CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

BRUNO BONAGURIO JULIO
FELIPE SILVEIRA
GABRIEL PULHEZ GONÇALVES DE MEDEIROS
GUSTAVO SEITY UWAI
JOÃO PEDRO DA ROCHA SANTOS
LUCCA DALLA DEA FERNANDES
MATEUS RIQUIERI MORTARI
RAFAEL LOPES BATISTA FERREIRA
RODRIGO BRANDÃO HIRAE
THAIS SENO RAMOS

GRAVITECH:

sistema de iluminação baseado em transformação de energia potencial gravitacional

São Bernardo do Campo

2021

BRUNO BONAGURIO JULIO
FELIPE SILVEIRA
GABRIEL PULHEZ GONÇALVES DE MEDEIROS
GUSTAVO SEITY UWAI
JOÃO PEDRO DA ROCHA SANTOS
LUCCA DALLA DEA FERNANDES
MATEUS RIQUIERI MORTARI
RAFAEL LOPES BATISTA FERREIRA
RODRIGO BRANDÃO HIRAE
THAIS SENO RAMOS

GRAVITECH:

sistema de iluminação baseado em transformação de energia potencial gravitacional

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado a Centro Universitário da FEI, como parte das exigências para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Me. Francisco Lameiras Júnior.

São Bernardo do Campo

2021

GRAVITECH : sistema de iluminação baseado em transformação de energia potencial gravitacional / Bruno Bonagurio Julio...[et al.]. São Bernardo do campo, 2021.
167 f. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Me. Francisco Lameiras Júnior.

1. Iluminação. 2. Gravidade. 3. Conversão de energia. I. Bonagurio Julio, Bruno. II. Silveira, Felipe. III. Pulhez Gonçalves De Medeiros, Gabriel. IV. Seity Uwai, Gustavo. V. Pedro Da Rocha Santos, João. VI. Dalla Dea Fernandes, Lucca. VII. Riquieri Mortari, Mateus. VIII. Lopes Batista Ferreira, Rafael. IX. Brandão Hirae, Rodrigo. X. Seno Ramos, Thais. XI. Lameiras Júnior, Francisco, orient. XII. Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

BRUNO BONAGURIO JULIO
FELIPE SILVEIRA
GABRIEL PULHEZ GONÇALVES DE MEDEIROS
GUSTAVO SEITY UWAI
JOÃO PEDRO DA ROCHA SANTOS
LUCCA DALLA DEA FERNANDES
MATEUS RIQUIERI MORTARI
RAFAEL LOPES BATISTA FERREIRA
RODRIGO BRANDÃO HIRAE
THAIS SENO RAMOS

GRAVITECH:

sistema de iluminação baseado em transformação de energia potencial gravitacional

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Comissão julgadora

Prof. Me. Francisco Lameiras Júnior

Prof. Sergio Delijaicov

Prof. Marko Ackermann

São Bernardo do Campo

06/12/2021

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer todos os professores que de alguma maneira nos ajudaram a construir conhecimentos e desenvolver ideias durante todo o curso. Fica aqui o agradecimento especial ao nosso orientador, professor Francisco Lameiras Junior e ao coordenador do curso de engenharia mecânica, professor Marko Ackermann.

Colegas da FEI, obrigado pela companhia durante esses seis longos anos, que foram difíceis, porém muito construtivos e que culminaram em um desenvolvimento pessoal e profissional muito satisfatório.

Aos familiares e amigos, que dividiram de alguma forma essa experiência conosco, obrigado pelo suporte e por tornarem essa trajetória mais tênue.

RESUMO

Um dos temas mais abordados no mundo atualmente é a energia renovável, e com ela, muitos outros vem em conjunto, como acessibilidade e eficiência energética. Como a energia elétrica é utilizada em qualquer tipo de aplicação industrial ou residencial, são nítidos os impactos econômicos e ecológicos positivos provenientes de avanços tecnológicos. No Brasil, mais de 2 milhões de pessoas não possuem acesso à energia elétrica, e consequentemente, desproveem de todos os recursos essenciais da mesma (acesso à internet, meios de comunicação, educação, acessibilidade, etc.). Esta carência social, em conjunto com o gigantesco mercado energético, impulsionou o desenvolvimento de um dispositivo para geração de energia elétrica através de uma fonte limpa e inesgotável em qualquer região, a gravidade. O GraviTech consiste em um dispositivo que transforma energia potencial gravitacional em energia cinética e posteriormente em energia elétrica, de maneira eficiente, com baixa necessidade de interação humana e com impacto ambiental mínimo.

Palavras-chave: Iluminação, Gravidade, Conversão de energia.

ABSTRACT

One of the most talked about topics in the world today is renewable energy, and with it, many others come together, such as affordability and energy efficiency. As electric power is used in any type of industrial or residential application, the positive economic and ecological impacts from technological advances are clear.

In Brazil, more than 2 million people do not have access to electric energy, and consequently are deprived of all its essential resources (access to the internet, means of communication, education, accessibility, etc.). This social deprivation, in conjunction with the gigantic energy market, drove the development of a device for generating electricity through a clean and inexhaustible source in any region, gravity. GraviTech consists of a device that transforms gravitational potential energy into kinetic energy, and later into electric energy, in an efficient way, with low need for human interaction and with minimal environmental impact. GraviTech consists of a device that transforms gravitational potential energy into kinetic energy, and later into electric energy, in an efficient efficiently, with low need for human interaction and with minimal environmental impact. minimal environmental impact.

Besides the isolated mode (proposed for people without access to electricity), the GraviTech can be used in conjunction with the conventional electric grid, increasing its efficiency. increasing the efficiency of the grid. Some of its benefits are the reduction of costs and environmental impacts if compared to conventional energy sources.

Keywords: Lighting, Gravit, Energy conversion.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Matriz energética brasileira – 2019 17
Figura 2 – Matriz elétrica brasileira - 2019 17
Figura 3 – Demanda de energia e transição da produção energética com fontes renováveis até 2035 20
Figura 4 – Golden Circle Gravitech 26
Figura 5 – Dispositivo para gerar energia criado pelos irmãos Wang 29
Figura 6 – Propriedades do LED selecionado. 30
Figura 7 – Propriedades do Motor-Gerador 31
Figura 8 – Relação Torque x Velocidade Angular 31
Figura 9 – Primeiro layout proposto para o sistema de transmissão 35
Figura 10 – Segundo layout proposto para o sistema de transmissão 36
Figura 11 – Fluxo de potência no sistema de transmissão 38
Figura 12 – Triedro de projetos exemplificado 39
Figura 13 – Simulação cinemática do primeiro estágio da planetária 40
Figura 14 – Visualização geométrica do sistema de transmissão 41
Figura 15 – Ambiente de dimensionamento de engrenagem – Autodesk Inventor 42
Figura 16 – Diagrama de corpo livre da catraca 43
Figura 17 – Representação gráfica 3D da catraca 44
Figura 18 – Input de projeto para o anel da primeira planetária 46
Figura 19 – Input de cálculo para o anel da primeira planetária 47
Figura 20 – Input de projeto para a planeta e sol da primeira planetária 48
Figura 21 – Input de cálculo para a planeta e sol da primeira planetária 49
Figura 22 – Geometria 3D gerada para a engrenagem planetária no primeiro estágio 50
Figura 23 – Projeto 3D gerado para a engrenagem planetária no primeiro estágio 50
Figura 24 – Valores de YF a partir de valores de Z e correção 52
Figura 25 – Fatores de serviço Ys 53
Figura 26 – Precisão do dente 53
Figura 27 – Input de projeto para o anel da segunda planetária 56
Figura 28 – Input de cálculo para o anel da segunda planetária 57
Figura 29 – Input de projeto para a planeta e sol da segunda planetária 58
Figura 30 – Input de cálculo para a planeta e sol da segunda planetária 59
Figura 31 – Geometria 3D gerada para a engrenagem planetária no segundo estágio 60

Figura 32 – Projeto 3D gerado para a engrenagem planetária no segundo estágio 60
Figura 33 – Input de projeto para a ECDR 62
Figura 34 – Input de cálculo para a ECDR 63
Figura 35 – Geometria 3D gerada para a ECDR 64
Figura 36 – Projeto 3D gerado para a ECDR 65
Figura 37 – Input de projeto para as polias e correia 66
Figura 38 – Input de cálculo para as polias e correia 67
Figura 39 – Geometria 3D gerada para as polias e correias 68
Figura 40 – Projeto 3D gerado para as polias e correias 68
Figura 41 – Diagrama de carregamentos para o eixo mais solicitado 70
Figura 42 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos 71
Figura 43 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos | Carregamento das engrenagens 71
Figura 44 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos | Carregamento de entrada 72
Figura 45 – Gráfico de diâmetro ideal para o eixo configurado 72
Figura 46 – Constante de dimensionamento para o rolamento SKF 61800 74
Figura 47 – Input de cálculo para verificação da seleção do rolamento 75
Figura 48 – Vistas ortogonais | Modelo 3D do projeto completo 76
Figura 49 – Perspectiva | Modelo 3D do projeto completo 77
Figura 50 – Vista explodida | Modelo 3D do projeto completo 78
Figura 51 – Vistas ortogonais | Modelo 3D do sistema de transmissão 79
Figura 52 – Perspectiva | Modelo 3D do sistema de transmissão 79
Figura 53 – Perspectiva em corte | Modelo 3D do sistema de transmissão 80
Figura 54 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão 80
Figura 55 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (entrada e primeiro estágio) 81
Figura 56 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (segundo estágio) 81
Figura 57 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (ECDR, Polias e Gerador) 82
Figura 58 – Modelo e arranjo para simulação do eixo-catraca de entrada 105
Figura 59 – Modelo geométrico do eixo-catraca dentro do software Ansys 106
Figura 60 – Escolha do material eixo-catraca dentro do software Ansys 107
Figura 61 – Malha gerada para o eixo-catraca dentro 108

Figura 62 – Malha refinada para o eixo-catraca 109
Figura 63 – Condições de apoio para o eixo-catraca 110
Figura 64 – Deformação estrutural para o eixo-catraca 111
Figura 65 – Tensões de Von Misses para o eixo-catraca 112
Figura 66 – Tensão máxima principal para o eixo-catraca 112
Figura 67 – Condições de apoio no cenário 2 para o eixo-catraca 113
Figura 68 – Deformação estrutural no cenário 2 para o eixo-catraca 114
Figura 69 – Tensões de Von Misses no cenário 2 para o eixo-catraca 114
Figura 70 – Tensão máxima principal no cenário 2 para o eixo-catraca 115
Figura 71 – Representação da engrenagem mais solicitada do sistema 115
Figura 72 – Engrenagem planeta em nylon 116
Figura 73 – Engrenagem sol em latão 116
Figura 74 117
Figura 75 118
Figura 76 – Malha tetraédrica no engrenamento 118
Figura 77 – Element sizing no engrenamento 119
Figura 78 – Esfera de influência para os elementos do engrenamento 119
Figura 79 – Malha final da engrenagem 120
Figura 80 – Configuração dos apoios 120
Figura 81 – Remote *displacement* nas engrenagens 121
Figura 82 – Configuração de carregamento no cenário 1 para o engrenamento 121
Figura 83 – Deformação no cenário 1 para o engrenamento 122
Figura 84 – Tensão de Von Misses no cenário 1 para o engrenamento 122
Figura 85 – Tensões máximas de cisalhamento no cenário 1 para o engrenamento 123
Figura 86 – Probe na engrenagem planeta no cenário 1 123
Figura 87 – Probe na engrenagem sol no cenário 1 124
Figura 88 – Configuração de carregamento no cenário 2 para o engrenamento 124
Figura 89 – Deformação no cenário 2 para o engrenamento 125
Figura 90 – Tensão de Von Misses no cenário 2 para o engrenamento 125
Figura 91 – Probe na engrenagem planeta no cenário 2 126
Figura 92 – Probe na engrenagem sol no cenário 1 126
Figura 93 – Adaptação para fixação do eixo e engrenagem sol da planetária 127
Figura 94 – Ciclo proposto para prototipagem do projeto 130

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Relevância dos critérios para o projeto.....27
Quadro 2 – Critérios de viabilidade para o sistema de transmissão.....27
Quadro 3 – Critérios para seleção dos materiais 28
Quadro 4 – Relações de transmissão propostas para o primeiro layout.....35
Quadro 5 – Relações de transmissão propostas para o segundo layout.....37

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO **14**
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA **15**
2.1 FONTES ENERGÉTICAS 16
2.2 FONTES ENERGÉTICAS NÃO-RENOVÁVEIS 18
2.2.1 Petróleo **18**
2.2.2 Gás natural **18**
2.2.3 Carvão mineral **19**
2.2.4 Nuclear **19**
2.3 FONTES ENERGÉTICAS RENOVÁVEIS 20
2.3.1 Solar **21**
2.3.2 Eólica **21**
2.3.3 Hidráulica **22**
2.3.4 Biomassa **23**
2.4 ANÁLISE DE MERCADO 24
3 CONCEITO E IDEALIZAÇÃO - GRAVITECH **25**
3.1 PROPÓSITO 25
3.2 OBJETIVO 26
3.3 MATRIZES DE DECISÃO 27
3.4 RESTRIÇÕES 28
3.5 BENCHMARKING 28
4 DIMENSIONAMENTO ELÉTRICO E VALORES MECÂNICOS INICIAIS **30**
4.1 ESCOLHA DO LED 30
4.2 ESCOLHA DO MOTOR - GERADOR 31
4.3 CÁLCULO DA POTÊNCIA GERADA PELO SISTEMA 32
4.4 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO NECESSÁRIA 33
5 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO **34**
5.1 CINEMÁTICA E RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO 34
5.2 MODELAGEM E RESTRIÇÕES ADOTADAS NO SISTEMA DE TRANSMISSÃO 37
5.3 VISUALIZAÇÃO GEOÉTRICA – PRÉ-PROJETO GEOMÉTRICO 41
5.4 SOFTWARE AUTODESK INVENTOR 41
5.5 ENTRADA – CATRACA 42
5.6 PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA 44
5.6.1 Dimensionamento por software **45**
5.6.2 Dimensionamento para conferência – Lewis & Hertz **51**
5.7 SEGUNDO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA 55
5.7.1 Dimensionamento por software **56**

5.7.2 Dimensionamento para conferência – Lewis & Hertz 61

5.8 ENGRENAGEM (ECDR) 61
5.9 POLIAS E CORREIA 65
5.10 EIXOS 69
5.11 ROLAMENTOS 70

6 MODELO 3D 76

6.1 PROJETO COMPLETO 76
6.2 SISTEMA DE TRANSMISSÃO 79

7 DESENHOS TÉCNICOS 83
8 SIMULAÇÕES 104

8.1 EIXO COM MAIOR CARREGAMENTO – CATRACA 104

8.1.1 Cenário 1 – Carregamento distribuído em 3 engrenagens 106
8.1.2 Simulação estrutural – Cenário 1 109
8.1.3 Pós processamento – Cenário 1 110
8.1.4 Simulação estrutural – Cenário 2 113
8.1.5 Pós-processamento – Cenário 2 113

8.2 ENGRENAGEM COM MAIOR CARREGAMENTO – PRIMEIRO ESTÁGIO 115

8.2.1 Análise do cenário 1 (carregamento distribuído em 3 engrenagens) 121
8.2.2 Análise do cenário 2 (carregamento em 2 engrenagens) 124

9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO 127

9.1 PROTÓTIPO 127

9.1.1 Engrenagens 128
9.1.2 Polias 129
9.1.3 Seleção dos rolamentos e apoios 129

9.2 VIABILIDADE ECONÔMICA, CONSTRUÇÃO E DISTRIBUIÇÃO 129

10 CONCLUSÃO 131
REFERÊNCIAS 132
APÊNDICE I – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ANEL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA 134
APÊNDICE II – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA SOLAR E DO PLANETA DO PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA 138
APÊNDICE III – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ANEL DO SEGUNDO ESTÁGIO DA ENGRENAGEM PLANETÁRIA 142
APÊNDICE IV – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA SOLAR E DO PLANETA DO SEGUNDO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA 146
APÊNDICE V – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA ECDR 151
APÊNDICE VI – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS E CORREIAS 156

APÊNDICE VII – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO EIXO MAIS SOLICITADO.....159
APÊNDICE VIII – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS 167

1 INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos as necessidades energéticas do homem fora crescendo, e com isso, tornou-se constante a busca pela evolução no âmbito energético. No início, as principais necessidades a serem supridas era a alimentação, iluminação e aquecimento, que posteriormente com os avanços da matemática e engenharia, voltaram-se a desenvolver sistemas complexos que usufruíssem das energias dispostas da natureza visando a otimização das tarefas e maior conforto.

Nas últimas décadas, junto com a ampla utilização do petróleo, o uso da eletricidade desenvolveu-se de forma exponencial, aumentando os usos finais da energia. Com o consumo acentuado de energia, os países estão optando cada vez mais por diversificar suas fontes, investindo em recursos renováveis, auxiliando na preservação do meio ambiente e interesses comerciais.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A cronologia em torno da energia inicia-se na pré-história, à medida que o homem buscava artifícios que auxiliassem sua sobrevivência. Desta forma, o primeiro progresso na geração de energia foi a descoberta do fogo, que a princípio aprimorou a segurança, a iluminação e a alimentação. Posteriormente, o fogo tornou-se a principal fonte de energia, e aliado aos combustíveis fosseis, possibilitou a revolução industrial.

Adiante, a constante busca por desenvolvimento propiciou a invenção de novos mecanismos capazes de reduzir os esforços humanos e melhorar a eficácia nas atividades cotidianas. A adoção da energia proveniente da tração animal substituiu os métodos de preparação da terra e plantio, que eram manuais, aumentando a produtividade e agilidade deste processo. A utilização da energia cinética provinda dos moinhos (de vento e água) otimizou os processos de moagem de grãos e a irrigação das plantações, e com o passar dos anos, foram adaptados para a movimentação de maquinários e geração de energia elétrica. Tais descobertas marcaram a revolução agrícola.

Na Idade Antiga, a utilização do vento como conversor energético desencadeou a invenção de um novo meio de transporte, o barco a vela. O uso da força do vento promoveu a locomoção de pessoas e produtos em trajetos mais longos, sendo fundamental para o desenvolvimento do comércio e a colonização.

A partir da Idade Média, os avanços de importantes áreas da ciência, como a matemática e a engenharia, impulsionaram um amplo conhecimento na transformação das formas de energias dispostas na natureza em energia útil ao homem, em forma de trabalho. Neste período, os feitos de Arquimedes (287-212 A.C.) simbolizaram estes avanços com a invenção do sistema de alavancas e outros mecanismos dispostos a movimentar objetos pesados, reduzindo o esforço humano. O uso de artefatos mecânicos tornaria possível a multiplicação da força extraída de todas as formas de energia conhecidas pelo homem (PIERRE, 2011).

Anteriormente ao período da Idade Moderna e da Idade contemporânea, não houve grandes mudanças na matriz energética mundial, seguindo um mesmo conceito de uso e fontes disponíveis. Porém, com o início da Revolução Industrial (1760-1840), o estudo e ampliação de novas tecnologias voltadas a novos recursos energéticos foi notório. Iniciou-se então a utilização dos combustíveis de origem fóssil, principalmente o carvão mineral, que substituiu a lenha e foi empregado em grande proporção na indústria, na geração de energia elétrica e em meios de transporte. O carvão mineral perdurou como principal fonte energética no mundo até 1961, quando foi ultrapassado pelo petróleo.

Em meados do século XIX, deu-se início a era do petróleo, que foi descoberto em 1859 por Edwin Laurentine Drake (1819-1880) nos EUA. A princípio sua utilização era voltada a produção de querosene e outros óleos lubrificantes. A expansão do mercado automobilístico em 1908, com a chegada do Ford-T, fez com que a gasolina, em 1911, torna-se o foco do mercado superando o querosene.

Em 1930, com o surgimento das indústrias petroquímicas, deu-se origem à diversos subprodutos que auxiliaram na fabricação de novos objetos e equipamentos. As crises do petróleo em 1973 e 1978 desencadearam a atenção e investimentos para a questão do uso de fontes alternativas de energia. Com isto, os governos se dedicaram no desenvolvimento das turbinas eólicas de grande porte, apresentando soluções *onshore* e *offshore*. Atualmente, há uma ampla variedade de dispositivos e tecnologias em torno destas turbinas, possibilitando a aplicação em diversos mercados e podendo atender sistemas isolados e distantes do centro urbano.

Na década de 70, o investimento em biomassa foi significativo, proporcionando uma maior utilização da energia proveniente da fotossíntese, transformando-a em energia química e elétrica. No Brasil, por exemplo, a extração do etanol vindo da cana-de-açúcar foi significativa e, com o apoio do governo através de campanhas, automotores movidos a álcool tornaram-se os preferidos entre os consumidores em 1983.

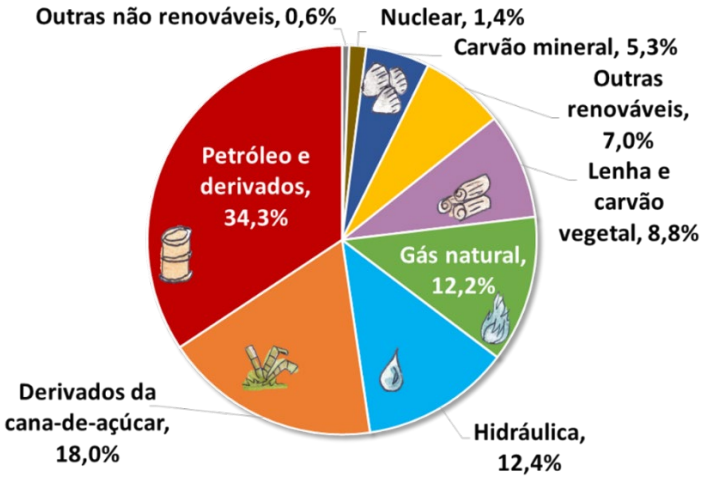
Atualmente nota-se que a composição da matriz energética mundial vem se tornando mais diversificada, minimizando a dependência exclusiva em uma única fonte e melhorando a confiabilidade dos sistemas.

2.1 FONTES ENERGÉTICAS

No nosso planeta encontramos diversos tipos de fontes de energia. Elas podem ser renováveis ou não renováveis. Por exemplo, a energia solar e a eólica (obtida através dos ventos) fazem parte das fontes de energia renováveis. Por outro lado, os combustíveis fósseis (derivados do petróleo e do carvão mineral) possuem uma quantidade limitada, podendo acabar caso não haja um consumo racional.

A atual matriz energética instalada no Brasil, como pode ser visto na Figura 1 é formada por aproximadamente 55% de energia não renovável de diferentes fontes (petróleo e derivados, gás natural, carvão mineral), os outros 45% são provenientes de fontes renováveis (cana-de-açúcar e seus derivados, hidráulica etc.)

