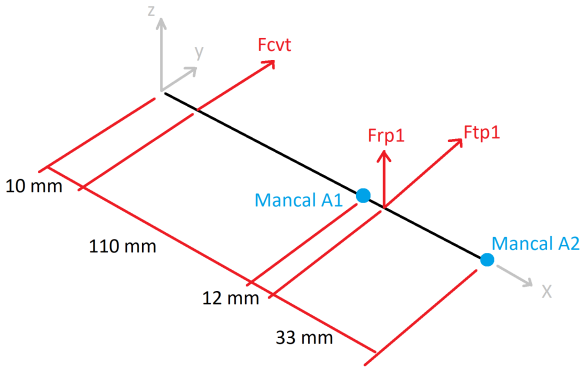


Figura 77 – Esboço do eixo A.

A.1.1 Esforço cortante

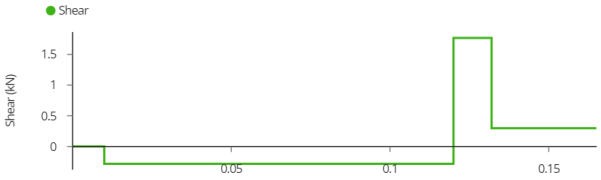


Figura 78 – A - Esforço cortante no plano XY.

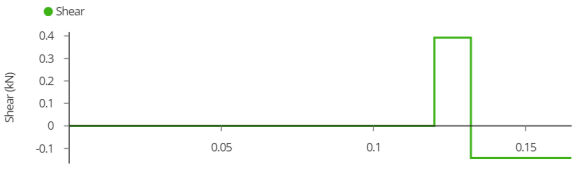


Figura 79 – A- Esforço cortante no plano YZ.

A.1.2 Momento fletor

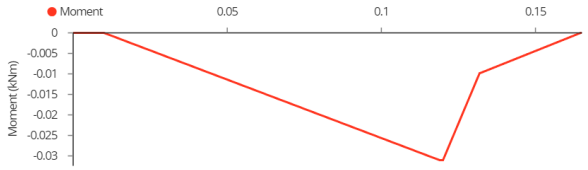


Figura 80 – A - Momento fletor no plano XY.

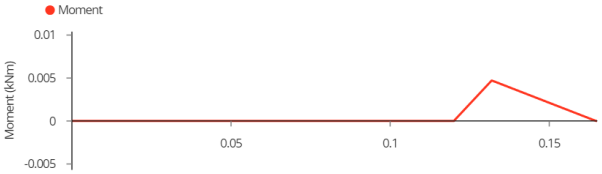


Figura 81 – A - Momento fletor no plano YZ.

A.1.3 Reações nos mancais

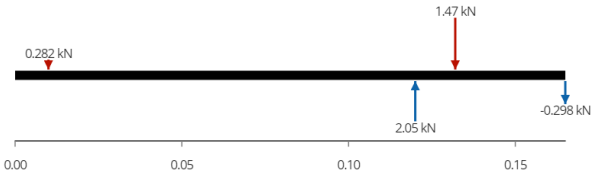


Figura 82 – A - Reações nos mancais no plano XY.

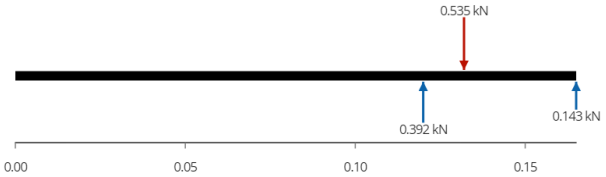


Figura 83 – A - Reações nos mancais no plano YZ.

A.2 Eixo B

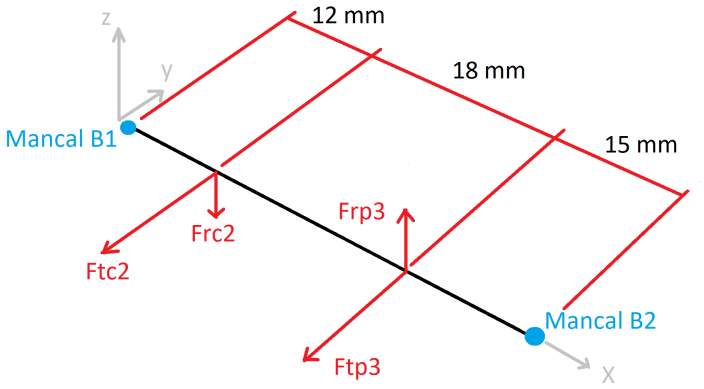


Figura 84 – Esboço do eixo B.

