



## PROJETO DE UM VARIADOR DE VELOCIDADES ESCALONADO SEQUENCIAL DE QUATRO MARCHAS PARA APLICAÇÃO NO PROJETO BAJA SAE

Antonio Victor Miragaia Lopes

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Flávio de Marco Filho, DSc

Rio de Janeiro  
Abril de 2013

PROJETO DE UM VARIADOR DE VELOCIDADES ESCALONADO SEQUENCIAL DE  
QUATRO MARCHAS PARA APLICAÇÃO NO PROJETO BAJA SAE

Antonio Victor Miragaia Lopes

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS  
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Examinado por:

---

Prof. Flávio de Marco Filho; DSc (Orientador)

---

Prof<sup>a</sup>. Anna Carla Monteiro de Araujo; DSc

---

Prof. Fernando Augusto Noronha Castro Pinto; Dr.Ing.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

ABRIL DE 2013

Lopes, Antonio Victor Miragaia

Projeto de um Variador de Velocidades Escalonado  
Sequencial de Quatro Marchas para Aplicação no Projeto  
Baja SAE/ Antonio Victor Miragaia Lopes. – Rio de Janeiro:  
UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

XI, 70 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Flávio de Marco Filho, DSc.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/  
Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 54.

1. Variador de velocidade. 2. Escalonado. 3. Câmbio  
sequencial. 4. Baja SAE. 5. Engrenagens helicoidais. I. de  
Marco Filho, Flávio. II. Universidade Federal do Rio de  
Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica.  
III. Título.

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho à Equipe Minerva Baja, da qual tive o privilégio de ser integrante de 2008 a 2011. Durante esse tempo pude adquirir uma vasta gama de conhecimentos teóricos e práticos adicionais que certamente me tornarão um profissional mais completo. E ainda mais importante, pude construir novas e sinceras amizades, que serão eternas.



## **Agradecimentos**

A Deus, por estar sempre ao meu lado, me dando forças quando preciso.

Aos meus pais Antonio da Costa Lopes e Lucia Helena Miragaia Lopes (*in memoriam*), pelo apoio e amor incondicional e pelos ensinamentos fundamentais da vida que me tornaram o homem que sou hoje.

Às minhas irmãs Karina Lucia Miragaia Lopes e Sabrina Lucia Miragaia Lopes, por serem uma fonte de afeto e carinho mesmo nos momentos mais difíceis.

À minha avó Maria Elisa Maciel de Andrade (*in memoriam*), por ter sido um ombro amigo e um exemplo de força todos os dias.

Aos meus amigos e futuros Engenheiros Mecânicos Bernardo Donni de Sena, Felipe Sarabando D'Oliveira e Marco Antero Rodrigues Silva Filho, pela companhia nos momentos felizes e pela ajuda nos difíceis.

Ao professor Flávio de Marco Filho, pelos ensinamentos e orientações.

Aos integrantes da Equipe Minerva Baja, com quem tive a oportunidade de trabalhar.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Projeto de um Variador de Velocidades Escalonado Sequencial de Quatro Marchas  
para Aplicação no Projeto Baja SAE

Antonio Victor Miragaia Lopes

Abril/2013

Orientador: Flávio de Marco Filho, DSc.

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho propõe o projeto de um variador como uma alternativa ao atual sistema de transmissão do protótipo da equipe Minerva Baja da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Atualmente utiliza-se um combinação de um variador contínuo (CVT) seguido de duas reduções fixas por corrente, o que por sua vez tem trazido algumas complicações à equipe no que diz respeito à correta modelagem dinâmica do comportamento do CVT e problemas inerentes aos projetos que utilizam correntes, como por exemplo alinhamento, espaço disponível reduzido, baixa confiabilidade, etc. O variador proposto será do tipo escalonado e terá quatro velocidades, ou marchas, sendo três à frente e uma à ré. Ele será operado de forma sequencial, como na maioria dos veículos de competição. O dimensionamento das engrenagens seguirá as fórmulas propostas pela ANSI/AGMA 2001-D04 e o dos eixos seguirá um dos quatro critérios de energia de distorção (Soderberg) pois este é relativamente mais rigoroso. Após o dimensionamento será apresentado o projeto em si, contendo o desenho técnico de todas as peças que deverão ser fabricadas bem como a especificação dos itens comerciais, como rolamentos, parafusos, anéis de retenção, etc. Por fim será feita uma conclusão de custo/benefício do projeto.

*Palavras-chave:* Sistema de Transmissão, Variador de Velocidade, Escalonado, Sequencial, Baja SAE, Dimensionamento, Desenho Técnico.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Design of a Stepped Sequential Four Speed Gearbox for Application on the Baja SAE Project

Antonio Victor Miragaia Lopes

April/2013

Advisor: Flávio de Marco Filho, DSc.

Course: Mechanical Engineering

This work proposes the design of a gearbox as an alternative to the current transmission system found on Minerva Baja Team's prototype from Universidade Federal do Rio de Janeiro. It is currently being used a combination of a continuously variable transmission (CVT) followed by two fixed chain reductions, which in turn has been presenting a few complications to the team in terms of the accurate modeling of the CVT's dynamic behavior and problems inherent to projects that use chains, like alignment, reduced available space, low reliability, etc. The proposed gearbox will be stepped and have four speeds, or gears, three of which are forward and one is reverse. It will be operated sequentially, like most of the competition vehicles. The gear dimensioning will follow formulas proposed by ANSI/AGMA 2001-D04 and shafts will follow one out of the four distortion energy criteria (Soderberg) for it is relatively more rigorous. After dimensioning these parts, the project itself will be presented, containing the technical drawings of all the parts that shall be manufactured as well as the specification of commercial items, like bearings, bolts, retaining rings, etc. In the end a cost/benefit analysis will be made.

*Keywords:* Transmission system, Speed Variator, Stepped, Sequential, Baja SAE, Design, Technical Drawing.

## Sumário

Dedicatória .....	ii
Agradecimentos .....	iii
Índice de figuras .....	ix
Índice de tabelas.....	xi
1. Introdução.....	1
2. Projeto Baja SAE .....	1
3. Transmissão de potência .....	3
4. Tipos de transmissão de potência mecânica.....	4
4.1. Elementos de transmissão flexíveis.....	5
4.1.1. Correias.....	5
4.1.2. Correntes.....	7
4.2. Elementos de transmissão rígidos.....	8
4.2.1. Engrenagens cilíndricas de dentes retos .....	10
4.2.2. Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais .....	12
5. Variadores de velocidade.....	13
5.1. Variadores de velocidade escalonados .....	13
5.2. Variadores de velocidade contínuos.....	15
6. Descrição do mecanismo de transmissão atual .....	16
7. Descrição do mecanismo de transmissão proposto .....	17
7.1. Componentes.....	18
7.1.1. Engrenagens .....	18
7.1.2. Árvores de potência.....	20
7.1.3. Rolamentos .....	20
7.1.4. Seletor .....	22
7.2. Funcionamento.....	23
7.2.1. Troca das marchas.....	23
7.2.2. Acoplamento da engrenagem desejada ao eixo .....	24

8.	Fluxo de trabalho e Projeto básico .....	25
8.1.	Definição das relações de transmissão .....	25
8.2.	Esquema cinemático .....	26
8.3.	Definição do número de dentes das engrenagens.....	27
9.	Dimensionamento .....	29
9.1.	Premissas globais .....	29
9.2.	Engrenagens.....	29
9.2.1.	Critério de resistência à fadiga de flexão .....	30
9.2.2.	Critério de resistência à fadiga de tensão de contato superficial.....	34
9.2.3.	Execução, conclusões e resultados.....	37
9.3.	Árvores de potência (eixos).....	38
9.3.1.	Tensões analisadas.....	40
9.3.2.	Considerações sobre fadiga .....	43
9.3.3.	Critério de Soderberg .....	47
9.3.4.	Execução, conclusões e resultados.....	48
9.4.	Chavetas .....	49
9.5.	Estrias .....	50
10.	Ajustes e tolerâncias .....	51
11.	Itens comerciais .....	51
12.	Lubrificação.....	52
13.	Conclusões .....	53
14.	Bibliografia .....	54
	Apêndice A – Curvas de torque e potência do motor padrão .....	55
	Apêndice B – Tabelas e gráficos para o fator teórico de concentração de tensão ( $K_t / K_{ts}$ ) e para a sensibilidade ao entalhe ( $q / q_s$ ).....	56
	Apêndice C – Exemplo de relatório de dimensionamento de eixos gerado no programa Autodesk Inventor .....	59
	Apêndice D – Tabelas de ajustes e tolerâncias para rolamentos .....	69

Apêndice E – Tabelas de ajustes e tolerâncias para engrenagens com chaveta .....	70
Apêndice F – Desenhos técnicos.....	71

## Índice de figuras

Figura 1 - Protótipo Minerva Baja 2010.....	2
Figura 2 - Protótipo Minerva Baja 2011 (a frente) e 2012 (ao fundo).....	2
Figura 3 - Motor Briggs and Stratton de 10 HP – Modelo 205432 .....	3
Figura 4 - Moagem de cana em um antigo engenho .....	3
Figura 5 - Exemplos de energia hidráulica e solar .....	4
Figura 6 - Exemplo de uma correia dentada .....	6
Figura 7 - Exemplo de corrente.....	7
Figura 8 - Diferentes tipos de engrenagem .....	9
Figura 9 - Nomenclatura de engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	10
Figura 10 - Geração da curva evolvente .....	11
Figura 11 - Geração da curva evolvente em engrenagens helicoidais .....	12
Figura 12 - Exemplo de variador escalonado com correntes.....	13
Figura 13 - Exemplo de variador escalonado com correia .....	14
Figura 14 - Exemplo de variador escalonado com engrenagens.....	14
Figura 15 - Exemplos de CVT por polias expansivas e toroidal .....	15
Figura 16 - Transmissão do Baja .....	16
Figura 17 - Gráfico comparativo de velocidades .....	17
Figura 18 - Exemplo de engrenagem usinada na árvore.....	18
Figura 19 - Conjunto de engrenagens com chaveta e uma engrenagem "louca" .....	19
Figura 20 - Rolamento de esferas.....	21
Figura 21 - Rolamento de rolos cônicos.....	21
Figura 22 - Rolamento de agulhas .....	21
Figura 23 - Componentes e montagem do mecanismo seletor .....	22
Figura 24 - Funcionamento de um came cilíndrico.....	24
Figura 25 - Esquema cinemático do variador .....	26
Figura 26 - Fator geométrico $J'_{z=75}$ .....	32
Figura 27 - Fator modificador $M_J$ .....	32
Figura 28 - Gráfico para obtenção do valor de $Y_N$ .....	33
Figura 29 - Gráfico para obtenção do valor de $Z^N$ .....	37
Figura 30 - Ilustração dos critérios de falha por fadiga.....	39
Figura 31 - Eixos ortogonais utilizados na análise de tensões .....	39
Figura 32 - Comportamento da tensão em eixos rotativos .....	40
Figura 33 - Dimensões da chaveta paralela.....	50
Figura 34 - Exemplo de lubrificação por banho de óleo .....	52
Figura 35 - Curvas de torque e potência para o motor padrão .....	56

Figura 36 - Eixo de perfil circular em torção com mudança de seção .....	57
Figura 37 - Eixo de perfil circular em flexão com mudança de seção.....	57
Figura 38 - Eixo de perfil circular em flexão com sulco .....	58
Figura 39 - Eixo de perfil circular em torção com sulco .....	58



## Índice de tabelas

Tabela 1 - Relações de transmissão desejadas.....	28
Tabela 2 - Número de dentes das engrenagens e relações reais obtidas.....	28
Tabela 3 - Coeficiente de segurança das marchas .....	29
Tabela 4 - Fator de sobrecarga devido a choques $K_o$ .....	30
Tabela 5 - Fator de confiabilidade $K_R$ .....	34
Tabela 6 - Largura da face dos pares engrenados.....	38
Tabela 7 - Coeficientes para cálculo de $k_a$ .....	44
Tabela 8 - Fator de confiabilidade $k_e$ .....	45
Tabela 9 - Ajustes e tolerâncias para rolamentos SKF.....	69
Tabela 10 - Ajustes e tolerâncias para engrenagens com chaveta .....	70
Tabela 11 - Tolerâncias não indicadas .....	71

## **1. Introdução**

Este projeto de graduação tem como objetivo o desenvolvimento de um variador de velocidades escalonado de quatro marchas, sendo três à frente e uma à ré, para aplicação no projeto Baja SAE.

O atual sistema de transmissão do protótipo construído pela Equipe Minerva Baja da Universidade Federal do Rio de Janeiro é constituído, dentre outros elementos, por um variador de velocidades contínuo, conhecido como CVT (*Continuously Variable Transmission*) seguido de um conjunto de duas reduções fixas por correntes.

O variador contínuo oferece complicações à equipe no que tange a correta modelagem do seu comportamento dinâmico e, portanto, o método de escolha das molas e massas internas ainda é empírico.

A redução por correntes por sua vez, apesar do baixo custo de implementação, tem trazido complicações à equipe no que diz respeito a espaço disponível, alinhamentos, regulagem de folgas, confiabilidade, etc.

O objetivo deste projeto é apresentar uma alternativa a essa configuração de transmissão. Tal solução deve ser robusta o suficiente para suportar os esforços sem que haja comprometimento da sua integridade estrutural, porém simples o suficiente para ser econômica e tecnicamente viável e acessível a todos os integrantes da equipe que por ventura tenham que realizar a manutenção ou reparo.

## **2. Projeto Baja SAE**

O projeto Baja SAE é um dos projetos estudantis da Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (SAE - *Society of Automotive Engineers*). Tal projeto teve início na Universidade da Carolina do Sul em 1976 e desde então vem se expandindo ao redor do mundo. A primeira edição nacional foi divulgada em 1994 e realizada em 1995, na pista Guido Caloi em Ibirapuera, São Paulo - SP.

A ideia por trás do projeto é proporcionar aos estudantes de nível superior a possibilidade de participar de um processo real de desenvolvimento de produto, percorrendo todas as atividades relacionadas ao mesmo, visando à aplicação prática dos conhecimentos adquiridos em sala.



**Figura 1 - Protótipo Minerva Baja 2010**



**Figura 2 - Protótipo Minerva Baja 2011 (a frente) e 2012 (ao fundo)**

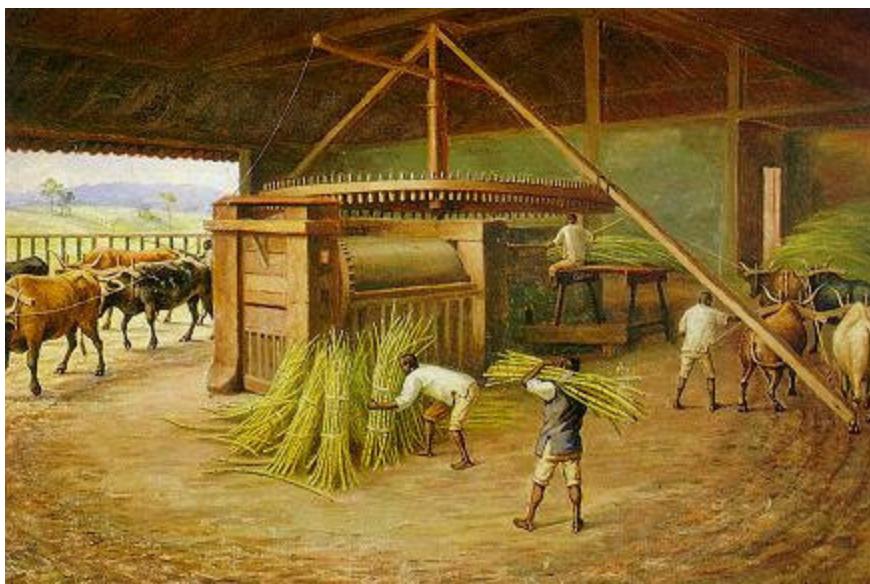
Cada instituição de ensino superior que desejar competir deverá formar uma (ou no máximo duas) equipe de alunos, que por sua vez deverá projetar, fabricar, montar e testar um protótipo de veículo *off-road*. O veículo será avaliado por juízes credenciados à SAE em uma série de provas estáticas (inspeção técnica e de segurança, verificação de motor e apresentação de projeto) e dinâmicas (conforto do operador, verificação de freio, aceleração e velocidade final, *suspension and traction* e tração). Após essa avaliação, os protótipos aprovados deverão competir em um enduro com duração de quatro horas em um terreno propositalmente acidentado, a fim de testá-los em condições extremas. O regulamento da competição restringe a escolha do motor aos modelos 205432, 205437 e 205332 da série 20 do fabricante *Briggs and Stratton* com potência máxima de 10 HP.



**Figura 3 - Motor Briggs and Stratton de 10 HP – Modelo 205432**

### **3. Transmissão de potência**

Desde o início dos tempos, e com grande ênfase a partir da revolução industrial do século XIX, a humanidade vem buscando novas formas de solucionar problemas impostos pela natureza e pela própria sociedade. Problemas esses que envolvem a realização de algum tipo de trabalho, como por exemplo: colheita e processamento de alimentos, distribuição de água, fabricação de produtos, deslocamento geográfico, etc.



**Figura 4 - Moagem de cana em um antigo engenho**

A realização de trabalho é um processo que naturalmente demanda energia. Ela por sua vez é proveniente de uma fonte independente, podendo ser obtida de inúmeras maneiras diferentes, como por exemplo: animal, hidráulica, térmica, elétrica, solar, eólica, nuclear, etc.



**Figura 5 - Exemplos de energia hidráulica e solar**

Após ter sido encontrado o meio mais conveniente de se obter a energia, é necessário transmiti-la (passando-se ou não por processos de conversão) até o atuador que realizará o trabalho em questão.

O enfoque deste projeto será o estudo e desenvolvimento de um tipo de transmissão de energia mecânica destinada ao deslocamento do protótipo da Equipe Minerva Baja. A seção seguinte apresenta os tipos mais comuns de transmissão de potência mecânica.

#### **4. Tipos de transmissão de potência mecânica**

Existem diversas maneiras de se transmitir potência mecânica, cada uma delas com suas vantagens e desvantagens. Dessa forma, não existe um tipo de transmissão verdadeiramente melhor que os demais, existe apenas o método mais adequado para uma determinada configuração do sistema. Cabe ao engenheiro analisar a necessidade desse sistema e determinar o melhor tipo de transmissão para atender àquela demanda nas condições apresentadas.

A transmissão de potência mecânica pode ser realizada por elementos flexíveis ou rígidos, que serão analisados separadamente nas subseções que se seguem.

Ao se transmitir a potência gerada por um acionador rotativo, existem quatro mecanismos possíveis que podem ser utilizados: transmissões sem variação de velocidade, redutores, multiplicadores e variadores de velocidade.

Transmissões sem variação de velocidade apresentam a mesma rotação no eixo de entrada e de saída. Existe uma pequena perda de potência, mas que não é devida ao projeto do mecanismo em si e sim às perdas por processos irreversíveis como o atrito. Redutores de velocidade são dispositivos que, como o nome sugere, reduzem a velocidade (rotação) de um acionador. Esses mecanismos são usados tanto para se adequar a rotação do acionador quanto para aumentar o torque disponível no sistema acionado.

Analogamente, um multiplicador de velocidade é usado quando se deseja que o sistema acionado tenha uma rotação maior do que o acionador fornece. Entretanto o torque disponível na saída do mecanismo é reduzido.

Os variadores de velocidade seguem o raciocínio dos dispositivos mencionados acima, sendo utilizados quando a rotação (ou torque) demandada pelo sistema a ser acionado sofre constantes mudanças ao longo do tempo. São portanto conjuntos de redutores e/ou multiplicadores, ou mesmo de transmissões sem variação de velocidade, como acontece na quarta marcha de alguns veículos de passeio (transmissão direta).

#### **4.1. Elementos de transmissão flexíveis**

Os elementos de transmissão flexíveis, como seu nome sugere, são aqueles que apresentam uma estrutura com forma variável. Estes elementos não são necessariamente feitos de um material deformável, podendo ser compostos por um conjunto de vários pequenos módulos rígidos conectados entre si.

Uma das vantagens desse tipo de transmissão é a possibilidade de se transmitir potência entre eixos paralelos distantes, razão pela qual são amplamente utilizados.

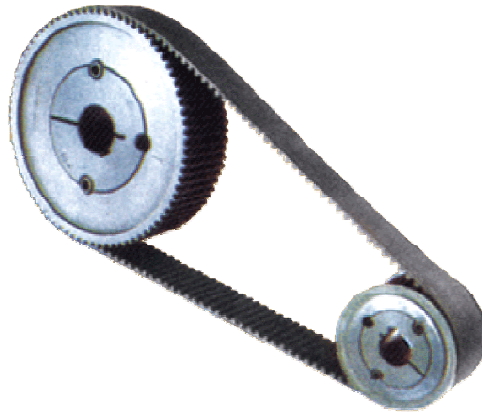
Nas subseções seguintes serão brevemente apresentados dois exemplos de elementos de transmissão flexíveis: correias e correntes.

##### **4.1.1. Correias**

A transmissão de potência por meio de correias e polias é um dos métodos mais antigos de transmissão de que se tem notícia. Suas principais vantagens são a praticidade e versatilidade, podendo ser utilizada para grandes relações de velocidade, para rotações no mesmo sentido (correia aberta) ou em sentido contrário (correia fechada) e sendo de fácil manobra para se variar velocidades, tanto de maneira contínua quanto escalonada. Seu princípio de funcionamento é baseado no atrito entre as superfícies da correia e da polia gerado por um tensionamento inicial denominado



pré-carga ou pelo contato dos dentes da correia com os dentes usinados na polia no caso de correias dentadas.



**Figura 6 - Exemplo de uma correia dentada**

Inicialmente as correias eram fabricadas em couro, porém essa prática caiu em desuso dando lugar à produção de correias com materiais compósitos. Basicamente tem-se um núcleo de material fibroso ou metálico, que efetivamente resiste aos esforços de tração, envolto em uma matriz polimérica, cuja principal função é resistir à fadiga causada pela compressão na parte interna e garantir um bom coeficiente de atrito com a polia.

Quando não há deslizamento, a relação de velocidades dos eixos é dada pela razão entre os diâmetros das polias movida e motora. Por exemplo, uma transmissão por correia com uma polia movida de 400 mm de diâmetro e uma polia motora de 100 mm de diâmetro apresenta uma relação de transmissão de quatro para um, sendo denotada por 4:1. Explica-se a mudança na velocidade fazendo o seguinte raciocínio:

Seja  $d_{polia}$  o diâmetro da polia motora e  $D_{polia}$  o diâmetro da polia movida, uma volta completa da polia motora causa um deslocamento na correia numericamente igual ao seu perímetro. Se não houver deslizamento em nenhuma das polias, esse deslocamento será integralmente transmitido para a polia movida.

A rotação da polia movida obviamente não será a mesma, pois seu perímetro é maior. Dessa forma, para o deslocamento da correia ser o mesmo nas duas polias, deve-se multiplicar a rotação da polia movida por um fator de relação adimensional que será denominado  $FR$ . Equacionando-se as informações expostas acima, temos:

$$\pi \cdot d_{polia} = FR \cdot \pi \cdot D_{polia}$$

$$FR = \frac{\pi \cdot d_{polia}}{\pi \cdot D_{polia}}$$

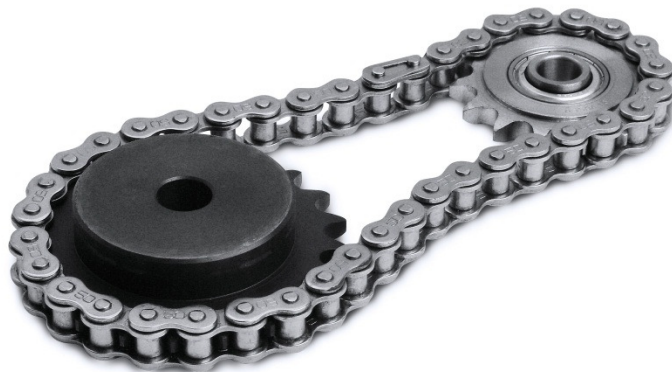
$$FR = \frac{d_{polia}}{D_{polia}}$$

Dessa maneira vemos facilmente que o fator de relação para o exemplo apresentado anteriormente vale 1/4. A relação de transmissão é o inverso desse valor, ou seja, 4:1.

#### 4.1.2. Correntes

As correntes são elementos flexíveis compostos por diversos módulos metálicos virtualmente rígidos. Uma das formas mais utilizada atualmente na indústria, porém longe de ser a única, é a corrente de rolos, patenteada por Hans Renold em 1880.

São normalmente fabricadas com aços especiais como o níquel-cromo (SAE 31XX), termicamente tratados através de têmpera e revenimento, com buchas e pinos endurecidos para se aumentar a resistência à fadiga, ao desgaste e à corrosão.



**Figura 7 - Exemplo de corrente**

Uma transmissão por correntes é constituída, além da corrente em si, por engrenagens circulares com dentes dispostos na sua periferia, denominados pinhão e coroa, sendo o pinhão o menor dentre os dois. Seu princípio de funcionamento é baseado na força de contato entre os rolos da corrente e os dentes das engrenagens. Quando comparadas com a transmissão por correias, as correntes apresentam as seguintes vantagens:

- Podem ter seu comprimento alterado, pela adição ou remoção de elos;
- Não existe risco de deslizamento;
- Não exigem pré-carga, aliviando os esforços nos mancais;
- Conseguem transmitir maiores potências;
- São mais tolerantes com relação ao desalinhamento de centros;
- Podem operar em condições severas (altas temperaturas, ambientes úmidos).



E as seguintes desvantagens:

- Necessitam de lubrificação;
- Devem operar em velocidades menores;
- Necessitam de proteção contra sujeira.

O princípio que rege a diferença na rotação entre os eixos de entrada e saída é o mesmo daquele das correias, diâmetros diferentes implicam em rotações diferentes. Entretanto as correntes possuem uma peculiaridade no que tange os diâmetros dos elementos de transmissão. Para se garantir o melhor funcionamento possível, o espaço entre dois dentes consecutivos deve respeitar o padrão existente para o tipo de corrente utilizado e ser sempre o mesmo, independente do número de dentes presentes. Esse fato implica numa discretização dos diâmetros possíveis para os elementos, isto é, não se pode ter um pinhão ou uma coroa com um diâmetro qualquer. Devido a essa padronização, tal dimensão será definida apenas pelo número de dentes.

Seja  $z_{motora}$  o número de dentes na engrenagem motora (geralmente o pinhão),  $z_{movida}$  o número de dentes na engrenagem movida (geralmente a coroa) e  $i$  a relação de transmissão tem-se que:

$$i = \frac{z_{movida}}{z_{motora}}$$

Constata-se facilmente que  $\begin{cases} \text{Redução} \rightarrow i > 1 \\ \text{Multiplicação} \rightarrow i < 1 \end{cases}$

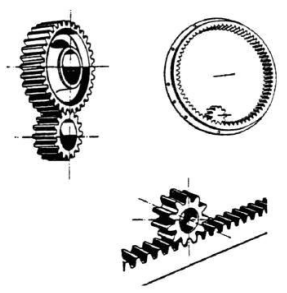
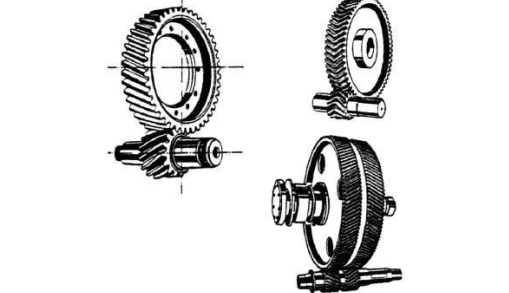
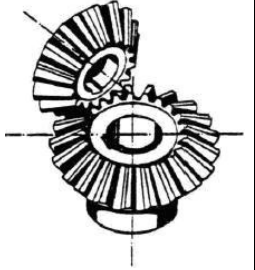
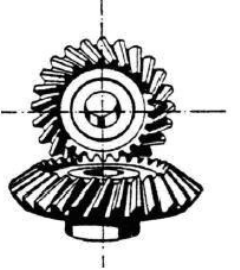

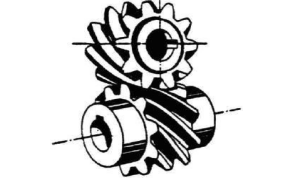
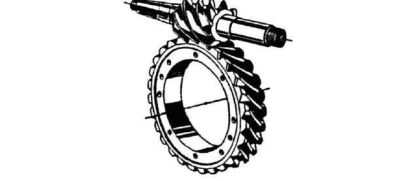
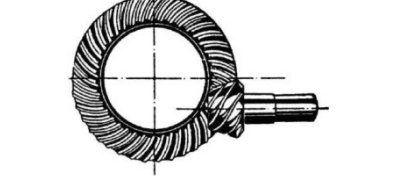
#### 4.2. Elementos de transmissão rígidos

Elementos de transmissão rígidos são aqueles que não podem ter sua geometria alterada. Esse grupo é caracterizado pelas engrenagens, as quais podem se apresentar de diversas formas diferentes, conforme será exposto nas subseções seguintes. Engrenagens são elementos, geralmente axissimétricos, que possuem dentes igualmente distribuídos em sua periferia.

Apesar de serem relativamente mais caras e complexas de se fabricar, a maioria das transmissões de potência mecânica se enquadram nessa categoria. Esse fato é justificado, pois elas apresentam vantagens consideráveis com relação às transmissões que utilizam elementos flexíveis:

- são mais compactas;
- permitem a transmissão de potências maiores;

- possuem alta confiabilidade;
- permitem a transmissão de potência entre eixos paralelos, perpendiculares, com ou sem interseção.

Engrenagens cilíndricas (eixos paralelos)			
Dente reto	Dente helicoidal		Observações
			Para mecanismos com um ou mais relações de transmissão até 6:1 por relação e potência até 22400 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de 150 até 200m/s. O rendimento por relação situa-se entre 95% e 98%.
Engrenagens cônicas (eixos concorrentes)			
Dente reto	Dente inclinado	Dente espiral	Observações
			Para relações de transmissão de 6:1. Transmissão de potências até 370 kW(dente reto) e 740kW (inclinado). Velocidades tangenciais no primitivo até 150 m/s. Para aumentar a capacidade de carga (até 3700 kW), o rendimento, diminuindo o ruído utilizam-se dentes espirais. O rendimento por relação situa-se entre 95% e 98%.
Engrenagens helicoidais (eixos não coplanares)			
Dente helicoidal	Sem fim - coroa	Dente hipóide	
			
Para relações de transmissão de até 5:1. Para transmissão de baixas potências (até 75 kW). Velocidades tangenciais no primitivo de 25m/s até 50 m/s. O rendimento aproxima-se dos registrados nas engrenagens helicoidais (95%)	Relações de transmissão de 10:1 até 60:1. Para transmissão potências de 560 até 750 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de 60 m/s até 70 m/s. O rendimento situa-se ente 45 e 95%, sendo superior para menores relações de transmissão. Baixos níveis de ruído e vibrações	Relações de transmissão de até 10:1. para pequenas distância ente eixos podem ser transmitidas potências até 740 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de 40 m/s até 75 m/s. Rendimento ligeiramente inferior ao encontrados em engrenagens cônicas, desde 60% até 95% e um aquecimento um pouco mais elevado.	

**Figura 8 - Diferentes tipos de engrenagem**

A principal aplicação para esses elementos são os redutores (ou mesmo variadores) de velocidade por engrenagens. Nesses dispositivos, uma engrenagem de poucos dentes (pinhão) é fixada, por estrias ou chavetas, no eixo de entrada e uma outra engrenagem com um número maior de dentes é fixada no eixo de saída. Ambos os eixos são apoiados em mancais de rolamentos.

#### 4.2.1. Engrenagens cilíndricas de dentes retos

As engrenagens cilíndricas de dentes retos possuem dentes alinhados com o eixo de rotação e são utilizadas para se transmitir movimento entre eixos paralelos. Este é o tipo mais simples de engrenagem, sendo, portanto, utilizado no desenvolvimento das teorias estruturais e cinemáticas que existem por trás da forma dos dentes.

A seguir será ilustrada a terminologia para os dentes de engrenagens retas:

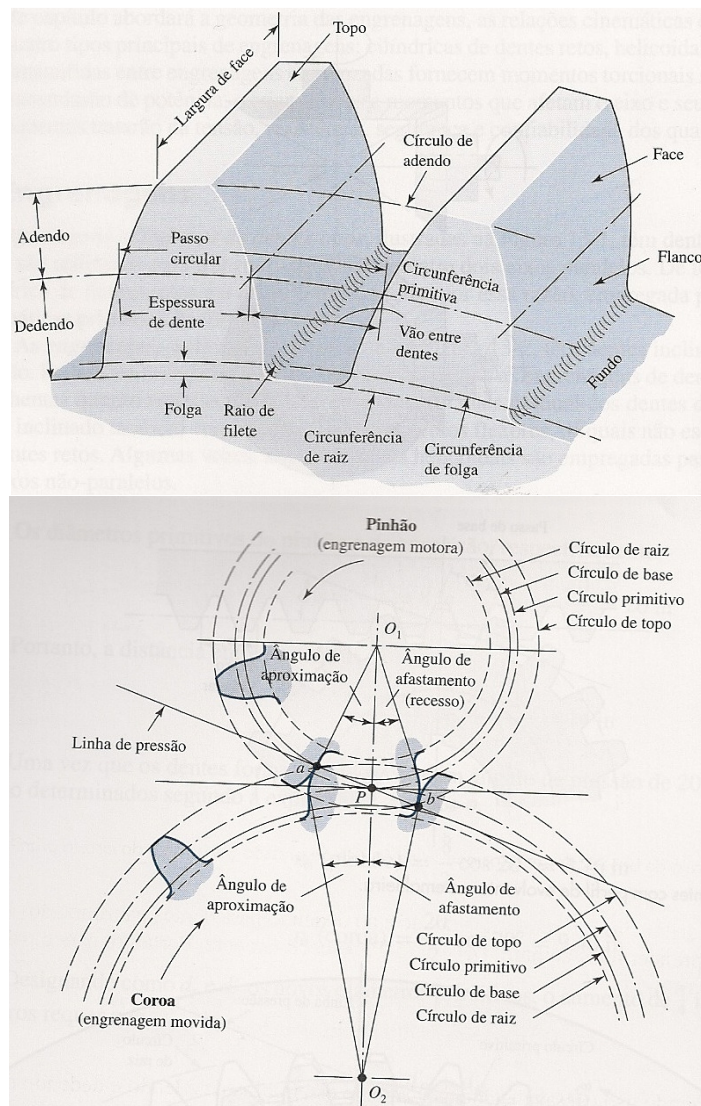
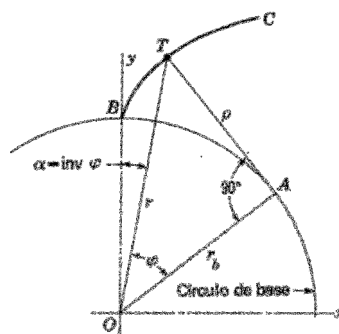


Figura 9 - Nomenclatura de engrenagens cilíndricas de dentes retos

- **Circunferência primitiva** é uma circunferência teórica sobre a qual todos os cálculos são baseados. Seu diâmetro é o diâmetro primitivo. As circunferências primitivas de um par de engrenagens acopladas são tangentes uma a outra.
- **Passo circular** é a distância, medida na circunferência primitiva, de um ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente. É numericamente igual à soma da **espessura do dente** com o **vão entre dentes**.
- **Adendo** é a distância radial entre a circunferência primitiva e o **topo do dente**.
- **Dedendo** é a distância radial entre o **fundo do dente** e a circunferência primitiva. A **altura do dente** é a soma do adendo com o dedendo.
- **Circunferência de folga** é uma circunferência tangente à **circunferência de adendo** da engrenagem acoplada. A **folga** é o quanto o dedendo de uma engrenagem excede ao adendo da engrenagem acoplada.
- **Passo diametral** é uma medida característica do sistema imperial, obtido através da divisão do número de dentes pelo diâmetro da circunferência primitiva, cujo resultado é dado em dentes por polegada.
- **Módulo** é o índice de tamanho no sistema SI, designado pela razão entre o perímetro da circunferência primitiva e o número de dentes. É, portanto, o recíproco do passo diametral.
- **Circunferência de base** é a circunferência sobre a qual é gerada a curva evolvente ou involuta, que será descrita adiante.
- **Linha de pressão** é a linha de ação da força da engrenagem motora na engrenagem movida.
- **Ângulo de pressão** é o ângulo formado entre a linha de pressão e uma perpendicular à linha que une os centros das engrenagens, geralmente assume os valores padronizados de  $14,5^\circ$  (em desuso),  $20^\circ$  ou  $25^\circ$ .

No que tange o formato dos dentes, a evolvente (ou involuta) é uma curva que possui uma propriedade especial na cinemática das engrenagens, a qual será descrita mais adiante. Essa curva pode ser gerada pelo desenrolar de um fio em um carretel:



**Figura 10 - Geração da curva evolvente**

Esse perfil de curva é o mais comumente encontrado nas engrenagens, pois satisfaz o princípio de ação conjugada, ou seja, permite que a razão de velocidade angular seja constante durante o engranzamento.

#### 4.2.2. Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

As engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais são basicamente idênticas às de dentes retos, com a exceção de que seus dentes não são paralelos ao eixo de rotação. O ângulo de inclinação é chamado de ângulo de hélice, deve ser direito em uma das engrenagens e esquerdo na engrenagem par e introduz novas variáveis à teoria das engrenagens:

- **Módulo normal** é o índice de tamanho no sistema SI.
- **Módulo** é o módulo normal alterado pelo ângulo de hélice. É ligeiramente maior que ele devido à divisão pelo seu cosseno.
- **Ângulo de pressão normal** é o ângulo de pressão no plano normal à direção do dente. É ele que assume os valores padronizados de 20° ou 25°.
- **Ângulo de pressão tangencial** é o ângulo de pressão no plano normal ao eixo de rotação. É ligeiramente maior que devido ao fato de ser o arco cuja tangente equivale à divisão da tangente do ângulo de pressão normal pelo cosseno do ângulo de hélice.
- **Passo diametral transversal** é o análogo ao passo diametral das ECDR, sendo equivalente ao recíproco do módulo.

Os dentes de engrenagens helicoidais também seguem o perfil da curva evolvente, a qual pode ter sua geração explicada de forma análoga à do caso das engrenagens cilíndricas de dentes retos. A única diferença é que, ao invés de ser o perfil traçado pelo desenrolar de uma linha em um carretel, é aquele traçado pelo desenrolar de uma folha de papel envolvida em um cilindro cujo corte foi feito em um ângulo igual ao ângulo de hélice da engrenagem.

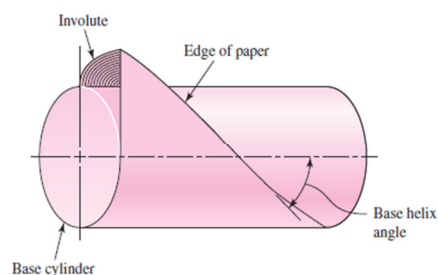


Figura 11 - Geração da curva evolvente em engrenagens helicoidais

## 5. Variadores de velocidade

Os variadores de velocidade são dispositivos mecânicos utilizados quando se deseja poder obter diferentes rotações na saída para uma mesma rotação de entrada. São uma combinação de redutores e/ou multiplicadores e existem diversos mecanismos que conseguem realizar essa tarefa, seja de forma escalonada ou contínua, como será visto nas seções subsequentes.

### 5.1. Variadores de velocidade escalonados

Esse tipo de variador recebe esse nome pois, nesses dispositivos, a variação na relação de transmissão é feita de forma escalonada, com um número finito de relações possíveis ou, como se costuma dizer no caso dos automóveis, marchas. Cada roda dentada, polia ou engrenagem tem um par previamente designado.

Esse tipo de variador pode fazer uso de correntes, correias ou mesmo engrenagens. Alguns exemplos dessas aplicações são retratados nas figuras abaixo.

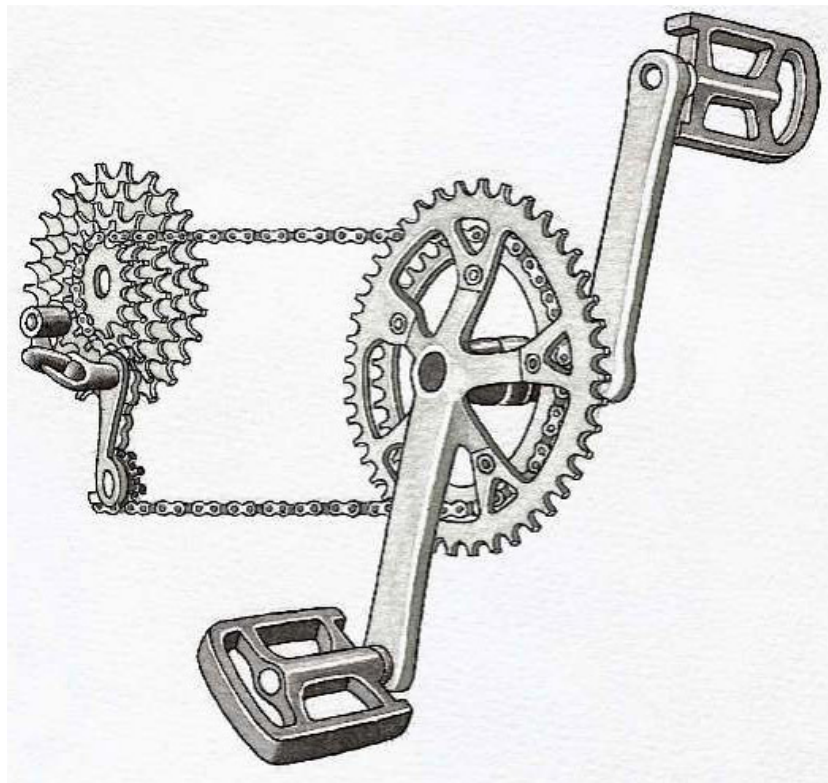
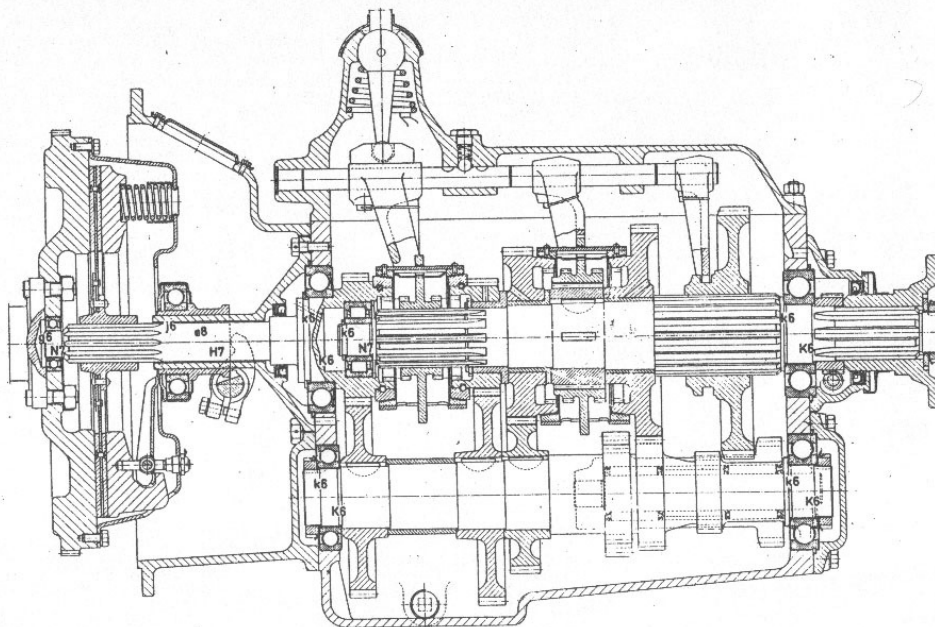


Figura 12 - Exemplo de variador escalonado com correntes





**Figura 13 - Exemplo de variador escalonado com correia**



**Figura 14 - Exemplo de variador escalonado com engrenagens**

Será dada uma ênfase maior aos variadores escalonados que utilizam engrenagens, pois esse projeto de graduação é destinado ao projeto de um desses dispositivos.

Existem duas aplicações em que esse tipo específico de redutor responde pela indiscutível maioria dos casos, são eles: Automóveis e Máquinas Operatrizes. E como o escopo desse projeto é o projeto de uma caixa de marcha para o protótipo da Equipe Minerva Baja, será dada atenção especial aos variadores automotivos.