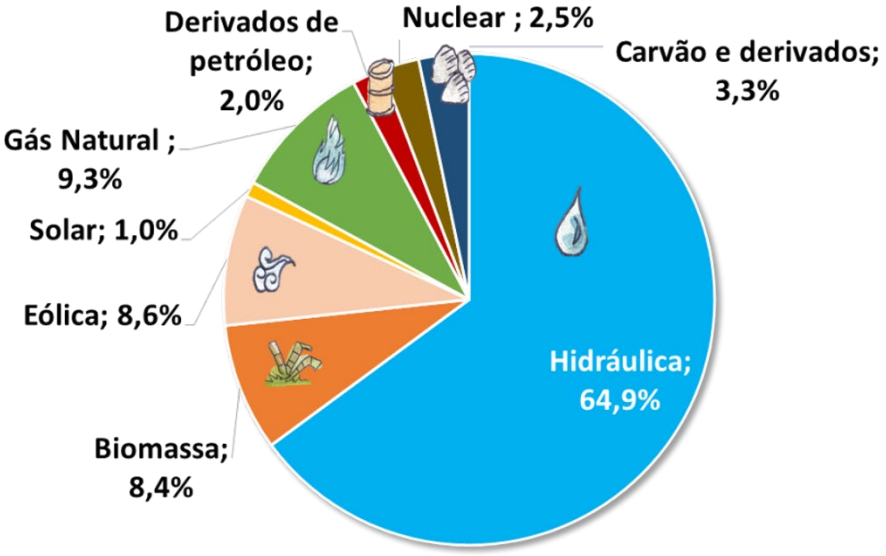
Figura 1 – Matriz energética brasileira – 2019



Fonte: EPE 2020

Parte da matriz energética, a matriz elétrica brasileira (Figura 2) é ainda mais renovável do que a energética, isso porque grande parte da energia elétrica gerada vem de usinas hidrelétricas. A energia eólica também vem crescendo bastante, contribuindo para que a nossa matriz elétrica continue sendo, em sua maior parte, renovável.

Figura 2 – Matriz elétrica brasileira - 2019



Fonte: EPE 2020

Atualmente, os recursos naturais e renováveis tem sido o foco de inúmeras pesquisas, impulsionadas pelo aumento das preocupações com o meio ambiente, devido aos problemas ecológicos e do aquecimento global, gerados pela utilização de combustíveis fósseis. O aproveitamento correto das fontes renováveis é um excelente modo de substituir as “energias sujas” e evitar danos ao planeta (AZEVEDO, 2013).

2.2 FONTES ENERGÉTICAS NÃO-RENOVÁVEIS

As fontes não renováveis de energia são aquelas que se utilizam de recursos naturais esgotáveis, ou seja, que terão um fim, seja em breve, seja em um período de médio ou longo prazo. Em alguns casos, esse tipo de energia costuma apresentar problemas de ordem ambiental, além de disputas envolvendo a extração e comercialização de suas matérias-primas. Os principais exemplos de fontes de energia não renováveis são os combustíveis fósseis (petróleo, carvão mineral, gás natural e xisto betuminoso) e os combustíveis nucleares.

2.2.1 Petróleo

O petróleo é encontrado no fundo dos oceanos, bem como no solo e em rochas sedimentares. Dentre os primeiros colocados na produção de petróleo a nível mundial estão a Rússia, a Arábia Saudita e os Estados Unidos; o Brasil também representa um papel bastante significativo nesse setor, ocupando ao longo dos anos, por volta da décima colocação. É importante destacar que, uma jazida de petróleo pode levar entre dez e quatrocentos milhões de anos para se constituir. Muitas teorias giram em torno de sua origem, contudo, a mais aceita é de que o petróleo é oriundo da sedimentação de matéria orgânica (animal e vegetal) depositada no fundo dos mares e oceanos, durante milhões de anos. O petróleo é matéria prima de muitos combustíveis, produtos, óleos, tais como: gasolina, gás liquefeito de petróleo (GLP), gás natural, querosene, óleo diesel, nafta petroquímica, solventes, asfalto, dentre outros.

2.2.2 Gás natural

O gás natural é um combustível fóssil encontrado em bacias sedimentares marinhas e terrestres associado ou não, ao petróleo. É composto por uma mistura de hidrocarbonetos leves, com predominância de metano, e permanece em estado gasoso em condições normais de temperatura e pressão do ambiente. Esse gás pode passar por tratamentos termodinâmicos para ser tornar líquido e assim é chamado de gás natural liquefeito (GNL), sendo mais facilmente transportado. É uma das fontes de energia mais importantes do mundo, atrás apenas do petróleo e do carvão. Representa um ótimo combustível com diversas aplicações em automóveis e residências, comércios e indústrias, para prover eletricidade e calor. É também utilizado como matéria-prima na indústria petroquímica (plásticos, tintas, fibras sintéticas e borracha) e de fertilizantes (transformado em ureia, amônia e derivados). Na geração de energia elétrica, tem sido bastante empregado nas termelétricas e em indústrias.

2.2.3 Carvão mineral

O carvão mineral é um combustível fóssil muito usado atualmente nas siderúrgicas e usinas termoelétricas para produção de energia. O carvão mineral ou carvão fóssil é originado de restos de vegetais que viveram há milhões de anos em locais pantanosos. À medida que esses vegetais morriam suas partes foram se acumulando nos fundos lodosos dos terrenos. Devido à ação da temperatura e da pressão ao longo de milhares de anos esses restos se transformaram em rochas, formando as jazidas de carvão. Esse processo é denominado encarbonização e envolve condições biológicas e geológicas específicas, por exemplo, uma vegetação densa em solo pantanoso. O carvão é composto de hidrocarbonetos, ou seja, na sua composição há principalmente carbono e hidrogênio, além de enxofre e outros elementos. A quantidade de carbono presente na sua estrutura determina o tipo de carvão. Quanto maior o teor de carbono, mais puro e maior o poder energético do carvão

2.2.4 Nuclear

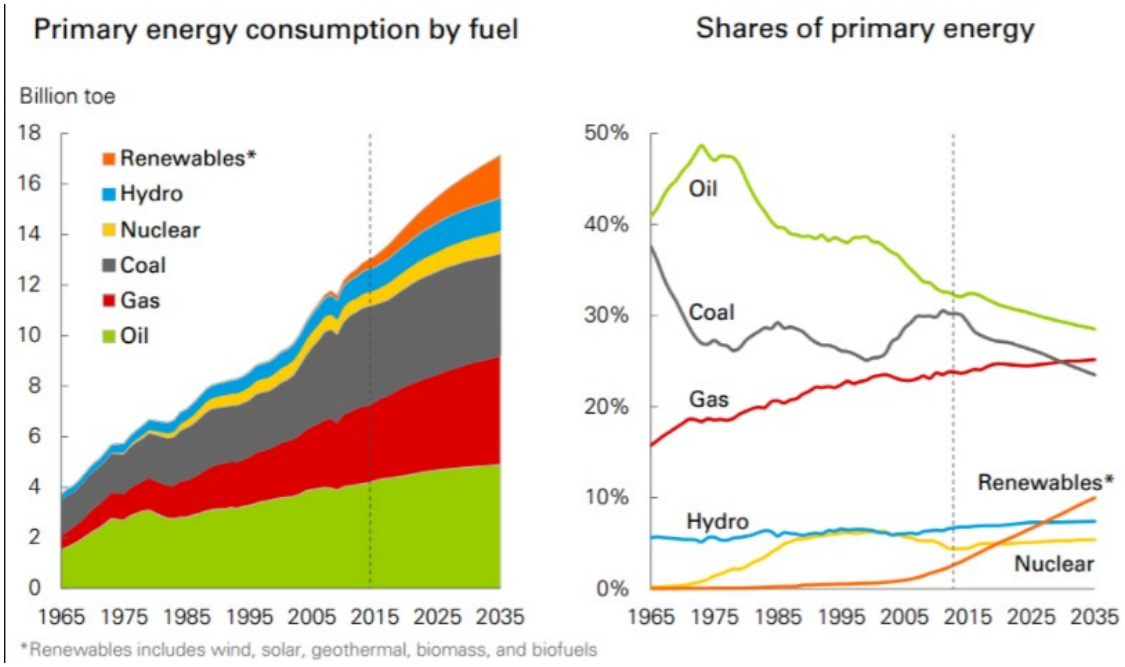
A energia nuclear é produzida pelo processo denominado fissão (divisão) do átomo. Quando a energia do átomo é liberada rapidamente é transformada em luz. Se for liberada lentamente, contudo, a energia é liberada na forma de calor, que é usado nas usinas nucleares. Hoje, o elemento químico utilizado para a geração da energia nuclear é o Urânio. Há outros em estudo, mas não para comercializar, como ocorre com o Urânio.

É uma alternativa às limitações de fontes naturais, como rios (energia hidrelétrica), carvão, gás e petróleo. Também demonstra mais eficiência na comparação com outras fontes de energia (eólica) e tem o custo final menor que a maioria das tecnologias empregadas atualmente. Atualmente, 31 países exploram a energia nuclear. Os 388 reatores em atividade no mundo têm capacidade de atender 10% da necessidade de energia elétrica do mundo. A maioria dos reatores está instalada no Japão. A partir de 2014, o mercado observou queda na produção, que chegava a 17,6% da demanda mundial em 1996. (ESPACIOS. Vol.37, N°26, Ano 2016, Pág.3).

2.3 FONTES ENERGÉTICAS RENOVÁVEIS

As fontes renováveis de energia são aquelas em que os recursos naturais utilizados são capazes de se regenerar, ou seja, são considerados inesgotáveis, além de diminuir o impacto ambiental e contornar o uso de matéria prima que normalmente é não renovável. Dentre as energias alternativas renováveis, mais conhecidas atualmente encontram-se a energia eólica, energia hidráulica, energia solar e biomassa. A utilização dessas energias alternativas renováveis em substituição aos combustíveis fósseis é viável e vantajosa. Além de serem praticamente inesgotáveis, as energias renováveis podem apresentar impacto ambiental muito baixo, sem afetar o balanço térmico ou a composição atmosférica do planeta. O desenvolvimento das tecnologias para o aproveitamento das fontes renováveis poderá beneficiar comunidades rurais e regiões afastadas, bem como a produção agrícola através da autonomia energética e consequente melhoria global da qualidade de vida dos habitantes (COSBEY, 2011). A transição entre as fontes de energia não renováveis para fontes renováveis, em uma projeção até 2035 pode ser observada na Figura 3.

Figura 3 – Demanda de energia e transição da produção energética com fontes renováveis até 2035



Fonte: Artigo Ecobate/Relatório anual Energy Outlook 2017

2.3.1 Solar

A energia solar é uma energia renovável obtida pela luz do sol, utilizada para o aquecimento de água (energia térmica) ou como fonte de energia elétrica. Assim como a energia eólica é uma das formas limpas de produção de energia que mais cresce no mundo. Esta fonte de energia é proveniente da luz do sol e pode ser usada para produzir energia térmica, através do método de aquecimento solar, ou para produzir energia elétrica diretamente, através dos painéis solares fotovoltaicos ou ainda indiretamente, por meio das usinas que usam a energia heliotérmica.

O Brasil, em relação à energia solar, é considerado privilegiado, visto a imensa incidência de raios solares emitidos em seu território e pelas reservas de quatzo para a produção do silício, utilizados na fabricação de células solares. Ainda em razão disso vários são os benefícios como gases não poluentes na atmosfera comparada a outras energias, a mínima manutenção em suas centrais, a sua utilização em lugares remotos ou de difícil acesso, e uma grande vida útil de seus sistemas implantados. Entretanto, ainda causa alguns impactos ambientais como emissões de produtos tóxicos durante a produção do insumo utilizado para a produção dos módulos e componentes periféricos, não podendo ser usado nos períodos de chuva e noturno (AGUILAR et al., 2012).

2.3.2 Eólica

A energia eólica é o processo pelo qual o vento é transformado em energia cinética e a partir dela em eletricidade com o uso de equipamentos específicos. O vento é usado como gerador de energia desde a antiguidade em sistemas como o bombeamento de água, a moagem de grãos e a movimentação de barcos. A ONU (Organização das Nações Unidas) classifica a energia eólica como MDL (Mecanismo de Desenvolvimento Limpo) e a colocou como prioridade para investimentos no incentivo à chamada economia verde. Hoje, a energia eólica é a mais buscada entre as fontes de energia renováveis. É a opção às fontes não-renováveis que mais são utilizadas para abastecimento em todos os países. Os modelos de exploração de energia predominantes recebem críticas pelos intensos impactos ambientais que geram.

No âmbito nacional e em relação à crise energética existente, as perspectivas quanto ao uso dessa energia são cada vez maiores e apesar de estarem em crescimento no Brasil, no mundo ela já movimenta cerca de 2 bilhões de dólares. No Brasil o Ceará foi o primeiro estado a se manifestar em relação a essa energia e assim estimulou vários outros estados brasileiros que hoje têm 20,3MW de capacidade instalada em território nacional conectadas a rede elétrica (ANEEL, 2016; SILVA & BRITO, 2016).

2.3.3 Hidráulica

É a energia da queda d'água que é convertida em eletricidade. Uma usina hidrelétrica, também chamada de usina hidroelétrica ou central hidroelétrica, é uma obra de engenharia que usa a força das águas para gerar energia. A constituição de uma usina hidroelétrica, se dá de forma conjunta e integrada sendo formada basicamente pelo sistema de captação e adução da água, pela barragem, pela casa de força e pelo vertedouro. A finalidade da barragem é interceptar água, formando um reservatório onde será armazenada. Afora o armazenamento de água este reservatório facilita para que a vazão do rio seja adequada, tanto em dias chuvosos quanto em dias de estiagem, acarretando a captação da chuva em volume adequado e em uma diferença de altura de modo que se torna essencial para a geração de energia hidroelétrica (EDUARDO & MOREIRA, 2010; CEMIG, 2012).

Mesmo com o alto custo para implantação de usinas hidroelétricas, o preço do seu combustível principal (a água) é zero o que o torna uma energia renovável e não poluidora, contribuindo para a luta contra o aquecimento global. Entretanto apesar de ser uma energia renovável e não liberar gases poluentes, as usinas hidroelétricas causam grandes impactos ambientais e sociais na sua implantação como a destruição vegetal natural, o assoreamento do leito dos rios, o desmoronamento de barreiras, a extinção de certas espécies de peixes, além dos impactos sociais relacionados ao deslocamento das populações que ali viviam. (QUEIROZ et al., 2013).

O Brasil hoje desfruta das hidroelétricas como sendo sua principal fonte de energia, composto atualmente por 1220 usinas hidroelétricas com capacidade total de 92.415MW instalada correspondendo a 61,34% na matriz elétrica brasileira, e esses números tendo a subir nos próximos anos com mais sete empreendimentos em construção e seis para iniciar (ANEEL, 2016).

2.3.4 Biomassa

Biomassa é toda matéria orgânica, de origem vegetal ou animal, utilizada na produção de energia. A biomassa é obtida através de uma variedade de recursos renováveis, como plantas, madeira, resíduos agrícolas, excrementos e até o lixo. Através de tecnologias específicas no uso da biomassa como a combustão e queima dos materiais, se obtém a energia térmica e com o emprego de processos físico-químicos e bioquímicos se obtém os combustíveis líquidos e gasosos. Por ser uma fonte de energia renovável, por meio da intervenção humana adequada, a biomassa é uma alternativa viável para a substituição dos combustíveis fósseis e poluentes, como o petróleo e o carvão, por exemplo. A renovação da biomassa ocorre através do ciclo do carbono. A queima de biomassa ou de seus derivados, liberam o CO^2 na atmosfera. As plantas, através da fotossíntese, transformam esse CO^2 em hidratos de carbono, resultando na liberação de oxigênio.

Existem vários tipos de tecnologias empregadas para a produção de energia elétrica a partir da biomassa, porém todas elas estimam-se a conversão de matéria orgânica em um produto mediatário que será utilizado em uma máquina motriz, fazendo com que esta máquina gere energia mecânica movendo-se o gerador de energia elétrica. De maneira geral todas as tecnologias existentes são aplicadas em processo de cogeração. Esse sistema de cogeração permite produzir sincronicamente energia e calor e assim permitem configurar estes sistemas à forma mais coerente para a utilização de combustíveis. No entanto dentre os principais processos de conversão da biomassa em energéticos e seu aproveitamento, podemos citar a combustão direta, gaseificação, pirólise, digestão anaeróbica, fermentação e a transesterificação (ATLAS, 2008; WWF, 2012; CEMIG, 2012).

A biomassa é uma das fontes que tem crescido muito no Brasil com sistemas de cogeração do setor industrial e de serviços e possivelmente tende a crescer muito mais aos longos dos anos. Vários são os fatores para esse crescimento sendo os principais deles a capacidade já instalada até agora e o aumento do potencial da produção de cana-de-açúcar, motivado pelo consumo crescente do etanol (EDUARDO & MOREIRA, 2010).

2.4 ANÁLISE DE MERCADO

A energia elétrica pode ser definida como um dos pilares mais essenciais existentes na sociedade humana desde que foi descoberta e posteriormente manipulada. Ela é a base de tudo, pois ajuda no desenvolvimento tecnológico, que simploriamente resulta no aumento da qualidade de vida, pois gera maior praticidade, eficiência e conforto, seja de atividades simples ou complexas.

Por estes motivos, é nítido que o mercado da energia elétrica é notoriamente gigantesco e tende a crescer constantemente. De 1980 a 2019, o consumo global de energia elétrica passou de 7.323 terawatt/hora para 22.000 terawatt/hora e espera-se que até 2040, o consumo chegue a 35.000 terawatt/hora. Responsáveis por quase 50% do consumo de energia elétrica do mundo, estão as megapotências EUA e China. A China é a maior consumidora, porém os EUA possuem superior consumo per capita.

Diante do cenário atual, é nítido que o mercado de energia renovável possui um potencial gigantesco e tende a crescer exponencialmente, visando sempre aumentar sua produção percentual em relação as fontes de energia fósseis. Espera-se que seu valor aumente de $928 BI USD em 2017 para $1512,3 BI USD em 2025, podendo chegar a um crescimento de 6% ao ano e mostrando seu enorme potencial econômico.

O Brasil é atualmente o 5° maior produtor de energia renovável mundial, e ainda sim, possui 17% de sua matriz energética baseada em fontes não renováveis. José Carvalho, Presidente da Eletrobrás, disse “descontada a [energia] hidrelétrica, as fontes renováveis, hoje, respondem mundialmente por 992 TWh. Em 2035 devem representar 5.785 TWh. Mas o cenário ideal seria de pelo menos 9.089 TWh”. Isso demonstra que apesar de um crescimento real encontrado atualmente, o mundo passará por grandes mudanças e investimentos no setor energético, o que gerará inúmeras oportunidades. Em solo brasileiro, já são reais os indícios destas oportunidades, como o Projeto de Lei 317/2013, que isenta ICMS as operações com componentes e equipamentos de energia renovável e ao fato de que a energia solar, a qual representa apenas 1,4% da matriz energética total, tem um potencial estimado de crescer 80% em 30 anos.

3 CONCEITO E IDEALIZAÇÃO - GRAVITECH

Uma em cada dez pessoas nas regiões em desenvolvimento ainda vive com menos de 1,90 dólar por dia (valor fixado para definir as pessoas que vivem na pobreza extrema). Essas pessoas trabalham e vivem principalmente em áreas rurais, onde as linhas da rede elétrica mal chegam até elas. Para uma pessoa neste estado; cada centavo gasto tem um efeito significativo em suas vidas diárias.

À noite, eles dependem de lâmpadas de querosene para iluminar. Isso afeta o progresso na educação e saúde dos adultos e principalmente das crianças que estão em constante desenvolvimento. As lâmpadas de querosene não apenas produzem uma iluminação fraca que sobrecarrega os olhos, mas também produzem gases tóxicos prejudiciais quando queimadas. Os gases, especialmente para crianças, irritam os olhos quando estão próximos e causam problemas respiratórios durante um longo período de exposição. Isso desestimula as crianças a estudar à noite, o que afeta diretamente seu desenvolvimento escolar. Isso vale para os adultos, eles não podem trabalhar à noite, ganham menos dinheiro, e são restringidos a trabalhar apenas em horário diurno.

Como resultado, eles gastam dinheiro na compra de querosene mal refinado que é perigoso para eles e para o meio ambiente. Neste projeto os membros irão projetar e desenvolver um gerador movido a gravidade, que não só é ecologicamente correto, mas também é barato. Com a erradicação das lâmpadas de querosene; essas pessoas podem obter educação, saúde, renda melhoradas e reduzir suas contribuições para o aquecimento global.

3.1 PROPÓSITO

O Gravitech resolverá esse problema comum encontrado; a falta de uma fonte de energia elétrica estável. Um gerador de força gravitacional é uma ótima solução, pois pode ser feito em um pequeno dispositivo que cabe dentro casa. Pode não ser uma fonte muito eficiente de energia comercial, mas é o suficiente, para fornecer luz, e sua limitação é pela suspensão de uma massa.

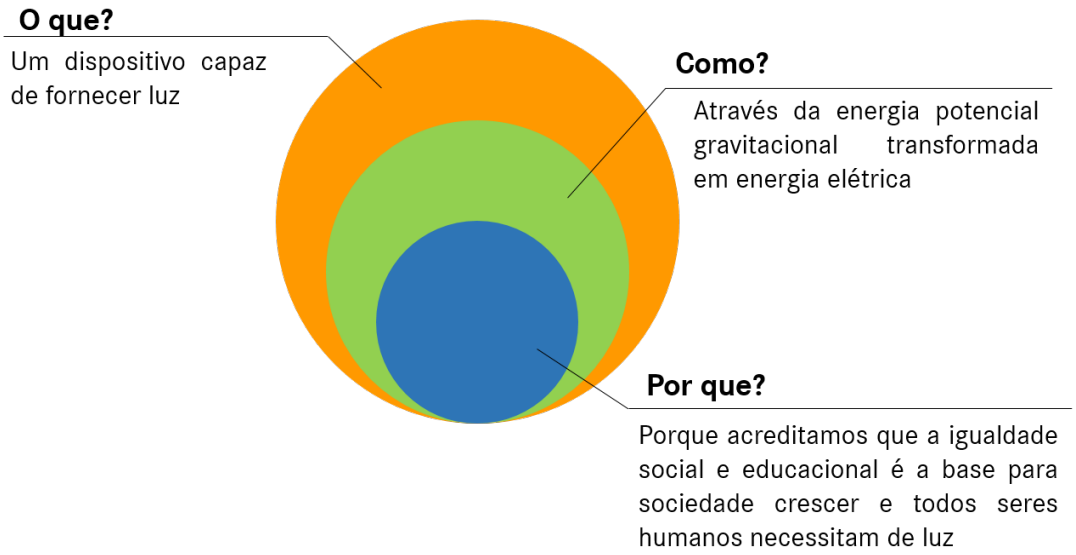
Com o passar dos anos, diferentes fontes de energia alternativas renováveis foram utilizadas, por exemplo: Geradores solares, eólicos e movidos a ondas foram inovados. Mas tudo isso tem suas desvantagens. Para energia solar; energia produzida pelo sol durante o dia deve ser armazenada em algum lugar para uso durante a noite. Isso só pode ser possível comprando uma bateria ou unidade de alimentação cara. O vento, por outro lado, varia em diferentes locais, alturas e até mesmo estações do tempo. Os geradores movidos a ondas só podem ser eficazes em horários específicos de maré. Conclui-se que todas essas são fontes de energia que variam e mudam com base em diferentes situações ambientais. Um gerador movido à gravidade irá aproveitar a energia de um objeto em queda. A gravidade é relativamente constante em todo o planeta e abundante em todos os momentos.

3.2 OBJETIVO

O projeto Gravitech tem como objetivo fornecer energia na forma de luz utilizando um peso, a energia potencial gravitacional e um conjunto de transformação de energia. Com essa solução, deseja-se mostrar que com um fornecimento mínimo de energia mecânica manual, é possível obter uma quantidade funcional de luz durante um período satisfatório. Será extremamente útil para pessoas estabelecidas em áreas rurais ou em áreas sem acesso à energia elétrica. O objetivo final do projeto é alcançar e produzir um gerador amigável ao usuário e ambientalmente limpo que possa aproveitar a energia potencial gravitacional. Para que as pessoas e crianças que vivem na pobreza possam ter uma vida mais confortável.