A.2.1 Esforço cortante

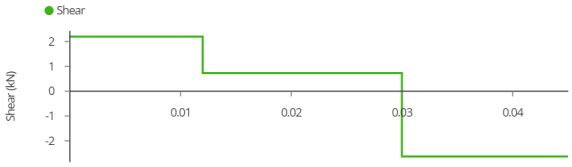


Figura 85 – B - Esforço cortante no plano XY.

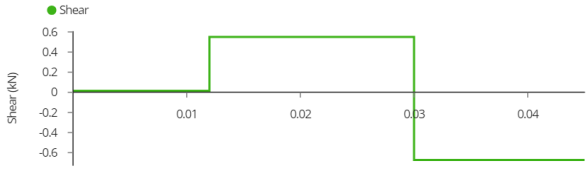


Figura 86 – B - Esforço cortante no plano YZ.

A.2.2 Momento fletor

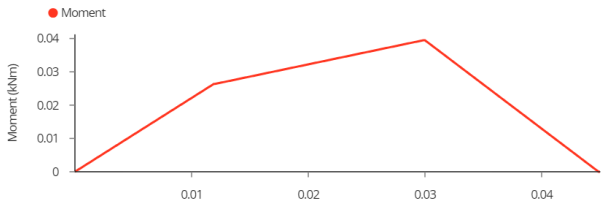


Figura 87 – B -Momento fletor no plano XY.

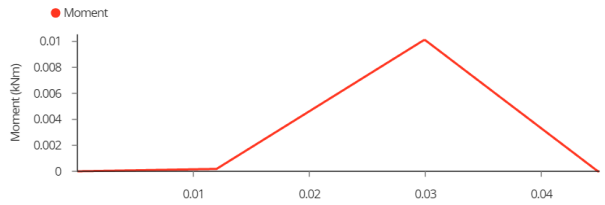


Figura 88 – B - Momento fletor no plano YZ.

A.2.3 Reações nos mancais

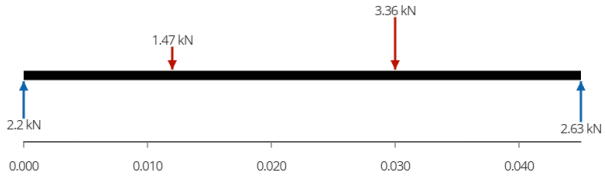


Figura 89 – B - Reações nos mancais no plano XY.

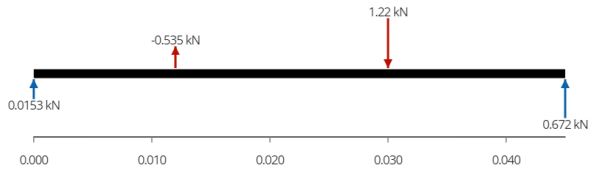


Figura 90 – B - Reações nos mancais no plano YZ.

A.3 Eixo C

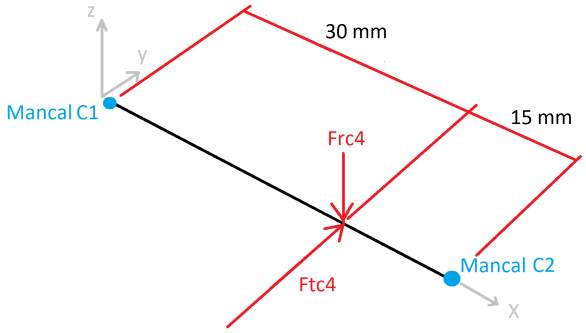


Figura 91 – Esboço do eixo C.

A.3.1 Esforço cortante

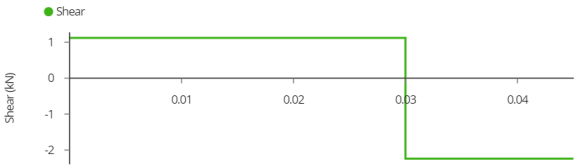


Figura 92 – Esforço cortante no plano XY.

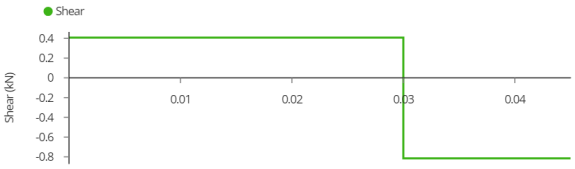


Figura 93 – Esforço cortante no plano YZ.

A.3.2 Momento fletor

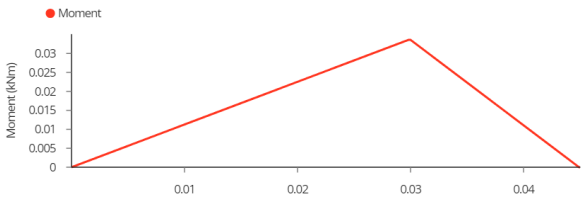


Figura 94 – Momento fletor no plano XY.