No caso dos variadores automotivos manuais a troca de marcha pode ser feita de forma sequencial ou através do sistema de alavanca “H”, assim denominado pois o posicionamento da alavanca segue um perfil que se assemelha à essa letra. Cada um deles possui suas vantagens e desvantagens, como por exemplo:

- Cambio sequencial
  - Trocas mais rápidas;
  - Impossibilidade de avançar duas ou mais marchas sem passar pelas marchas intermediárias.
- Sistema de alavanca “H”
  - Trocas relativamente mais lentas;
  - Possibilita ao condutor fazer a troca diretamente para qualquer uma das marchas, de acordo com o que julgar necessário.

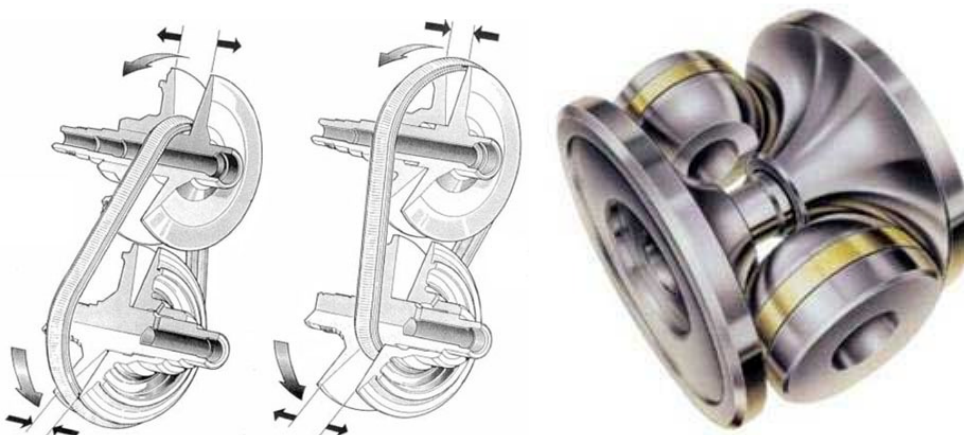
O variador que será projetado neste trabalho terá três marchas à frente e uma à ré e será operado de forma sequencial. O mecanismo escolhido para realizar a translação dos garfos que movimentam os anéis seletores foi o tambor seletor, cujo funcionamento será explicado posteriormente.

## 5.2. Variadores de velocidade contínuos

Os variadores de velocidade contínuos, mais comumente conhecidos como CVTs (*Continuously Variable Transmissions*), são dispositivos mecânicos que variam continuamente a velocidade de saída para uma mesma velocidade de entrada. Em outras palavras, entre um limite superior e um inferior, esse variador consegue proporcionar uma quantidade infinita de relações de transmissão.

Existem diversos mecanismos que realizam essa tarefa, dentre eles podemos destacar os seguintes:

- CVT Toroidal;
- CVT por polias expansivas;
- CVT hidrostático;
- CVT por rolo e prato;



**Figura 15 - Exemplos de CVT por polias expansivas e toroidal**



## 6. Descrição do mecanismo de transmissão atual

O atual sistema de transmissão do Baja é composto, dentre outras peças, por um variador do tipo CVT (relação de transmissão continuamente variável entre 3.71:1 e 0.69:1) e duas reduções fixas por correntes (relação de transmissão combinada 6.7:1). A combinação desses dispositivos proporciona uma redução final máxima de 24.9:1 e mínima de 4,6:1. A relação mínima que o motor de 10 HP utilizado pelo Baja consegue gerar no CVT é de aproximadamente 1,2:1, esse valor foi obtido através de cálculos utilizando a velocidade final do protótipo (48 km/h) e a rotação correspondente do motor de aproximadamente 3700 RPM, 100 RPM abaixo do limite da regra para o qual o motor é ajustado.

O CVT tem oferecido complicações ao projeto da transmissão pois a equipe encontra dificuldades em prever o comportamento dinâmico desse dispositivo. A escolha das massas e molas internas ainda é feita de forma empírica, tendo que ser alterada para cada um dos protótipos projetados. Essa complicação, portanto, foi um dos fatores que motivou a execução deste projeto.

Outro fator de motivação foi a necessidade de haver duas outras reduções por corrente para se alcançar a rotação desejada nas rodas, o que também trazia complicações devido às grandes proporções geométricas das reduções desse tipo num espaço reduzido como é aquele disponível no Baja.



**Figura 16 - Transmissão do Baja**

## 7. Descrição do mecanismo de transmissão proposto

A solução proposta para substituir o atual conjunto de CVT e duas reduções por corrente é um variador de velocidades escalonado sequencial com engrenagens cilíndricas helicoidais, precedido por uma redução por corrente, que servirá para transmitir a potência da árvore do motor para a árvore de entrada do variador.

A corrente remanescente ficará situada na lateral desses dois dispositivos e, dessa forma, o fator espaço disponível deixará de ser um problema.

Esse variador terá quatro marchas, sendo três à frente e uma à ré, sendo essa última uma novidade para a equipe Minerva Baja UFRJ que facilitará as constantes manobras do protótipo. Essas três marchas são suficientes para cobrir o leque de velocidades obtido com o uso do CVT, conforme verificado no gráfico comparativo abaixo, onde o comportamento do variador contínuo foi grosseiramente aproximado por um gráfico linear. O eixo vertical representa a rotação do motor em RPM e o horizontal a velocidade do veículo.

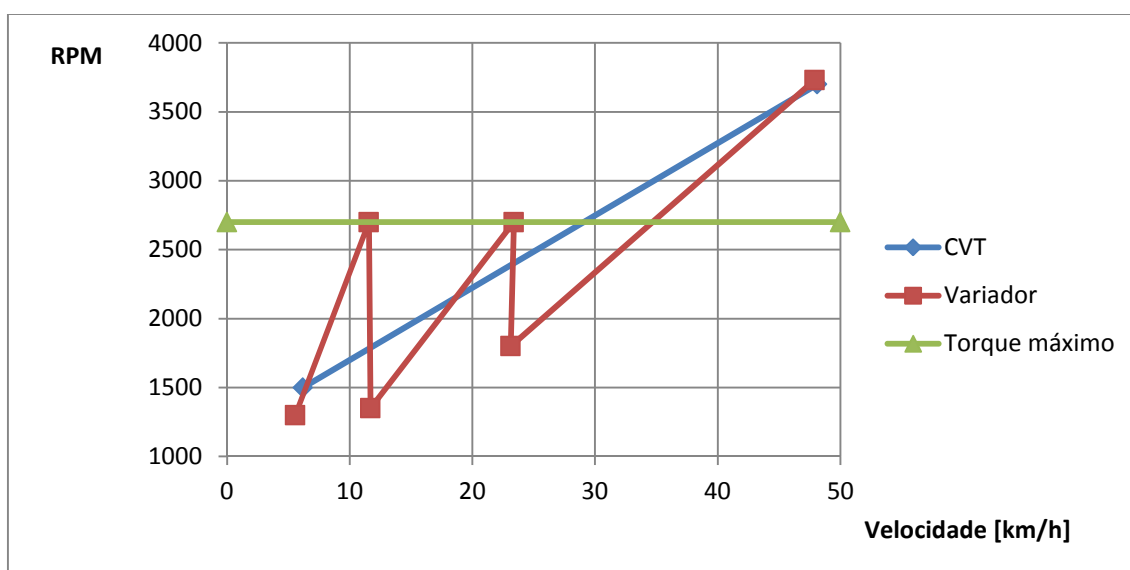


Figura 17 - Gráfico comparativo de velocidades

Essa modificação será oferecida como forma de contornar problemas atualmente enfrentados pela equipe, como por exemplo: dificuldade em modelar do comportamento dinâmico do CVT, alinhamento de correntes, baixa confiabilidade das correntes, limitação de espaço, etc.

Nas seções subsequentes será feito o detalhamento dos componentes e do funcionamento do dispositivo como um todo

## 7.1. Componentes

No projeto desse variador serão utilizadas quatro árvores para a transmissão de potência (a saber: árvore de entrada, intermediária, inversora e de saída) e engrenagens cilíndricas helicoidais, pois elas realizam a transmissão de esforços de forma gradual, o que aumenta a tanto a capacidade de carga quanto a vida útil do sistema como um todo e diminui o nível de ruídos.

As árvores estarão apoiadas sobre rolamentos de esfera, quando não houver esforço axial, e/ou de rolos cônico, quando esforços axiais estiverem presentes, o que geralmente ocorre quando se usam engrenagens helicoidais.

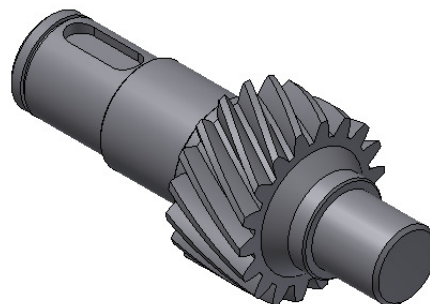
O engrenamento, ou, como será visto, a conexão das engrenagens livres à árvore de saída, será realizado através do mecanismo seletor, cujo funcionamento será descrito mais adiante. A seguir será feito um detalhamento maior dos componentes:

### 7.1.1. Engrenagens

As engrenagens devem ter um número mínimo de dentes estabelecido para se evitar a interferência, ou seja, contato entre os dentes em regiões da face fora da involuta.

Existe uma fórmula que dita o número mínimo de dentes que a engrenagem deve ter a fim de se evitar esse problema, a qual utiliza dados como o ângulo de pressão, a razão de engrenamento e a razão de rebaixamento dos dentes e que resultou em 14 dentes para o projeto aqui apresentado. Entretanto, será utilizado o mínimo de 18 dentes pois, como será visto mais adiante, um número de dentes muito reduzido influi negativamente na tensão atuante na engrenagem, aumentando-a consideravelmente e, dessa forma, exigindo que as engrenagens tenham uma largura de face muito elevada, o que por sua vez aumentaria a inércia do conjunto.

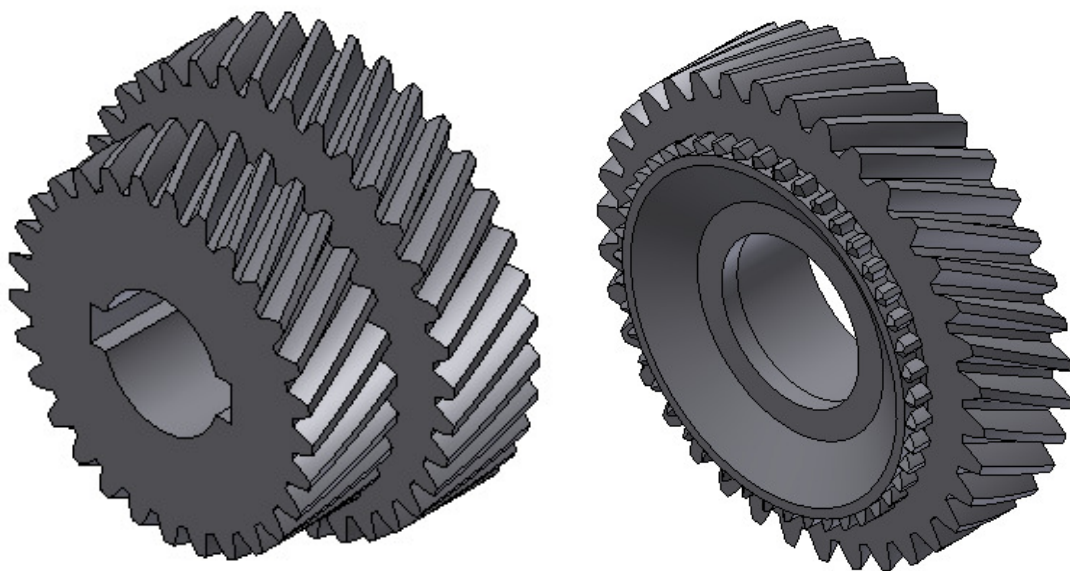
Algumas das engrenagens com 18 dentes serão usinadas diretamente nas árvores, devido ao seu tamanho reduzido.



**Figura 18 - Exemplo de engrenagem usinada na árvore**

As engrenagens da árvore intermediária serão fixadas a ela através de chavetas dispostas a 180º e, portanto, são solidárias à sua rotação, ao passo em que as engrenagens da árvore de saída estarão apoiadas sobre rolamentos de agulha e, conseqüentemente, livres para girar em rotações diferentes da rotação do eixo em que estão apoiadas. Este último tipo de engrenagem livre é comumente conhecido como engrenagem “louca” e é necessário para que todas as engrenagens possam ficar constantemente engranzadas, uma vez que, devido aos tamanhos diferentes, estarão girando em rotações diferentes.

No caso das engrenagens “loucas” descritas acima, deverá haver um mecanismo para fixá-las a arvore em que estão apoiadas. Esse mecanismo é o seletor e, para o seu correto funcionamento, as engrenagens em questão deverão ser usinadas juntamente com uma outra engrenagem secundária de dimensões reduzidas que será solicitada pelo anel do seletor. O funcionamento detalhado desse mecanismo será feito mais adiante.



**Figura 19 - Conjunto de engrenagens com chaveta e uma engrenagem “louca”**

Devido ao fato de ser muito menos utilizada, a marcha à ré geralmente é constituída por engrenagens de cilíndricas de dentes retos em veículos de passeio. Isso se deve ao fato desse tipo de engrenagem ser mais fácil e, conseqüentemente, mais barata de ser fabricada. Porém esses fatores só influenciam nessa decisão quando se trata de um projeto que será fabricado em série, o que não é o caso do variador em questão. Dessa forma, serão utilizadas apenas engrenagens helicoidais nesse projeto, o que permitirá que elas fiquem permanentemente engranzadas sem gerar ruídos.

### **7.1.2. Árvores de potência**

O variador aqui projetado será composto de quatro árvores de potência, as quais são: árvore de entrada, intermediária, inversora e de saída.

A árvore de entrada é responsável por receber a rotação proveniente do motor, já reduzida numa razão de 4:1, e transmiti-la para a árvore intermediária através de uma engrenagem de 18 dentes usinada na própria árvore.

A árvore intermediária recebe rotação da árvore de entrada, reduzida numa razão de 2:1 (engrenagem par com 36 dentes e redução total de 8:1 com relação à rotação do motor) e possui outras quatro engrenagens acopladas à ela com 18, 29, 36 e 18 dentes, sendo as três primeiras destinadas às marchas à frente cujas engrenagens par estão na árvore de saída e a última destinada à marcha à ré, cuja engrenagem par está na árvore inversora.

A árvore inversora tem o papel de inverter a rotação da árvore de saída através da introdução de uma terceira engrenagem entre esta árvore e a intermediária. Possui uma única engrenagem de 27 dentes.

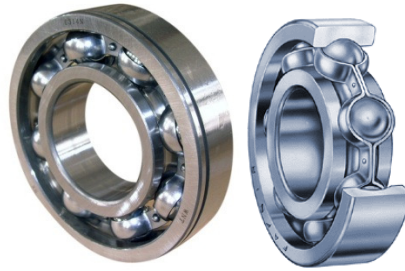
A árvore de saída possui quatro engrenagens, com 54, 43, 36 e 48 dentes. As três primeiras recebem a rotação da árvore intermediária e a última recebe a rotação da árvore inversora. Nas extremidades da árvore serão fixadas, através de estrias, as juntas homocinéticas das rodas.

### **7.1.3. Rolamentos**

Os rolamentos são dispositivos utilizados para apoiar eixos girantes reduzindo o atrito. Existem diversos tipos, cada um com a sua aplicação, dependendo dos tipos de esforços que estão atuando. Abaixo será feita a descrição dos rolamentos utilizados no projeto do variador.

- Rolamento de esfera

Esse tipo de rolamento é utilizado para resistir a esforços radiais, não devendo ser utilizado sozinho nos casos em que esforços axiais estão presentes. É composto de uma pista interna, uma pista externa e esferas que circulam por entre elas.



**Figura 20 - Rolamento de esferas**

- Rolamento de rolo cônico

Esse tipo de rolamento é utilizado para resistir tanto a esforços radiais quanto axiais, podendo ser utilizado sozinho nos casos em que esforços combinados estão presentes. É composto de uma pista interna, uma pista externa e rolos cônicos que circulam por entre elas.



**Figura 21 - Rolamento de rolos cônicos**

- Rolamento de agulha

Esse tipo de rolamento é utilizado para resistir a esforços radiais entre superfícies cilíndricas com diâmetros próximos. É composto de um espaçador, ou gaiola, geralmente de material polimérico, que mantém os rolos de pequeno diâmetro (agulhas) igualmente espaçados.



**Figura 22 - Rolamento de agulhas**



#### 7.1.4. Seletor

O mecanismo seletor, que terá seu funcionamento explicado em mais detalhes na seção seguinte, é composto por uma peça central que é fixada à árvore de saída por estrias com perfil evolvental, um anel externo também estriado no mesmo perfil porém com um módulo maior, um garfo responsável pela translação do anel, um came cilíndrico que movimenta o garfo e um mecanismo de catraca que rotaciona o came.



Figura 23 - Componentes e montagem do mecanismo seletor

## 7.2. Funcionamento

Após apresentar os componentes principais do variador, será explicado nessa seção o seu princípio de funcionamento, que é basicamente o mesmo dos variadores de velocidade da maioria dos veículos de competição.

Será analisado o funcionamento do mecanismo escolhido para a troca das marchas, a forma com que a engrenagem escolhida é acoplada ao eixo e a diagramação geral do variador mostrando as quatro diferentes configurações de velocidade possíveis.

### 7.2.1. Troca das marchas

A troca das marchas é feita de forma sequencial, e utiliza um mecanismo parecido com o de alguns veículos de competição. O condutor movimenta a alavanca de câmbio para frente e para trás quando desejar diminuir ou aumentar a marcha, respectivamente.

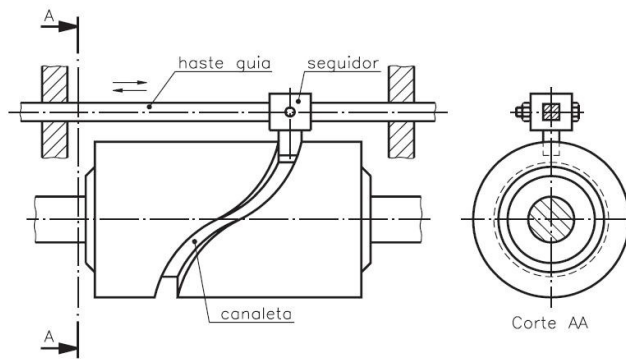
Na diagramação da sequência de engrenamento foram considerados dois aspectos. O primeiro tem como finalidade evitar um engrenamento indesejado da marcha à ré, o que poderia danificar o variador. Dessa forma a marcha neutra, sem transmissão de potência, será inserida entre as marchas à frente e à ré. A avaliação desse aspecto levou à conclusão que uma boa sequência preliminar de engrenamento deve ter um mínimo de cinco posições dispostas da seguinte maneira: R – N – 1 – 2 – 3.

O segundo aspecto que foi considerado na diagramação da sequência final de engrenamento é que o condutor pode necessitar da marcha à ré após uma parada repentina enquanto se encontrava na terceira marcha e perderia muito tempo passando por todas as marchas no caminho de volta.

Levando em consideração os dois aspectos citados acima, concluiu-se que a diagramação ideal para o projeto tem seis posições dispostas de forma circular possibilitando que o condutor vá da última para a primeira posição quantas vezes julgar necessário, ou seja, não existe um batente. Dessa forma a sequência final de engrenamento é a seguinte: <- R – N – 1 – 2 – 3 – N ->

Para essa diagramação circular, de imediato se concluiu que o melhor mecanismo para a translação dos garfos é o came cilíndrico, que será denominado de tambor seletor. Esse dispositivo é um cilindro no qual é usinado um sulco cujo perfil determinará, para cada incremento na rotação, o deslocamento transversal do garfo do seletor. O princípio de funcionamento desse mecanismo é descrito na figura abaixo





**Figura 24 - Funcionamento de um came cilíndrico**

Ao se rotacionar o tambor, o seguidor, que no caso desse projeto é o garfo do seletor, é forçado a seguir o perfil da canaleta. Com isso consegue-se realizar a translação dos anéis seletores e, conseqüentemente, o acoplamento das engrenagens desejadas aos eixos.

### 7.2.2. Acoplamento da engrenagem desejada ao eixo

O acoplamento da engrenagem escolhida ao eixo é feito de forma bem semelhante àquela das caixas de marcha de carros de passeio, com a exceção de não haver um mecanismo sincronizador. Esse mecanismo serve para igualar gradualmente as rotações do eixo e da engrenagem facilitando o engranzamento dos dentes do anel seletor e diminuindo o desgaste das peças vitais. Porém, como o projeto se trata de um variador com vida útil de aproximadamente 50 horas devido ao regulamento da competição, a preocupação com desgaste passa a ser infundada e a facilidade no engranzamento dos dentes é conseguida através de processos de usinagem que dão um acabamento pontiagudo aos dentes, fazendo assim com que eles tenham grandes chances de se alinhar na primeira tentativa.

Ao mover a alavanca de câmbio, o mecanismo da catraca rotaciona o came cilíndrico (tambor seletor) e o garfo é forçado a seguir o perfil usinado. Dessa forma o anel é levado pelo garfo de encontro a uma das engrenagens livres e os dentes internos no anel engrenam com os dentes externos secundários usinados nessa engrenagem.

Os dentes internos do anel deslizam sobre estrias externas, com o mesmo perfil da engrenagem secundária, usinadas em uma peça central denominada miolo do seletor. Essa peça possui ainda estrias internas que se acoplam à estrias usinadas no eixo, o que permite que a potência que está sendo enviada para a engrenagem livre seja por fim transferida para a árvore em que esse sistema se encontra montado.

## **8. Fluxo de trabalho e Projeto básico**

Para o projeto desse variador foi estabelecido um fluxo de trabalho para dividi-lo em etapas e ordená-las de uma forma coerente. São elas:

- i. Definição das relações de transmissão
- ii. Proposição de um esquema cinemático
- iii. Definição do número de dentes em cada engrenagem
- iv. Dimensionamento das engrenagens
- v. Determinação das cargas atuantes
- vi. Dimensionamento de estrias e chavetas
- vii. Especificação de anéis de retenção e rolamentos
- viii. Dimensionamento dos eixos
- ix. Emissão de desenhos técnicos
- x. Modelagem 3d

O projeto básico se refere às três primeiras etapas descritas na seção anterior, das quais as duas primeiras representam uma parte mais conceitual do projeto e a terceira representa o início dos cálculos. É a fase em que se deve analisar o objetivo final e tentar prever o máximo de dificuldades que a solução proposta pode gerar para tentar contorná-las logo na fase inicial.

### **8.1. Definição das relações de transmissão**

As relações de transmissão foram escolhidas com base no atual sistema de transmissão do Baja, composto de um CVT seguido de duas reduções fixas por corrente. O CVT proporciona uma variação contínua da relação de transmissão entre 3,71:1 e 0,69:1 e as correntes em sequência apresentam uma relação fixa combinada de 6,7:1. Dessa forma, a relação final máxima teórica é de 24,9:1 e a mínima teórica é de 4,6:1. A relação mínima que o motor de 10HP utilizado pelo Baja consegue gerar no CVT é de aproximadamente 1,2:1. Esse valor foi obtido através de cálculos utilizando a velocidade final do protótipo (48 km/h) e a rotação correspondente do motor de aproximadamente 3700 RPM, 100 RPM abaixo do limite da regra para o qual o motor é ajustado. Portanto, a relação mínima prática do conjunto é de aproximadamente 8:1.



Como pode ser observado, trata-se de um equipamento com essência simples. Consegue-se visualizar com facilidade as engrenagens da primeira, segunda e terceira marchas e também as da marcha à ré caracterizada pela presença de uma engrenagem inversora.

### 8.3. Definição do número de dentes das engrenagens

Na saída do motor haverá uma engrenagem de corrente com 12 dentes e na parte externa da árvore de entrada do variador uma com 48 dentes, cujos dimensionamentos fogem ao escopo deste projeto, representando uma redução de 4:1. Essa árvore possui ainda, já na parte interna do variador, uma engrenagem helicoidal com 18 dentes, de acordo com o número mínimo estabelecido na seção 7.1.1, conectada a outra com 36 dentes na árvore intermediária, representando uma redução local de 2:1 e uma redução combinada de 8:1 como era o objetivo.

Sabe-se, da seção 8.1, que as engrenagens da primeira marcha possuem uma relação de 3:1 e que a menor dela possui 18 dentes. Logo a engrenagem par deve ter 54 dentes para que a relação desejada seja alcançada. Sabe-se também que, ao se acoplar diversos pares de engrenagens de mesmo módulo à eixos paralelos, a soma dos dentes deve ser a mesma para que a distância entre os centros das engrenagens também seja a mesma. Dessa forma, a soma que deve ser respeitada é de  $18+54 = 72$  dentes.

A terceira marcha possui uma relação de 1:1 e, portanto, suas engrenagens devem ter o mesmo número de dentes. Sabendo-se que a soma dos dentes deve ser 72, é fácil perceber que ambas as engrenagens possuem 36 dentes.

A segunda marcha, entretanto, necessita de uma atenção especial, uma vez que sua relação de transmissão não é um número inteiro. Sabe-se que o somatório dos números de dentes das engrenagens deve ser 72 e que a maior delas deve possuir aproximadamente 1,5 vezes o número de dentes da menor. Dessa forma, consegue-se montar um sistema de equações como o que se segue:

$$\begin{cases} z_5 + z_6 = 72 \\ \frac{z_6}{z_5} = 1,5 \end{cases}$$

Onde  $z_5$  e  $z_6$  representam o número de dentes das engrenagens 5 e 6, respectivamente. O sistema de equações acima apresenta como solução  $z_5 = 28,8$  e  $z_6 = 43,2$ . Entretanto, o número de dentes nas engrenagens deve ser inteiro e,

portanto, a solução que mais se aproxima desse resultado é  $z_5 = 29$  e  $z_6 = 43$ , representando uma redução real com razão 1,48:1.

A marcha à ré inicia-se na árvore intermediária através de uma engrenagem com 18 dentes, que transfere potência à uma outra engrenagem com 27 dentes na árvore de inversão, representando uma redução de 1,5:1. Esta última engrenagem por sua vez transfere potência para uma outra engrenagem na árvore de saída com 48 dentes, representando uma redução de 1,78:1 e uma redução combinada de 2,67:1.

Dessa forma pode ser apresentada as seguintes tabelas contendo um resumo das relações de transmissão pretendidas e do número de dentes de todas as engrenagens deste projeto e as relações reais obtidas:

Relações de transmissão nas engrenagens	
Par engrenado	Relação
Engrenagem 1 com engrenagem 2	2,00:1
Engrenagem 3 com engrenagem 4	3,00:1
Engrenagem 5 com engrenagem 6	1,50:1
Engrenagem 7 com engrenagem 8	1,00:1
Engrenagem 9 com engrenagem 10	1,50:1
Engrenagem 10 com engrenagem 11	1,78:1
Engrenagem 12 com engrenagem 13 (corrente)	4,00:1

**Tabela 1 - Relações de transmissão desejadas**

Número de dentes			
Engrenagem	Z	$\Sigma Z$	$R_{real}$
1	18	54	2
2	36		
3	18	72	3
4	54		
5	29	72	1,4828
6	43		
7	36	72	1
8	36		
9	18	66	2,6667
10	27		
11	48		
12	12	60	4
13	48		

**Tabela 2 - Número de dentes das engrenagens e relações reais obtidas**

## 9. Dimensionamento

Nesta seção será demonstrado o método de cálculo para o dimensionamento dos principais componentes do variador: árvores, engrenagens, estrias e chavetas.

Ambos os dimensionamentos serão feitos para fadiga e seguem as fórmulas e recomendações propostas por SHIGLEY [1] e BUDYNAS [2], ambos baseados em normas reguladoras como a ANSI/AGMA 2001-D04.

### 9.1. Premissas globais

- i. Vida útil do variador: 50 horas
- ii. Rotação média do motor: 3000 RPM
- iii. Temperatura máxima do variador em funcionamento normal: aprox. 90 °C (dado baseado em informações de fabricantes e profissionais de manutenção)

### 9.2. Engrenagens

Os cálculos referentes ao dimensionamento das engrenagens foram feitos numa planilha criada de acordo com as fórmulas contidas em SHIGLEY [1] e BUDYNAS [2] propostas pela ANSI/AGMA 2001-D04.

Serão utilizados dois critérios para se dimensionar as engrenagens, são eles: critério de resistência à fadiga de flexão e critério de resistência à fadiga de tensão de contato superficial.

De início é necessário estabelecer as premissas de projeto referente às engrenagens, que são as seguintes:

- Engrenagens fabricadas com o mesmo material (aço)
- Ângulo de hélice: 30°
- Ângulo de pressão: 20°
- Será feita a análise apenas para a menor engrenagem de cada par (pinhão), que em todos os casos é a engrenagem motora.
- Coeficientes de segurança:

Marcha	CS
1 <sup>a</sup>	1,3
2 <sup>a</sup>	1,5
3 <sup>a</sup>	1,5
Ré	1,2

**Tabela 3 - Coeficiente de segurança das marchas**

### 9.2.1. Critério de resistência à fadiga de flexão

A equação proposta pela AGMA para a tensão de flexão atuante na engrenagem  $\sigma$ , em unidades imperiais, é a seguinte:

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_t K_m K_b}{F J}$$

onde,

$W^t$  = Esforço tangencial, divisão do torque pelo raio primitivo do pinhão.

$K_o$  = Fator de sobrecarga, tabelado. O fator escolhido encontra-se em destaque.

Fator $K_o$	Choques gerados pela carga		
	Uniformes	Moderados	Intensos
Fonte de Potência			
Uniformes	1	1,25	1,75
Leves	1,25	<b>1,5</b>	2
Médios	1,5	1,75	2,25

Tabela 4 - Fator de sobrecarga devido a choques  $K_o$

$K_v$  = Fator dinâmico. A fórmula abaixo deve ser usada com valores em unidade imperial (velocidade em pés por minuto) e para engrenagens com dentes retificados.

$$K_v = \sqrt{\frac{78 + \sqrt{v}}{78}}$$

$v$  = velocidade em pés por minuto

$K_s$  = Fator de tamanho. Reflete a não uniformidade das propriedades mecânicas do material. Neste projeto será considerado que  $K_s = 1$  embora o valor normalmente esteja perto de 1,05.

$P_t$  = Passo diametral transversal. Resultado da divisão do número de dentes pelo diâmetro do pinhão em polegadas.

**F** = Largura da face.

**K<sub>m</sub>** = Fator de distribuição de carga

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

**C<sub>mc</sub>** = Fator de correção de carga. Será adotado o valor de 1 pois serão utilizados dentes sem coroamento.

**C<sub>pf</sub>** = Fator de proporção do pinhão.

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d_p} - 0,025; & \text{se } F \leq 1'' \\ \frac{F}{10d_p} - 0,0375 + 0,0125F; & \text{se } 1'' < F \leq 17'' \end{cases}$$

**C<sub>pm</sub>** = Modificador da proporção do pinhão. Será adotado o valor de 1,1.

**C<sub>ma</sub>** = Fator de alinhamento de engrenamento

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158F - 9,3 \times 10^{-6}F^2$$

**C<sub>e</sub>** = Fator de correção do alinhamento de engrenamento. Será adotado o valor de 1.

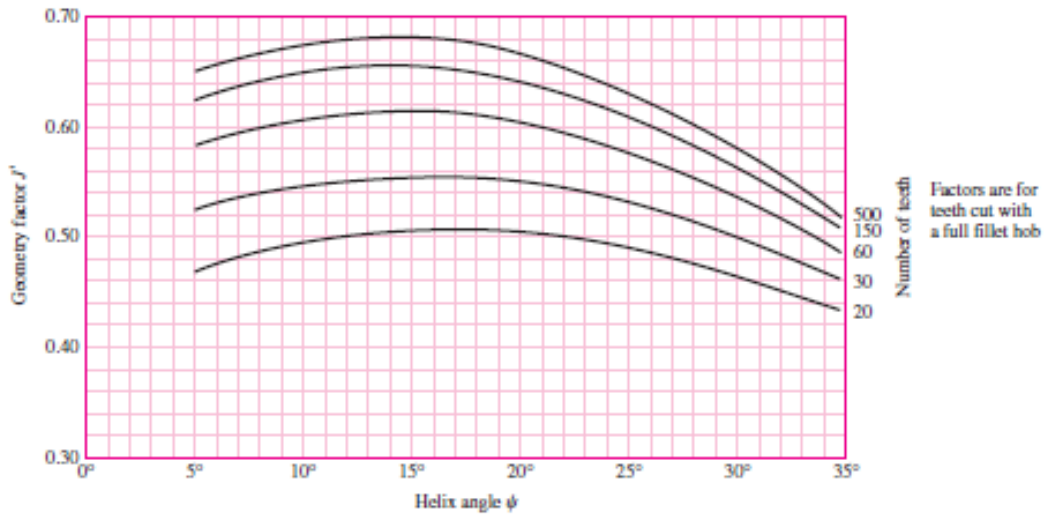
**K<sub>b</sub>** = Fator de espessura de borda. Fator de modificação para quando a espessura de borda não é suficiente para garantir suporte completo à raiz do dente. Será adotado o valor de 1 e deve-se atentar para que a espessura de borda seja, no mínimo, 1,2 vezes o valor da altura total do dente.

**J** = Fator geométrico da resistência à flexão

$$J = J'_{z=75} \times M_J$$

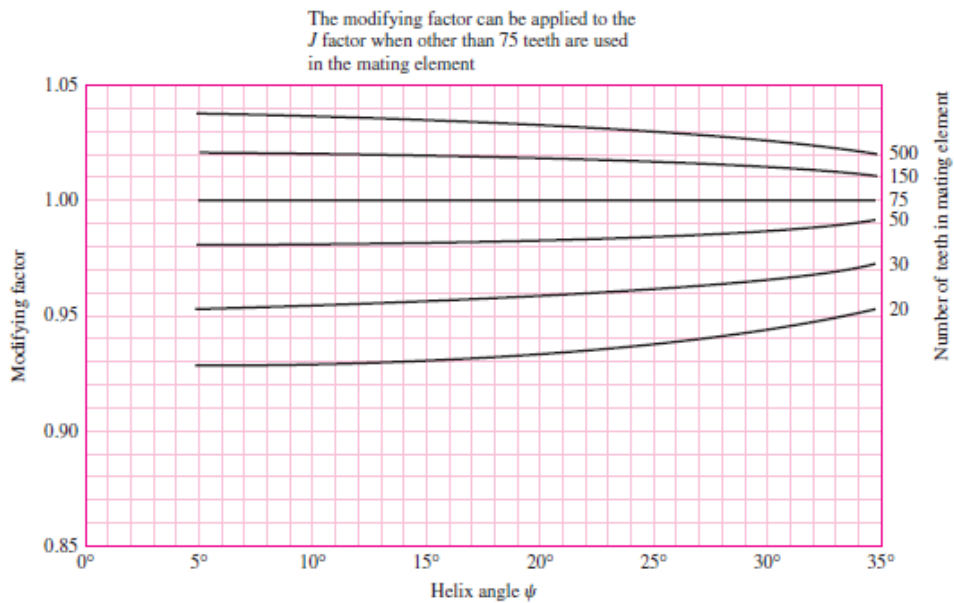
**J'<sub>z=75</sub>** = Fator geométrico para engrenagens acopladas a outra com 75 dentes





**Figura 26 - Fator geométrico  $J'_{z=75}$**

$M_J$  = Fator modificador. Usado quando a engrenagem par tem um numero de dentes diferente de 75.



**Figura 27 - Fator modificador  $M_J$**

Após calcularmos a tensão de flexão atuante, devemos estipular um fator de segurança  $S_F$  para o projeto e, através de uma equação também proposta pela AGMA, calcular seu valor. Devemos alterar os parâmetros possíveis na equação de tensão (largura de face, número de dentes, etc) até que se obtenha o fator de segurança desejado. A fórmula proposta, já com os fatores de correção, é a seguinte:

$$S_F = \frac{S_t Y_N}{\sigma K_T K_R}$$

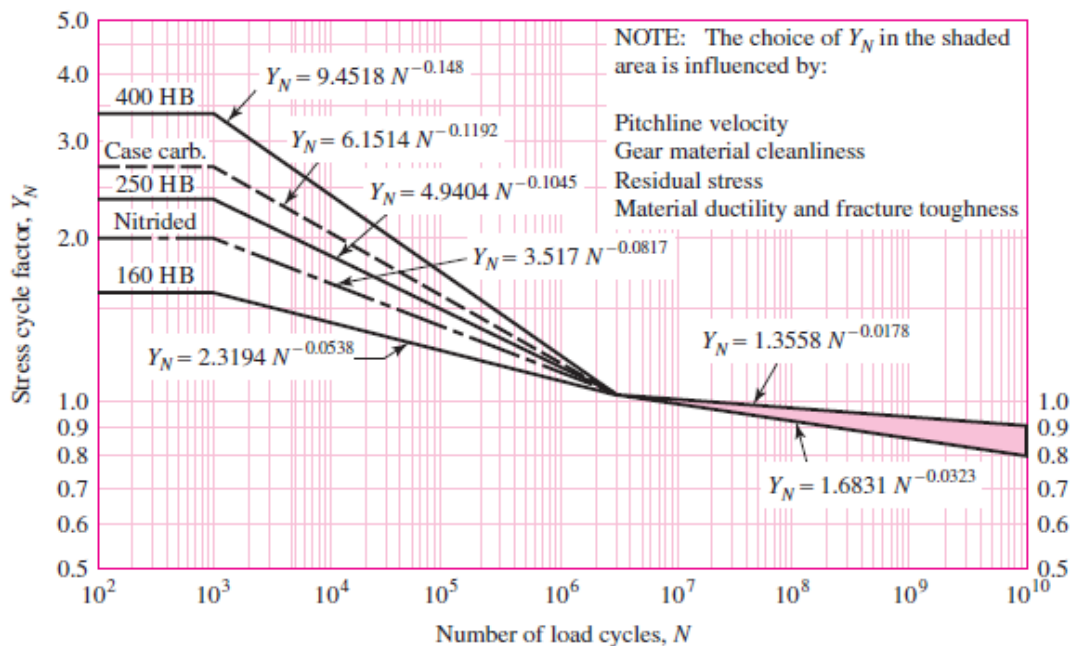
onde,

$S_t$  = Número de tensão de flexão admissível. Representa a tensão máxima de flexão que pode estar atuando na engrenagem. O valor é obtido através da seguinte fórmula proposta para aços de Grau 2, válida para  $10^7$  ciclos 99% de confiabilidade.

$$S_t = 102HB + 16400 [PSI]$$

**HB** = Dureza Brinell do material.

$Y_N$  = Fator de vida para a ciclagem de tensão de flexão. Fator de correção para se ajustar o número de tensão admissível de flexão de acordo com o numero de ciclos a que a engrenagem será submetida. Será feito o dimensionamento para  $10^7$  ciclos.



**Figura 28 - Gráfico para obtenção do valor de  $Y_N$**

$\sigma$  = Tensão atuante calculada anteriormente.

$K_T$  = Fator de temperatura. Como a temperatura prevista está abaixo de  $120^\circ C$ , será usado o valor recomendado de 1.

$K_R$  = Fator de confiabilidade. Foi escolhida uma confiabilidade de 99% para o projeto do par de engrenagem 1-2 e 90% para os demais pares, o que parece ser coerente uma vez que o par 1-2 é sempre solicitado independente da marcha escolhida e os outros são solicitados apenas um por vez. Foi feita a opção de se variar a confiabilidade pois a fórmula usada para o número de tensão admissível permanecerá a mesmo, válida para  $10^7$  ciclos.

Confiabilidade	$K_R$
50 %	0,7
90 %	0,85
99%	1
99,9%	1,25
99,99%	1,5

**Tabela 5 - Fator de confiabilidade  $K_R$**

### 9.2.2. Critério de resistência à fadiga de tensão de contato superficial

O segundo critério que será utilizado é análogo ao que foi descrito acima, possuindo uma fórmula para o cálculo da tensão de contato atuante e outra para o fator de segurança do projeto.

A fórmula da tensão de contato  $\sigma_c$  proposta pela ANSI/AGMA 2001-D04 é:

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

onde,

$C_p$  = Coeficiente elástico. Em unidades imperiais assume o valor de 2300.

$d_p$  = diâmetro primitivo do pinhão, em polegadas.

$C_f$  = Fator de condição de superfície. Ainda não foram estabelecidas condições padronizadas para o estabelecimento deste fator, entretanto a AGMA recomenda que se utilize um valor maior que a unidade. Será utilizado o valor de 1,1.

**I** = Fator geométrico da resistência superficial.

$$I = \frac{\cos\phi_t \operatorname{sen}\phi_t}{2m_N} \frac{i}{i+1}$$

**$\phi_t$**  = Ângulo de pressão tangencial.

**i** = Razão de engrenamento (valor maior que 1).

**$m_N$**  = Razão de partilha de carga

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 Z}$$

**$p_N$**  = Passo circular normal de base

$$p_N = p_n \cos\phi_n$$

**$p_n$**  = Passo circular normal. É a distância, medida na circunferência primitiva, entre dois dentes consecutivos.

$$p_n = \frac{\pi}{P_n} = \pi m_n$$

**$\phi_n$**  = Ângulo de pressão normal.

**$m_n$**  = Módulo normal, em milímetros.

**$P_n$**  = Passo diametral normal, em dentes por polegada. Deve-se usar o módulo normal em milímetros na equação abaixo.

$$P_n = \frac{25,4}{m_n}$$

**Z** = Comprimento da linha de ação

$$Z_{\ell} = \underbrace{\sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2}}_{(1)} + \underbrace{\sqrt{(r_c + a)^2 - r_{bc}^2}}_{(2)} - \underbrace{(r_p + r_c) \operatorname{sen} \phi_t}_{(3)}$$

$$\text{Se } (1) > (3) \Rightarrow Z_{\ell} = (2)$$

$$\text{Se } (2) > (3) \Rightarrow Z_{\ell} = (1)$$

$$\text{Se } (1) \text{ e } (2) < (3) \Rightarrow Z_{\ell} = (1) + (2) - (3)$$

As demais variáveis da equação de tensão superficial,  $W^t$ ,  $K_o$ ,  $K_v$ ,  $K_s$ ,  $K_m$  e  $F$  são idênticas as usadas no critério de resistência à fadiga de flexão.

Após calcularmos a tensão de contato atuante, devemos estipular um fator de segurança  $S_H$  para o projeto e, através de uma equação também proposta pela AGMA, calcular seu valor. Devemos alterar os parâmetros possíveis na equação de tensão (largura de face, número de dentes, etc) até que se obtenha o fator de segurança desejado. A fórmula proposta, já com os fatores de correção, é a seguinte:

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H}{\sigma_c K_T K_R}$$

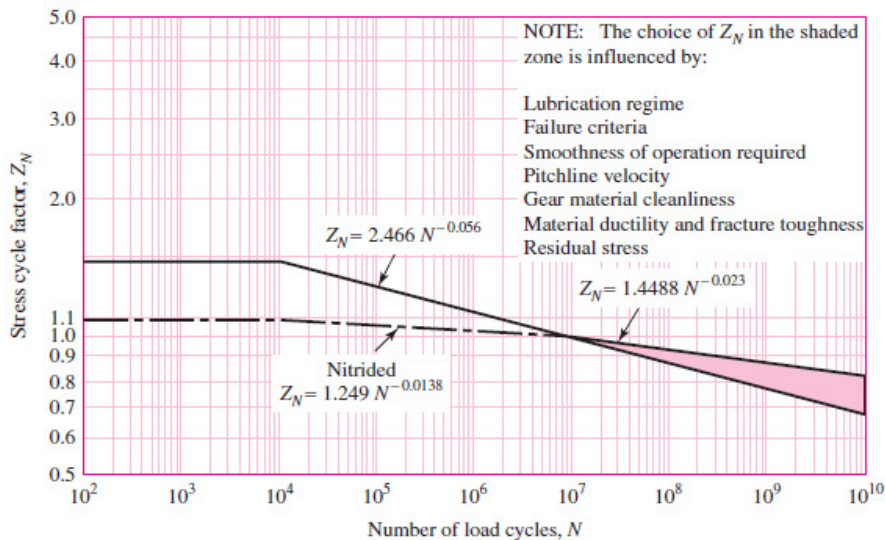
onde,

**$S_t$**  = Número de tensão de contato admissível. Representa a tensão máxima de contato que pode estar atuando na engrenagem. O valor é obtido através da seguinte fórmula proposta para aços de Grau 2, válida para  $10^7$  ciclos 99% de confiabilidade.

$$S_t = 349HB + 34300 \text{ [PSI]}$$

**$C_H$**  = Fator de razão de dureza. Assume o valor unitário uma vez que as engrenagens serão fabricadas com o mesmo material.

**$Z_N$**  = Fator de vida para a ciclagem de tensão de contato. Fator de correção para se ajustar o número de tensão admissível de contato de acordo com o numero de ciclos a que a engrenagem será submetida. Análogo ao  $Y_N$  utilizado no critério de flexão, também assume o valor 1 no dimensionamento para  $10^7$  ciclos.