Para uma melhor compreensão do projeto, o Golden Circle é demonstrado na Figura 4.

Figura 4 – Golden Circle Gravitech



Fonte: Autores

3.3 MATRIZES DE DECISÃO

Para tomar as decisões iniciais do projeto, utilizamos o método *Analytic Hierarchy Process* (AHP), que consiste em uma análise de múltiplos critérios na qual incluímos os fatores mais relevantes para decidirmos entre eles quais seriam os caminhos mais tangíveis a serem seguidos. A escala de pesos que usamos foi de 1 a 9 em ordem crescente de relevância.

Inicialmente levantamos alguns critérios que foram analisados e dado a uma sua devida importância. Esses critérios foram: Custo, sustentabilidade, tamanho do equipamento projetado e vida útil.

Após a primeira análise conclui-se que os critérios de maior relevância para nosso projeto foi sustentabilidade e vida útil, conforme apresentado no Quadro 1.

Quadro 1 – Relevância dos critérios para o projeto

Critério	Custo	Sustentabilidade	Tamanho do equipamento	Vida útil	Média dos pesos
Custo	0,09	0,12	0,19	0,05	0,11
Sustentabilidade	0,44	0,60	0,44	0,68	0,54
Tamanho	0,03	0,09	0,06	0,05	0,06
Vida útil	0,44	0,20	0,31	0,23	0,29
Total	11,33	1,68	16,00	4,40	1,00

Fonte: Autores

Posteriormente, dada a devida importância de cada critério, analisa-se as alternativas de engrenamento e de material. Para o engrenamento é possível concluir que o sistema de ECDR tem maior viabilidade para o projeto, dentre os sistemas analisados, porém foi adotado o sistema de polias e correia no final da transmissão pois este apresenta um menor desgaste perante altas rotações, conforme apresentado no Quadro 2.

Quadro 2 – Critérios de viabilidade para o sistema de transmissão

Critério	ECDR	Polias e correias	ECDH	Média dos pesos
Custo	0,65	0,29	0,06	0,11
Sustentabilidade	0,39	0,45	0,16	0,54
Tamanho	0,45	0,09	0,45	0,06
Vida útil	0,26	0,11	0,63	0,29
Total	0,38	0,31	0,31	1,00

Fonte: Autores

Em relação às alternativas de materiais é possível concluir que o mais adequado para o sistema é o uso das engrenagens em material polimérico e apenas os eixos em material metálico devido sua vida útil, descartando totalmente o uso da madeira, conforme apresentado no Quadro 3.

Quadro 3 – Critérios para seleção dos materiais

Critério	Material polimérico	Material metálico	Madeira	Média dos pesos
Custo	0,53	0,33	0,14	0,11
Sustentabilidade	0,38	0,12	0,50	0,54
Peso	0,74	0,19	0,07	0,06
Vida útil	0,27	0,67	0,06	0,29
Total	0,38	0,31	0,31	1,00

Fonte: Autores

3.4 RESTRIÇÕES

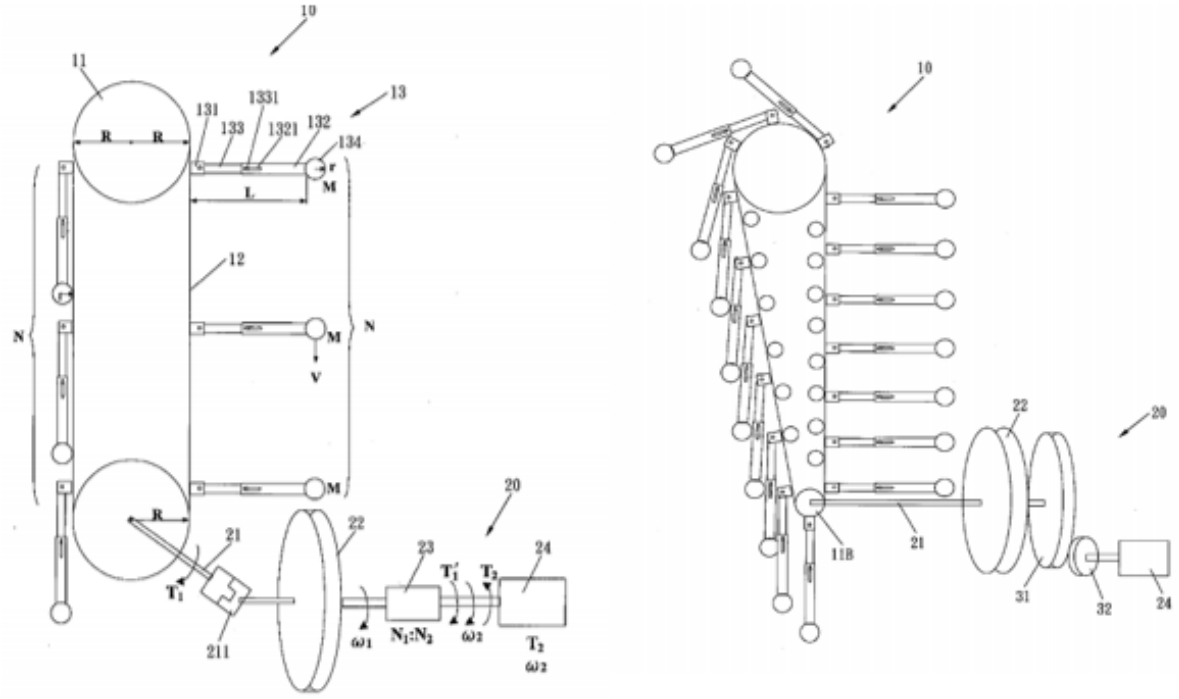
O projeto Gravitech possui cinco restrições principais. A primeiro é a sustentabilidade, porque para ser sustentável, deve beneficiar a humanidade, o planeta, e ser lucrativa. O lucro não é alto, mesmo se comparado a outros negócios e produzindo em massa. A segunda limitação é sua fonte de energia pois trabalha com gravidade. Isso significa que ele só pode ser usado na Terra. A terceira limitação é a direção. Esta é uma restrição importante porque a única maneira de usá-lo é levantando um objeto pesado e, em seguida, deixando-o cair. Uma vez que a força gravitacional é normal à superfície da Terra, não há escolha. A quarta restrição é potência. A única maneira de ganhar mais força é aumentando o peso. A última restrição é o uso do Gravitech a nível municipal, pois ele não pode ser usado para fornecer energia para uma estação e posteriormente distribuí-la para a comunidade. Portanto é conhecido que o Gravitech não pode substituir a eletricidade da rede ou mesmo ser usado como um serviço público.

3.5 BENCHMARKING

O uso da energia potencial gravitacional sob perspectiva comercial é observado em usinas hidrelétricas. Essas usinas produzem essa energia armazenando água atrás de uma barragem, construída ao longo de um rio ou reservatório. A água armazenada então cria uma pressão e força a passagem através de uma abertura para alimentar um gerador.

Uma vez que este projeto se concentra mais em um dispositivo compacto e portátil, há de focar nos pequenos geradores para serviços leves. O primeiro dispositivo com essa finalidade foi inventado e patenteado por Wang & Wang (2007). Seu design apresentava um cinto de movimento com massas anexadas. Que foi então conectado a um volante e a uma relação de transmissão e então diretamente a um gerador. O conceito por trás disso era dar a partida no cinto e fornecer energia ao alternador. Este projeto não foi fabricado, pois era hipotético e não sustentável. Isso pode ser visto na Figura 5.

Figura 5 – Dispositivo para gerar energia criado pelos irmãos Wang



Fonte: adaptado de Wang & Wang (2007)

4 DIMENSIONAMENTO ELÉTRICO E VALORES MECÂNICOS INICIAIS

O objetivo principal do projeto é construir um sistema mecânico capaz de converter energia potência em energia elétrica suficiente para acender um LED que possa iluminar a região de um ambiente, assim nesse capítulo são apresentados os cálculos iniciais para atingir esse objetivo.

4.1 ESCOLHA DO LED

Com intuito de fornecer luminosidade com baixa potência, escolhemos o LED alto brilho de 5mm com 20.000mcd de luminosidade e que necessita de 3,3V e 20mA, conforme apresentado na Figura 6.

Figura 6 – Propriedades do LED selecionado.

Absolute Maximum Ratings

T_{amb} = 25°C, unless otherwise specified

TLME3100

Parameter	Test Conditions	Symbol	Value	Unit
Reverse voltage		V_R	5	V
DC forward current	$T_{amb} \leq 60°C$	I_F	30	mA
Surge forward current	$t_p \leq 10\ \mu s$	I_{FSM}	0.1	A
Power dissipation	$T_{amb} \leq 60°C$	P_V	65	mW
Junction temperature		T_j	100	°C
Operating temperature range		T_{amb}	–40 to +100	°C
Storage temperature range		T_{stg}	–55 to +100	°C
Soldering temperature	$t \leq 5$ s	T_{sd}	260	°C
Thermal resistance junction/ambient	mounted on PC board (pad size > 16 mm^2)	R_{thJA}	400	K/W

Fonte: Adaptado de AllDataSheet (2021)

Com essas informações é possível calcular a potência necessária:

$$P = U\ X\ I$$

$$P = 3{,}3\ x\ 0{,}2 = 0{,}066\ \text{W}$$

Por escolha usaremos 3 LED's desse modelo, logo a potência total necessária para acender os 3 será:

$$P = 3\ x\ 0{,}066 = 0{,}198\ W$$

Portanto pode-se considerar nossa potência de saída de 0,198 watts.

4.2 ESCOLHA DO MOTOR - GERADOR

É necessário gerar energia durante 15 minutos (900s), para escolha do motor necessitaremos de uma escolha prévia considerando a rotação máxima e torque máximo sem cargas, para obtermos a velocidade angular, com os dados do motor apresentado na Figura 7.

Figura 7 – Propriedades do Motor-Gerador

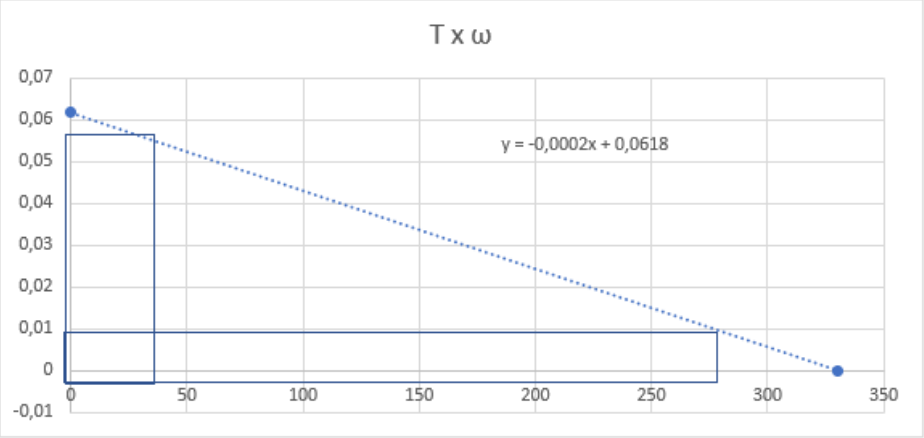
Tensão		Sem Carga	
Operação	**Nominal**	**Rotação**	**Corrente**
3 V ~ 12 V	5 V	330 rpm	300 mA

Máximo Rendimento			
Rotação	**Corrente**	**Torque**	**Potência**
280 rpm	1.44 A	0.63 Kgf.cm	1.8 W

Fonte: adaptado de Neyoama (2021)

Figura 8.

Figura 8 – Relação Torque x Velocidade Angular



Fonte: Autores

Nossa potência de saída é de 0,198W:

$$0{,}198 = -0{,}0002x\omega^2 + 0{,}0618\omega$$

Logo nossa rotação e torque de entrada no motor será:

$$\omega = 28{,}75\frac{rad}{s} = 274{,}56\,rpm$$

$$T = 0{,}006892\,Nm$$

4.3 CÁLCULO DA POTÊNCIA GERADA PELO SISTEMA

Normalmente um caso ideal onde não ocorrem perdas no sistema, a potência de saída deverá ser igual a potência de entrada.

Mas como iremos obter energia através da queda de um peso a princípio moderado e a uma altura considerável para o padrão de altura do ser humano, montaremos um sistema com uma potência de entrada ligeiramente maior do que a potência de saída considerando que o sistema terá perdas devido ao engrenamento e dissipações ao longo do percurso.

Portanto, consideramos uma massa(m)=10kg, uma altura(h)=2m, o raio da polia inicial(r)=0,06m, o tempo de queda(t)=15min e a gravidade(g)=9,81 m/s².

Em seguida calculamos a velocidade que o sistema do peso levará para finalizar o curso total com o tempo que desejamos para a queda:

$$V = \frac{h}{t}$$

$$V = 0{,}00222\,\frac{m}{s}$$

Logo para obter a velocidade angular:

$$V = \omega\, x\, r$$

$$\omega = \frac{0{,}00222}{0{,}06} = 0{,}037037\,\frac{rad}{s} = 0{,}3537\,rpm$$

Em seguida para obtermos a potência de entrada e o torque inicial, usaremos o peso e o raio da polia, calculados abaixo:

$$P = m\, x\, g$$

$$P = 98{,}1\,N$$

Por tanto, o torque de entrada será:

$$T = P\, x\, r$$

$$T = 5{,}886\,Nm = 60\,kgfcm$$

Assim, extraímos a potência de entrada do sistema:

$$P = T\, x\, \omega$$

$$P = 0{,}218\,W$$

4.4 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO NECESSÁRIA

Como já obtemos a rotação de entrada e a rotação de saída, calculamos a relação para o sistema:

$$i = \frac{\omega saída}{\omega entrada}$$

$$i = \frac{274{,}56}{0{,}3537} = 776{,}25$$

Assim, iremos dimensionar nossa caixa de transmissão com a relação dada acima.

5 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

Uma das maiores dificuldades de se trabalhar com projetos inovadores é encontrar normas, modelos e diretrizes para os cálculos matemáticos que regem esses projetos. Apesar de obtidos os parâmetros necessários para que o equipamento proposto funcione, existe um desafio de engenharia de dimensionar um sistema mecânico que atenda a esses parâmetros. Nesse capítulo, esse desafio é abordado detalhadamente.

Vale lembrar que os valores obtidos no passo anterior servem como guia para iniciar o dimensionar do sistema mecânico, seus componentes e fixação, mas que esses valores não restringem totalmente o projeto como um todo. Dessa forma, por se tratar de um projeto de peças pequenas, com design e layout próprios, foram adotadas muitas informações no decorrer do dimensionamento do projeto.

Os autores procuraram ser o mais coerente possíveis, atendendo as possíveis normas vigentes. Quando isso não foi possível por completo, critérios de proporção de geometria foram adotados para manter o projeto coerente, geometricamente e mecanicamente.

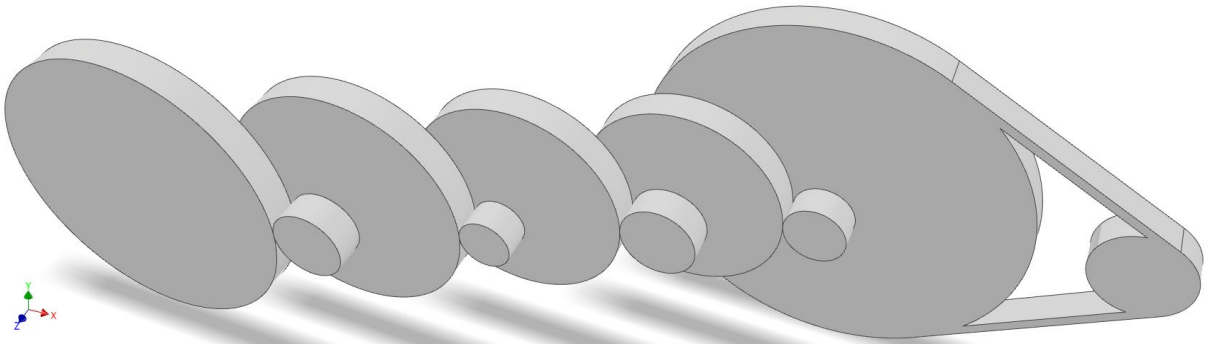
Para mais informações relacionadas à coerência geométrica do projeto, confira o capítulo 9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO (pág. 127).

5.1 CINEMÁTICA E RELAÇÕES DE TRANSMISSÃO

Nos cálculos demonstrados no passo 4.4 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO NECESSÁRIA (pág. 33), obteve-se uma relação de transmissão total de $1:776{,}25$. Essa relação de transmissão é demasiada alta e o primeiro desafio a se resolver nesse projeto, é determinar qual o layout de sistema de relação de transmissão deve ser usado para atender a essa relação.

A primeira alternativa usada foi o layout básico de engrenagens. Esse tipo de layout é comumente usado em sistema de transmissão. Um exemplo do layout inicial proposto é apresentado na Figura 9.

Figura 9 – Primeiro layout proposto para o sistema de transmissão



Fonte: Autores

Nessa configuração, para atingir a relação de transmissão necessária, as relações de transmissão foram adotadas, conforme apresentado no Quadro 4.

Quadro 4 – Relações de transmissão propostas para o primeiro layout

Transmissão	**i**	**Rotação no eixo de saída (rpm)**	**Torque no eixo de saída (kgf.cm)**
Polia	4	276,5347	0,0759
ECDR 4	3,3	69,1337	0,3038
ECDR 3	2,9	20,9496	1,0024
ECDR 2	4,8	7,2240	2,9070
ECDR 1	4,3	1,505	13,9535
Entrada (catraca)		0,35	60

Fonte: Autores

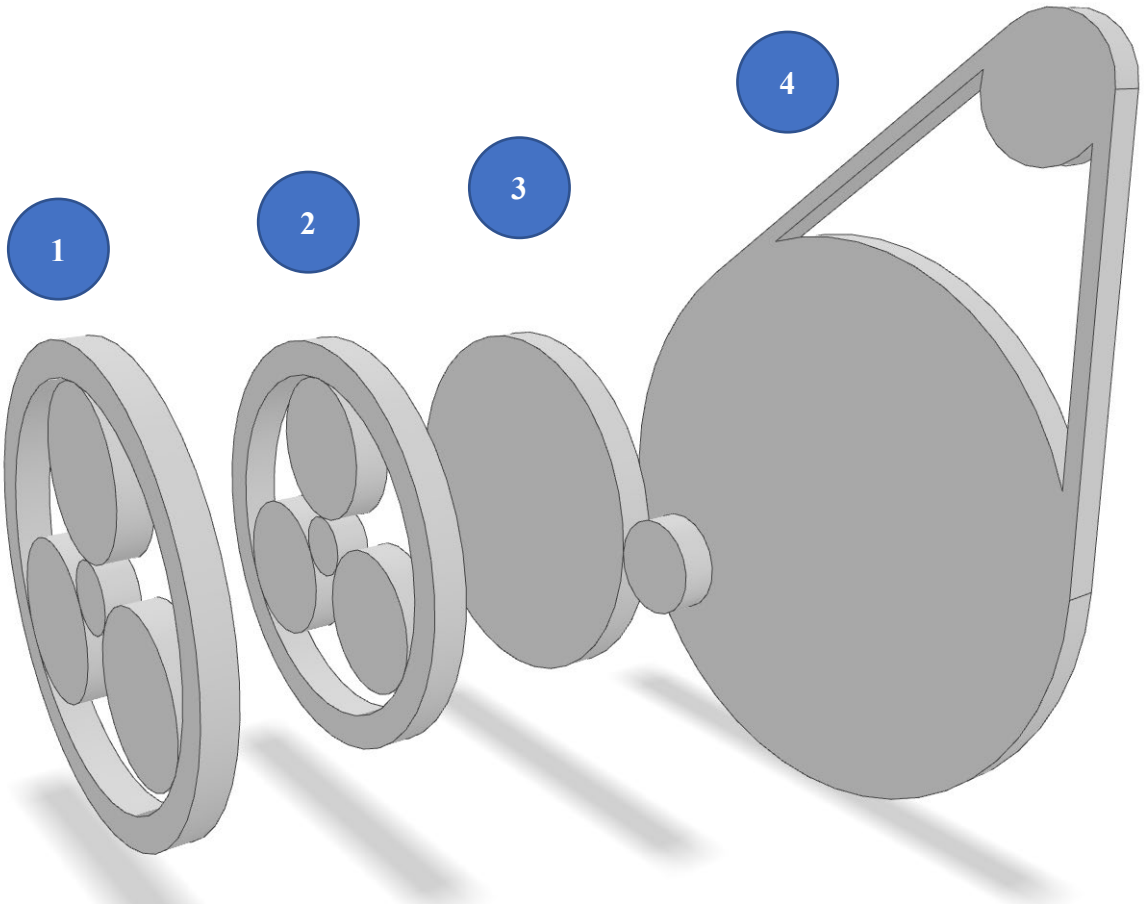
Apesar de adotado inicialmente, o layout número 1 apresenta alguns problemas:

a) A relação de transmissão de transmissão da ECDR 4 (conectada ao eixo de entrada) é demasiada alta, podendo resultar problemas futuros.
b) Muitos componentes foram utilizados para se obter a relação de transmissão final de $1:776{,}25$.
c) Apesar de os valores para torque obtidos nos cálculos serem baixos para projetos padrão de engenharia, como motores e sistemas de transmissão de médio porte, a configuração de entrada do projeto apresenta baixa rotação e alto torque para peças pequenas que se planeja construir com plásticos.

Uma vez expostos esses problemas, uma análise dos concorrentes foi feita. Essa análise obteve a conclusão de que para o sistema de transmissão funcionar bem, os 2 primeiros estágios da transmissão poderiam ser de engrenagens planetárias.

Dessa forma, o segundo layout foi proposto, conforme apresentado na Figura 10.

Figura 10 – Segundo layout proposto para o sistema de transmissão



Fonte: Autores

Nessa segunda configuração, um dos pares de engrenagem foi removido e os 2 engrenamentos mais próximos ao eixo de entrada foram substituídos por engrenagens planetárias. Essa configuração permite aliviar os esforços nas engrenagens que seriam muito solicitadas mecanicamente, bem como assegurar uma relação de transmissão alta para as primeiras etapas da transmissão. As relações de transmissão adotadas são apresentadas no Quadro 5.

Quadro 5 – Relações de transmissão propostas para o segundo layout

Transmissão	i	Rotação no eixo de saída (rpm)	Torque no eixo de saída (kgf.cm)
Polia	4,45	272,0461	0,0772
ECDR	3,93	61,1339	0,3435
Planetária 2	6,6667	15,5557	1,35
Planetária 1	6,6667	2,3333	9,00
Entrada (catraca)		0,35	60,00

Fonte: Autores

Tanto o layout como as relações de transmissão obtidas foram consideradas satisfatórias pelos autores, permitindo que os próximos passos fossem executados.