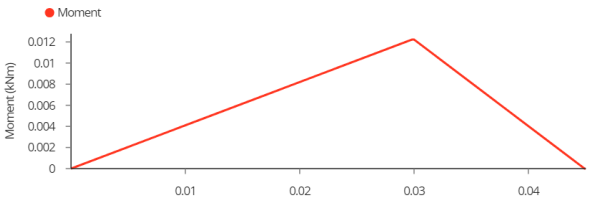


Figura 95 – Momento fletor no plano YZ.

A.3.3 Reações nos mancais

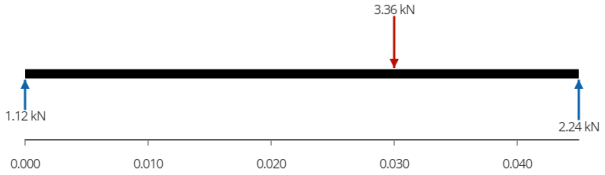


Figura 96 – Reações nos mancais no plano XY.

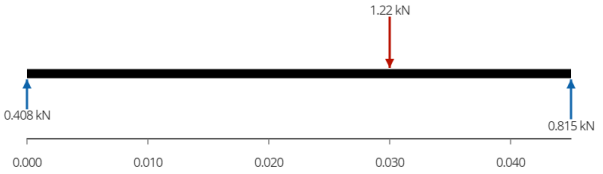


Figura 97 – Reações nos mancais no plano YZ.