**Figura 29 - Gráfico para obtenção do valor de  $Z^N$**

As variáveis  $K_T$  e  $K_R$  assumem os mesmos valores utilizados no critério de resistência à fadiga de flexão.

### 9.2.3. Execução, conclusões e resultados

Para as engrenagens e, conseqüentemente, para os eixos que possuem engrenagens usinadas, optou-se por otimizar o tamanho através da utilização de materiais mais nobres, uma vez que a equipe possui um patrocínio de uma empresa de usinagem que fornece uma ampla gama de materiais e tratamentos térmicos para elevar suas propriedades mecânicas.

Foi escolhido o aço AISI 4140 que passou pelos processos de normalização a 870 °C, têmpera em óleo a 845 °C e revenimento a 205 °C. Essa é uma liga de aço contendo cromo e molibdênio, elementos cuja função é aumentar o limite de resistência e a temperabilidade do material.

Esse material possui uma dureza Brinell de 578HB, conforme dados obtidos em bancos de dados online [7] e [8], sendo superior ao valor encontrado em muitos aços que passaram pelo processo de cementação, em que a camada externa do material é endurecida através da difusão de átomos de carbono.

Os dados relevantes foram introduzidos na planilha de cálculo de acordo com o que foi definido nas seções anteriores e, através da alteração dos parâmetros de projeto, concluiu-se que os mais impactantes são o módulo, ângulo de hélice, largura da face e ângulo de pressão, nesta ordem.

Foi feita a opção de se encontrar um módulo, um ângulo de pressão e um ângulo de hélice adequados a todas as engrenagens, com o objetivo de tornar a fabricação mais conveniente pois, dessa forma, apenas uma ferramenta será necessária.

Dessa maneira, foi alterado o valor da largura da face dos pares engrenados até que se chegasse ao coeficiente de segurança desejado para cada um deles. O resultado obtido para essa dimensão encontra-se na tabela abaixo.

<b>Par engrenado</b>	<b>Largura da face [mm]</b>
1-2	23
3-4	29
5-6	20
7-8	20
9-10	32
10-11	32

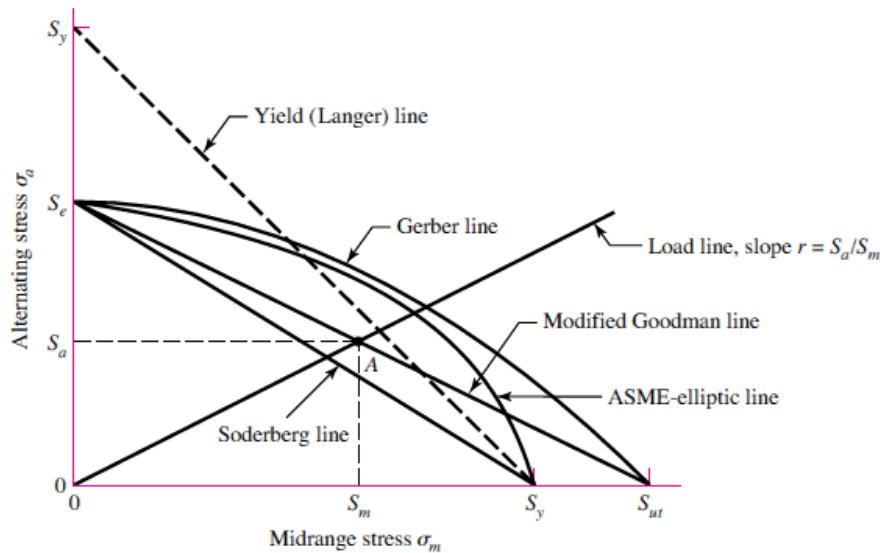
**Tabela 6 - Largura da face dos pares engrenados**

### **9.3. Árvores de potência (eixos)**

As árvores de potência deste projeto foram dimensionadas de acordo com um dos quatro critérios de energia de distorção apresentados na literatura indicada, DE-Soderberg. Foi escolhido esse critério pois ele é relativamente mais rigoroso e, portanto, mais adequados às condições adversas a que o veículo será submetido. Além disso, o critério de Soderberg considera e protege a peça contra falha estática no primeiro ciclo devido ao escoamento, uma vez que sua curva de falha está inteiramente contida dentro da curva de escoamento (Langer).

A curva ASME elíptica também leva o escoamento em consideração, porém não é inteiramente conservativa. Os critérios de Gerber e Goodman modificados não protegem a peça do escoamento e, portanto, uma análise de escoamento separada deveria ser efetuada no caso de se utilizar esses critérios.

A figura abaixo ilustra os critérios descritos acima

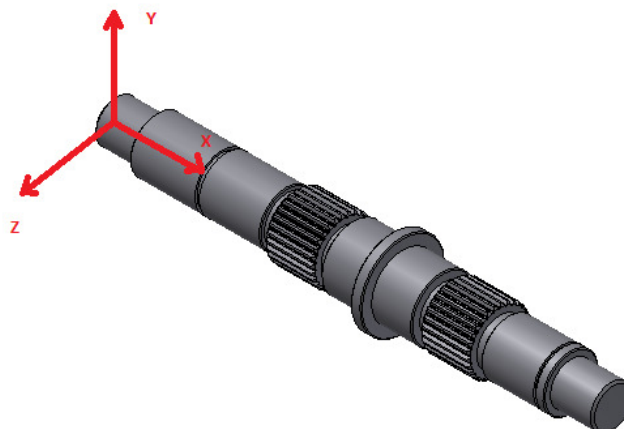


**Figura 30 - Ilustração dos critérios de falha por fadiga**

Os cálculos foram realizados utilizando-se dados obtidos no programa *Autodesk Inventor* e introduzidos numa planilha gerada no programa *Microsoft Excel*, conforme o critério escolhido. Porém, antes de descrevê-lo, serão apresentadas algumas definições utilizadas na teoria dos eixos submetidos a carregamentos variáveis.

A existência de uma componente radial e uma tangencial na força transmitida por engrenagens gera uma necessidade de avaliarmos as tensões de flexão em pelo menos dois planos, de preferência ortogonais, que sejam normais ao plano que contem essas duas componentes. Na figura abaixo percebe-se que, estejam as forças no plano  $yz$ , torna-se interessante fazer o estudo nos planos  $xy$  e  $xz$ .

Sabe-se que, no caso de engrenagens helicoidais, surge uma componente axial na força transmitida. Entretanto, apesar de ser necessária em algumas partes do estudo realizado, ela é independente do plano de análise e não influi no momento fletor.



**Figura 31 - Eixos ortogonais utilizados na análise de tensões**



### 9.3.1. Tensões analisadas

Ao imaginarmos que os eixos x, y e z são fixos à árvore, é intuitivo dizer que, no caso de árvores de potência rotativas transmitindo esforços entre duas engrenagens, o momento e, conseqüentemente, a tensão normal de flexão são flutuantes e seguem um perfil senoidal ao longo do tempo e também que o torque é constante. Devido a isso surgem variáveis de interesse no estudo de tensões:

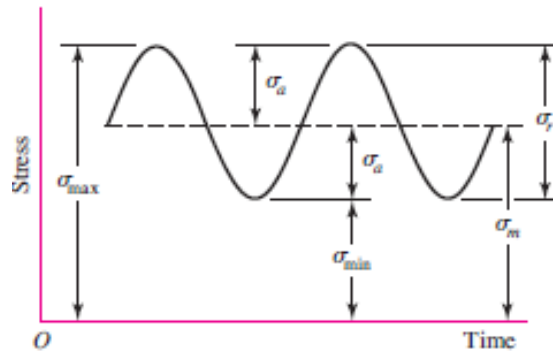


Figura 32 - Comportamento da tensão em eixos rotativos

$M_{min}$  = Momento mínimo.

$M_{máx}$  = Momento máximo.

$M_a$  = Momento alternado. É a amplitude da variação do momento ao longo do tempo.

$M_m$  = Momento médio. É o valor médio do momento ao longo do tempo, sendo a média aritmética dos momentos mínimo e máximo.

$\sigma_{min}$  = Tensão mínima.

$\sigma_{máx}$  = Tensão máxima.

$\sigma_a$  = Tensão alternada. É a amplitude da variação da tensão ao longo do tempo.

$\sigma_m$  = Tensão média. É o valor médio da tensão ao longo do tempo, sendo a média aritmética das tensões mínima e máxima.

$T_m$  = Torque médio. É o valor médio do torque ao longo do tempo, que é uma constante. Neste caso o torque alternado é nulo.

Existem três tipos de esforços a que um eixo rotativo normalmente pode estar submetido, são eles: esforços normais ao eixo de rotação, esforços paralelos ao eixo de rotação e torção pura.

Esforços normais ao eixo de rotação geram tensões normais devido à flexão e tensões cisalhantes devido aos esforços cortantes. Esforços axiais geram tensões normais, mais comumente de compressão. A torção pura gera apenas tensões cisalhantes.

No caso de engrenagens helicoidais, esses três tipos de esforços estão presentes, no entanto, as tensões normais geradas pelos esforços axiais e as tensões cisalhantes geradas pelos esforços cortantes são muito menores do que as geradas pela flexão e pela torção e, por estarem sendo utilizados critérios mais conservativos, serão desconsideradas na análise de tensões.

- Esforços normais ao eixo de rotação

- Tensões normais devido à flexão ( $\sigma_f$ )

$$\sigma = \frac{My}{I_y} \quad \text{ou} \quad \sigma = \frac{Mz}{I_z}$$

onde,

**M** = Momento no ponto.

**I<sub>y</sub> ou I<sub>z</sub>** = Segundo momento de área (A) ao redor do eixo y ou z.

$$I_y = \int y^2 dA \quad I_z = \int z^2 dA$$

**y** = Distância do ponto analisado até a linha neutra

No caso de eixos circulares podem-se fazer as substituições apropriadas e chegar à seguinte fórmula:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

- Torção

- Tensões cisalhantes devido à torção ( $\tau$ )

$$\tau = \frac{Tc}{J}$$

onde,

**T** = Torque no ponto.

**J** = Segundo momento polar de área.

$$J = \int r^2 dA \quad \text{ou} \quad J = \int (x^2 + y^2) dA$$

**c** = Distancia do ponto analisado até a linha neutra

No caso de eixos circulares podem-se fazer as substituições apropriadas e chegar à seguinte fórmula:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

As equações gerais de tensões alternadas e médias para os casos de tensões normais e cisalhantes são dadas por

$$\begin{aligned} \sigma_a &= K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} & \sigma_m &= K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} & \tau_m &= K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \end{aligned}$$

onde  $K_f$  e  $K_{fs}$  são os fatores de concentração de tensão em fadiga na flexão e na torção, respectivamente, que serão definidos mais adiante.

Sabe-se ainda que, no caso das árvores rotativas, as tensões de flexão são completamente reversíveis e as de torção são constantes. Dessa forma, as equações acima podem ser reescritas considerando-se  $M_m$  e  $T_a$  como sendo nulos e, além disso  $M_a$  se iguala ao momento no caso estático, obtido através da soma vetorial das duas componentes de momento analisadas em dois planos ortogonais como descrito anteriormente.

### 9.3.2. Considerações sobre fadiga

Quando se está trabalhando com a análise de falha sob fadiga para vida infinita, acima de  $10^6$  ciclos, sabe-se que a resistência efetiva do material é drasticamente reduzida quando comparada com o seu limite de ruptura ( $S_{ut}$ ) ou mesmo seu limite de escoamento ( $S_y$ ).

O método comumente aplicado faz uso de um novo limite, chamado de limite de resistência à fadiga do corpo de prova, designado por  $S_e'$ . Esse valor é obtido de forma empírica e atualmente com o surgimento de novos materiais e novas aplicações os ensaios de fadiga têm se tornado uma rotina em diversos setores da indústria.

Após análise de uma grande quantidade de dados reais obtidos em testes, foi desenvolvida por MISCHKE [4] uma teoria de que o limite de resistência  $S_e'$  pode, de fato, estar relacionado ao limite de ruptura e que, para os aços, a relação é:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Foi desenvolvida também uma teoria sobre os limites de resistência à fadiga para elementos de baixa ciclagem (abaixo de  $10^3$  ciclos) e alta ciclagem (entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos), designados por  $S_f$ . Entretanto essa teoria não se aplica a nenhum componente do projeto que está sendo feito e, portanto, não será apresentada.

Além do fato de trabalharmos com um limite de resistência que equivale à metade do limite de ruptura, ou até menos da metade nos casos em que  $S_{ut}$  é maior que 1400 MPa, existem ainda fatores que modificam, geralmente de forma negativa, esse limite. Estes fatores serão apresentados a seguir.

- a)  $k_a$  = fator de modificação de condição de superfície

Este fator tem como objetivo estipular um fator de modificação do limite de resistência em função do acabamento superficial do elemento de máquina que está sendo dimensionado. Pesquisadores coletaram enormes quantidades de dados provenientes de ensaios e, através de uma regressão, Mischke concluiu que esse fator tem a forma:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

onde a e b são coeficientes tabelados de acordo com o acabamento superficial conforme a tabela a seguir.

Acabamento superficial	Fator a (S <sub>ut</sub> em MPa)	Fator a (S <sub>ut</sub> em kpsi)	Fator b
Retificado	1,58	1,34	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	14,4	-0,718
Forjado	272	39,9	-0,995

**Tabela 7 - Coeficientes para cálculo de k<sub>a</sub>**

b) k<sub>b</sub> = fator de modificação de tamanho

O fator de tamanho foi avaliado por pesquisadores utilizando-se diversos conjuntos de dados e chegou-se a conclusão de que seu valor para flexão e torção, já levando em conta que nenhum dos diâmetros será maior que 51mm ou 2", pode ser expresso por

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & \text{diâmetro em polegadas} \\ 1.24d^{-0.107} & \text{diâmetro em milímetros} \end{cases}$$

c) k<sub>c</sub> = fator de modificação de carga

Este fator tem o objetivo de alterar o limite de resistência de acordo com o tipo de carregamento a que o elemento estará submetido e os valores médios são

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexão} \\ 0,85 & \text{Axial} \\ 0,59 & \text{Torção} \end{cases}$$

d) k<sub>d</sub> = fator de modificação de temperatura

Existem diversas análises para a determinação deste fator. Entretanto, aceita-se de maneira geral que

$$k_d = \begin{cases} 1; & \text{se } T \leq 300 \text{ } ^\circ\text{C} \\ 0,5; & \text{se } 300 \text{ } ^\circ\text{C} < T < 500 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}$$

e)  $k_e$  = fator de confiabilidade

Esse fator diz respeito à distribuição normal existente nos dados utilizados na elaboração das teorias do limite de resistência à fadiga, nas quais muitas vezes utilizam-se valores médios.

Confiabilidade	$k_e$
50 %	1
90 %	0,897
95 %	0,868
99 %	0,814
99,9 %	0,753
99,99 %	0,702
99,999 %	0,659
99,9999 %	0,62

**Tabela 8 - Fator de confiabilidade  $k_e$**

f)  $k_f$  = fator de modificação por efeitos variados

Esse fator é destinado à correção do limite de resistência à fadiga devido a fatores diversos que não foram considerados nos tópicos acima, como por exemplo:

- Corrosão
- Chapeamento eletrolítico
- Pulverização de metal
- Frequência cíclica

Outros dois fatores de extrema importância e impacto na análise de fadiga são a concentração de tensões e a sensibilidade ao entalhe.

É quase intuitivo saber que a presença de discontinuidades ou entalhes aumenta localmente as tensões. Percebe-se a existência dessa concentração de tensões em atividades do dia-a-dia, como por exemplo puxar um papel que foi previamente cortado e ver que o rasgo se inicia no entalhe.

Utiliza-se um fator de concentração de tensões teórico ou geométrico para quantificar esse aumento na tensão local, o qual é definido pelas equações

$$K_t = \frac{\sigma_{max,t}}{\sigma_0} \quad K_{ts} = \frac{\tau_{max,t}}{\tau_0}$$

onde,  $K_t$  e  $K_{ts}$  são os fatores usados para tensão normal e cisalhante, respectivamente e  $\sigma_0$  e  $\tau_0$  são as tensões nominais.

Como foi mencionado, o fator teórico  $K_t$  depende exclusivamente da geometria da peça, ignorando as propriedades do material utilizado. Entretanto, materiais diferentes possuem sensibilidades diferentes aos entalhes e, portanto, em alguns casos pode ser usado um fator de concentração de tensões menor do que o teórico. Esse novo fator é designado por  $K_f$  (ou  $K_{fs}$  no caso de cisalhamento) e conhecido como fator de concentração de tensões na fadiga, cuja definição é

$$K_f = \frac{\text{Tensão máxima na peça com entalhe}}{\text{Tensão nominal na peça sem entalhe}}$$

Será definido então um fator de sensibilidade ao entalhe, designado por  $q$ , que normalmente encontra-se entre zero e a unidade, através das seguintes equações:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad q_s = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Percebe-se então que, se  $q = 0$ , então  $K_f = 1$  e o material não tem nenhuma sensibilidade a entalhes. Já quando  $q = 1$ , então  $K_f = K_t$  e o material possui sensibilidade total ao entalhe.

Os fatores teóricos, ou geométricos, são tabelados (tabelas encontradas em anexo ao final do documento) e, dessa forma, podem ser definidos no início do projeto de uma peça ou equipamento. Após essa etapa o engenheiro deve especificar o material e com isso encontrar o valor do fator de sensibilidade ao entalhe através de gráficos (também anexados ao final do documento). Em posse desses dois dados, consegue-se calcular o valor do fator de sensibilidade ao entalhe na fadiga através das seguintes equações derivadas das anteriores:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

Após as definições do limite de resistência à fadiga do corpo de prova ( $S_e'$ ), dos fatores que modificam esse limite e dos fatores de concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe, o engenheiro tem nas mãos dados suficientes iniciar o dimensionamento da peça que, no caso, é uma árvore de potência.

O dimensionamento inicia-se pela determinação do limite de resistência à fadiga do elemento de máquina em si, designado por  $S_e$ , em contrapartida ao limite do corpo de prova. Esse novo limite é calculado através da seguinte fórmula:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_e'$$

Após a obtenção desse valor, o próximo passo é determinar os pontos de interesse na árvore para análise de tensões, o que normalmente é feito nos pontos de aplicação de esforços e momentos, em regiões com diâmetro reduzido ou em regiões em que se percebe que a concentração de tensões será elevada.

### 9.3.3. Critério de Soderberg

Como foi brevemente comentado no início desta seção, existem diversos critérios de projeto para o dimensionamento de eixos. Alguns são mais conservativos que outros e, além disso, existem critérios mais recomendados de acordo com o tipo de material que será utilizado. As árvores de potência que estão sendo projetadas serão de aço, um material que em geral é relativamente dúctil (deformação relativa na ruptura acima de 5%) e, portanto, o critério de Soderberg também é o mais recomendado.

A equação da curva de falha para o critério de Soderberg é

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = 1$$

e, seja CS o coeficiente de segurança do projeto, o critério pode ser reescrito como

$$\frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_y} = \frac{1}{CS}$$

onde,

$\sigma_a'$  = Tensão alternada equivalente (von Mises)

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$



$\sigma_m'$  = Tensão média equivalente (von Mises)

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ao se substituir os termos definidos acima na equação do critério de Soderberg:

$$\frac{1}{CS} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Que pode ser reescrita de forma a se determinar o diâmetro mínimo da seção:

$$d = \left( \frac{16CS}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

#### 9.3.4. Execução, conclusões e resultados

Conforme já foi mencionado na seção 9.2.3, a equipe recebe o patrocínio de uma empresa especializada em usinagem que fornece, juntamente com seus serviços, os materiais desejados no projeto, já tratados termicamente. Dessa forma, poderia ser utilizado o mesmo material das engrenagens mesmo nas árvores que não as possuem usinadas diretamente nelas.

Uma primeira análise das fórmulas utilizadas na obtenção do valor do limite de resistência à fadiga do corpo de prova ( $S_e'$ ) leva a conclusão, talvez precipitada, de que não faria sentido escolher um material com limite de escoamento maior do que 1400 MPa, uma vez que qualquer valor acima deste limite acarretará em um valor máximo de 700 MPa para  $S_e'$ .

Entretanto, a variável utilizada no critério de Soderberg é o limite de resistência à fadiga do elemento de máquina ( $S_e$ ), a qual é o resultado da multiplicação de  $S_e'$  por fatores de modificação dentre os quais um varia positivamente com o aumento de  $S_{ut}$ . O fator em questão é o  $k_a$ , mas não se sabe a priori se o ganho no coeficiente de segurança com esse aumento justificaria a aplicação desse material em todas as árvores de potência.

Além disso, os fatores de sensibilidade ao entalhe também dependem de  $S_{ut}$  e variam negativamente com o seu aumento. Portanto será necessário realizar a análise completa para se determinar o diâmetro das seções e o material a ser utilizado.

Os cálculos foram realizados em uma planilha criada no programa *Microsoft Excel*, utilizando a formulação desenvolvida nas seções anteriores, e utilizaram dados obtidos nos relatórios de momento fletor gerados no programa *Autodesk Inventor*. O torque é conhecido e constante, podendo ser calculado facilmente através da multiplicação do torque do motor pelas relações de transmissão.

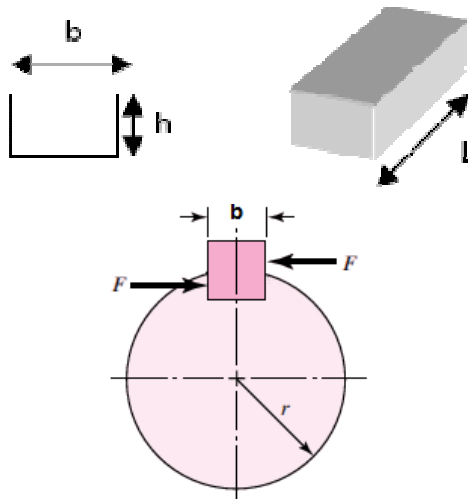
As árvores de entrada e inversora são requisitadas sempre de uma única maneira e, por isso, necessitam de apenas uma análise. Em contrapartida, as árvores intermediária e de saída serão requisitadas de quatro maneiras diferentes, dependendo da marcha selecionada. Dessa forma, deverão ser gerados quatro diagramas de momento fletor combinado para cada uma dessas árvores, totalizando dez diagramas ao se somar com os dois das árvores citadas no início. Os diagramas utilizados encontram-se em anexo ao final do documento.

Foi escolhido o coeficiente de segurança de 1,7 para as árvores e os resultados deste dimensionamento são os diâmetros das seções, cujos valores encontram-se explicitados nos desenhos técnicos também anexados ao final.

#### **9.4. Chavetas**

Para o projeto deste variador foi decidido que seriam utilizadas, em cada engrenagem, duas chavetas de perfil quadrado ou retangular dispostas a 180° no eixo.

O dimensionamento das chavetas é parcialmente padronizado e não requer nenhuma formulação específica, sendo feito através dos critérios de resistência ao escoamento devido ao cisalhamento no plano médio e à compressão em metade da face lateral, sendo o primeiro o mais crítico deles mesmo sabendo-se que a área que resiste à compressão equivale à metade da que resiste ao cisalhamento. Em geral, chavetas com perfil quadrado são dimensionadas exclusivamente pelo critério de cisalhamento, sendo o critério de compressão utilizado somente nos casos em que são utilizadas chavetas com perfil retangular, onde a área sob compressão é ainda menor do que metade da área sofrendo cisalhamento.



**Figura 33 - Dimensões da chaveta paralela**

A padronização parcial deve-se ao fato de existirem tabelas padronizando as dimensões da seção transversal da chaveta de acordo com o diâmetro do eixo em que se encontram. Dessa forma resta determinar apenas o comprimento da mesma. Sabe-se, pela teoria da energia de distorção, que o limite de resistência ao escoamento no cisalhamento ( $S_{sy}$ ) vale

$$S_{sy} = 0,577S_y$$

e que a área que resiste aos esforços cisalhantes é o produto da dimensão de largura “b” pela dimensão de comprimento “L”. Dessa forma, o critério de projeto para as chavetas, já considerando o fator de segurança, escolhido de forma a transformá-los em fusíveis mecânicos, e a existência de duas chavetas é:

$$CS = \frac{2 S_{sy}}{\tau} = \frac{2 S_{sy} b L}{F}$$

e, portanto, o valor de L para cada uma das chavetas é:

$$L = \frac{CS F}{2 S_{sy} b} = \frac{CS T}{2 S_{sy} b r_p}$$

### 9.5. Estrias

As estrias onde são fixados os miolos do mecanismo seletor foram projetadas com perfil evolvental e, portanto, seguem o mesmo dimensionamento das engrenagens.

## **10. Ajustes e tolerâncias**

Ajustes e tolerâncias são fatores de grande importância no projeto de equipamentos mecânicos. O correto funcionamento do dispositivo e a viabilidade da montagem estão intimamente relacionados a uma boa definição desses parâmetros.

São três os tipos de ajustes possíveis: com interferência, com folga ou mistos. Cada um deles sendo o mais adequado para uma determinada aplicação.

Os rolamentos utilizados neste projeto são do fabricante SKF, que disponibiliza na internet os valores recomendados de ajustes para os eixos e seus alojamentos, de acordo com o tipo de rolamento escolhido, suas dimensões e o tipo de aplicação. Outra parte da montagem que necessita de ajustes especificados é o encaixe das engrenagens na árvore intermediária, o qual é realizado através de chavetas já tabeladas, como foi previamente especificado. Algumas dessas tabelas já trazem consigo recomendações de ajustes para o eixo e a engrenagem, de acordo com as dimensões do eixo e o tipo de aplicação. Em alguns casos existem recomendações inclusive para as tolerâncias nas medidas da chaveta e do rasgo. Ambas as tabelas citadas e utilizadas neste projeto encontram-se em anexo ao final do documento

As tolerâncias definem os limites superior e inferior de uma determinada dimensão a partir da dimensão nominal declarada. A primeira preocupação ao se determinar esses limites deve ser estabelecer os valores que não afetem outros aspectos, como montagem, funcionamento, mas que também não tenham uma influência muito negativa no resultado do processo de fabricação, uma vez que tolerâncias muito apertadas tendem a gerar muitas peças rejeitadas (refugos) e aumentar os custos.

## **11. Itens comerciais**

Alguns dos componentes utilizados neste projeto são itens comerciais disponíveis em prateleira e, portanto, não necessitam ser dimensionados, apenas especificados. São eles: Rolamentos, retentores, anéis de retenção, parafusos, porcas, arruelas, etc.

Os fabricantes desses itens fornecem catálogos com seus produtos contendo os limites de aplicação de cada um deles, como por exemplo a SKF, fabricante de rolamentos, que disponibiliza na internet o seu catálogo contendo as dimensões dos produtos, tipo de aplicação, limites de carga, ajustes e tolerâncias de eixos e alojamentos.

## 12. Lubrificação

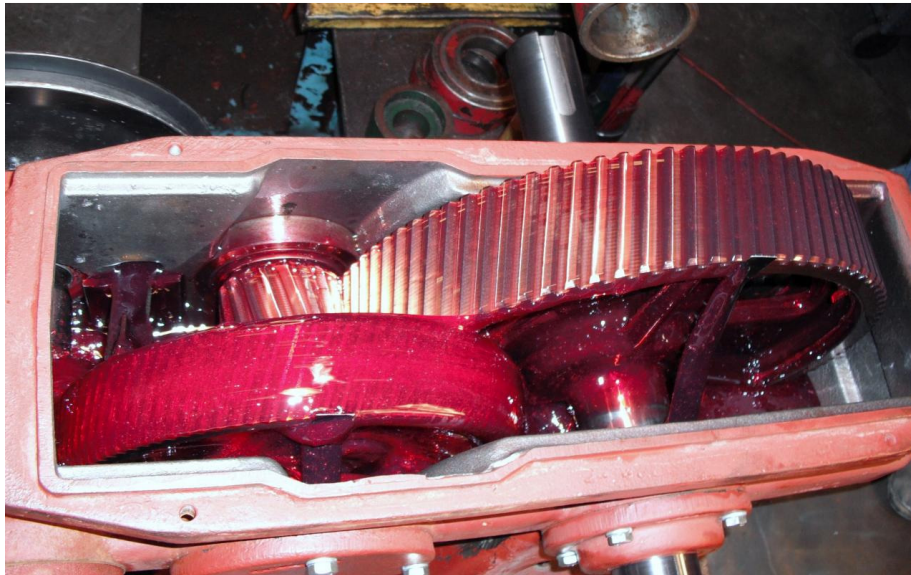
Nesta seção será enfatizada a importância de se analisar a interação entre duas superfícies em contato com movimento relativo. Existe um campo da ciência destinado exclusivamente a esse estudo, denominado tribologia.

Para o correto funcionamento e aumento da vida útil de equipamentos mecânicos, geralmente torna-se necessário introduzir algum tipo de lubrificação nos componentes do dispositivo. O lubrificante forma uma fina camada entre as superfícies que as separa total ou parcialmente com os seguintes objetivos principais:

- Redução do atrito e do desgaste de superfícies com movimento relativo
- Remoção de calor
- Remoção de detritos

Existem diversas maneiras de se fazer a deposição do lubrificante nas peças, dentre elas: lubrificação manual, por gotejamento, por banho de óleo, por disco rotativo e forçada.

Para este projeto foi escolhida a lubrificação por banho de óleo, pois é uma forma bastante simples de se alcançar o objetivo e não requer a introdução de nenhum dispositivo adicional.



**Figura 34 - Exemplo de lubrificação por banho de óleo**

### 13. Conclusões

De acordo com BUDYNAS [2] e TEIXEIRA [5], as eficiências ideais de transmissões giram em torno de 98% por par engrenado, 95% para transmissões por corrente e 90% para transmissões por correia de perfil V, sendo os dois primeiros devidamente lubrificadas. Dessa forma, a eficiência aproximada do dispositivo aqui projetado é de 91,24%. Quando comparada com a eficiência do sistema atual, calculada em aproximadamente 81,23% com base nos seus componentes, percebe-se um ponto positivo deste projeto. Com o aumento do rendimento, o protótipo se tornará mais competitivo nas provas dinâmicas, melhorando sua pontuação.

Após análise do projeto finalizado, o peso total do variador foi estimado em aproximadamente 21 kg. O peso total do sistema de transmissão atualmente utilizado pela equipe, considerando-se todas as peças que serão removidas com a introdução do variador, é de 19 kg. Como pode ser observado, o ganho no peso é de aproximadamente 0,7% quando comparado com o peso total do protótipo com piloto (280 kg) e, portanto, torna-se praticamente irrelevante tendo em vista os ganhos obtidos no rendimento e na complexidade do projeto, que também arrecadará pontos para a equipe, uma vez que o corpo de juízes avalia, dentre outros aspectos, o nível de complexidade do projeto apresentado.

Um fator negativo do variador frente à transmissão atual é o custo, que devido à grande quantidade de peças usinadas e termicamente tratadas é substancialmente superior, principalmente por se tratar um único dispositivo feito sob medida. Entretanto, essa desvantagem é amenizada devido à obtenção de um novo patrocinador para a equipe, que se prontificou a realizar serviços de usinagem e tratamento térmico. Dessa forma o custo efetivo do projeto para equipe acabaria sendo menor do que o atual, orçado em R\$9.500,00.

## 14. Bibliografia

[1] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R.G., Projeto de Engenharia Mecânica, 7 ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.

[2] BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., Shigley's Mechanical Engineering Design, 8 ed. New York, McGraw-Hill, 2006.

[3] MERRIT, H.E., Gears, 3 ed. London, Sir Isaac Pitman & Sons Ltd, 1955.

[4] MISCHKE, C.R. "Prediction of Stochastic Endurance Strength", Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, v. 109, n. 1, January 1987.

[5] TEIXEIRA, M.M., "Mecanismos de transmissão de potência e lubrificantes", Viçosa, MG, 2006.

[6] MARCO FILHO, F., CANABRAVA FILHO, J.S., "Apostila de Metrologia", Rio de Janeiro, RJ, 1996.

[7] MatWeb - Material Property Data.

Web Site: [www.matweb.com](http://www.matweb.com). Acessado em 21/01/2013.

[8] eFunda - The Ultimate Online Reference for Engineers

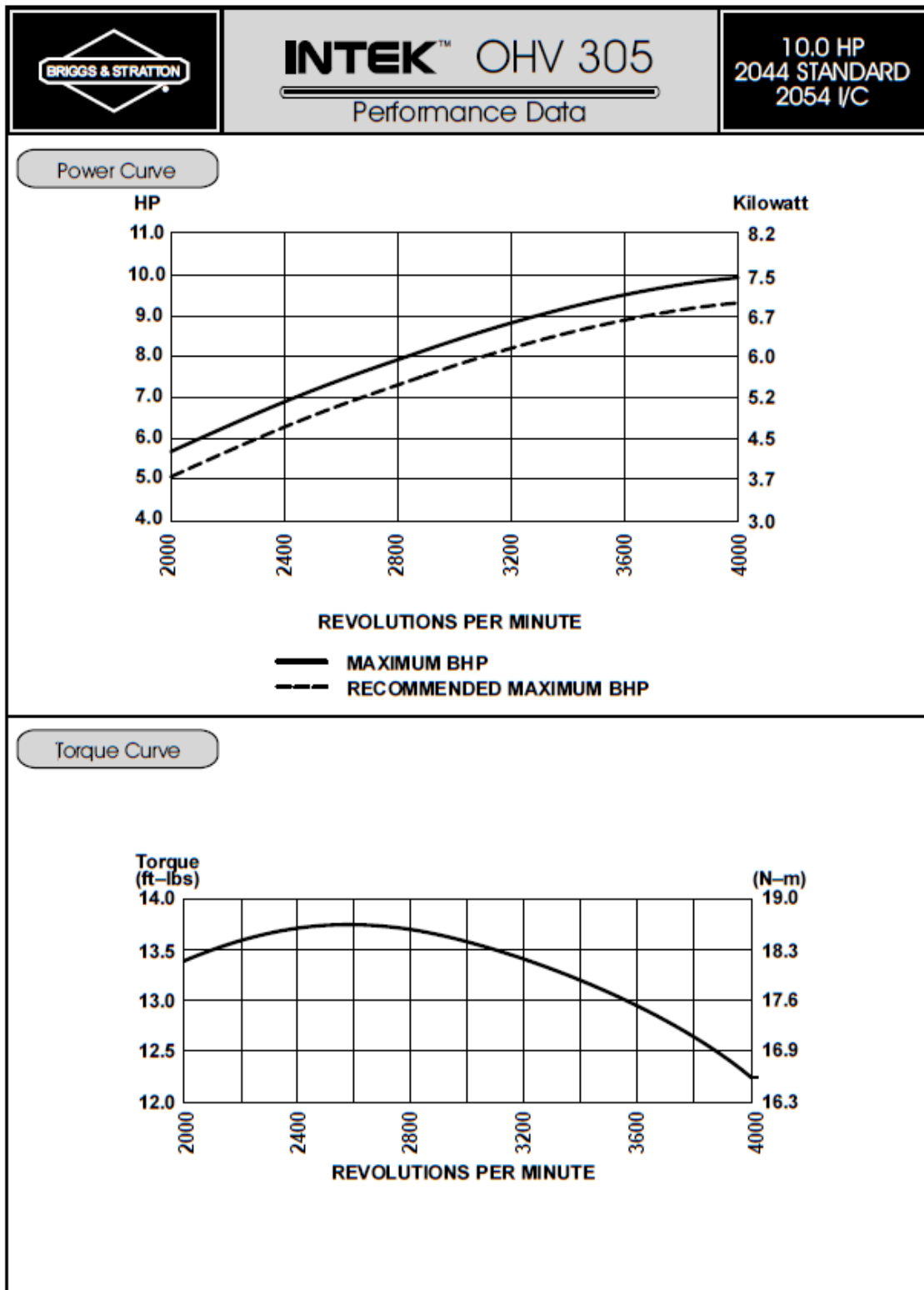
Web Site: [www.efunda.com](http://www.efunda.com). Acessado em 21/01/2013.

[9] SKF do Brasil - Catálogo de Engenharia Interativo

Web Site: [skfwebtools.com/GC6000/iec?lang=pt](http://skfwebtools.com/GC6000/iec?lang=pt). Acessado em 15/02/2013.

## **Apêndice A – Curvas de torque e potência do motor padrão**





H/8.0 - 10.0 HP/2000003-00p. 10

**Figura 35 - Curvas de torque e potência para o motor padrão**

**Apêndice B – Tabelas e gráficos para o fator teórico de concentração de tensão ( $K_t / K_{ts}$ ) e para a sensibilidade ao entalhe ( $q / q_s$ )**

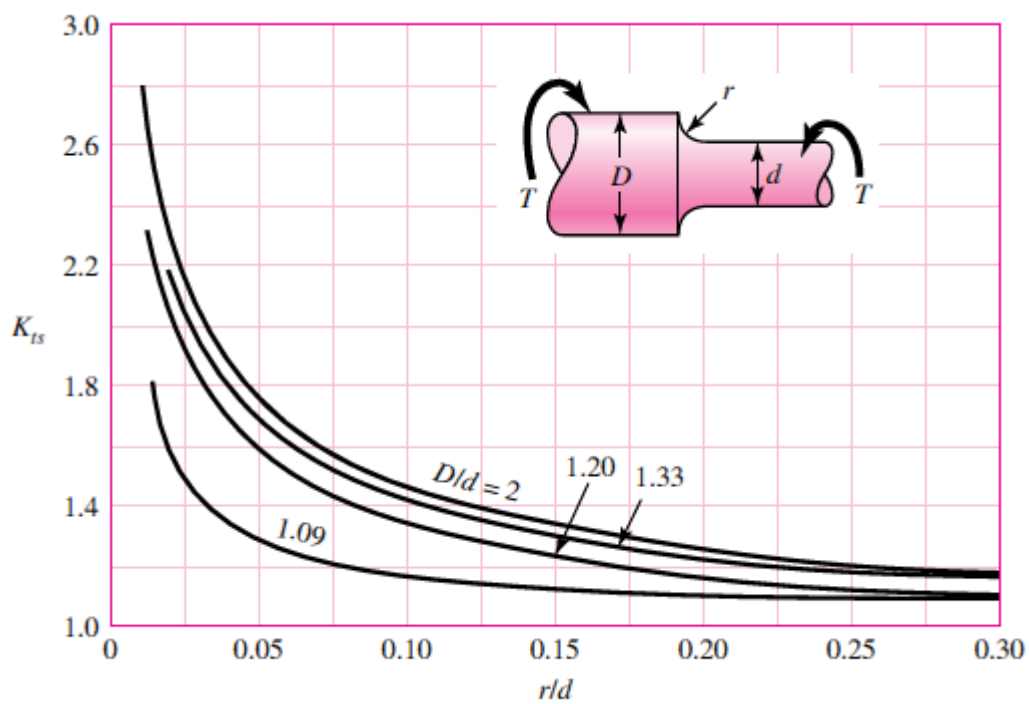


Figura 36 - Eixo de perfil circular em torção com mudança de seção

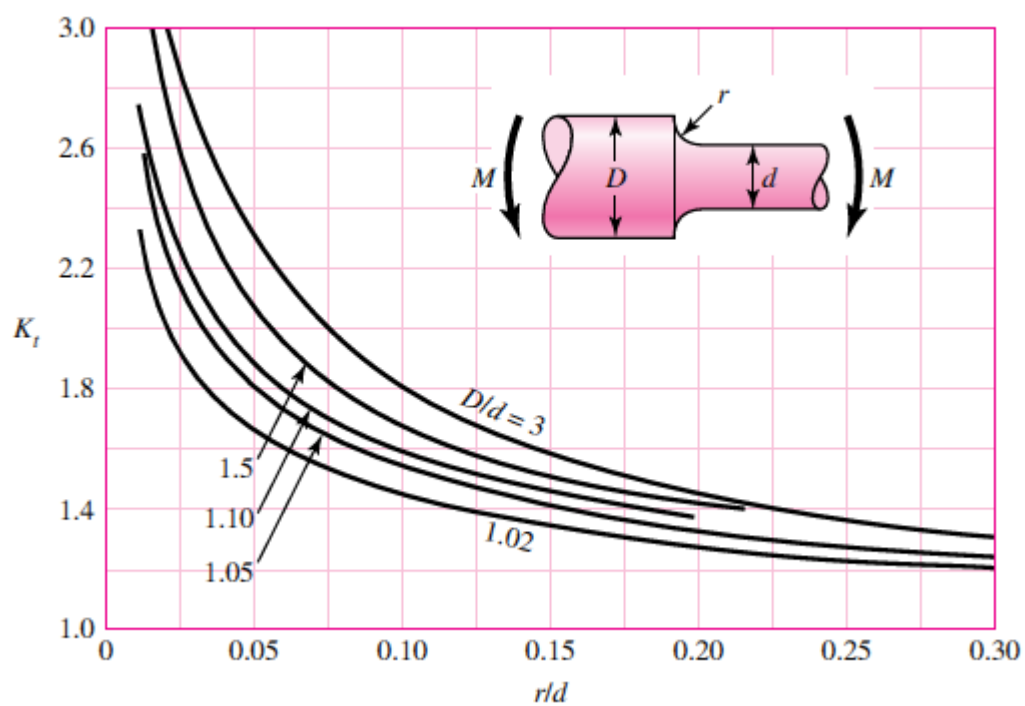


Figura 37 - Eixo de perfil circular em flexão com mudança de seção

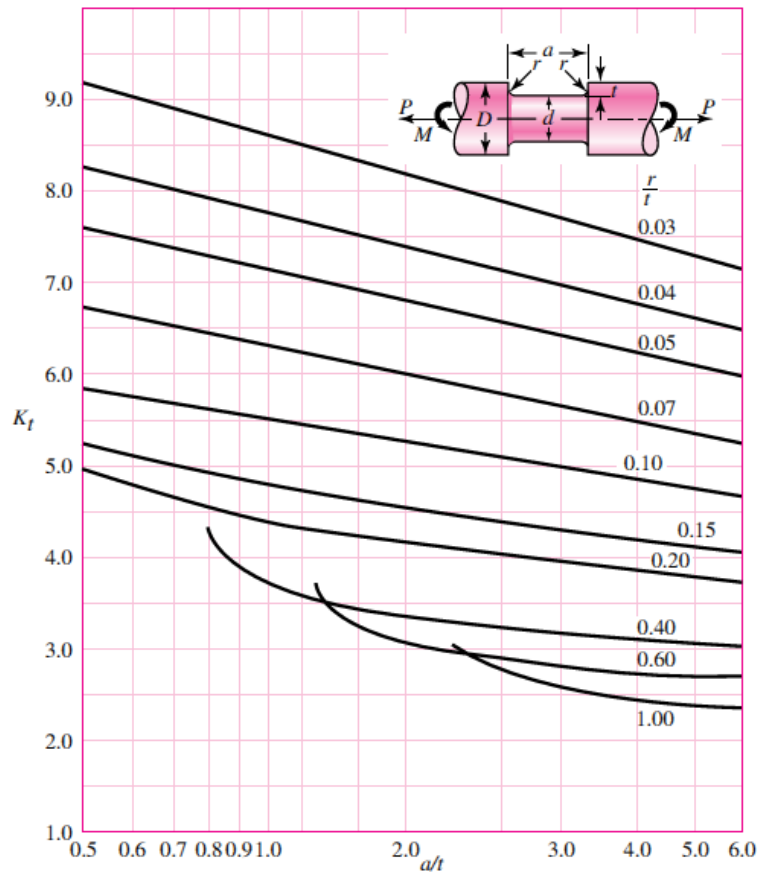


Figura 38 - Eixo de perfil circular em flexão com sulco

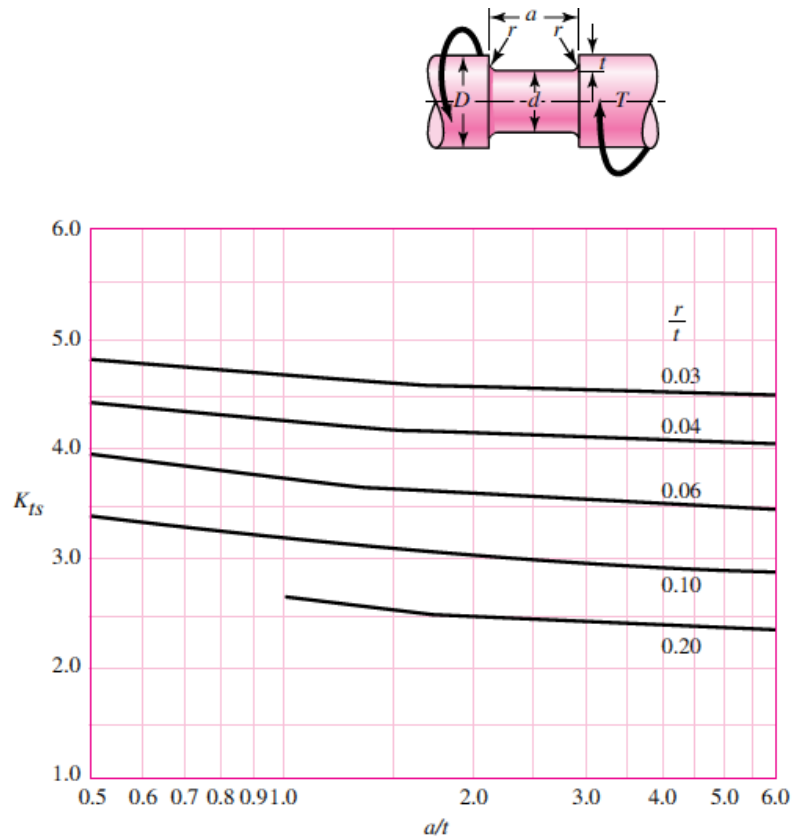


Figura 39 - Eixo de perfil circular em torção com sulco

## Apêndice C – Exemplo de relatório de dimensionamento de eixos gerado no programa *Autodesk Inventor*

Shaft Component Generator (Version: 2012 (Build 160160000, 160))