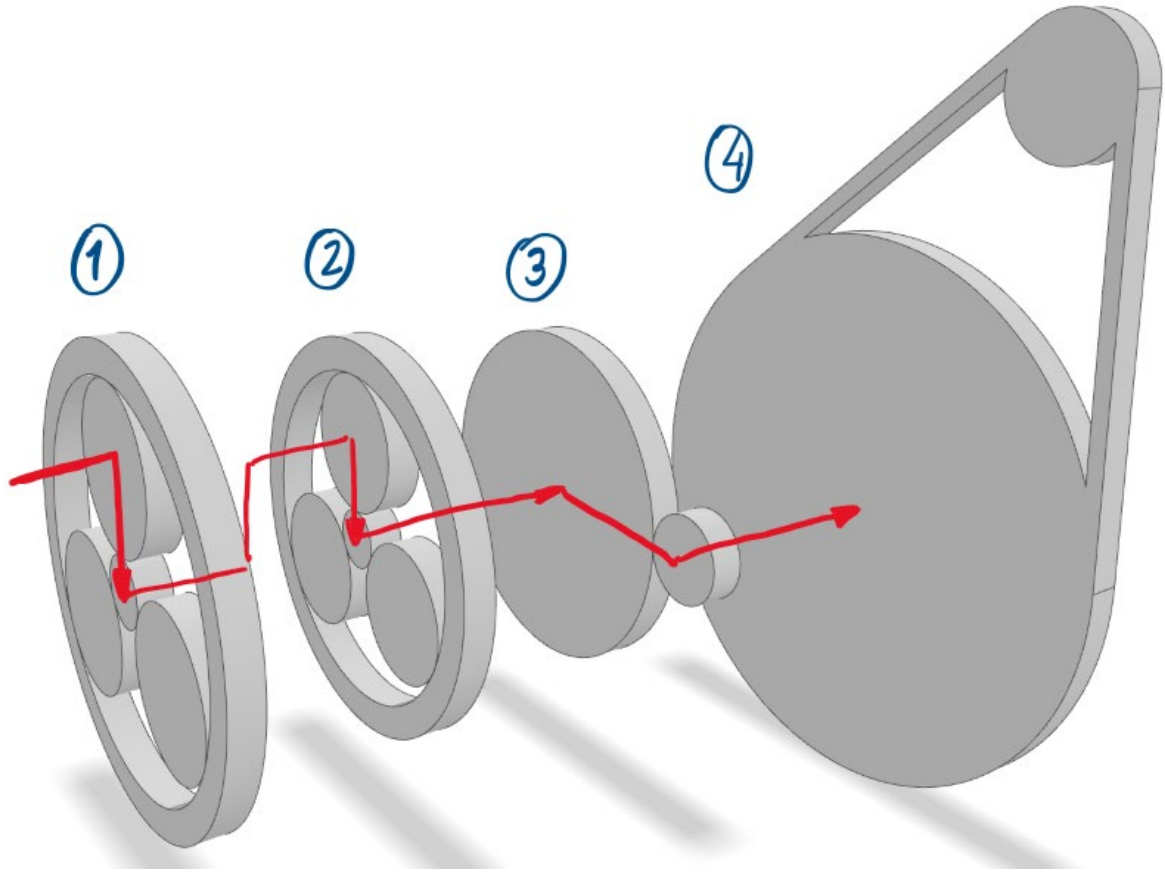
5.2 MODELAGEM E RESTRIÇÕES ADOTADAS NO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Os valores de relação de transmissão obtidos no passo anterior, determinam o comportamento individual dos estágios do sistema de transmissão. Para o sistema funcionar corretamente, a determinação encadeada do sistema deve ser feita. Uma vez determinado que os estágios iniciais seriam compostos por engrenagens planetárias, outras informações foram adotadas:

a) A potência entra no sistema através do braço do primeiro estágio na engrenagem planetária;
b) As engrenagens planetárias são do tipo anel estático, facilitando o design do sistema;
c) A potência entra pelo braço e sai pela engrenagem planeta nos 2 estágios da planetária;
d) A ECDR está conectada diretamente à engrenagem planeta no segundo estágio da planetária;
e) O moto-gerador está conectado à polia menor no final do sistema.

Com essas informações adotas, é possível então desenhar o fluxo de potência no sistema de transmissão, conforme apresentado na Figura 11.

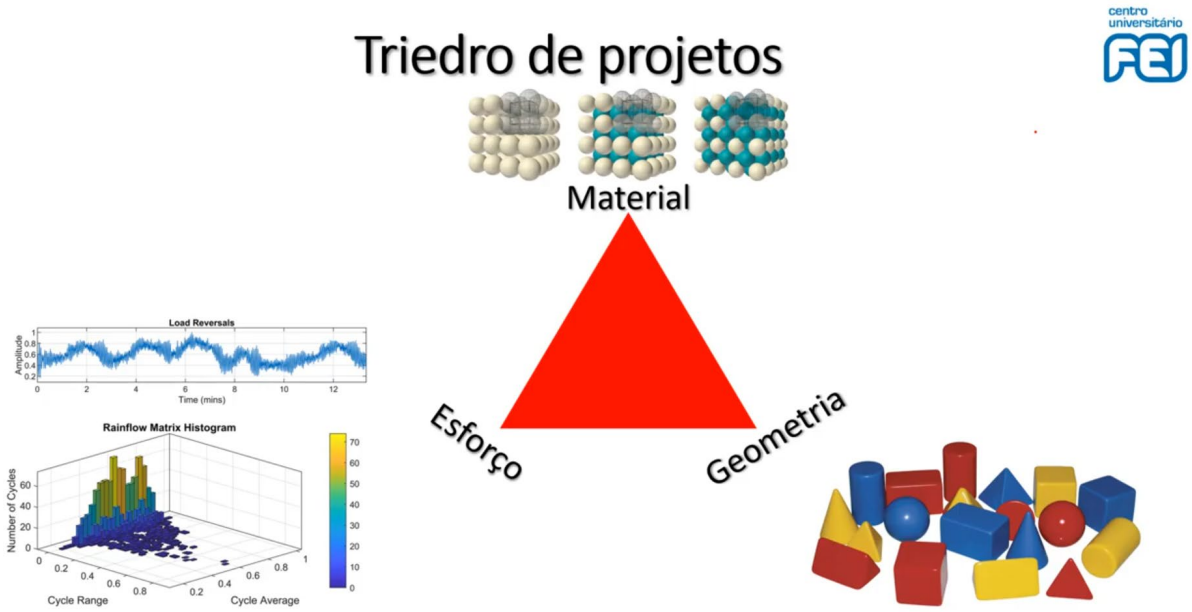
Figura 11 – Fluxo de potência no sistema de transmissão



Fonte: Autores

A partir dessa etapa, algumas estratégias diferentes poderiam ser utilizadas, todas elas partem do pressuposto que alguns valores devem ser adotados para que outros possam ser calculados. Conforme cita Maluf Filho (2020), a maioria dos projetos mecânicos nasce a partir de um triedro de projetos, esse triedro é composto por Material, Esforços e Geometria, conforme apresentado na Figura 12.

Figura 12 – Triedro de projetos exemplificado



Fonte: Maluf (2020)

Uma vez que o layout do sistema está montado junto com as relações de transmissão um dos vértices desse triedro é conhecido, o vértice de esforços. O próximo passo então seria adotar mais um dos vértices (geometria por exemplo), para se obter através de cálculos o último vértice (material por exemplo).

Porém, uma consideração precisa ser feita: um dos planos desse projeto de TCC é dimensionar um equipamento que seja economicamente viável, e para isso tinha-se a ideia de construir a maioria dos componentes em plástico. Tomando essa diretriz como restrição, a geometria do sistema de transmissão poderia ser calculada.

Mas para um projeto inovador sem muitas bases de referência essa estratégia se mostrou arriscada, então uma mesclagem do triedro de projeto foi feita, adotando parte dos valores para material e parte dos valores para geometria, iterando entre os valores adotados a fim de se obter um projeto geometricamente e economicamente viável. As seguintes restrições foram adotadas:

a) O maior componente do sistema não poderia ter mais que 200mm de altura. Uma vez que a queda total do peso no sistema seria de 2m;
b) O módulo do segundo estágio da engrenagem planetária deve ser menor que o módulo do primeiro estágio, uma vez que o torque é maior no primeiro estágio;
c) Apenas uma correia deve ser capaz de transmitir o torque nas polias;

Assim, para o primeiro estágio de engrenagem planetária tem-se:

$$m_1 = 1{,}75\ mm$$

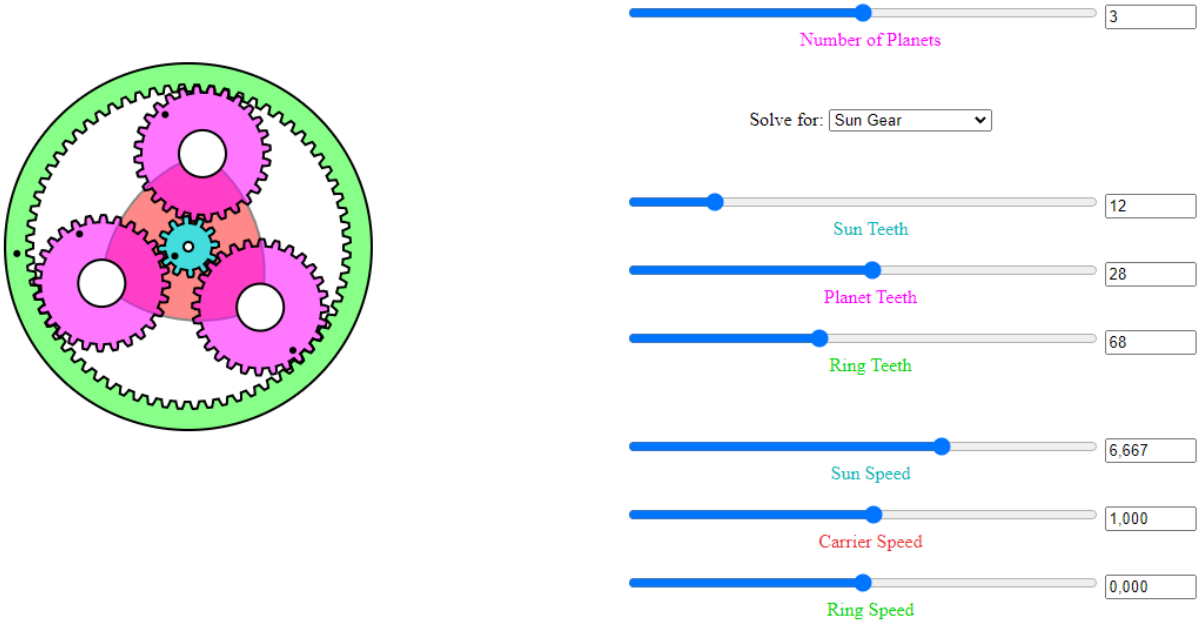
$$Z_{solar\ 1} = 12$$

$$Z_{planeta\ 1} = 28$$

$$Z_{anel\ 1} = 68$$

Esse número de dentes, configuração do anel estático e módulo permitiu um estudo prévio de como o engrenamento iria se movimentar. Para isso o site http://www.thecatalystis.com/gears/ foi utilizado (PLANETARY... [20--]). Os dados de entrada são os números de dentes e as configurações de rotação para 2 engrenagens, conforme observado na Figura 13.

Figura 13 – Simulação cinemática do primeiro estágio da planetária



Fonte: Adaptado de The Catalystics (2021)

Para o segundo estágio, o número de dentes foi mantido igual, alterando apenas o módulo. Assim, tem-se:

$$m_2 = 1{,}5\ mm$$

$$Z_{solar\ 2} = 12$$

$$Z_{planeta\ 2} = 28$$

$$Z_{anel\ 2} = 68$$

Para a ECDR, conectada à saída do segundo estágio da planetária, foram adotados os seguintes dados:

$$m_{ECDR} = 1{,}375\ mm$$

$$Z_{coroa} = 79$$

$$Z_{pinhão} = 20$$

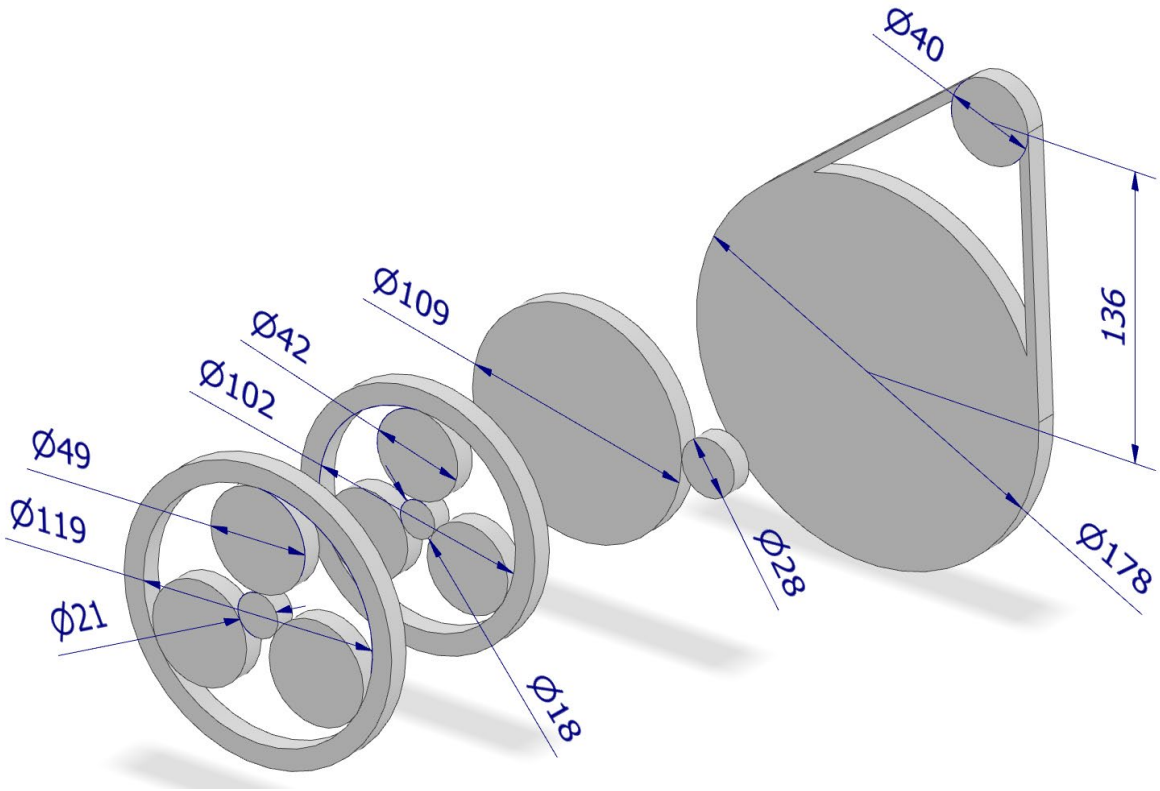
Para as polias, que compõe o estágio final conectado ao moto-redutor, foram adotados os seguintes dados:

$$d_1 = 40\ mm$$
$$d_1 = 178\ mm$$

5.3 VISUALIZAÇÃO GEOÉTRICA – PRÉ-PROJETO GEOMÉTRICO

Com os dados obtidos nos subtópicos 5.1 e 5.2, uma representação 3D do sistema de transmissão pode ser construída, conforme apresentado na Figura 14.

Figura 14 – Visualização geométrica do sistema de transmissão



Fonte: Autores

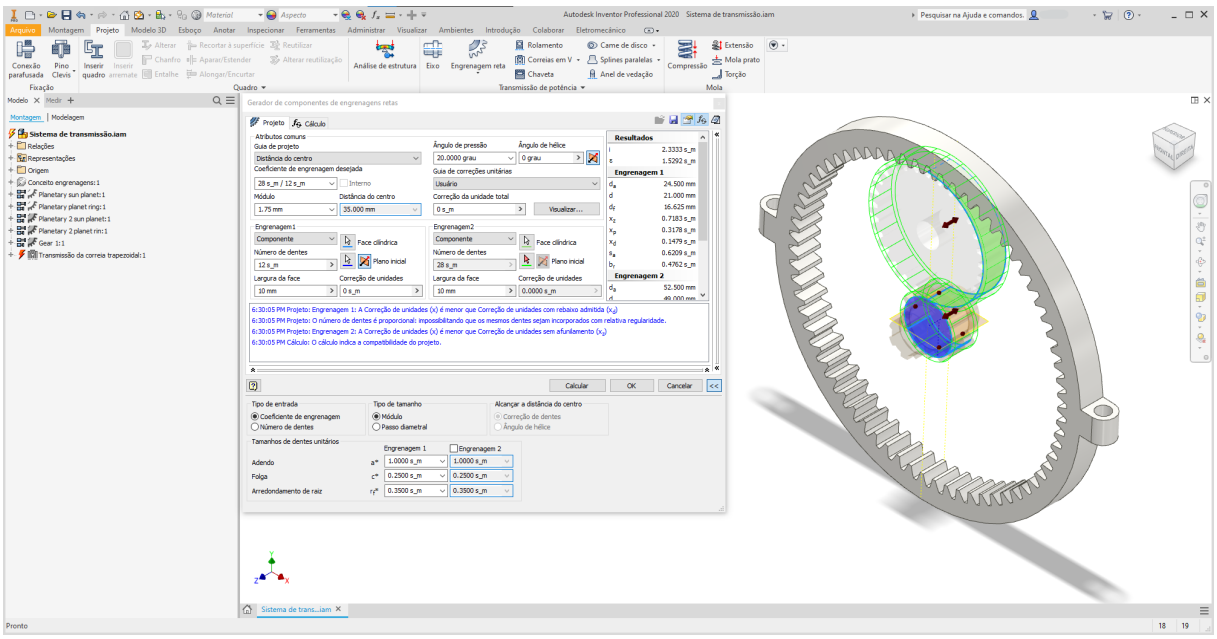
5.4 SOFTWARE AUTODESK INVENTOR

Com as informações especificadas no item 5.2 MODELAGEM E RESTRIÇÕES ADOTADAS NO SISTEMA DE TRANSMISSÃO (pág. 37) o dimensionamento específico de cada item pode então ser feito.

Como forma de otimizar esse dimensionamento, o software Autodesk Inventor 2020 foi utilizado. O software possui um ambiente digital próprio para cálculo de engrenagens, eixos, polias rolamentos e fixações.

Sua grande vantagem, é que uma vez que os dados de entrada e valores obtidos estejam corretos, o próprio software já gera do modelo 3D. Um exemplo do ambiente digital para dimensionamento de engrenagens é apresentado na Figura 15.

Figura 15 – Ambiente de dimensionamento de engrenagem – Autodesk Inventor



Fonte: Autores

5.5 ENTRADA – CATRACA

Esse é o componente responsável por acoplar a corrente de entrada e a massa que quando em queda livre, gerará a potência necessária para acionar o sistema. Conforme especificado no capítulo 4.3 CÁLCULO DA POTÊNCIA GERADA PELO SISTEMA (pág. 32), as configurações de entrada do sistema são:

$$P = 0{,}218\ W$$

$$\omega_{entrada} = 0{,}3537\ rpm$$

$$r_{entrada} = 0{,}06m$$

Onde:

$r_{entrada}$: $raio\ de\ acionamento\ do\ eixo\ de\ entrada$

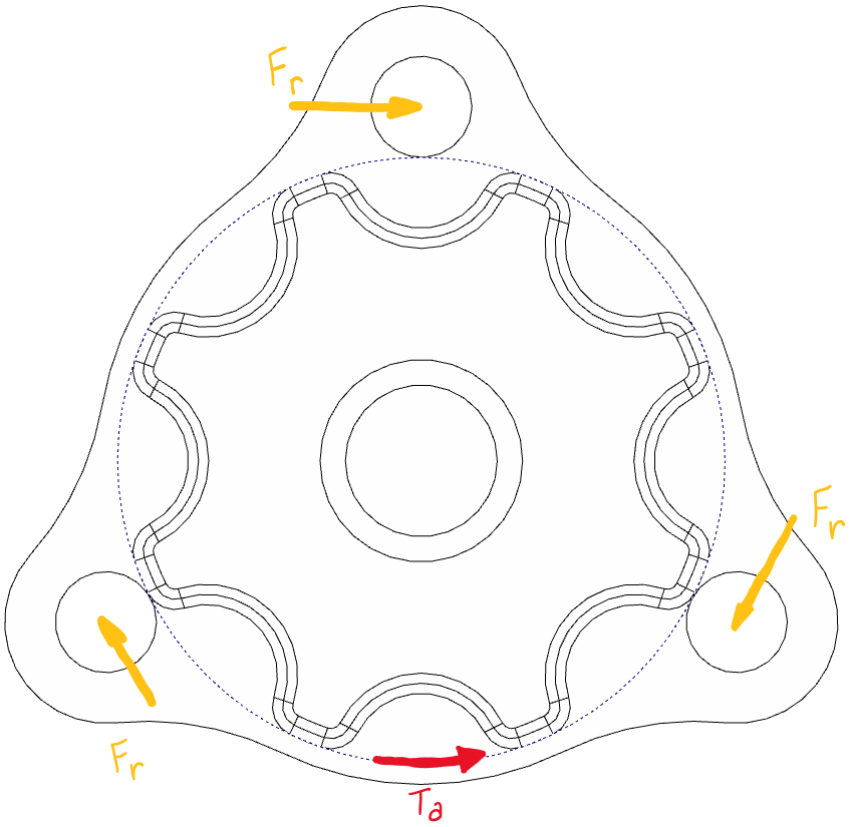
Assim: o torque de entrada na catraca por ser dado por:

$$T_a = P\ x\ r$$

$$T_a = 5{,}886\ Nm$$

Uma representação gráfica de como esse componente funciona no sistema é apresentada na Figura 16.

Figura 16 – Diagrama de corpo livre da catraca



Fonte: Autores

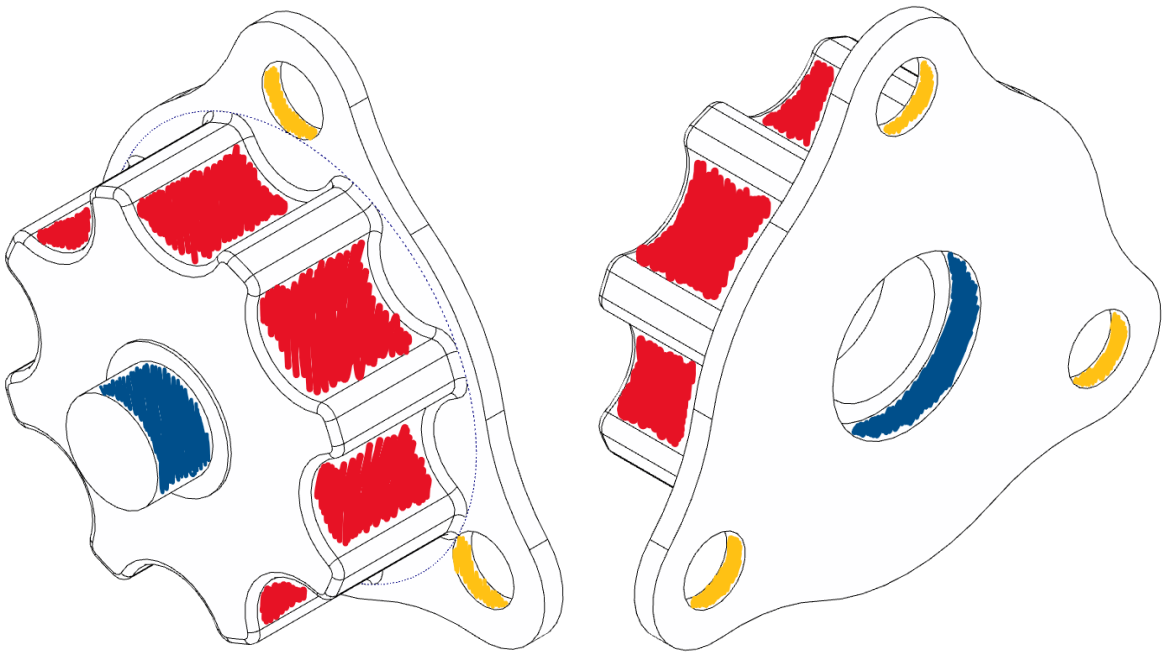
No projeto proposto, o torque de entrada T_a $(vermelho)$ é aplicado no raio de referência da catraca (linha pontilhada na Figura 16). Essa peça servirá também como braço de suporte para as engrenagens planetas no primeiro estágio da planetária. Sendo assim as reações de apoio F_r $(amarelo)$ serão geradas. Esse arranjo permite o equilíbrio estático da peça, assegurando que toda a potência de entrada será passada para a planetária.