B Rotina matemática para dimensionamento de engrenagens

Rotina matemática em MatLAb desenvolvida para o dimensionamento dos eixos nos pontos críticos, para fadiga e para velocidades críticas.

```
clear all
close all
clc

fs = 1.25;

%propriedades MPa (aco 4340 normalizado)
S_ut = 1110*10^0;
S_y = 710*10^0;
S_el = S_ut/2;
E = 200*10^3;

%fatores
K_a = 4.51*(S_ut^(-0.265)); %condicao de superficie - usinado
K_b = 1.24*(25^(-0.107)); %tamanho
K_c = 1; %carga - flexao
K_d = 1; %temperatura - menor que 300 celsius
K_e = 0.814; %confiabilidade - 99%

K_t = 2.14;
K_ts = 3.0; %tabela 7.1 do shigley

q = 0.93; %grafico 6.20 - chaveta raio 4
q_cis = 0.95; %grafico 6.21 - chaveta raio 4

K_f = 1+q*(K_t-1);
```

```
K_fs = 1+q_cis*(K_ts-1);

S_e = K_a*K_b*K_c*K_d*K_e*S_el;

%temporario
M_a=1;
M_m=0;
T_a=0;
T_m=1;

%deflexoes admissiveis
teta_adm = 0.026; %rad
def_adm = 0.25; %mm

%Eixo C
    aco4 = 30; %mm
    bco4 = 15; %mm
    Fco4 = 3574.8; %N
    lc = 45; %mm
    M_a_c = 35.7*10^3; %N.mm
    M_m_c = 0; %N.mm
    T_a_c = 0; %N.mm
    T_m_c = 258.66*10^3; %N.mm

    %deflexao nos rolamentos
    d_c_c1_def = (abs((32*fs*(Fco4*bco4*((bco4^2)-(lc^2))))
       /(3*pi*E*lc*teta_adm)))^(1/4); %mm
    d_c_c2_def = (abs((32*fs*(Fco4*aco4*(-(aco4^2)+(lc^2))))
       /(3*pi*E*lc*teta_adm)))^(1/4); %mm

    %deflexao na engrenagem
    d_c_co4_def = (abs((fs*64*Fco4*bco4*aco4*(aco4^2+bco4^2-
       lc^2))/(6*E*def_adm*pi*lc)))^(1/3);

    %fadiga
    d_c_fad = fad(fs,K_f,K_fs,M_a_c,M_m_c,T_a_c,T_m_c,S_ut,
       S_y,S_e);


%Eixo B
    ap3 = 30; %mm
```

```
bp3 = 15; %mm
Ftp3 = -3359.2; %N
Frp3 = 1222.7; %N

aco2 = 12; %mm
bco2 = 33; %mm
Ftco2 = -1469.7; %N
Frco2 = -534.9; %N

lb = 45; %mm
M_a_b = 40.77*10^3; %N.mm
M_m_b = 0; %N.mm
T_a_b = 0; %N.mm
T_m_b = 86.22*10^3; %N.mm

%deflexao nos rolamentos
d_b_b1_def = (abs((32*fs*(sqrt((((Ftp3*bp3*((bp3^2)-(lb
   ^2)))+(Ftco2*bco2*((bco2^2)-(lb^2))))^2)+(((Frp3*bp3
   *((bp3^2)-(lb^2)))+(Frco2*bco2*((bco2^2)-(lb^2))))^2))
   ))/(3*pi*E*lb*teta_adm)))^(1/4); %mm
d_b_b2_def = (abs((32*fs*(sqrt((((Ftp3*ap3*(-(ap3^2)+(lb
   ^2)))+(Ftco2*aco2*(-(aco2^2)+(lb^2))))^2)+(((Frp3*ap3
   *(-(ap3^2)+(lb^2)))+(Frco2*aco2*(-(aco2^2)+(lb^2))))
   ^2))))/(3*pi*E*lb*teta_adm)))^(1/4); %mm

%deflexao nas engrenagens
def_co2t = abs((Ftco2*bco2*aco2*(aco2^2+bco2^2-lb^2))+(
   Ftp3*bp3*aco2*(aco2^2+bp3^2-lb^2)));
def_co2r = abs((Frco2*bco2*aco2*(aco2^2+bco2^2-lb^2))+(