25/03/2013

### Project Info

### Calculation

#### ☐ Material

Material		User material
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa
Modulus of Rigidity	G	80000 MPa
Density	$\rho$	7860 kg/m <sup>3</sup>

#### ☐ Calculation Properties

Include			
Yes	Density	$\rho$	7860 kg/m <sup>3</sup>
Yes	Shear Displacement Ratio	$\beta$	1,188 ul
	Number of Divisions		1000 ul
	Mode of reduced stress		HMH

### Loads

Index	Location	Radial Force				Bending Moment				Continuous Load				
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	Length
1	34 mm	2970,720 N	-2532,760 N	3903,851 N	319,55 deg									
2	34 mm													
3	67,5 mm	7373,860 N	2566,400 N	7807,703 N	19,19 deg									
4	67,5 mm													
Axial Force	Torque	Deflection				Deflection Angle								
		Y	X	Size	Direction									
		-112,444 microm	-11,164 microm	112,997 microm	185,67 deg	0,24 deg								
	149,600 N m	-112,444 microm	-11,164 microm	112,997 microm	185,67 deg	0,24 deg								
		-206,114 microm	-28,587 microm	208,087 microm	187,90 deg	0,11 deg								
	-149,600 N m	-206,114 microm	-28,587 microm	208,087 microm	187,90 deg	0,11 deg								

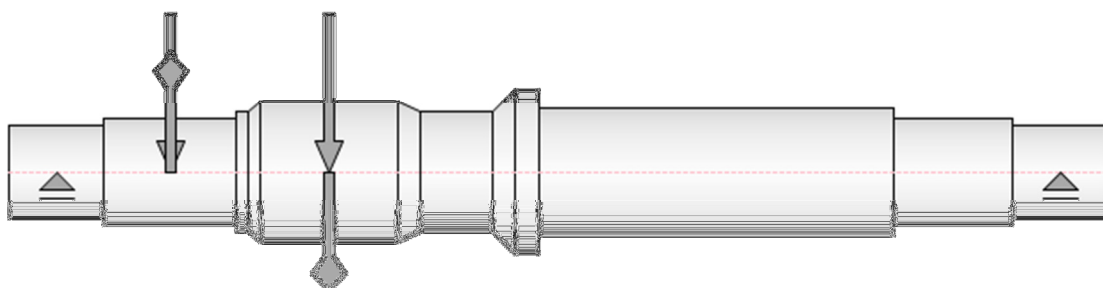
## Supports

Index	Type	Location	Reaction Force				Axial Force
			Y	X	Size	Direction	
1	Free	10 mm	8012,990 N	-375,708 N	8021,794 N	357,32 deg	
2	Free	222 mm	2340,873 N	409,348 N	2376,394 N	9,92 deg	
Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle	
		Y	X	Size	Direction		
	User	-0,000 microm	0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg	0,27 deg	
	User	-0,003 microm	-0,001 microm	0,003 microm	208,35 deg	0,19 deg	

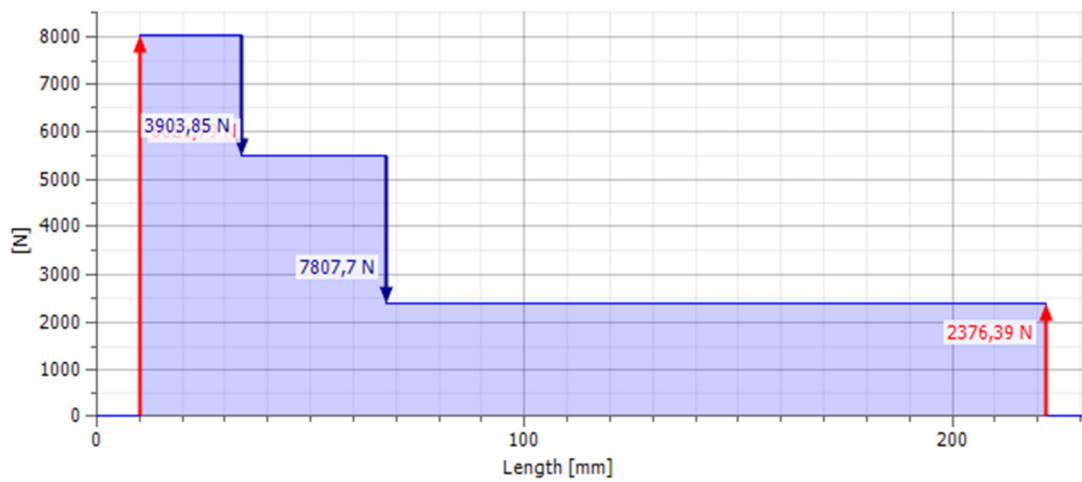
## Results

Length	L	232,000 mm
Mass	Mass	0,947 kg
Maximal Bending Stress	$\sigma_B$	220,774 MPa
Maximal Shear Stress	$\tau_S$	25,533 MPa
Maximal Torsional Stress	$\tau$	62,621 MPa
Maximal Tension Stress	$\sigma_T$	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	$\sigma_{red}$	247,038 MPa
Maximal Deflection	$f_{max}$	241,255 microm
Angle of Twist	$\varphi$	0,08 deg

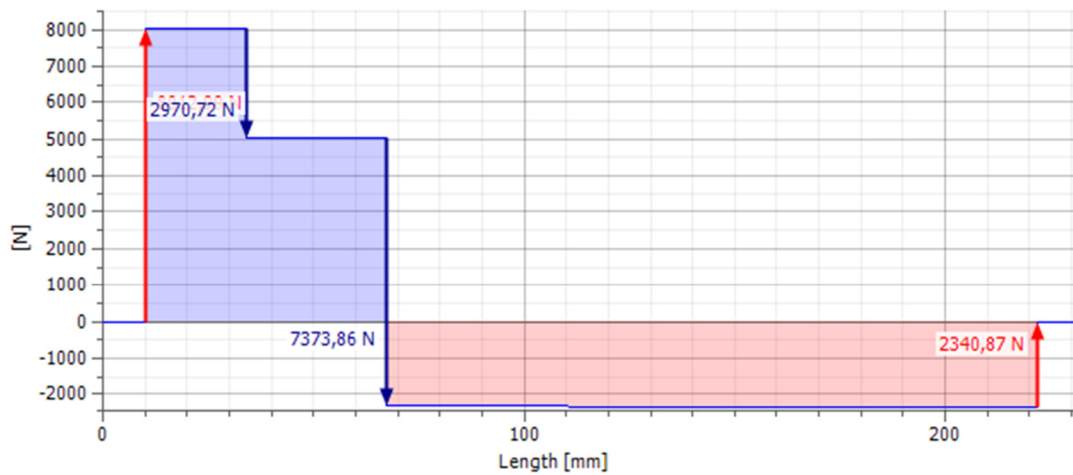
## Preview



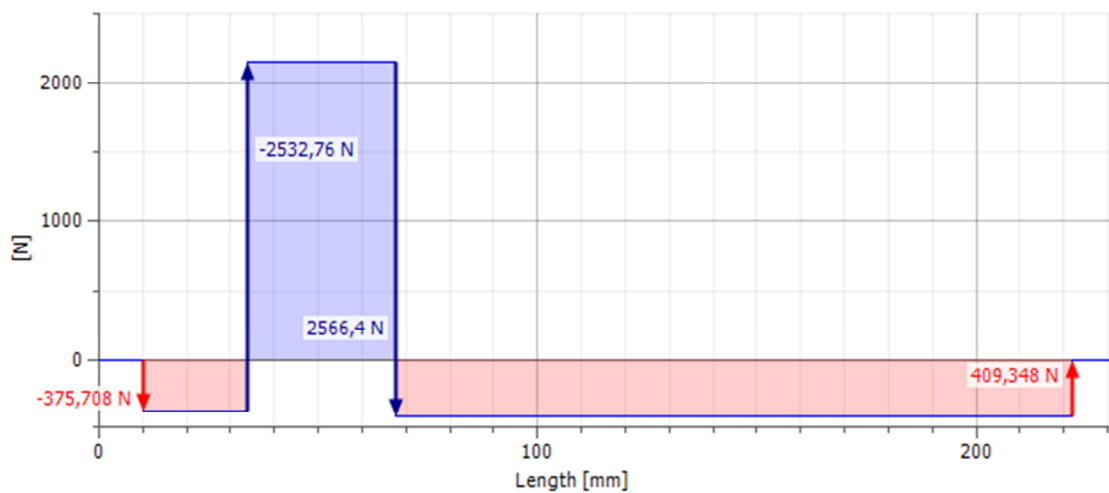
### Shear Force



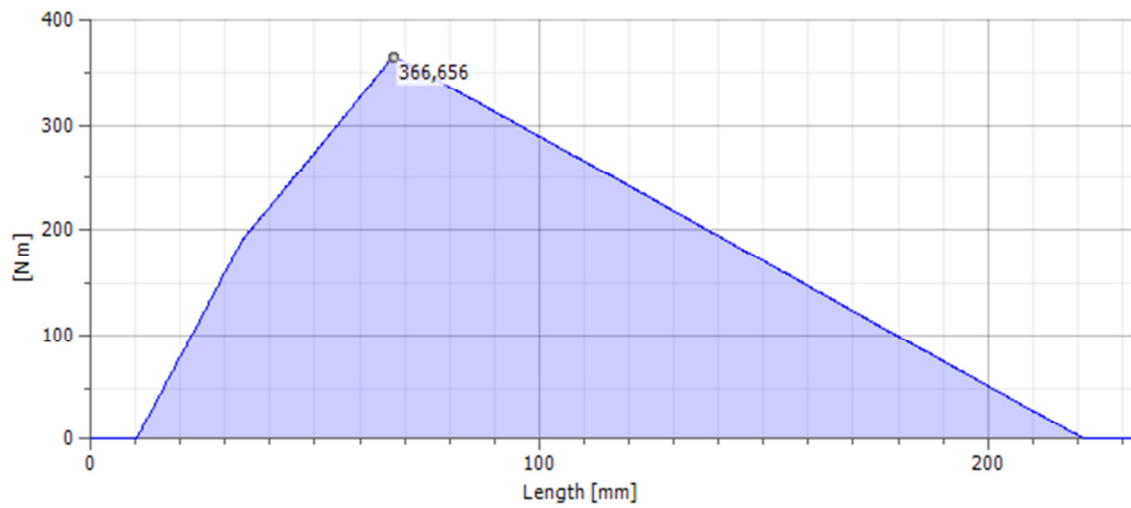
### Shear Force, YZ Plane



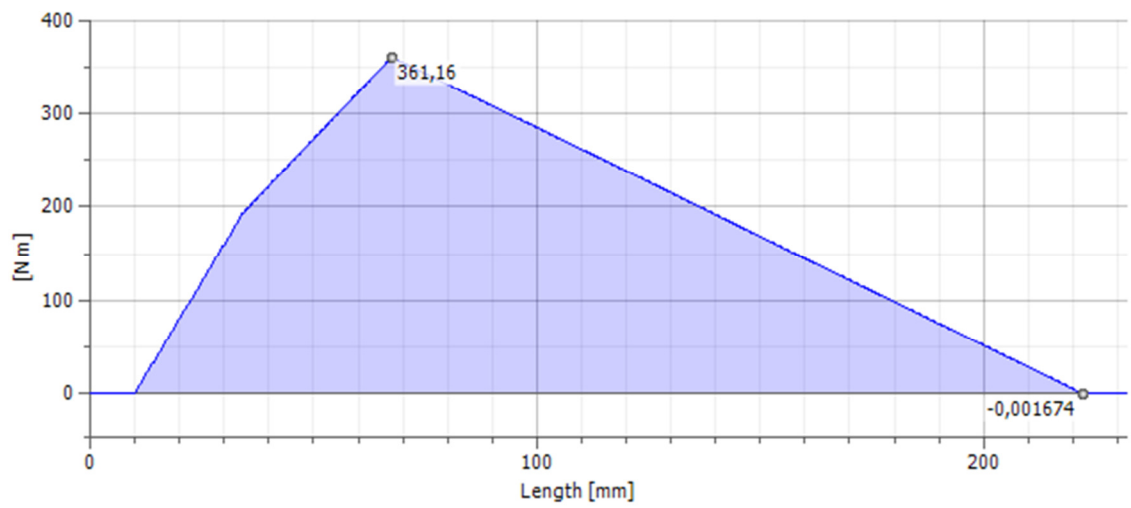
### Shear Force, XZ Plane



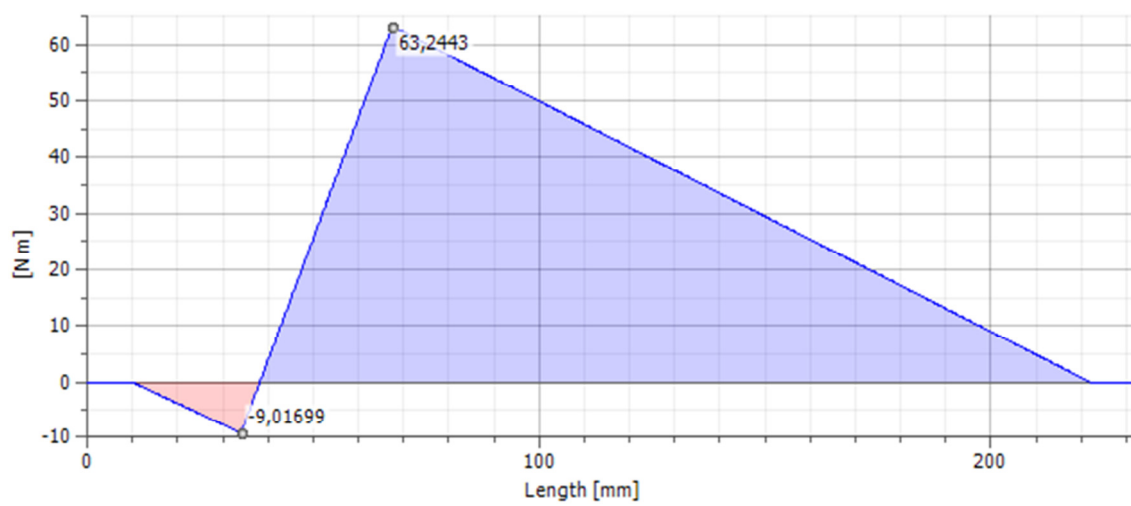
### Bending Moment



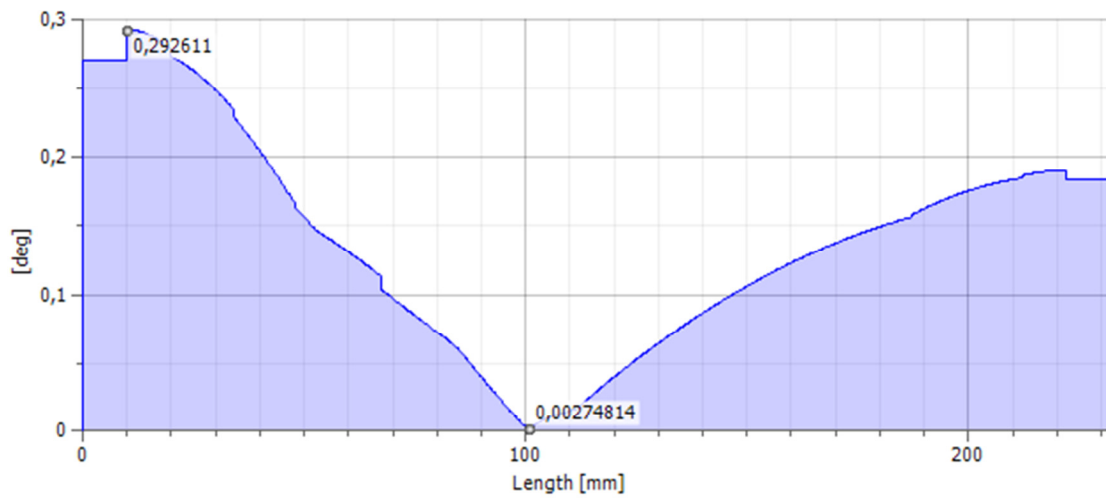
Bending Moment, YZ Plane



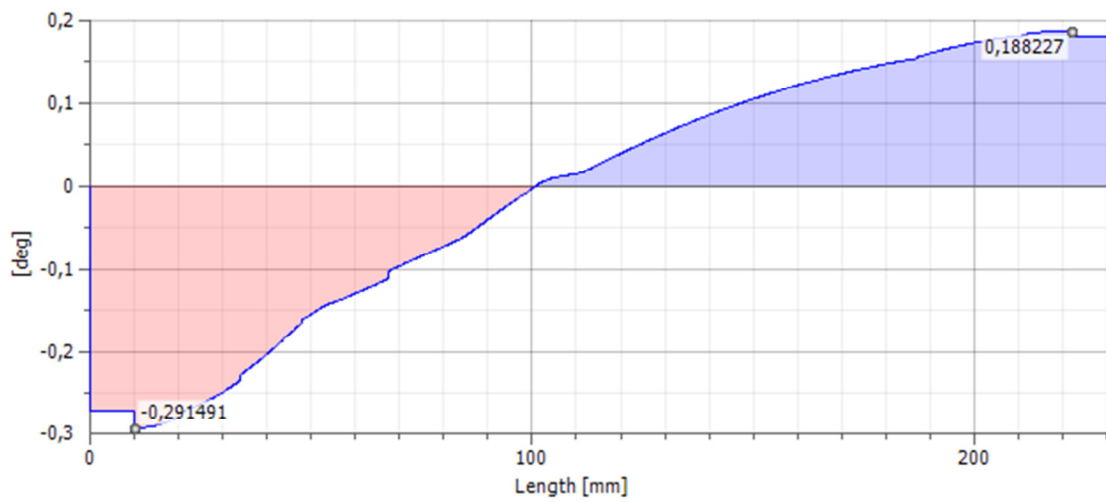
Bending Moment, XZ Plane



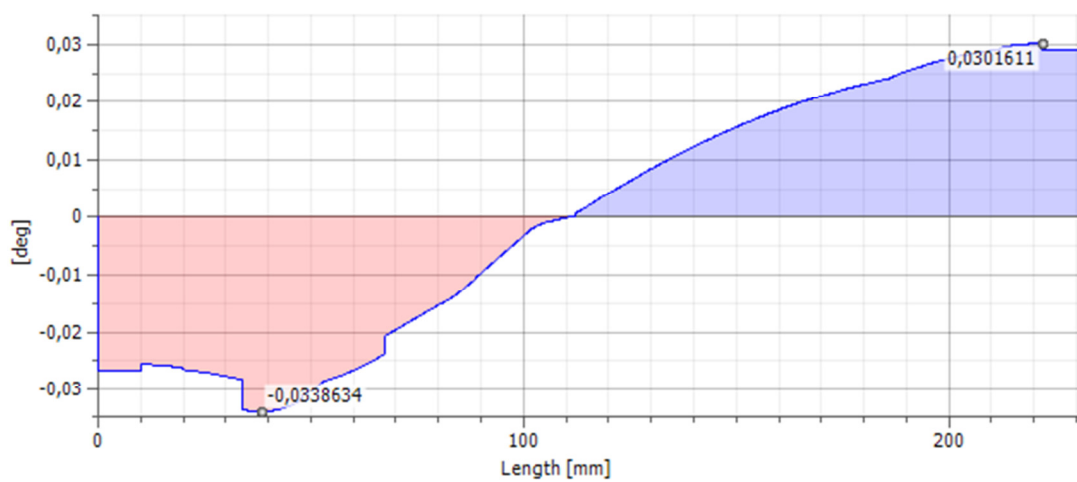
Deflection Angle



☐ Deflection Angle, YZ Plane

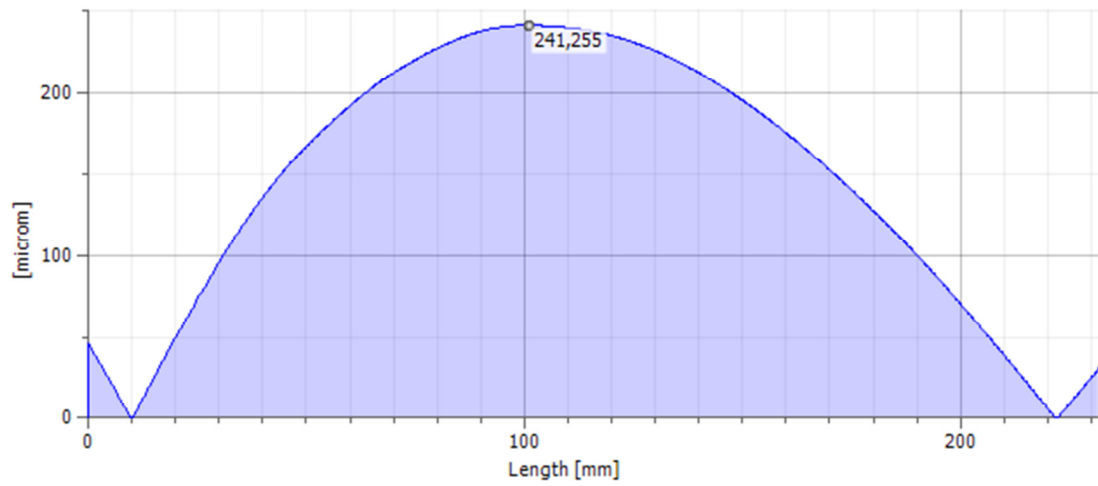


☐ Deflection Angle, XZ Plane

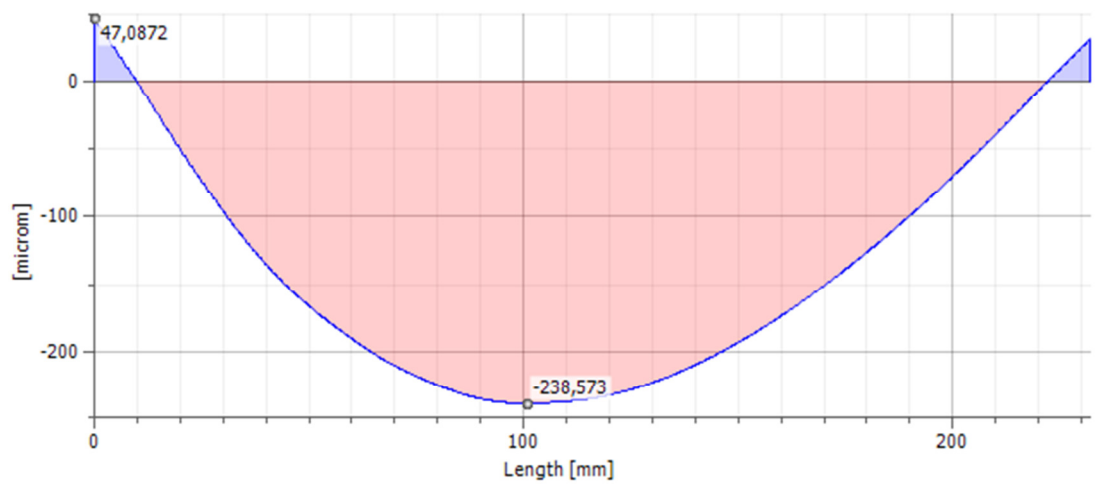


☐ Deflection

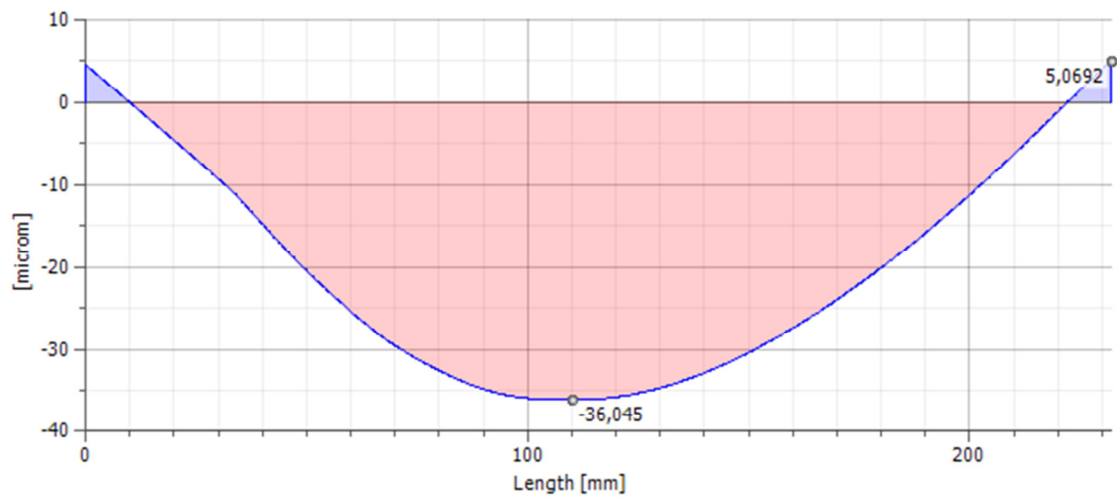




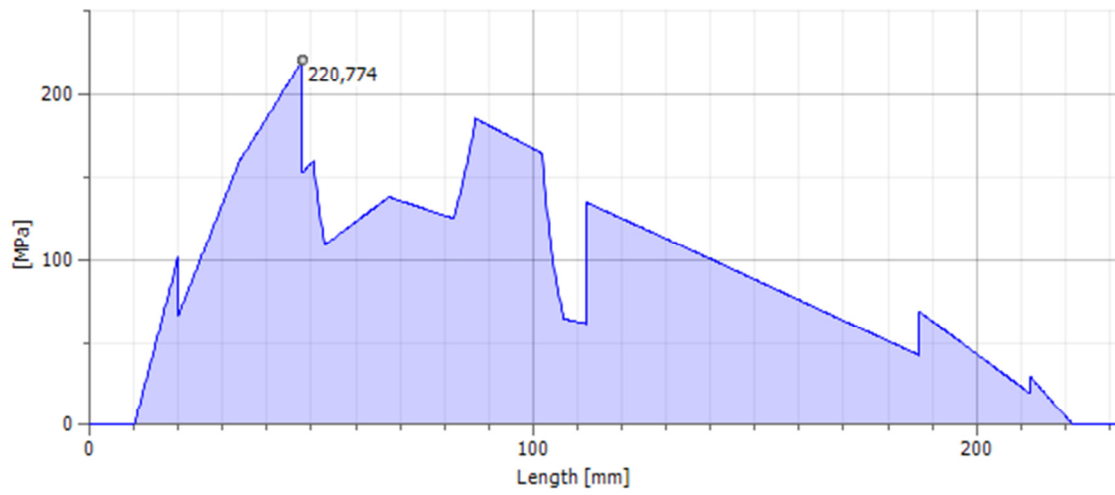
☐ Deflection, YZ Plane



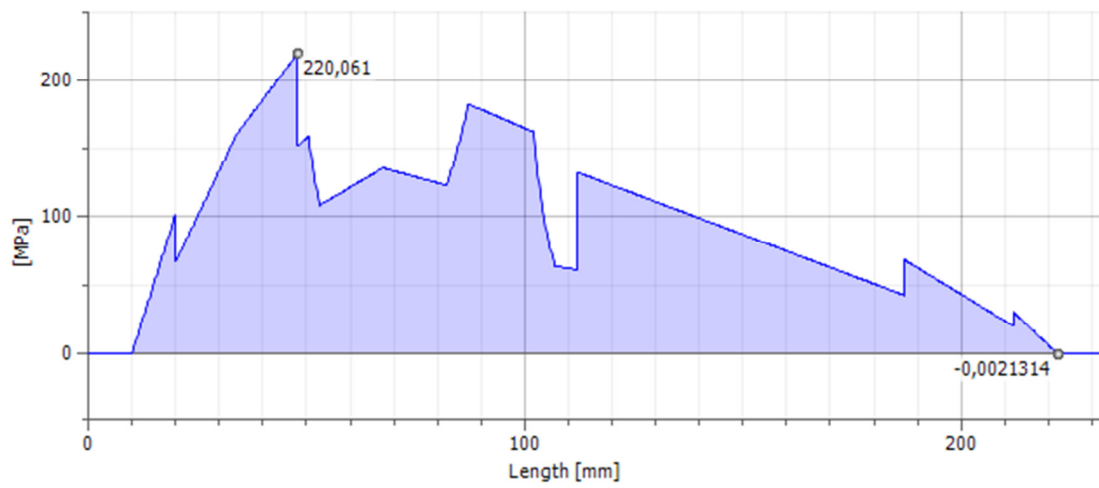
☐ Deflection, XZ Plane



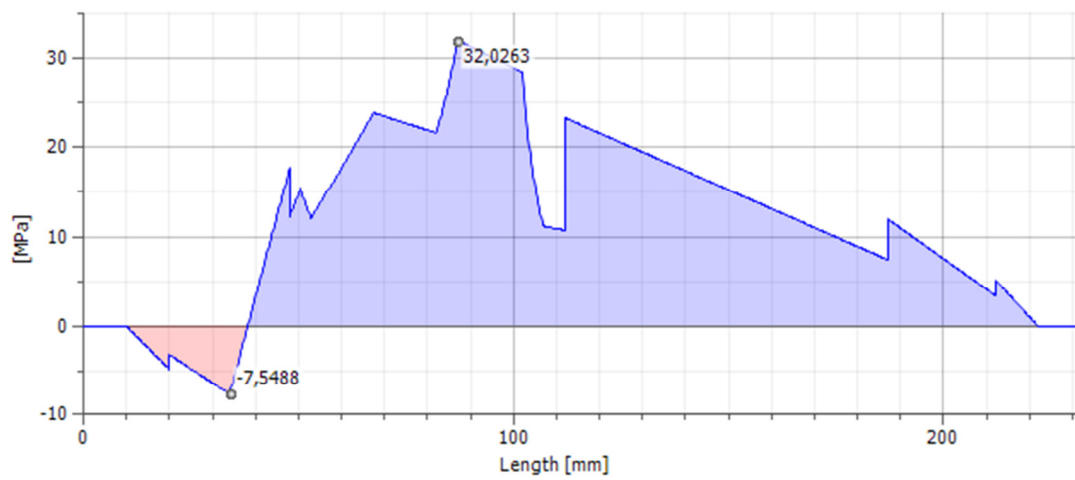
☐ Bending Stress



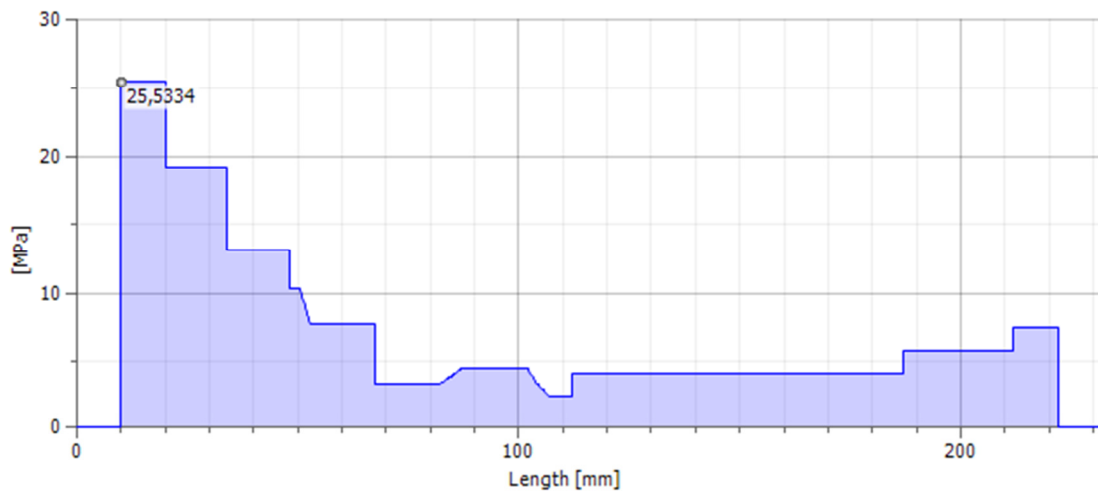
**Bending Stress, YZ Plane**



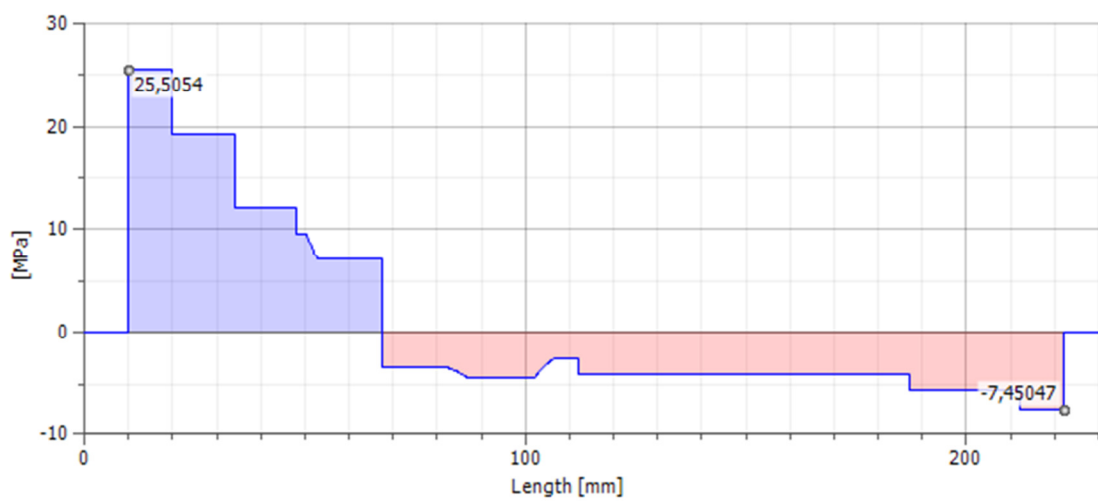
**Bending Stress, XZ Plane**



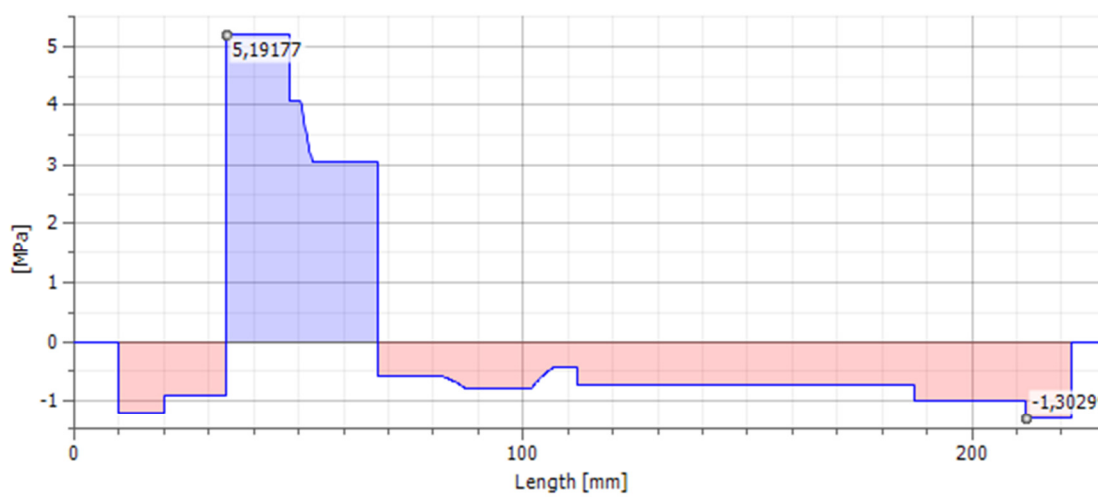
**Shear Stress**



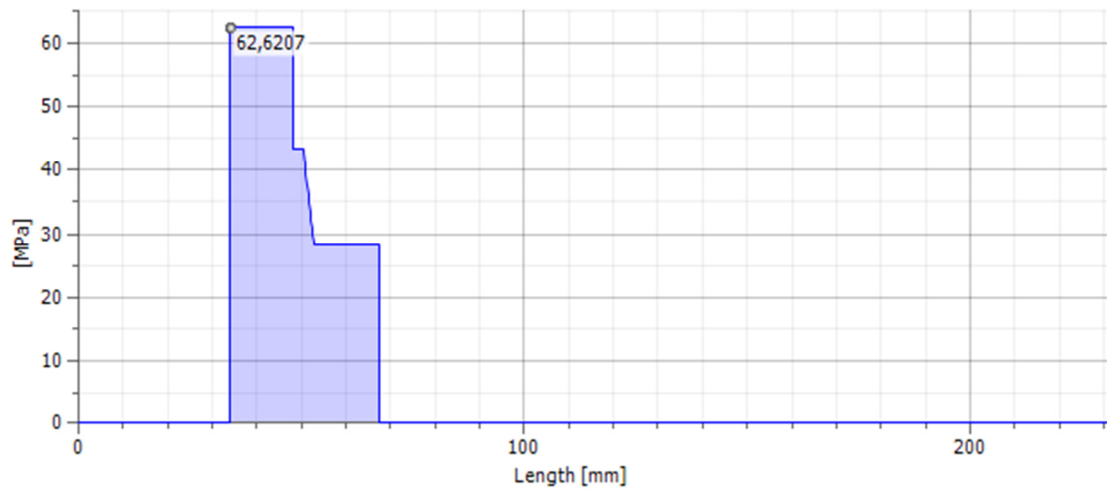
☐ Shear Stress, YZ Plane



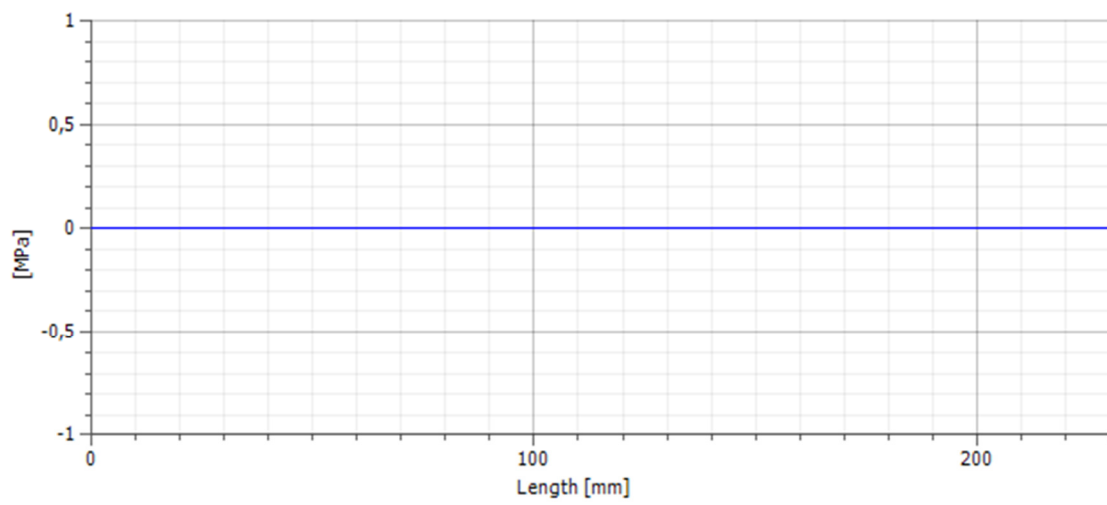
☐ Shear Stress, XZ Plane



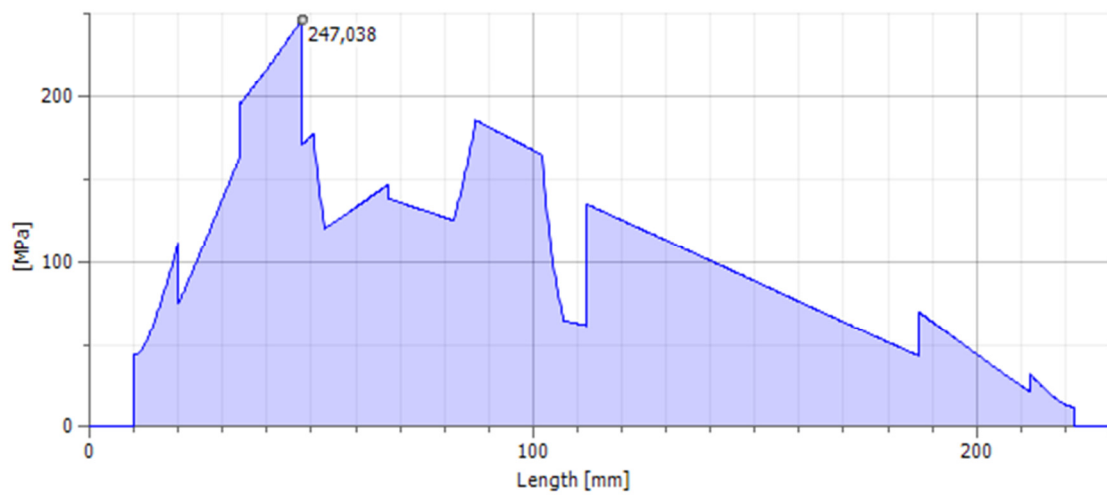
☐ Torsional Stress



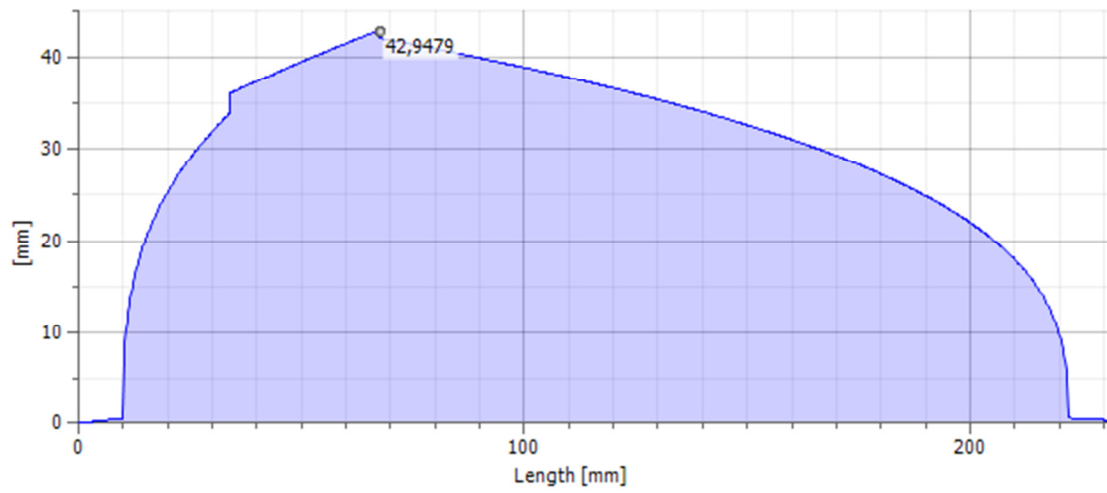
**Tension Stress**



**Reduced Stress**



**Ideal Diameter**



☐ **Summary of Messages**

00:00:23 Calculation: Calculated.