A força F_r pode ser calculada por:

$$F_r = \frac{T_a}{\frac{r_{entrada}}{3}} = 32{,}7\ N$$

Uma representação gráfica 3D da catraca para melhor compreensão dos carregamentos é apresentada Figura 17.

Figura 17 – Representação gráfica 3D da catraca



Fonte: Autores

Novamente, em vermelho está representado a superfície de aplicação do torque de acionamento T_a.

Em amarelo os pontos de fixação das 3 engrenagens planetas do primeiro estágio. Esses são os pontos de aplicação das forças de reação F_r.

Em azul está representado os pontos de fixação dos rolamentos da catraca. O primeiro rolamento (lado esquerdo), está fixado na carcaça do equipamento. Já o segundo rolamento (lado direito) serve como apoio também para o eixo da engrenagem sol do primeiro estágio da planetária.

Vale lembrar que em muitos equipamentos mecânicos, os componentes de transmissão geralmente são fixados em eixos, e os eixos em rolamentos. No caso dessa peça em específico, o próprio componente de transmissão (catraca), também já é seu próprio eixo. Essa decisão foi feita para otimizar a fabricação da peça, e assegurar que o projeto suporte a massa de entrada.

5.6 PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA

O dimensionamento mecânico de engrenagens planetárias é relativamente complexo, portanto, como forma de otimizar o dimensionamento, algumas estratégias foram usadas:

a) A potência de entrada é dividida igualmente nas 3 engrenagens planetas;
b) Na saída, a engrenagem sol acumula a potência que foi dividida nas 3 engrenagens planetas;

c) Utilização do software inventor para obtenção dos valores prévios;
d) Cálculo por Lewis e Hertz para verificação dupla dos valores.

Assim, a potência de entrada no primeiro estágio é:

$$P_{entrada\ 1} = 0{,}218\ W$$

Como essa é dividida igualmente para as 3 engrenagens planetas, a potência individual em casa uma é pode ser dada por:

$$P_{planeta\ 1} = \frac{0{,}218}{3} = 0{,}072667\ W$$

O rendimento adotado no primeiro estágio da planetária foi:

$$n_1 = 0{,}97 = 97\%$$

Dessa forma, a potência acumulada na engrenagem sol é dada por:

$$P_{sol\ 1} = 0{,}218 \times 0{,}97 = 0{,}21146\ W$$

O rendimento do rolamento não foi considerado, uma vez que a catraca já é o braço de acionamento da engrenagem planetária.

Os dados de potência calculados, juntamente com os valores adotados no capítulo 5.2 MODELAGEM E RESTRIÇÕES ADOTADAS NO SISTEMA DE TRANSMISSÃO (pág. 37) foram utilizados como dados de entrada no ambiente de dimensionamento de engrenagens do software Autodesk Inventor 2020. Infelizmente, por se tratar de um projeto de dimensões pequenas, o software apresentou limitações técnicas no resultado:

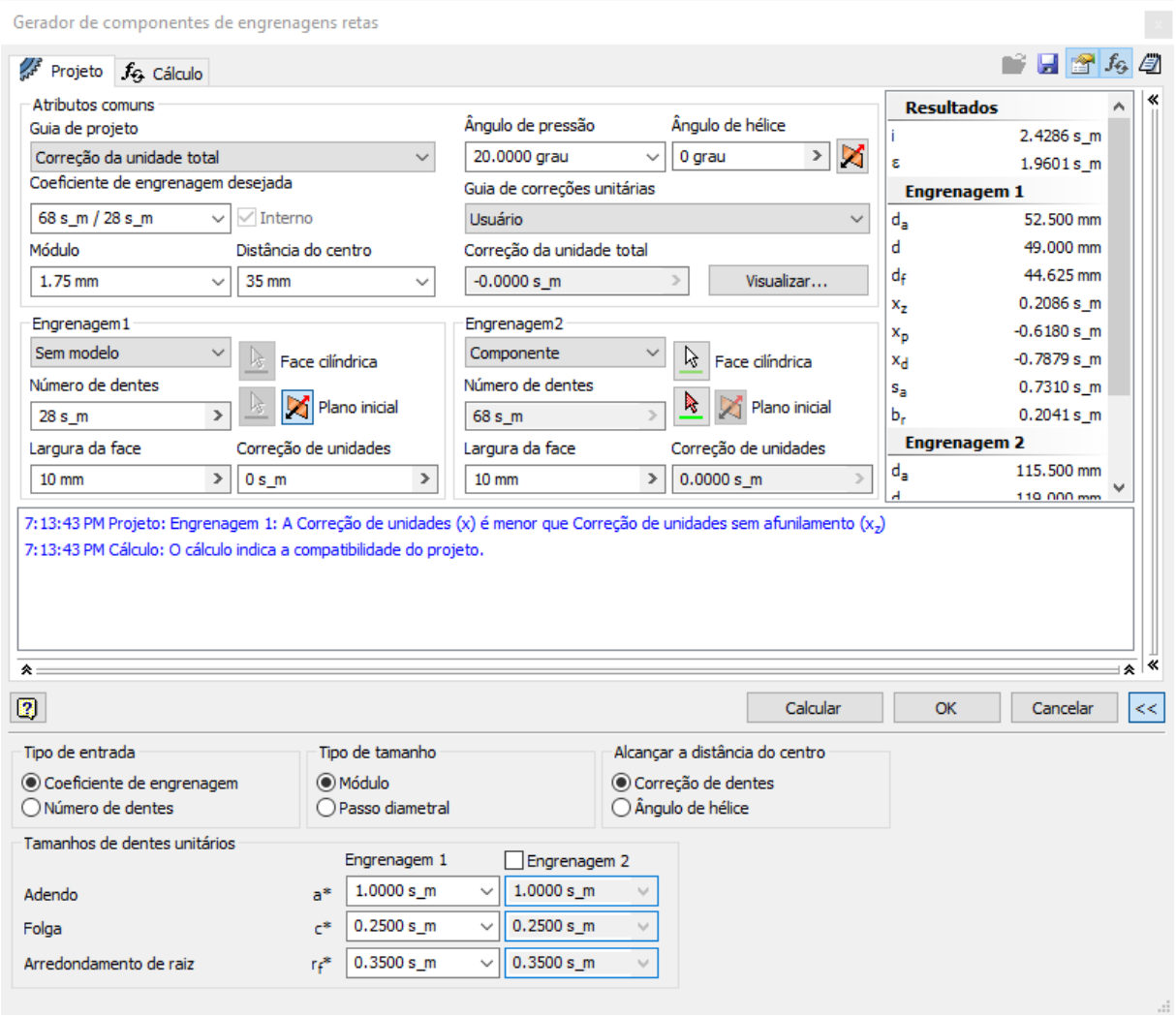
a) A potência mínima de entrada permitida é de 0,0001 kW ou 0,1W. A potência obtida no engrenamento individual foi de 0,072667 W.
b) As propriedades do material não correspondem ao plástico. Mas a taxa de erro foi considerada para um metal de baixa resistência;
c) Como o software dimensiona engrenagens retas, considerando a transmissão total da potência e rotação total nessas engrenagens, o valor total dos torques não corresponde aos torques reais em engrenagens planetárias.

5.6.1 Dimensionamento por software

Dessa forma, os Autores optaram por usar o software para obter valores de referência no projeto, valores esses que não representam os resultados no projeto.

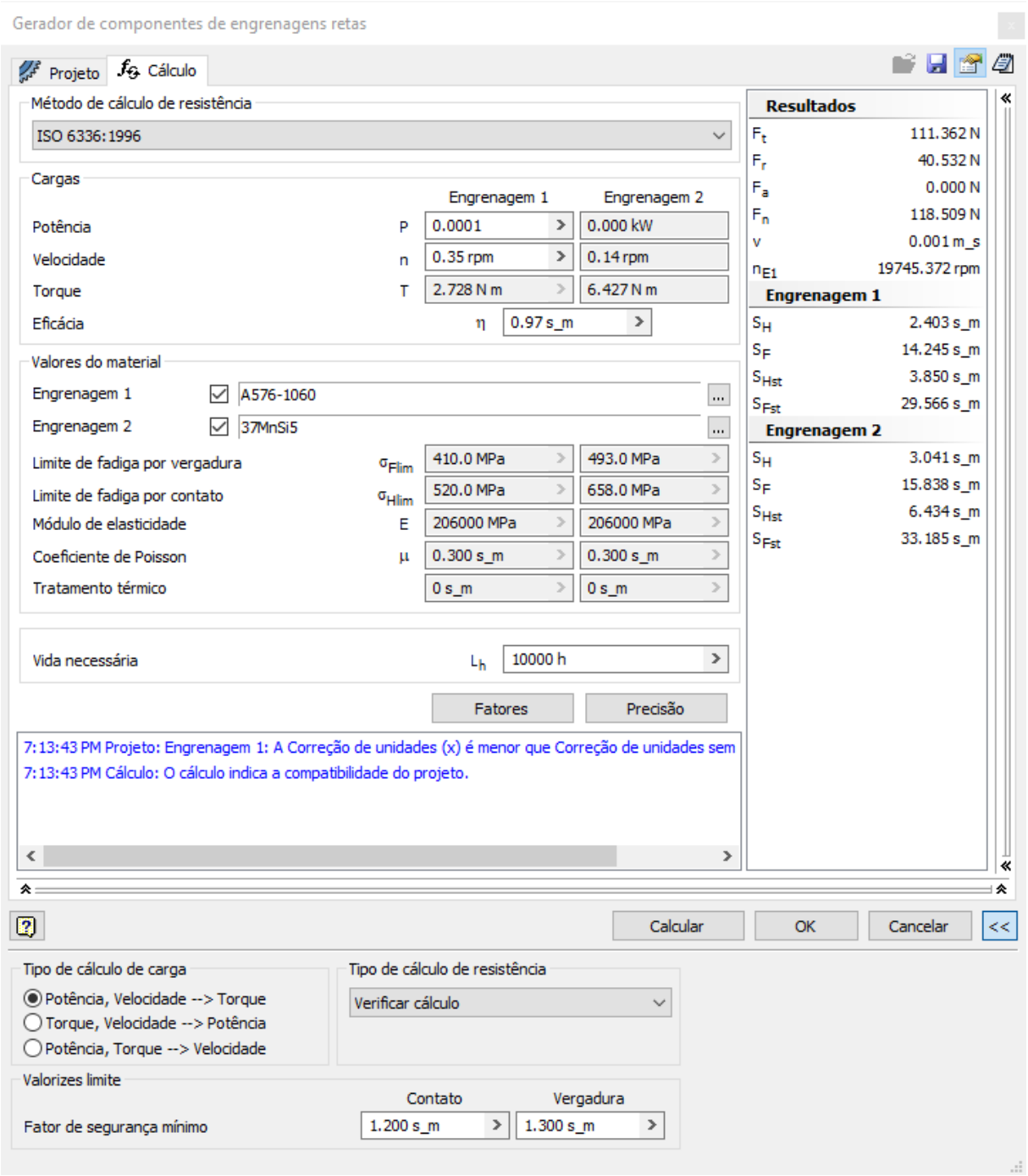
Os dados e resultados são apresentados na Figura 18, Figura 19, Figura 20 e Figura 21.

Figura 18 – Input de projeto para o anel da primeira planetária



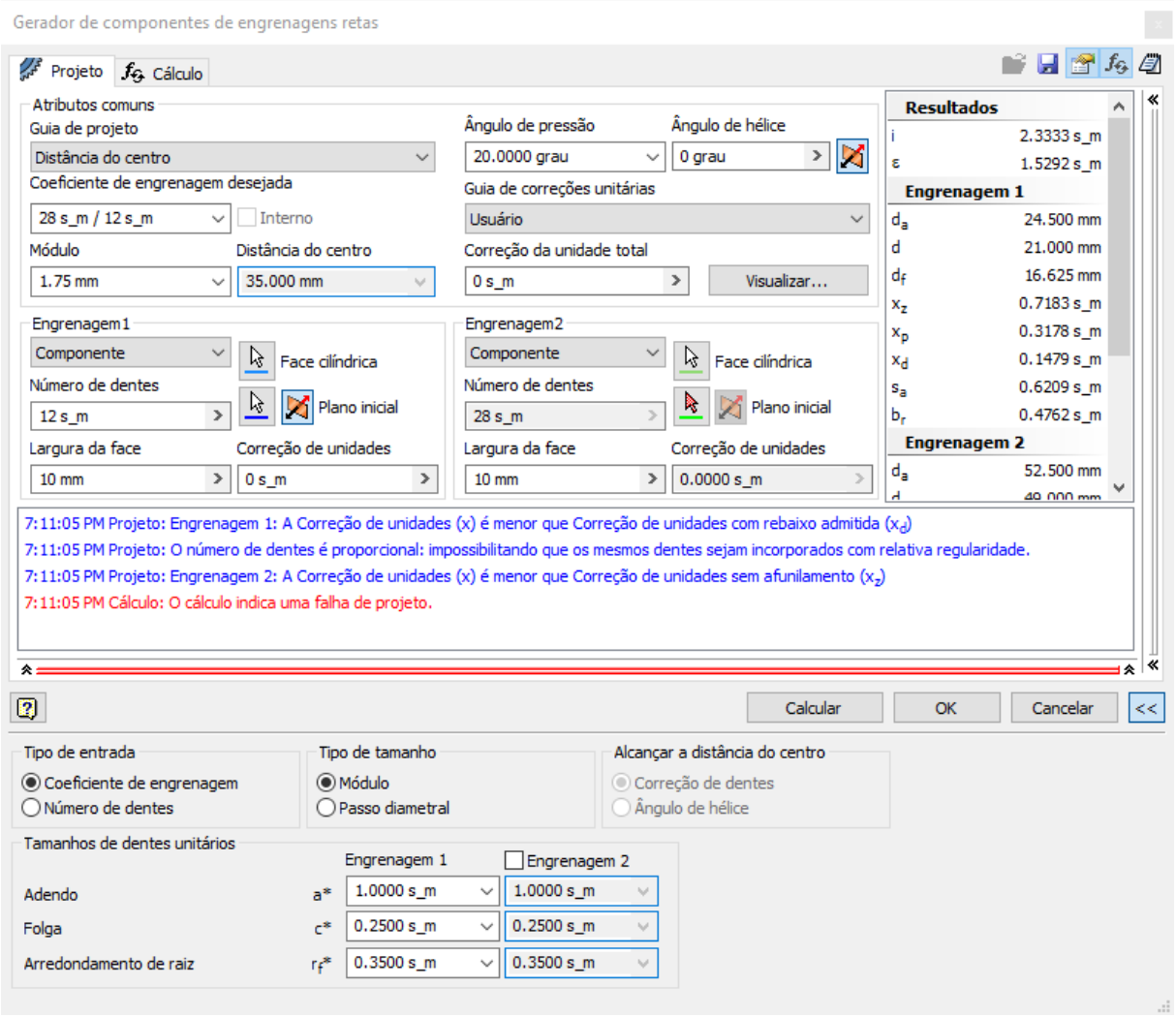
Fonte: Autores

Figura 19 – Input de cálculo para o anel da primeira planetária



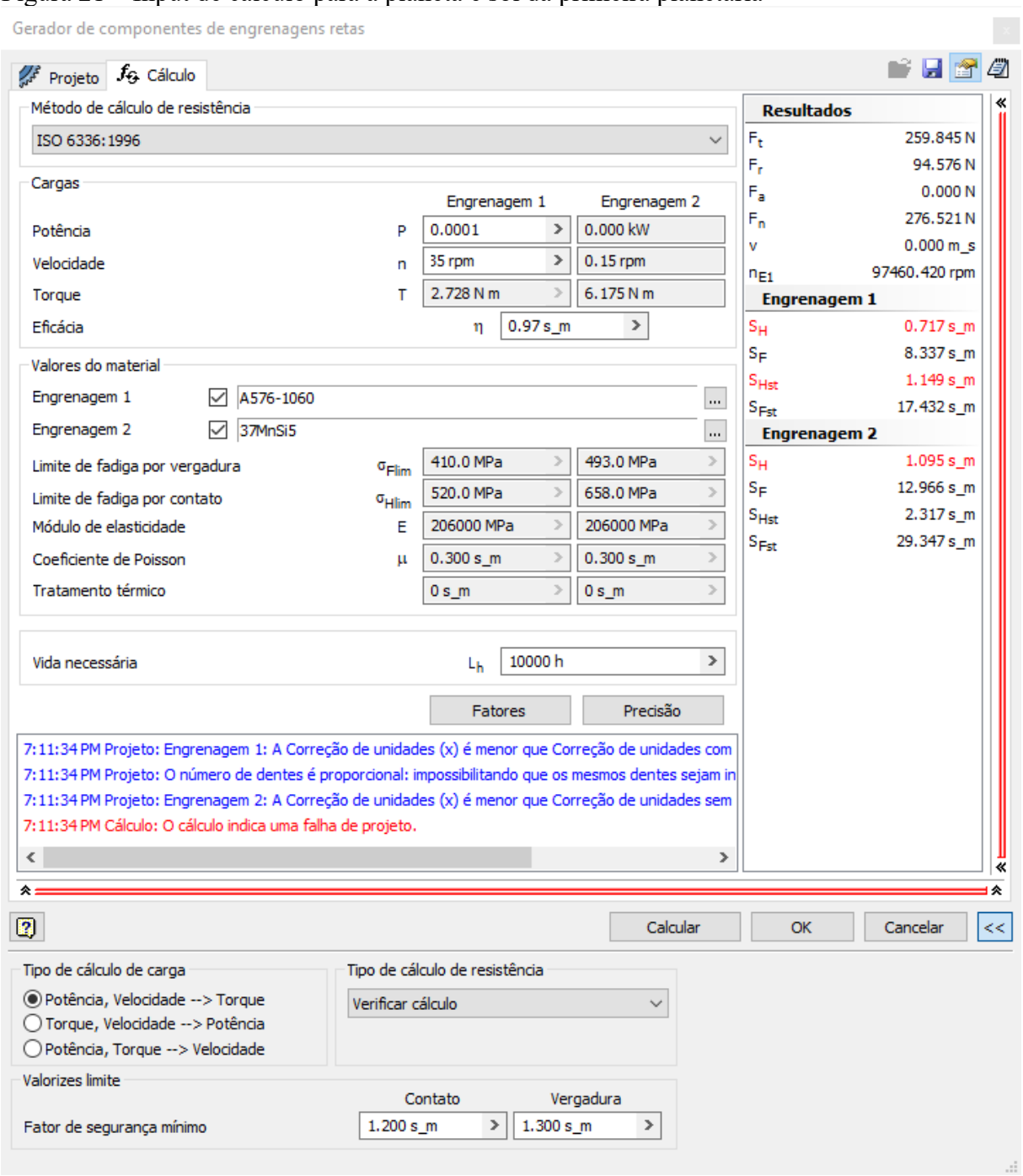
Fonte: Autores

Figura 20 – Input de projeto para a planeta e sol da primeira planetária



Fonte: Autores

Figura 21 – Input de cálculo para a planeta e sol da primeira planetária



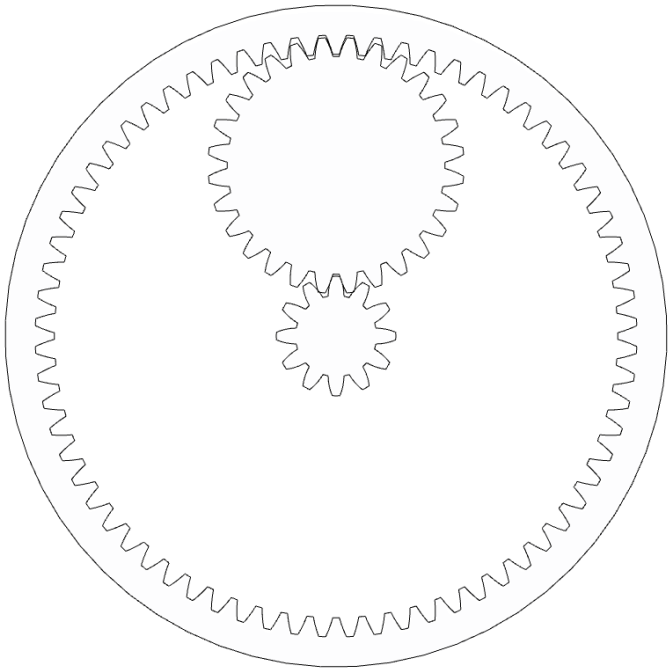
Fonte: Autores

Nota, apesar do software informar que o dimensionamento indica falha de projeto na conexão da engrenagem planeta e sol, a potência de entrada é de 0,1 W (potência mínima permitida), gerando um coeficiente de segurança $S_H = 0{,}717$. Tomou-se esse resultado de referência como satisfatório. Conferir o capítulo 9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO (pág. 127), para mais informações.

O relatório completo gerado pelo software é encontrado no APÊNDICE I e APÊNDICE II.

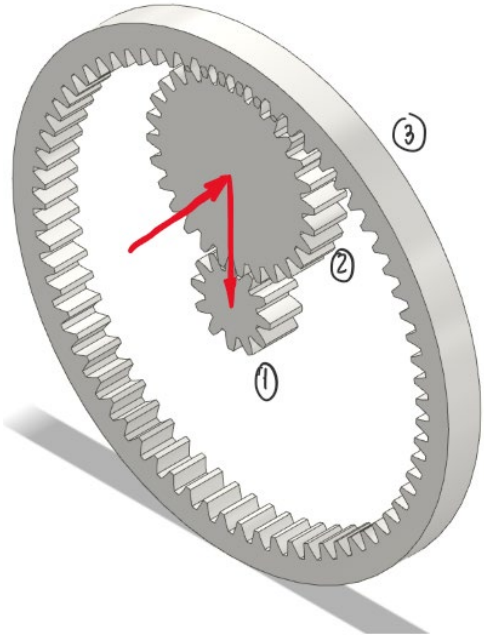
Uma vez que os dados de input são satisfatórios, o software permite a geração dos modelos 3D, conforme apresentado na Figura 22 e Figura 23.

Figura 22 – Geometria 3D gerada para a engrenagem planetária no primeiro estágio



Fonte: Autores

Figura 23 – Projeto 3D gerado para a engrenagem planetária no primeiro estágio



Fonte: Autores

5.6.2 Dimensionamento para conferência – Lewis & Hertz

Uma vez que os valores de referência gerados pelo software são satisfatórios, os cálculos de Lewis & Hertz podem ser feitos para *cross check* para as seguintes propriedades:

a) Largura no pé do dente (b);
b) Material.

O material será definido de acordo com o meio de produção disponível. Como a intenção é fabricar as engrenagens utilizando o método de manufatura aditiva por impressão 3D, procurou-se priorizar materiais poliméricos.

Um dos materiais mais resistentes disponíveis para a impressão é o Nylon. As propriedades adotadas para o Nylon foram retiradas de Incomplast Polímeros e Metais Ltda ([20--])´.