   Frp3*bp3*aco2*(aco2^2+bp3^2-lb^2)));
d_b_co2_def = (fs*64*sqrt(def_co2t^2+def_co2r^2)/(6*E*
   def_adm*pi*lc))^(1/3);

def_p3t = abs((Ftco2*bco2*ap3*(ap3^2+bco2^2-lb^2))+(Ftp3*
   bp3*ap3*(ap3^2+bp3^2-lb^2)));
def_p3r = abs((Frco2*bco2*ap3*(ap3^2+bco2^2-lb^2))+(Frp3*
   bp3*ap3*(ap3^2+bp3^2-lb^2)));
d_b_p3_def = (fs*64*sqrt(def_p3t^2+def_p3r^2)/(6*E*
   def_adm*pi*lc))^(1/3);

%fadiga
```

```
    d_b_fad = fad(fs,K_f,K_fs,M_a_b,M_m_b,T_a_b,T_m_b,S_ut,
        S_y,S_e);

%Eixo A
    ap1 = 12; %mm
    bp1 = 33; %mm
    Ftp1 = 1469.7; %N
    Frp1 = 534.9; %N
    Fp1 = 1564; %N

    acvt = 110; %mm
    bcvt = 155; %mm
    Ftcvt = 282.13; %N
    Frcvt = 0; %N

    la = 45; %mm
    M_a_a = 31.0*10^3; %N.mm
    M_m_a = 0; %N.mm
    T_a_a = 0; %N.mm
    T_m_a = 34.49*10^3; %N.mm

    %deflexao nos rolamentos
    d_a_a1_def = (abs((32*fs*(sqrt((((Ftp1*bp1*((bp1^2)-(la
        ^2)))+(Ftcvt*acvt*(0-2*(la^2))))^2)+((Frp1*bp1*((bp1
        ^2)-(la^2)))^2))))/(3*pi*E*lb*teta_adm)))^(1/4); %mm
    d_a_a2_def = (abs((32*fs*(sqrt((((Ftp1*ap1*(-(ap1^2)+(la
        ^2)))+(Ftcvt*acvt*(0+(la^2))))^2)+((Frp1*ap1*(-(ap1^2)
        +(la^2)))^2))))/(3*pi*E*lb*teta_adm)))^(1/4); %mm

    %deflexao na engrenagem
    def_Ftp1 = (fs*64*Ftp1*bp1*ap1*(ap1^2+bp1^2-la^2))/(6*E*
        def_adm*pi*la);
    def_Frp1 = (fs*64*Frp1*bp1*ap1*(ap1^2+bp1^2-la^2))/(6*E*
        def_adm*pi*la);
    def_Fcvt = (fs*64*Ftcvt*acvt*bp1*(la^2-bp1^2))/(6*E*
        def_adm*pi*la);

    d_a_p1_def = (sqrt(def_Frp1^2+(def_Ftp1+def_Fcvt)^2))
        ^(1/4);

    %fadiga
```

```
    d_a_fad = fad(fs,K_f,K_fs,M_a_a,M_m_a,T_a_a,T_m_a,S_ut,
       S_y,S_e);

%velocidade critica
    m_cvt = 3.9; %kg
    m_p1 = 0.19; %kg
    m_co2 = 0.44; %kg
    m_p3 = 0.30; %kg
    m_co4 = 1.19; %kg
    g = 9.8;

    p_cvt = m_cvt*g; %kg
    p_p1 = m_p1*g; %kg
    p_co2 = m_co2*g; %kg
    p_p3 = m_p3*g; %kg
    p_co4 = m_co4*g; %kg

    den_4340 = 7850; %kg/m^3

    da = 20;
    db = 20;
    dc= 25;

    ma = den_4340*(169.5/1000)*pi*(da/2000)^2;
    mb = den_4340*(54/1000)*pi*(db/2000)^2;
    mc = den_4340*(180/1000)*pi*(dc/2000)^2;

    pa = ma*g;
    pb = mb*g;
    pc = mc*g;

    Ia = pi*(da^4)/64;
    Ib = pi*(db^4)/64;
    Ic = pi*(dc^4)/64;

    %deflexoes (m)
    y_Acvt = 0.001*sqrt(((Ftp1*bp1*(la-(acvt+la))*((la-(acvt+
       la))^2+bp1^2-2*la*(la-(acvt+la)))/(6*E*la*Ia))+(Ftcvt
