

UNIVERSIDADE FEDERAL DO AMAZONAS
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
Curso de graduação em engenharia mecânica

TRABALHO 2:
Caixa de Transmissão com duas velocidades

FLÁVIO DIAS – 21551591
RODRIGO NASCIMENTO - 21553733

MANAUS – AM
2021

FLÁVIO DIAS – 21551591
RODRIGO NASCIMENTO - 21553733

TRABALHO 2:
Caixa de Transmissão com duas velocidades

Trabalho proposto pelo professor DR.
DANILO DE SANTANA CHUÍ como forma
de avaliação da disciplina ELEMENTOS DE
MÁQUINAS II.

MANAUS – AM
2021

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	4
2. OBJETIVOS	6
3. MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	7
3.1. MUDANÇA DE VELOCIDADE	7
3.2. PROJETO DE ENGRENAGENS	13
3.3. PROJETO DE EIXOS	17
3.3.1. Eixo a.....	19
3.3.2. Eixo b:	20
3.3.3. Eixo c:.....	22
3.4. PROJETO DE MANCAIS	24
3.5. PROJETO DE CHAVETAS	26
4. PROJETO EM CAD.....	28
4.1. ENGRENAGENS.....	28
4.2. EIXOS.....	32
4.3. MANCAIS.....	34
4.4. SISTEMA DE MUDANÇA DE VELOCIDADE	36
4.5. CARÇAÇA	38
4.6. PEÇA COMPLETA	40
5. CONCLUSÃO.....	42
6. REFERÊNCIAS	43
7. ANEXO A – DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR NO FTOOL	44
8. ANEXO B – GRÁFICOS E TABELA PARA OS FATORES UTILIZADOS	47
9. ANEXO C – DESENHOS TÉCNICOS	57

1. INTRODUÇÃO

A vida na terra depende de energia e trabalho. Desde os tempos antigos a humanidade procura formas de gerar, transmitir e armazenar trabalho, seja para facilitar atividades do dia a dia, como a moagem de grãos utilizando energia eólica nos tempos medievais, ou realizar feitos extraordinários, como carros de corrida que vão de 0-100km/h em 2 segundos. Seja qual for a aplicação, é essencial que se possa alterar a razão de transmissão do sistema, isto é, adaptar a forma em que essa energia é consumida para que se tenha mais torque quando este for necessário e mais velocidade quando não for.

Este trabalho visa projetar um dos métodos que permite essa flexibilidade, a caixa de transmissão, um conjunto de elementos de máquinas cuja função é, como o nome sugere, transmitir velocidade, força, torque e potência nas proporções desejadas. A energia mecânica da fonte é conduzida por meio de um eixo (eixo motor) e através de uma série de relações entre engrenagens essa energia mecânica é fornecida ao eixo de saída (eixo movido).

A principal vantagem deste modelo de transmissão é a capacidade de transmitir grandes magnitudes de potência (para o caso de aplicações mais “pesadas”) com eficiência mecânica elevada e sincronia precisa, podendo ser construído a partir de materiais duráveis sem a necessidade de ajustes periódicos.

O projeto de uma caixa de transmissão completa consiste em definir as dimensões de todos os elementos (citados mais a frente), especificações dos materiais e análise de forças e resistências. Baseado na compreensão da ciência e matemática, aliados ao conhecimento de dados empíricos juntamente com o “julgamento de engenharia”, para assim desenvolver o projeto como solução profissional. Alguns dos elementos mais comuns nesse tipo de projeto são:

As engrenagens, responsáveis por transmitir o movimento de rotação de um eixo para o outro. Em geral são mais caras que as correntes e correias, visto que os custos de fabricação aumentam conforme a precisão – exigido na combinação das altas velocidades, cargas e baixos níveis de ruído.

Os eixos, que transmitem a potência dos elementos a ele fixados (polias, cames e -no caso- engrenagens), geralmente longos de seção circular e suportados por mancais.

Os mancais, que sustentam elementos rolantes, o eixo e os componentes mais externos são separados por esferas ou roletes que permitem o movimento relativo entre estes.

Os elementos de fixação, com finalidade acoplar os componentes vizinhos, permitindo a transmissão de torque e velocidade, também servindo como fusível em caso de sobrecarga.

Além da análise dimensional correta, o material também possui uma importância fundamental, pois através dele que os esforços internos de deformação e resistência estarão atrelados. A escolha ótima faz com que o processo de fabricação seja mais facilmente realizado e o custo do sistema seja reduzido. Portanto, se faz importante fazer um balanceamento destas variáveis.

Como diferentes caminhos podem ser trilhados para se alcançar o mesmo resultado, a cautela no dimensionamento dos componentes e as tomadas de decisões devem ser cuidadosamente pensadas para que o projeto, apesar de não ser o único e talvez não o melhor, seja aceitável dentro dos limites de custo, tempo de fabricação e dimensões.

O conceito de mudança de velocidade deste trabalho foi baseado em um modelo de transmissão de carros de fórmula 1, e o projeto foi desenvolvido conhecendo-se apenas os gráficos das relações de velocidade x torque/potência do motor, eficiência global do sistema de transmissão, dimensões da roda/pneu e características de inércia do veículo a ser conduzido.

Os detalhes sobre as tomadas de decisão (e suas motivações) de cada etapa do projeto foram descritos nos capítulos a seguir, juntamente com os valores utilizados organizados majoritariamente em tabelas para facilitar a visualização.

2. OBJETIVOS

Tem-se por objetivo projetar uma caixa de transmissão de duas velocidades, com no mínimo dois pares de engrenagens, e todos os seus componentes (carcaça, engrenagens, eixos, elementos de fixação – com exceção dos mancais, escolhidos a partir de catálogo) a partir dos dados do roteiro, tomando as decisões de projeto de forma independente e, quando necessário, utilizando softwares auxiliares a fim de facilitar cálculos.

A meta estabelecida foi de projetar a menor quantidade possível de componentes, utilizando materiais (no caso ligas de aço) mais baratos, com as menores dimensões possíveis (sem ignorar os perfis desejáveis, como no caso do escalonamento dos eixos) e alcançar velocidades e torques aceitáveis na saída do sistema. Com a construção e montagem dos componentes feitas da maneira mais simples possível.

As seguintes etapas sequenciadas abaixo foram seguidas para o dimensionamento das relações de velocidade e planejamento dos componentes:

- 1- Estabelecer relações de transmissão adequadas para o sistema, levando em consideração as limitações do motor proporcionando velocidade e torque de saída razoáveis para uma aplicação veicular;
- 2- Projetar as engrenagens, de forma a suportar os esforços sem que haja falhas por fadiga para uma vida útil estabelecida;
- 3- Projetar os eixos onde serão acopladas as engrenagens, também seguindo os critérios de resistência à fadiga;
- 4- Definir os requisitos para os mancais (com base nas etapas anteriores) e selecioná-los em catálogo comercial;
- 5- Projetar os elementos de fixação (ou dimensionar o tipo de ajuste entre mancais/engrenagens e os eixos);
- 6- Projeto CAD de todos os componentes.

3. MEMORIAL DE CÁLCULOS

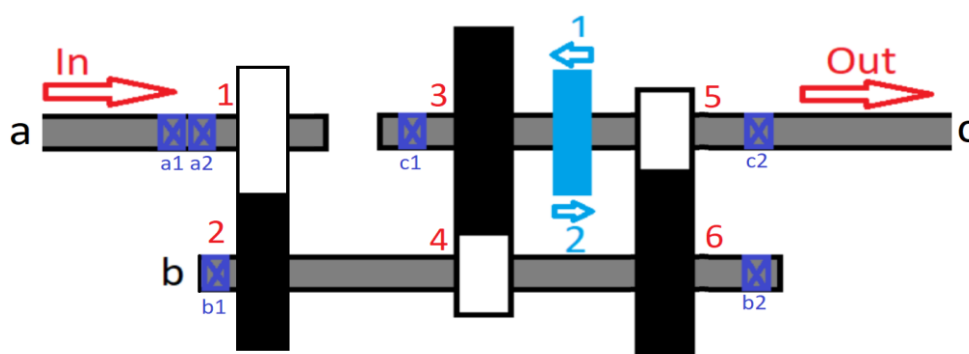
3.1. MUDANÇA DE VELOCIDADE

A grande parte dos cálculos do projeto foram realizados no Excel. Tendo em vista que são esperadas iterações e modificações do projeto no decorrer do desenvolvimento, esta ferramenta serviu de extrema utilidade.

Por se tratar de cálculos repetitivos para componentes semelhantes, preferiu-se organizar os dados em tabelas juntamente com os resultados para facilitar a visualização de cada etapa.

Antes de adentrar nos cálculos, os seguintes conceitos iniciais ajudaram a visualização do esquema desejado:

Figura 1 – Esquema de transmissão



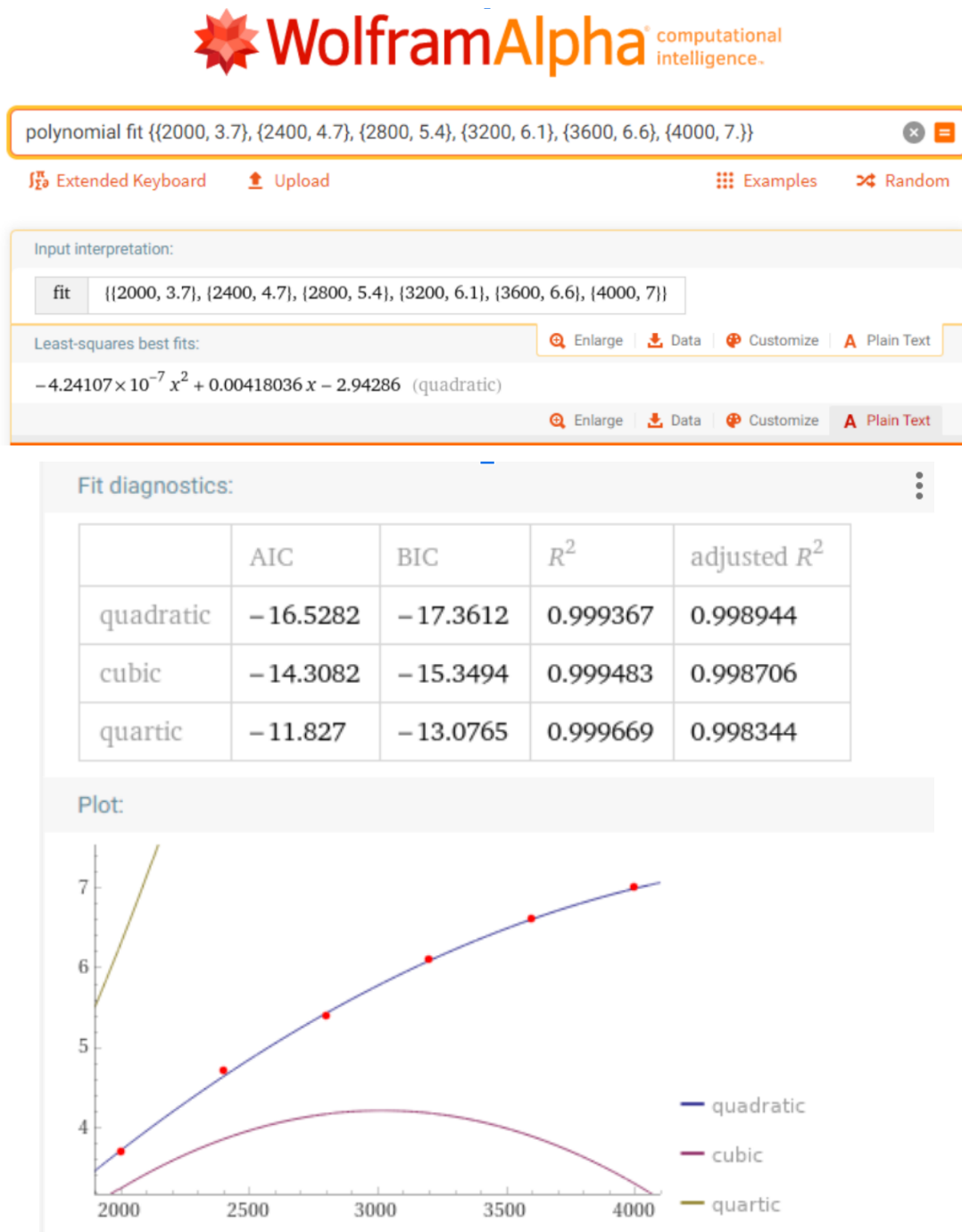
Na Figura 1 estão organizadas as referências de cada componente que serão citadas no decorrer do trabalho.

O modelo acima não foi o primeiro planejado. Inicialmente tentou-se obter resultados de velocidades lineares aceitáveis do veículo sem a primeira redução (eixo a-b / engrenagem 1-2) mas sem sucesso, visto que as dimensões dos componentes para tal aplicação eram inviáveis (engrenagens com diâmetros absurdos). A adição de uma redução inicial antes do sistema de mudança de velocidade resolveu o problema para esta condição.

Com o modelo bem definido, viu-se necessidade de “recalcular” as curvas de torque e potência para se obter com maior confiança valores intermediários da escala

do gráfico disponibilizado. Para tal, foi utilizado o software Wolfram¹ em que os inputs são os dados mais precisos que pôde-se extrair visualmente dos gráficos de velocidade x torque/potência.

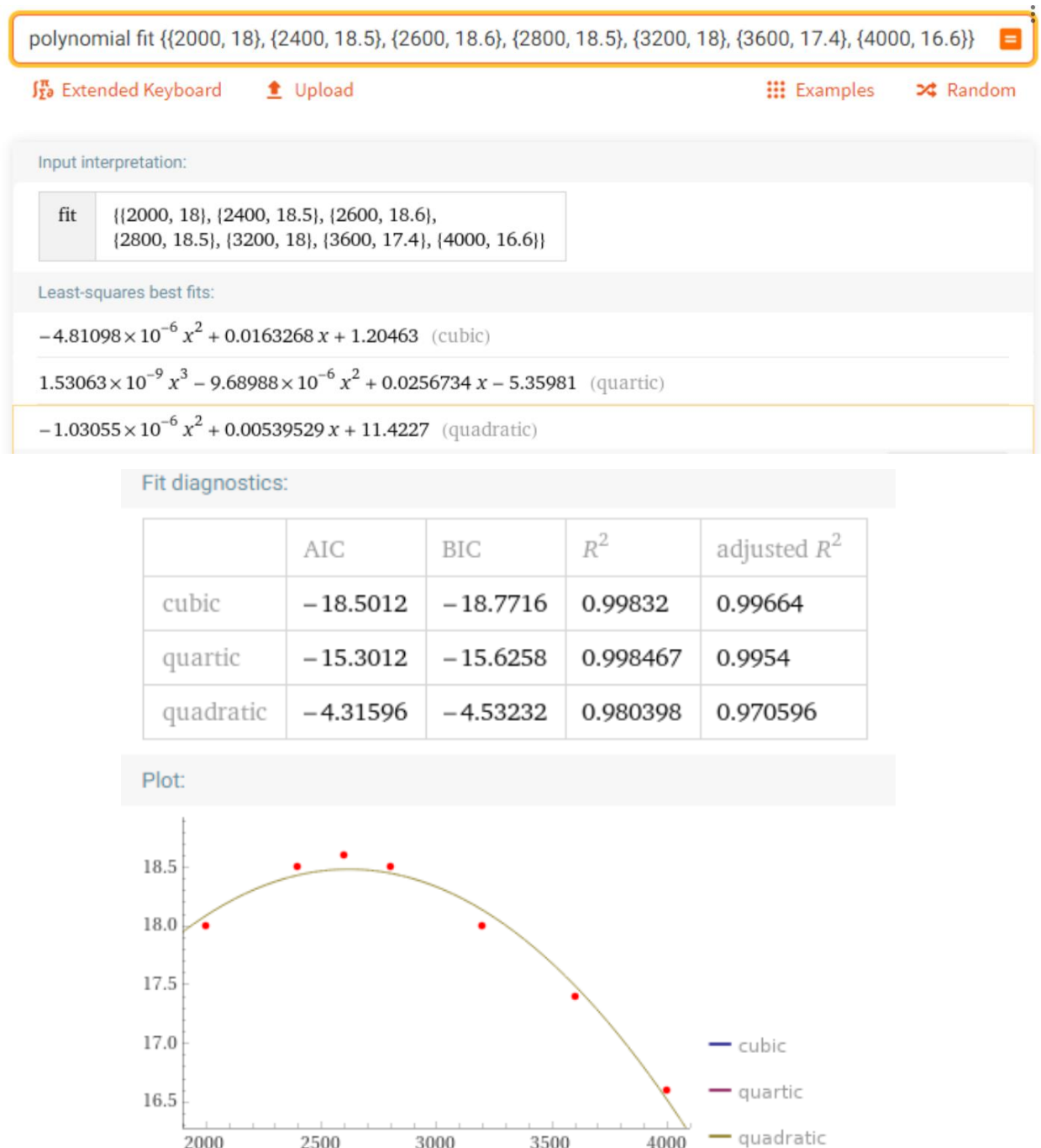
Figura 2.1 – Curva de potência x rpm



¹ Disponível online em: <https://www.wolframalpha.com>

A curva que melhor se ajusta aos pontos de input (que possui o maior R^2), neste caso é a quadrática. Portanto, a equação quadrática fornecida será a utilizada para reconstruir a curva do gráfico de potência.

Figura 2.2 – Curva de Torque x rpm



Para o caso do torque, a curva que melhor se ajusta é a cúbica. Esta então foi utilizada para a reconstrução do gráfico.

Dos valores de interesse do pneu, tem-se os valores do diâmetro de 560 mm, e o momento de inércia geral do sistema a ser movido de 21,5 kg.m².

E com os valores de entrada (eixo a) mais bem calculados, a partir das equações obtidas, algumas razões de transmissão foram arbitrariamente escolhidas (no caso exibido: 4, 4 e 2 – ver mais a frente para entender o porquê destes valores) para visualizar o torque e velocidade nos demais eixos (eixo b e c), obtendo a seguinte tabela:

Tabela 1 – Torque e velocidade angular dos eixos

Mudança de velocidade													
Eixo Motriz a			Eixo Intermediário b (4:1)			Eixo Movido c (4:1 - Marcha 1)				Eixo Movido c (2:1 - Marcha 2)			
Vel. (rpm)	Pot (kW)	Torque (Nm)	T_b (Nm)	ω_b (rpm)	ω_b (rad/s)	T_c1(Nm)	ω_c1 (rpm)	ω_c1 (rad/s)	v_G1 (km/h)	T_c2 (Nm)	ω_c2 (rpm)	ω_c2 (rad/s)	v_G2 (km/h)
2000	3,72	18,09	71,64	500	52,36	283,7	125	13,09	13,19	141,85	250	26,18	26,39
2100	3,97	18,21	72,1	525	54,98	285,53	131,25	13,74	13,85	142,77	262,5	27,49	27,71
2200	4,2	18,3	72,49	550	57,6	287,04	137,5	14,4	14,51	143,52	275	28,8	29,03
2300	4,43	18,38	72,79	575	60,21	288,23	143,75	15,05	15,17	144,12	287,5	30,11	30,35
2400	4,65	18,44	73	600	62,83	289,1	150	15,71	15,83	144,55	300	31,42	31,67
2500	4,86	18,47	73,14	625	65,45	289,64	156,25	16,36	16,49	144,82	312,5	32,72	32,99
2600	5,06	18,48	73,2	650	68,07	289,86	162,5	17,02	17,15	144,93	325	34,03	34,31
2700	5,25	18,48	73,17	675	70,69	289,75	168,75	17,67	17,81	144,88	337,5	35,34	35,63
2800	5,44	18,45	73,06	700	73,3	289,33	175	18,33	18,47	144,66	350	36,65	36,95
2900	5,61	18,4	72,87	725	75,92	288,57	181,25	18,98	19,13	144,29	362,5	37,96	38,26
3000	5,78	18,33	72,6	750	78,54	287,5	187,5	19,63	19,79	143,75	375	39,27	39,58
3100	5,94	18,24	72,25	775	81,16	286,1	193,75	20,29	20,45	143,05	387,5	40,58	40,9
3200	6,09	18,13	71,81	800	83,78	284,38	200	20,94	21,11	142,19	400	41,89	42,22
3300	6,23	18	71,3	825	86,39	282,34	206,25	21,6	21,77	141,17	412,5	43,2	43,54
3400	6,37	17,85	70,7	850	89,01	279,97	212,5	22,25	22,43	139,99	425	44,51	44,86
3500	6,49	17,68	70,02	875	91,63	277,28	218,75	22,91	23,09	138,64	437,5	45,81	46,18
3600	6,61	17,49	69,26	900	94,25	274,27	225	23,56	23,75	137,13	450	47,12	47,5
3700	6,72	17,28	68,42	925	96,87	270,93	231,25	24,22	24,41	135,47	462,5	48,43	48,82
3800	6,82	17,04	67,49	950	99,48	267,27	237,5	24,87	25,07	133,64	475	49,74	50,14
3900	6,91	16,79	66,49	975	102,1	263,29	243,75	25,53	25,73	131,64	487,5	51,05	51,46
4000	6,99	16,52	65,4	1000	104,72	258,98	250	26,18	26,39	129,49	500	52,36	52,78
Máx:			73.2	650	-	289.86	162.5	-	-	144.93	325	-	-

Obs.: Sabendo da eficiência global requerida do sistema (97%), impôs-se a eficiência por etapa no torque de 98,5%, o que gera uma diferença de apenas 0,0225% do requisitado.

Da tabela 1, “Máx” representa o valor do torque máximo (N.m) para àquele eixo e sua respectiva velocidade angular (rpm) em que ambos ocorrem no ponto máximo da curva do torque do motor. Estes serão os valores críticos aos quais os componentes planejados mais a frente devem suportar.

Vale mencionar que para esta análise desprezou-se o cenário onde a redução da velocidade do motor abaixo do mínimo proposto (2000 rpm), sendo assim, a velocidade inicial do carro não pôde ser considerada 0 e os efeitos de embreagem inicialmente necessários para esta condição foram também desconsiderados.

A partir desta tabela, estimou-se as acelerações requeridas ao sistema seguindo a seguinte lógica:

- Marcha 1: de 13,2 km/h até 26,4 km/h em quanto tempo?
- Marcha 2: de 26,4 km/h até 52,8 km/h em quanto tempo?
- R: 5 e 42 segundos, respectivamente. Tendo em vista que a primeira marcha deve ser capaz de fornecer o torque mais elevado, não necessitando alcançar grandes velocidades, pois o objetivo é vencer a inércia inicial. Para o segundo caso, não se faz necessário grande torque, pois o veículo já estará em movimento e o tempo para alcançar a velocidade máxima pode ser menor.

Com estes dados se obtém as acelerações angulares (simplificada como sendo constantes, por se tratar de uma variação média da velocidade) necessárias ao sistema e assim como o torque necessário para a aplicação (M).

$$\alpha = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (1)$$

$$F = ma \rightarrow M = I\alpha = I \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (2)$$

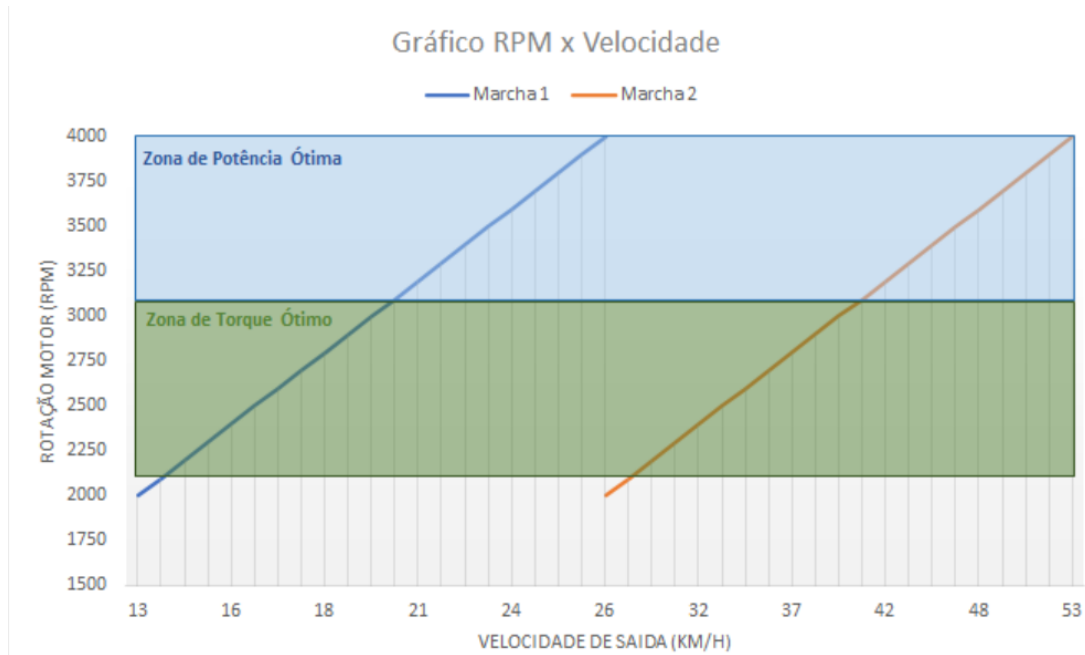
Tabela 2 – Acelerações e momentos necessários

Marcha 1		Marcha 2	
t	5 s	t	42 s
α_{b1_min}	2,62 rad/s ²	α_{b2_min}	5,95 rad/s ²
M_{b1_min}	56,29 Nm	M_{b2_min}	127,98 Nm

A partir disto, vários testes foram realizados variando as relações de transmissão inicialmente escolhidas a fim de obter valores de M_{min} que fossem superados por todos os valores de torque do eixo de saída (se limitando à faixa de rotação do motor, garantindo que o torque de saída sempre seria capaz de acelerar apesar da carga) e tivessem valores razoáveis. Portanto, as relações escolhidas foram 4, 4 (marcha 1) e 2 (marcha 2).

Para visualizar a faixa da rotação do motor vs a velocidade linear, juntamente com a zona de torque e potência ótimos, o gráfico abaixo foi elaborado:

Figura 3 – Gráfico rpm x velocidade



Com as razões de transmissão definidas e todos os critérios cumpridos, pode-se iniciar o projeto das engrenagens.

3.2. PROJETO DE ENGRENAGENS

O dimensionamento iniciou-se com a definição do número de dentes do peão do primeiro engrenamento (engrenagem 1). Para tal, foi utilizado a seguinte equação para número de dentes mínimos do peão sem que haja interferência, de acordo com Budynas (2011, p. 692):

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m)\sin^2\Phi} (m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\sin^2\Phi}) \quad (3)$$

Sendo $k = 1$ (para engrenagens de dentes de altura completa) e $\Phi = 20^\circ$.

O resultado desta primeira equação retorna 15,44, arredondando para 16 tem-se o número de dentes para a primeira engrenagem. A coroa que faz par, assim, possuiria 64 dentes. Como o segundo par de engrenagens (3 e 4) possui a mesma razão de transmissão, pode-se aproveitar destes valores.