## Apêndice D – Tabelas de ajustes e tolerâncias para rolamentos

Tabela T1: Ajustes para eixos de aço sólido

Rolamentos radiais com furo cilíndrico (exceto rolamentos de precisão)

Cálculos e apresentação dos gráficos

Condições	Exemplos	Diâmetro do eixo, em mm					Tolerância
		Rolamentos de esferas <sup>1)</sup>	Rolamentos de rolos cilíndricos	Rolamentos de rolos de agulhas	Rolamentos de rolos cônicos	Rolamentos CARB e autocompensadores de rolos	
(com anel interno)							
<b>Carga do anel interno rotativa ou direção da carga indeterminada</b>							
Cargas leves e variáveis (P ≤ 0,05 C)	Transportadores, rolamentos de engrenagens levemente	≤ 17	-	-	-	-	js5 (h5) <sup>2)</sup>
		(17) a 100	≤ 25	≤ 10		≤ 25	j5
				(10) a 25	-		
		(100) a 140	(25) a 60	(25) a 80	(25) a 60	-	k5
-	(60) a 140	(80) a 100	(60) a 140	-	k6	m5	m6
Cargas normais e pesadas (P > 0,05 C)	Aplicações de rolamentos em geral, motores elétricos, turbinas, bombas, motores de combustão interna, engrenagens, máquinas para trabalho em madeira, usinas eólicas	≤ 10	-	-	-	-	js5
		(10) a 17	-	≤ 10		-	j5 (js5) <sup>2)</sup>
		(17) a 100	-	(10) a 25		-	k5 <sup>3)</sup>
		-	≤ 30	-	≤ 40	-	k6
		(100) a 140	(30) a 50	(25) a 80	-	25 a 40	m5
		(140) a 200	-	(80) a 140	(40) a 65	-	m6
		-	(50) a 65	-	-	(40) a 60	n5 <sup>4)</sup>
		(200) a 500	(65) a 100	(140) a 200	(65) a 200	(60) a 100	n6 <sup>4)</sup>
-	(100) a 280	(200) a 400	(200) a 360	(100) a 200	p6 <sup>5)</sup>		
> 500	-	-	-	-	p7 <sup>4)</sup>		
-	(280) a 500	-	(360) a 500	(200) a 500	r6 <sup>4)</sup>		
-	> 500	-	> 500	> 500	r7 <sup>4)</sup>		

Tabela 9 - Ajustes e tolerâncias para rolamentos SKF

## Apêndice E – Tabelas de ajustes e tolerâncias para engrenagens com chaveta

Eixo		Chaveta				Rasgo									
Diâmetro d		Seção b x h				Largura									
		Largura b		Altura h		Tolerância					Profundidade				
de	até	Valor	h 9	Valor	h 11	Valor	Ajuste c/ folga		Ajuste normal		Ajuste c/ interf.	Eixo t1		Cubo t2	
							Eixo	Cubo	Eixo	Cubo	Eixo / cubo	Valor	Tolerân.	Valor	Tolerân.
							H 9	D 10	N 9	JS 9	P 9				
6	8	2	0,000	2	0,000	2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006	1,2		1	
8	10	3	-0,025	3	-0,025	3	0,000	+0,020	-0,029	-0,013	-0,031	1,8	+0,100	1,4	+0,100
10	12	4	0,000	4	0,000	4	+0,030	+0,078	0,000	+0,015	-0,012	2,5	0,000	1,8	0,000
12	17	5	-0,030	5	-0,030	5	0,000	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0		2,3	
17	22	6		6		6						3,5		2,8	
22	30	8	0,000	7		8	+0,036	+0,098	0,000	+0,018	-0,015	4,0		3,3	
30	38	10	-0,036	8	0,000	10	0,000	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3	
38	44	12		8	-0,090	12						5,0		3,3	
44	50	14	0,000	9		14	+0,043	+0,120	0,000	+0,021	-0,018	5,5		3,8	
50	58	16	-0,043	10		16	0,000	+0,050	-0,043	-0,022	-0,061	6,0	+0,200	4,3	+0,200
58	65	18		11		18						7,0	0,000	4,4	0,000
65	75	20		12		20						7,5		4,9	
75	85	22	0,000	14	0,000	22	+0,052	+0,149	0,000	+0,026	-0,022	9,0		5,4	
85	95	25	-0,052	14	-0,110	25	0,000	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0		5,4	
95	110	28		16		28						10,0		6,4	
110	130	32		18		32						11,0		7,4	

Tabela 10 - Ajustes e tolerâncias para engrenagens com chaveta

## Apêndice F – Desenhos técnicos

A seguir serão apresentados os desenhos de fabricação e montagem do variador projetado neste trabalho de conclusão de curso.

Observações pertinentes:

Tolerâncias não indicadas

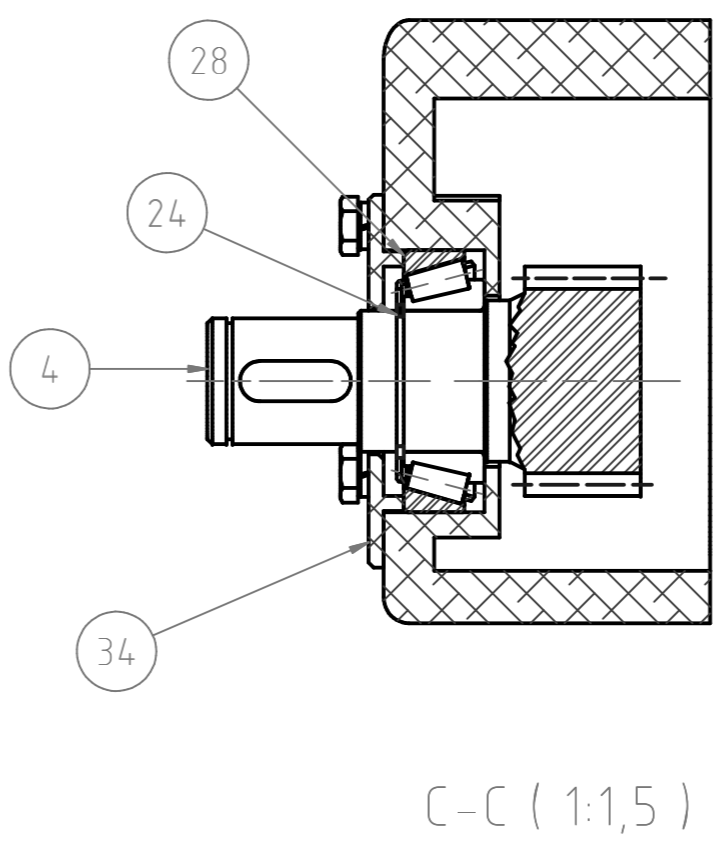
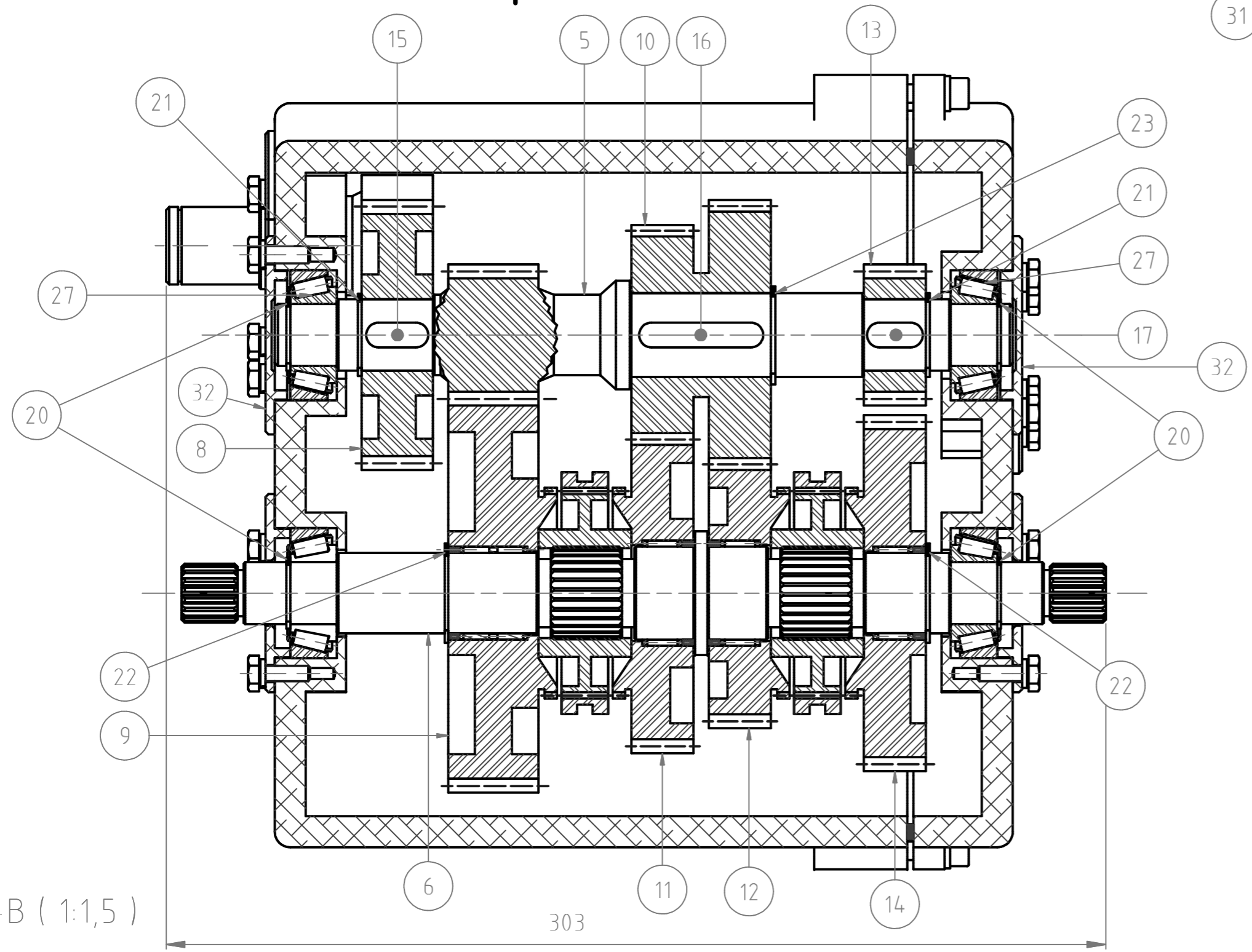
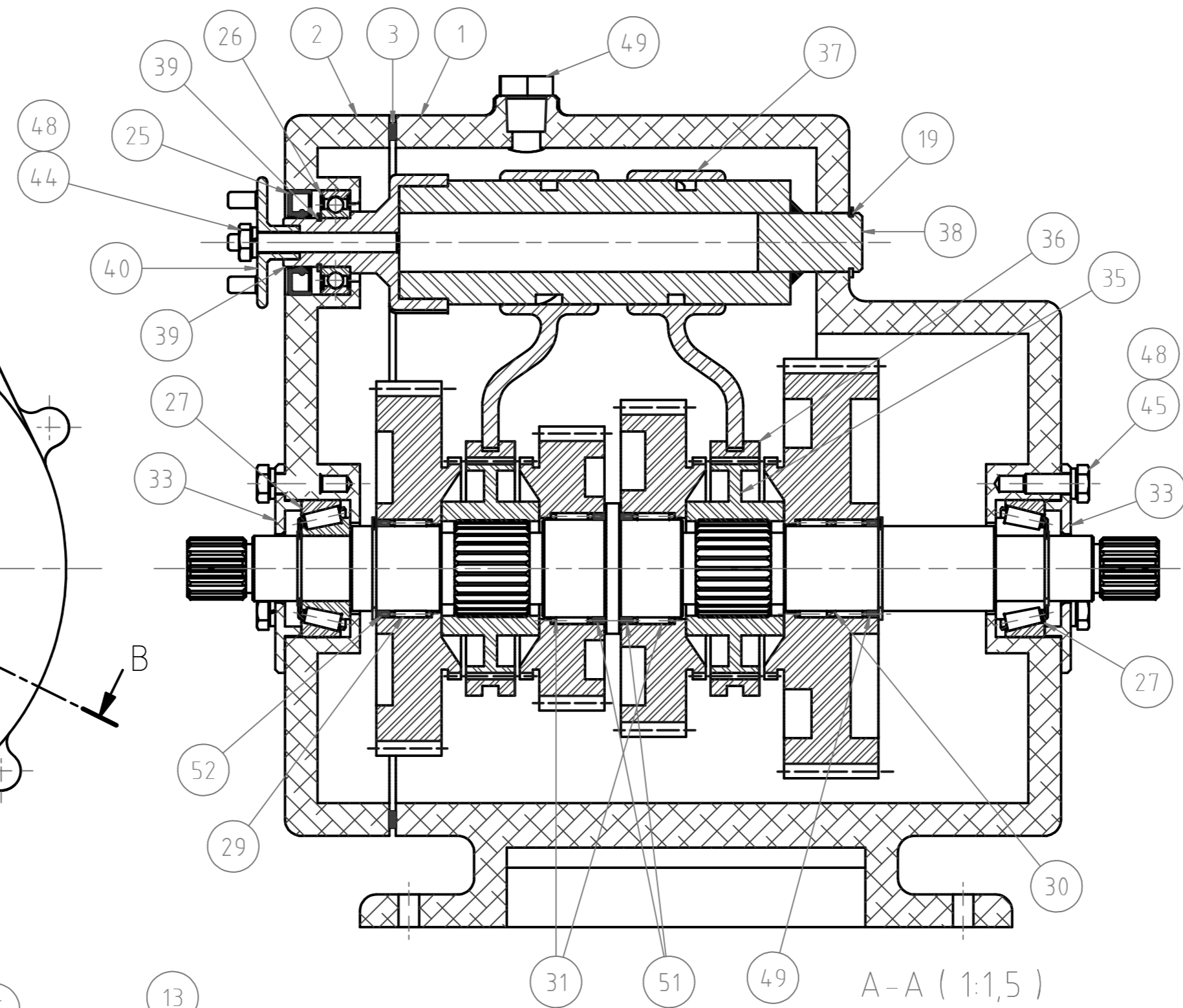
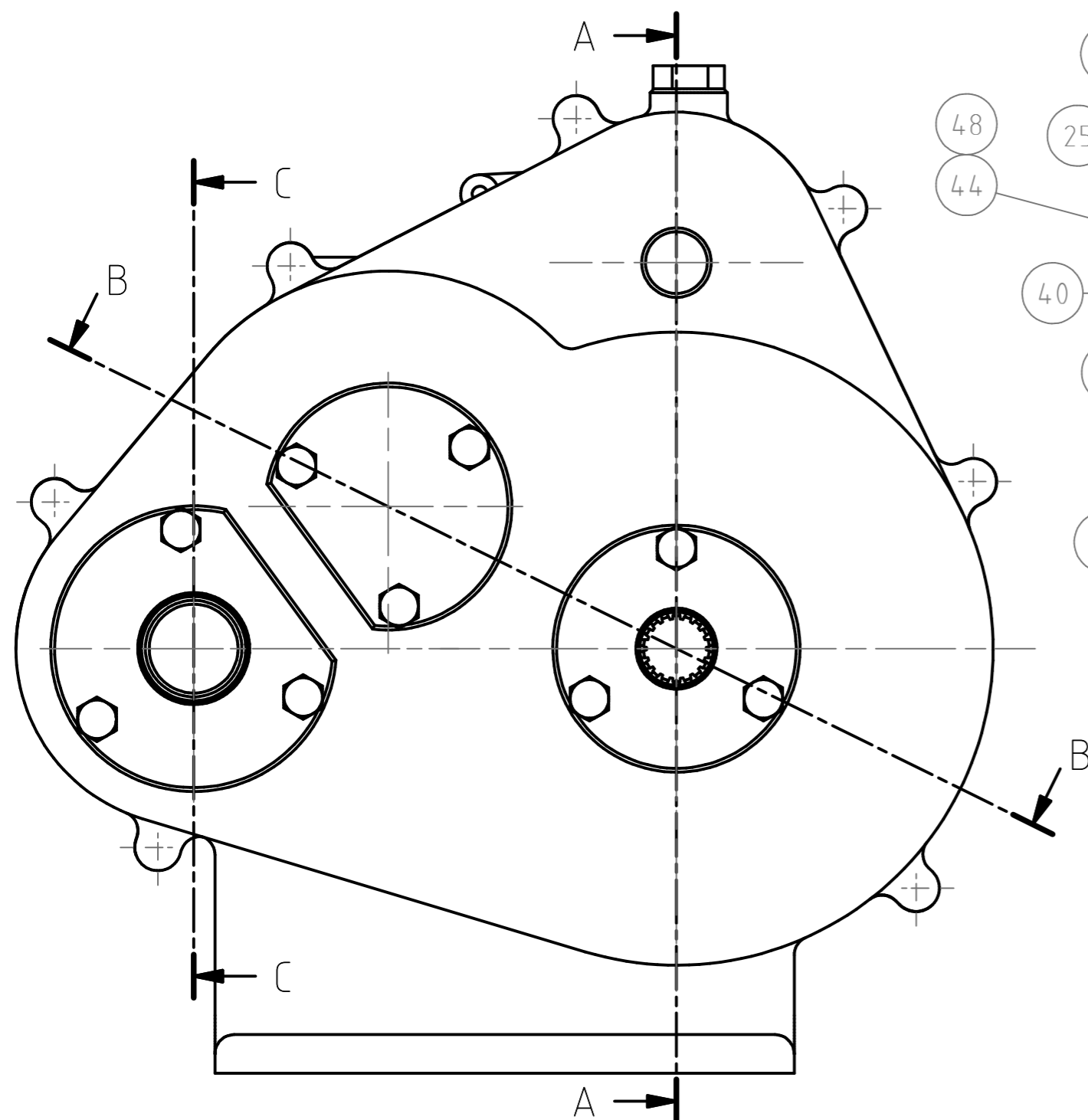
TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS DIMENSÕES LINEARES								
Dimensões (mm)	0,5 < x ≤ 3	3 < x ≤ 6	6 < x ≤ 30	30 < x ≤ 120	120 < x ≤ 400	400 < x ≤ 1000	1000 < x ≤ 2000	2000 < x ≤ 4000
Comprimentos NBR ISO 2768-c	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
Diâmetros NBR ISO 2768-m	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2

TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS DIMENSÕES ANGULARES					
Dimensões (mm)	x ≤ 10	10 < x ≤ 50	50 < x ≤ 120	120 < x ≤ 400	400 < x
Usinagem NBR ISO 2768-c	± 1° 30'	± 1°	± 0° 30'	± 0° 10'	± 0° 10'

TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS RAIOS EXTERNOS E ALTURA DE CHANFROS			
Dimensões (mm)	0,5 < x ≤ 3	3 < x ≤ 6	6 < x
Usinagem NBR ISO 2768-c	± 0,4	± 1	± 2

Tabela 11 - Tolerâncias não indicadas

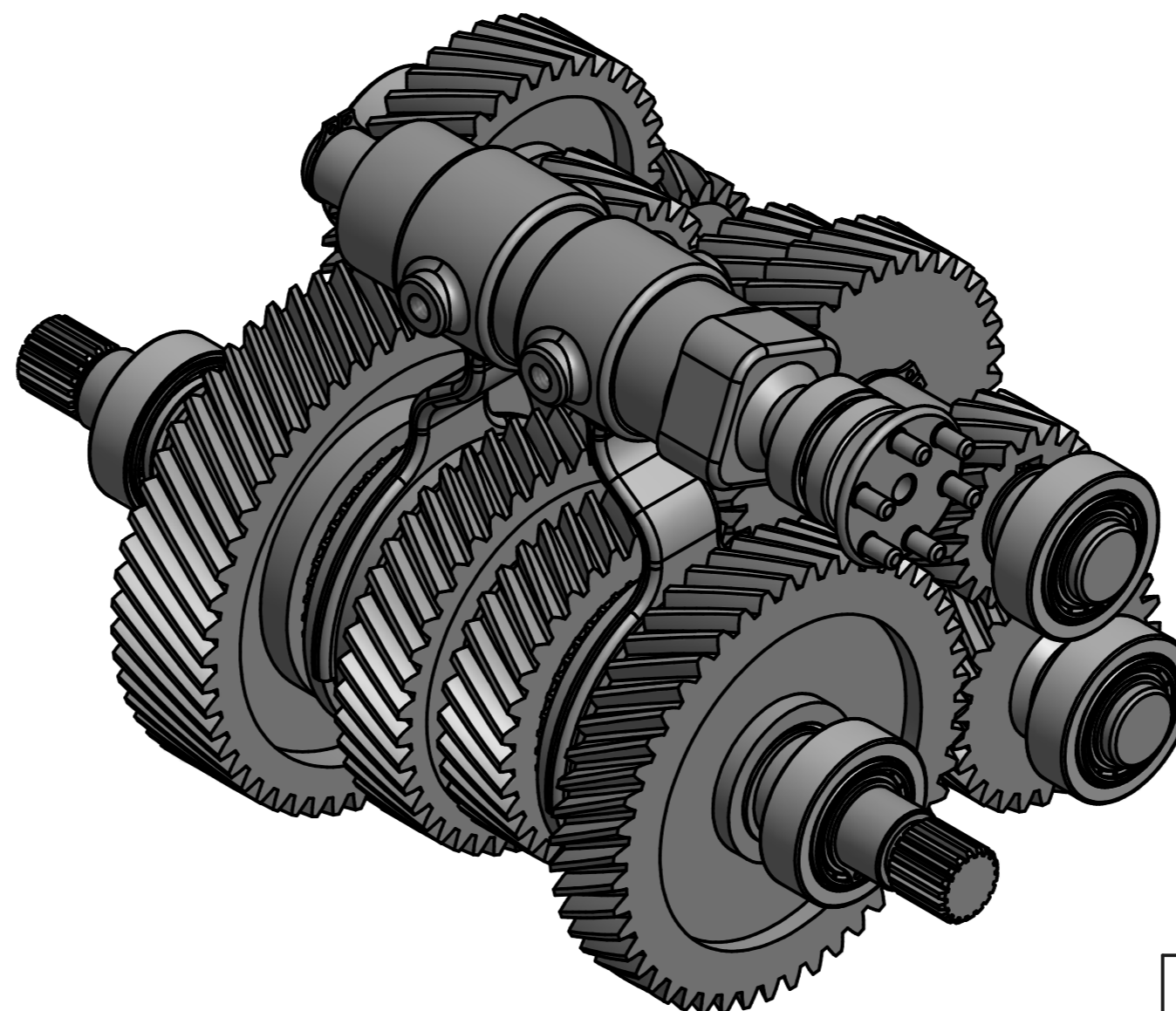
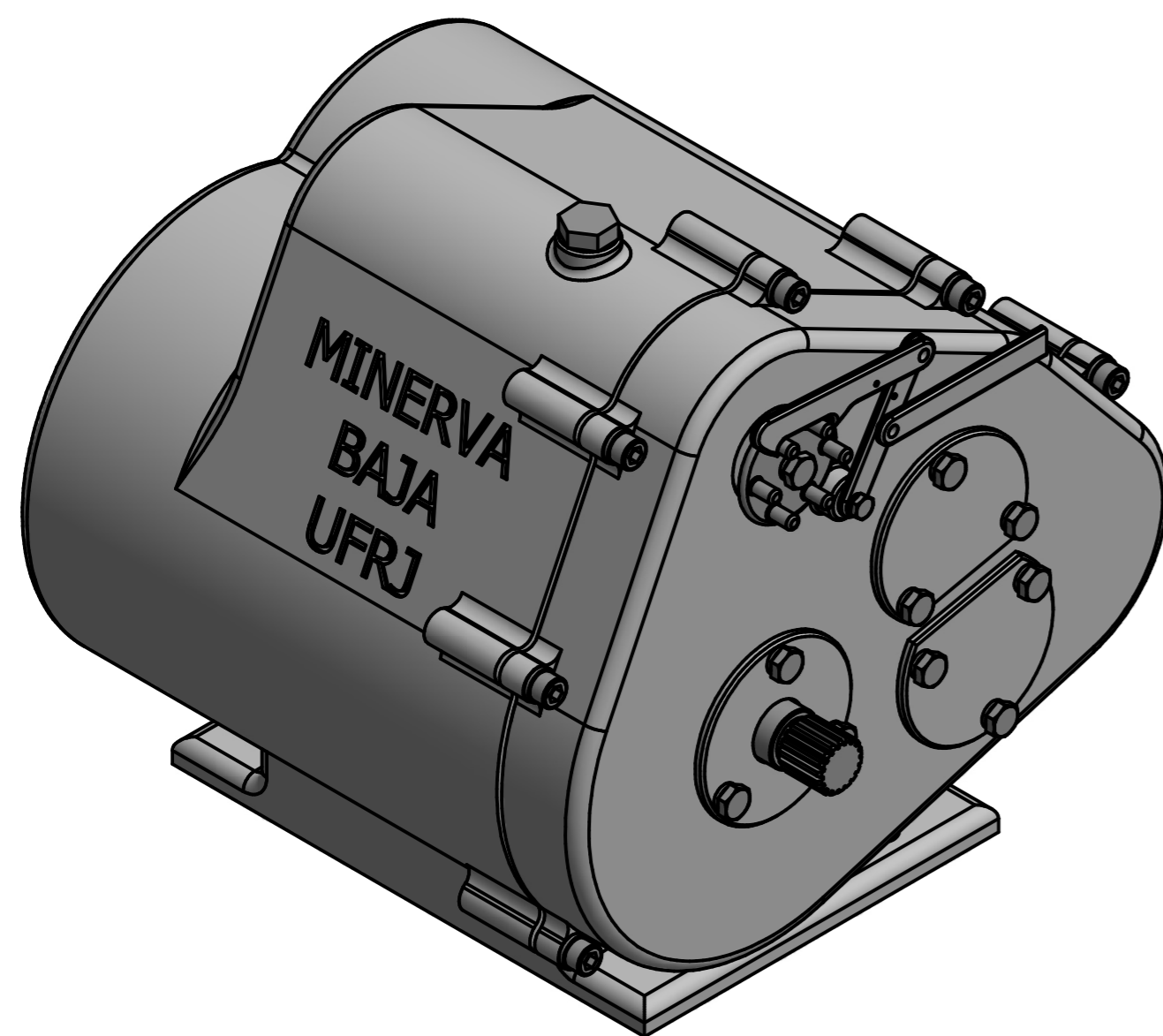
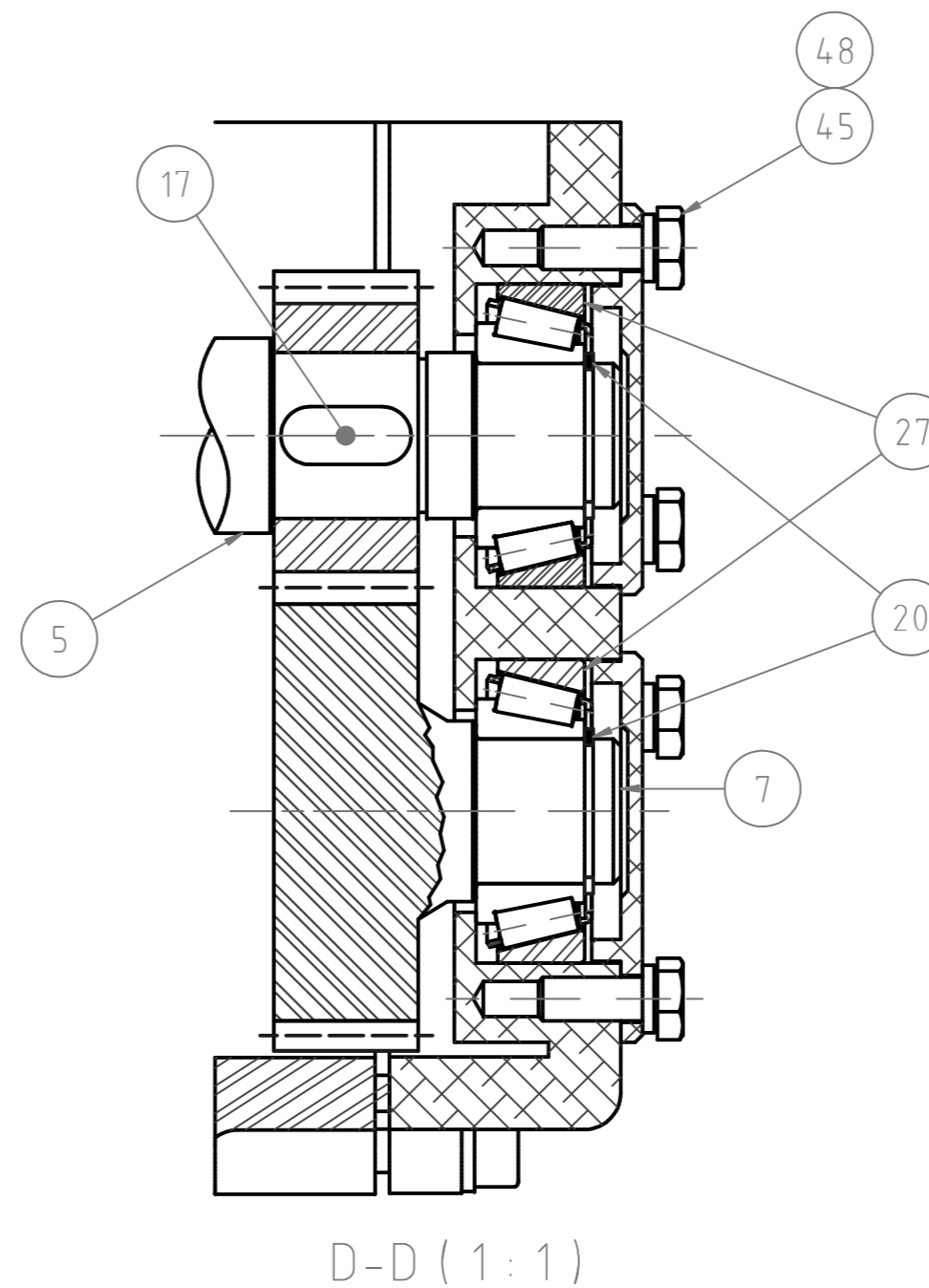
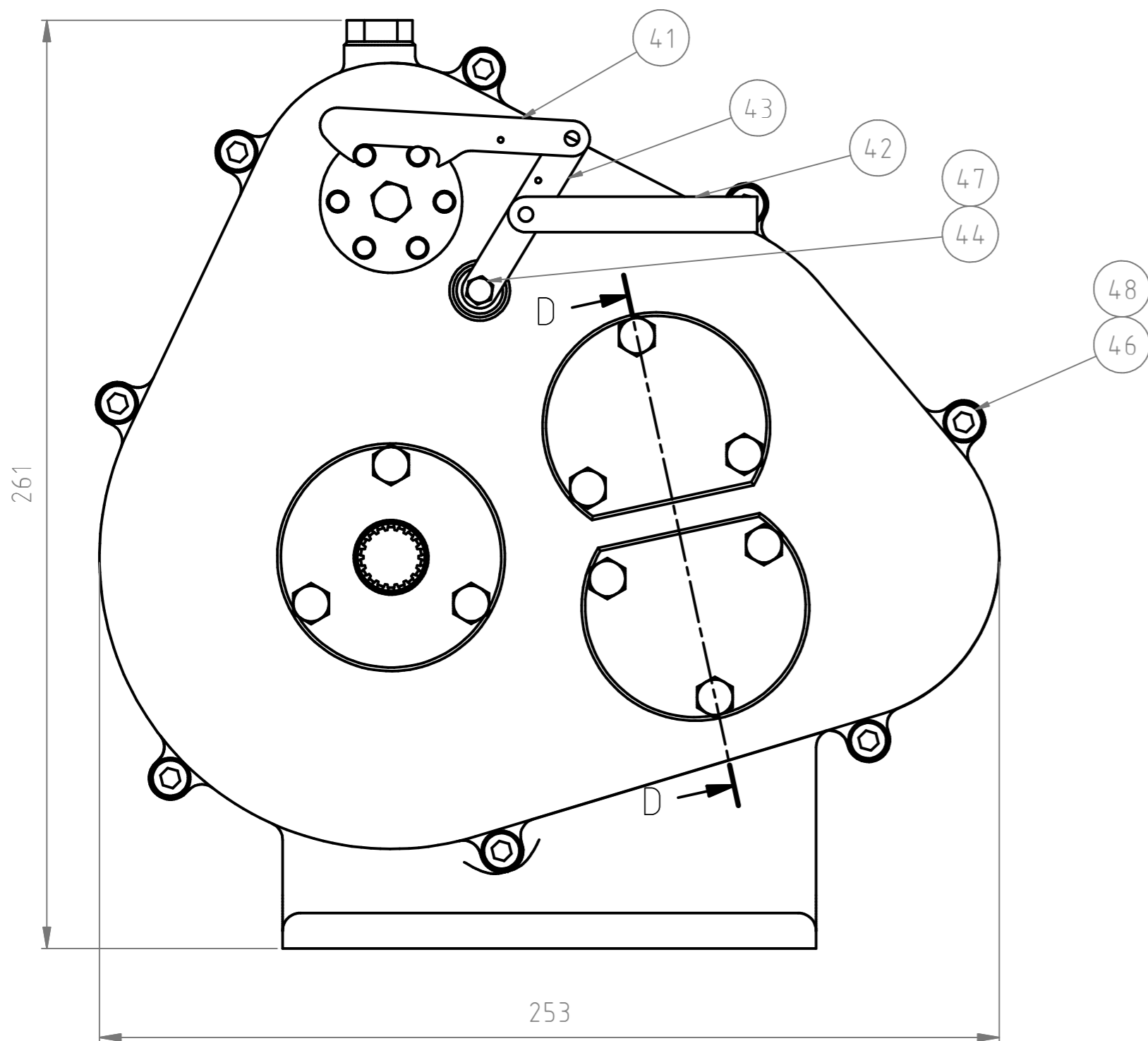




52	Bucha da engrenagem 11	1	-
51	Bucha das engrenagens 6 e 8	2	-
50	Bucha da engrenagem 4	1	-
49	HHP 1/4 NPT GB/T 14626	1	Bujão NPT 1/4
48	GB 93-87 6	27	Arruela de pressão M6
47	GB 93-87 4	1	Arruela de pressão M4
46	ISO 4762 - M6 x 25	8	Parafuso M6 - Cabeça sextavada interna (Allen)
45	ISO 4017 - M6 x 25	19	Parafuso M6 - Cabeça sextavada
44	ISO 4017 - M4 x 25	1	Parafuso M4 - Cabeça sextavada
43	Acionador da garra 2	1	-
42	Acionador da garra	1	-
41	Garra da catraca	1	-
40	Placa de pinos da catraca	1	-
39	Acoplamento do tambor	1	-
38	Tambor seletor	1	-
37	Garfo do seletor	2	-
36	Anel do seletor	2	-
35	Miolo do seletor	2	-
34	Tampa 52 mm aberta	1	-
33	Tampa 42 mm aberta	2	-
32	Tampa 42 mm fechada	2	-
31	K 30x34x13	2	Rolamento de agulha SKF 30x34x13 mm
30	K 26x30x22 ZW	1	Rolamento de agulha SKF 26x30x22 mm
29	K 26x30x13	1	Rolamento de agulha SKF 26x30x13 mm
28	320_28 X_Q	1	Rolamento de rolo cônico SKF 28x52x16 mm
27	32004 X_Q	5	Rolamento de rolo cônico SKF 20x42x15 mm
26	6002	1	Rolamento de esfera SKF 15x32x9 mm
25	15X32X7 CRW1 R	1	Vedante SKF 15x32x7 mm
24	ANSI B 27.7M 3AMI-28	1	Anel de retenção 28 mm
23	ANSI B 27.7M 3AMI- 27	1	Anel de retenção 27 mm
22	ANSI B 27.7M 3AMI- 26	2	Anel de retenção 26 mm
21	ANSI B 27.7M 3AMI-23	2	Anel de retenção 23 mm
20	ANSI B 27.7M 3AMI-20	5	Anel de retenção 20 mm
19	ANSI B 27.7M 3AMI-18	1	Anel de retenção 18 mm
18	ANSI B 27.7M 3AMI-15	1	Anel de retenção 15 mm
17	Chaveta 9	2	-
16	Chaveta 5 e 7	2	-
15	Chaveta 2	2	-
14	Engrenagem 11	1	-
13	Engrenagem 9	1	-
12	Engrenagem 8	1	-
11	Engrenagem 6	1	-
10	Engrenagens 5 e 7	1	-
9	Engrenagem 4	1	-
8	Engrenagem 2	1	-
7	Árvore inversora	1	-
6	Árvore de saída	1	-
5	Árvore intermediária	1	-
4	Árvore de entrada	1	-
3	Gaxeta	1	-
2	Carcaça direita	1	-
1	Carcaça esquerda	1	-
Nº	PEÇA	QTD	DESCRIÇÃO

LISTA DE PEÇAS

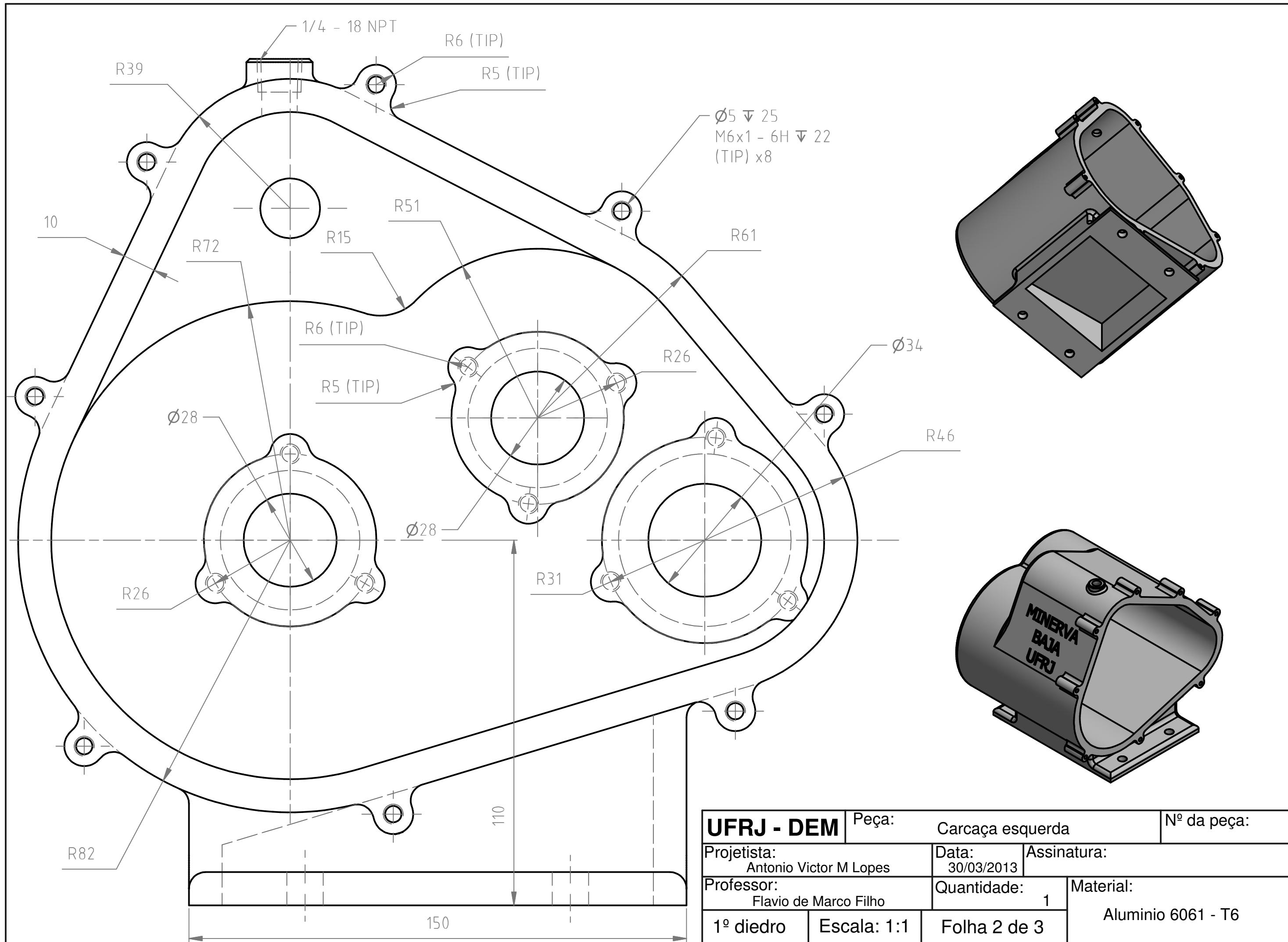
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Variador de velocidade	Nº da peça:
Projetista:	Antonio Victor M Lopes	Data:	30/03/2013	Assinatura:
Professor:	Flavio de Marco Filho	Quantidade:	1	Material:
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 2	Conjunto	



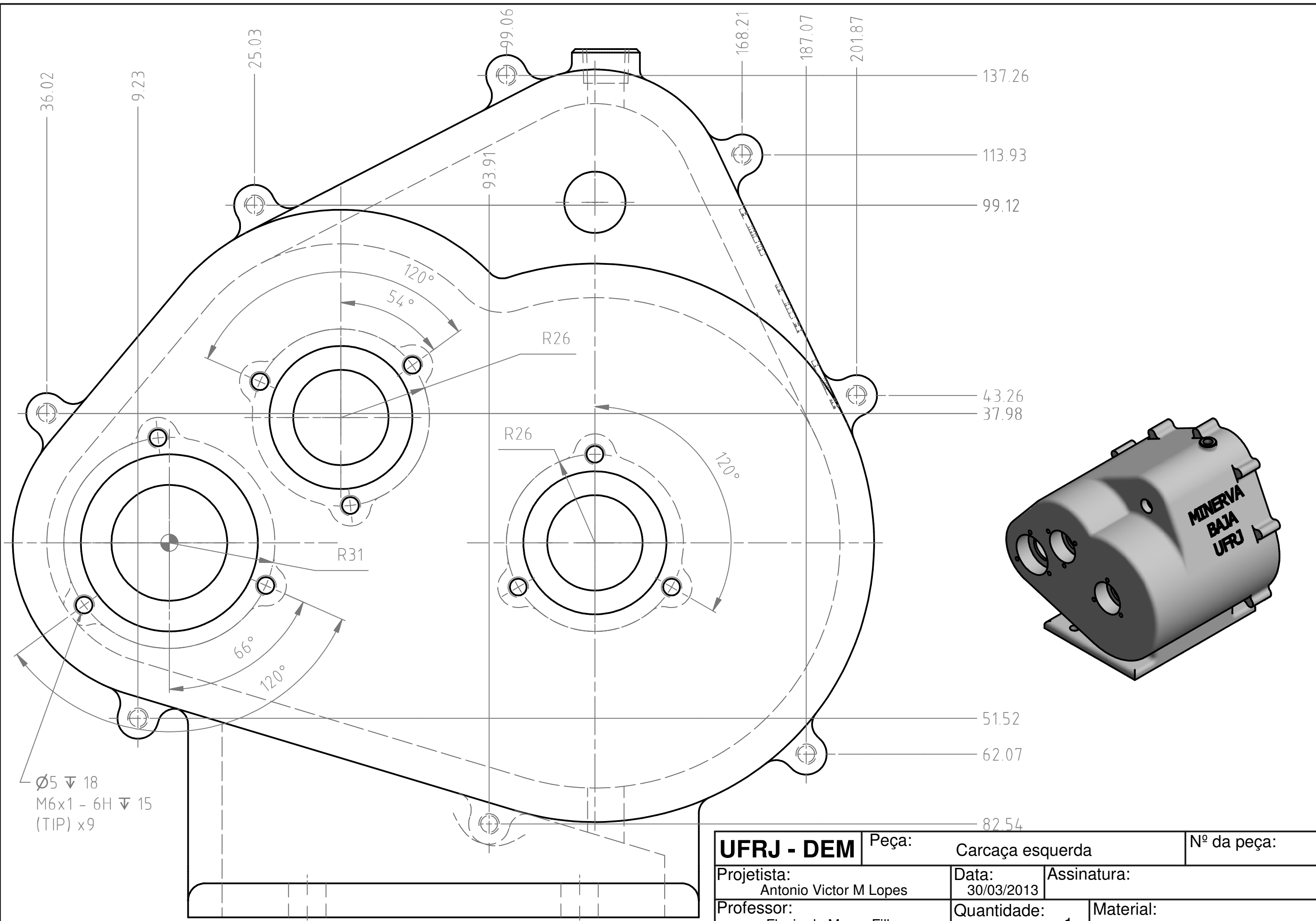
52	Bucha da engrenagem 11	1	-
51	Bucha das engrenagens 6 e 8	2	-
50	Bucha da engrenagem 4	1	-
49	HHP 1/4 NPT GB/T 14626	1	Bujão NPT 1/4
48	GB 93-87 6	27	Arruela de pressão M6
47	GB 93-87 4	1	Arruela de pressão M4
46	ISO 4762 - M6 x 25	8	Parafuso M6 - Cabeça sextavada interna (Allen)
45	ISO 4017 - M6 x 25	19	Parafuso M6 - Cabeça sextavada
44	ISO 4017 - M4 x 25	1	Parafuso M4 - Cabeça sextavada
43	Acionador da garra 2	1	-
42	Acionador da garra	1	-
41	Garra da catraca	1	-
40	Placa de pinos da catraca	1	-
39	Acoplamento do tambor	1	-
38	Tambor seletor	1	-
37	Garfo do seletor	2	-
36	Anel do seletor	2	-
35	Miolo do seletor	2	-
34	Tampa 52 mm aberta	1	-
33	Tampa 42 mm aberta	2	-
32	Tampa 42 mm fechada	2	-
31	K 30x34x13	2	Rolamento de agulha SKF 30x34x13 mm
30	K 26x30x22 ZW	1	Rolamento de agulha SKF 26x30x22 mm
29	K 26x30x13	1	Rolamento de agulha SKF 26x30x13 mm
28	320_28 X_Q	1	Rolamento de rolo cônico SKF 28x52x16 mm
27	32004 X_Q	5	Rolamento de rolo cônico SKF 20x42x15 mm
26	6002	1	Rolamento de esfera SKF 15x32x9 mm
25	15X32X7 CRW1 R	1	Vedante SKF 15x32x7 mm
24	ANSI B 27.7M 3AMI-28	1	Anel de retenção 28 mm
23	ANSI B 27.7M 3AMI- 27	1	Anel de retenção 27 mm
22	ANSI B 27.7M 3AMI- 26	2	Anel de retenção 26 mm
21	ANSI B 27.7M 3AMI-23	2	Anel de retenção 23 mm
20	ANSI B 27.7M 3AMI-20	5	Anel de retenção 20 mm
19	ANSI B 27.7M 3AMI-18	1	Anel de retenção 18 mm
18	ANSI B 27.7M 3AMI-15	1	Anel de retenção 15 mm
17	Chaveta 9	2	-
16	Chaveta 5 e 7	2	-
15	Chaveta 2	2	-
14	Engrenagem 11	1	-
13	Engrenagem 9	1	-
12	Engrenagem 8	1	-
11	Engrenagem 6	1	-
10	Engrenagens 5 e 7	1	-
9	Engrenagem 4	1	-
8	Engrenagem 2	1	-
7	Árvore inversora	1	-
6	Árvore de saída	1	-
5	Árvore intermediária	1	-
4	Árvore de entrada	1	-
3	Gaxeta	1	-
2	Carcaça direita	1	-
1	Carcaça esquerda	1	-
Nº	PEÇA	QTD	DESCRIÇÃO