Também, se faz necessário a obtenção da rotação relativa da engrenagem planeta no primeiro estágio da planetária:

A partir do pré-projeto, no primeiro estágio tem-se:

$$n1 = 0{,}3537\ rpm$$

$$n3 = 0$$

$$nbraço = 2{,}3580\ rpm$$

$$n2 = -\frac{Z1}{Z2} \times (n1 - nbraço) \Rightarrow -\frac{12}{28} \times (0{,}3537 - 2{,}3580)$$

$$n2 = 0{,}8590\ rpm$$

Portanto, tendo todas as outras condições de contorno definidas, pode-se calcular a dimensão b admissível para cada engrenamento a partir dos métodos de Flexão de pé do dente (Lewis) e Desgaste (Hertz).

Para Lewis, utilizou-se a seguinte fórmula para ECDR (JUNIOR & BARROS, 2017):

$$\sigma_{fadm} = \frac{F_t}{b \times m} \times Y_F \times Y_\varepsilon \times Y_S \times Y_V$$

$$\sigma_{fmax} = 120\ Mpa$$

$$n_f = 1{,}6\ (adotado)$$

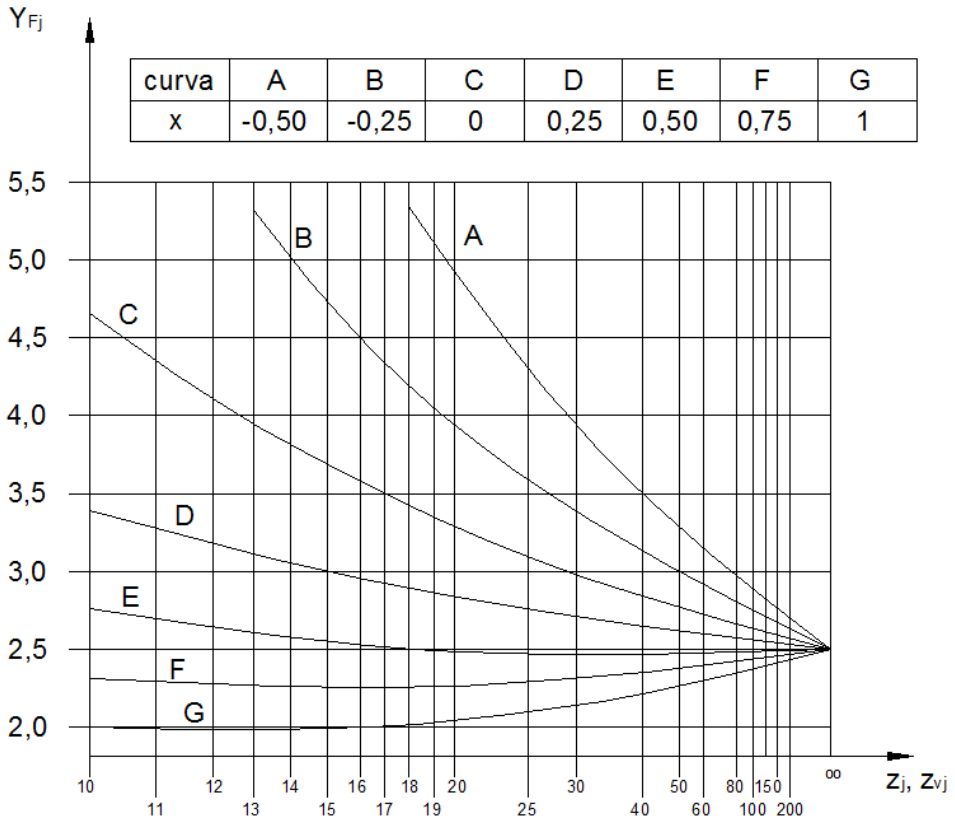
$$\sigma_{fadm} = \frac{\sigma_{max}}{nf} = 75\ Mpa$$

$$m = 1{,}75\ mm$$

$$P_1 = 0{,}218W$$

$$Ft = \frac{P_1}{\pi \times (m \times z \times 10^{-3}) \times \left(\frac{n}{60}\right)} = \frac{0{,}218}{\pi \times (1{,}75 \times 12 \times 10^{-3}) \times \left(\frac{0{,}357}{60}\right)} = 555{,}355\ N$$

Figura 24 – Valores de Y_F a partir de valores de Z e correção



Fonte: adaptado de Junior & Barros (2017)

Para a Curva C (sem correção):

$$Z = 12$$

$$Y_F = 4{,}1$$

Figura 25 – Fatores de serviço Y_s

Tabela VIII

FATOR DE SERVIÇO Y_s			
Máquina movida	Máquina motora		
	motor elétrico	turbina hidráulica ou motor com 4 ou mais cilindros	motor de 1 a 3 cilíndros
Torque constante e pequenas massas: geradores elétricos, ventiladores e agitadores para líquidos.	1	1,25	1,5
Torque variável e massas médias: máquinas ferramentas, máquinas de elevação, elevadores, bombas e compressores.	1,25	1,5	1,75
Torque muito variável e grandes massas: laminadores, escavadeiras e prensas de embutir e estampar.	1,75	2	2,25

Fonte: adaptado de Junior & Barros (2017)

$$Ys = 1{,}0$$

$$Y_v = \frac{a^* + \sqrt{v}}{a^*}$$

Figura 26 – Precisão do dente

Tabela VII

PRECISÃO DO DENTE a*	
Acabamento (vide Fig. 4)	a*
I - Engrenagem de grande precisão	30
II - Engrenagem de precisão	12
III - Engrenagem de boa qualidade comercial	6
IV - Engrenagem de qualidade grosseira	3

Fonte: adaptado de Junior & Barros (2017)Adotando engrenagem de boa qualidade comercial:

$$a^* = 6$$

$$v = \pi \times (1{,}75 \times 12 \times 10^{-3}) \times \left(\frac{0{,}357}{60}\right) = 0{,}019813\,\frac{m}{s}$$

$$Yv = 1{,}0033$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_\alpha}$$

$$d_{aj} = m[z_j + 2.(1 + x_j - K)]$$

Sem correção:

$$K = 0$$

$$x = 0$$

$$\propto = 20$$

$$\mathrm{d_{aj}} = m \times (Z + 2) = 1{,}75 \times (12 + 2\ ) = 24{,}4\ mm$$

$$\mathrm{d_{bj}} = \mathrm{d_j}.\cos \propto = 1{,}75 \times 12 \times \cos 20 = 19{,}7335\ \mathrm{mm}$$

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1}\left(\frac{19{,}733}{24{,}4}\right) = 36{,}346°$$

$$\mathrm{d_{a2}} = 1{,}75 \times (28 + 2\ ) = 52{,}5\ mm$$

$$\mathrm{d_{b2}} = 1{,}75 \times 28 \times \cos 20 = 46{,}0449\ \mathrm{mm}$$

$$\alpha_{a2} = \cos^{-1}\left(\frac{46{,}0449}{52{,}5}\right) = 28{,}712°$$

$$\varepsilon = \sum_{j=1}^{2} \frac{1}{2\pi}\left[z_j(\mathrm{tg} \propto_{aj} - \mathrm{tg} \propto')\right]$$

$$\varepsilon = \frac{12}{2\pi}(\mathrm{tg}36{,}346 - \mathrm{tg}20) + \frac{28}{2\pi}(\mathrm{tg}28{,}712 - \mathrm{tg}20) = 1{,}529$$

$$Y_\varepsilon = 0{,}7405$$

Finalmente por Lewis:

$$\mathrm{b} \geq \frac{\mathrm{F_{t1}} \times \mathrm{Y_{F1}} \times \mathrm{Y_\varepsilon} \times \mathrm{Y_S} \times \mathrm{Y_V}}{\sigma_{\mathrm{fadm}} \times \mathrm{m}} \geq \frac{555{,}355 \times 4{,}1 \times 0{,}7405 \times 1{,}0 \times 1{,}0033}{75 \times 1{,}75} \geq 12{,}89\ mm$$

Para Hertz, utilizou-se a seguinte fórmula para ECDR (JUNIOR & BARROS, 2017):

$$\mathrm{b} = \frac{19 \times 10^6 \times 0{,}7 \times \mathrm{E_c} \times \mathrm{P_J}(\mathrm{i} + 1) \times \mathrm{Y_S} \times \mathrm{Y_v}}{\mathrm{sen}\ 2\alpha' \times \mathrm{n_1} \times \sigma^2_{\mathrm{HadmJ}} \times \mathrm{i} \times \mathrm{d'^2_1}}$$

$$\mathrm{Ec} = 3000\ \mathrm{Mpa\ (link)}$$

$$\sigma_e = 80\ Mpa$$

$$\mathrm{i} = \frac{\mathrm{Z2}}{\mathrm{Z1}} = 2{,}333$$

$$\sigma_{\mathrm{Hadm}} = \sigma_e \times 0{,}6666 = 53{,}33\ Mpa$$

$$d = m \times Z = 1{,}75 \times 12 = 21\ mm$$

$$\mathrm{b} = \frac{19 \times 10^6 \times 0{,}7 \times 3000 \times 0{,}218(2{,}333 + 1) \times 1 \times 1{,}0033.10^{-3}}{\mathrm{sen}\ 2 \times 20 \times 0{,}357 \times (53{,}333)^2 \times 2{,}333\ .\ 21^2}$$

$$\mathrm{b} \geq 13{,}315\mathrm{mm}$$

A partir de uma planilha em Excel, é possível utilizar as mesmas fórmulas com pequenos ajustes onde pode-se calcular b por Lewis e Hertz para as demais engrenagens.

Com material idêntico para todas as engrenagens, bem como o fato de não haver nenhuma com correção, os valores alterados serão:

a) Potência (P);
b) Rotação (n);
c) Número de dentes (Z);
d) Módulo (m).

Para:

$$P = 0{,}218W$$

Obtém-se

$$b2_{lewis} = 1{,}687\ mm$$
$$b2_{hertz} = 3{,}321\ mm$$
$$b3_{lewis} = 1{,}41\ mm$$
$$b3_{hertz} = 1{,}35\ mm$$

Portanto um valor possível de ser adotado para todas as engrenagens desse estágio é:

$$\boldsymbol{b = 15\ mm}$$

Valor próximo ao valor utilizado dentro do software Inventor ($b = 10mm$) para obtenção dos resultados de referência.

5.7 SEGUNDO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA

Para o segundo estágio, foram adotadas as mesmas características de projeto no primeiro estágio, como número de dentes, material e considerações de projeto, com exceção à 3 informações:

a) Potência de entrada:

$$P_{entrada\ 1} = 0{,}21146\ W$$

b) Rotações:

$$n1 = 2{,}358\ rpm$$
$$n3 = 0$$
$$nbraço = 15{,}72\ rpm$$
$$n2 = 5{,}7260\ rpm$$

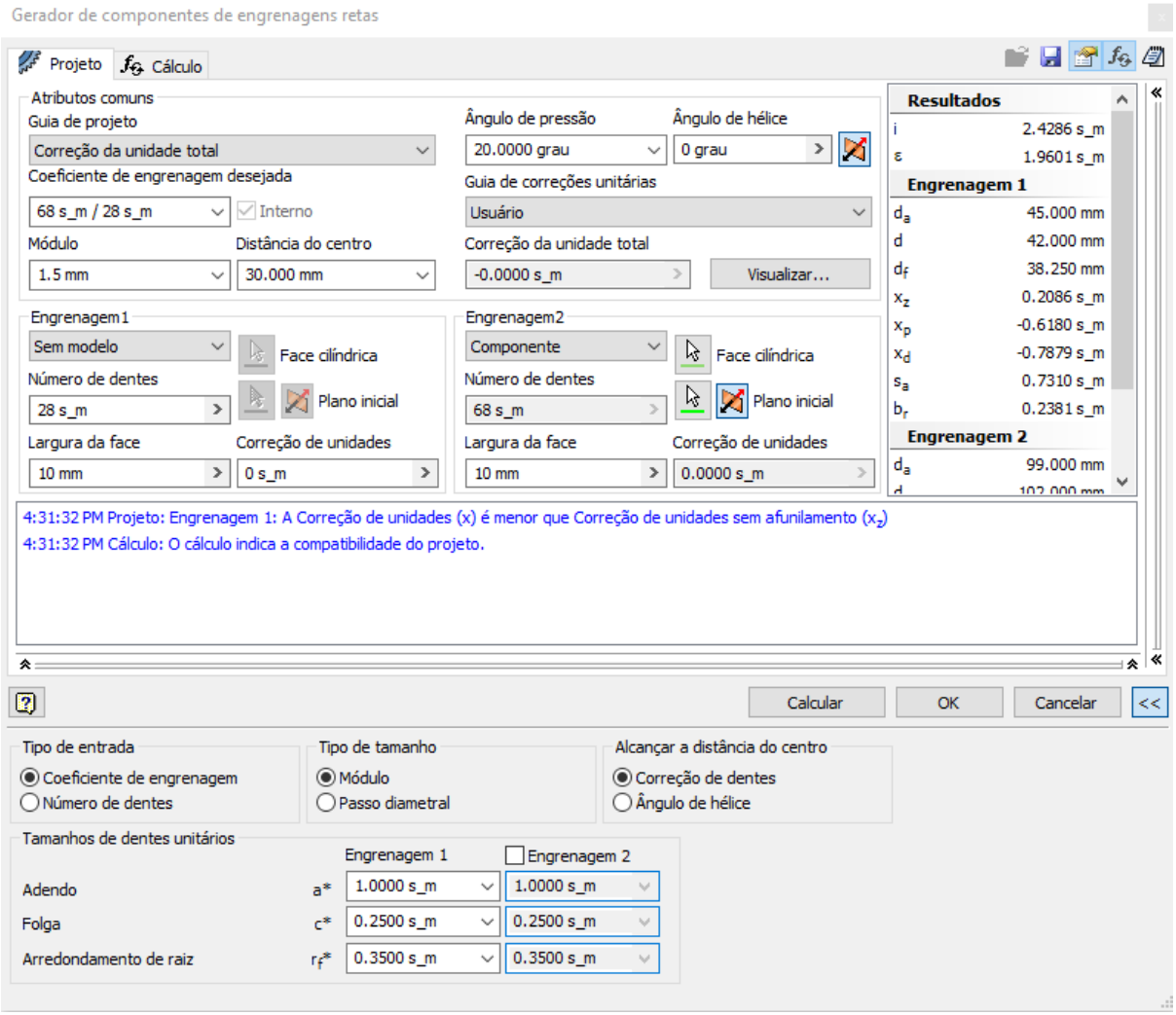
c) Módulo do engrenamento:

$$m = 1{,}5\ mm$$

5.7.1 Dimensionamento por software

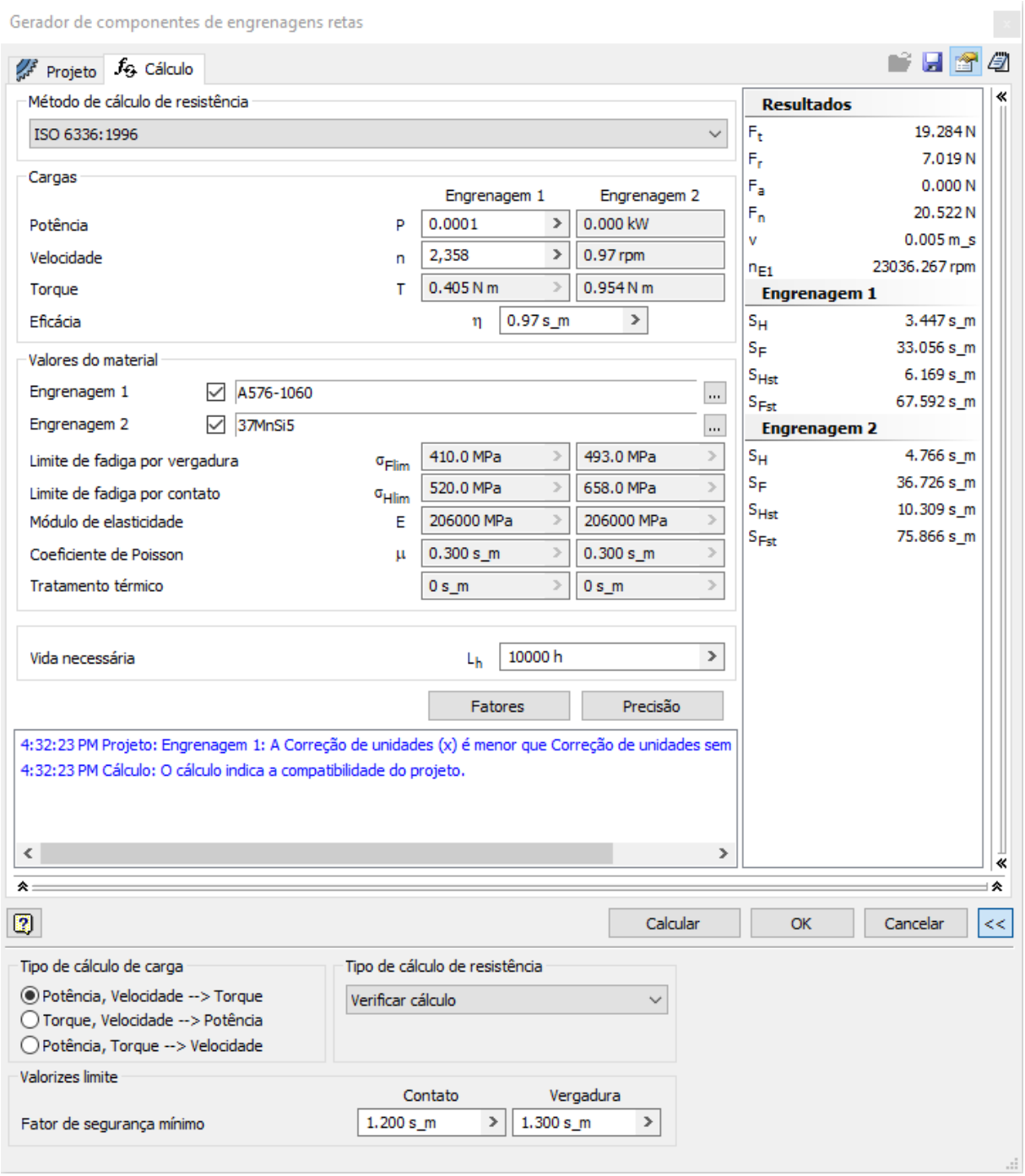
Os dados e resultados do dimensionamento por software são apresentados na Figura 27, Figura 28, Figura 29 e Figura 30.