Para prosseguir, estabeleceu-se que as distâncias entre centros deveriam ser iguais para todos os engrenamentos (basicamente analisando o esquema montado inicialmente, exibido bem no início do trabalho – Figura 1). Sendo assim, foi utilizado a equação de distância entre centros:

$$C = \frac{d_p + d_c}{2} = r_p + r_c \quad (4)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (5)$$

$$C_1 = C_2 = m_1(N_{p1} + N_{c1}) = m_2(N_{p2} + N_{c2}) \quad (6)$$

Prosseguindo com a equação, observou-se que as distâncias entre centros não correspondiam (diferença de alguns milímetros entre os pares de engrenagens), fazendo-se necessário alterar o valor inicial de 16 dentes da primeira engrenagem. Um valor que encaixou nos cálculos foi 18 dentes (para a engrenagem 1). Assim, os valores do número de dentes das demais engrenagens foram estabelecidos:

Tabela 3 – Número de dentes das engrenagens

N1 = N4 =	18	Dentes
N2 = N3 =	72	Dentes
N5 =	60	Dentes
N6 =	120	Dentes

Baseado no intervalo de valores geralmente utilizados para a largura da engrenagem segundo Juvinall (2013, p. 341), $9m < b < 14m$, pelo mínimo definiu-se:

Tabela 4.1 – Largura mínima das engrenagens

b1 = b2 =	36 mm
b3 = b4 =	36 mm
b5 = b6 =	18 mm

Contudo, ao concluir o processo de verificação de resistência das engrenagens (discutido mais a frente) percebeu-se que as dimensões poderiam ser menores para as engrenagens 1, 2, 3 e 4 e que as engrenagens 5 e 6 precisavam de uma largura maior. Sendo assim, arbitrariamente e com base nas resistências, definiu-se as larguras como sendo:

Tabela 4.2 – Largura escolhida para as engrenagens

b1 = b2 =	25 mm
b3 = b4 =	30 mm
b5 = b6 =	30 mm

Para o material, foi escolhido o mais barato dos aços disponíveis nas tabelas dispostas no livro de Juvinall (2013, p. 459), com as seguintes propriedades:

Tabela 5 – Material das engrenagens

Material		
Aço:	AISI 1015 A	Alta precisão e polido
Sut = Su =	386,1	MPa
Ssy = 0,577.Sy =	164,1	MPa
Dureza =	111	HB
E =	190	GPa

Então, os cálculos das resistências de cada engrenagem foram realizados. As equações utilizadas foram:

- Tensão de flexão nos dentes da engrenagem:

$$\sigma = \frac{F_t}{mbJ} K_v K_o K_m \quad (7)$$

- Limite de resistência à fadiga:

$$S_n = S_n' C_L C_G C_S K_r K_t K_{ms} \quad (8)$$

- Tensão de flexão superficial:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_p l}} K_v K_o K_m \quad (9)$$

- Resistência à fadiga superficial:

$$S_H = S_{fe} C_{Li} C_R \quad (10)$$

Os valores, fatores utilizados e resultados foram organizados na tabela abaixo:

Tabela 6 – Dimensionamento das Engrenagens

	Engrenagens						
	Item	1	2	3	4	5	6
Entradas	F (N)	580,66	580,66	2241,70	2275,83	1195,57	1213,78
	Ft (N)	545,64	545,64	2106,51	2138,58	1123,47	1140,58
	Fr (N)	198,60	198,60	766,71	778,38	408,91	415,14
	J	0,35	0,43	0,43	0,35	0,48	0,48
	Kv	1,53	1,53	1,27	1,27	1,26	1,26
	Ko	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
	Km	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30
	CP	191,00	191,00	191,00	191,00	191,00	191,00
	I	0,13	0,13	0,13	0,13	0,11	0,11
	R	4,00	4,00	4,00	4,00	2,00	2,00
	CL	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CG	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
	CS	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
	Kr	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
	Kt	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Kms	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
	Cli	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Cr	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Sfe	241,80	241,80	241,80	241,80	241,80	241,80
Resultados	σ (Mpa)	38,79	31,94	84,94	104,72	80,53	81,76
	σ_H (Mpa)	0,49	0,49	0,80	0,81	0,47	0,47
	Sn (Mpa)	168,30	168,30	168,30	168,30	168,30	168,30
	SH (Mpa)	241,80	241,80	241,80	241,80	241,80	241,80
	Sn_req (Mpa)	58,18	47,92	127,42	157,08	120,79	122,63
	SH_req (Mpa)	0,74	0,74	1,20	1,21	0,70	0,70
	Situação:	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok	Ok

Obs.: O fator de projeto utilizado foi de 1,5. E a vida estimada é de 10^7 ciclos.

Os gráficos e tabelas cujos fatores foram extraídos se encontram no Anexo B (p. 45).

Percebeu-se que a resistência por fadiga superficial ficou extremamente elevada em comparação com a resistência superficial requerida. Nenhuma medida foi

tomada para corrigir estes valores, tendo em vista que um material menos duro iria requerer alterações de geometrias devido à resistência a tração ser menor, como no caso das ligas de alumínio.

Com todas as resistências devidamente maiores que o requerido, o projeto das engrenagens pôde ser concluído.

3.3. PROJETO DE EIXOS

Para dar início, a disposição axial dos elementos no eixo precisava ser definida a fim de se obter os momentos fletores atuantes e então dimensionar os diâmetros requeridos. Nesta etapa várias iterações foram necessárias, pois as distâncias precisaram ser alteradas no decorrer do processo.

O software Ftool² foi utilizado para auxiliar nos cálculos do momento fletor e inclinação/deflexão (necessários mais a frente, no projeto de rolamentos). Diagramas de momento fletor disponíveis no Anexo A (pg. 42).

Para investigar a resistência necessária em cada ponto de interesse dos eixos, e definir o diâmetro mínimo requerido utilizou-se o critério da Energia de Deflexão de Goodman, cujas equações utilizadas foram:

- Resistência à fadiga:

$$S_n = S_n' C_L C_G C_S C_T C_R \quad (11)$$

Obs.: Foram utilizadas as tabelas de fatores seguindo os critérios de Juvinall (2013), pois elas resultavam em uma pior condição (resistência menor) comparadas às referências de Budynas (2011).

- Diâmetro mínimo – DE Goodman de acordo com Budynas (2011, p. 692):

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_n} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \right) \quad (12)$$

Sendo:

$$K_f = 1 + (K_t - 1)q \quad (13)$$

As tabelas cujos fatores foram utilizados estão dispostas em Anexo B (p. 49).

Assim, foi montado uma tabela para auxiliar na visualização dos resultados de cada eixo, onde a figura que antecede a cada uma mostra as dimensões escolhidas e os pontos de interesse:

Obs.:

- Para as seções onde as engrenagens seriam acopladas, utilizou-se a aproximação dos fatores de concentração de tensão para chavetas disponível no Anexo B (p. 49).

² <https://www.ftool.com.br/Ftool> - A Graphical-Interactive Program for Teaching Structural Behavior.

- O fator de segurança/projeto utilizado foi de 1,5 e a vida útil foi estimada em 10^7 ciclos;
- O material utilizado foi o mesmo das engrenagens:

Tabela 7 – Material dos eixos

Material		
Aço:	AISI 1015 A	Alta precisão e polido
$S_{ut} = S_u =$	386,1	MPa
$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y =$	164,1	MPa
Dureza =	111	HB
E =	190	GPa

- As figuras a seguir exemplificam os casos que serão citados posteriormente:

Figura 4.1 - Caso 0 (Neutro):

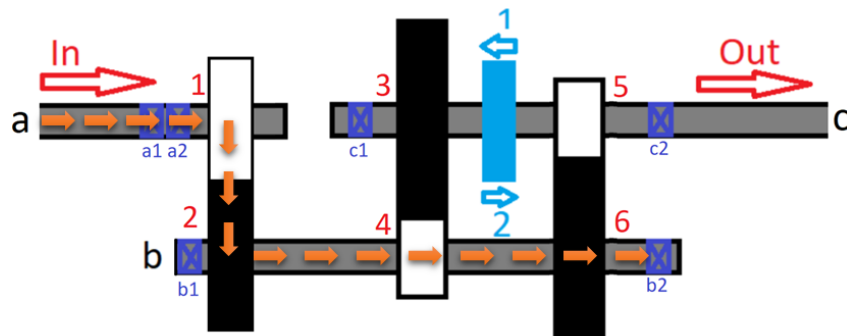


Figura 4.2 - Caso 1 (Primeira Marcha):

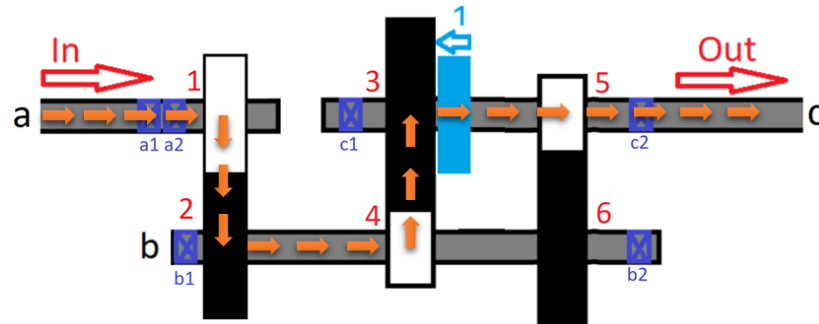
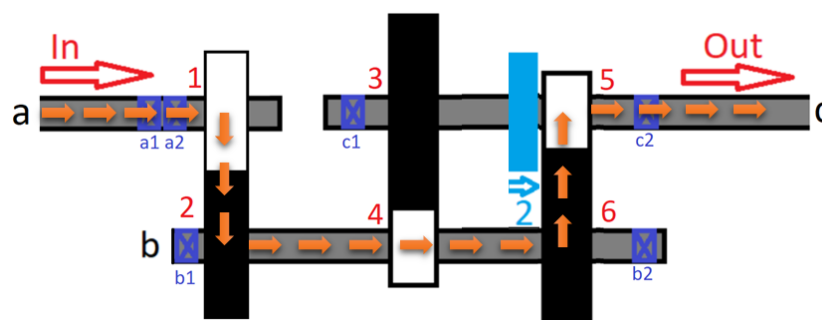


Figura 4.3 - Caso 2 (Segunda Marcha):



3.3.1. Eixo a

Figura 5.1 – Esboço eixo a

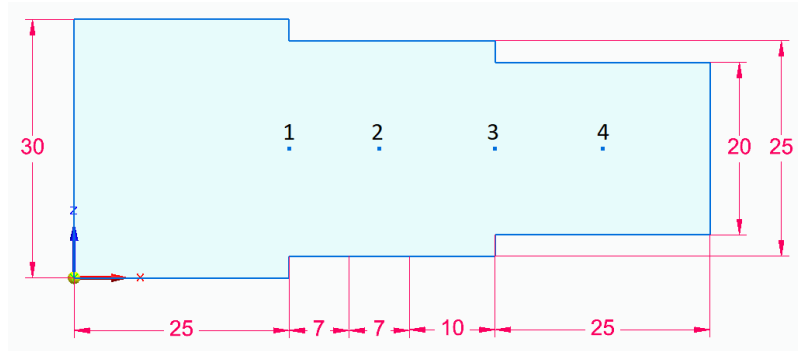


Tabela 8 – Dimensionamento do eixo a

Eixo A					
	Item	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4
Entradas	Ta (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ma (Nm)	0,00	15,10	7,26	0,00
	Tm (Nm)	18,48	18,48	18,48	18,48
	Mm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00
	CL	0,58	0,58	0,58	0,58
	CG	0,90	0,90	0,90	0,90
	CS	0,80	0,80	0,80	0,80
	CT	1,00	1,00	1,00	1,00
	CR	0,81	0,81	0,81	0,81
	q	0,63	1,00	0,70	1,00
	qs	0,70	1,00	0,73	1,00
	Kt	2,00	1,00	1,58	1,00
	Kts	1,70	1,00	1,00	3,00
	Kf	1,63	1,00	1,18	2,14
	Kfs	1,49	1,00	1,00	3,00
Resultados	Sn (Mpa)	65,62	65,62	65,62	65,62
	d_req (mm)	9,81	16,07	13,78	12,39
	d_esc (mm)	30,00	25,00	25,00	20,00

3.3.2. Eixo b:

Figura 5.2 – Esboço eixo b

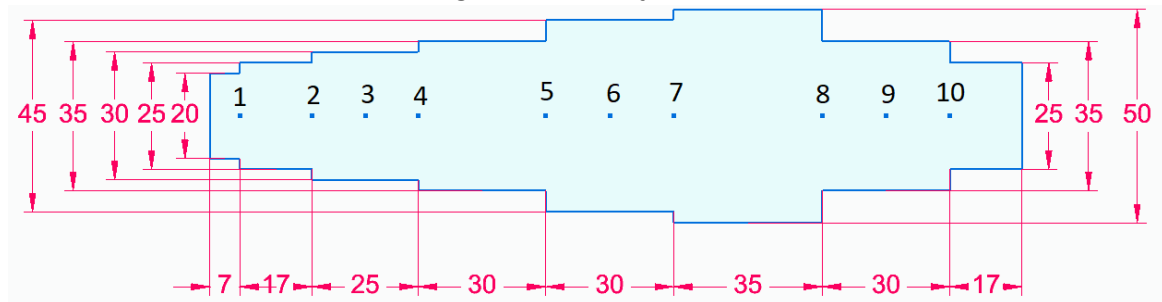


Tabela 9.1 – Dimensionamento do eixo b (caso 1)

Eixo B (Caso 1)											
	Item	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Entradas	Ta (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ma (Nm)	2,68	10,34	19,92	32,21	89,39	106,41	89,34	49,50	32,43	15,36
	Tm (Nm)	0,00	0,00	72,83	72,83	72,83	72,83	0,00	0,00	0,00	0,00
	Mm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	CL	1,00	1,00	0,58	0,58	0,58	0,58	1,00	1,00	1,00	1,00
	CG	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
	CS	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
	CT	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CR	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
	q	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	1,00	0,63
	qs	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	1,00	0,70
	Kt	2,00	0,19	2,14	2,10	2,30	2,14	2,40	2,33	2,14	1,93
	Kts	1,60	1,70	3,00	1,80	1,90	3,00	1,60	1,95	3,00	1,70
	Kf	1,63	0,50	2,14	1,69	1,81	2,14	1,88	1,83	2,14	1,58
	Kfs	1,42	1,49	3,00	1,56	1,63	3,00	1,42	1,67	3,00	1,49
Resultados	Sn (Mpa)	113,14	113,14	65,62	65,62	65,62	65,62	113,14	113,14	113,14	113,14
	d_req (mm)	8,38	8,84	25,92	25,48	34,70	39,26	28,28	23,03	21,08	14,85
	d_esc (mm)	20,00	25,00	30,00	30,00	35,00	45,00	50,00	45,00	35,00	25,00

Tabela 9.2 – Dimensionamento do eixo b (caso 2)

Eixo B (Caso 2)											
	Item	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Entradas	Ta (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ma (Nm)	1,35	5,22	10,04	8,21	10,61	13,52	16,65	24,50	27,95	13,24
	Tm (Nm)	0,00	0,00	72,83	72,83	72,83	72,83	72,83	72,83	72,83	0,00
	Mm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	CL	1,00	1,00	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	1,00
	CG	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
	CS	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
	CT	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CR	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
	q	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	1,00	0,63
	qs	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	1,00	0,70
	Kt	2,00	0,19	2,14	2,10	2,30	2,14	2,40	2,33	2,14	1,93
	Kts	1,60	1,70	3,00	1,80	1,90	3,00	1,60	1,95	3,00	1,70
	Kf	1,63	0,50	2,14	1,69	1,81	2,14	1,88	1,83	2,14	1,58
	Kfs	1,42	1,49	3,00	1,56	1,63	3,00	1,42	1,67	3,00	1,49
Resultados	Sn (Mpa)	113,14	113,14	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62	113,14
	d_req (mm)	6,67	7,04	23,20	19,24	20,44	24,23	22,11	24,43	27,77	14,13
	d_esc (mm)	20,00	25,00	30,00	30,00	35,00	45,00	50,00	50,00	35,00	25,00

3.3.3. Eixo c:

Figura 5.3 – Esboço eixo c

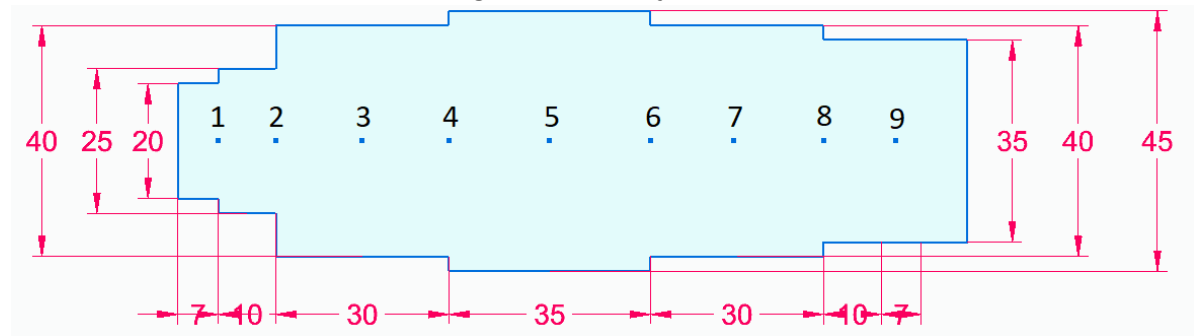


Tabela 10.1 – Dimensionamento do eixo c (caso 1)

Eixo C (Caso 1)										
	Item	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9
Entradas	Ta (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ma (Nm)	6,01	23,19	48,96	41,11	32,22	22,78	14,92	7,07	1,83
	Tm (Nm)	0,00	0,00	286,94	286,94	286,94	286,94	286,94	286,94	286,94
	Mm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	CL	1,00	1,00	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
	CG	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
	CS	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
	CT	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CR	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
	q	0,63	0,63	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	0,63	0,63
	qs	0,70	0,70	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	0,70	0,70
	Kt	1,90	2,15	1,00	2,60	2,14	2,60	1,00	2,30	1,00
	Kts	1,55	1,80	1,00	2,10	3,00	2,10	1,00	1,95	1,00
	Kf	1,56	1,72	1,00	2,00	5,00	2,00	1,00	1,81	1,00
	Kfs	1,39	1,56	1,00	1,77	5,00	1,77	1,00	1,67	1,00
Resultados	Sn (Mpa)	113,14	113,14	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62	65,62
	d_req (mm)	10,82	17,53	27,69	33,19	44,26	30,37	23,70	26,85	21,73
	d_esc (mm)	25,00	25,00	40,00	40,00	45,00	40,00	40,00	35,00	35,00

Tabela 10.2 – Dimensionamento do eixo c (caso 2)

	Eixo C (Caso 2)									
	Item	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9
Entradas	Ta (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	Ma (Nm)	0,98	3,77	7,96	12,15	16,85	21,92	26,11	12,37	3,21
	Tm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	143,47	143,47	143,47
	Mm (Nm)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	CL	1,00	1,00	0,58	0,58	0,58	1,00	0,58	0,58	0,58
	CG	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
	CS	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
	CT	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CR	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
	q	0,63	0,63	0,63	0,63	1,00	0,63	0,63	0,63	0,63
	qs	0,70	0,70	0,70	0,70	1,00	0,70	0,70	0,70	0,70
	Kt	1,90	2,15	1,00	2,60	2,14	2,60	1,00	2,30	1,00
	Kts	1,55	1,80	1,00	2,10	3,00	2,10	1,00	1,95	1,00
	Kf	1,56	1,72	1,00	2,00	5,00	2,00	1,00	1,81	1,00
	Kfs	1,39	1,56	1,00	1,77	5,00	1,77	1,00	1,67	1,00
Resultados	Sn (Mpa)	113,14	113,14	65,62	65,62	65,62	113,14	65,62	65,62	65,62
	d_req (mm)	5,91	9,56	12,28	17,82	26,97	18,09	22,24	23,76	17,83
	d_esc (mm)	25,00	25,00	40,00	40,00	45,00	40,00	40,00	35,00	35,00

Os valores destacados em amarelo nas Tabelas 10.1 e 10.2 referem-se a uma aproximação grosseira da concentração de tensão para uma seção estriada (posteriormente descartada e adotada como sendo uma seção lisa – ver capítulo de chavetas mais a frente, p. 26).

Com os diâmetros mínimos requeridos já calculados, a escolha dos valores finais se deu baseado na montagem, de tal forma a existirem ressalto para o encaixe dos componentes a serem acoplados, procurando deixar o meio do eixo com os maiores diâmetros e o escalonamento decrescente a partir de tal.

Assim, alguns diâmetros ficaram bem maior que o mínimo necessário. Contudo, o objetivo requerido de resistência foi cumprido e o sobredimensionamento servirá para a diminuir as deflexões nos eixos.

3.4. PROJETO DE MANCAIS

Com todos os esforços atuantes nos eixos e engrenagens devidamente calculados, as capacidades de carga dos mancais, para uma vida coerente aos demais componentes da caixa de transmissão (10^7 ciclos) puderam ser calculadas, de acordo com seguinte a equação:

$$C_{nec} = F_r K_a \left(\frac{L}{K_r L_r} \right)^{0,3} \quad (14)$$

As tabelas utilizadas para obter os fatores utilizados encontram-se disponíveis no Anexo B (p. 51).

Procurou-se obter os mancais mais simples o possível que resistssem às forças radiais e que suportassem as inclinações dos eixos. Sendo assim, a tabela a seguir foi montada para auxiliar na visualização e os mancais foram selecionados com base no catálogo da NSK³ disponível no site da empresa.

Tabela 11 – Dimensionamento de mancais

Mancais									
	Item	a1	a2	b1	b2	c1	c2	e1	e2
Entradas	Kr	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
	Ka	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,00	1,00
	Fe (N)	2156,74	2737,40	556,36	1138,81	1718,02	916,28	1992,62	1195,57
	LR	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07	9,00E+07
	Creq (N)	2304,89	2925,44	594,58	1217,04	1836,03	979,22	1638,07	982,84
	d_furo (mm)	25,00	25,00	20,00	25,00	20,00	35,00	40,00	40,00
Especificações	Mancal Selecionado	6805	6805	6804	6805	6804	6807	LM 4530	LM 4530
	l (mm)	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	30,30	30,30
	d_externo (mm)	37,00	37,00	32,00	37,00	32,00	47,00	50,00	50,00
	r_min (mm)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,60	0,60
	Deflexão (mm)	0,00	0,00	1,00E-03	9,00E-04	4,00E-04	2,00E-04	1,00E-03	9,00E-04
	Inclinação (rad)	0,00	0,00	3,00E-04	2,00E-04	1,00E-04	0,00	1,00E-04	0,00

Obs.: Os rolamentos e1 e e2 são referentes aos rolamentos que irão acoplar as engrenagens 3 e 5 (do eixo c). E os valores destacados em amarelo referem-se aos valores máximos de “r” – raio de canto - para os rolamentos e1 e e2.

³ [https://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](https://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)

Observa-se também que tanto as deflexões como as inclinações são bem pequenas e apesar de não encontrar as tolerâncias de inclinação no catálogo da NSK, as deflexões estão bem menores do que o máximo permitido para a classe com menor tolerância (Classe 2: $2,5 \cdot 10^{-3}$ mm para todos os diâmetros utilizados). Além de se enquadrarem dentro das tolerâncias propostas por Budynas (2011, p. 393) também mostrado na Figura B17 (Anexo B, p. 54).

Não há especificado limite do diâmetro do encosto para os rolamentos no catálogo da NSK, com exceção de e1 e e2 que é de 58 mm (máximo).

3.5. PROJETO DE CHAVETAS

De acordo com a Figura B18, disponível no Anexo B, a partir do diâmetro do eixo pôde-se definir a largura, tamanho e profundidade da ranhura. Um material menos resistente foi utilizado (no caso a liga de alumínio 2014-0, com 97 MPa de resistência ao escoamento), com um fator de segurança/projeto de 1,2 (não muito elevado pois caso haja sobrecarga no sistema, a chaveta deve falhar para preservar os outros componentes).

Para o comprimento da chaveta, utilizou-se a equação de resistência ao esmagamento (caso pior que ao cisalhamento):

$$l = \frac{2Fn}{S_y t} \quad (15)$$

Assim, a seguinte tabela foi construída:

Tabela 12 – Dimensionamento de chavetas

Chavetas								
	Item	Engr. 1	Engr. 2	Engr. 3	Engr. 4	Engr. 5	Engr. 6	Disco
Entradas	w (mm)	5,00	6,00	10,00	12,00	10,00	8,00	10,00
	h (mm)	5,00	6,00	10,00	10,00	10,00	8,00	10,00
	p (mm)	2,00	3,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
	T	18,48	73,20	289,86	73,20	289,86	73,20	289,86
	d_eixo (mm)	20,00	30,00	40,00	45,00	40,00	35,00	45,00
	F (N)	1848,00	4880,00	14493,00	3253,33	14493,00	4182,86	12882,67
Result.	l (mm)	7,71	16,97	30,25	5,66	30,25	10,91	26,89
	l_esc (mm)	8,00	17,00	31,00	6,00	31,00	11,00	27,00

Vale notar que as engrenagens 3 e 5 (ambas do eixo c) são acopladas ao eixo através do rolamento e não há necessidade de transferência de torque, pois este será através do disco de mudança de velocidade.

Observa-se que o comprimento das chavetas (com exceção das engrenagens 3 e 5) têm comprimento bem menor do que a largura da engrenagem referente.

Como forma de adicionar mais opções de montagem, resolveu-se calcular os acoplamentos através de ajustes forçados. Para isto, o torque máximo que o ajuste suporta teve de ser calculado, utilizando as seguintes fórmulas:

$$T = \frac{\pi f p l d^2}{2} \quad (16)$$

$$p = \frac{E\delta}{2d^3} \left[\frac{(d_0^2 - d^2)(d^2 - d_i^2)}{d_0^2 - d_i^2} \right] \quad (17)$$

$$\delta_{min} = d_{min} - D_{m\acute{a}x} \quad (18)$$

Baseado nos tipos de ajustes, como mostrado na figura B19.1 (disponível no Anexo B), a tabela a seguir foi construída com os valores utilizados:

Tabela 13 – Dimensionamento de ajustes

	Ajustes							
	Item	Engr. 1	Engr. 2	Engr. 3	Engr. 4	Engr. 5	Engr. 6	Disco
Entradas	Torque	18,43	73,20	289,86	73,20	289,86	73,20	289,86
	d_engr.	72,00	288,00	288,00	72,00	240,00	120,00	55,00
	IT7 (mm)	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	s6 (mm)	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,07
Resultados	δ (mm)	0,02	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05
	p (MPa)	39,80	26,54	25,38	14,02	25,16	27,06	31,40
	T máx (Nm)	93,77	140,71	239,16	167,18	237,09	195,23	374,61
	Ajuste:	H7/s6	H7/s6	H7/s6	H7/s6	H7/s6	H7/s6	H7/u6

Vale mencionar que o atrito entre aços é geralmente na faixa de $0,15 < f < 0,2$. Considerando o pior dos casos (menor capacidade do atrito), utilizou-se $f = 0,15$. E todos os ajustes estão no "mínimo" necessário. Diminuir 1 nível de ajuste (ajuste H7/p6) faz com que o torque máximo suportado seja menor que o que necessário.