       *(acvt^2)*(la+acvt)/(3*E*Ia)))^2+(Frp1*bp1*(la-(acvt+
       la))*((la-(acvt+la))^2+bp1^2-2*la*(la-(acvt+la)))/(6*E
       *la*Ia))^2);
```

```
y_Ap1 = 0.001*sqrt(((Ftp1*bp1*ap1*(ap1^2+bp1^2-la^2)/(6*E
   *la*Ia))+Ftcvt*acvt*bp1*(la^2-bp1^2)/(6*E*la*Ia))^2+(
   Frp1*bp1*ap1*(ap1^2+bp1^2-la^2)/(6*E*la*Ia))^2);
y_Acm = 0.001*sqrt(((Ftp1*bp1*(la-80)*((la-80)^2+bp1^2-2*
   la*(la-80))/(6*E*la*Ia))+(Ftcvt*(80-la)*((80-la)^2-
   acvt*(3*80-la))/(6*E*Ia)))^2+(Frp1*bp1*(la-80)*((la
   -80)^2+bp1^2-2*la*(la-80))/(6*E*la*Ia))^2);

y_Bco2 = 0.001*sqrt(((Ftco2*bco2*aco2*(aco2^2+bco2^2-lb
   ^2)/(6*E*lb*Ib))+(Ftp3*bp3*aco2*(aco2^2+bp3^2-lb^2)
   /(6*E*lb*Ib)))^2+((Frco2*bco2*aco2*(aco2^2+bco2^2-lb
   ^2)/(6*E*lb*Ib))+(Frp3*bp3*aco2*(aco2^2+bp3^2-lb^2)
   /(6*E*lb*Ib)))^2);
y_Bp3 = 0.001*sqrt(((Ftco2*(lb-ap3)*aco2*(ap3^2+aco2^2-2*
   lb*ap3)/(6*E*lb*Ib))+(Ftp3*bp3*ap3*(ap3^2+bp3^2-lb^2)
   /(6*E*lb*Ib)))^2+((Frco2*(lb-ap3)*aco2*(ap3^2+aco2
   ^2-2*lb*ap3)/(6*E*lb*Ib))+(Frp3*bp3*ap3*(ap3^2+bp3^2-
   lb^2)/(6*E*lb*Ib)))^2);
y_Bcm = 0.001*sqrt(((Ftco2*(lb/2)*aco2*(aco2^2+(lb/2)
   ^2-2*lb*(lb/2))/(6*E*lb*Ib))+(Ftp3*bp3*(lb/2)*((lb/2)
   ^2+bp3^2-lb^2)/(6*E*lb*Ib)))^2+((Frco2*(lb/2)*aco2*((
   lb/2)^2+aco2^2-2*lb*(lb/2))/(6*E*lb*Ib))+(Frp3*bp3*(lb
   /2)*((lb/2)^2+bp3^2-lb^2)/(6*E*lb*Ib)))^2);

y_Cco4 = 0.001*abs(Fco4*bco4*aco4*(aco4^2+bco4^2-lc^2)
   /(6*E*lc*Ic));
y_Ccm = 0.001*abs(Fco4*bco4*(lc/2)*((lc/2)^2+bco4^2-lc^2)
   /(6*E*lc*Ic));

%frequencias (rpm)

w1a = 60*sqrt(g*((pa*y_Acm+p_cvt*y_Acvt+p_p1*y_Ap1)/(pa*
   y_Acm^2+p_cvt*y_Acvt^2+p_p1*y_Ap1^2)));

w1b = 60*sqrt(g*((pb*y_Bcm+p_co2*y_Bco2+p_p3*y_Bp3)/(pb*
   y_Bcm^2+p_co2*y_Bco2^2+p_p3*y_Bp3^2)));

w1c = 60*sqrt(g*((pc*y_Ccm+p_co4*y_Cco4)/(pc*y_Ccm^2+
   p_co4*y_Cco4^2)));
```

```
function d_fad = fad(fs,K_f,K_fs,M_a,M_m,T_a,T_m,S_ut,S_y,S_e
   )

%variaveis para o calculo
    A = sqrt(4*((K_f*M_a)^2)+3*((K_fs*T_a)^2));
    B = sqrt(4*((K_f*M_m)^2)+3*((K_fs*T_m)^2));

%Goodman
    D_good = ((16*fs/pi)*((A/S_e)+(B/S_ut)))^(1/3);

%Gerber
    D_ger = ((8*fs*A*(1+sqrt(1+(((2*B*S_e)/(A*S_ut))^2))))/(
       pi*S_e))^(1/3);

%ASME elipitico
    D_elip = (16*fs*(sqrt((4*((K_f*M_a/S_e)^2))+(3*((K_fs*T_a
       /S_e)^2))+(4*((K_f*M_m/S_y)^2))+(3*((K_fs*T_m/S_y)^2))
       ))/pi)^(1/3);

%Soderberg
    D_sod = ((16*fs/pi)*((A/S_e)+(B/S_y)))^(1/3);

    diams = [D_good,D_ger,D_elip,D_sod];
    d_fad = diams;
end
```