Figura 27 – Input de projeto para o anel da segunda planetária



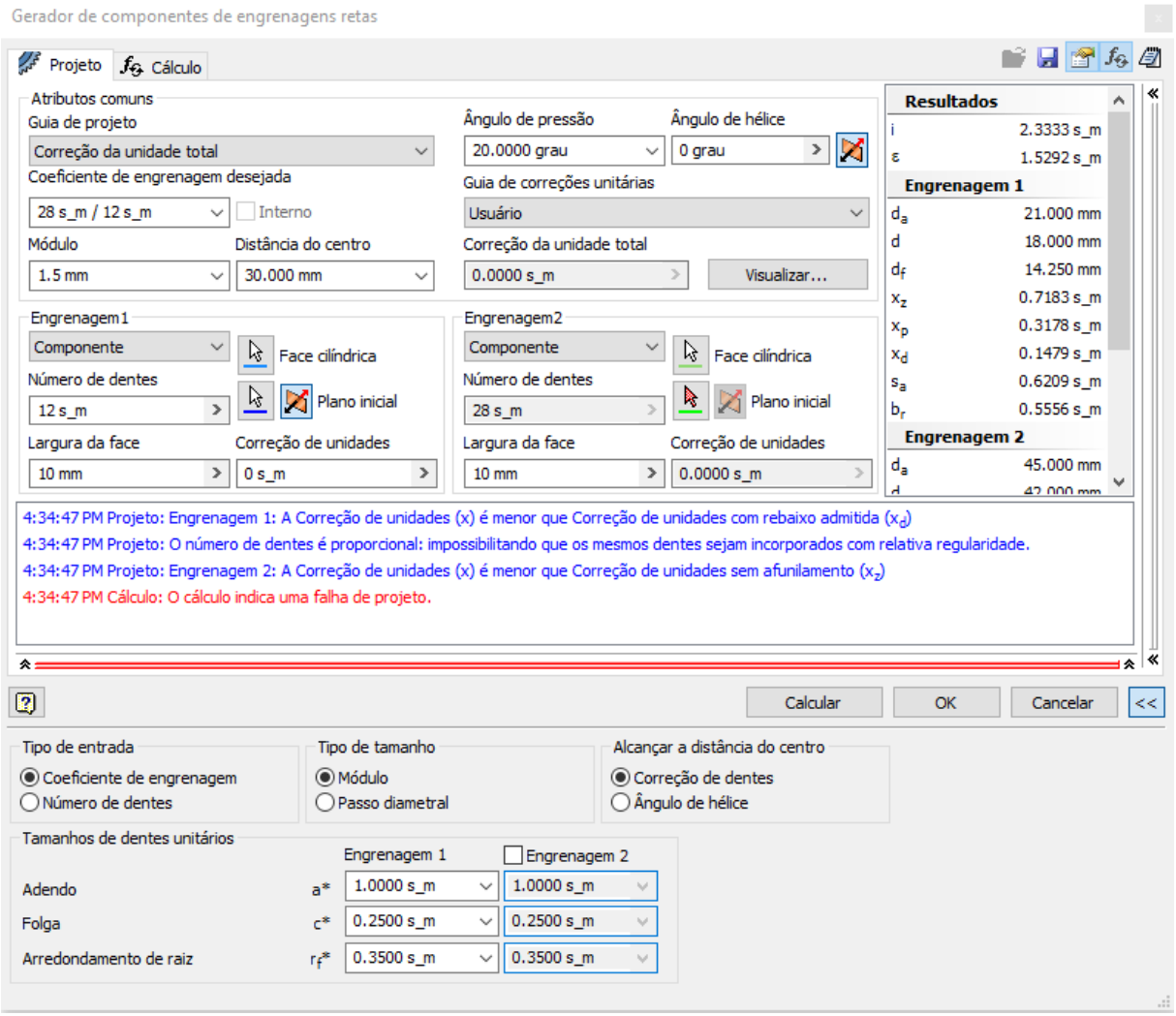
Fonte: Autores

Figura 28 – Input de cálculo para o anel da segunda planetária



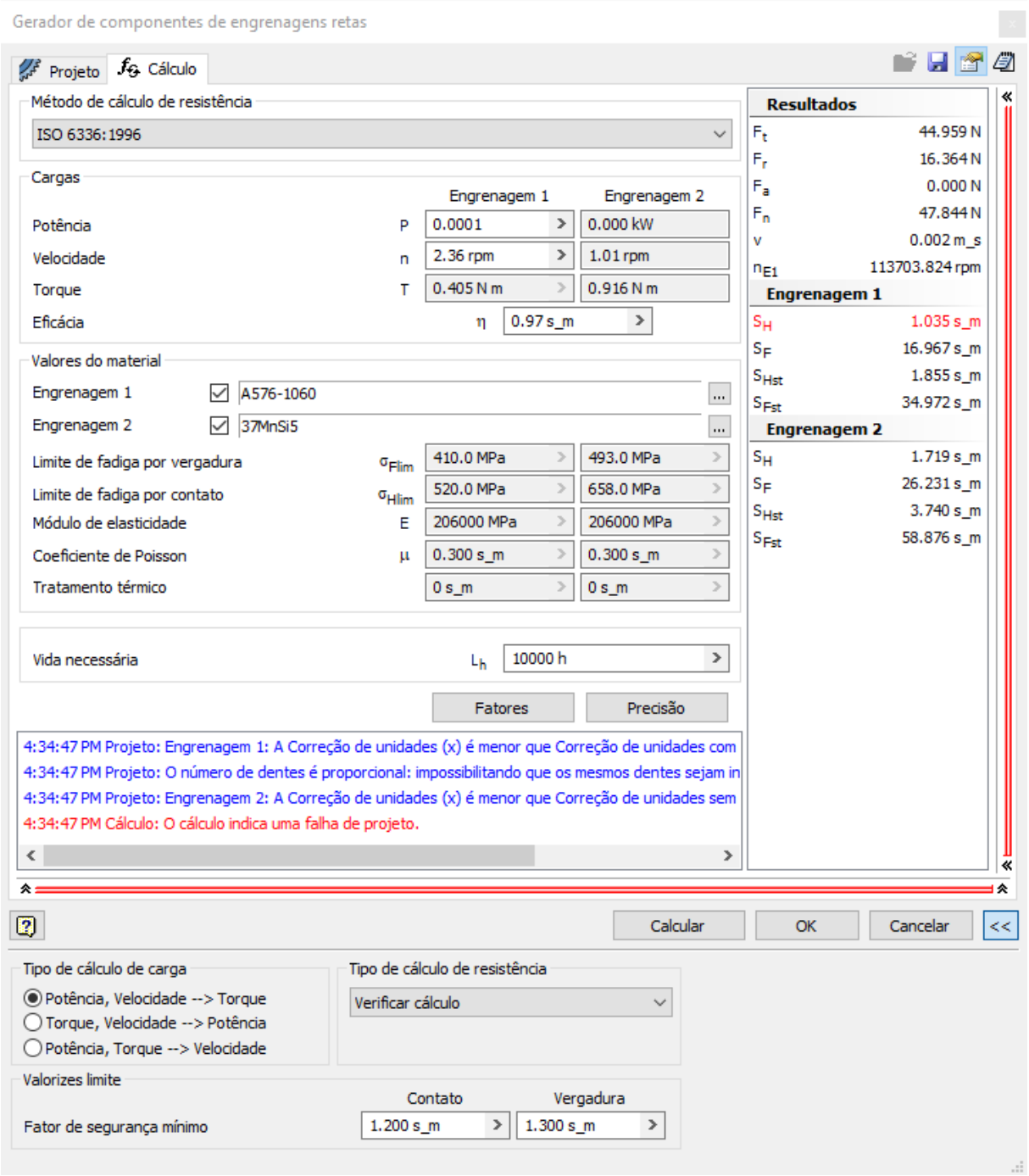
Fonte: Autores

Figura 29 – Input de projeto para a planeta e sol da segunda planetária



Fonte: Autores

Figura 30 – Input de cálculo para a planeta e sol da segunda planetária



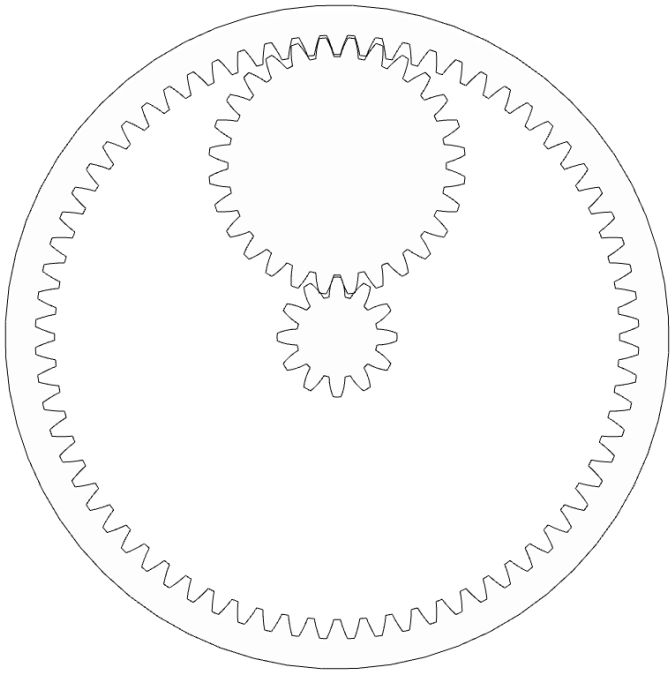
Fonte: Autores

Novamente, apesar do software informar que o dimensionamento indica falha de projeto na conexão da engrenagem planeta e sol, a potência de entrada é de 0,1 W (potência mínima permitida), gerando um coeficiente de segurança $S_H = 1{,}035$. Tomou-se esse resultado de referência como satisfatório. Conferir o capítulo 9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO (pág. 127), para mais informações.

O relatório completo gerado pelo software é encontrado no APÊNDICE III e APÊNDICE IV.

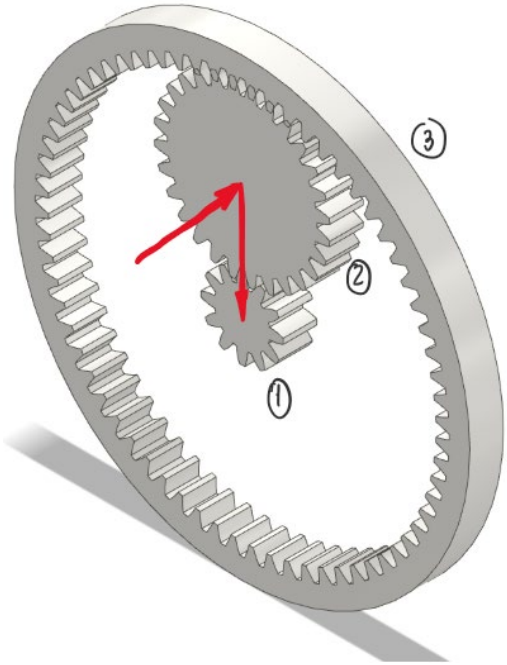
Uma vez que os dados de input são satisfatórios, o software permite a geração dos modelos 3D, conforme apresentado na Figura 31 e Figura 32.

Figura 31 – Geometria 3D gerada para a engrenagem planetária no segundo estágio



Fonte: Autores

Figura 32 – Projeto 3D gerado para a engrenagem planetária no segundo estágio



Fonte: Autores

5.7.2 Dimensionamento para conferência – Lewis & Hertz

Os cálculos de Lewis & Hertz, utilizando a mesma metodologia aplicada no primeiro estágio resultaram em:

$$b1_{lewis} = 2{,}589\ mm$$
$$b1_{hertz} = 8{,}697\ mm$$
$$b2_{lewis} = 0{,}337\ mm$$
$$b2_{hertz} = 0{,}665\ mm$$
$$b3_{lewis} = 0{,}111\ mm$$
$$b3_{hertz} = 0{,}107\ mm$$

Portanto um valor possível de ser adotado para todas as engrenagens do segundo estágio é:

$$\boldsymbol{b = 10\ mm}$$

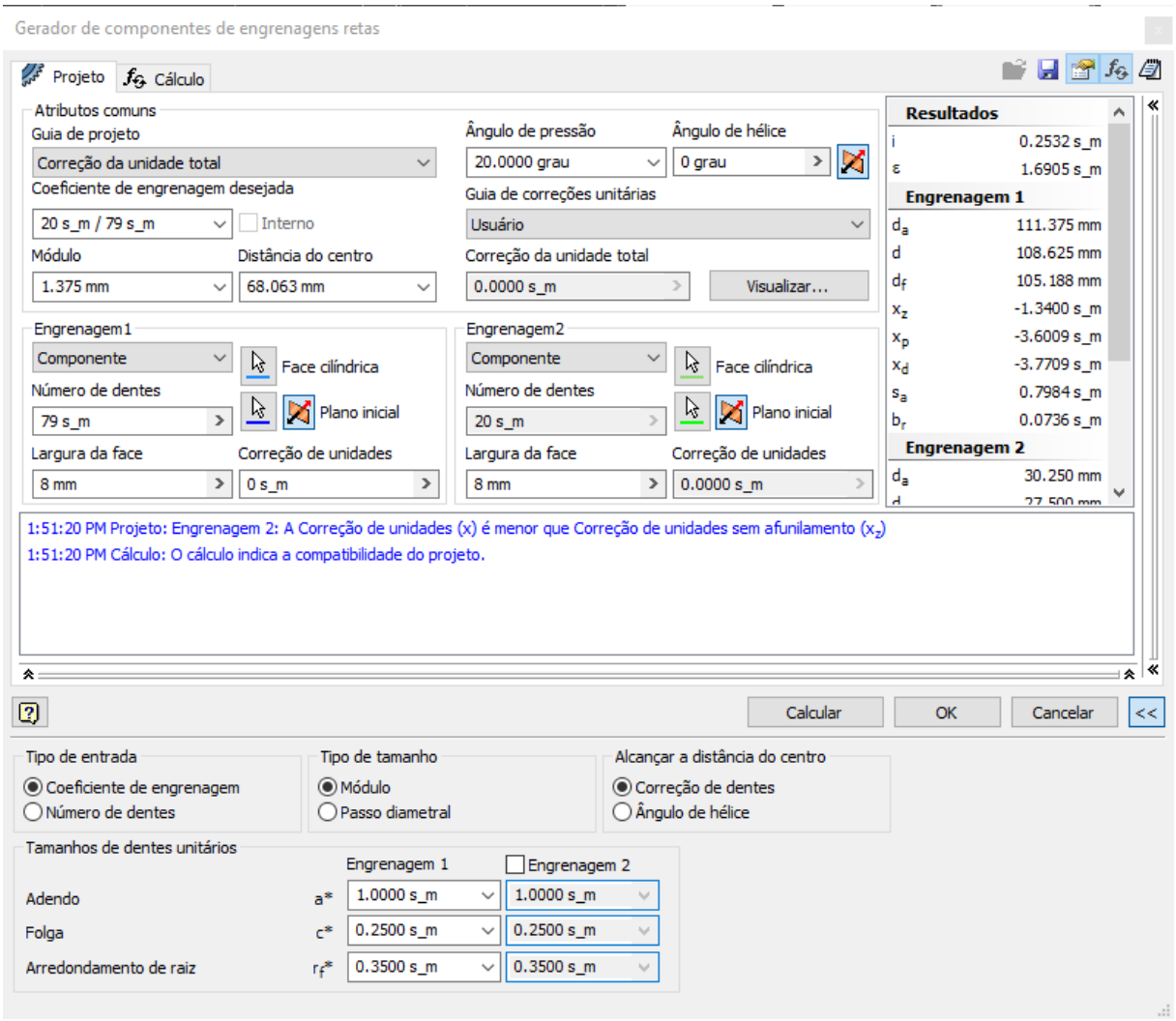
5.8 ENGRENAGEM (ECDR)

Por se tratar de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos simples, nessa etapa somente o software foi utilizado para dimensionamento. Foram utilizados os seguintes dados de entrada:

$$P = 0{,}2051\ W$$
$$\omega_{entrada} = 15{,}5557\ rpm$$
$$m = 1{,}5\ mm$$
$$Z_1 = 20$$
$$Z_2 = 79$$

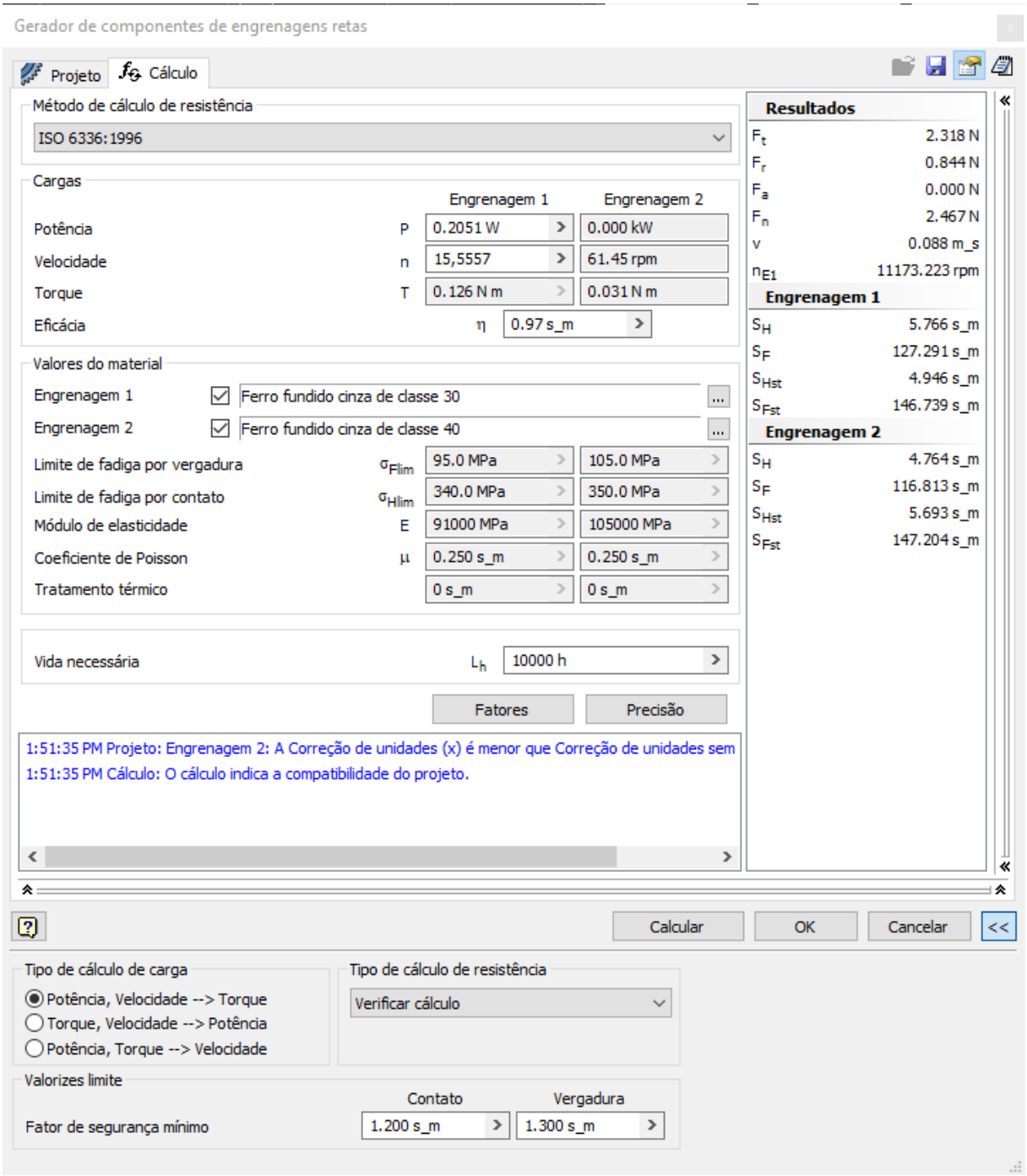
Os dados e resultados são apresentados na Figura 33e Figura 34.

Figura 33 – Input de projeto para a ECDR



Fonte: Autores

Figura 34 – Input de cálculo para a ECDR



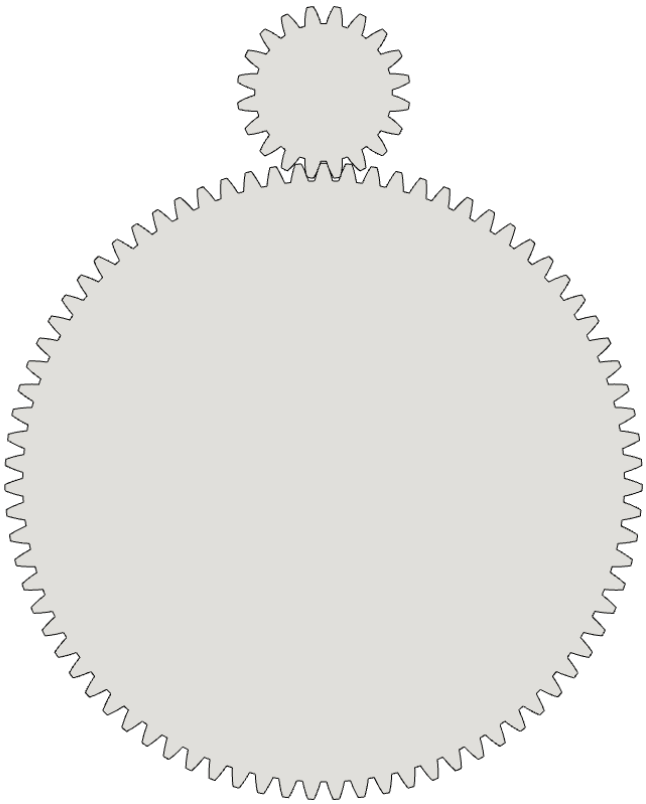
Fonte: Autores

Nota, os coeficientes de segurança gerados são relativamente altos para o projeto $S_{H\,min} = 4{,}764$. Isso acontece pois o material seleciona foi o menos resistente dentro do grupo dos ***metais.*** Tomou-se esse resultado de referência como satisfatório para construir a mesma engrenagem em nylon. Conferir o capítulo 9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO (pág. 127), para mais informações.

O relatório completo gerado pelo software é encontrado no APÊNDICE V.

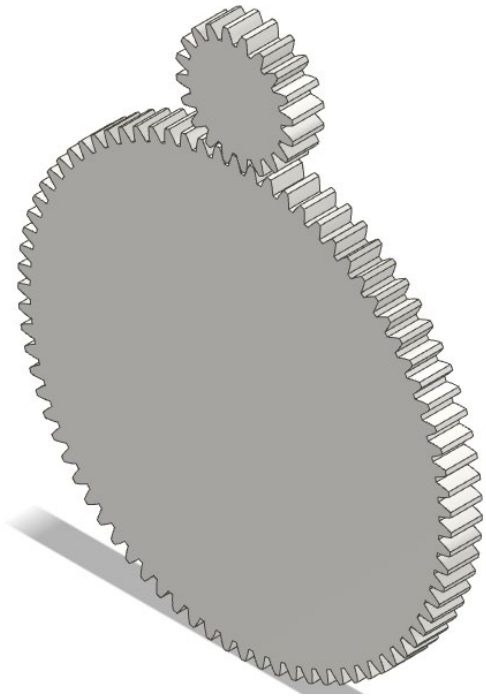
Uma vez que os dados de input são satisfatórios, o software permite a geração dos modelos 3D, conforme apresentado na Figura 35 e Figura 36.

Figura 35 – Geometria 3D gerada para a ECDR



Fonte: Autores

Figura 36 – Projeto 3D gerado para a ECDR



Fonte: Autores

5.9 POLIAS E CORREIA

Para o dimensionamento do último estágio de transmissão também foi utilizado apenas o software inventor. Foram utilizados os seguintes dados de entrada:

$$P = 0{,}199\ W$$

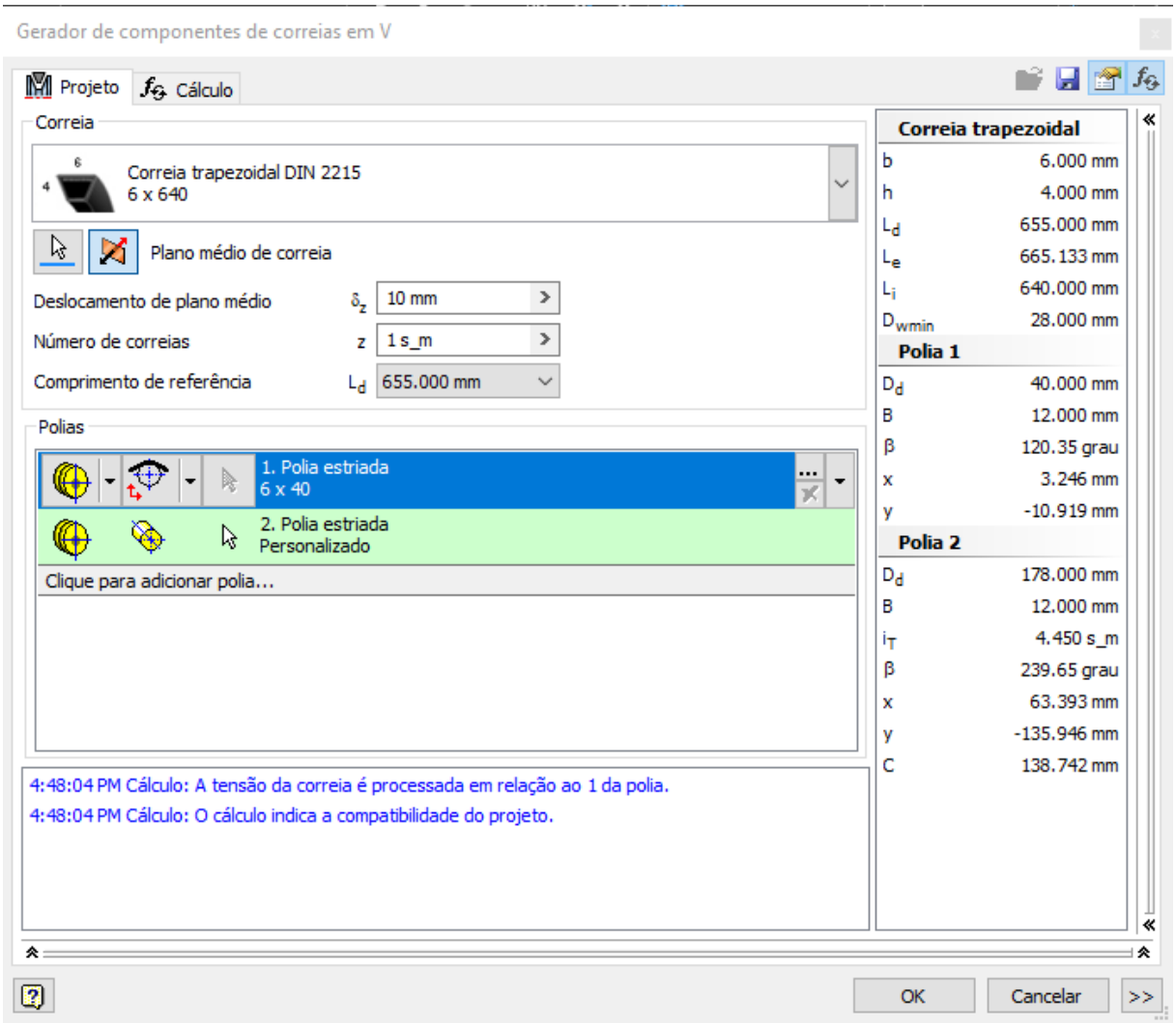
$$\omega_{entrada} = 61{,}134\ rpm$$

$$d_1 = 40\ mm$$

$$d_2 = 178\ mm$$

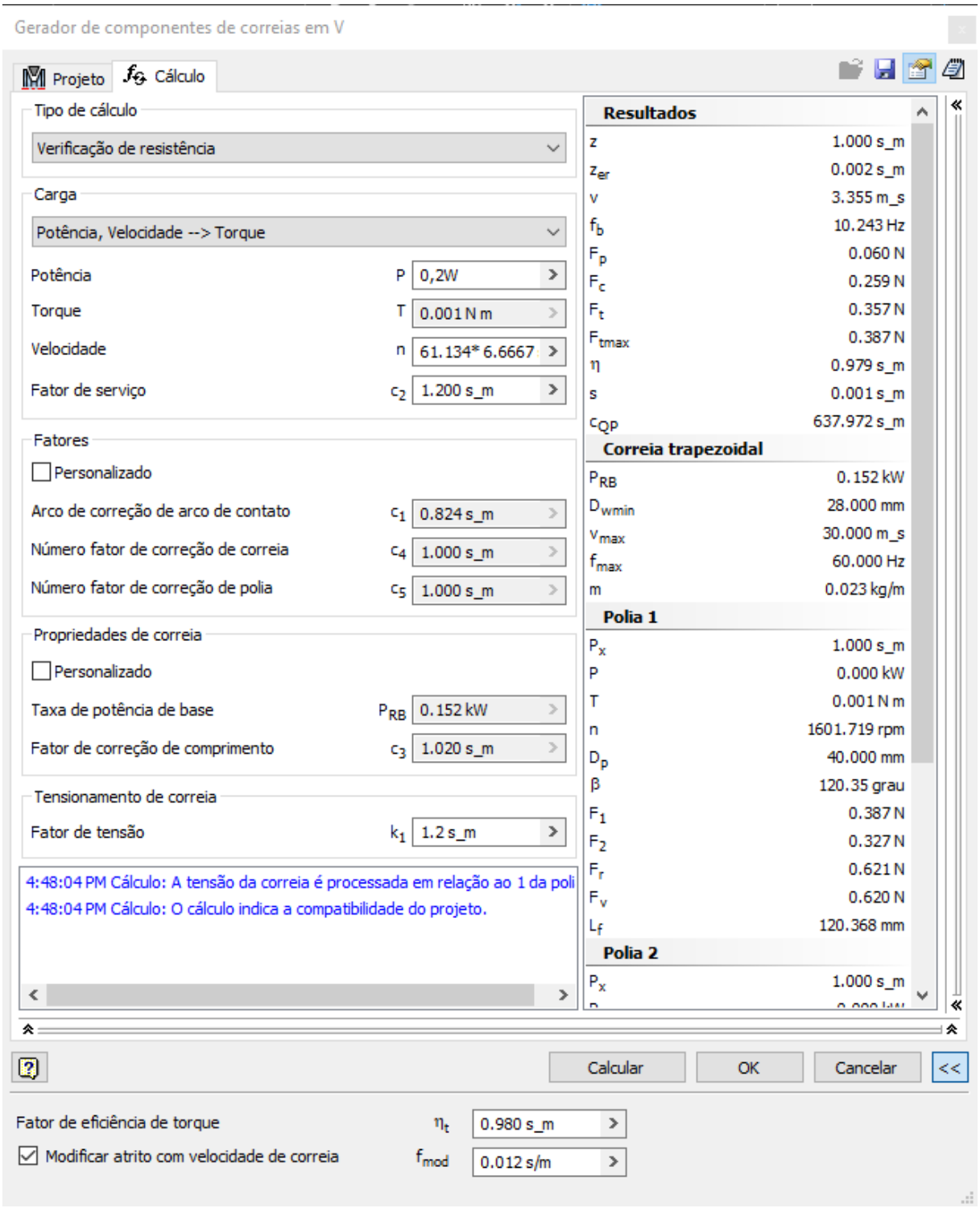
Os dados e resultados são apresentados na Figura 37 e Figura 38.