Para o caso do ajuste do disco, o ideal seria um eixo estriado, tendo em vista que o ajuste H7/u6 requer elevadas forças de prensagem, o que dificulta o processo de montagem. A capacidade máxima de torque pelo ajuste H7/s6 não suporta o torque requerido.

Portanto, pode-se escolher qual método de fixação utilizar. E como projetistas, recomenda-se o uso do ajuste forçado. Tendo em vista as baixas cargas atuantes no sistema. Para um caso mais robusto, recomendar-se-ia o uso de chavetas para atuar como fusível mecânico.

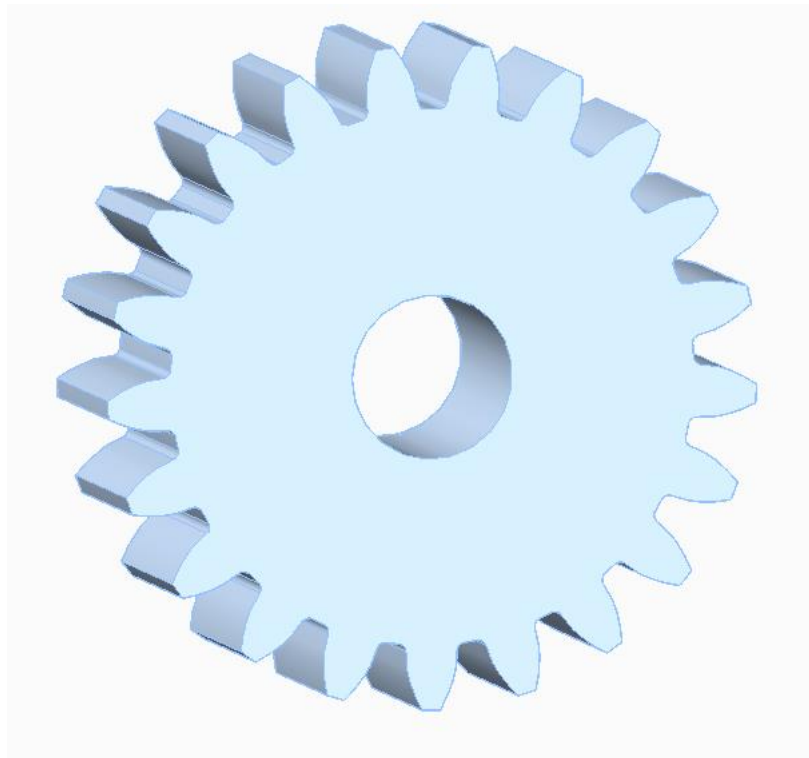
4. PROJETO EM CAD

Neste capítulo serão exibidos os modelos CAD utilizando o software Solid Edge⁴, na versão estudante, como forma de auxiliar a visualização 3D dos componentes.

Os desenhos técnicos com cotações e vistas padronizadas estão disponíveis no Anexo C (p. 55).

4.1. ENGRENAGENS

Figura E1 – Engrenagem 1



⁴ Disponível em: <https://solidedge.siemens.com/pt-br>

Figura E2 – Engrenagem 2

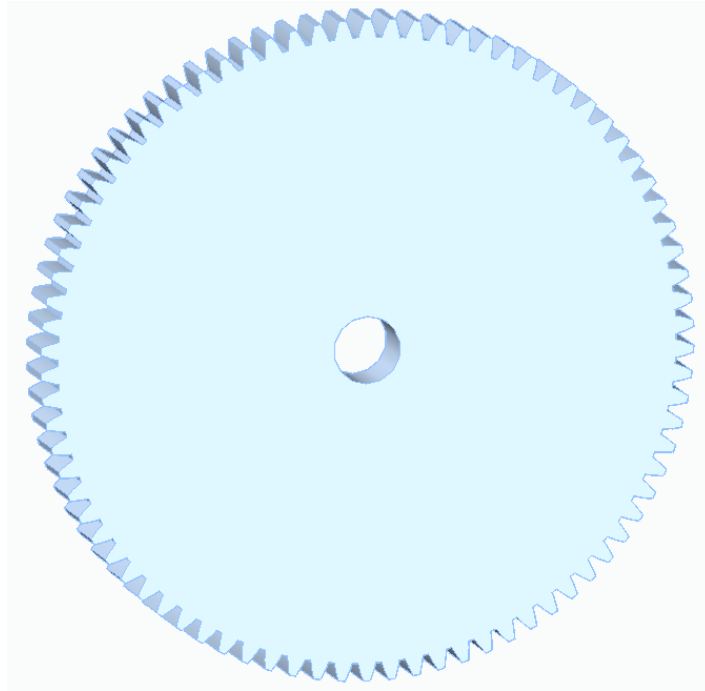


Figura E3 – Engrenagem 3

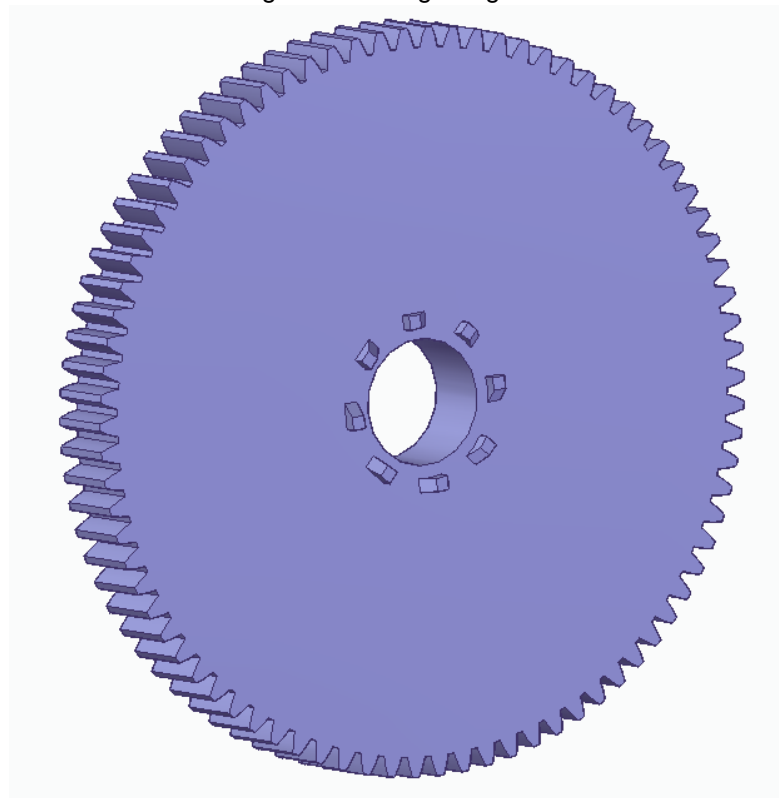


Figura E4 – Engrenagem 4

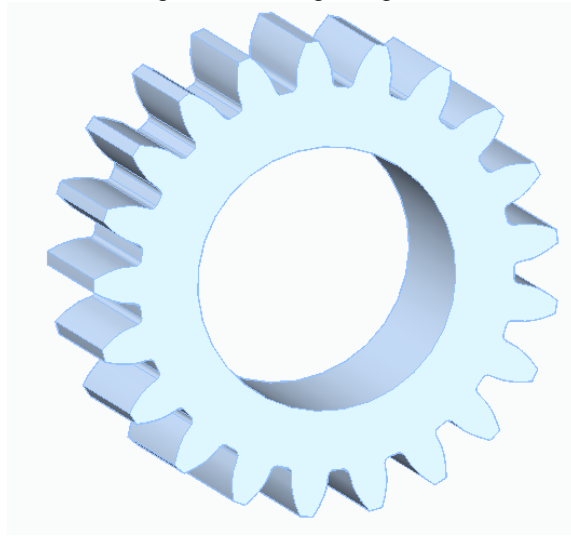


Figura E5 – Engrenagem 5

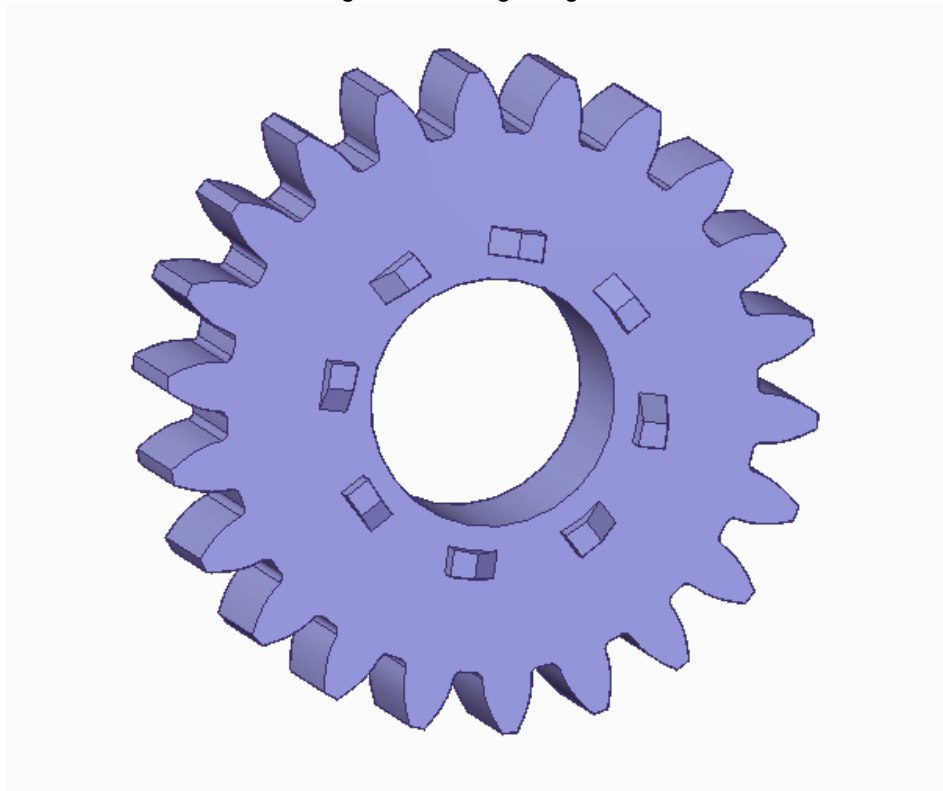
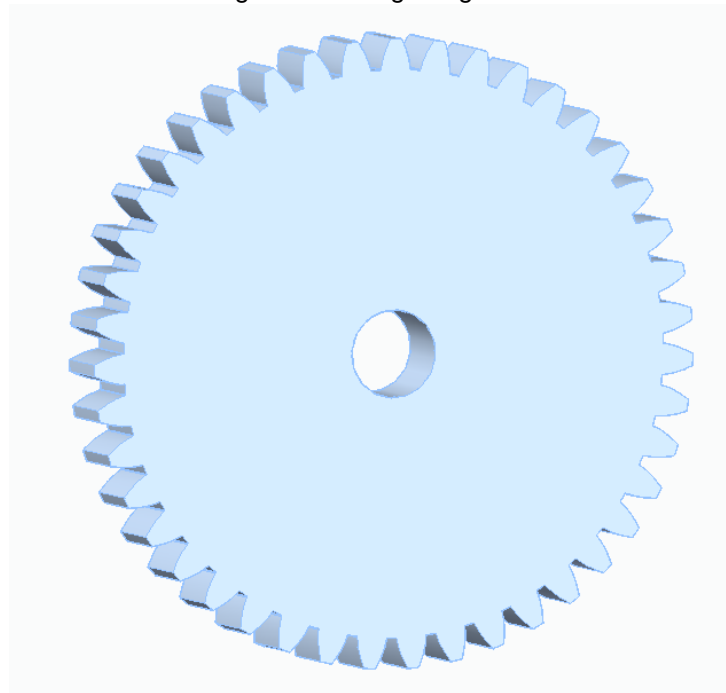


Figura E6 – Engrenagem 6



4.2. EIXOS

Figura S1 – Eixo a

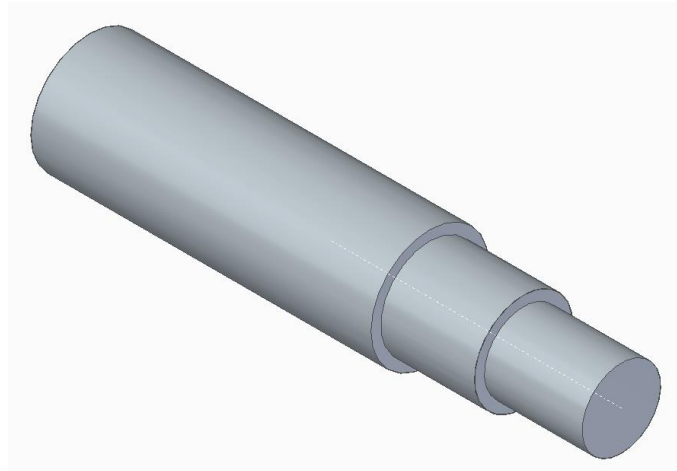


Figura S2 – Eixo b

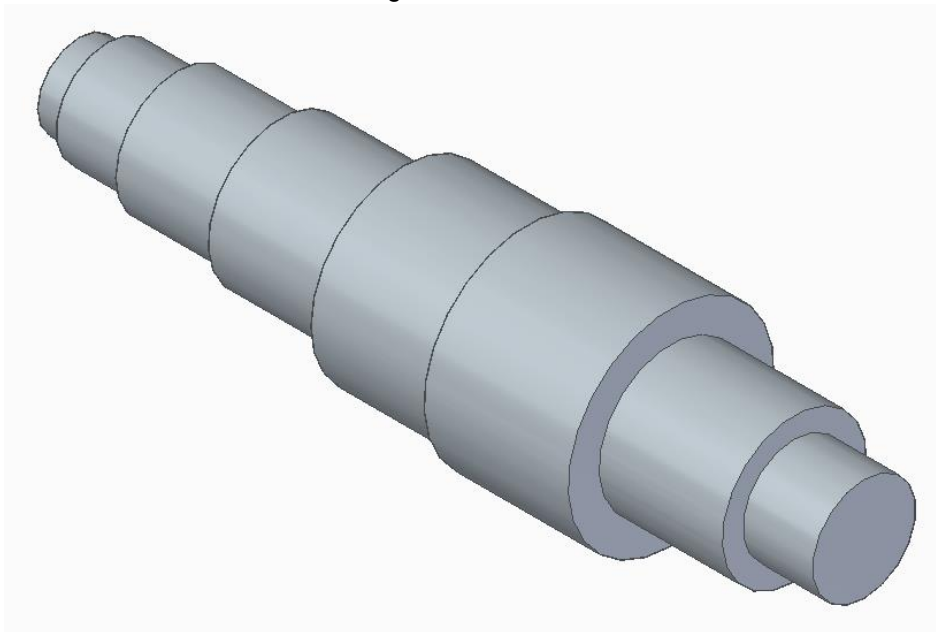
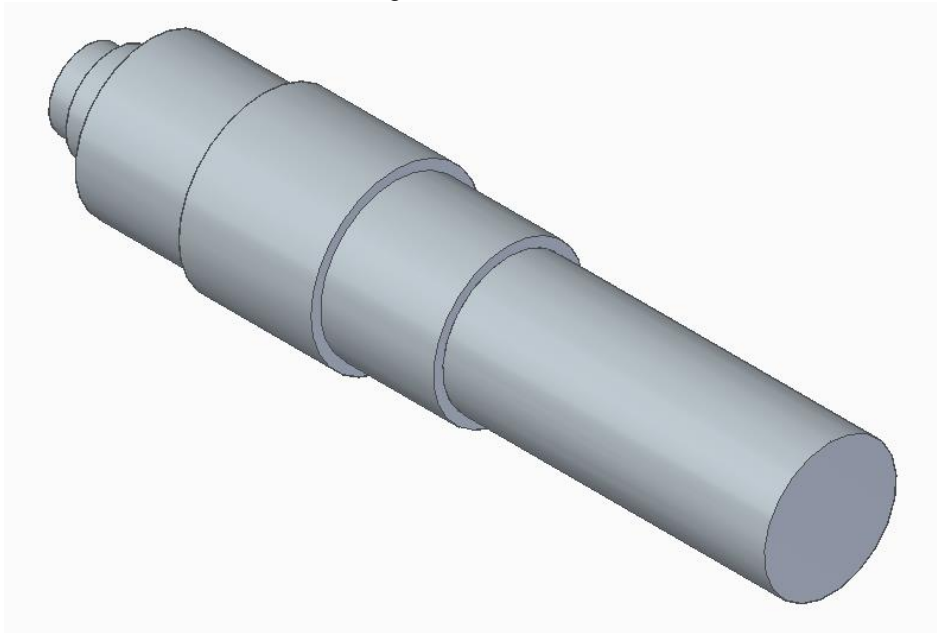


Figura S3 – Eixo c



4.3. MANCAIS

Figura M1 – Rolamento 20 mm

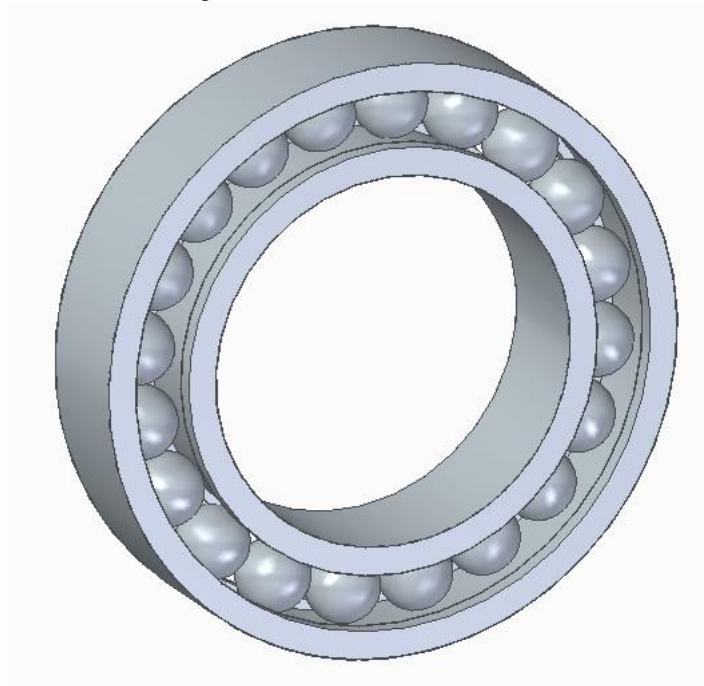


Figura M2 – Rolamento 25 mm

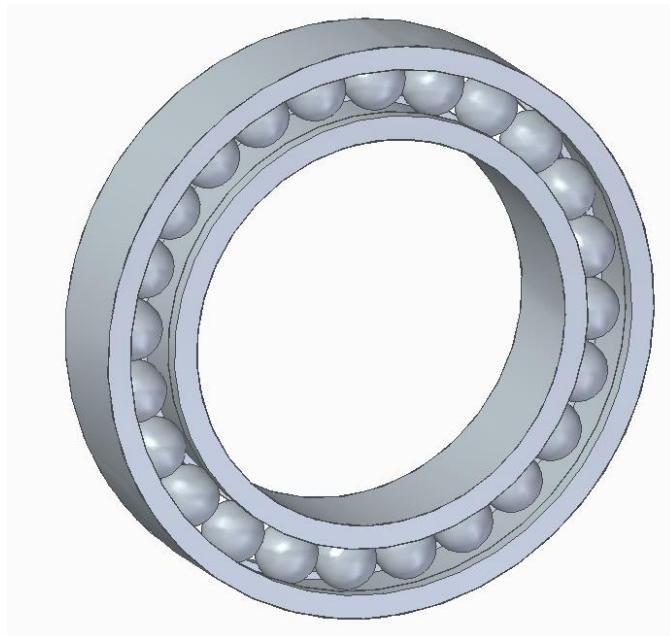
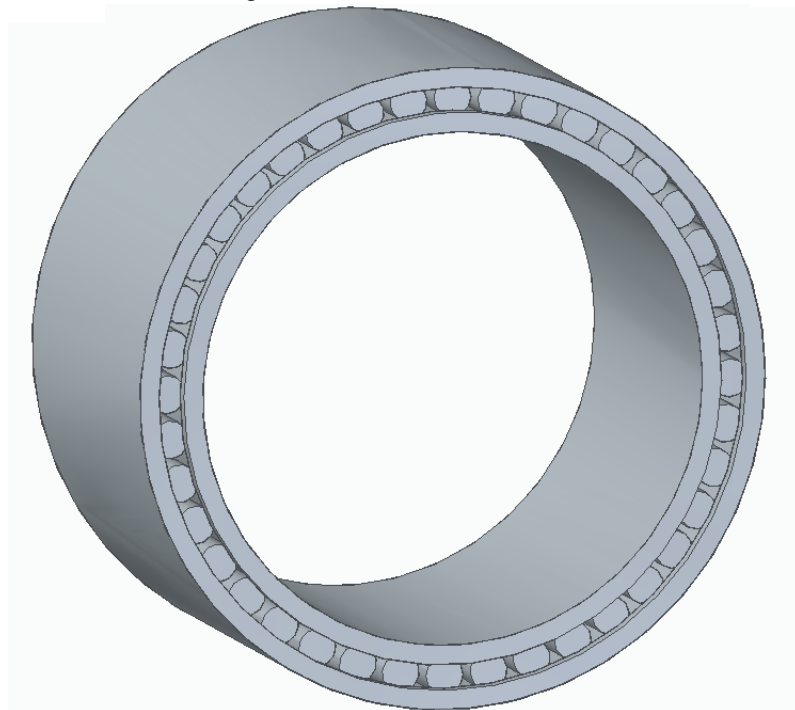