LISTA DE PEÇAS

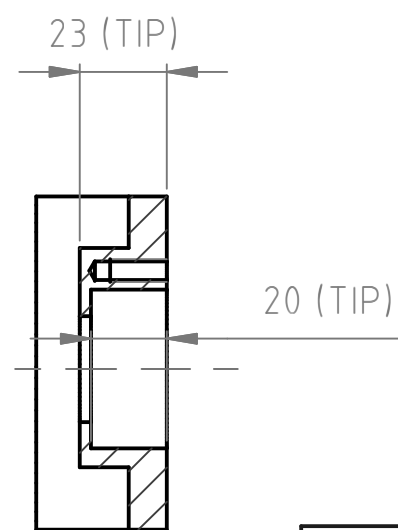
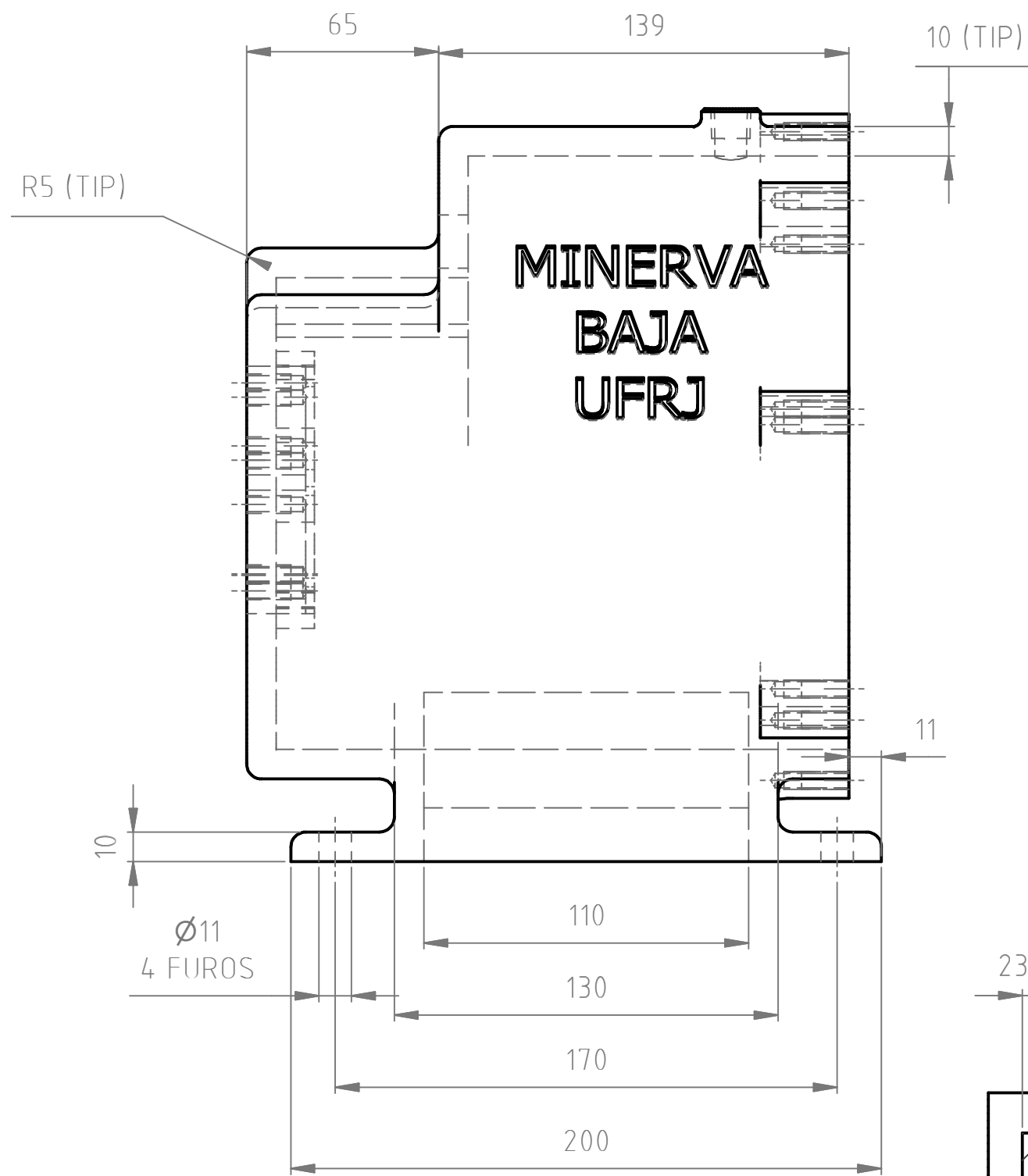
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Variador de velocidade	Nº da peça:
Projetista:	Antonio Victor M Lopes	Data:	30/03/2013	Assinatura:
Professor:	Flavio de Marco Filho	Quantidade:	1	Material:
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 2 de 2	Conjunto	



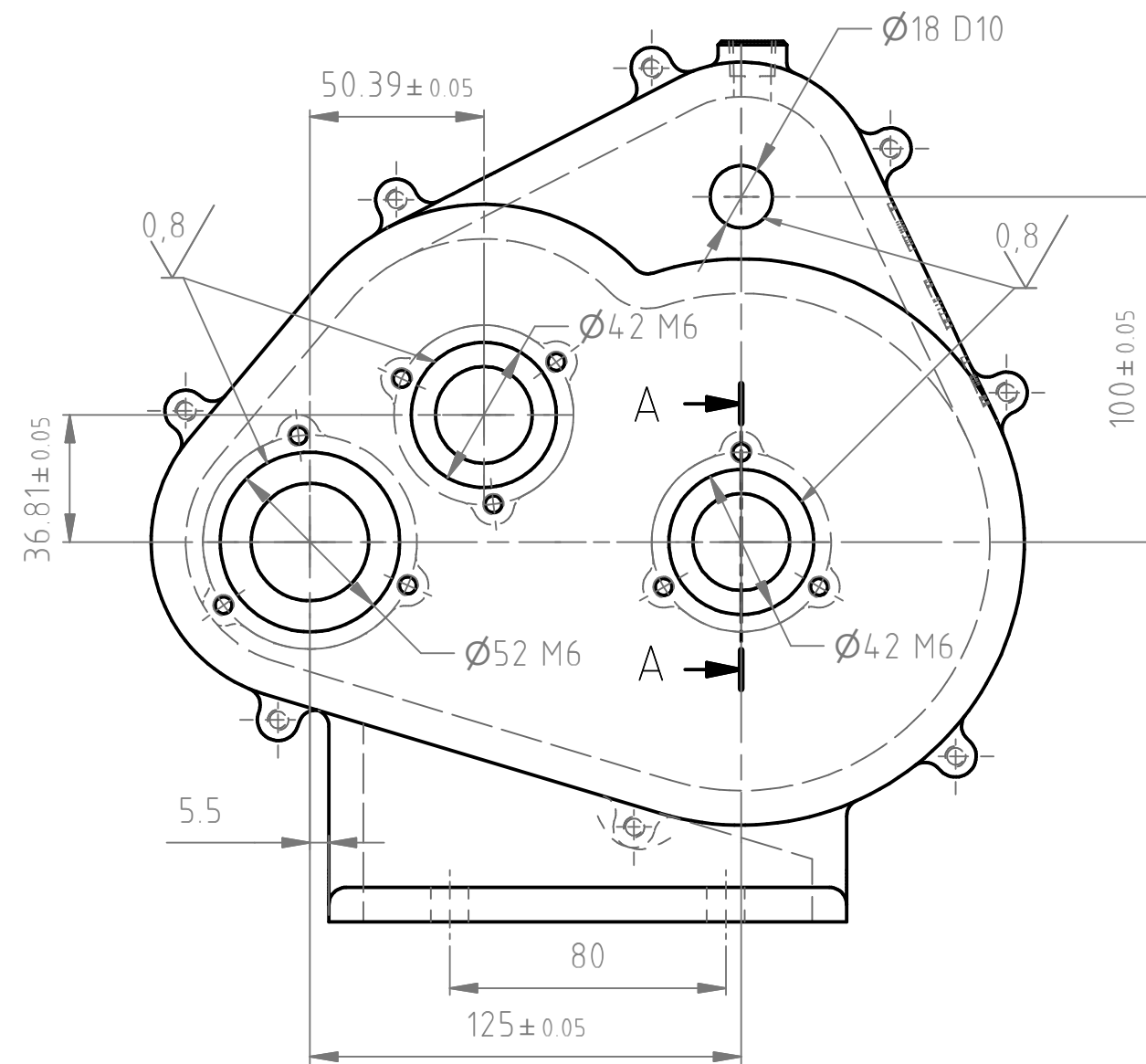
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Carça esquerda	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 2 de 3		



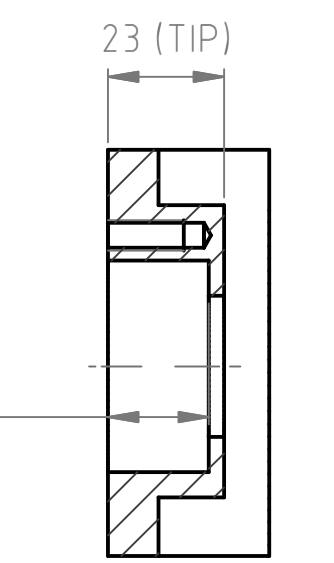
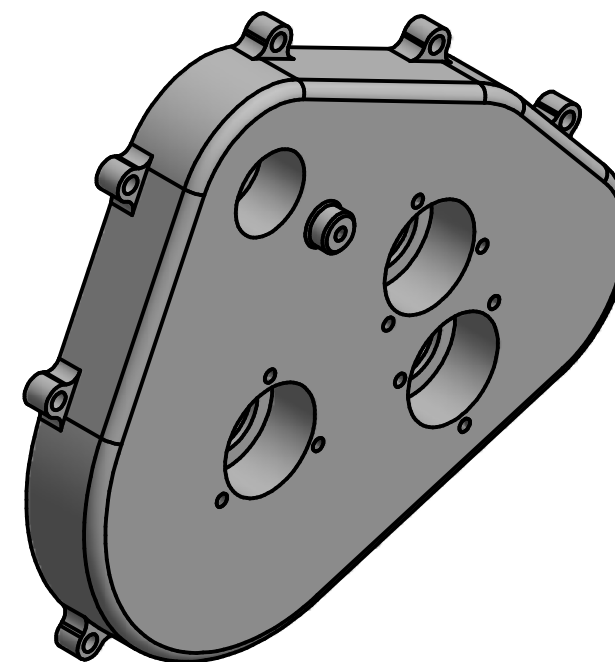
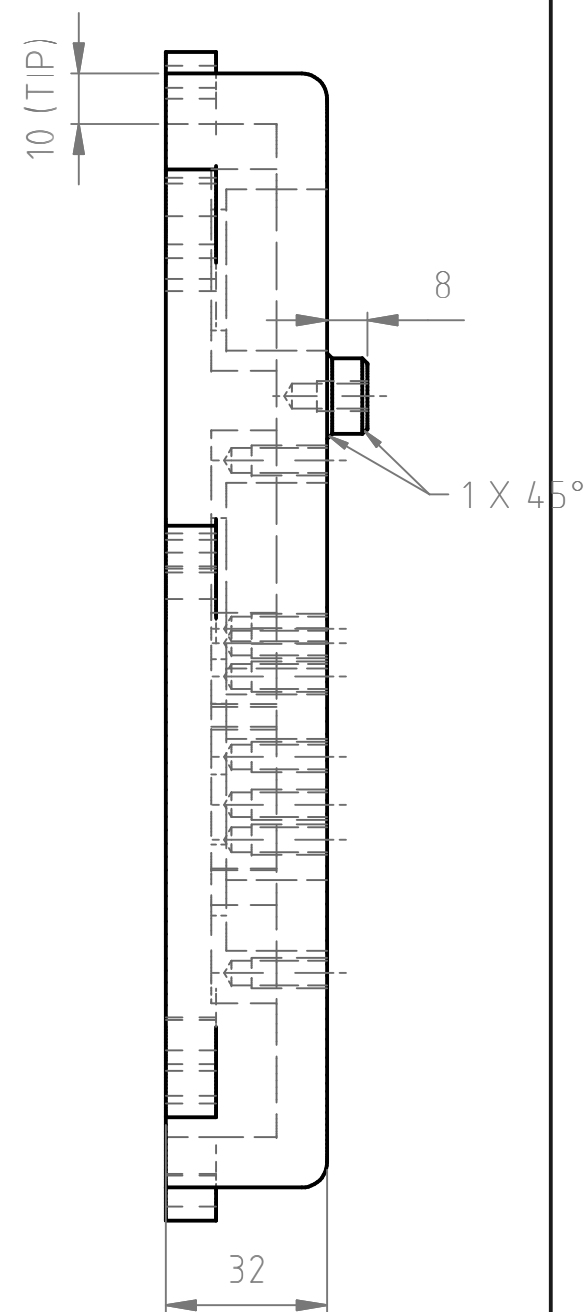
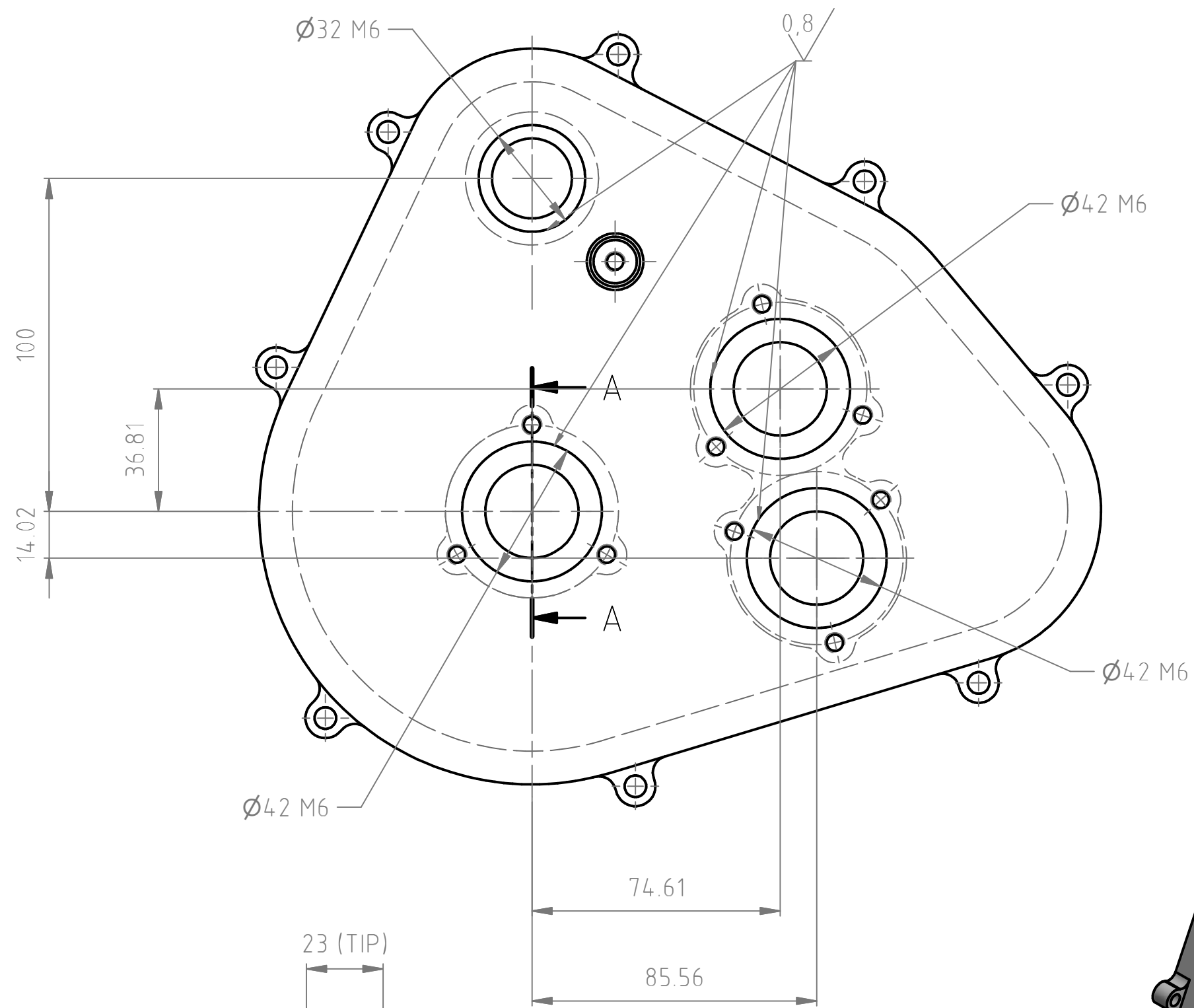
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Carça esquerda	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:2	Folha 3 de 3		



A-A ( 1:2 )

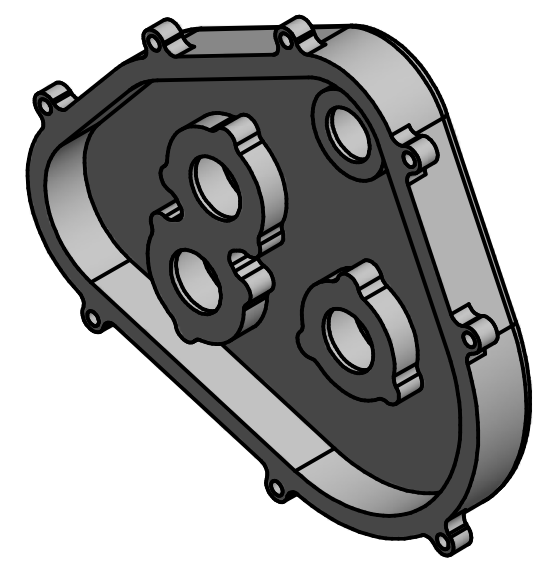
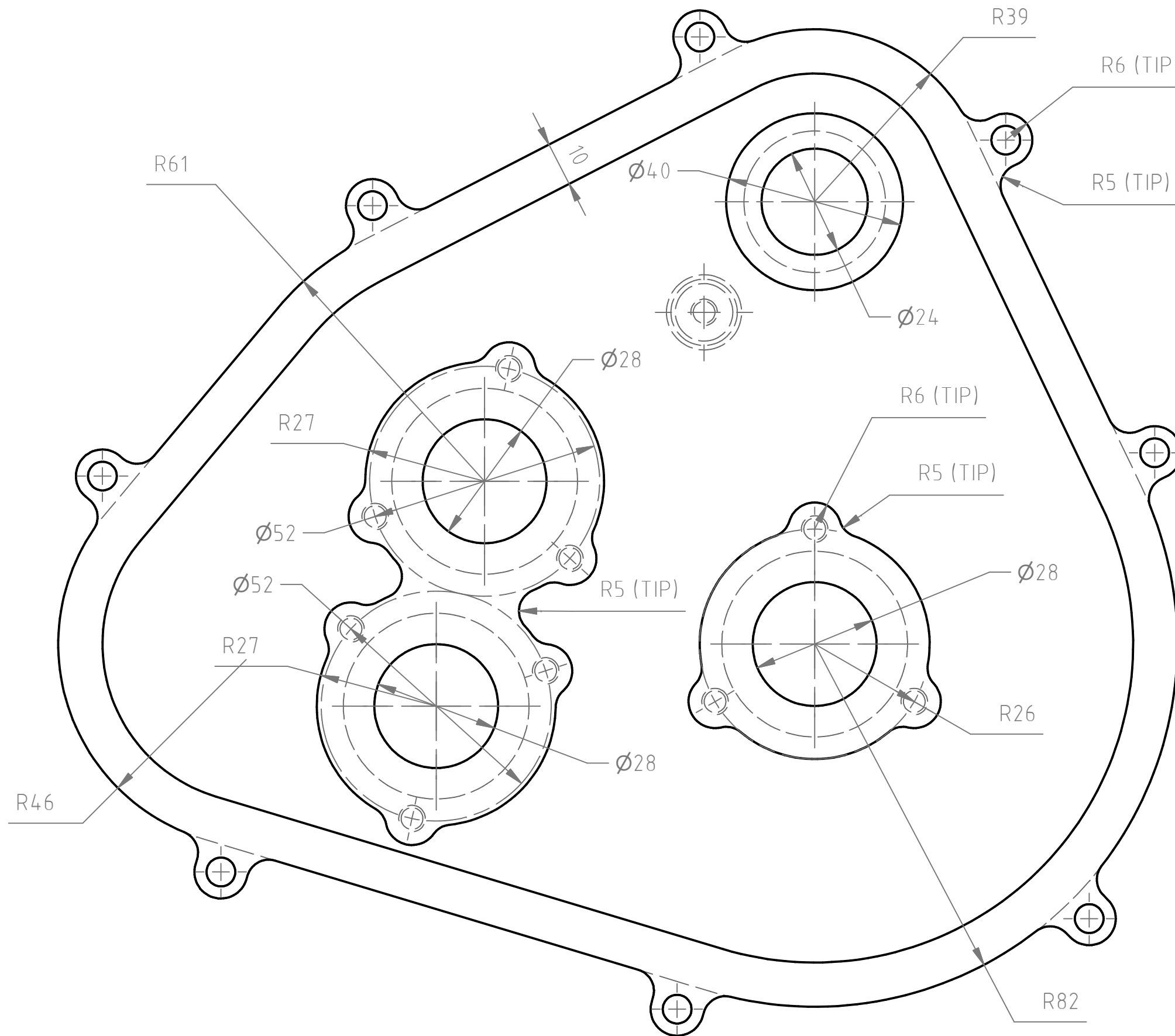


<b>UFRJ - DEM</b>	Peça:	Carcaça esquerda	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes	Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho	Quantidade: 1	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:2	Folha 1 de 3	

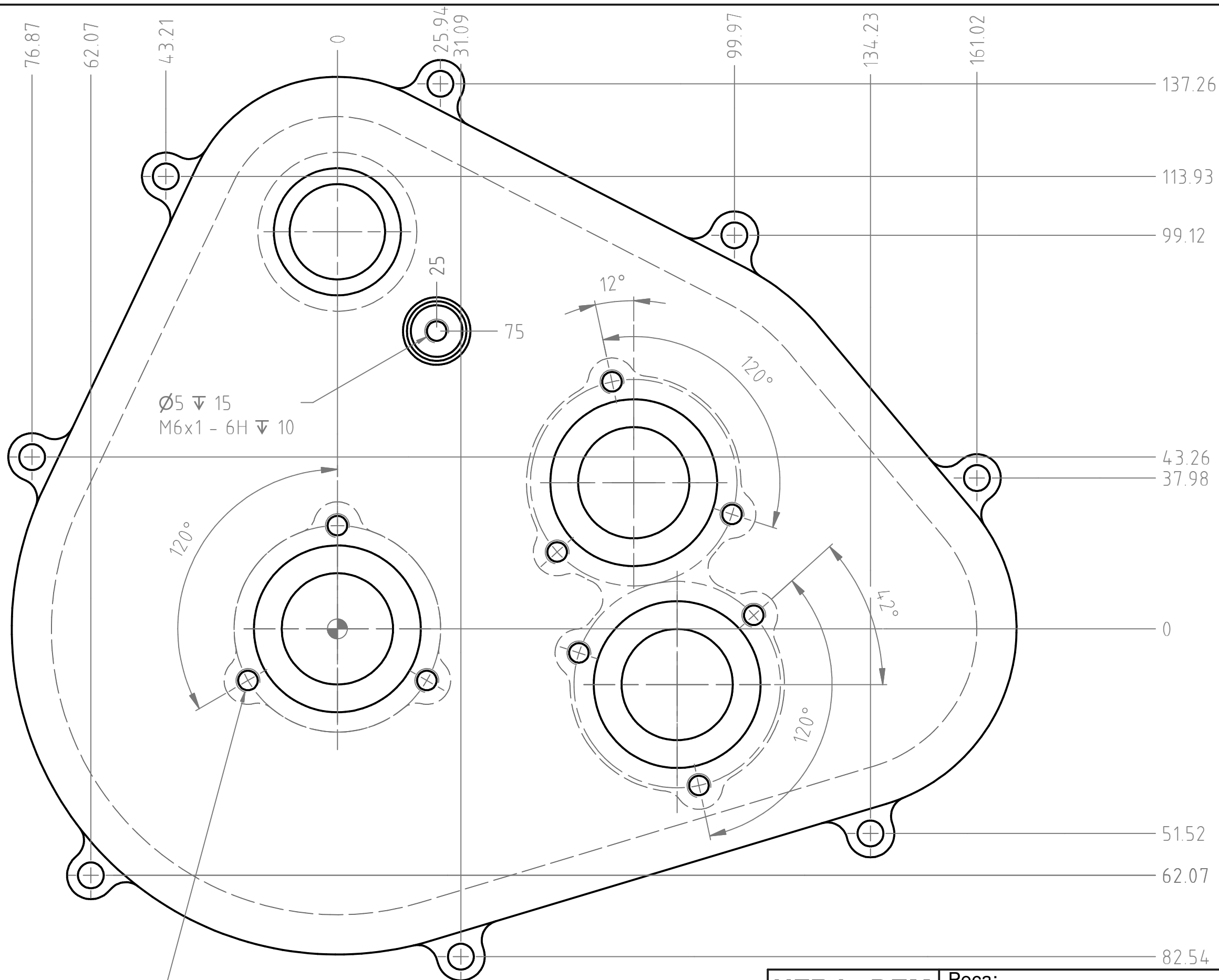


A-A ( 1:1,5 )

<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Carcaça direita	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 3		



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Carcaça direita	Nº da peça:
Projetista:		Data:	Assinatura:	
Antonio Victor M Lopes		30/03/2013		
Professor:		Quantidade:	Material:	
Flavio de Marco Filho		1	Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 3		

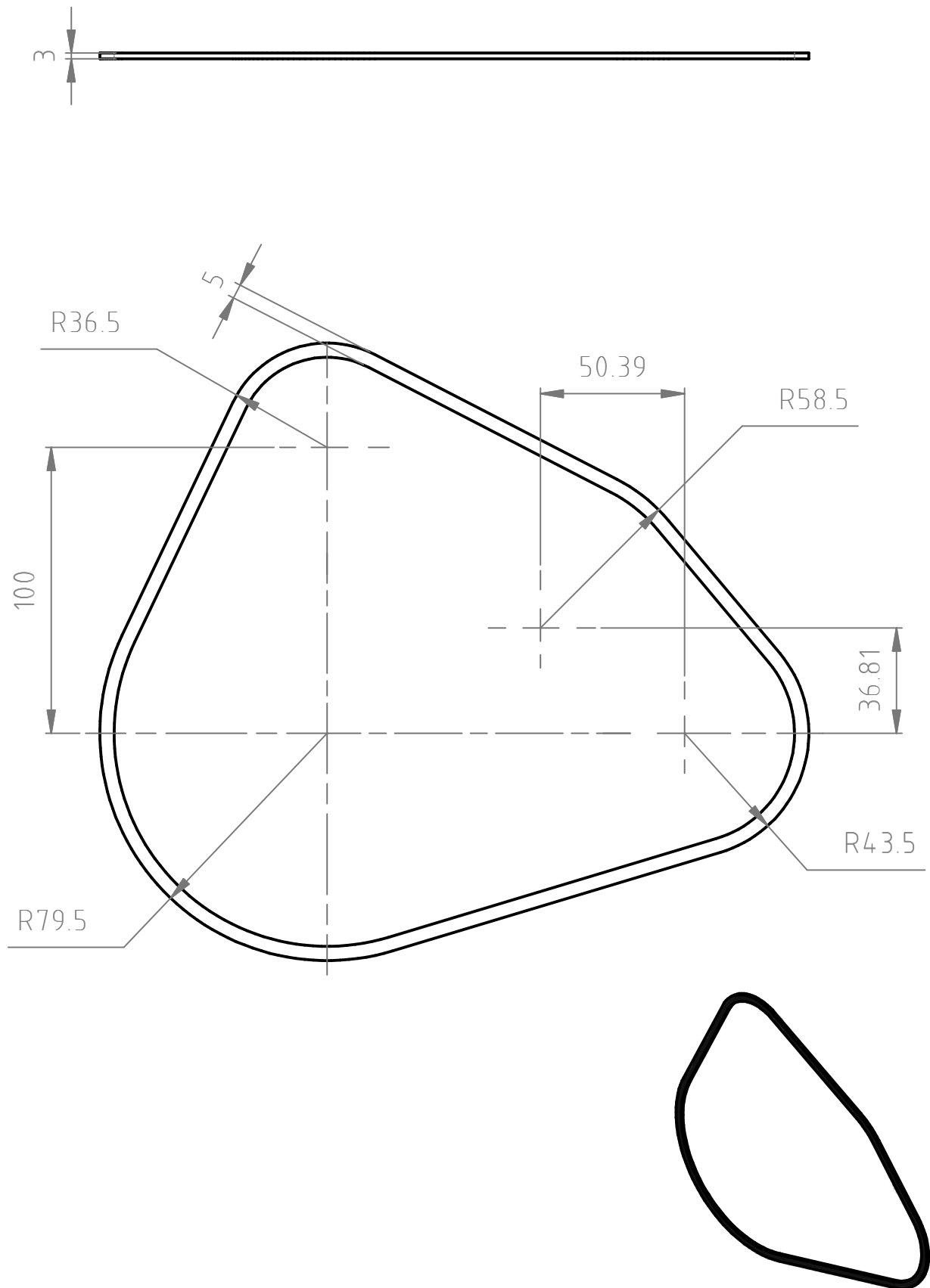


$\varnothing 5 \pm 18$   
 M6x1 - 6H  $\pm 15$   
 (TIP) x9

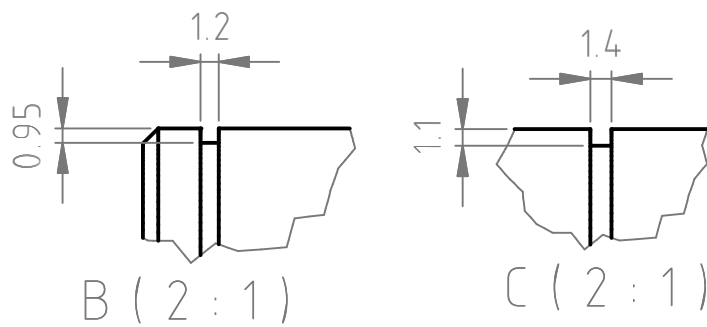
$\varnothing 5 \pm 15$   
 M6x1 - 6H  $\pm 10$

<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Carcaça direita	Nº da peça:
Projetista:		Data:	Assinatura:	
Antonio Victor M Lopes		30/03/2013		
Professor:		Quantidade:	Material:	
Flavio de Marco Filho		1	Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 3		





<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Gaxeta	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data:	30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade:	1	Material: Borracha
1º diedro	Escala: 1:2	Folha 1 de 1		

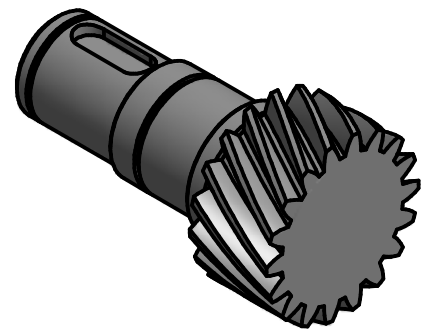
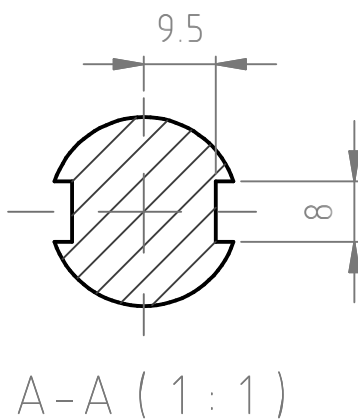
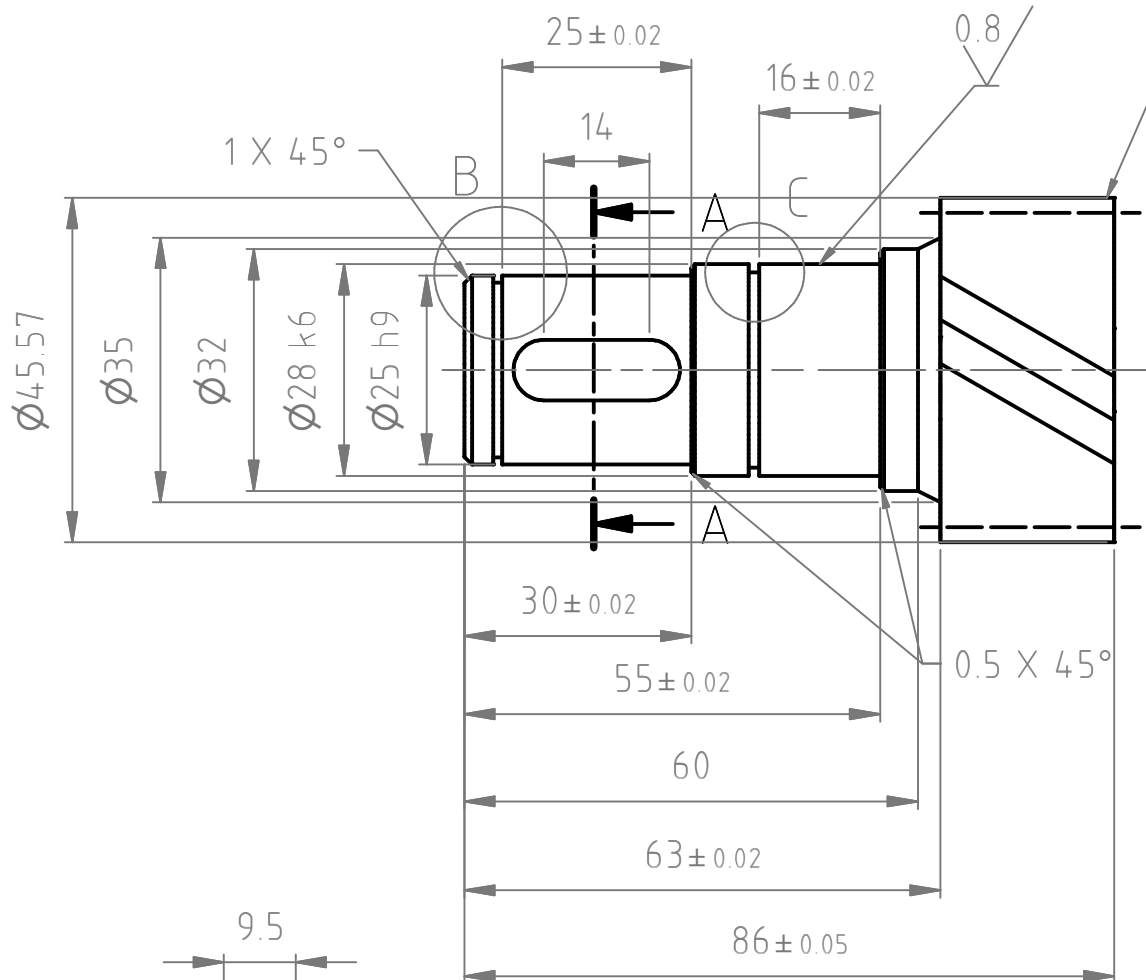


Ângulo de hélice: 30° (direito)

Angulo de pressão: 20°

Nº de dentes: 18

Módulo normal: 2 mm



**UFRJ - DEM**

Peça: Árvore de entrada

Nº da peça:

Projetista:  
Antonio Victor M Lopes

Data:  
30/03/2013

Assinatura:

Professor:  
Flavio de Marco Filho

Quantidade:  
1

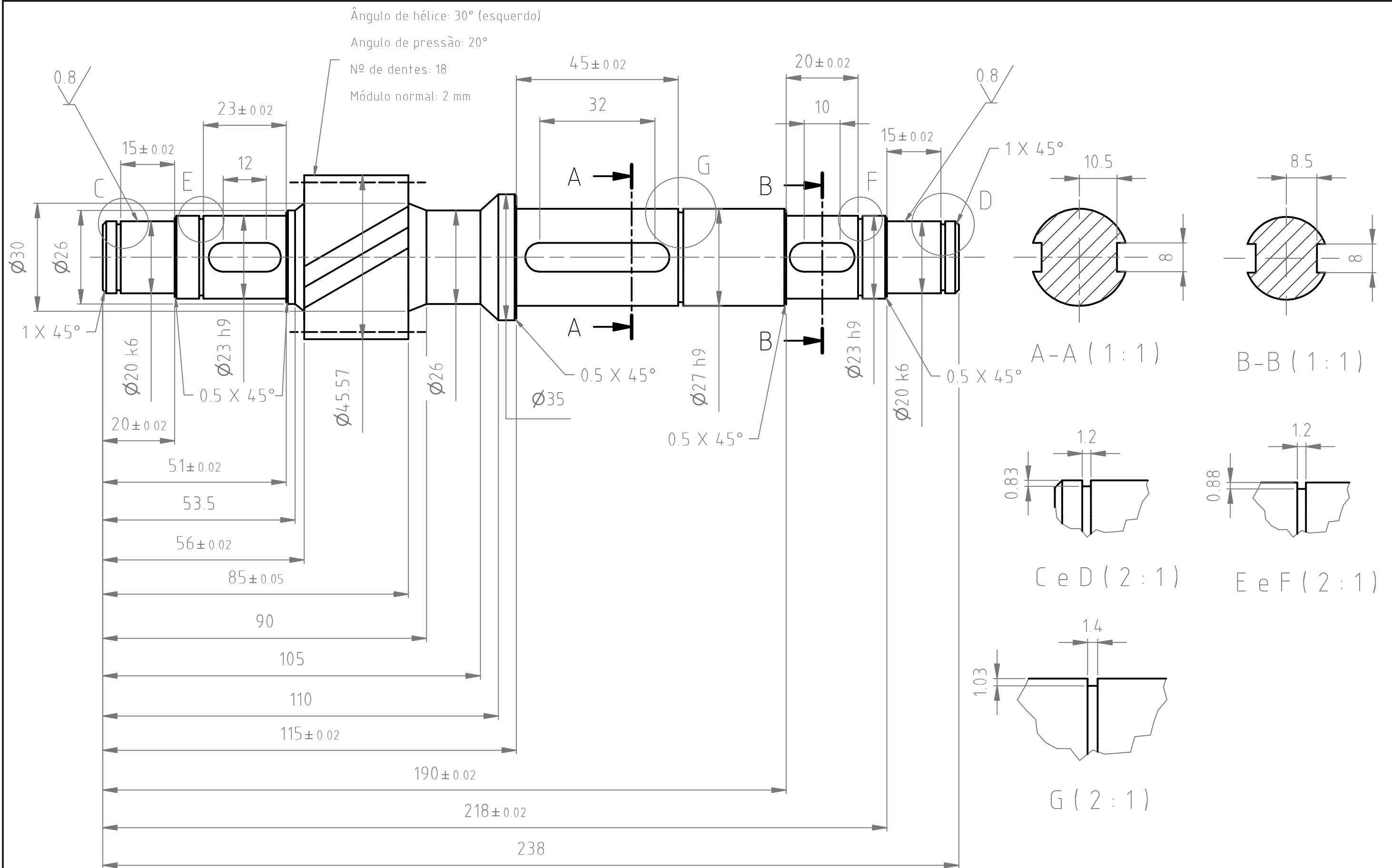
Material: Aço de alta dureza AISI 4140  
Normalizado (870 °C)  
Temperado (845 °C)  
Revenido (205 °C)

1º diedro

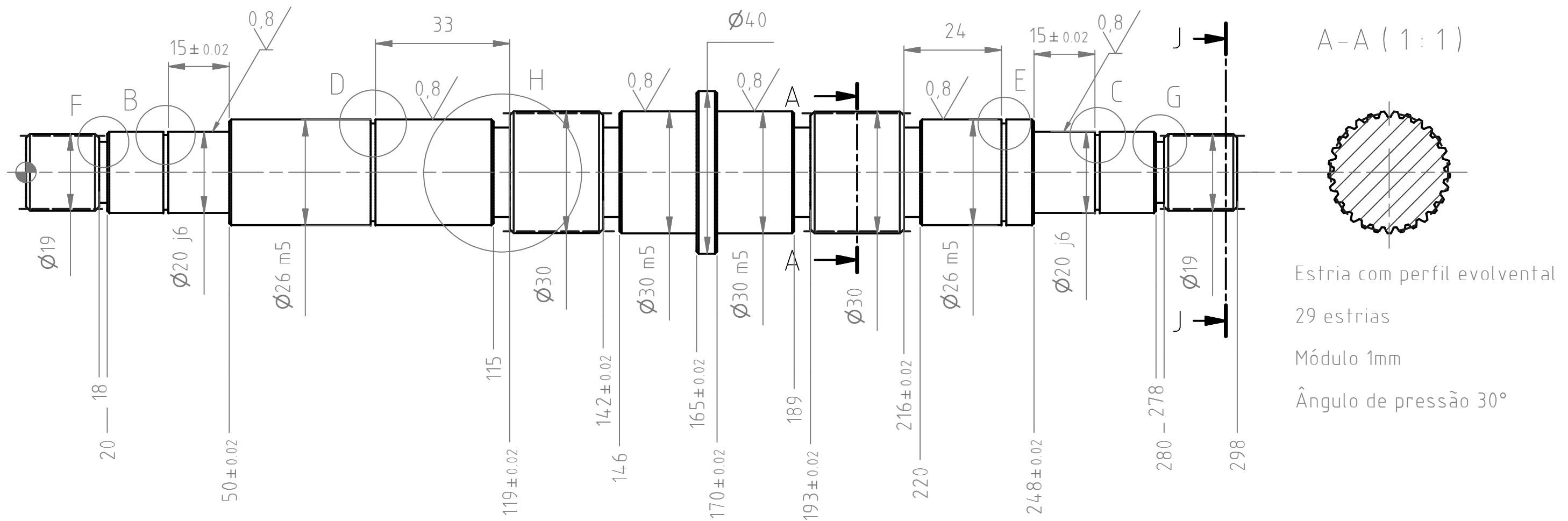
Escala: 1:1

Folha 1 de 1

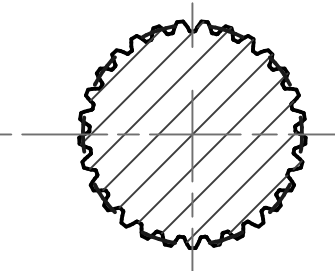
578 HB



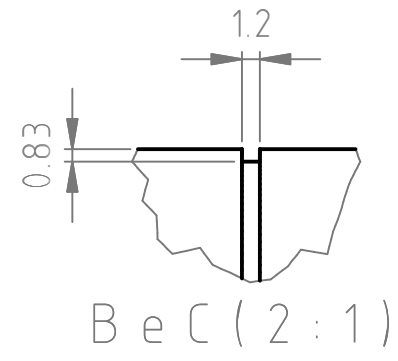
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Árvore intermediária	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1		578 HB