C Rotina matemática para o dimensionamento de chavetas

Rotina matemática em MATLAB desenvolvida para o dimensionamento de chavetas.

```
clear all
close all
clc

%Parametros da Chaveta - DIN 6885
b = 8;     % Largura da chaveta (mm)
h = 7;     % Altura da chaveta (mm)
t1 = 4;    % Altura da chaveta na base (mm)

%Torque maximo no eixo - pico de torque, reducoes e efic. da
   cvt
T = 26.45*0.85*3.71*2.5*3*10^3; %N.mm

%Diametro do eixo
D = 25; %mm
%Forca Tangencial na Chaveta
F = T/(D/2); %N
%Fator de seguranca
fs = 1.2;

%aco 1045
S_ut = 585; %MPa
S_y = 450; %MPa
S_sy = 0.577*S_y;

%comprimentos de face minimos
L_cis = F*fs/(b*S_sy);
L_esm = F*fs/((h-t1)*S_y);
```

Anexos

A Rotina matemática para dimensionamento de engrenagens

Rotina matemática em MATLAB desenvolvida por Pasqual e Purificação (2020) para dimensionamento de engrenagens.

```
clear all
close all
clc

%material
ROL = [187 234 300]; \%Dureza Brinell
for g = 1:length(ROL)
    HB = ROL(g);
    rho_aco = 7850; %Densidade do Aco [Kg/m^3]
HB_S = HB; %Dureza Brinell Superficial
hbsp = HB; %Dureza Brinell Superficial do Pinhao
hbsg = HB; %Dureza Brinell Superficial da Coroa
Cp = 2300; %Coeficiente Elastico [psi^-(1/2)]

%carregamento
H = 7.225; %Potencia aplicada [HP]
n = 2800; %Rotacao do sistema [rpm]


%Criterio de projeto
N_ciclos = 10^8; %Vida de Projeto
C = 100; %Distancia entre centros[mm]
% FSH = 1.2; %Fator de Projeto
Kb = 1; %Fator Espessura de Borda --> Epessura de borda com
   razao de 1.2 o tamanho do dente
Kr = 1; %Fator de Confiabilidade para Confiabilidade de 0.99
```

```
Kt = 1; %Fator de Temperatura -> Temp < 120 oC
Cf = 1; %Fator de Condicao de Superficie
Ko = 1.75; %Fator de Sobrecarga --> Impactos no subsistema e
   explosao dos pistoes
Qv = 8; %Numero de grau de precisao de transmissao AGMA (
   identico ao numero de qualidade): De 3 a 7 qualidade
   comercial e de 8 a 12 qualidade precisa.

%geometria
phi = 20; %angulo de Pressao [graus]
modu = 2; %Modulo [mm] (Para modulos comerciais, usar modu =
   1:0.5:5;)
N1 = 17:300; %Numero de dentes para modulos comerciais
F\_m = 20; \%Larguras de Face comerciais [mm]
Fi = F_m/25.4; %Largura de Face comerciais [in]

%Selecao de engrenagens para o entre-eixos desejado
for j = 1:length(N1)
for i = 1:length(modu)
    if mod(2*C,modu(i)) == 0 && 2*C./(modu(i)) - N1(j) >17
        N2(j,i) = 2*C./(modu(i)) - N1(j);
    if N2(j,i)/N1(j) < 3 \&& N2(j,i)/N1(j) > 2
        Red(j,i) = N2(j,i)/N1(j);
        D1(j,i) = modu(i)*N1(j);
        D2(j,i) = D1(j,i)*Red(j,i);
end
end
end
end
[r,c] = find(Red<2.8 & Red>2.5);%Red<2.8 & Red>2.5
modu = modu(c);
Npi = N1(r);
for i = 1:length(r)
    Ngi(i) = N2(r(i),c(i));
    Dpc(i) = D1(r(i),c(i));
    Dgc(i) = D2(r(i),c(i));
    redi(i) = Red(r(i),c(i));
end

%calculo da engrenagem
for j = 1:length(Fi)
```

```
for i = 1:length(Npi)
    Np = Npi(i);
    Ng = Ngi(i);
    red = redi(i);

%transformacao metrico para ingles
Dpi = Dpc(i)/25.4; %Diametro pinhao [in]
Dgi = Dgc(i)/25.4; %Diametro coroa [in]
P = Np/Dpi; %Passos diametrais [dentes/in]
p = pi/P; %Passo circular [in/dentes]
F = Fi(j); %Largura de face

%cargas
V = pi*Dpi*n/12; %Velocidade da linha primitiva do pinhao[ft/
   min]
V_m = V*0.0051; %Velocidade da linha primitiva [m/s]
Wt(i,j) = 33000*H/V; %Forca tangencial [lbf]
W = Wt/(cosd(phi)); %Carga total [lbf]
Wr = W*sind(phi); %Carga radial [lbf]

%fator dinamico
B_ = 0.25*(12-Qv)^(2/3);
A_ = 50 + 56*(1-B_);
Kv = ((A_ + (V^(1/2)))/A_)^B_;

%Fator ciclagem de tensao Yn e Zn
    %pinhao
Ynp = 1.3558*N_ciclos^(-0.0178);
Znp = 1.4488*N_ciclos^(-0.023);
    %Coroa
Yng = 1.4488*(N_ciclos/red)^(-0.023);
Zng = 1.4488*(N_ciclos/red)^(-0.023);

%Fator de tamanho Ks
%Ksp = 1.192.*((F*sqrt(Yp))./P).^0.0535; %Para o pinhao
%Ksg = 1.192.*((F*sqrt(Yg))./P).^0.0535; %Para a coroa
Ksp = 1;
Ksg = 1;

%Fatores de distribuicao de carga Km
```

```
    %Para valores de F/10.*Dpi < 0.05 e utilizado F/10.*Dpi =
        0.05
if F/(10*Dpi) < 0.05
    D_m = 0.05;
else
    D_m = F/(10*Dpi);
end
if (F<=1)
    Cpf = D_m-0.025;
elseif ((F>1)||(F <=17))
    Cpf = D_m-0.0375+(0.0125*F);
else
    Cpf = D_m-0.1109+(0.0207*F)-(0.000228*F^2);
end

% Fator de Distribuicao de Carga (Km)