Figura M3 – Rolamento 35 mm



Figura M4 – Rolamento 40 mm



4.4. SISTEMA DE MUDANÇA DE VELOCIDADE

Figura V1 – Acoplador do disco

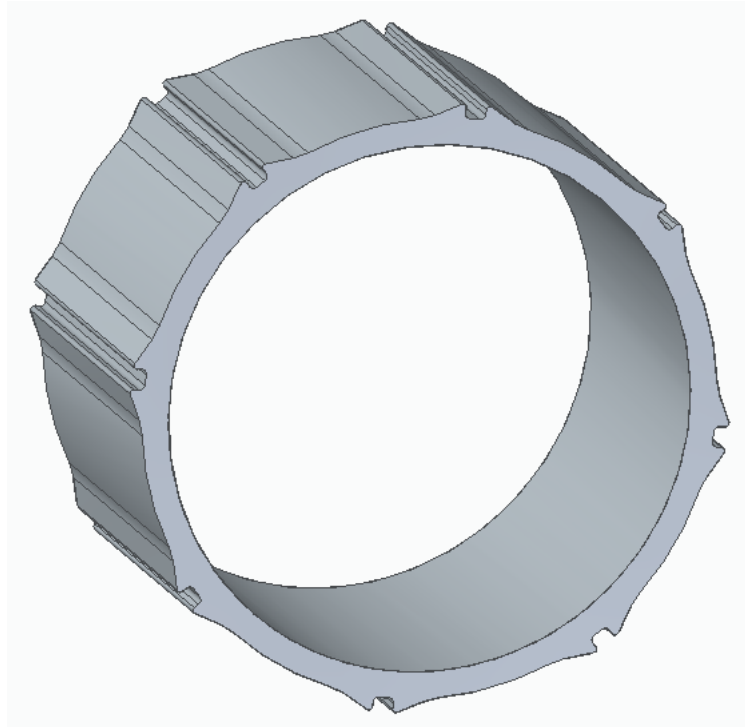


Figura V2 – Disco

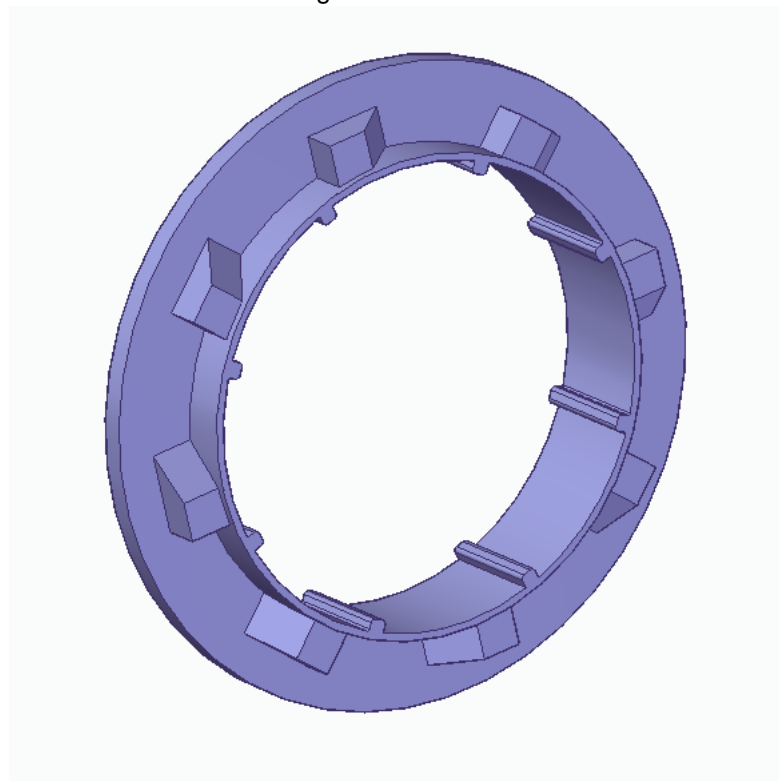


Figura V3 – Mecanismo

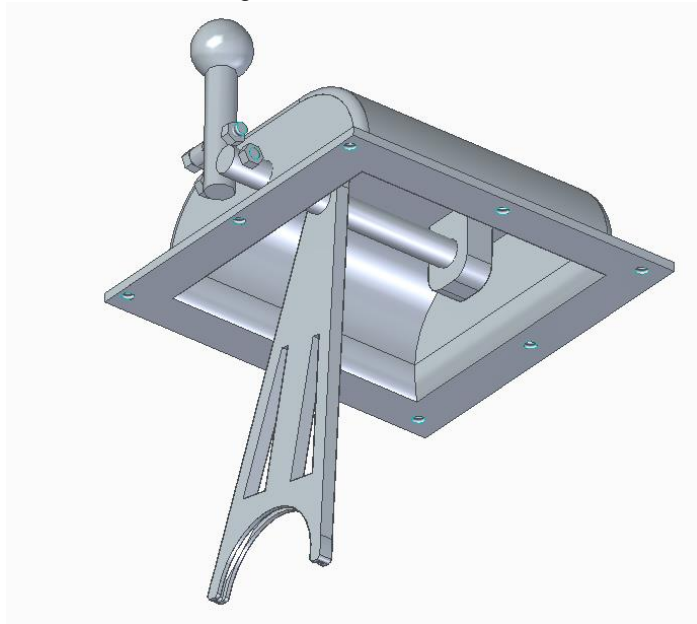


Figura V4 – Mecanismo



4.5. CARÇAÇA

Figura C1 - Carcaça

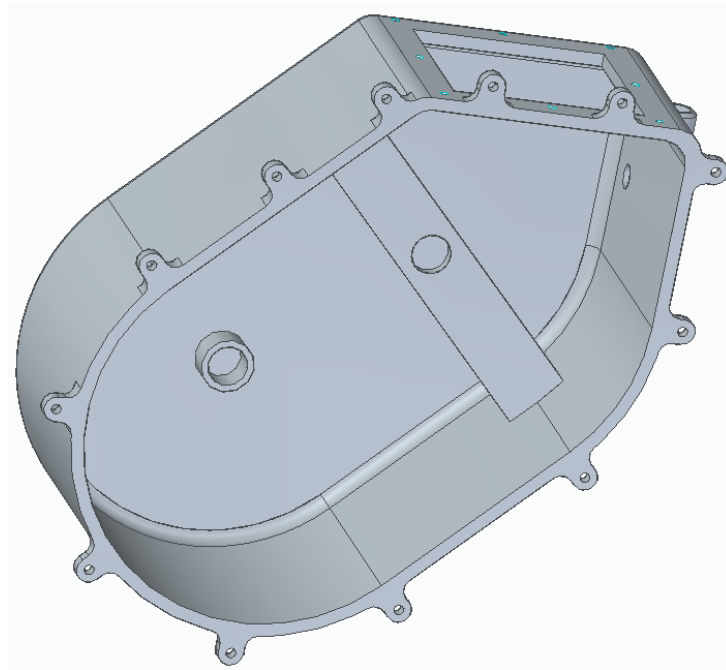


Figura C2 - Carcaça

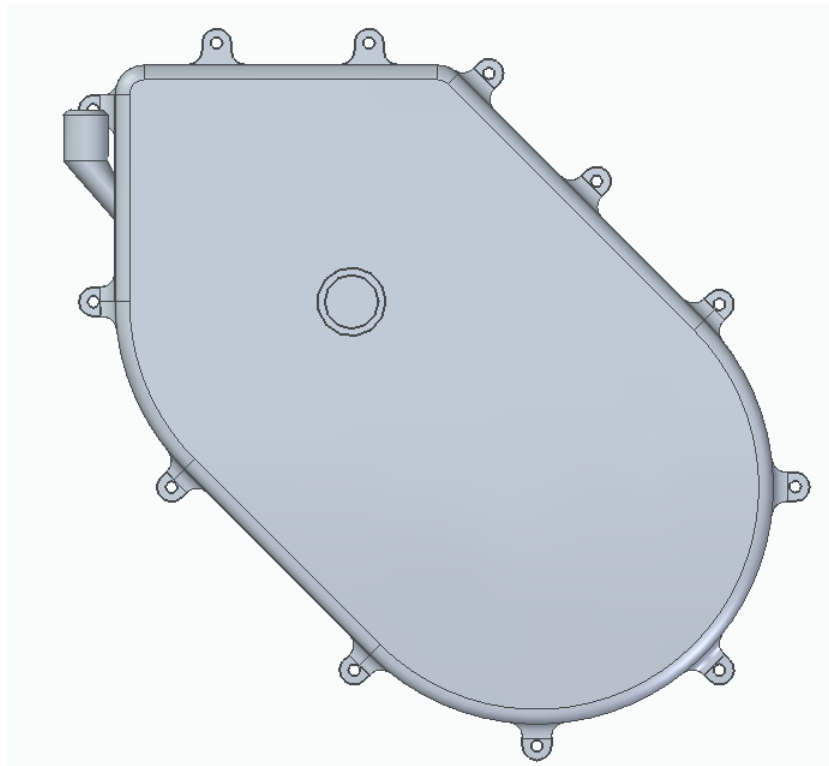
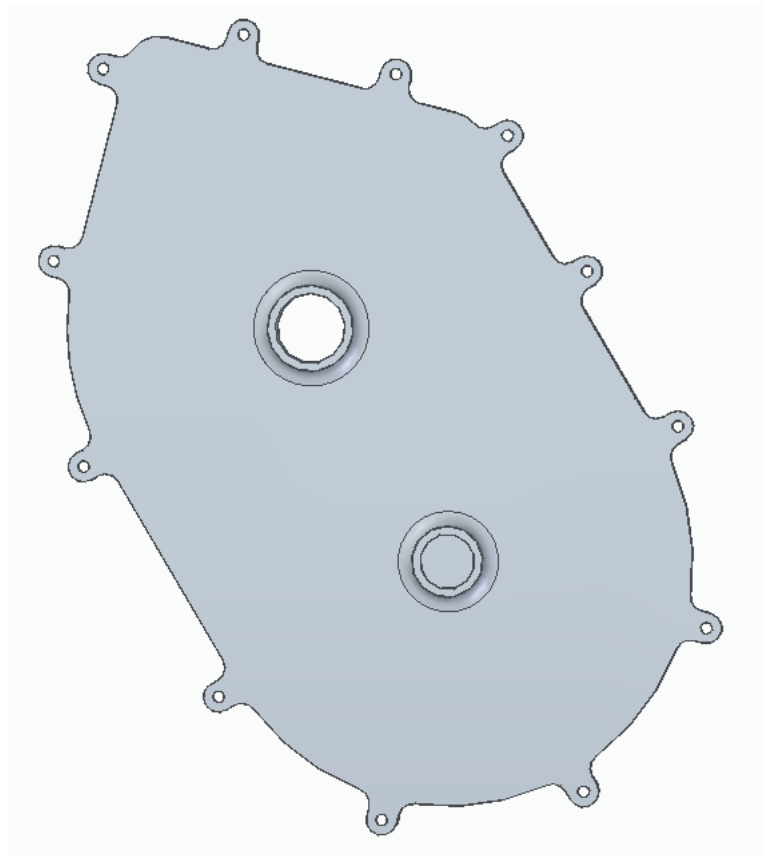


Figura C3 – Tapa da carcaça



4.6. PEÇA COMPLETA

Figura P1 – Peça completa

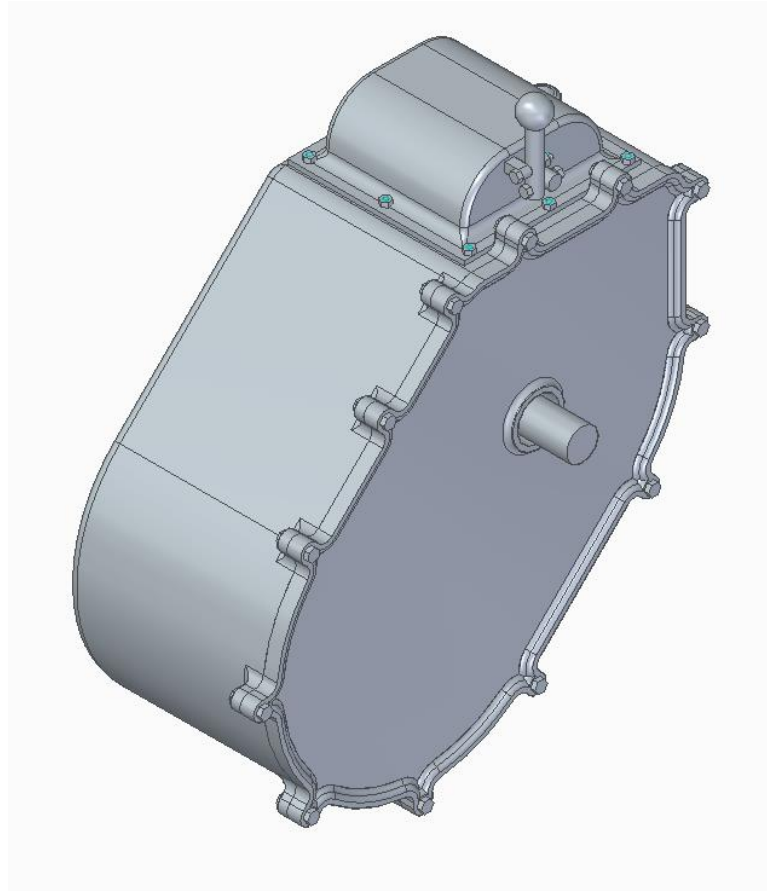


Figura P2 – Peça completa

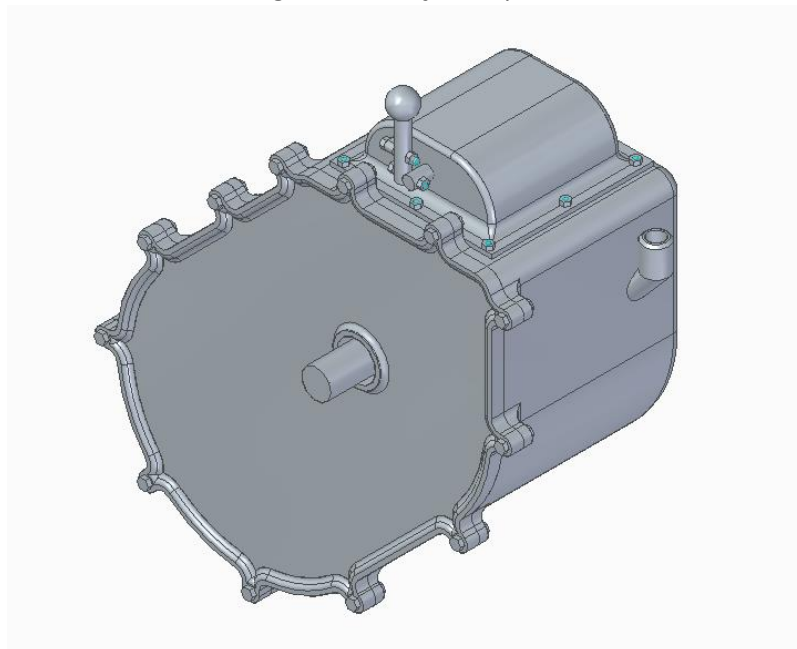


Figura P3 – Peça completa em corte

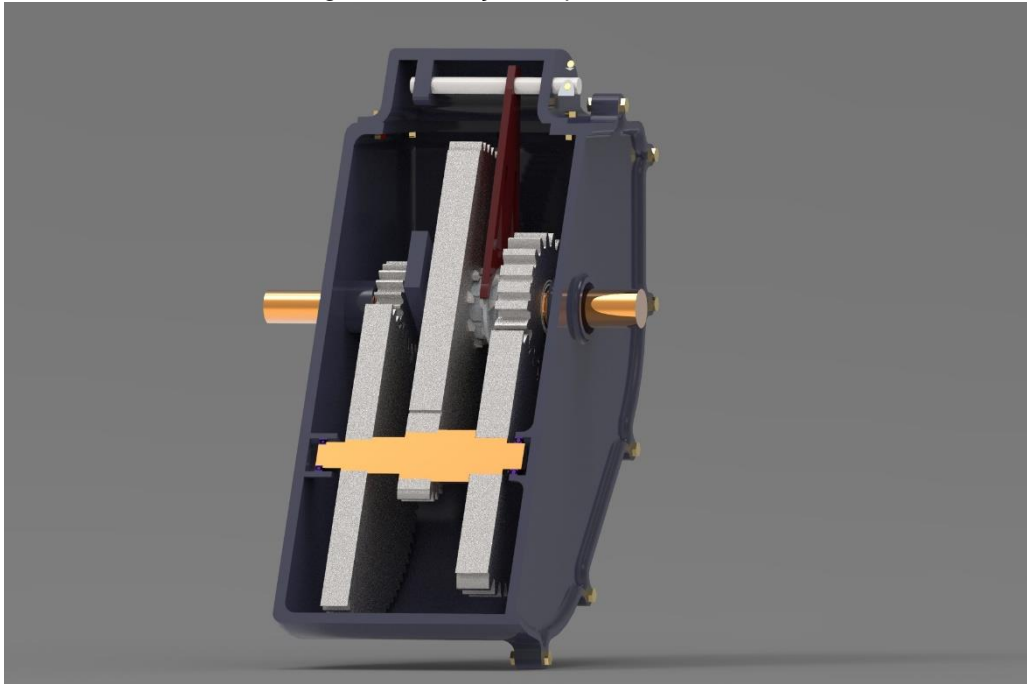
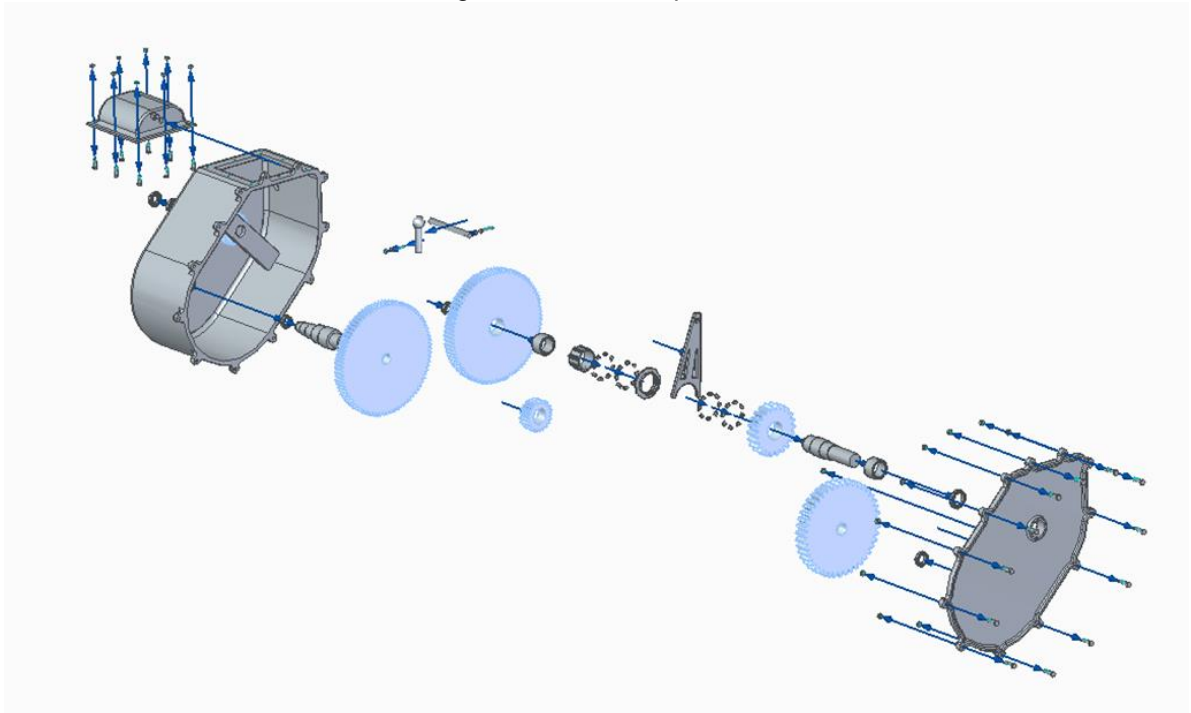


Figura P4 – Vista explodida



5. CONCLUSÃO

Por se tratar de um projeto “aberto”, várias decisões poderiam ter sido diferentes, como as razões de transmissão, material dos componentes, dimensão dos eixos, modelos de mancais e métodos de fixação para esta mesma aplicação. Sabendo previamente disto, o foco do desenvolvimento foi dimensionar os elementos da maneira mais simples possível com a menor geometria, material mais barato, com fácil confecção e montagem.

Os cálculos de resistência das engrenagens mostraram que seria possível escolher um material com menor resistência à tração e dureza. Contudo, o AISI 1015 facilita o acoplamento por ajuste forçado e requer menores dimensões para suportar as cargas.

Alguns diâmetros dos eixos projetados poderiam ter o diâmetro menor, mas as concentrações de tensões localizadas nas diferenças de seções transversais seriam elevadas e o perfil escalonado teria alterações mais bruscas (devido a alguns diâmetros requeridos serem altos, próximos aos escolhidos).

Os mancais foram selecionados basicamente seguindo a restrição de diâmetro interno, visto que a capacidade de carga radial dos mancais selecionados não foi um fator crítico, pois as forças atuantes não foram tão elevadas.

O acoplamento por ajuste forçado foi uma decisão baseada na simplicidade de confecção dos eixos (por não requerer assentamentos) e por reduzir a quantidade de elementos do conjunto de transmissão. Apesar de ter uma montagem um pouco mais complicada que as chavetas, como o sistema não requer ajustes constantes, o fator montagem teve um peso menor, finalizando a decisão pelo ajuste forçado.

Conseguiu-se projetar uma caixa de transmissão compacta, elaborada com aço relativamente barato e que suporta com segurança às cargas solicitadas para a aplicação, sem falha por fadiga para a vida útil determinada e fornecendo torques e velocidades razoáveis.

Sobre o projeto em geral, o processo de iteração à cada etapa do fez o trabalho mais desgastante, porém, reforçou as técnicas de engenharia aprendidas em aula e reduziu as chances de erro nos resultados por meio das diversas verificações.

6. REFERÊNCIAS

JUVINALL, Robert. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4ª ed. LTC, 2008.

BUDYNAS, Richard. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8ª ed. AMGH, 2011.

Wolfram Alpha Computational Intelligence. **Wolfram Alpha**. Disponível em: <https://www.wolframalpha.com>. Acesso em: 15 de junho de 2021.

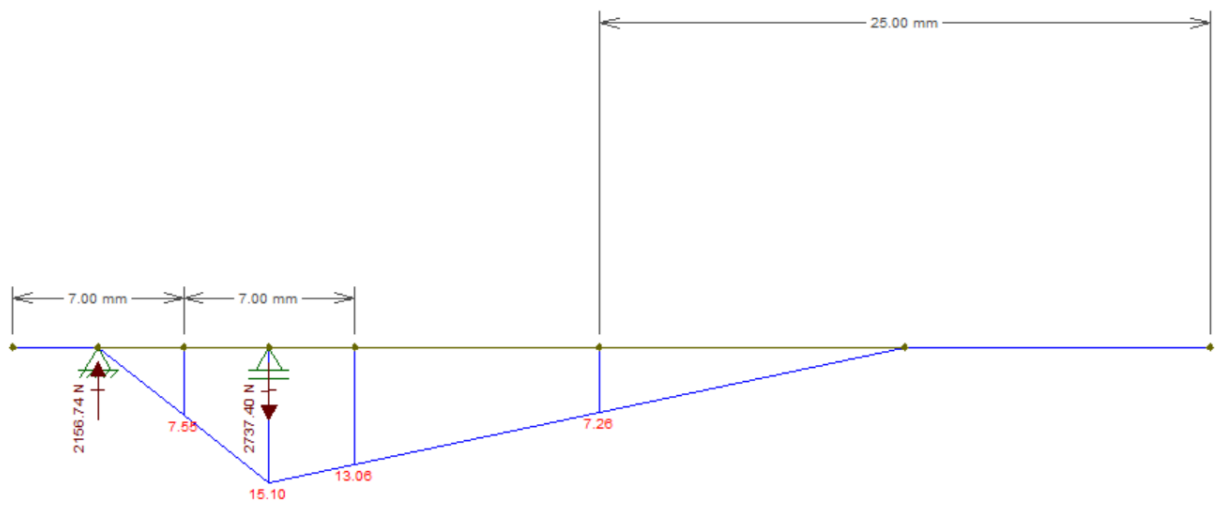
NSK Motion & Control. **NSK Rolamentos**. Disponível em: <https://www.nsk.com.br>. Acesso em: 29 de junho de 2021.

7. ANEXO A – DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR NO FTOOL

Obs: Para o eixo “a” e “c” as vistas no Ftool foram construídas a partir dos valores de força resultante, visto que não importaria o sentido da força, pois é única atuante no eixo. Diferentemente, o eixo “b” está com as vistas separadas.

7.1. EIXO A:

Figura 7.1 – Diagrama de momento fletor eixo a



7.2. EIXO B:

Figura 7.2.1 – Diagrama de momento fletor eixo b (caso 1 para o plano xy)

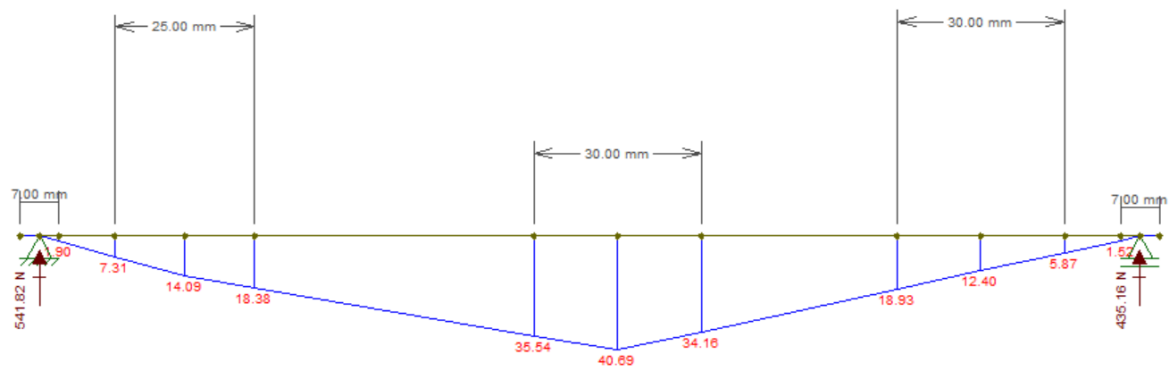


Figura 7.2.2 – Diagrama de momento fletor eixo b (caso 1 para o plano xz)

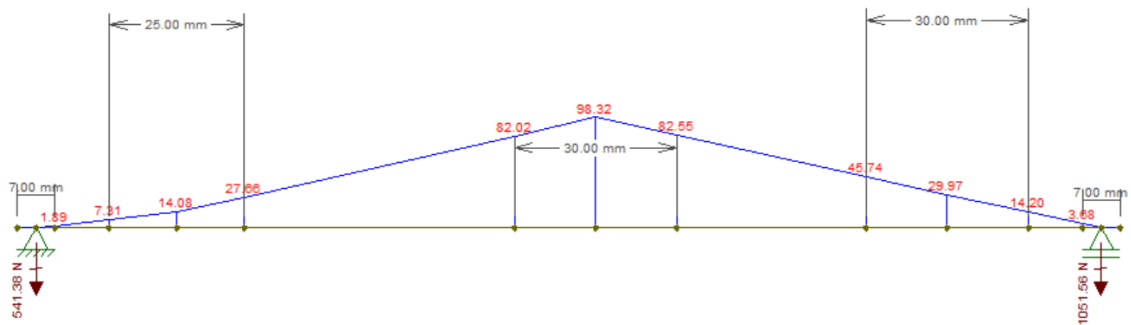


Figura 7.2.3 – Diagrama de momento fletor eixo b (caso 2 para o plano xy)

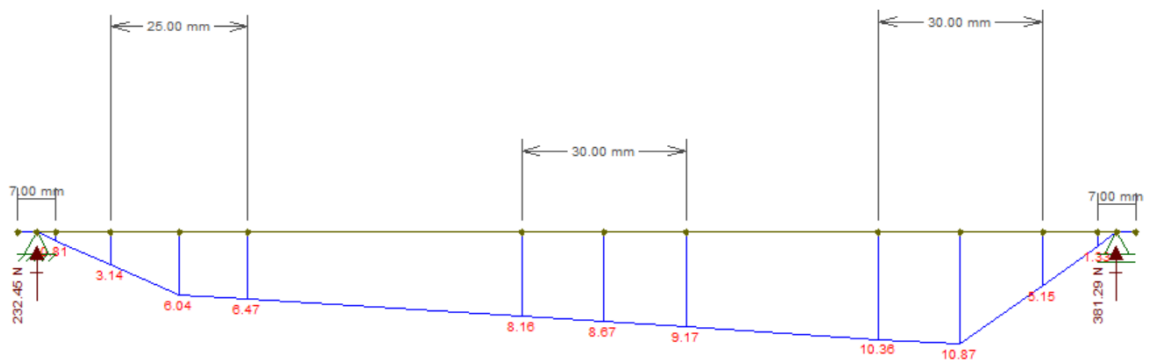
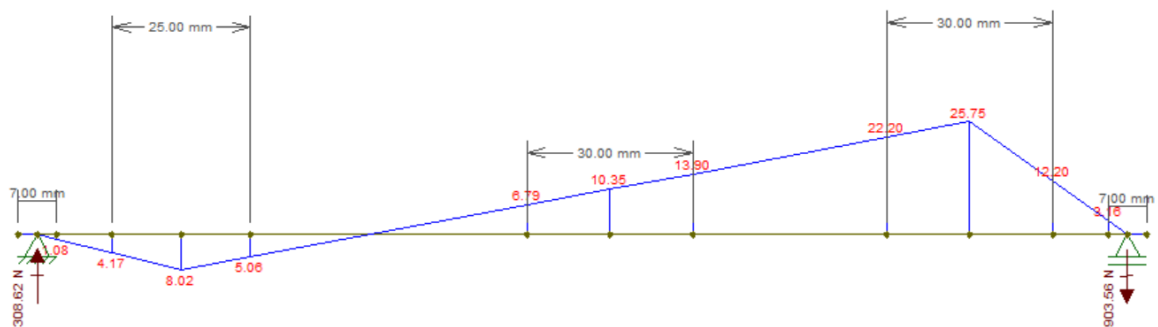


Figura 7.2.4 – Diagrama de momento fletor eixo b (caso 2 para o plano xz)



7.3. EIXO C:

Figura 7.3.1 – Diagrama de momento fletor eixo c (caso 1)