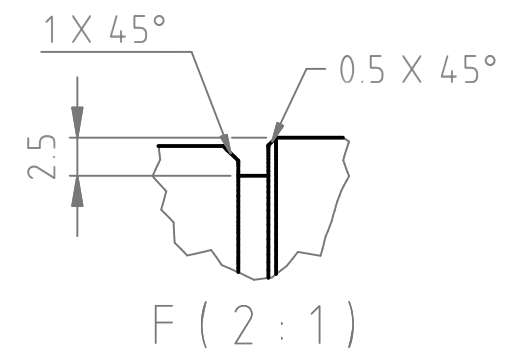
A-A (1:1)



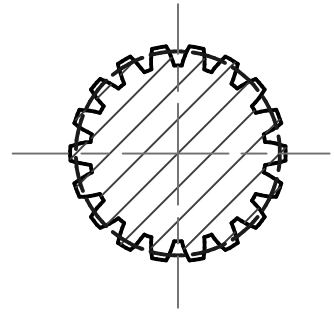
Estria com perfil evolvental  
29 estrias  
Módulo 1mm  
Ângulo de pressão 30°



B e C (2:1)

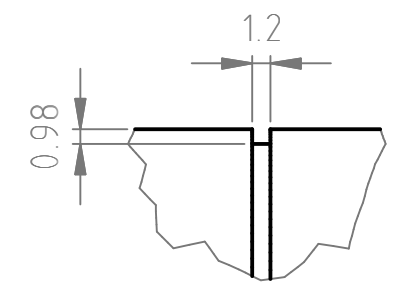


F (2:1)

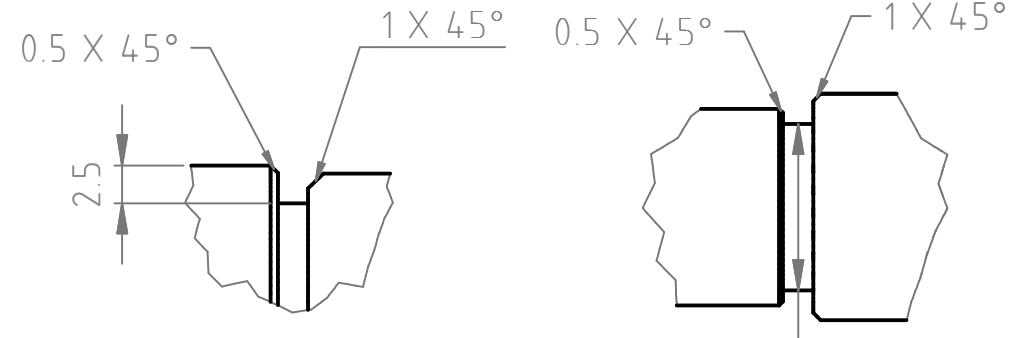


J-J (1.5:1)

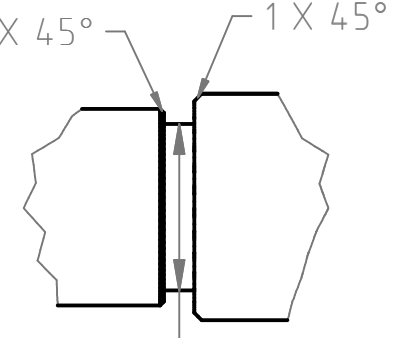
Estria com perfil evolvental  
18 estrias  
Módulo 1mm  
Ângulo de pressão 30°



D e E (2:1)

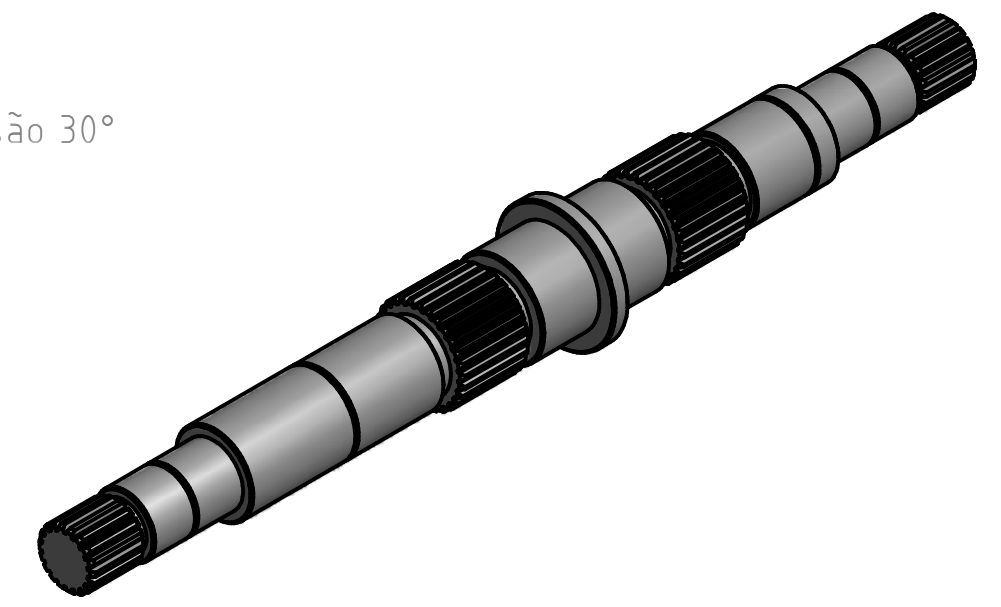


G (2:1)



H (1:1)

(TIP)



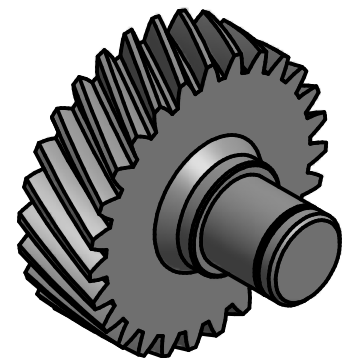
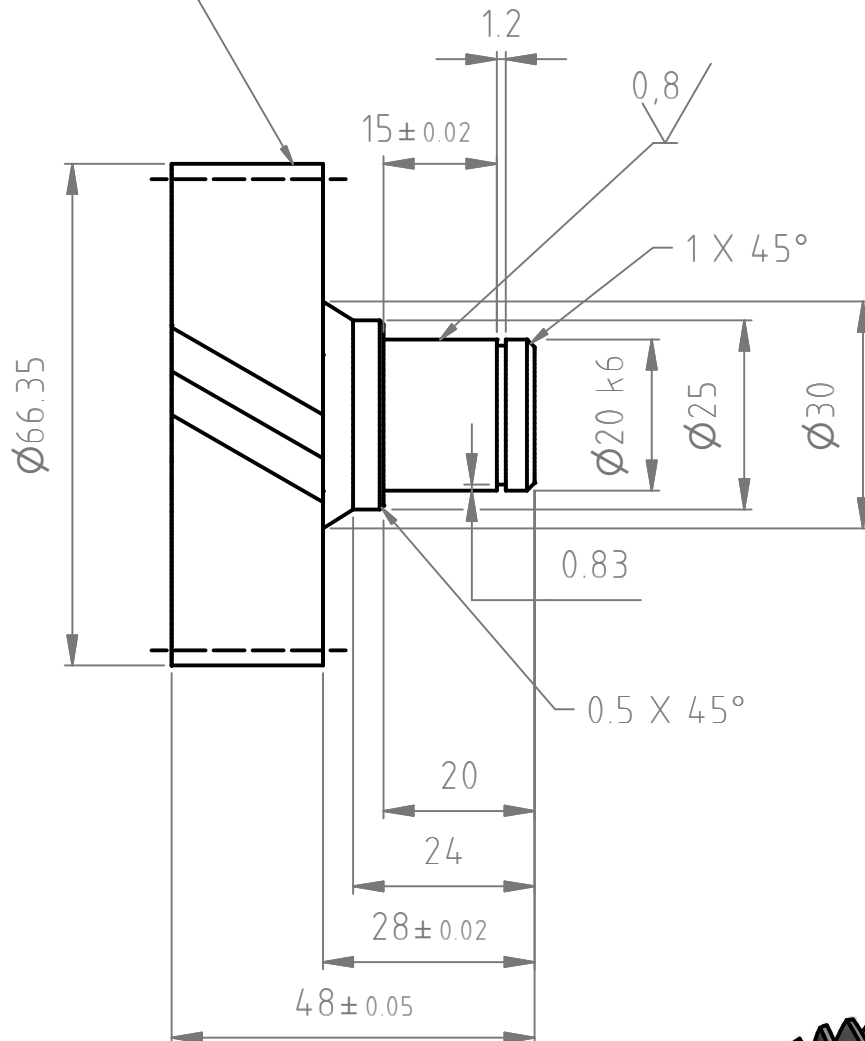
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Árvore de saída	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: AISI 4340 Q&T 415 °C
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	

Ângulo de hélice: 30° (direito)

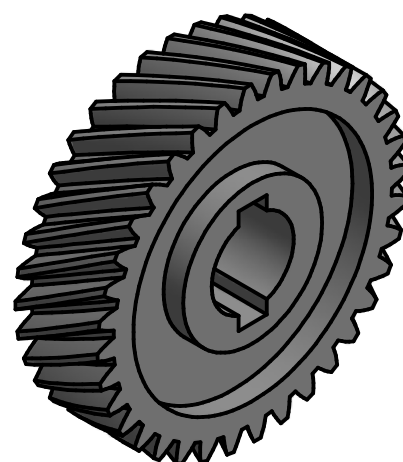
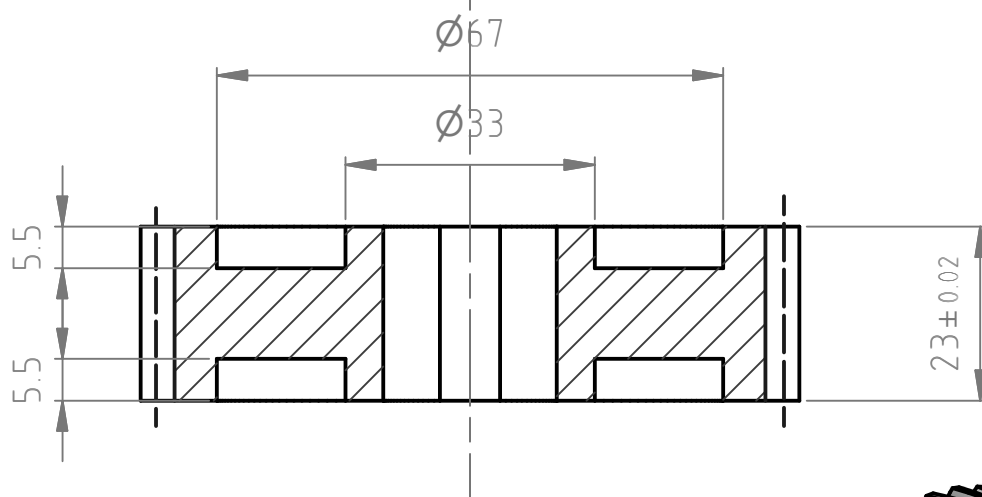
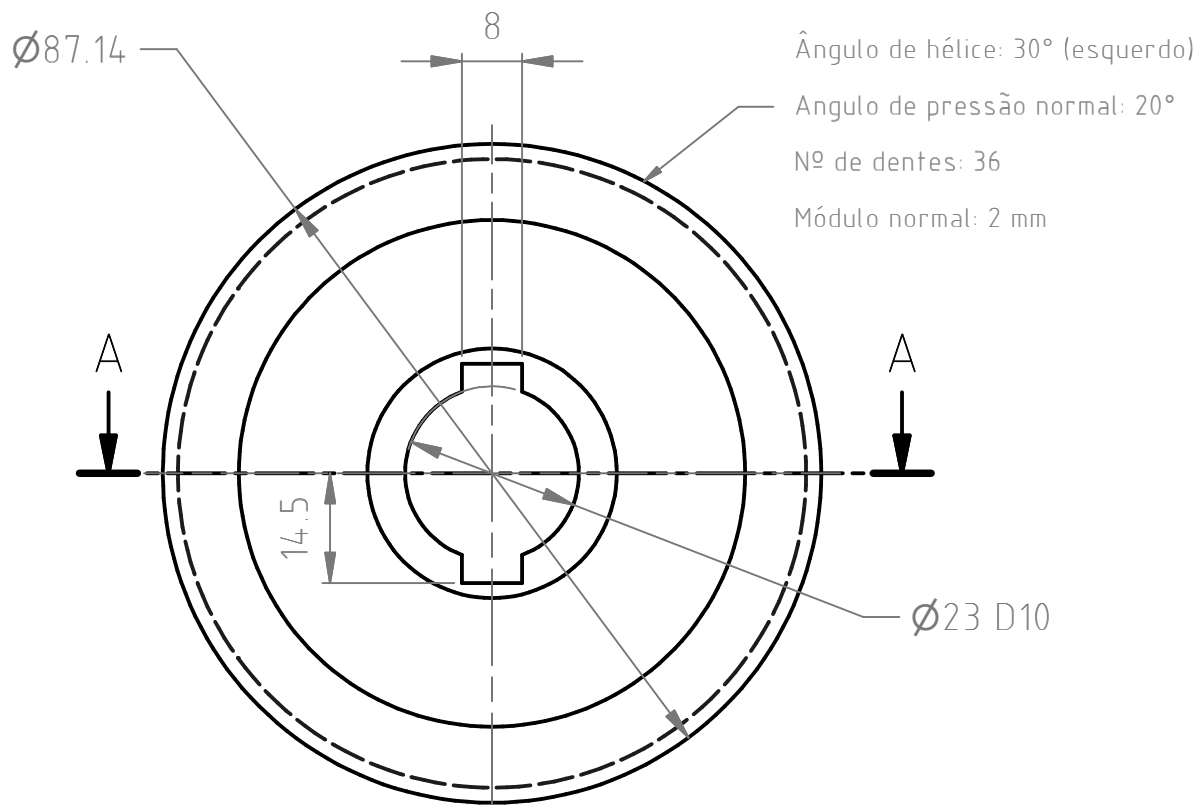
Angulo de pressão: 20°

Nº de dentes: 27

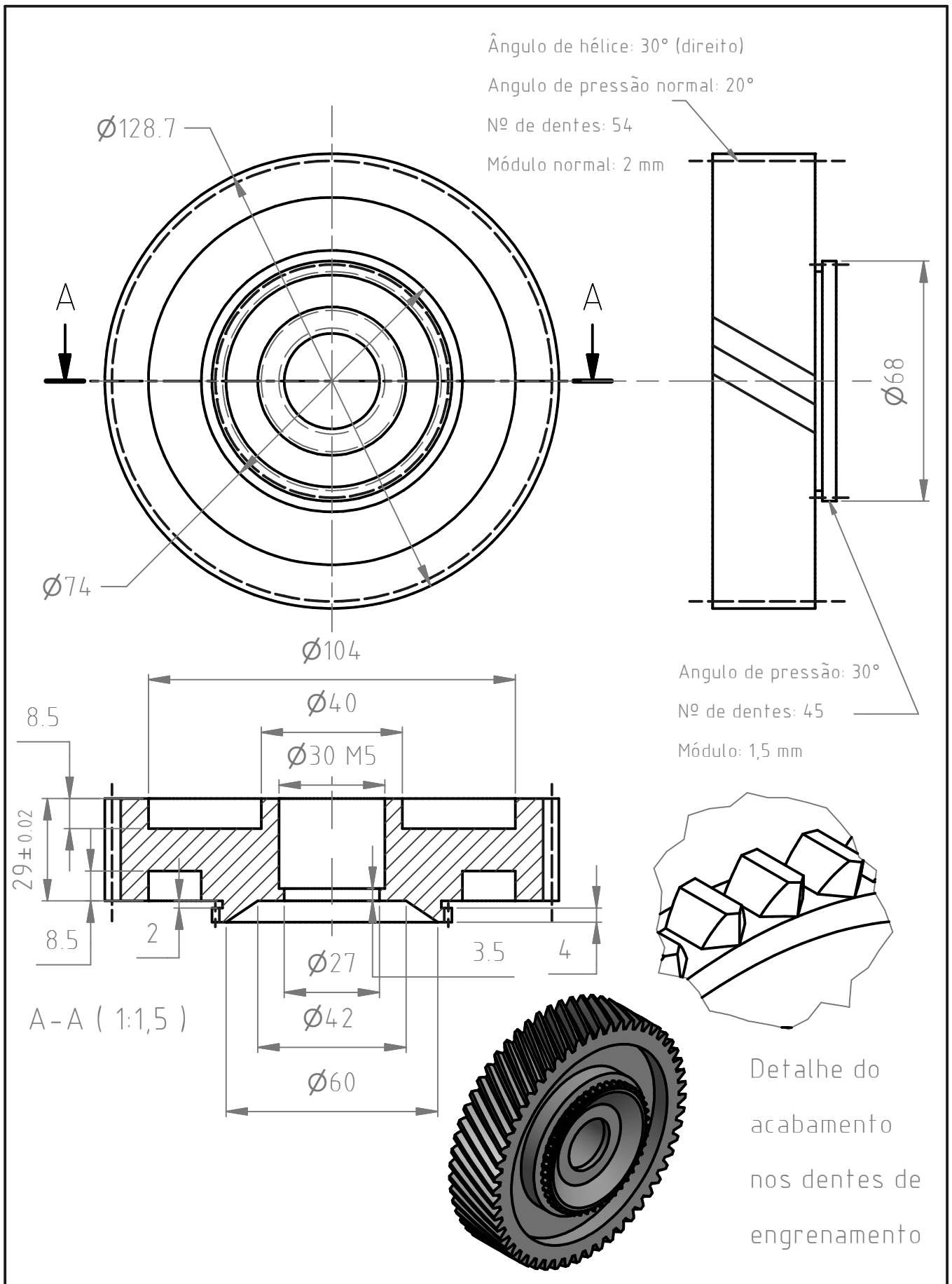
Módulo normal: 2 mm



<b>UFRJ - DEM</b>	Peça: Árvore inversora	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes	Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho	Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Engrenagem 2	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado ( $870^\circ\text{C}$ ) Temperado ( $845^\circ\text{C}$ ) Revenido ( $205^\circ\text{C}$ )
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	578 HB



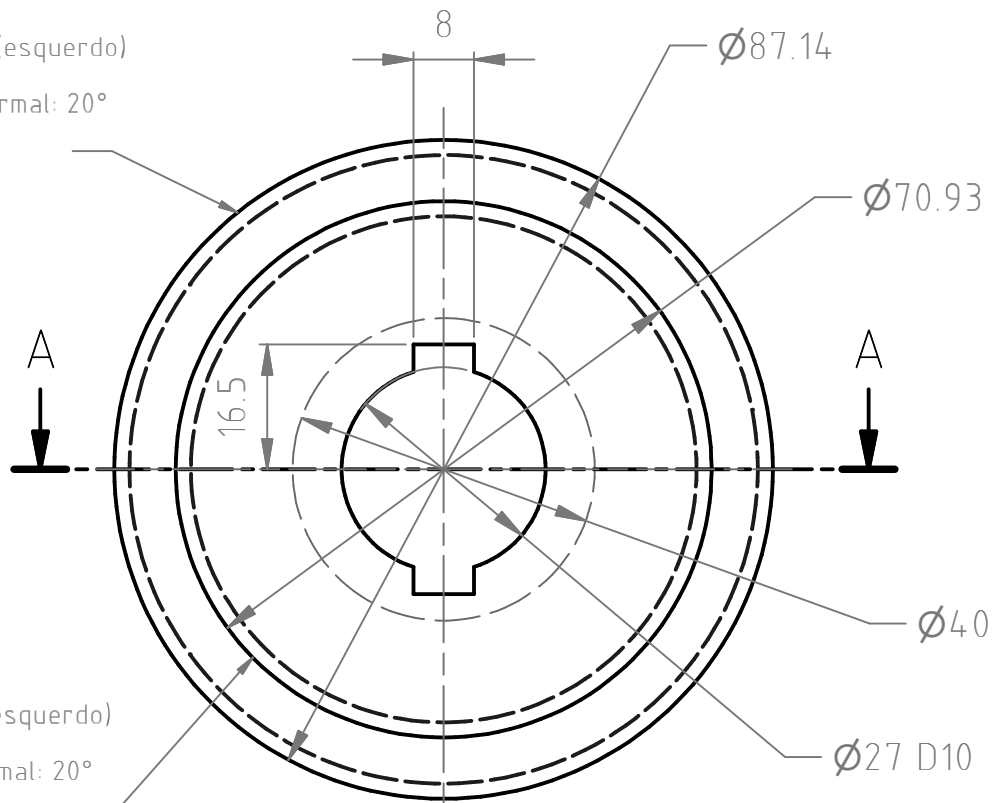
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Engrenagem 4	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data:	30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade:	1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 1		

Ângulo de hélice: 30° (esquerdo)

Angulo de pressão normal: 20°

Nº de dentes: 36

Módulo normal: 2 mm

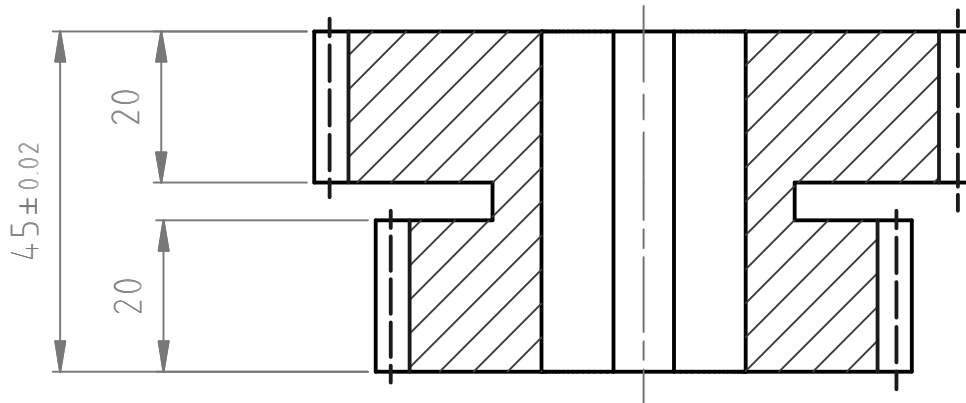


Ângulo de hélice: 30° (esquerdo)

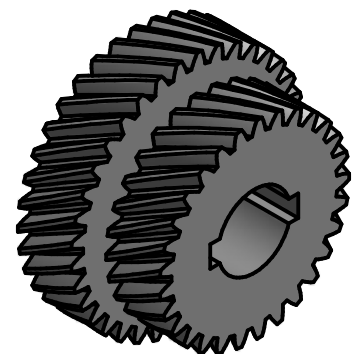
Angulo de pressão normal: 20°

Nº de dentes: 29

Módulo normal: 2 mm



A-A (1:1)



**UFRJ - DEM**

Peça: Engrenagens 5 e 7

Nº da peça:

Projetista:  
Antonio Victor M Lopes

Data:  
30/03/2013

Assinatura:

Professor:  
Flavio de Marco Filho

Quantidade:  
1

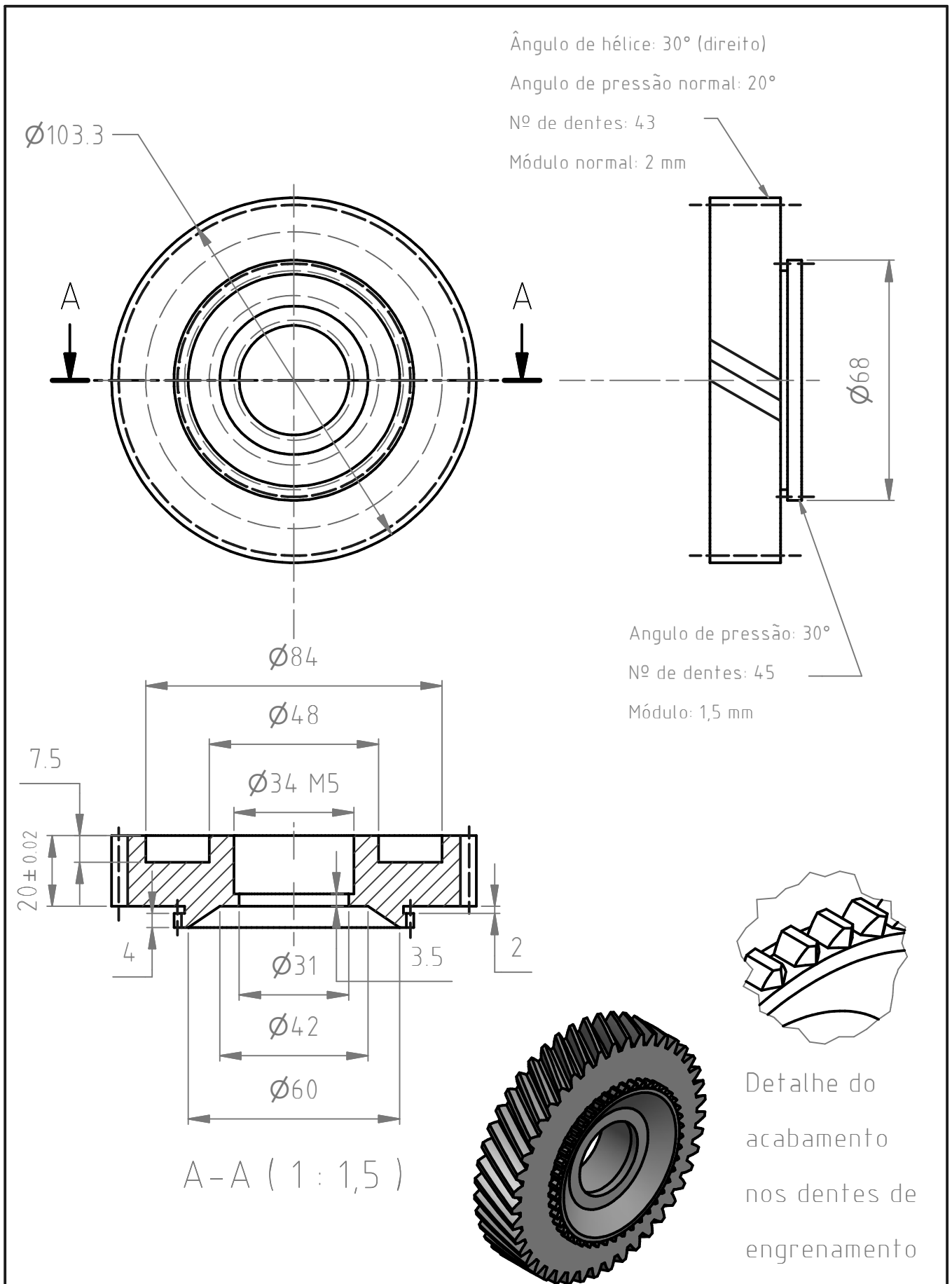
Material: Aço de alta dureza AISI 4140  
Normalizado (870 °C)  
Temperado (845 °C)  
Revenido (205 °C)  
578 HB

1º diedro

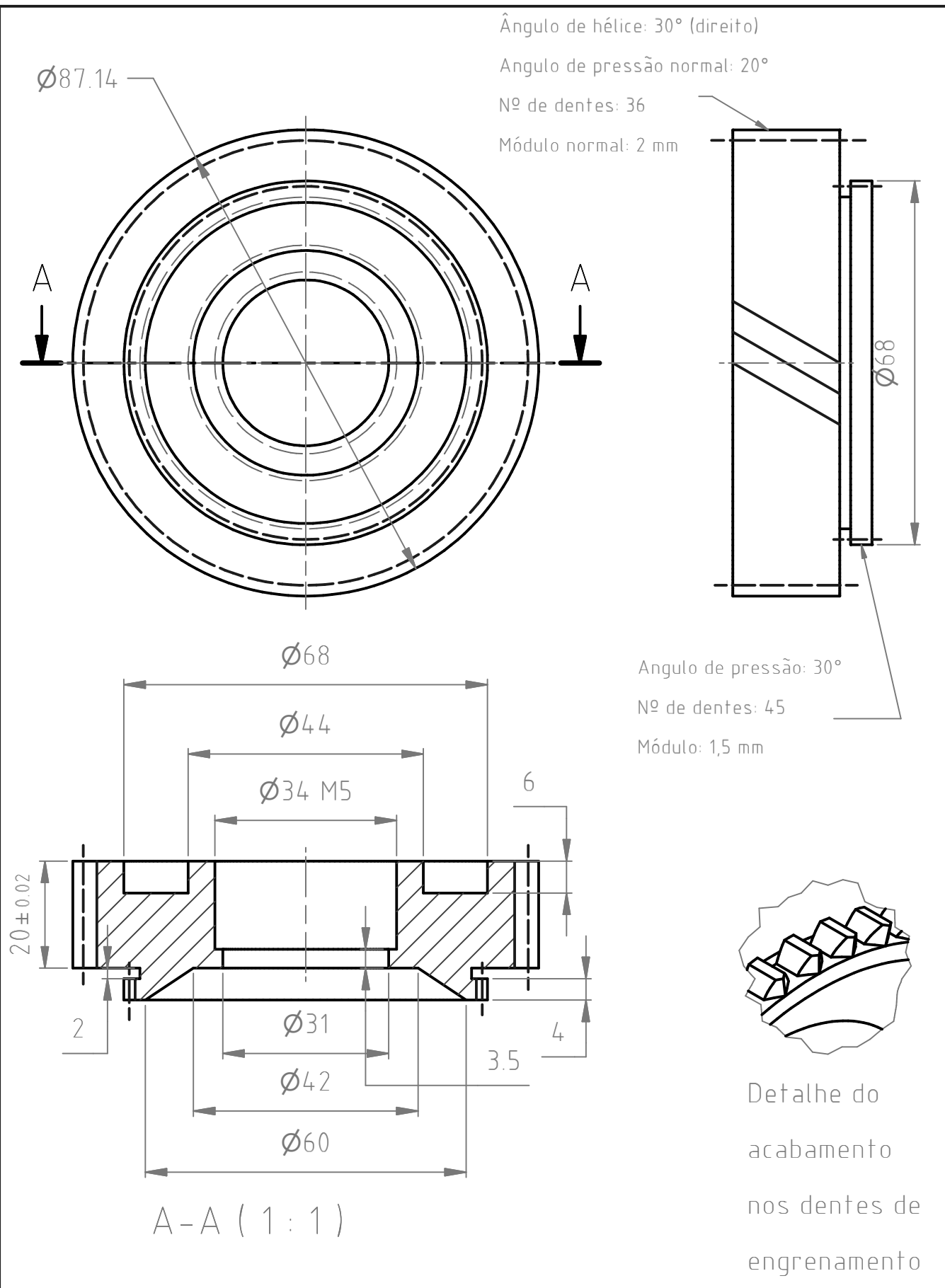
Escala: 1:1

Folha 1 de 1

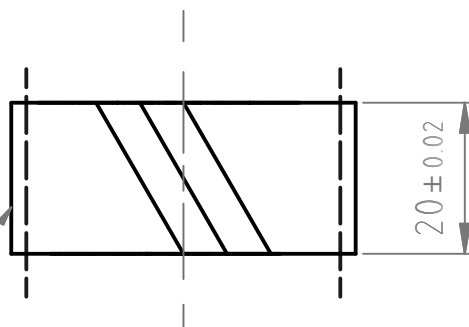
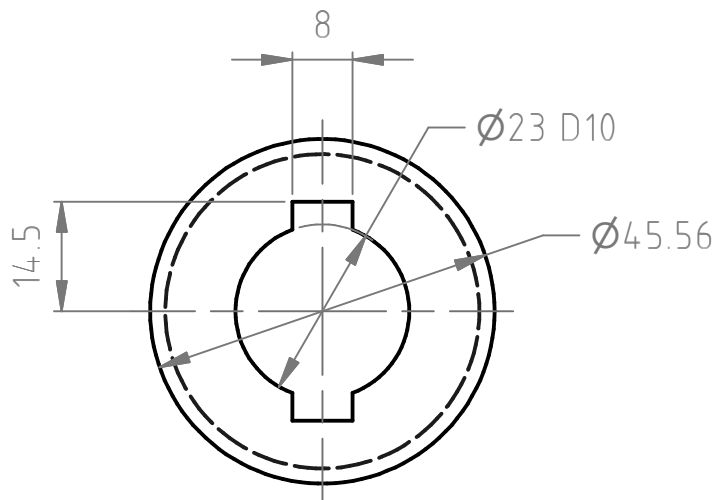




<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Engrenagem 6	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 1	



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Engrenagem 8	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 1	

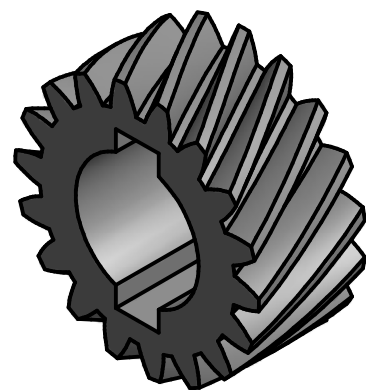


Ângulo de hélice: 30° (esquerdo)

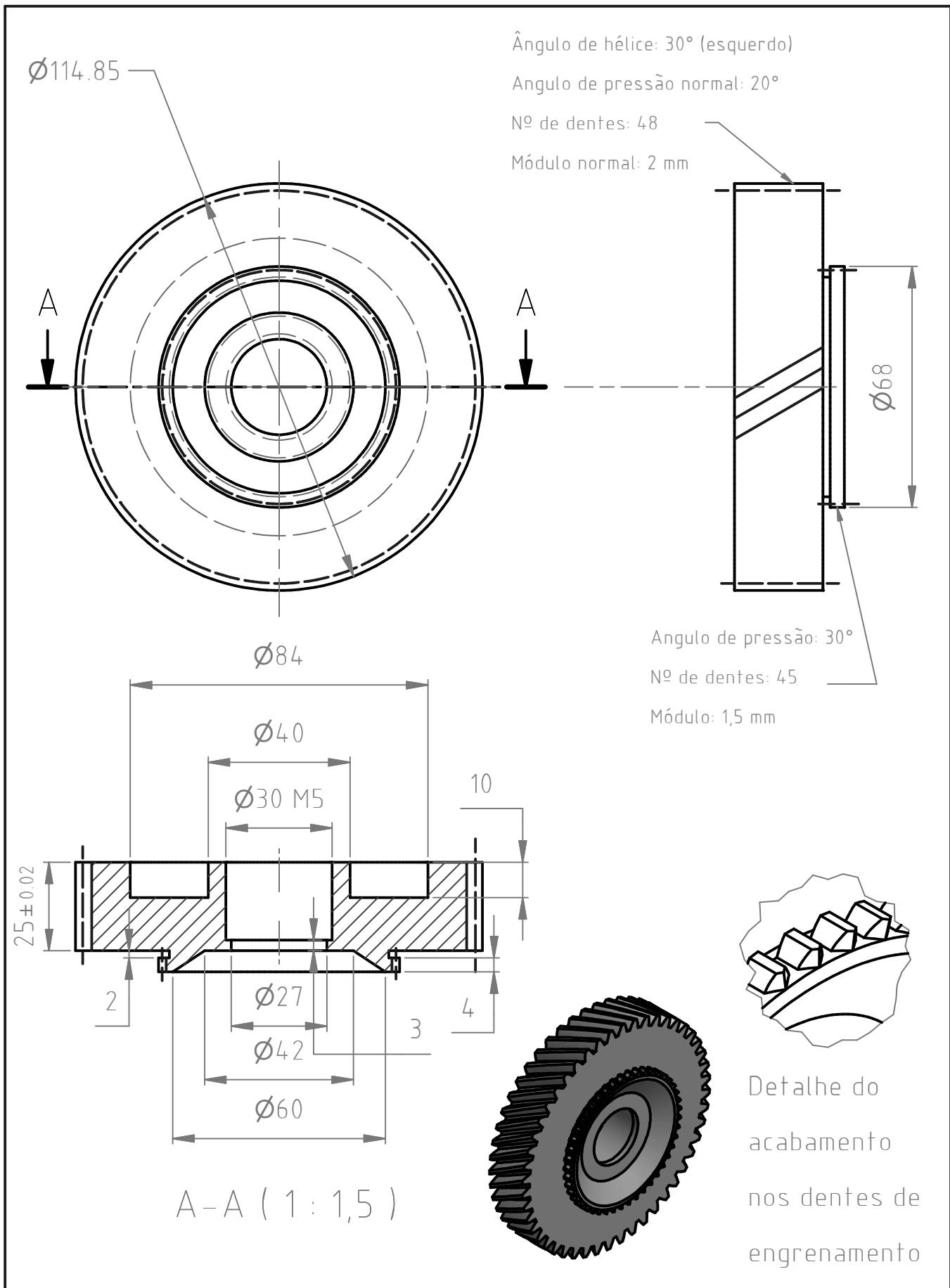
Angulo de pressão normal: 20°

Nº de dentes: 18

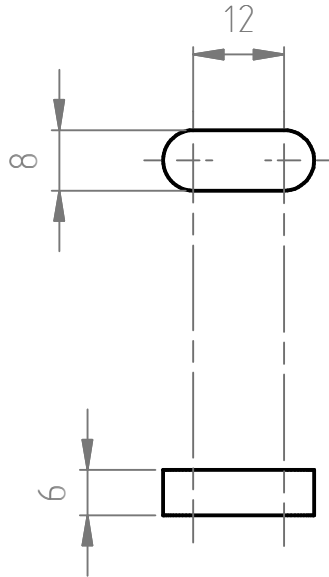
Módulo normal: 2 mm



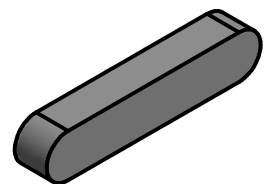
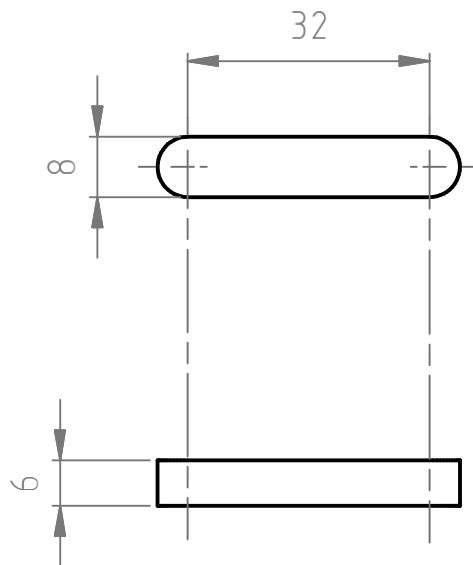
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Engrenagem 9	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



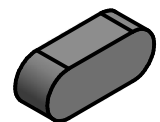
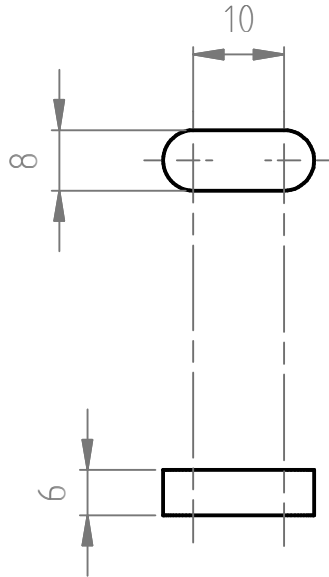
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Engrenagem 11	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço de alta dureza AISI 4140 Normalizado (870 °C) Temperado (845 °C) Revenido (205 °C)
1º diedro	Escala: 1:1,5	Folha 1 de 1	578 HB



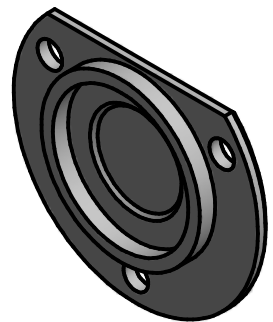
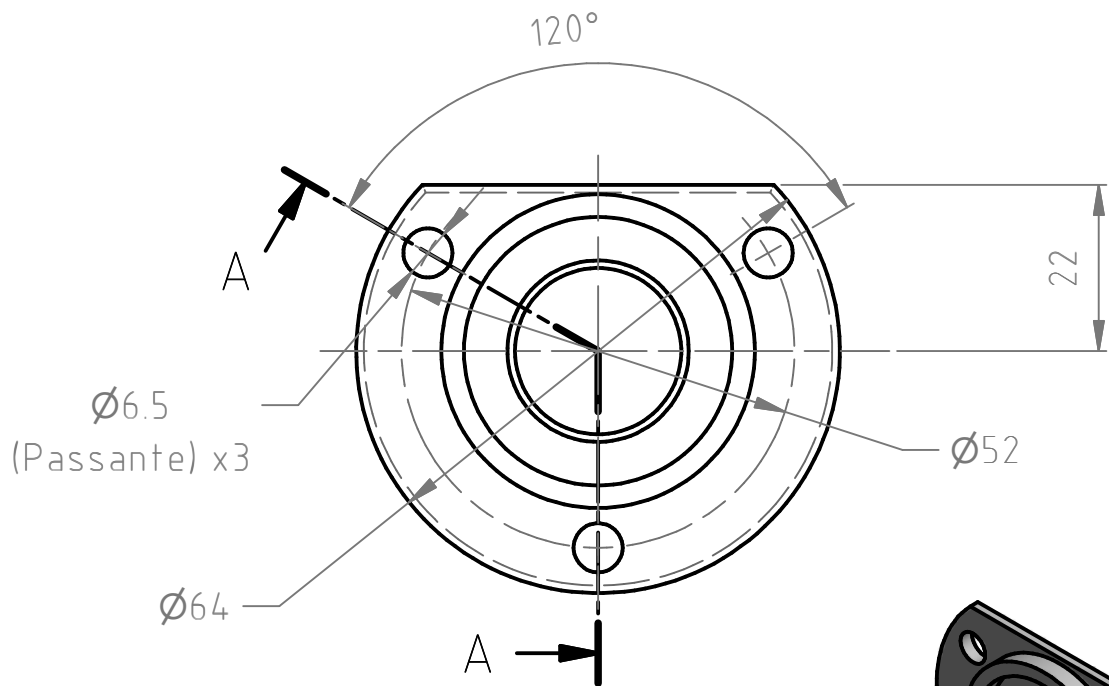
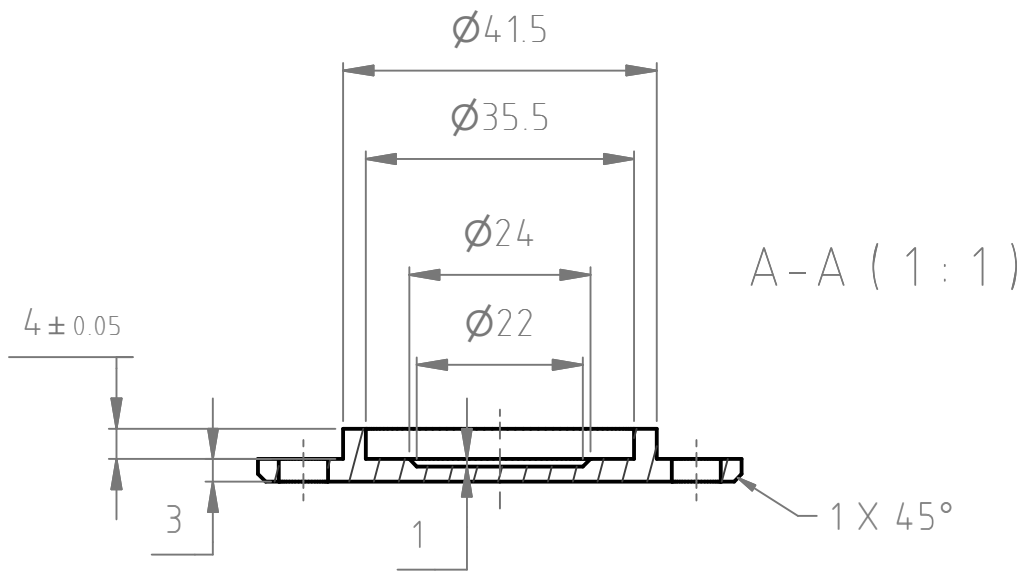
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Chaveta 2	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 2	Material: AISI 1040
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Chaveta 5 e 7	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 2	Material: AISI 1040
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	