Cmc = 1; %Dentes sem coroamento
Cpm = 1.1; %Posicionamento da engrenagem, mais conservador
Ce = 1; %Outras condicoes
A_m = 0.0675; %Unidades de engrenagens fechadas, precisao
B_m = 0.0128; %Unidades de engrenagens fechadas, precisao
C_m = -0.926e-4; %Unidades de engrenagens fechadas, precisao
Cma = A_m +(B_m*F)+(C_m*F^2); %Fator de Alinhamento de
   Engrenamento
Km = 1 + Cmc*(Cpf*Cpm + Cma*Ce);

%Fator Geometrico de Resistencia a Flexao - J - Range de
   aproximacao inicial Figura 14.6 Shigley
if Np < 50
    Jp = 0.35;
else
    Jp = 0.45;
end
    if Ng < 140
    Jg = 0.43;
else
    Jg = 0.48;
end

%Fator Geometrico de Resistencia Superficial - I
```

```
Ip =(cosd(phi)*sind(phi)*(red))./(2*((red + 1))); %Para
   pinhao, engrenagem externa
Ig =(cosd(phi)*sind(phi)*(red))./(2*((red + 1))); %Para coroa
   , engrenagem externa

%Fator de Razao de Dureza (Ch)
if hbsp/hbsg > 1.7
    A1 = 0.00698;
elseif hbsp/hbsg < 1.2
    A1 = 0;
else
    A1 = 8.98*10^-3*(hbsp/hbsg)-8.29*10^-3;
end
Ch = 1.0 + A1*(red - 1.0);

%Calculo das tensoes e fatores de seguranca
    %Numero de Tensao Admissivel de Flexao (St) em kpsi -
       Grau 1
Stp = 77.3*hbsp+12800; %Para o pinhao
Stg = 77.3*hbsg+12800; %Para a coroa

    % Numero de Tensao Admissivel de Contato (Sc) em kpsi -
       Grau 1
Scp = 322*hbsp+29100; %Para o pinhao
Scg = 322*hbsg+29100; %Para a coroa

    % Tensao de Flexao da Engrenagem (Sigma_f)
Sigma_fp(i,j) = Wt(i,j)*Ko*Kv*Ksp*P*Km*Kb/(F*Jp); %Para o
   pinhao
Sigma_fg(i,j) = Wt(i,j)*Ko*Kv*Ksg*P*Km*Kb/(F*Jg); %Para a
   coroa

    % Fator de Seguranca para Falha por Fadiga Flexional (Sf)
Sfp(i,j) = Stp*Ynp/(Kt*Kr*Sigma_fp(i,j)); %Para o pinhao
Sfg(i,j) = Stg*Yng/(Kt*Kr*Sigma_fg(i,j)); %Para a coroa

    % Tensao de contato da Engrenagem (Sigma_c)
Sigma_cp(i,j) = Cp*sqrt(Wt(i,j)*Ko*Kv*Ksp*Km*Cf/(Dpi*F*Ip));
   %Para o pinhao
Sigma_cg(i,j) = Cp*sqrt(Wt(i,j)*Ko*Kv*Ksg*Km*Cf/(Dgi*F*Ig));
   %Para a coroa
```

```
    % Fator de Seguranca para Falha por Aparecimento de
       Cavidade (Sh)
Shp(i,j) = Scp*Znp/(Kt*Kr*Sigma_cp(i,j)); %Para o pinhao
Shg(i,j) = Scg*Zng*Ch/(Kt*Kr*Sigma_cg(i,j)); %Para a coroa

%Definindo fator de seguranca governante pra cada caso.
if Shp(i,j)^2 < Sfp(i,j)
Fsp(i,j) = Shp(i,j);
% Hbp(i,j) = (((Kt*Kr*Sigma_cp(i,j))*FSH)/(Zng)-34300)/349;
else
Fsp(i,j) = Sfp(i,j);
% Hbp(i,j) = ((Kt*Kr*Sigma_fp(i,j)*FSH/Ynp - 16400)/102);
end
if Shg(i,j)^2 < Sfg(i,j)
Fsg(i,j) = Shg(i,j);
% Hbg(i,j) = (((Kt*Kr*Sigma_cg(i,j))*FSH)/(Zng*Ch)-34300)
   /349;
else
Fsg(i,j) = Sfg(i,j);
% Hbg(i,j) = ((Kt*Kr*Sigma_fg(i,j)*FSH/Ynp - 16400)/102);
end
end
end

Fscoroa(g) = Fsg(1,11);
Fspinhao(g) = Fsp(1,11);

plot (HB,Fsp(1,:))
figure('Position',[100 100 900 700])
display(num2str(HB))
subtitle(['Fator de seguranca ',num2str(HB),' HB'])
subplot(2,1,1)
beta = bar(Dpc,Fsp);
grid on
xlabel('Diametro Primitivo [mm]')
ylabel('Fator de seguranca pinhao')
lgd = legend({'15','20','25','30','35'},'Location','
   bestoutside');
title(lgd,'Largura de Face [mm]')
for i = 1:length(Dpc)
```

```
for j = 1:length(F_m)
%text(beta(i).XData(j)+beta(i).XOffset,beta(i).YData(j)+0.05,
   num2str(beta(i).YData(j)),'HorizontalAlignment','center','
   FontSize',10);
end
end

subplot(2,1,2)
beta = bar(Dgc,Fsg);
grid on
xlabel('Diametro Primitivo [mm]')
ylabel('Fator de seguranca coroa')
lgd = legend({'15','20','25','30','35'},'Location','
   bestoutside');
title(lgd,'Largura de Face [mm]')
for i = 1:length(Dpc)
for j = 1:length(F_m)
%text(beta(i).XData(j)+beta(i).XOffset,beta(i).YData(j)+0.05,
   num2str(beta(i).YData(j)),'HorizontalAlignment','center');
end
end

%saveas(gcf,['Resultado107',num2str(HB),'.jpg'])
end
%fig1 = figure (g+2);
figure (g+2)
hold on

plot(ROL,Fscoroa,'r','LineWidth',2)
plot(ROL,Fspinhao,'b','LineWidth',2)

%Configurando o Grafico
 grid on
 title('Modulo 2 - Largura de Face 20 mm','FontSize',20);
 xlabel({'Dureza Brinell (HB)'},'FontSize',18,'FontWeight','
    bold');
 ylabel({'Fator de Seguranca'},'FontSize',18,'FontWeight','
    bold');
 set(gca,'FontSize',14,'FontWeight','bold')
 pbaspect([1.5 1 1])
 %fig1.Units = 'centimeters';
```

```
 %fig1.OuterPosition = [4 4 20 14];
 legend('Coroa','Pinhao','location','northwest')
 axis([[180 400 0.5 3])
hold off
```