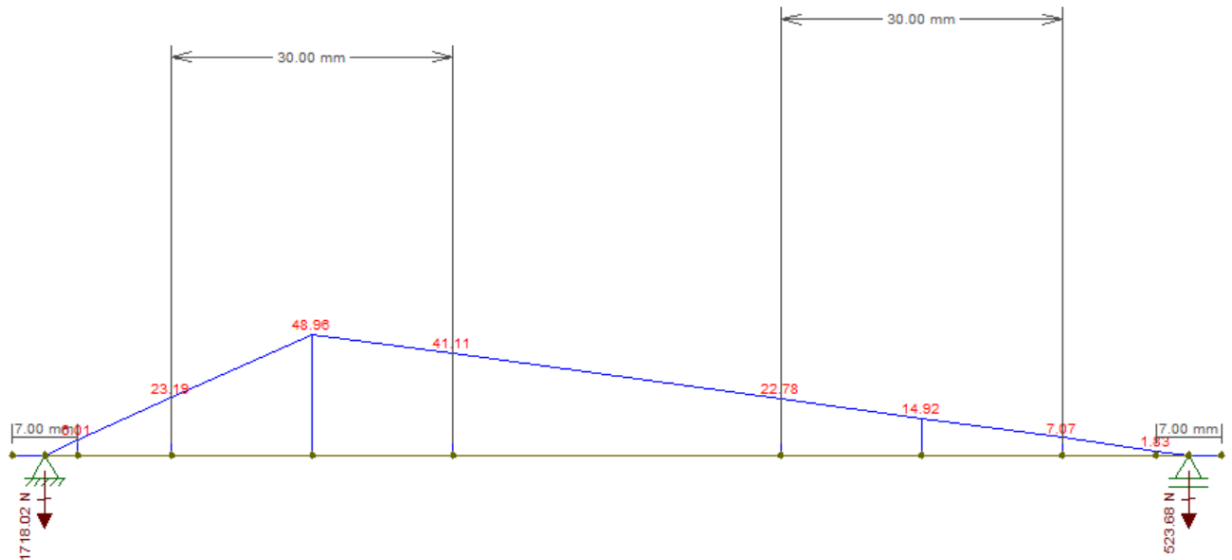
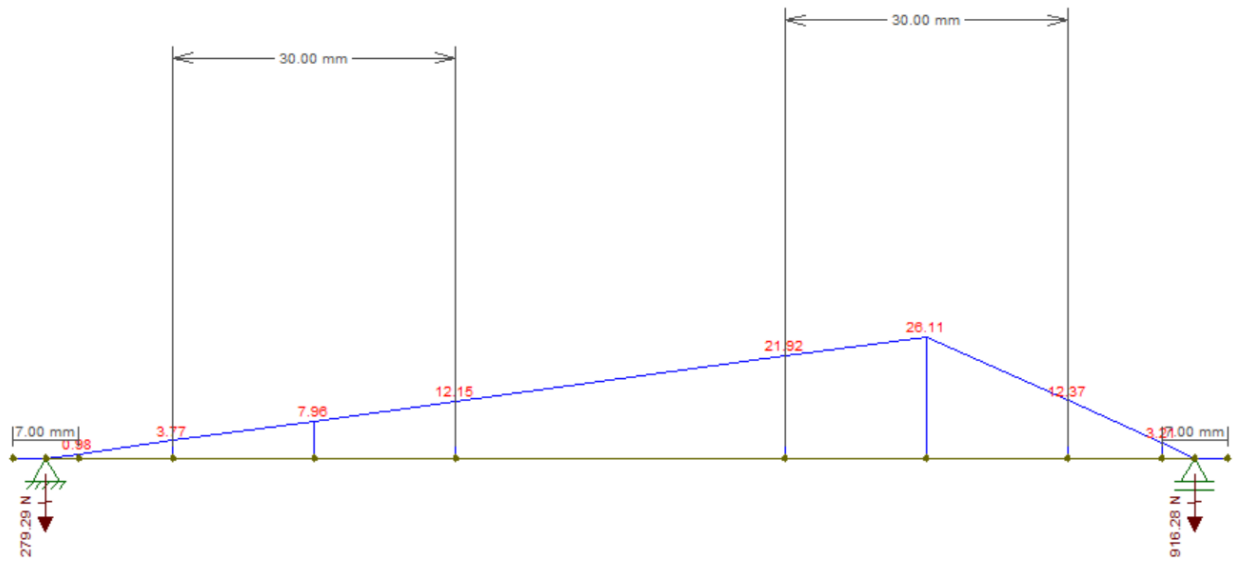
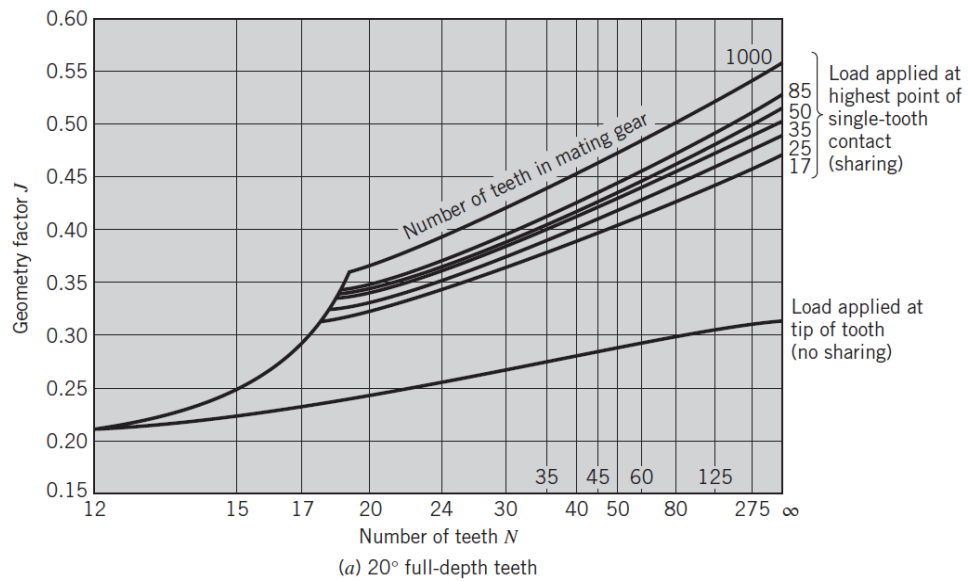


Figura 7.3.2 – Diagrama de momento fletor eixo c (caso 2)



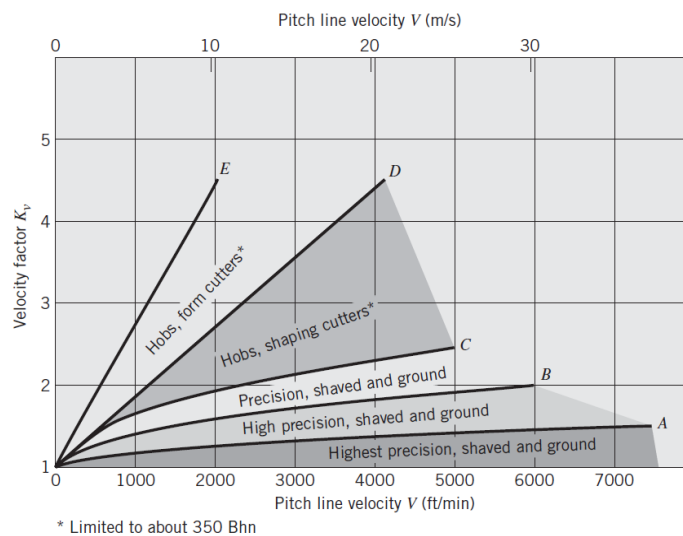
8. ANEXO B – GRÁFICOS E TABELA PARA OS FATORES UTILIZADOS

Figura B1 – Fator de geometria (J) para $\Phi = 20^\circ$



Fonte: Juvinal (2013, p. 350)

Figura B2 – Fator de velocidade K_v (utilizado curva C)



Fonte: Juvinal (2013, p. 350)

Figura B3 – Fator de sobrecarga K_o **Overload Correction Factor K_o**

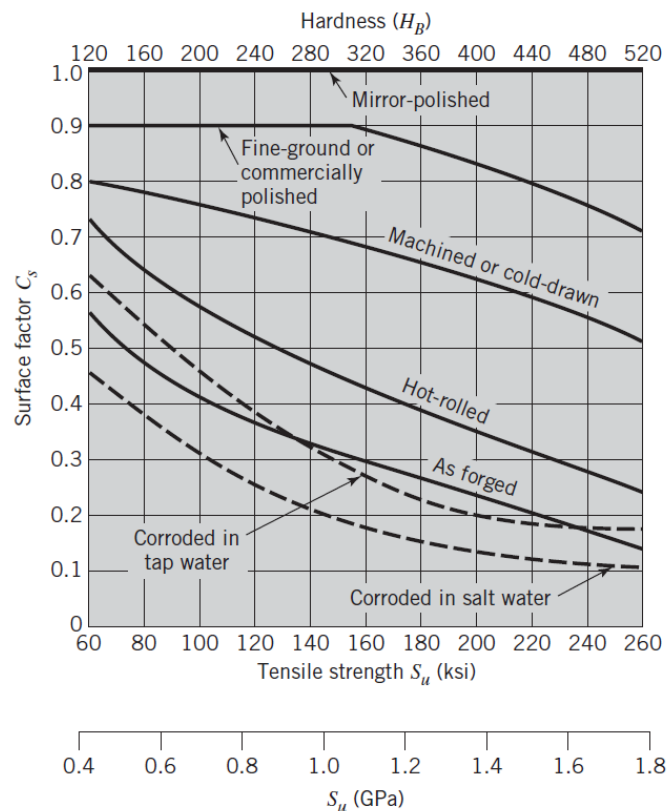
Source of Power	Driven Machinery		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75
Light shock	1.25	1.50	2.00
Medium shock	1.50	1.75	2.25

Fonte: Juvinall (2013, p. 351)

Figura B4 – Fator de montagem K_m **Mounting Correction Factor K_m**

Characteristics of Support	Face Width (in.)			
	0 to 2	6	9	16 up
Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across the full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists		Over 2.2		

Fonte: Juvinall (2013, p. 351)

Figura B5 – Fator de superfície C_s 

Fonte: Juvinall (2013, p. 168)

Figura B6 – Fatores de resistência (CL, CG, CT e CR)

**Generalized Fatigue Strength Factors for Ductile Materials
(S–N curves)**

		Bending	Axial	Torsion
C_L	(load factor)	1.0	1.0	0.58
C_G	(gradient factor): diameter < (0.4 in. or 10 mm)	1.0	0.7 to 0.9	1.0
	(0.4 in. or 10 mm) < diameter < (2 in. or 50 mm) ^c	0.9	0.7 to 0.9	0.9
C_T	(temperature factor)	Values are only for steel		
	$T \leq 840^\circ\text{F}$	1.0	1.0	1.0
	$840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}$	$1 - (0.0032T - 2.688)$		
C_R	(reliability factor): ^d			
	50% reliability	1.000	"	"
	90% "	0.897	"	"
	95% "	0.868	"	"
	99% "	0.814	"	"
	99.9% "	0.753	"	"

Fone: Juvinall (2013, p. 169)

Figura B7 – Fator de confiabilidade Kr

**Reliability Correction Factor k_r , from Figure 6.19 with Assumed
Standard Deviation of 8%**

Reliability (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
Factor k_r	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Fonte: Juvinall (2013, p. 351)

Para K_t e K_{ms} , de acordo com Juvinall (2013, p. 351), $K_t = 1$ se $T < 160^\circ\text{F}$ e $K_{ms} = 1,4$ para engrenagens com flexão em apenas 1 sentido.

Figura B8 – Coeficiente elástico Cp

**Values of Elastic Coefficient C_p for Spur Gears, in $\sqrt{\text{MPa}}$
(Values Converted from Table 15.4a)**

Pinion Material ($\nu = 0.30$ in All Cases)	Gear Material			
	Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
Steel, $E = 207 \text{ GPa}$	191	166	162	158
Cast iron, $E = 131 \text{ GPa}$	166	149	149	145
Aluminum bronze, $E = 121 \text{ GPa}$	162	149	145	141
Tin bronze, $E = 110 \text{ GPa}$	158	145	141	137

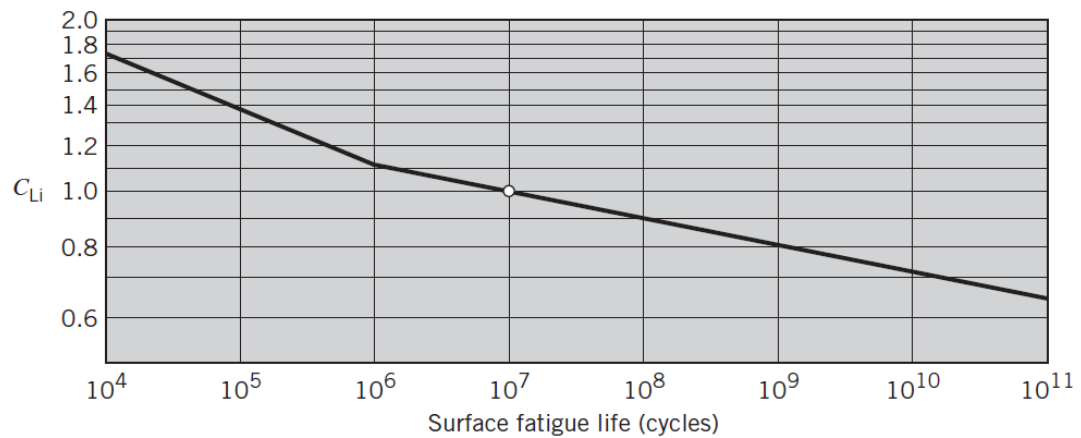
Fonte: Juvinall (2013, p. 354)

Figura B9 – Resistência à fadiga superficial S_{fe}

**Surface Fatigue Strength S_{fa} , for Use with Metallic Spur Gears
(10^7 -Cycle Life, 99% Reliability, Temperature < 250°F)**

Material	S_{fe} (ksi)	S_{fe} (MPa)
Steel	0.4 (Bhn)–10 ksi	28 (Bhn)–69 MPa
Nodular iron	0.95[0.4 (Bhn)–10 ksi]	0.95[28 (Bhn)–69 MPa]
Cast iron, grade 20	55	379
grade 30	70	482
grade 40	80	551
Tin bronze	30	207

Fonte: Juvinall (2013, p. 355)

Figura B10 – Fator de vida em relação à fadiga superficial C_{Li} 

Fonte: Juvinall (2013, p. 355)

Figura B11 – Fator confiabilidade C_R

Reliability Factor C_R

Reliability (%)	C_R
50	1.25
99	1.00
99.9	0.80

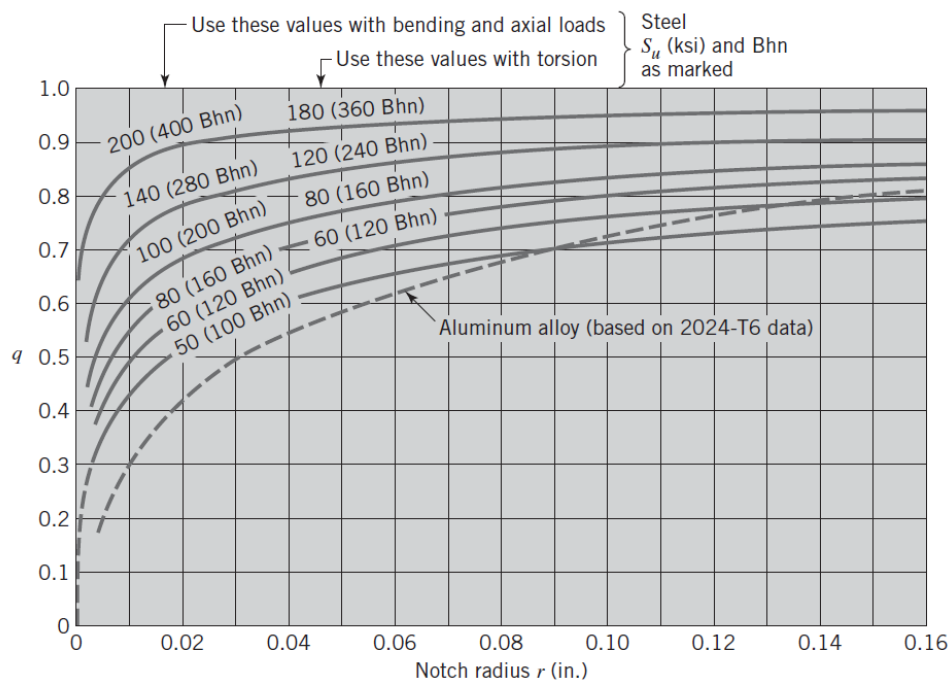
Fonte: Juvinall (2013, p. 355)

Figura B12 – Fator de concentração de tensão K_t (aproximações para filetes e assentos)

	Flexional	Torcional	Axial
Filete de ressalto – pontudo ($r/d = 0,02$)	2,7	2,2	3,0
Filete 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

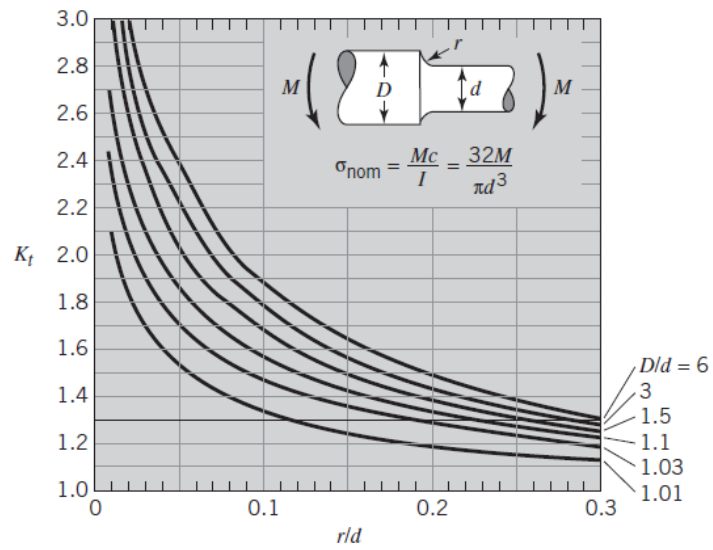
Fonte: Budynas (2011, p. 387)

Figura B13 – Fator de sensibilidade ao entalhe q



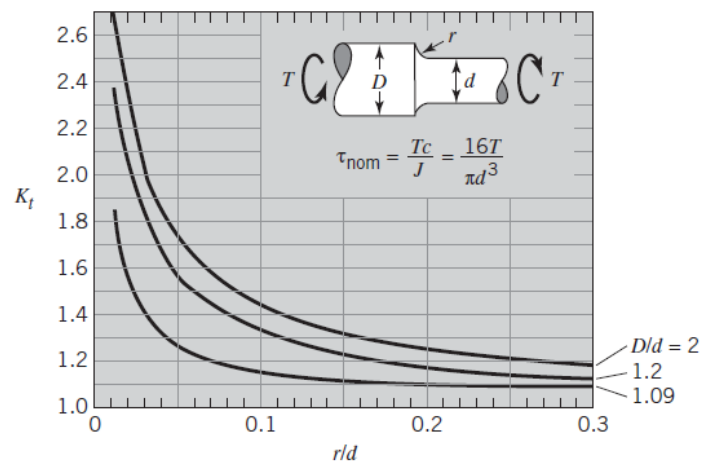
Fonte: Juvinall (2013, p. 176)

Figura B14.1 – Fator de concentração de tensão (para momento fletor)



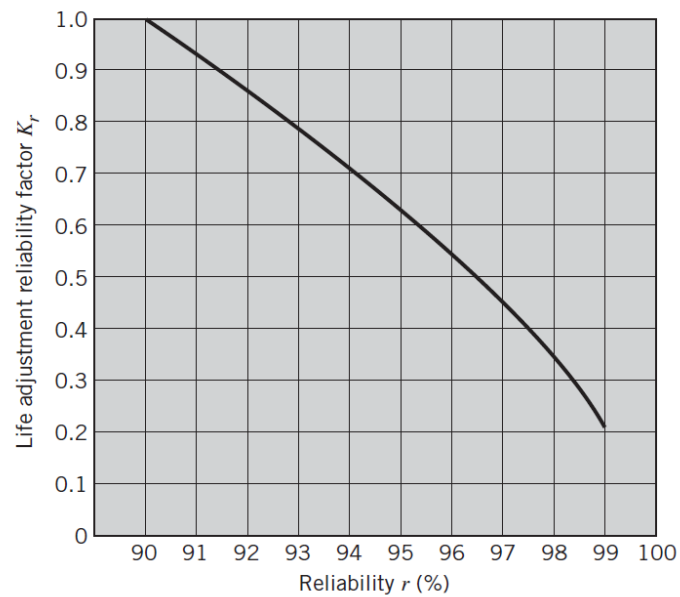
Fonte: Juvinall (2013, p. 149)

Figura B14.2 – Fator de concentração de tensão (para torção)



Fonte: Juvinall (2013, p. 149)

Figura B15 – Fator confiabilidade (para mancais de rolamentos)



Fonte: Juvinall (2013, p. 553)

Figura B16 – Fator de aplicação (para mancais de rolamento)

Application Factors K_a

Type of Application	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform load, no impact	1.0	1.0
Gearing	1.0–1.3	1.0
Light impact	1.2–1.5	1.0–1.1
Moderate impact	1.5–2.0	1.1–1.5
Heavy impact	2.0–3.0	1.5–2.0

Fonte: Juvinall (2013, p. 554)

Figura B17 – Tolerância de inclinações e deflexões transversais

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

Inclinações	
Engrenagens retas com $P < 4$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $5 < P < 8$	0,125 mm
Engrenagens retas com $9 < P < 20$	0,075 mm

Fonte: Budynas (2011, p. 393)

Figura B18 – Dimensões para chavetas

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	w	h	
8	11	2	2	1
11	14	3	2	1
		3	3	1,5
14	22	5	3	1,5
		5	5	2
22	30	6	5	2
		6	6	3
30	36	8	6	3
		8	8	5
36	44	10	6	3
		10	10	5
44	58	12	10	5
		12	12	6
58	70	16	12	5,5
		16	16	8
70	80	20	12	6
		20	20	10

Fonte: Budynas (2011, p. 405)

Figura B19.1 – Descrição de ajustes preferenciais

Tipos de ajuste	Descrição	Símbolo
Folga	<i>Ajuste correção folgado</i> : para amplas tolerâncias comerciais ou margens de membros externos.	H11/c11
	<i>Ajuste correção livre</i> : não deve ser utilizado quando a acurácia é essencial, porém o ajuste é bom para grandes variações de temperatura, altas velocidades de movimento ou altas pressões de munhão.	H9/d9
	<i>Ajuste correção apertado</i> : para funcionamento em máquinas acuradas e para posicionamento acurado a velocidades moderadas e pressões de munhão.	H8/f7
	<i>Ajuste deslizante</i> : onde as peças não são destinadas a correr livremente, mas devem se mover e girar livremente e se posicionar acuradamente.	H7/g6
	<i>Ajuste locativo com folga</i> : provê ajuste perfeito para localização de peças estacionárias, mas podem ser livremente montadas e desmontadas.	H7/h6
Transição	<i>Ajuste locativo de transição</i> : para localização acurada, um compromisso entre folga e interferência.	H7/k6
	<i>Ajuste locativo de transição</i> : para localização mais acurada em que uma maior interferência é permissível.	H7/n6
Interferência	<i>Ajuste locativo com interferência</i> : para peças requerendo rigidez e alinhamento com acurácia primordial de localização, mas sem requisitos especiais de pressão de furo.	H7/p6
	<i>Ajuste meio forçado</i> : para peças de aço ordinárias ou ajustes de contração em seções leves, o ajuste mais apertado usável com ferro fundido.	H7/s6
	<i>Ajuste forçado</i> : apropriado para peças que podem ser tensionadas altamente ou por ajustes de contração quando elevadas forças de prensagem requeridas são impraticáveis.	H7/u6

Fonte: Budynas (2011, p. 411)

Figura B19.2 – Classe de tolerâncias

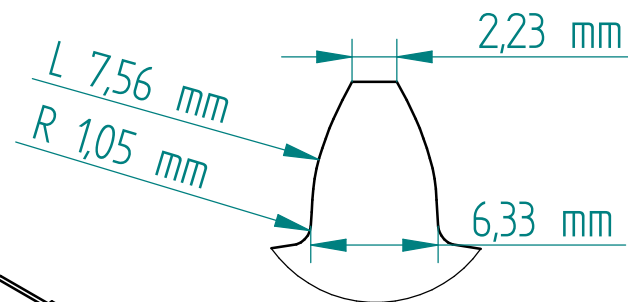
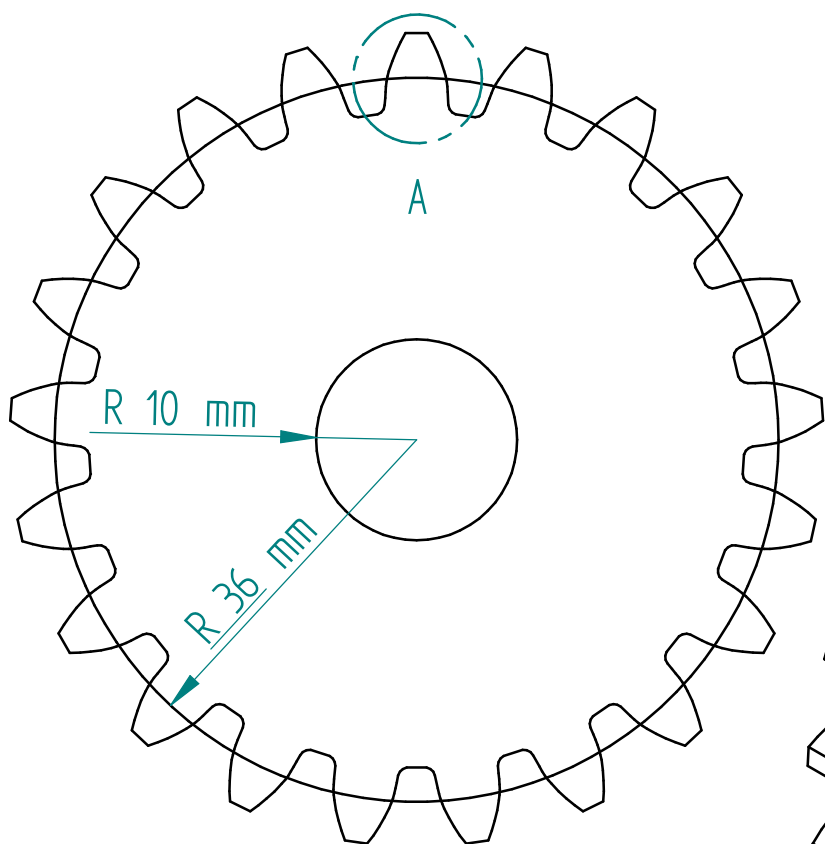
Medidas básicas	Classes de tolerância					
	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11
0–3	0,006	0,010	0,014	0,025	0,040	0,060
3–6	0,008	0,012	0,018	0,030	0,048	0,075
6–10	0,009	0,015	0,022	0,036	0,058	0,090
10–18	0,011	0,018	0,027	0,043	0,070	0,110
18–30	0,013	0,021	0,033	0,052	0,084	0,130
30–50	0,016	0,025	0,039	0,062	0,100	0,160
50–80	0,019	0,030	0,046	0,074	0,120	0,190
80–120	0,022	0,035	0,054	0,087	0,140	0,220
120–180	0,025	0,040	0,063	0,100	0,160	0,250
180–250	0,029	0,046	0,072	0,115	0,185	0,290
250–315	0,032	0,052	0,081	0,130	0,210	0,320
315–400	0,036	0,057	0,089	0,140	0,230	0,360

Fonte: Budynas (2011, p. 1026)

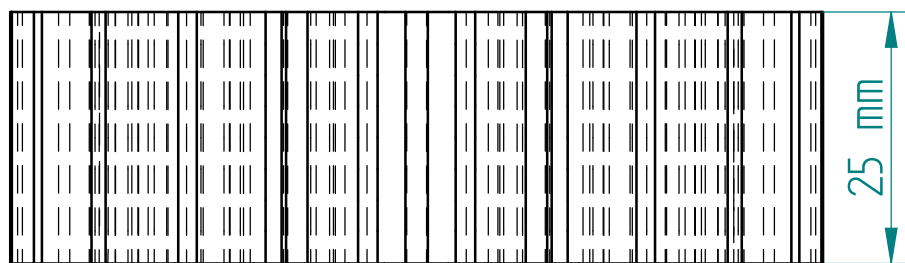
Figura B19.3 – Desvios fundamentais para eixos