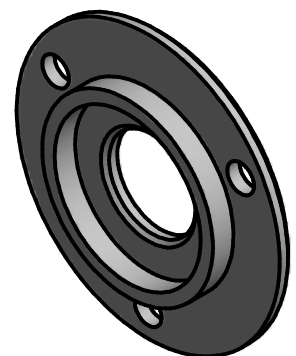
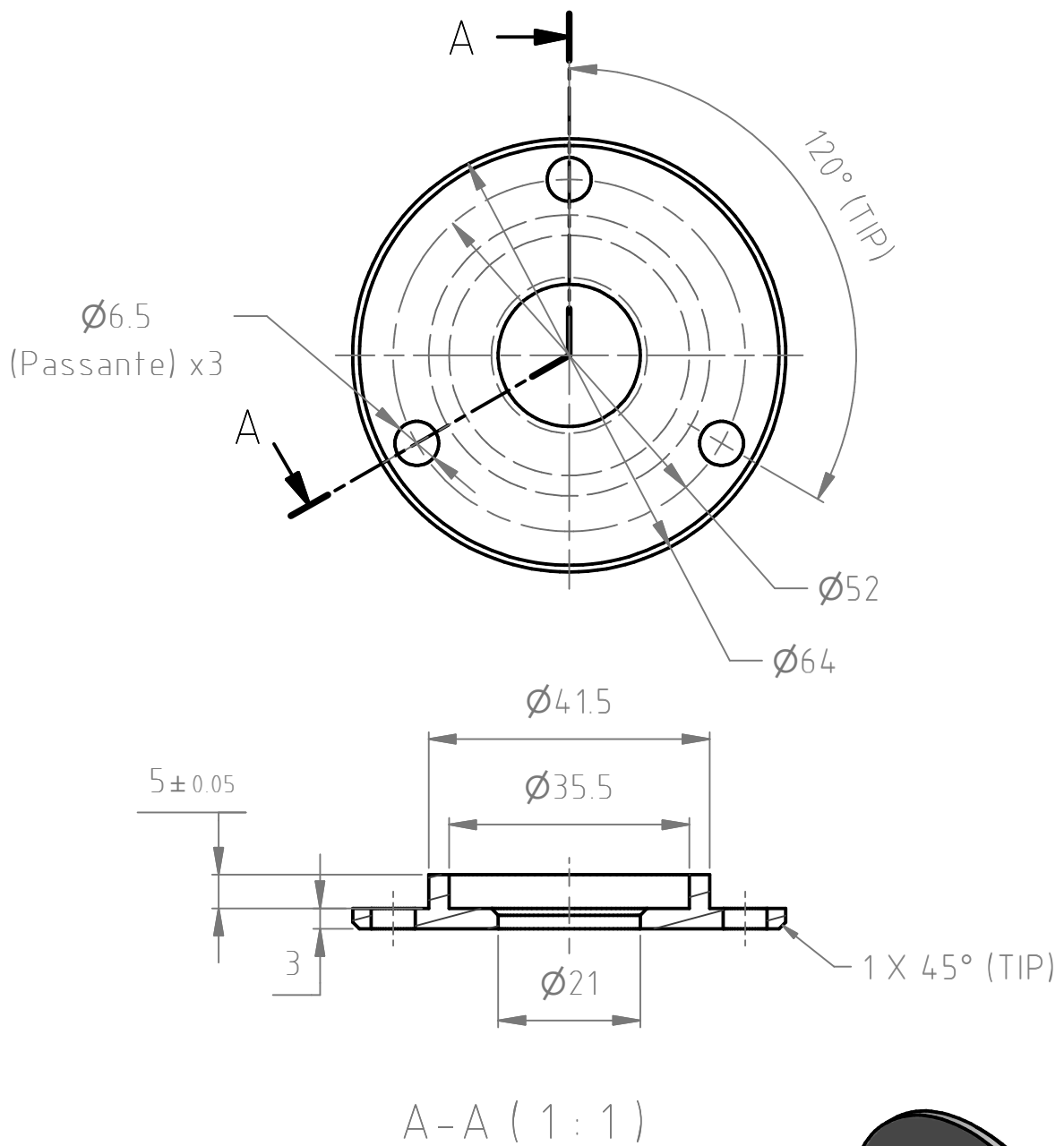


<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Chaveta 9	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 2	Material: AISI 1040
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	

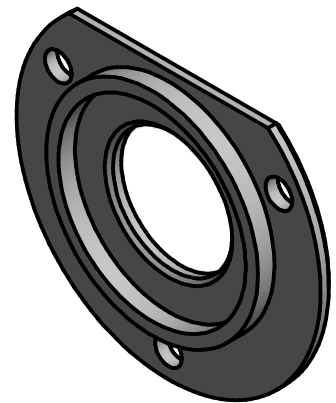
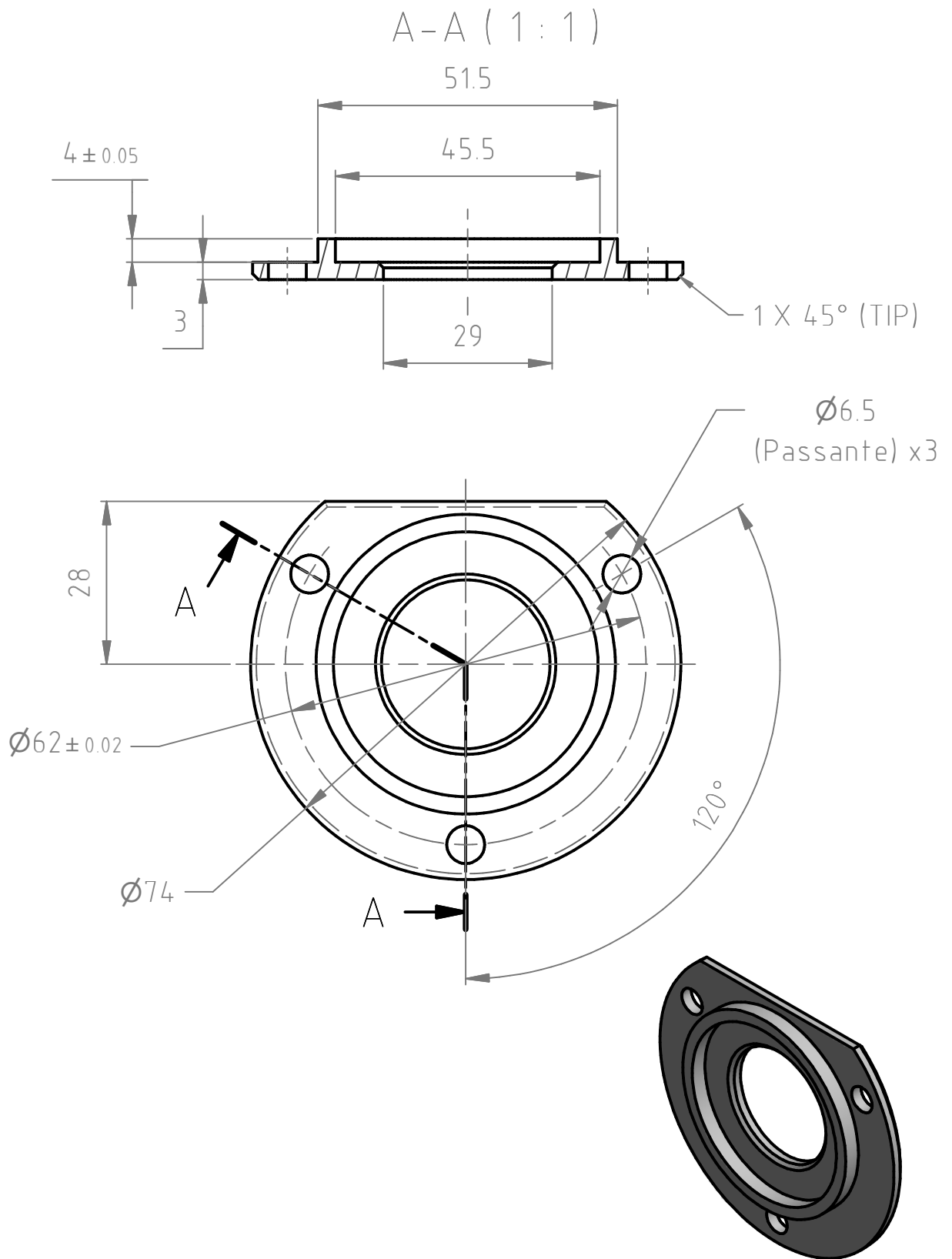


<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Tampa 42mm fechada	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 3	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1		





<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Tampa 42mm aberta	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 2	Material: Aluminio 6061 - T6	
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1		

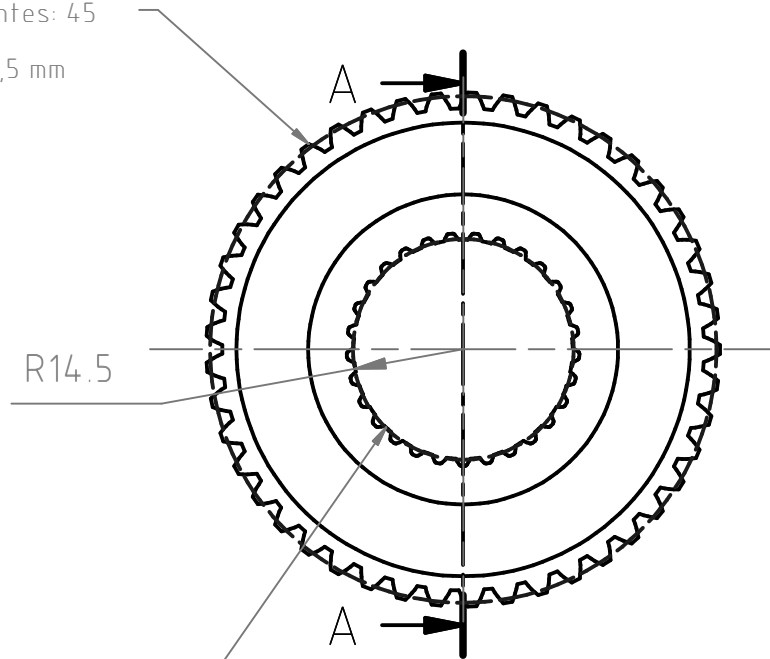


<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Tampa 52mm aberta	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aluminio 6061 - T6
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	

Angulo de pressão: 30°

Nº de dentes: 45

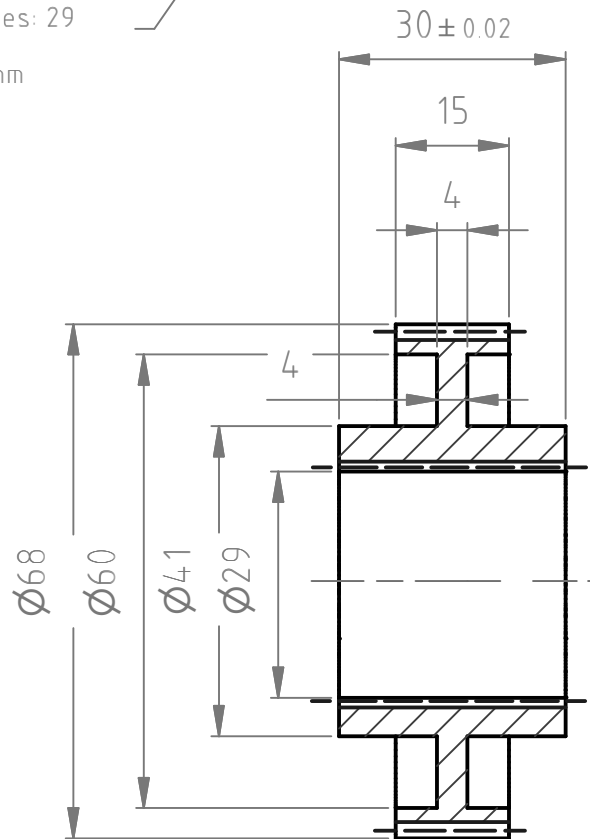
Módulo: 1,5 mm



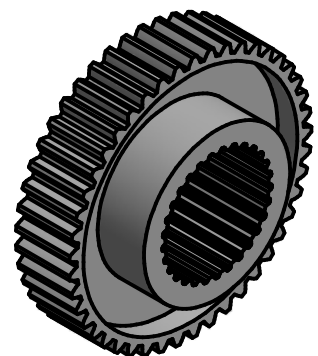
Angulo de pressão: 30°

Nº de dentes: 29

Módulo: 1 mm



A-A ( 1:1 )



**UFRJ - DEM**

Peça:

Miolo do seletor

Nº da peça:

Projetista:

Antonio Victor M Lopes

Data:

30/03/2013

Assinatura:

Professor:

Flavio de Marco Filho

Quantidade:

2

Material:

AISI 4340 Q&T 415 °C

1º diedro

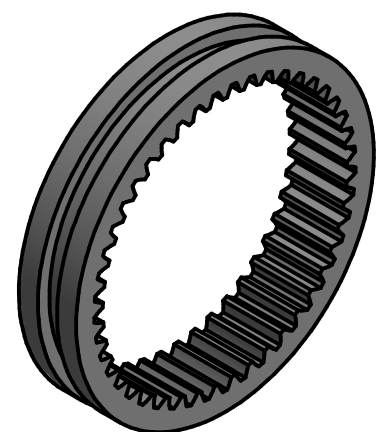
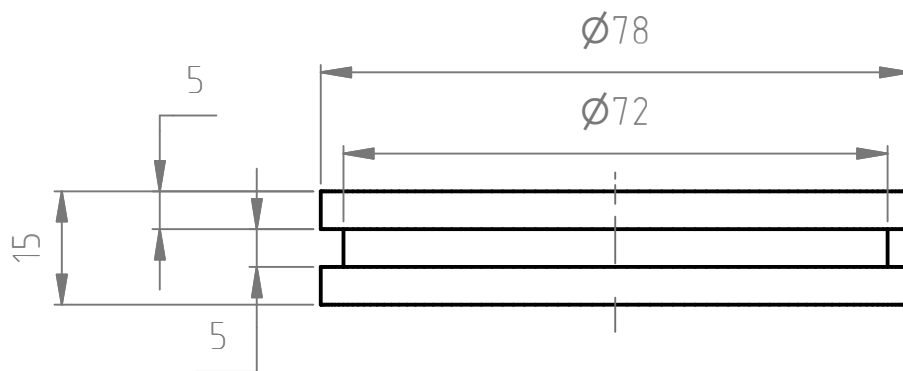
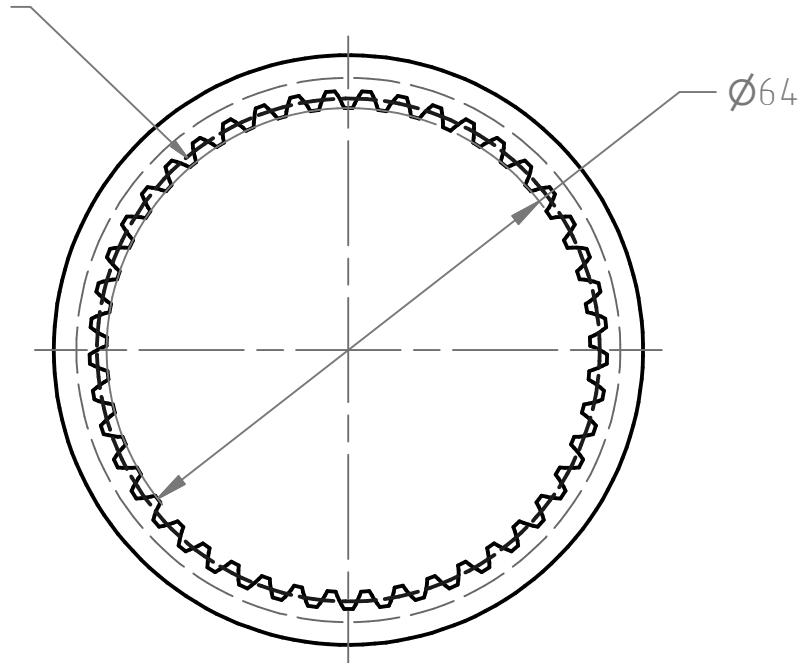
Escala: 1:1

Folha 1 de 1

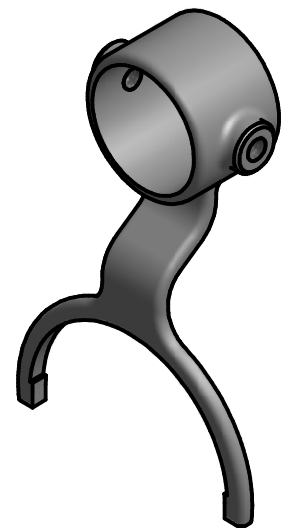
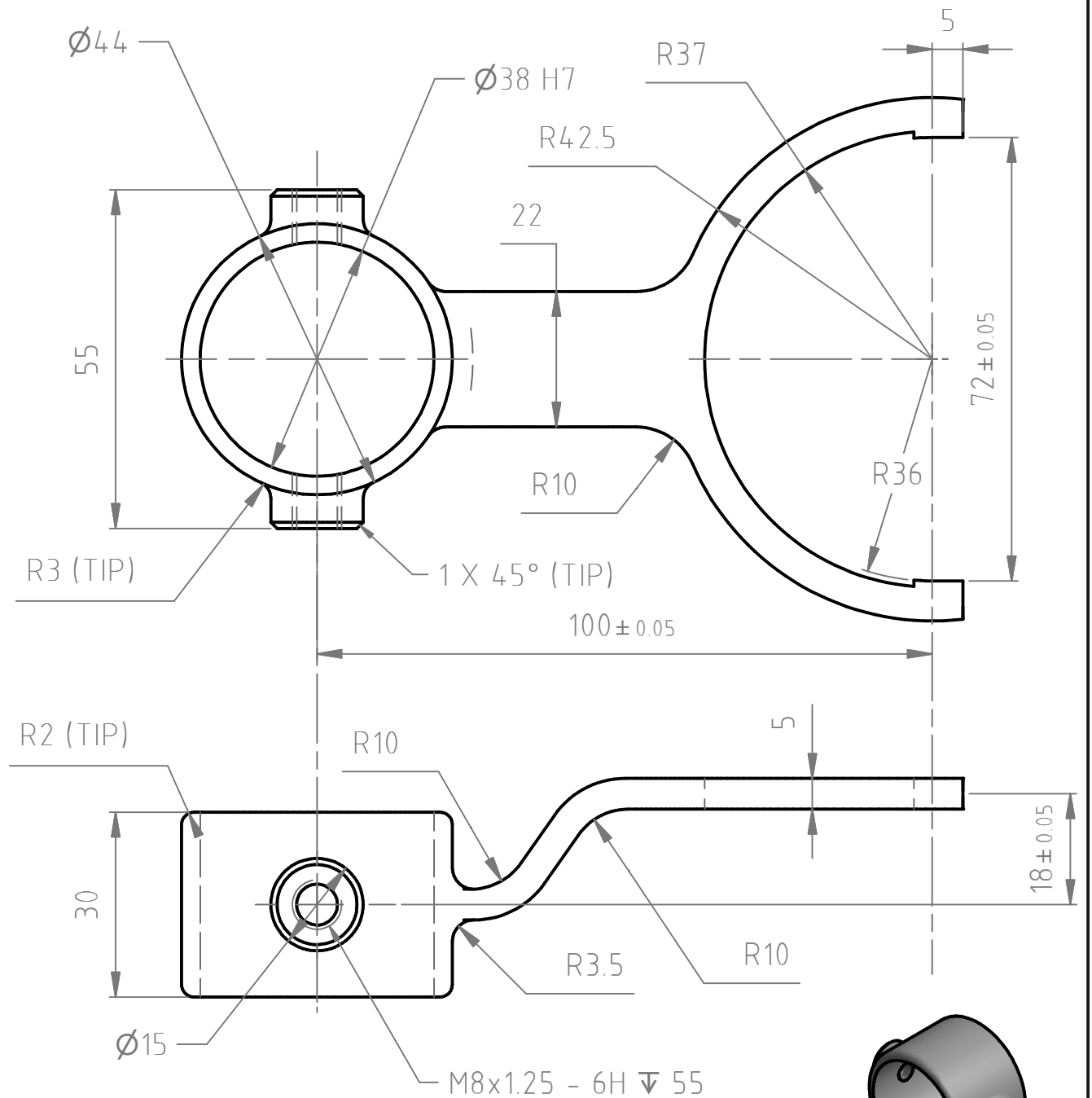
Angulo de pressão: 30°

Nº de dentes: 45

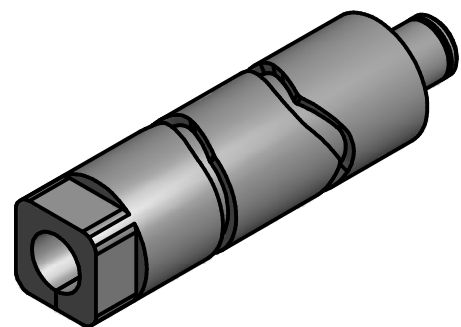
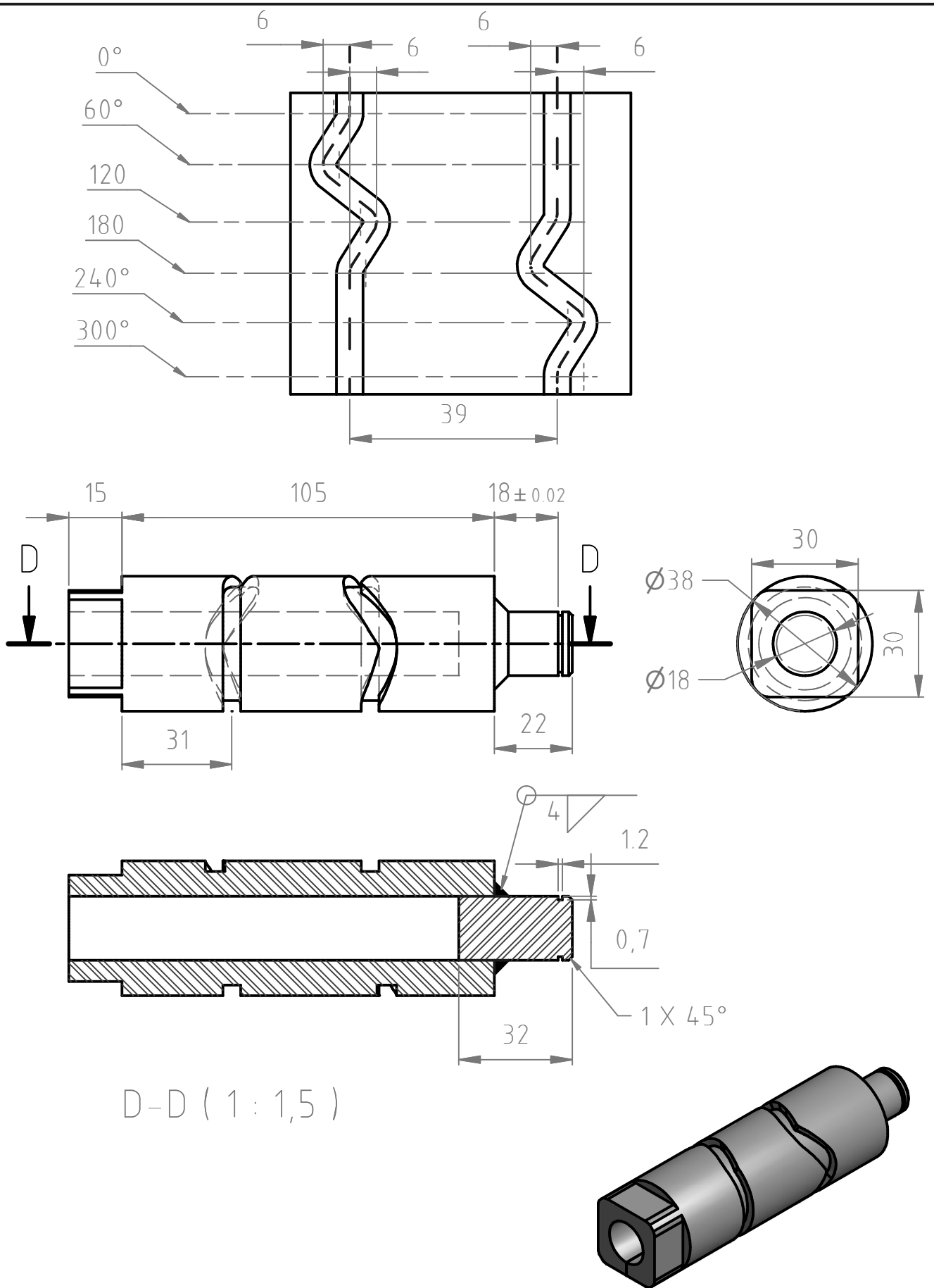
Módulo: 1,5 mm



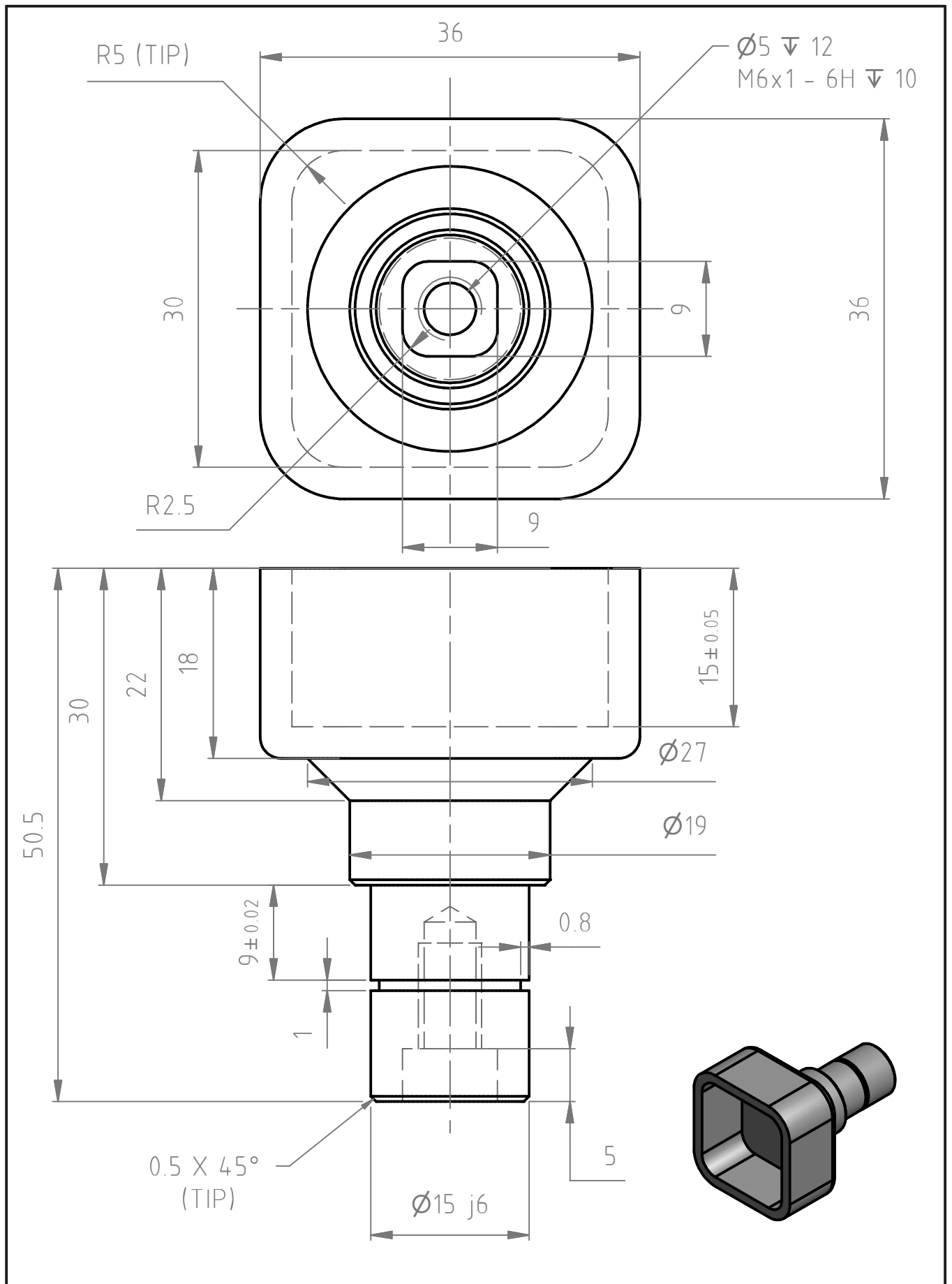
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Anel do seletor	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: AISI 4340 Q&T 415 °C
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



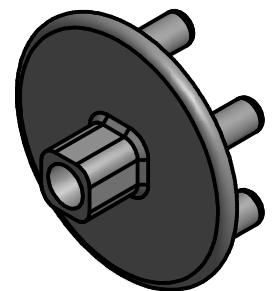
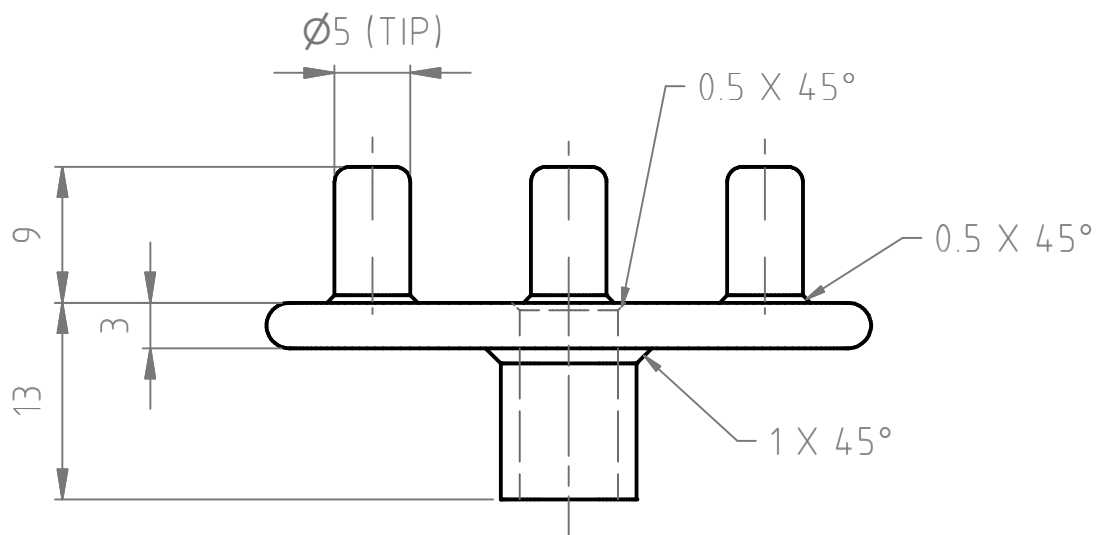
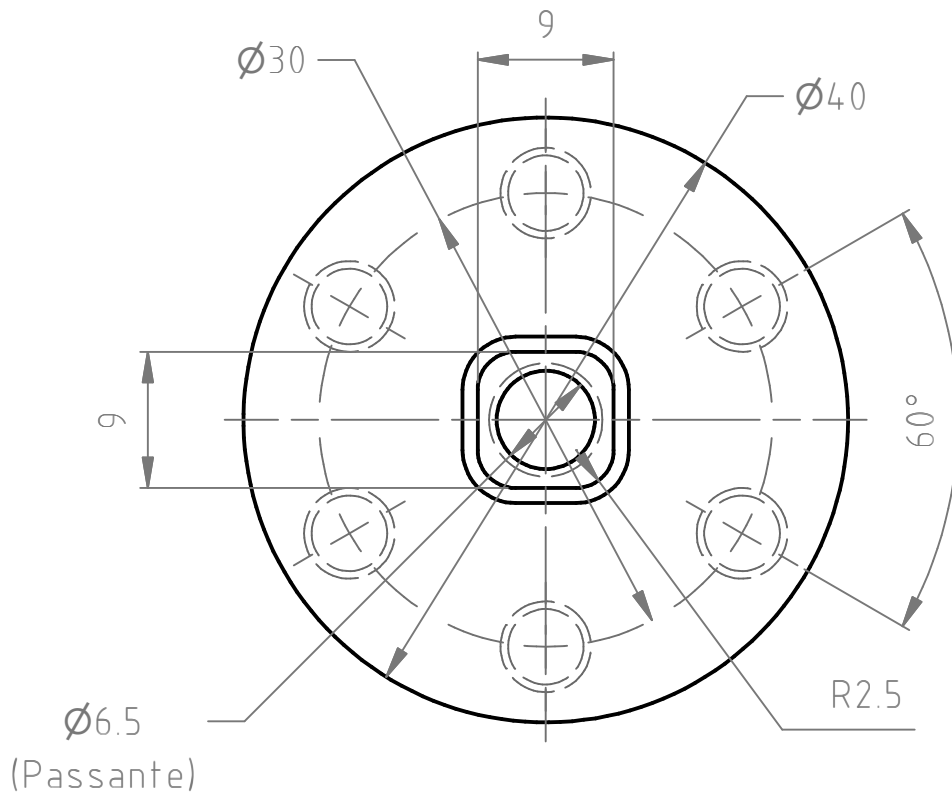
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Garfo seletor	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data:	30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade:	2	Material: Aço AISI 1020
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1		



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Tambor seletor	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 2	Material: AISI 1020
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



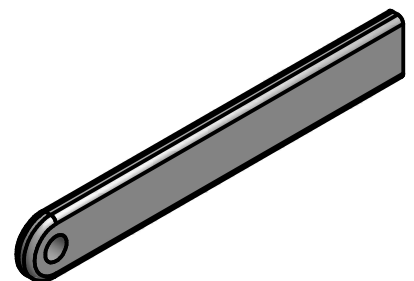
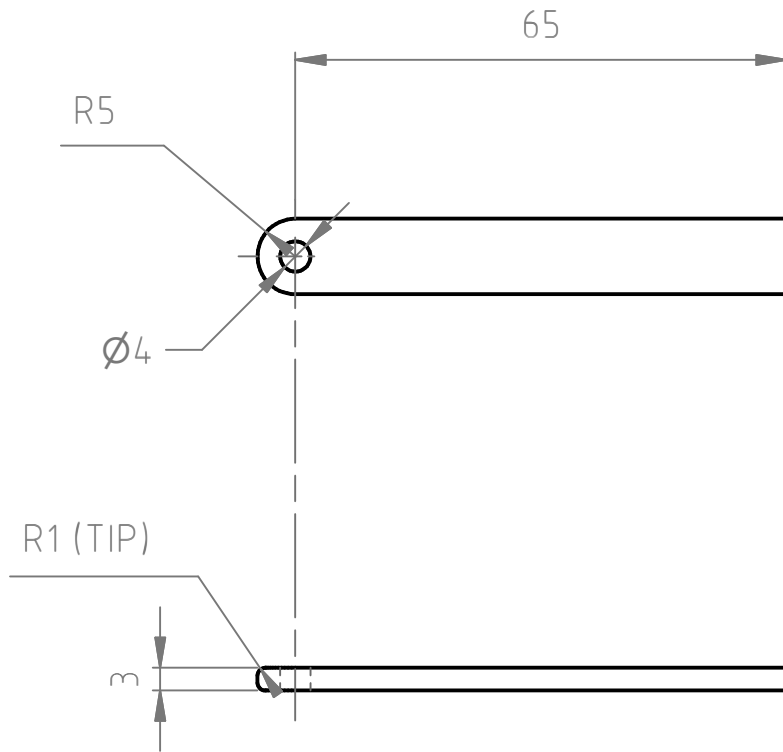
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Acoplamento do seletor	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade:	1	
1º diedro	Escala: 2:1	Folha 1 de 1	Material: Aço AISI 1020	



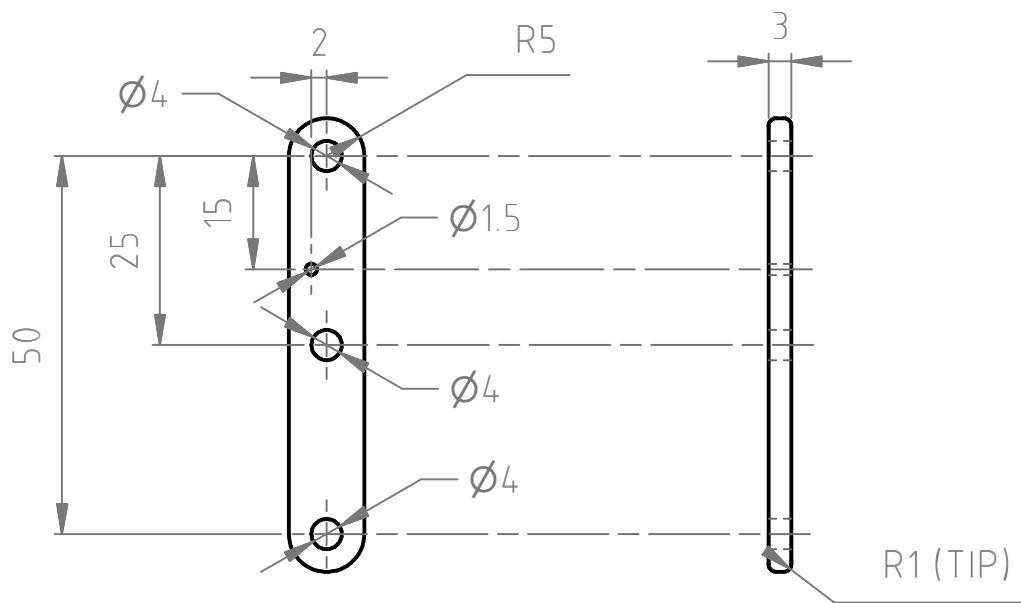
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça:	Placa de pinos	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:	
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Aço AISI 1020	
1º diedro	Escala: 2:1	Folha 1 de 1		



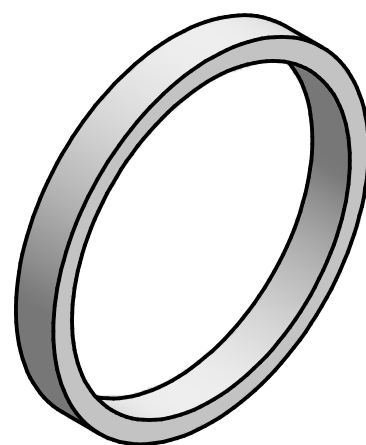
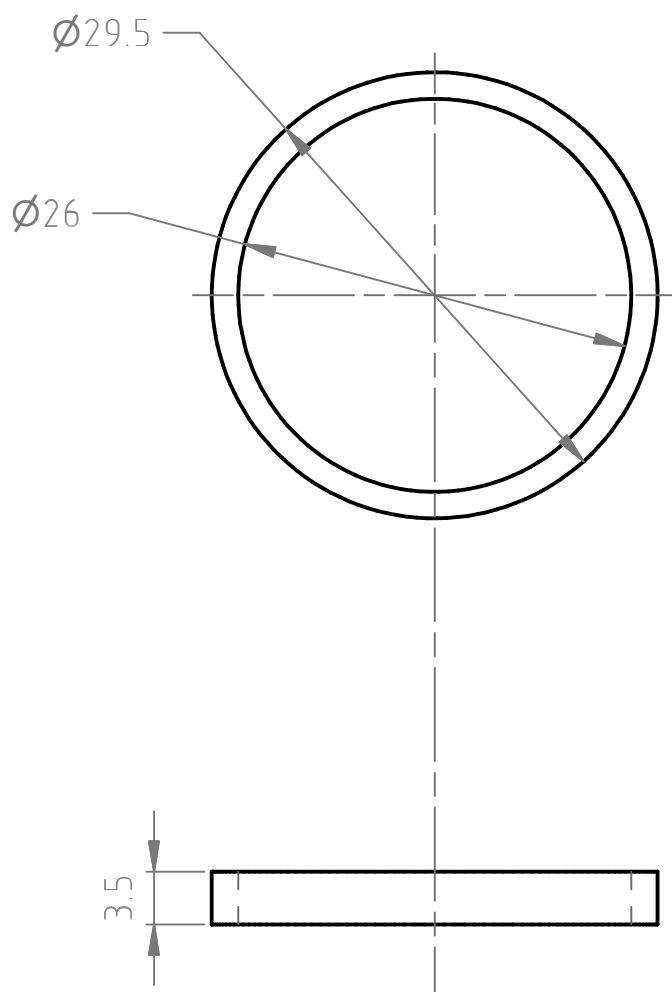




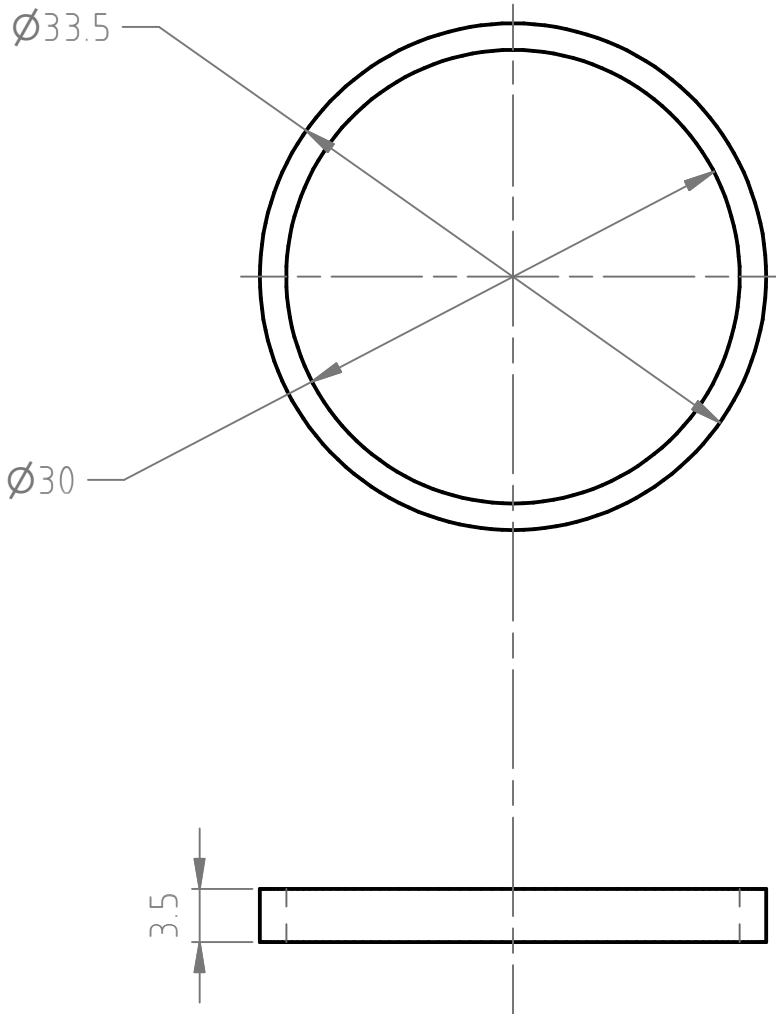
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Acionador da garra	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: AISI 1020
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



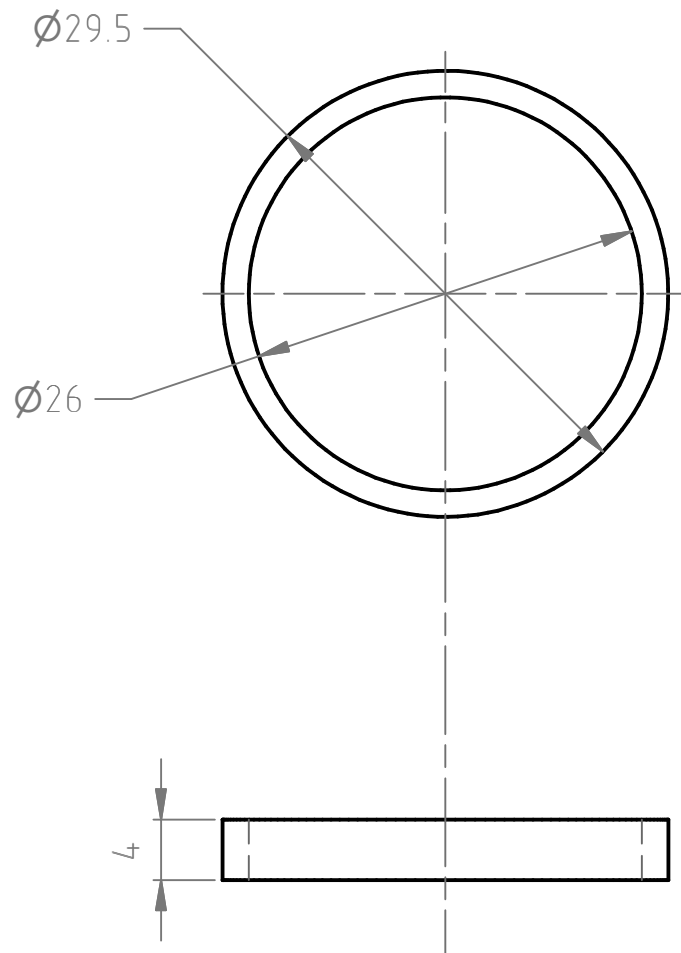
<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Acionador da garra 2	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: AISI 1020
1º diedro	Escala: 1:1	Folha 1 de 1	



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Bucha da engrenagem 4	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Nylon
1º diedro	Escala: 2:1	Folha 1 de 1	



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Bucha das engrenagem 6 e 8	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Nylon
1º diedro	Escala: 2:1	Folha 1 de 1	



<b>UFRJ - DEM</b>		Peça: Bucha da engrenagem 11	Nº da peça:
Projetista: Antonio Victor M Lopes		Data: 30/03/2013	Assinatura:
Professor: Flavio de Marco Filho		Quantidade: 1	Material: Nylon
1º diedro	Escala: 2:1	Folha 1 de 1	