Medidas básicas	Letra do desvio superior					Letra do desvio inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0,060	-0,020	-0,006	-0,002	0	0	+0,004	+0,006	+0,014	+0,018
3-6	-0,070	-0,030	-0,010	-0,004	0	+0,001	+0,008	+0,012	+0,019	+0,023
6-10	-0,080	-0,040	-0,013	-0,005	0	+0,001	+0,010	+0,015	+0,023	+0,028
10-14	-0,095	-0,050	-0,016	-0,006	0	+0,001	+0,012	+0,018	+0,028	+0,033
14-18	-0,095	-0,050	-0,016	-0,006	0	+0,001	+0,012	+0,018	+0,028	+0,033
18-24	-0,110	-0,065	-0,020	-0,007	0	+0,002	+0,015	+0,022	+0,035	+0,041
24-30	-0,110	-0,065	-0,020	-0,007	0	+0,002	+0,015	+0,022	+0,035	+0,048
30-40	-0,120	-0,080	-0,025	-0,009	0	+0,002	+0,017	+0,026	+0,043	+0,060
40-50	-0,130	-0,080	-0,025	-0,009	0	+0,002	+0,017	+0,026	+0,043	+0,070

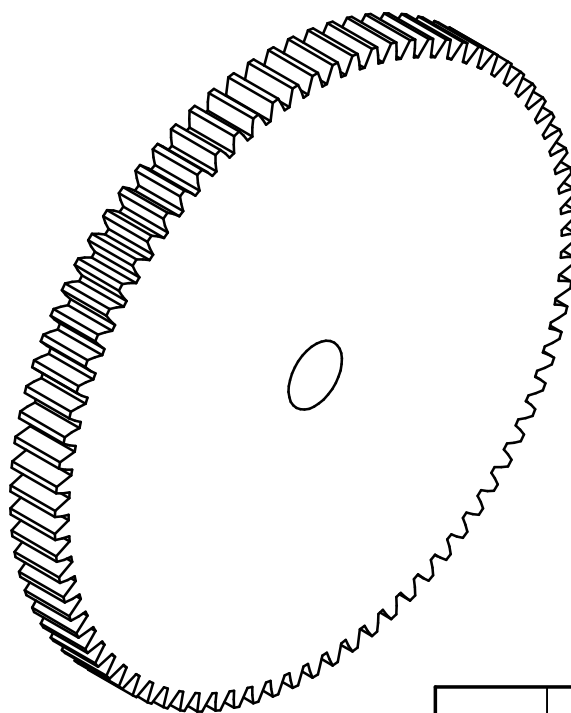
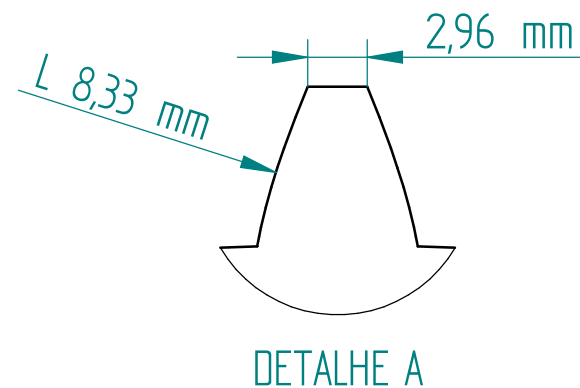
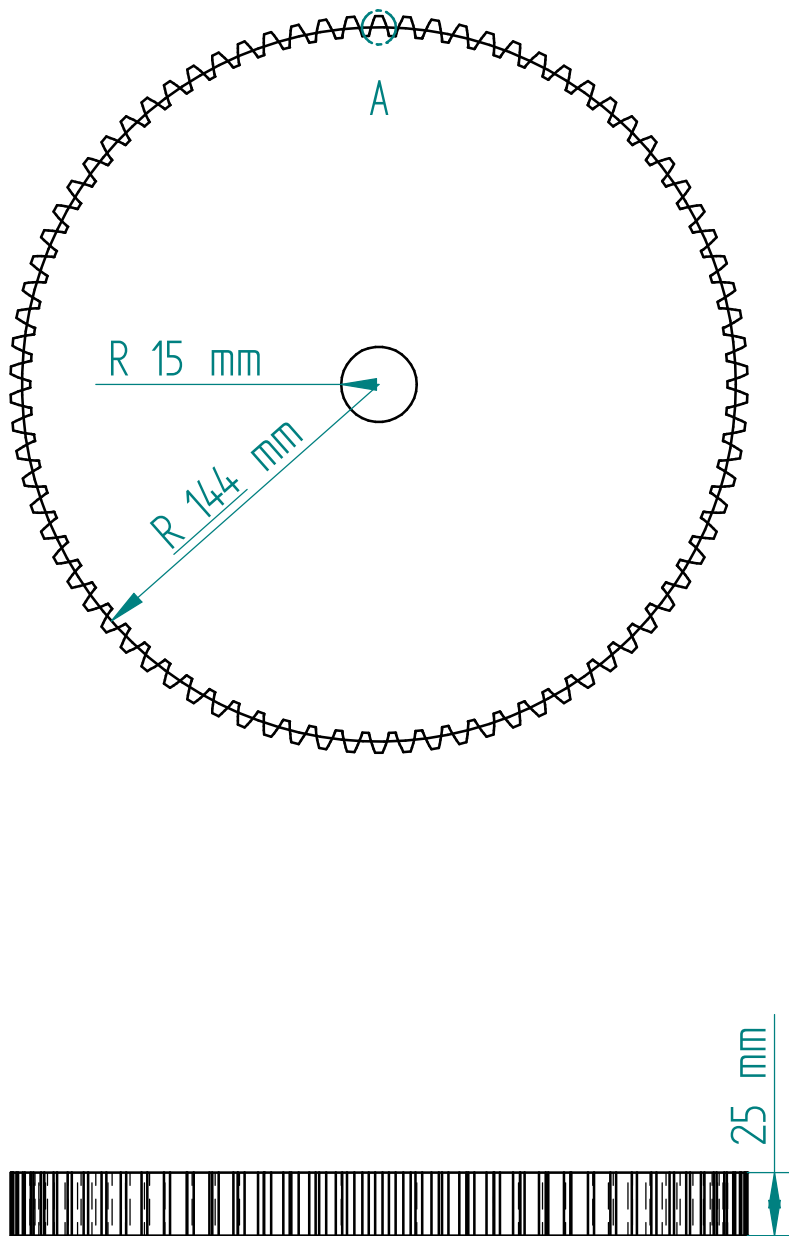
Fonte: Budynas (2011, p. 1027)



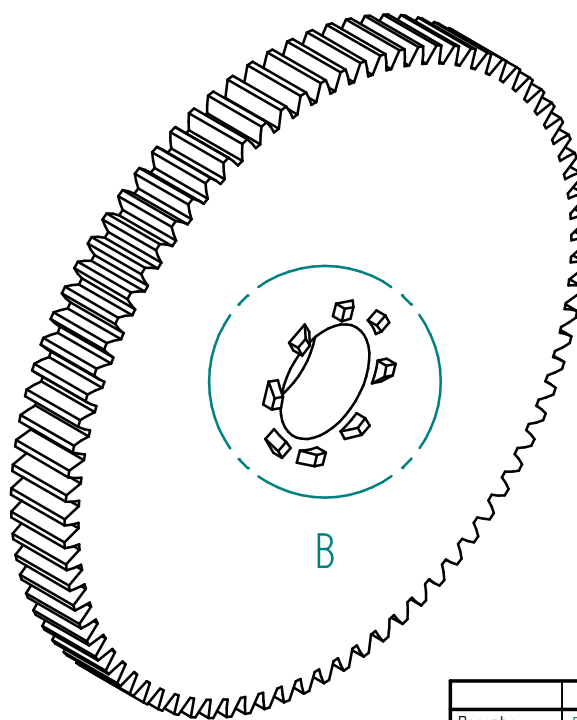
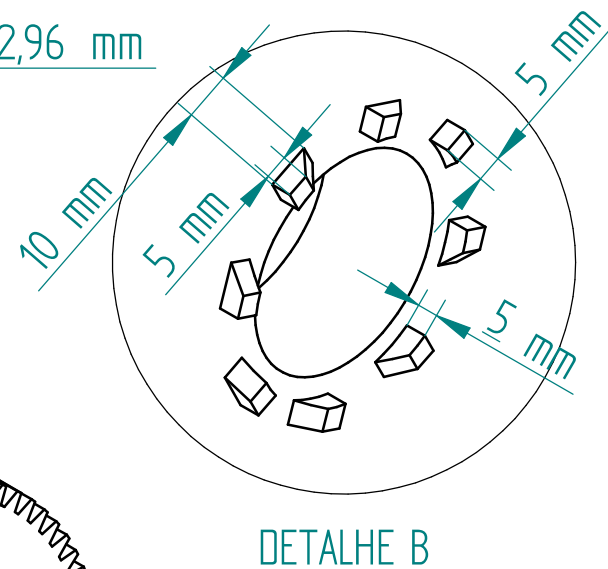
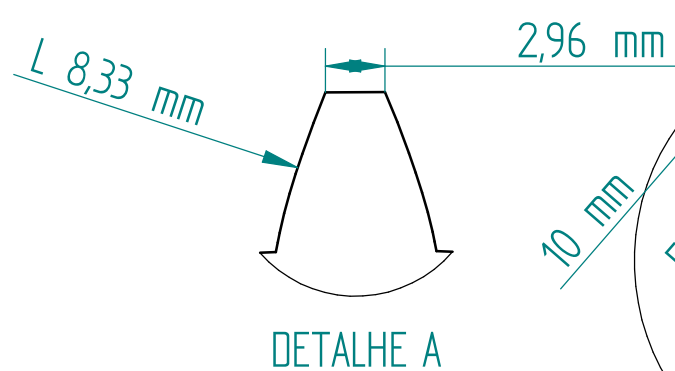
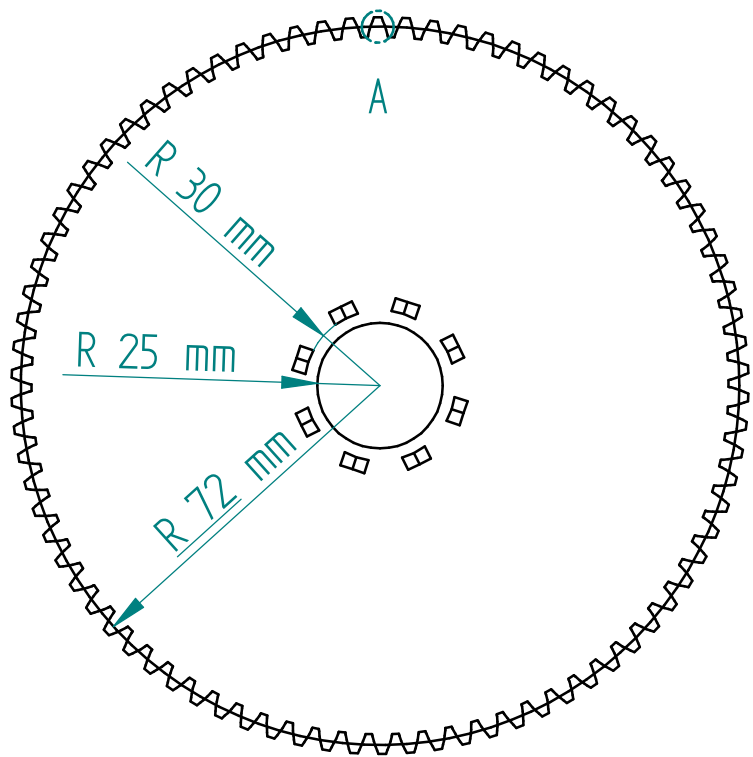
DETALHE A



	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 1	Num. do Desenho 1	Revisão 1			
Escala: 2:1			Folha 1 de 21			

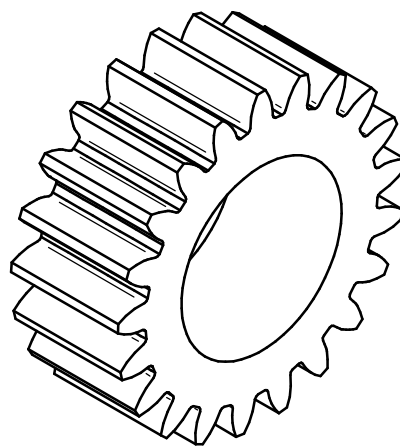
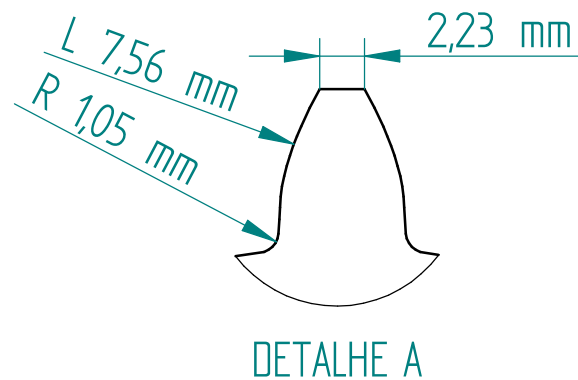
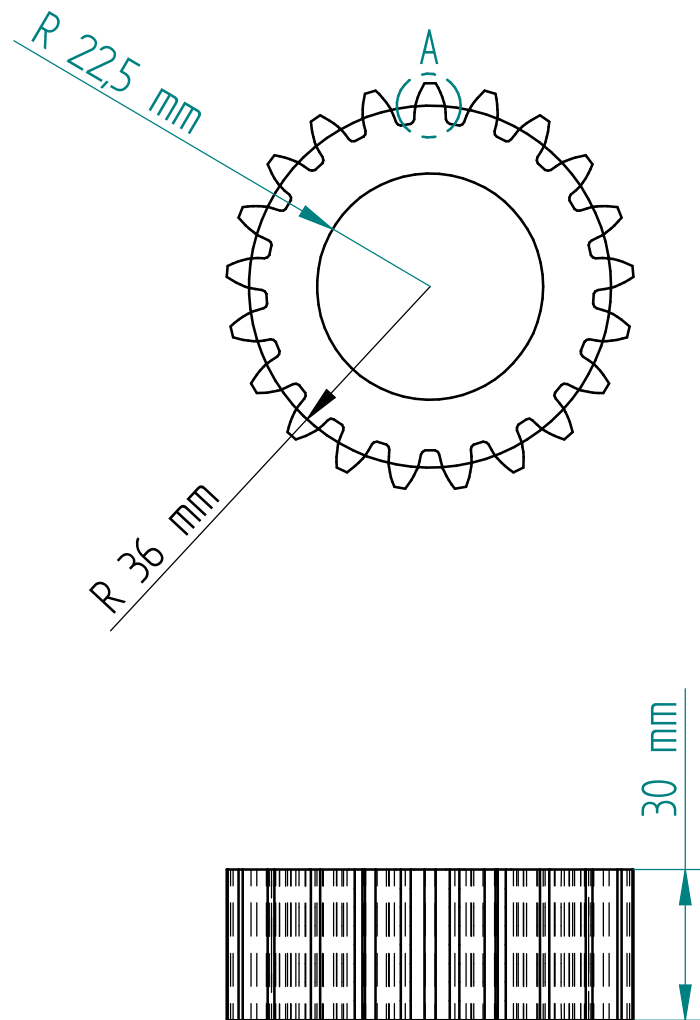


	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 2	Num. do Desenho 1	Rev 1			
Escala:1:2			Folha 2 de 21			

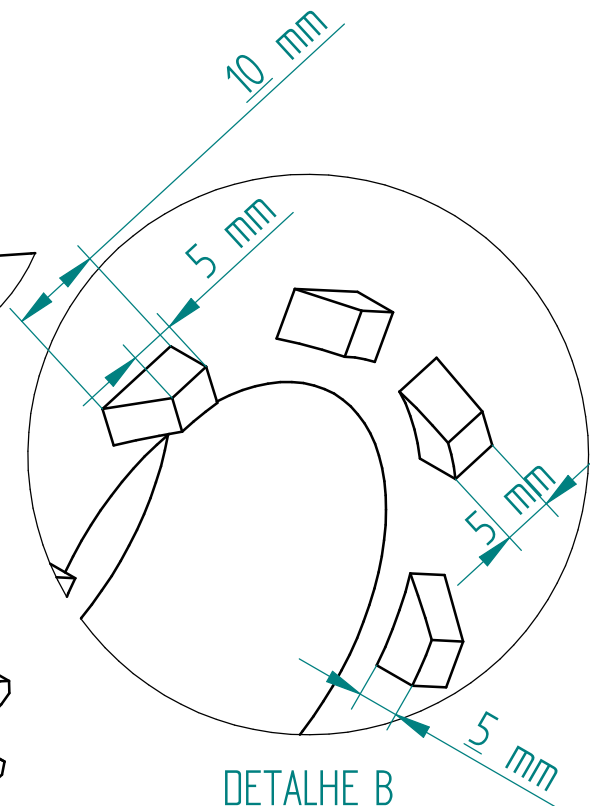
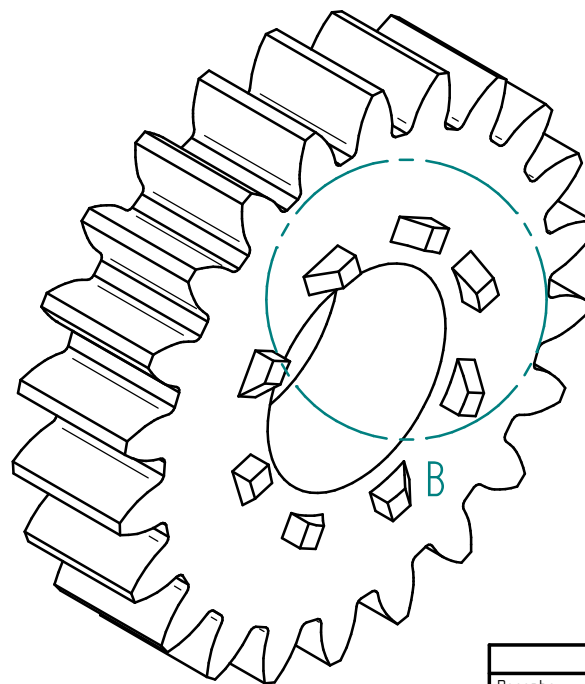
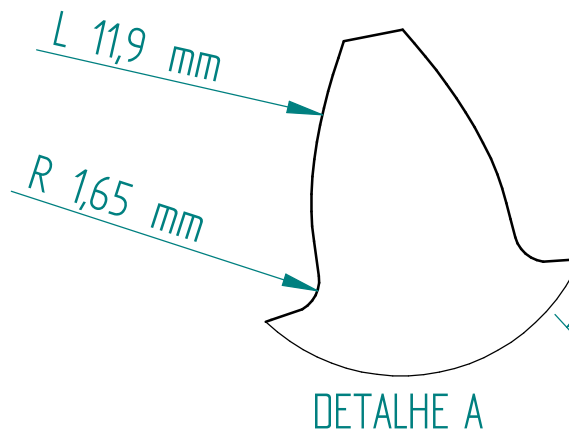
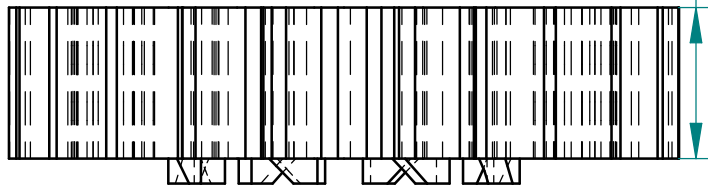
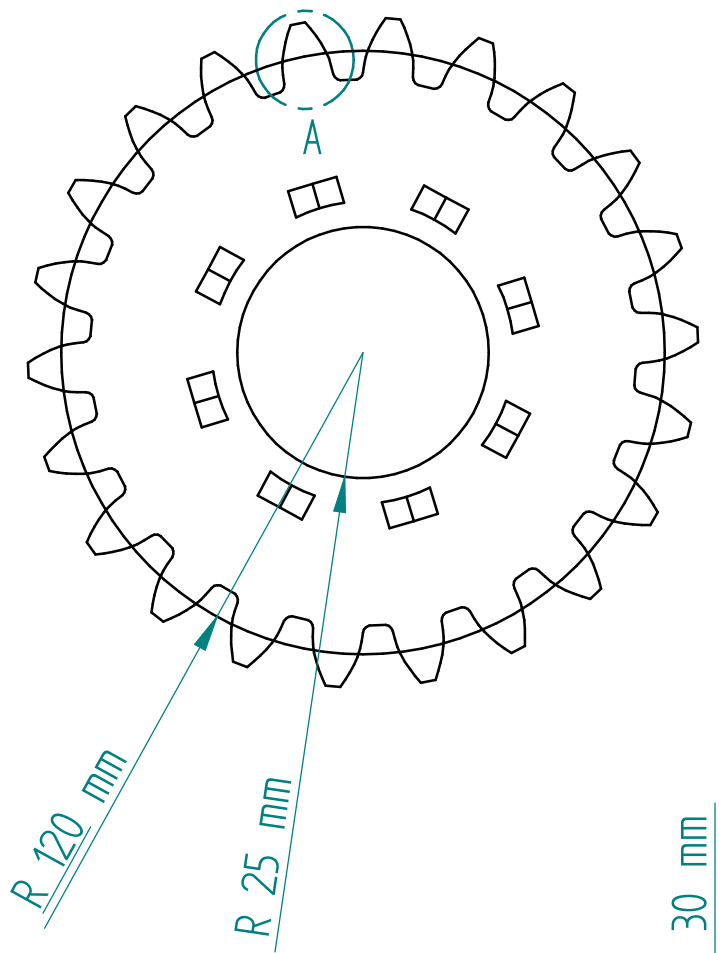


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

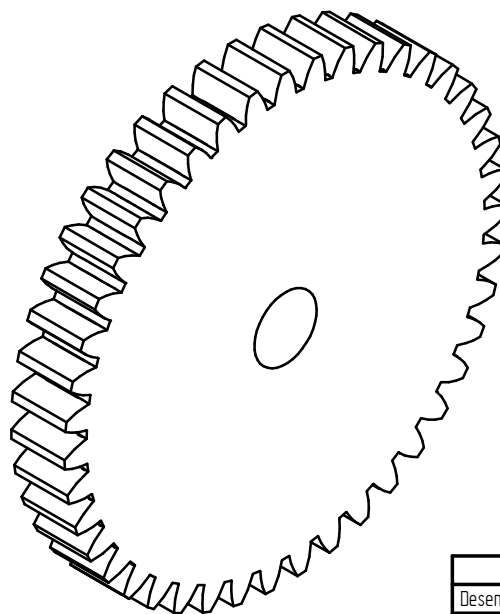
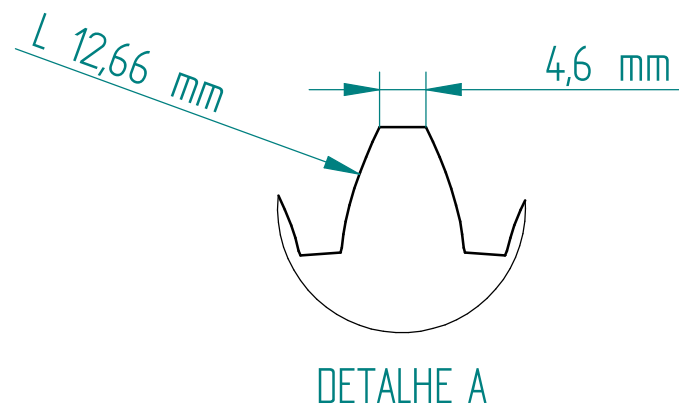
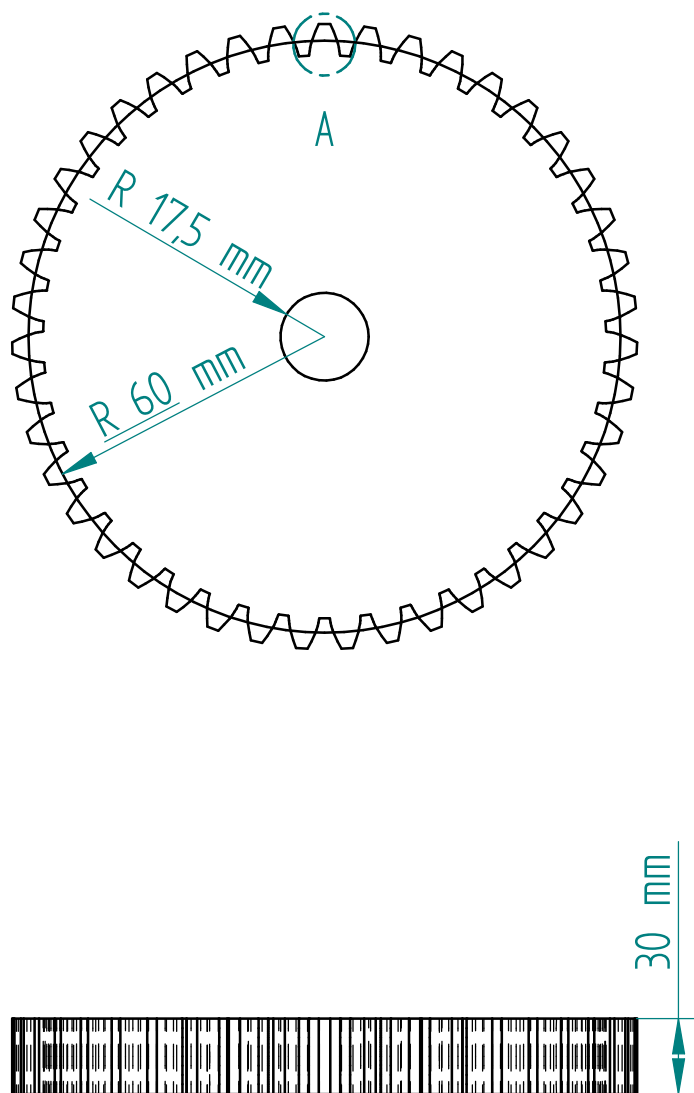
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021				
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título Trabalho II – Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.			Universidade Federal do Amazonas			
Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 3		Num. do Desenho 1	Rev 1		
Escala:1:1			Folha 3 de 21			



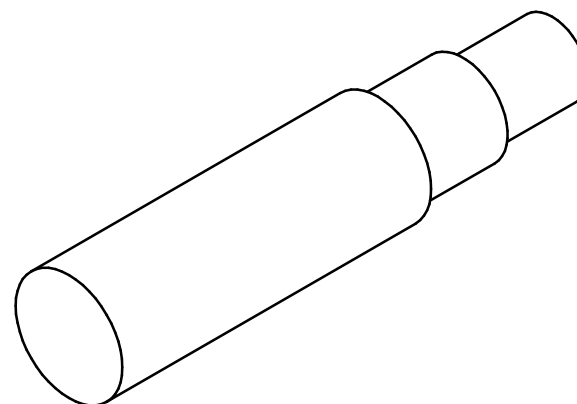
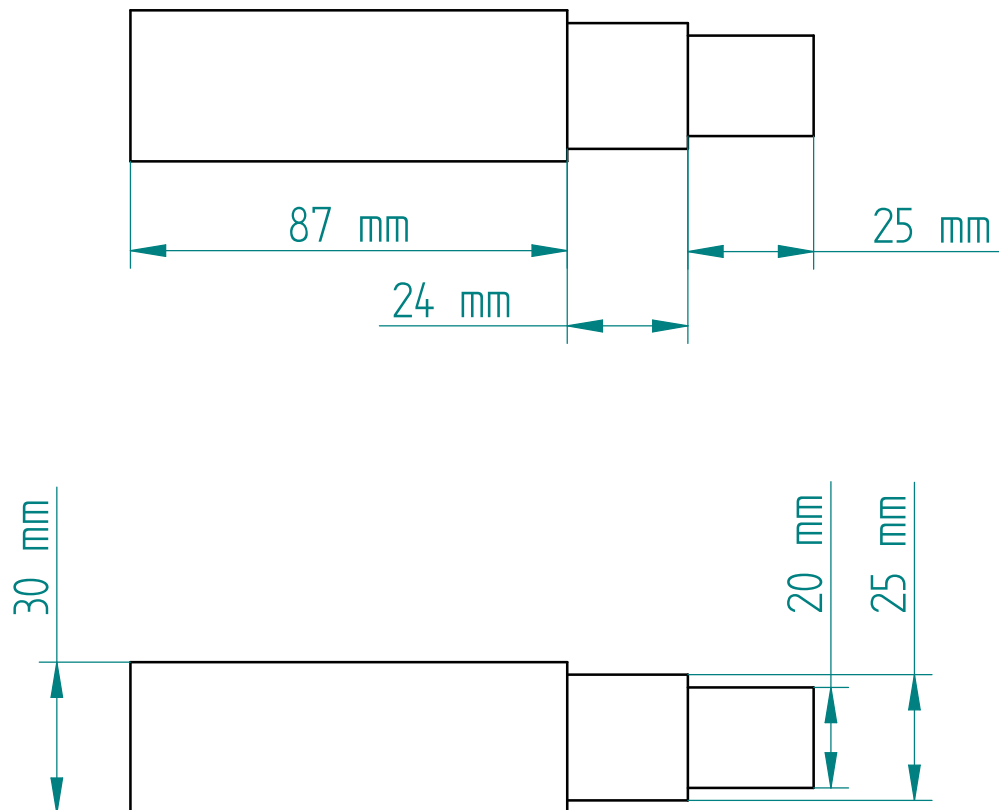
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 4	Num. do Desenho 1	Rev 1			
Escala:1:1			Folha 4 de 21			



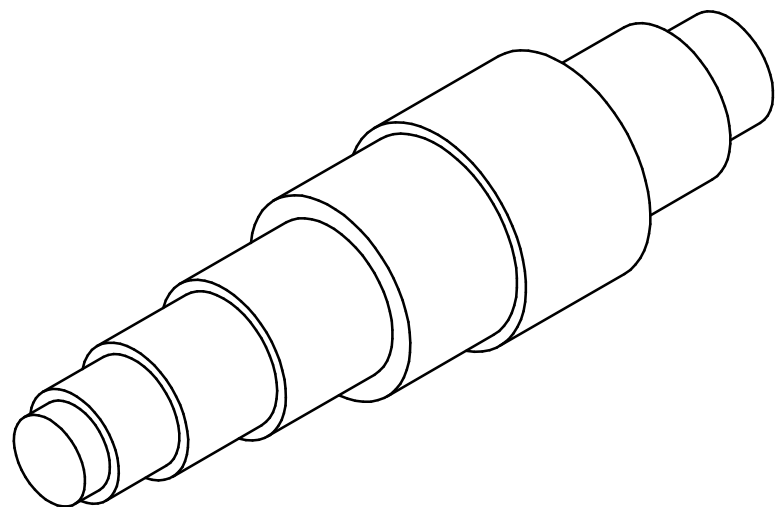
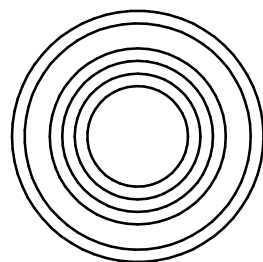
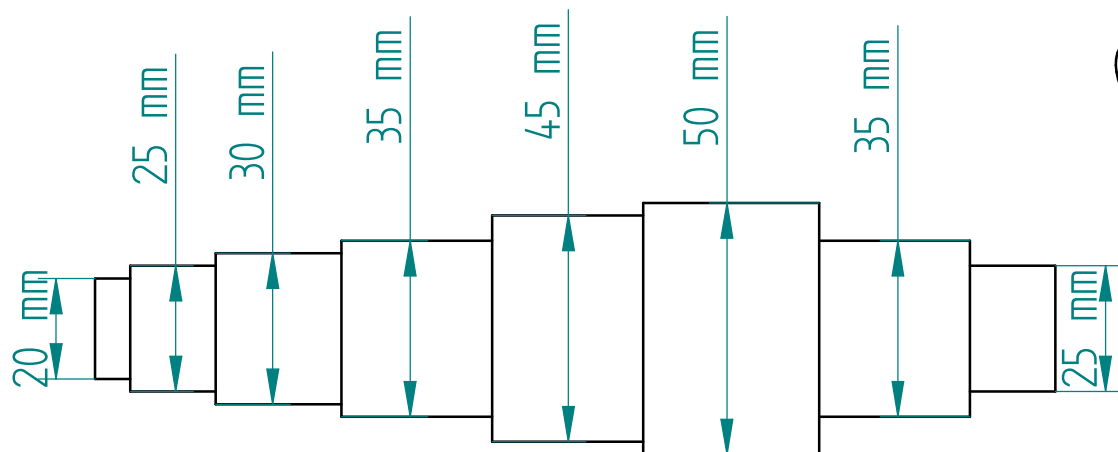
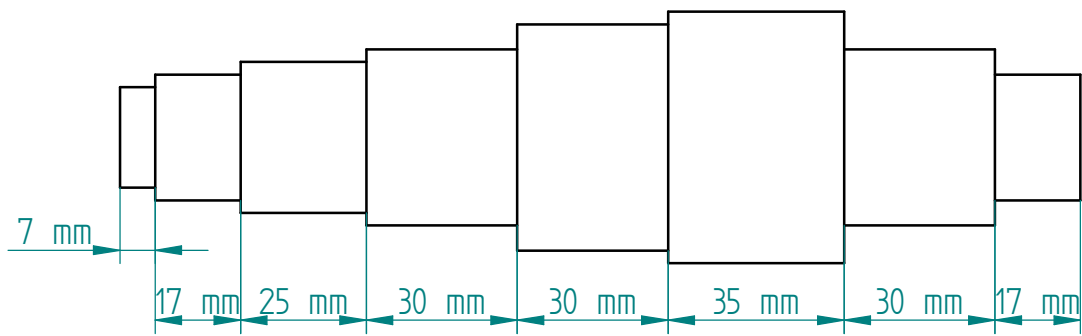
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021				
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.						
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 5	Num. do Desenho 1	Rev 1
			Escala:1:1		Folha 5 de 21	



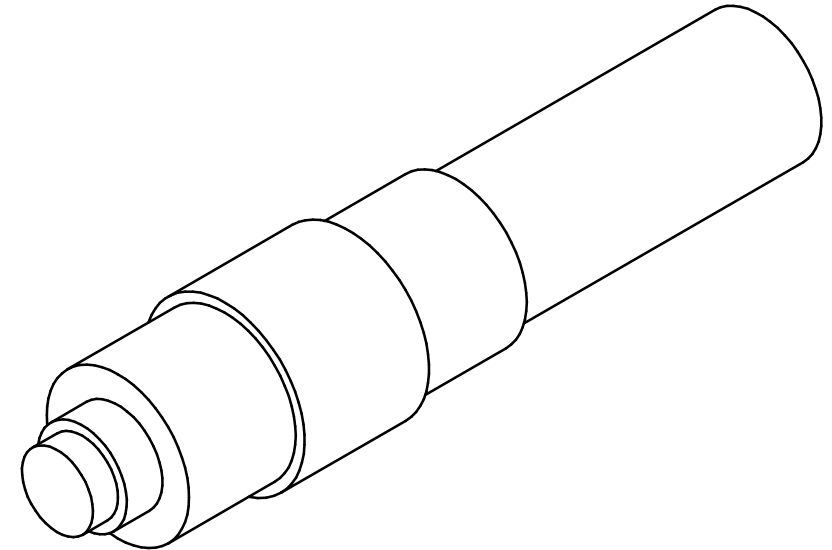
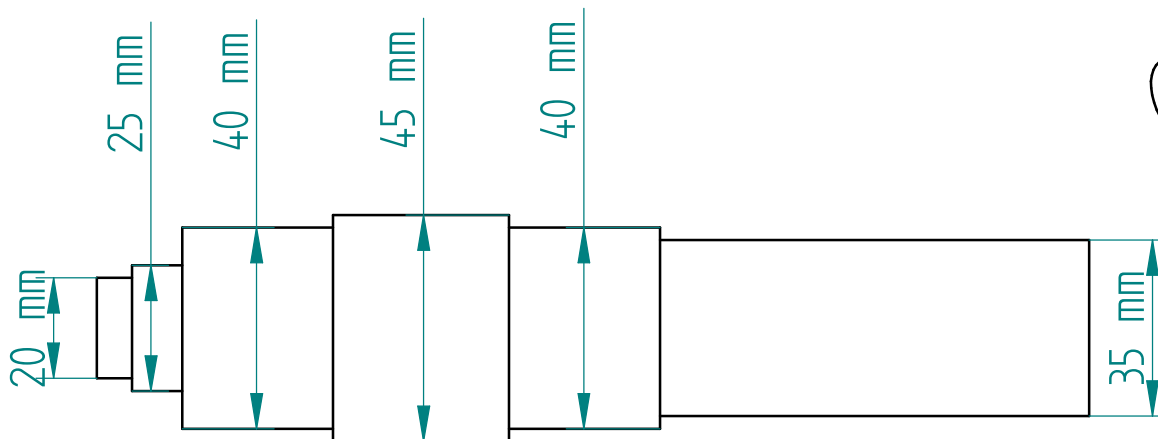
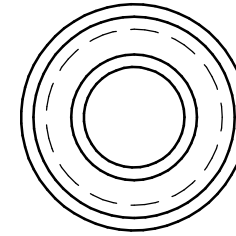
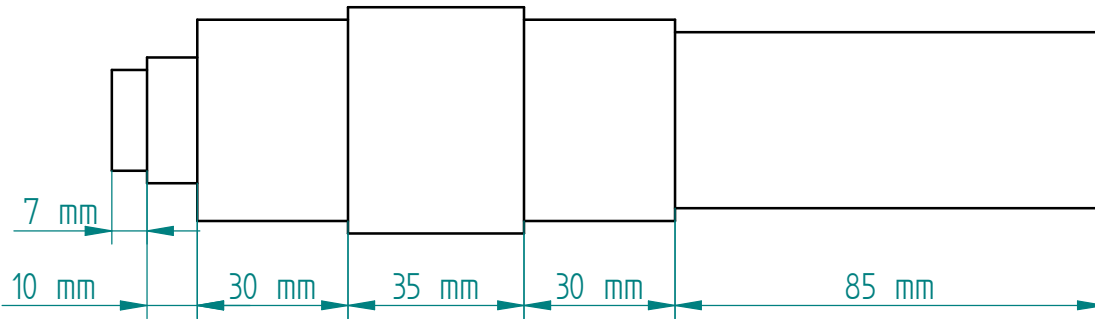
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Revisão	Flavio D.	09/07/2021			
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.					
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Engrenagem 6	Num. do Desenho 1
			Escala: 1:2		Rev 1
			Folha 6 de 21		



	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Eixo A	Num. do Desenho 1	Rev 1			
Escala:1:1			Folha 7 de 21			

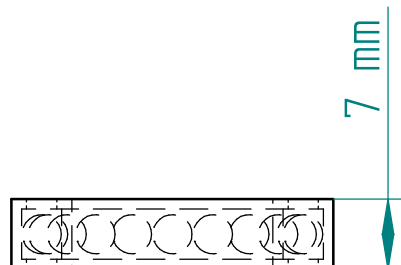
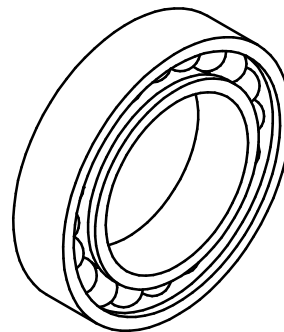
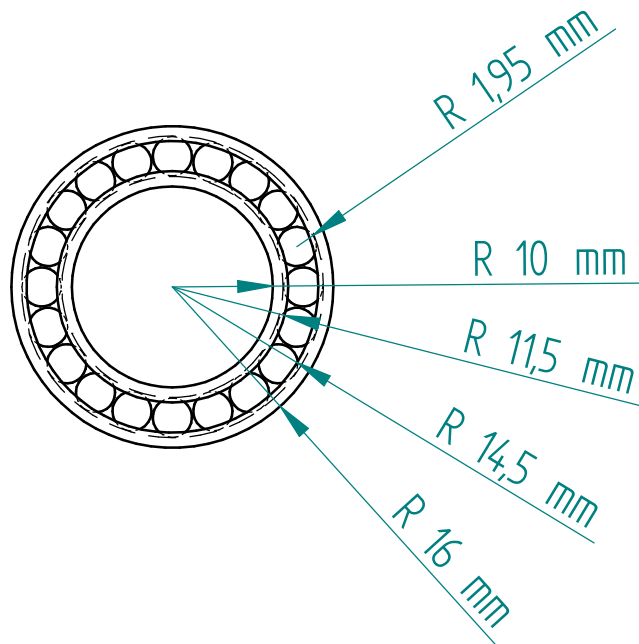


	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Aprov. Ger.						
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Eixo B	Num. do Desenho 1	Rev 1
			Escala:1:1		Folha 8 de 21	

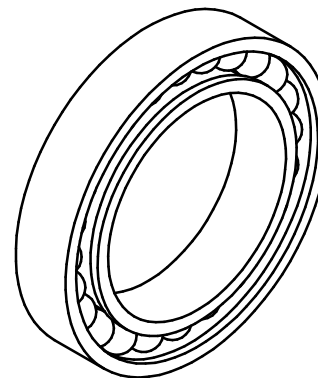
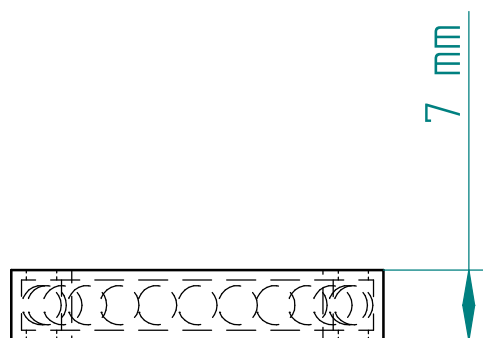
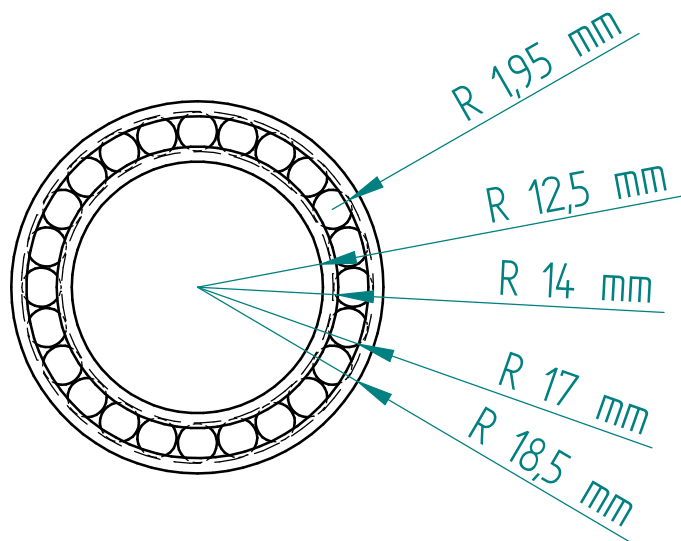


	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Eixo C	Num. do Desenho 1	Rev 1			
Escala:1:1			Folha 9 de 21			

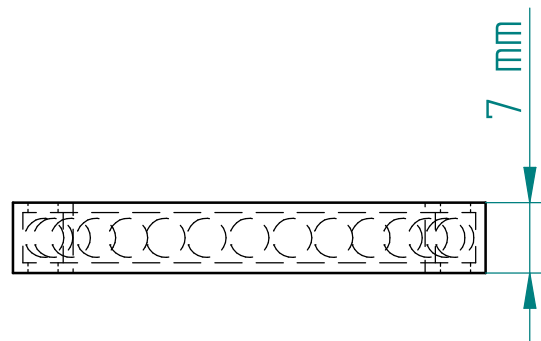
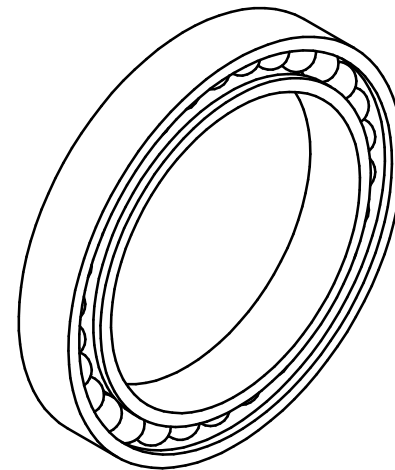
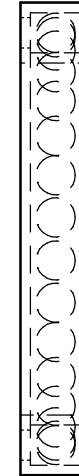
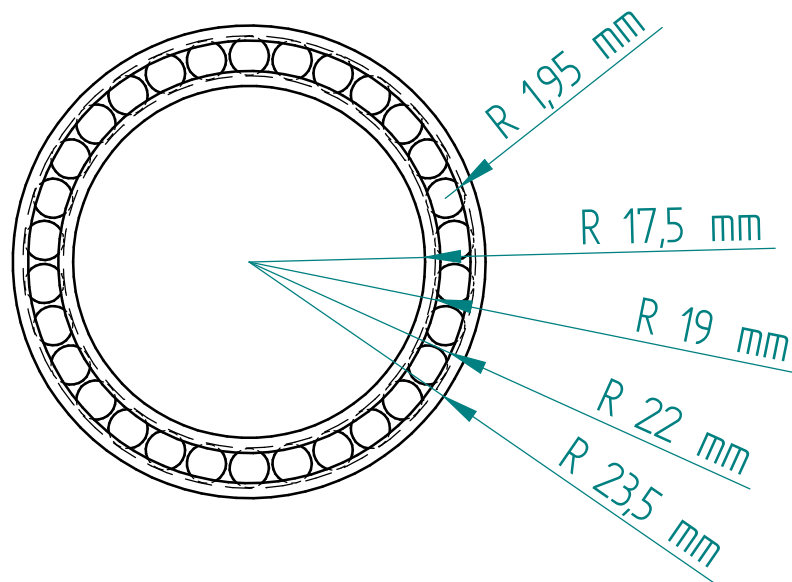
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



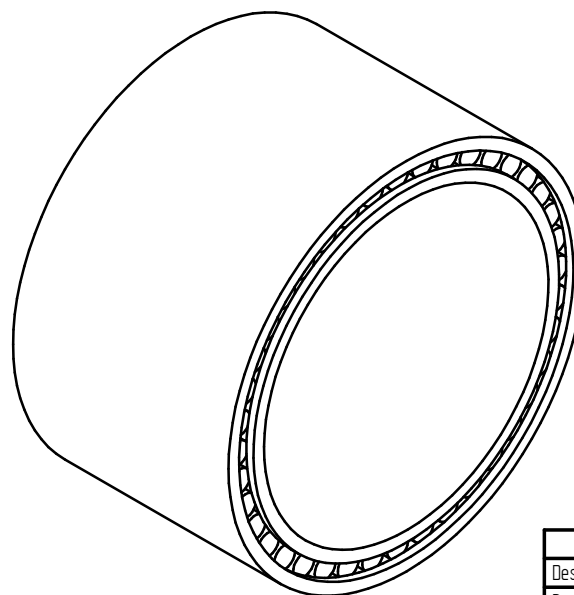
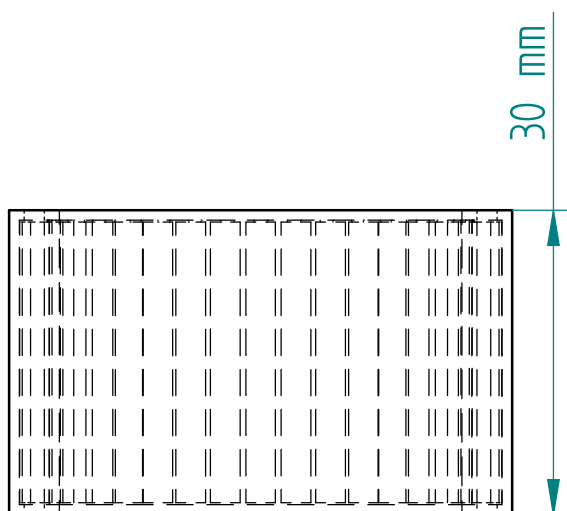
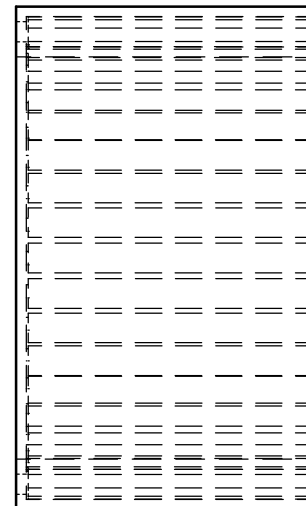
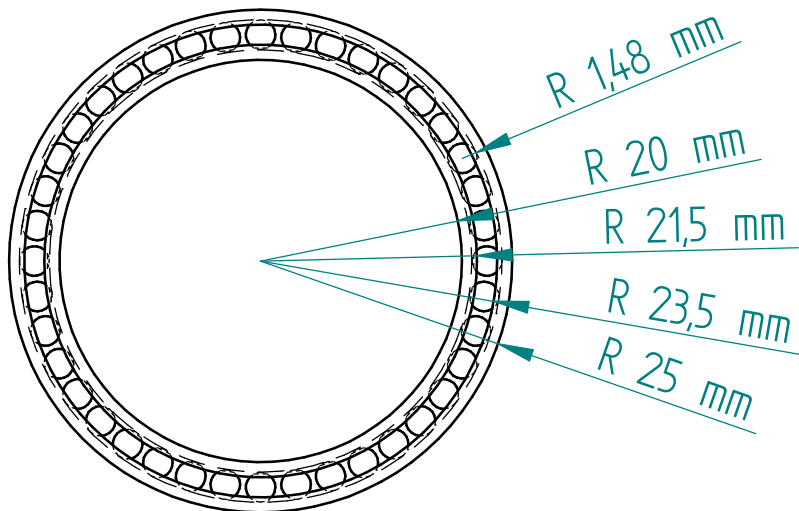
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Rolamento 6804	Num. do Desenho 1	Rev 1			
			Escala: 2:1		Folha 10 de 21	



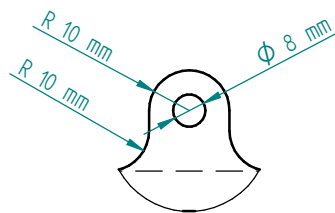
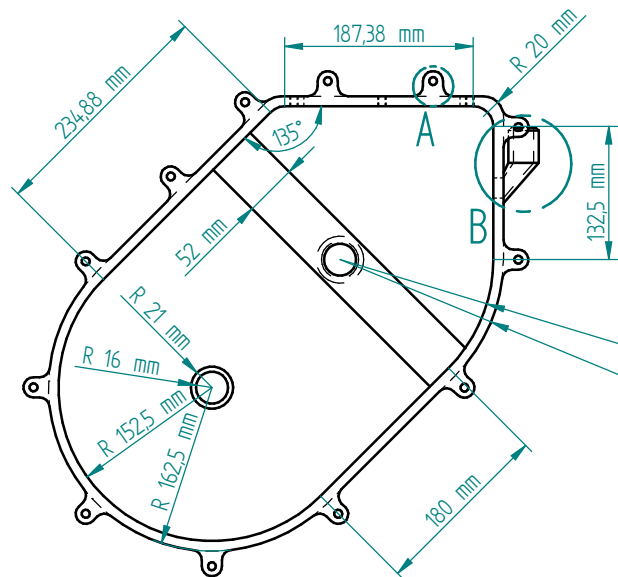
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.						
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Rolamento 6805	Num. do Desenho 1	Rev 1
			Escala 2:1		Folha 11 de 21	



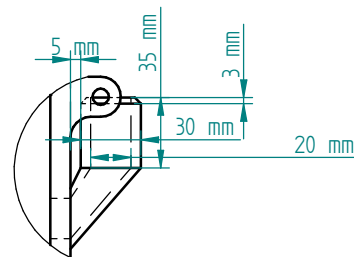
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas			
Aprov. Ger.						
Tam. A3	Nome do Desenho Rolamento 6807	Num. do Desenho 1	Rev 1	Escala: 2:1		
				Folha 12 de 21		



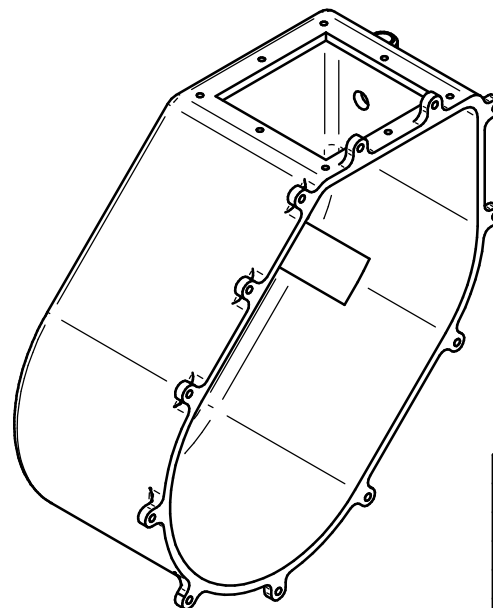
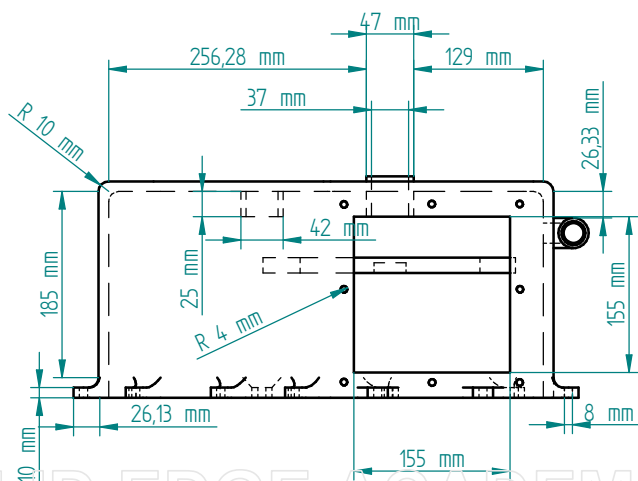
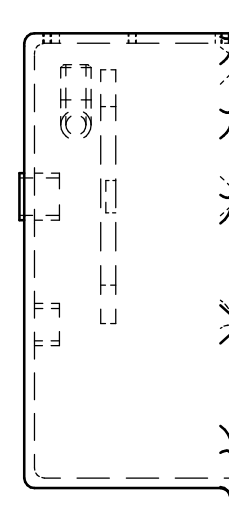
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.			Tam. A3	Nome do Desenho Rolamento LM4530	Num. do Desenho 1
Universidade Federal do Amazonas			Escala: 2:1		Rev 1
					Folha 13 de 21



DETALHE A

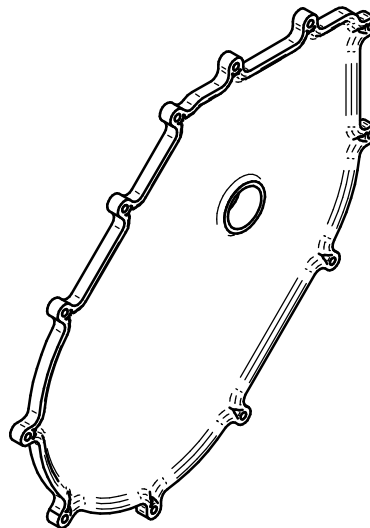
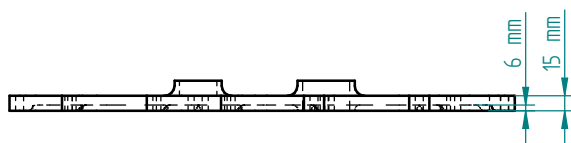
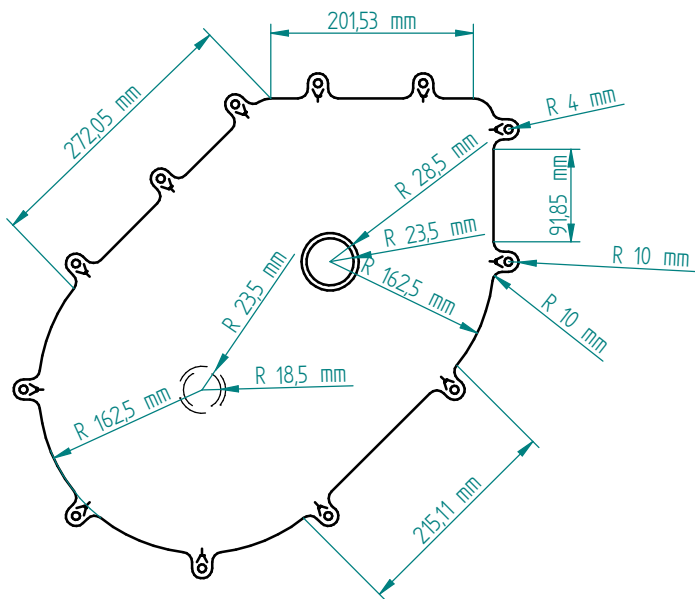


DETALHE B

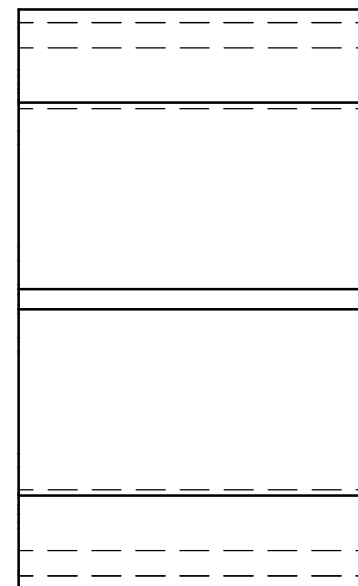
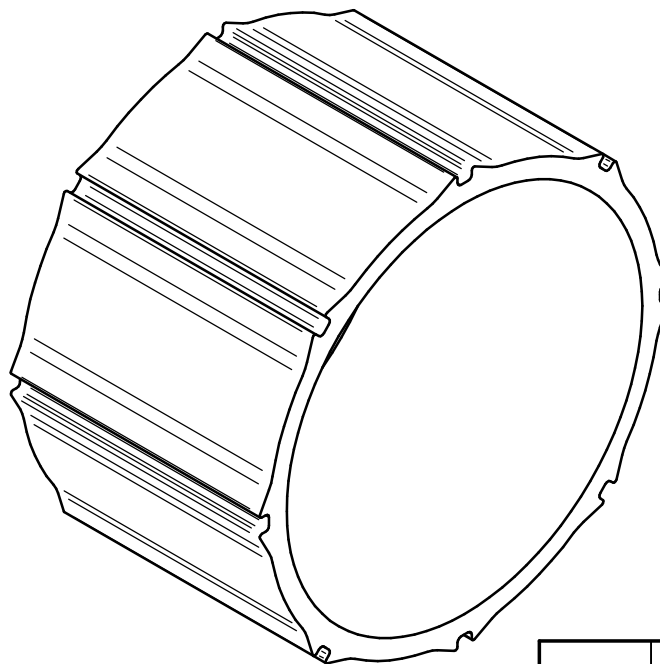
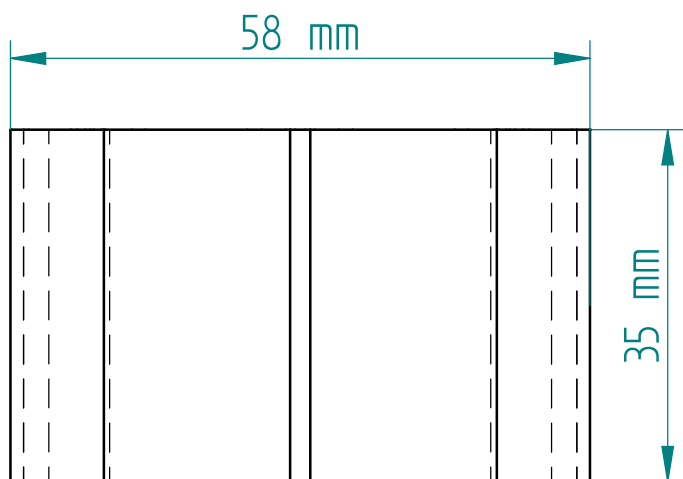
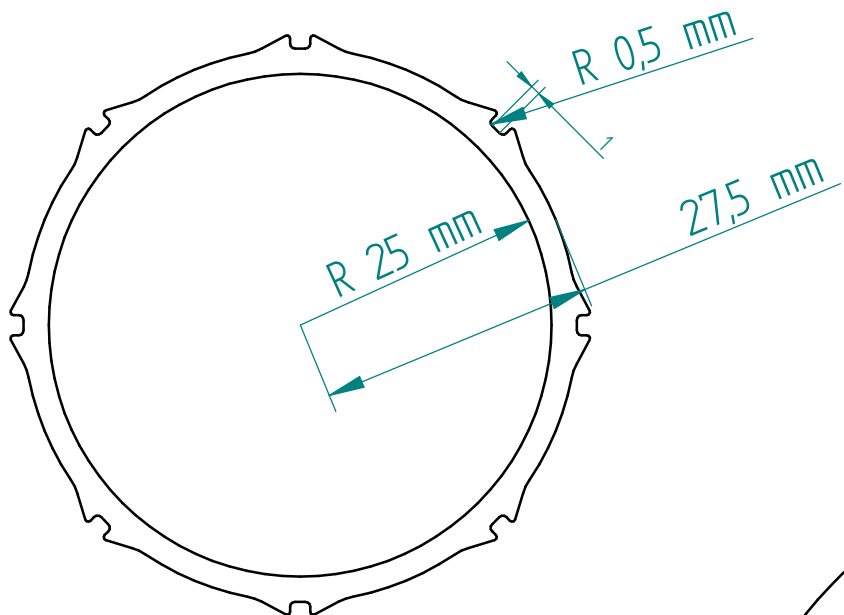


	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Revisão	Flavio D.	09/07/2021			
Aprov. Eng.			Universidade Federal do Amazonas		
Aprov. Ger.					
Tam. A3	Nome do Desenho Carcaça	Num. do Desenho 1	Rev 1		
Escala:15			Folha 14 de 21		

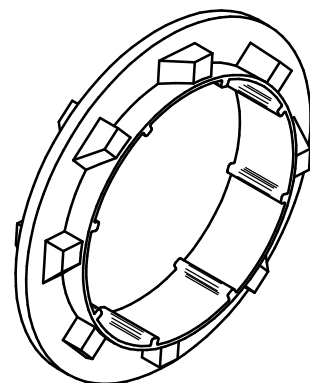
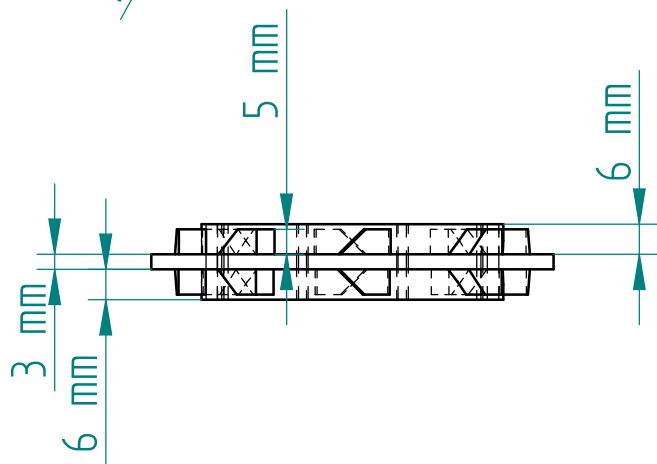
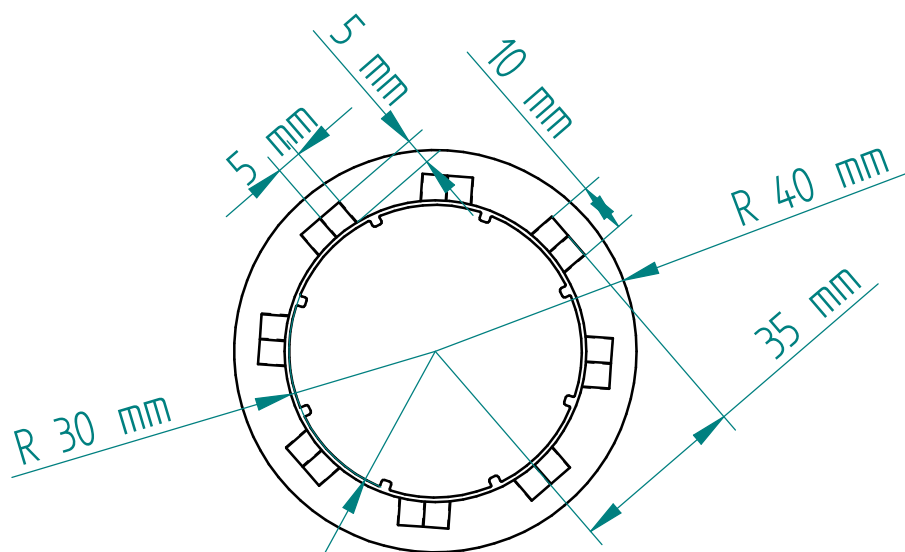
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.						
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Tampa	Num. do Desenho 1	Rev 1
			Escala:15		Folha 15 de 21	

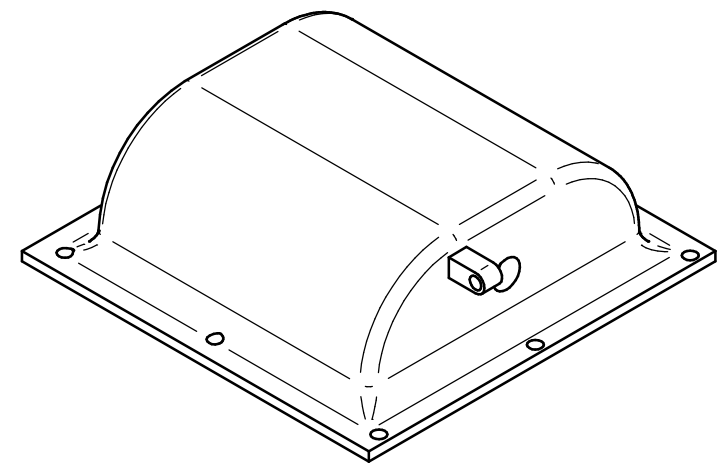
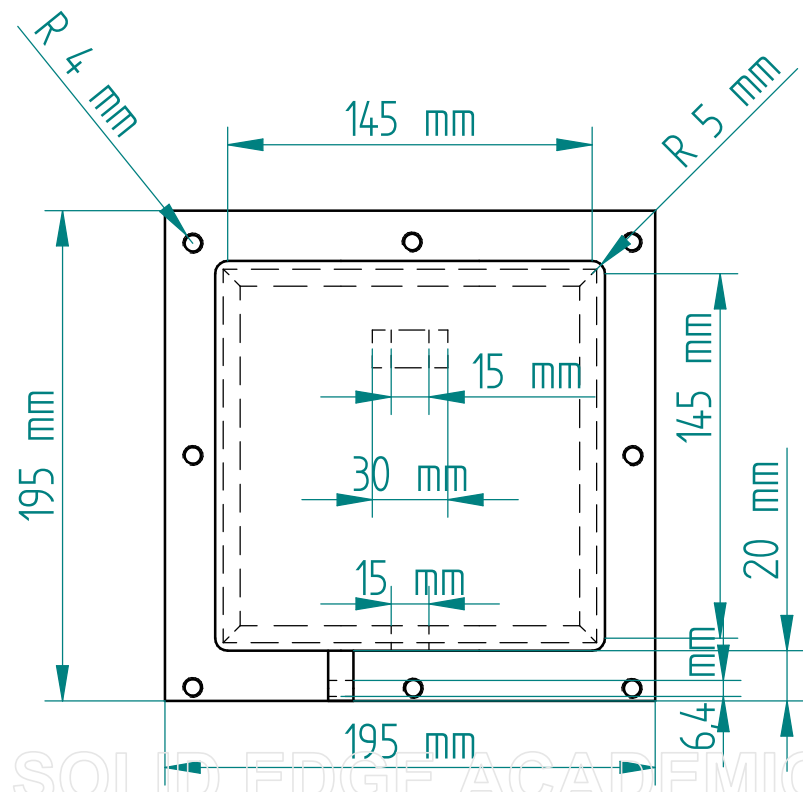
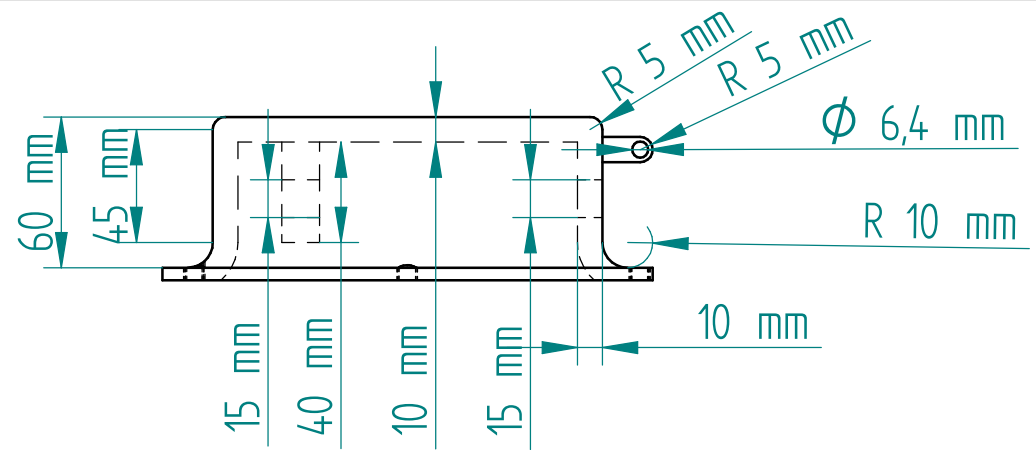
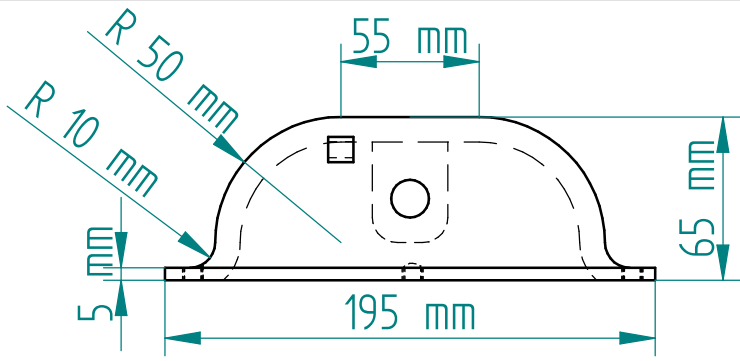


	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.			Tam. A3	Nome do Desenho Encaixe	Num. do Desenho 1
Universidade Federal do Amazonas			Escala: 2:1		Rev 1
					Folha 16 de 21



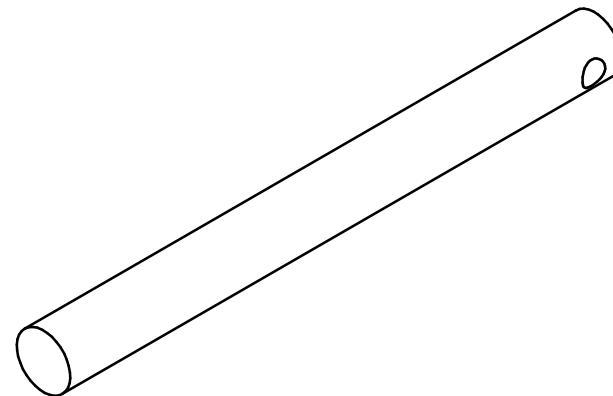
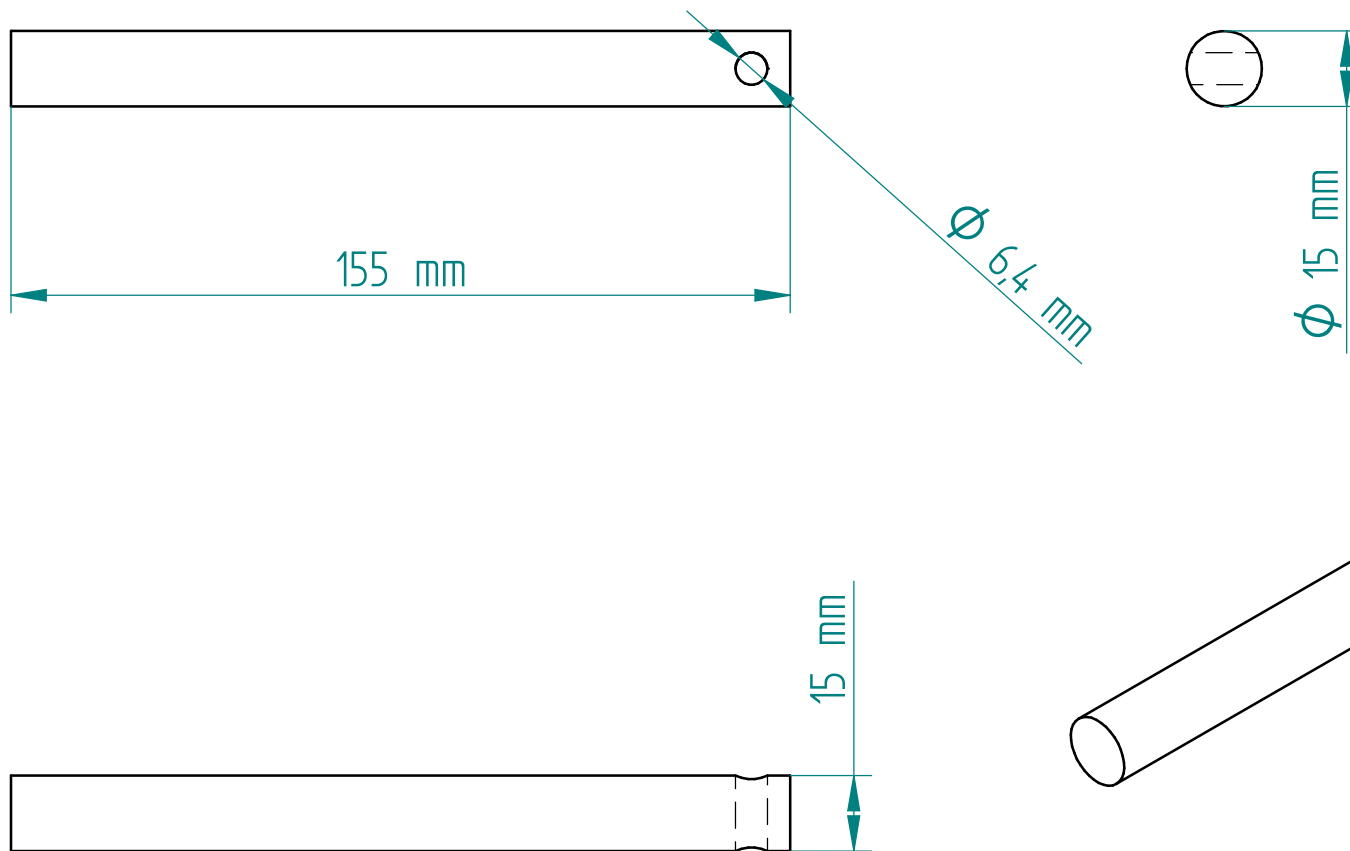
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.			Universidade Federal do Amazonas			
Tam. A3	Nome do Desenho Separador	Num. do Desenho 1	Rev 1	Escala: 2:1		
				Folha 17 de 21		



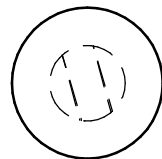
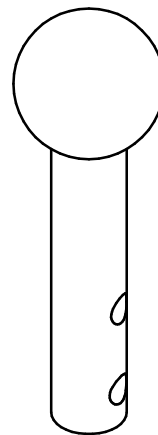
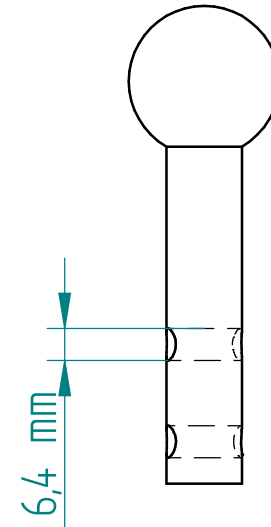
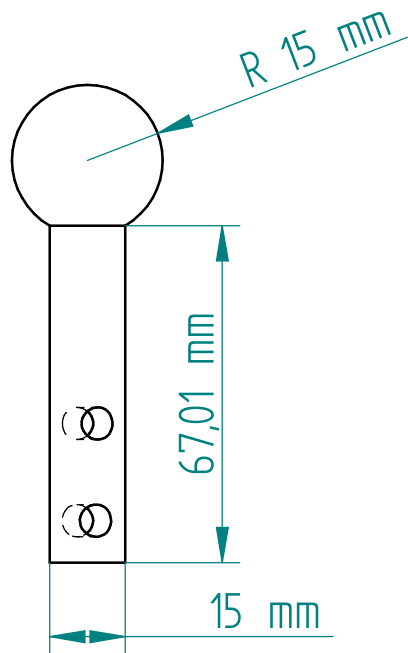
	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título		
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.			Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Tampa Mecanismo	Num. do Desenho 1
					Rev 1
			Escala:1:2		Folha 18 de 21

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

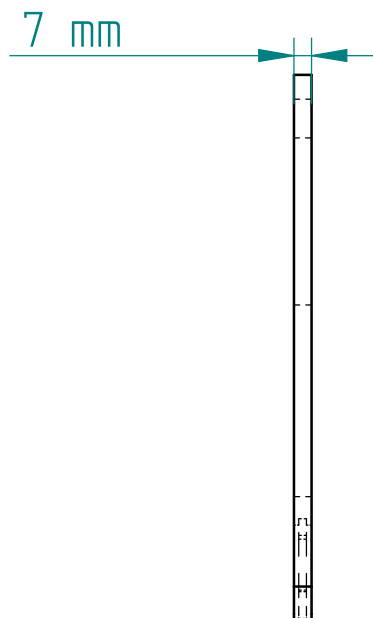
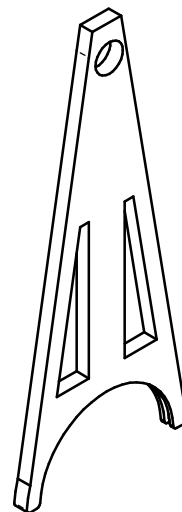
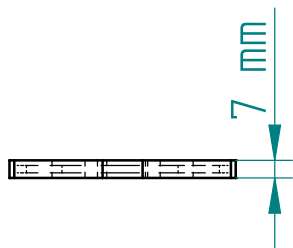
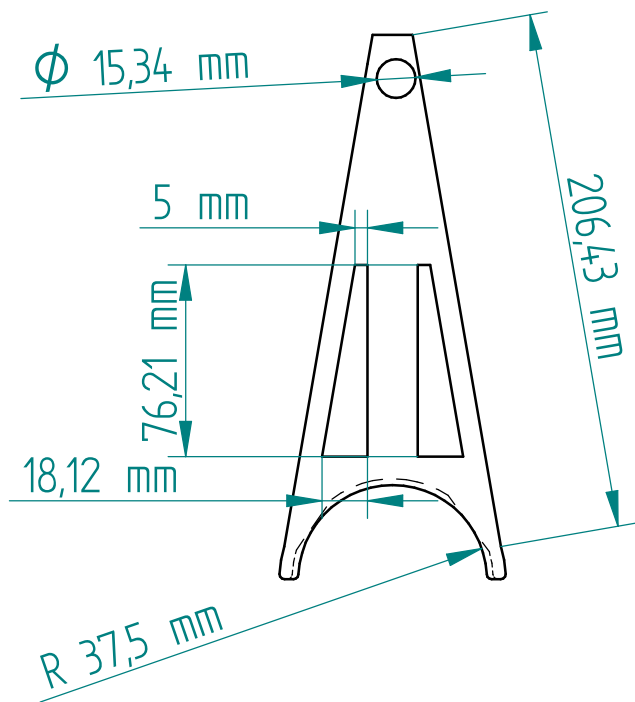


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2			
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021				
Aprov. Eng.						
Aprov. Ger.			Universidade Federal do Amazonas			
Tam. A3	Nome do Desenho Eixo Mecanismo	Num. do Desenho 1	Rev 1	Escala:1:1		
				Folha 19 de 21		



	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.			Tam. A3	Nome do Desenho Manivela Mecanismo	Num. do Desenho 1
Universidade Federal do Amazonas			Escala:1:1		Rev 1
					Folha 20 de 21



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	Nome	Data	Elementos de Maquinas 2		
Desenho	Rodrigo N.	09/07/2021			
Revisão	Flavio D.	09/07/2021	Título		
Aprov. Eng.					
Aprov. Ger.			Trabalho II - Caixa de Transmissão 2 Velocidades		
Universidade Federal do Amazonas			Tam. A3	Nome do Desenho Garfo	Num. do Desenho 1
					Rev 1
			Escala:1:2		Folha 21 de 21