Figura 37 – Input de projeto para as polias e correia



Fonte: Autores

Figura 38 – Input de cálculo para as polias e correia

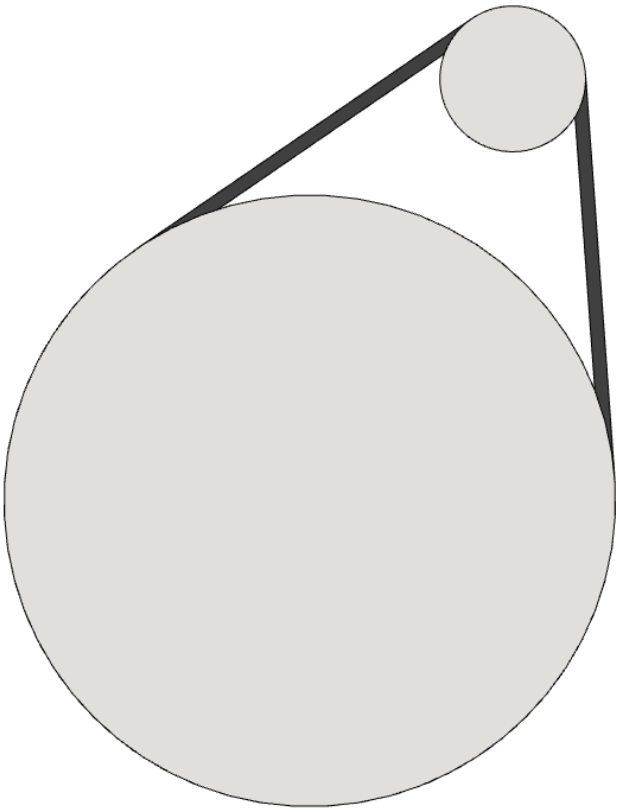


Fonte: Autores

O relatório completo gerado pelo software é encontrado no APÊNDICE VI.

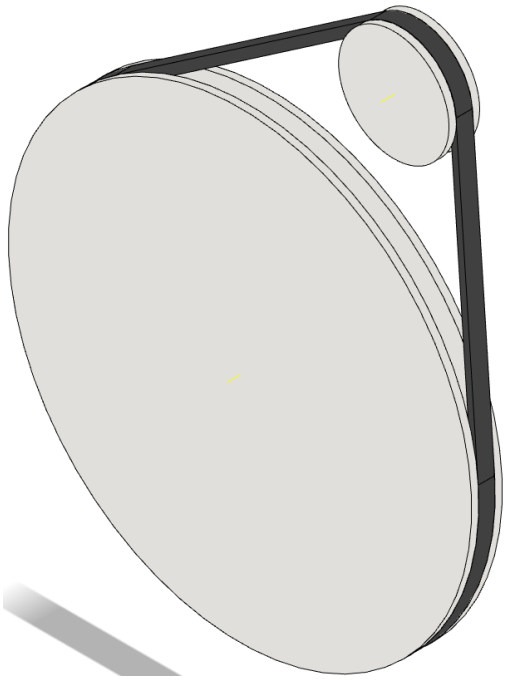
Uma vez que os dados de input são satisfatórios, o software permite a geração dos modelos 3D, conforme apresentado na Figura 39 e Figura 40.

Figura 39 – Geometria 3D gerada para as polias e correias



Fonte: Autores

Figura 40 – Projeto 3D gerado para as polias e correias



Fonte: Autores

5.10EIXOS

Para o dimensionamento dos eixos, foram usados os conceitos aprendidos na matéria de elementos de máquinas. Uma vez que o projeto passa por condições de momento fletor leve, e que a maior potência do sistema é a potência é de 0,218 W, o critério de rigidez à torção foi usado para dimensionar os eixos que possuem característica de perfil robusto

Assim o critério de rigidez à torção pode ser utilizado seguindo a equação:

$$d_{pp} = \sqrt[4]{\frac{32 \times T}{\pi \times R_T \times G}} \tag{1}$$

Com:

T: Torque aplicado no eixo

R_T:Condição de momento fletor

G: Módulo de rigidez à torção

Para cálculo de pré-projeto de todos os eixos, foram usadas as seguintes condições:

$T = T_a = 5{,}886\ Nm \Rightarrow$ Torque máximo no projeto

$G = 40\ GPa\ \Rightarrow$ Valor para o material do eixo sendo latão

$R_T = 2{,}62 \times 10^{-5}\ rad/mm \Rightarrow$ Condição de momento fletor leve

Assim:

$$d_{pp} = \sqrt[4]{\frac{32 \times T}{\pi \times R_T \times G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 5{,}886 \times 10^3}{\pi \times 2{,}62 \times 10^{-5} \times 40 \times 10^6}} = 2{,}75mm$$

Vale lembrar que esse critério somente leva em consideração o torque fletor aplicado. Para adequar o cálculo e simplificar o processo de dimensionamento, foram adotadas duas hipóteses:

a) O projeto possui apenas eixos de perfil robusto;
b) Todos os eixos podem ser construídos de latão, se houver a necessidade estrutural;
c) Por questões de adequação de projeto, o diâmetro mínimo de todos os eixos do projeto dever ser $10mm$;

Assim, conclui-se que:

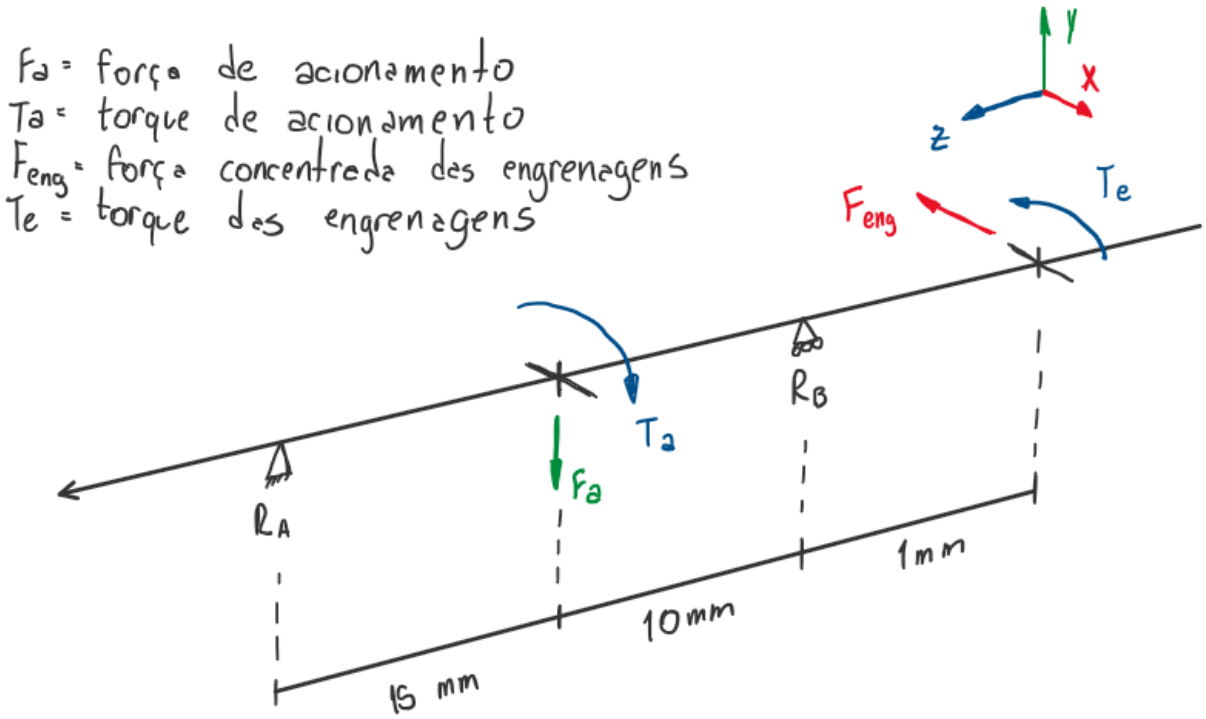
$$n_{mínino\ dos\ eixos} = \frac{10\ mm}{2{,}75\ mm} = 3{,}64$$

Esse valor é válido para todos os eixos sendo de latão, com diâmetros maiores que 10mm e considerando o perfil robusto.

5.11ROLAMENTOS

Para seleção do rolamento, adotou-se a metodologia de seleção do eixo mais solicitado, que é o eixo de entrada onde está alocada a catraca. O dimensionamento começa a partir do diagrama de esforços e carregamentos nesse eixo. Esse diagrama é apresentado na Figura 41.

Figura 41 – Diagrama de carregamentos para o eixo mais solicitado



Fonte: Autores

Onde:

$T_a = 5{,}886\ Nm \Rightarrow$ Torque de acionamento do sistema

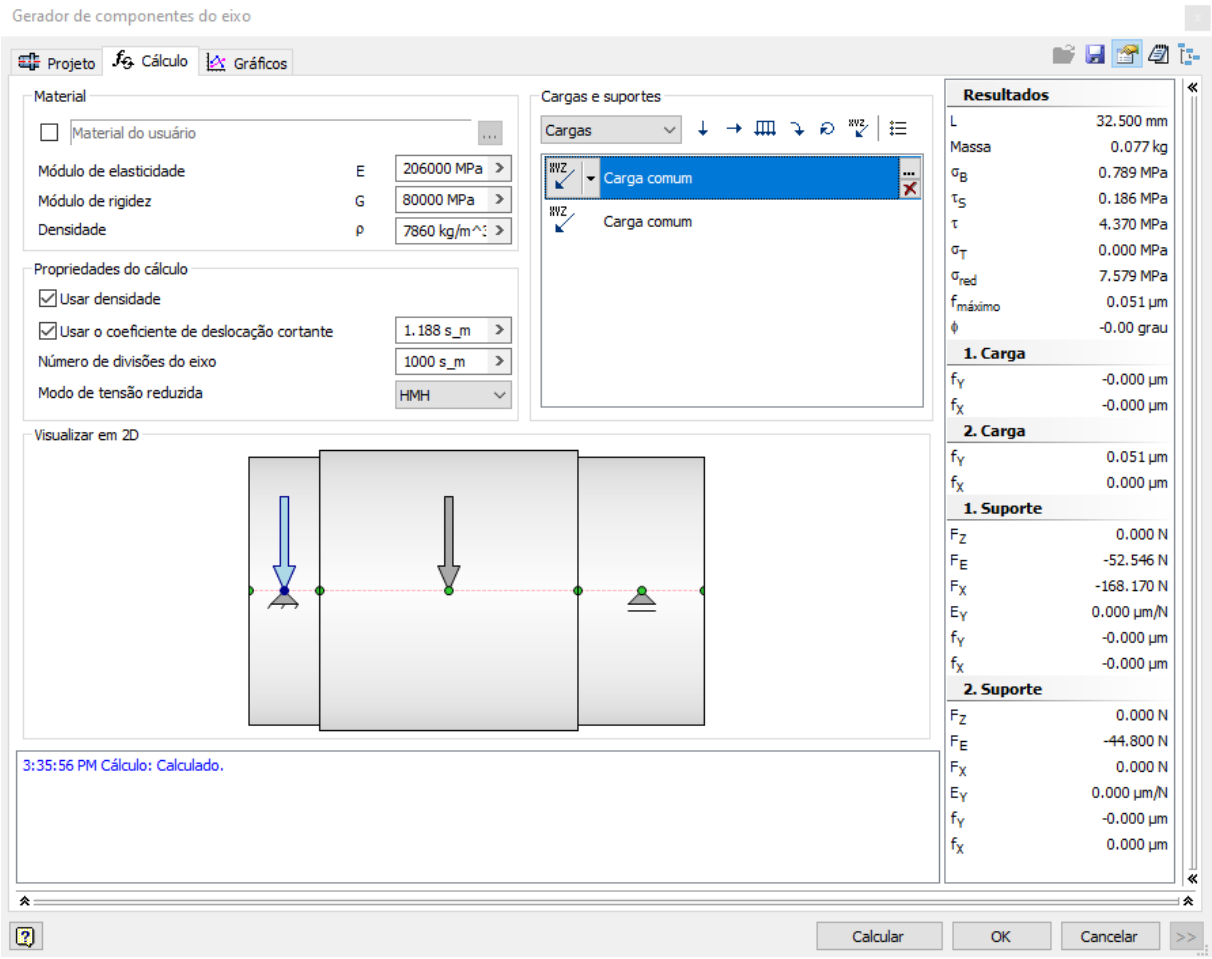
$F_a = 98{,}1\ N \Rightarrow$ Força gerada pelo torque de acionamento do projeto

$T_e = 5{,}886\ Nm \Rightarrow$ Torque nas engrenagens (oposto ao torque de acionamento)

$F_e = 168{,}17\ N \Rightarrow$ Força gerada pelo torque das engrenagens

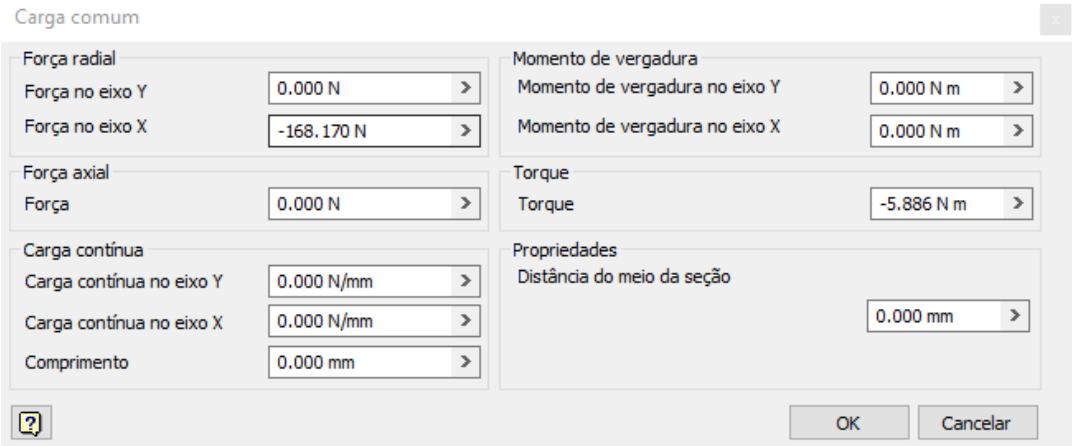
Por questões de segurança, foi determinado que os eixos do projeto seriam de metal, assim. Com essas informações, a ferramenta de dimensionamento de eixos dentro do software inventor foi utilizada para obter as reações de apoio em $R_A\ e\ R_B$. Os resultados são apresentados na Figura 42, Figura 43, Figura 44.

Figura 42 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos



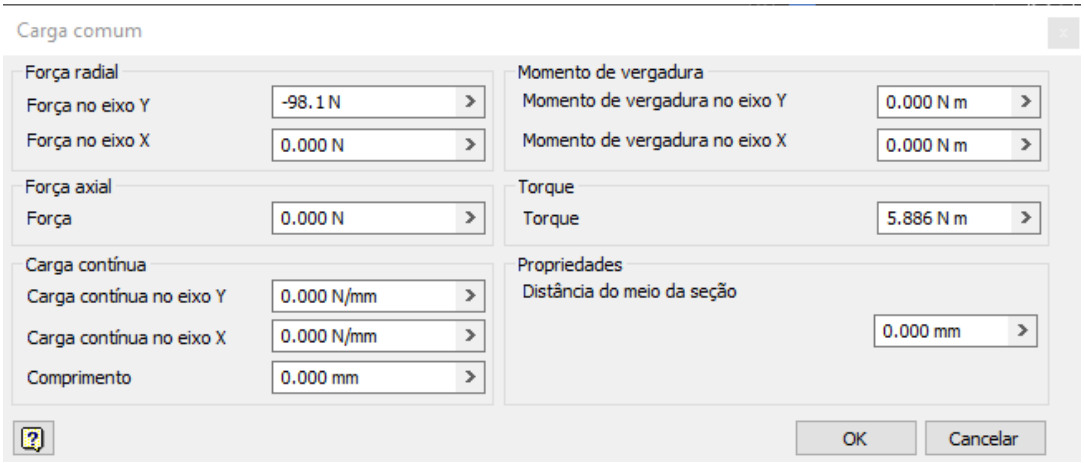
Fonte: Autores

Figura 43 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos | Carregamento das engrenagens



Fonte: Autores

Figura 44 – Input de cálculo para obtenção das reações de apoio nos rolamentos | Carregamento de entrada

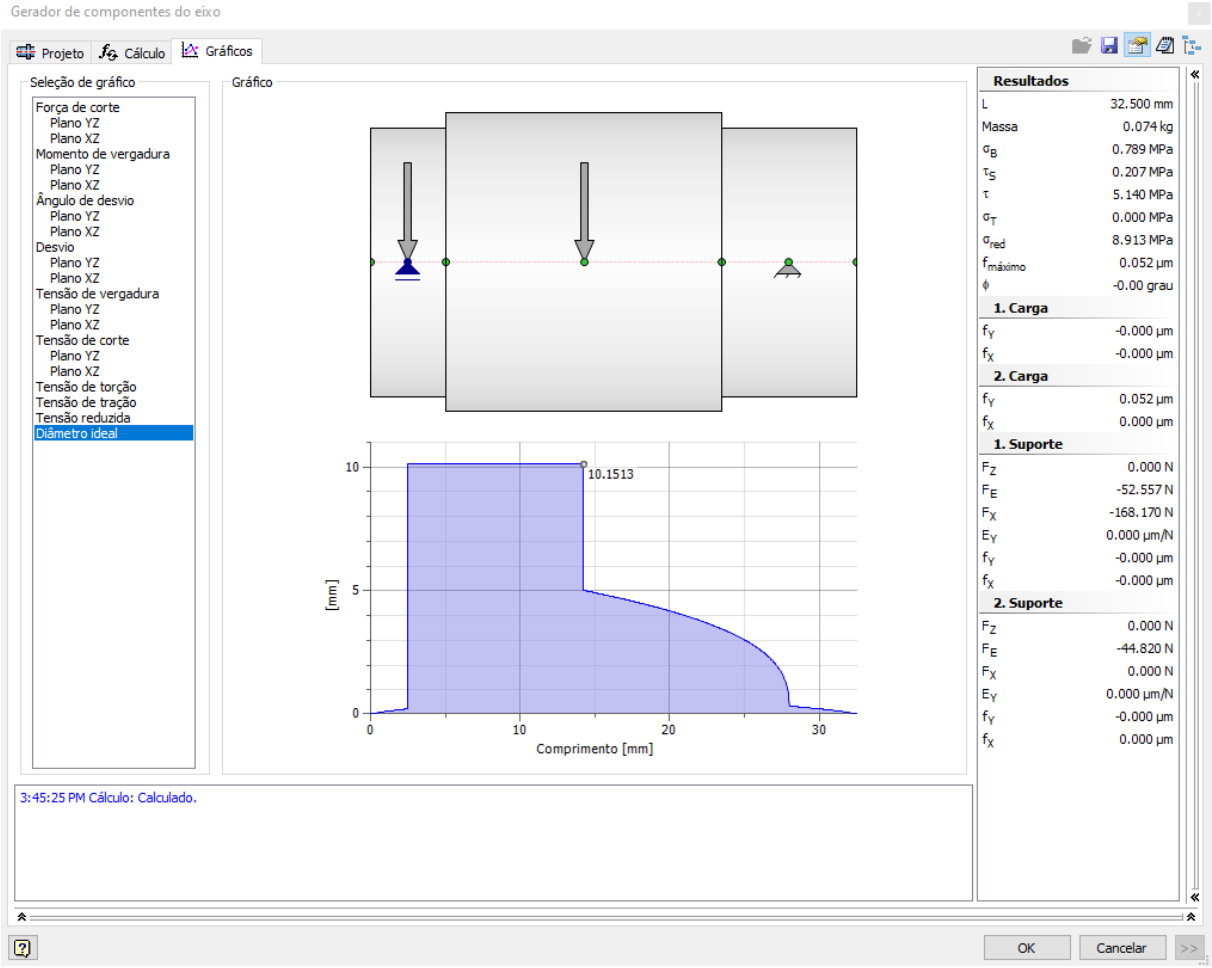


Fonte: Autores

Para mais informações, conferir os resultados de dimensionamento no APÊNDICE VII.

Essa mesma ferramenta do inventor também fornece um gráfico de diâmetro ideal para o eixo configurado para cálculo. Esse gráfico é apresentado na Figura 45.

Figura 45 – Gráfico de diâmetro ideal para o eixo configurado



Fonte: Autores

Essa informação mostrou-se bastante relevante para a nova configuração de eixos. Assumindo assim que os eixos do projeto que transmitem o torque principal de acionamento devem possuir diâmetro maior que 10mm.

Continuando para o dimensionamento do rolamento, as seguintes reações de apoio foram utilizadas, conforme obtido na Figura 42:

$$F_E = 52{,}46\ N$$

$$F_X = 168{,}67\ N$$

A somatória vetorial dessas forças, permite obter a força radial no rolamento mais solicitado:

$$F_R = \sqrt{52{,}46^2 + 168{,}67^2} = 176{,}64\ N$$

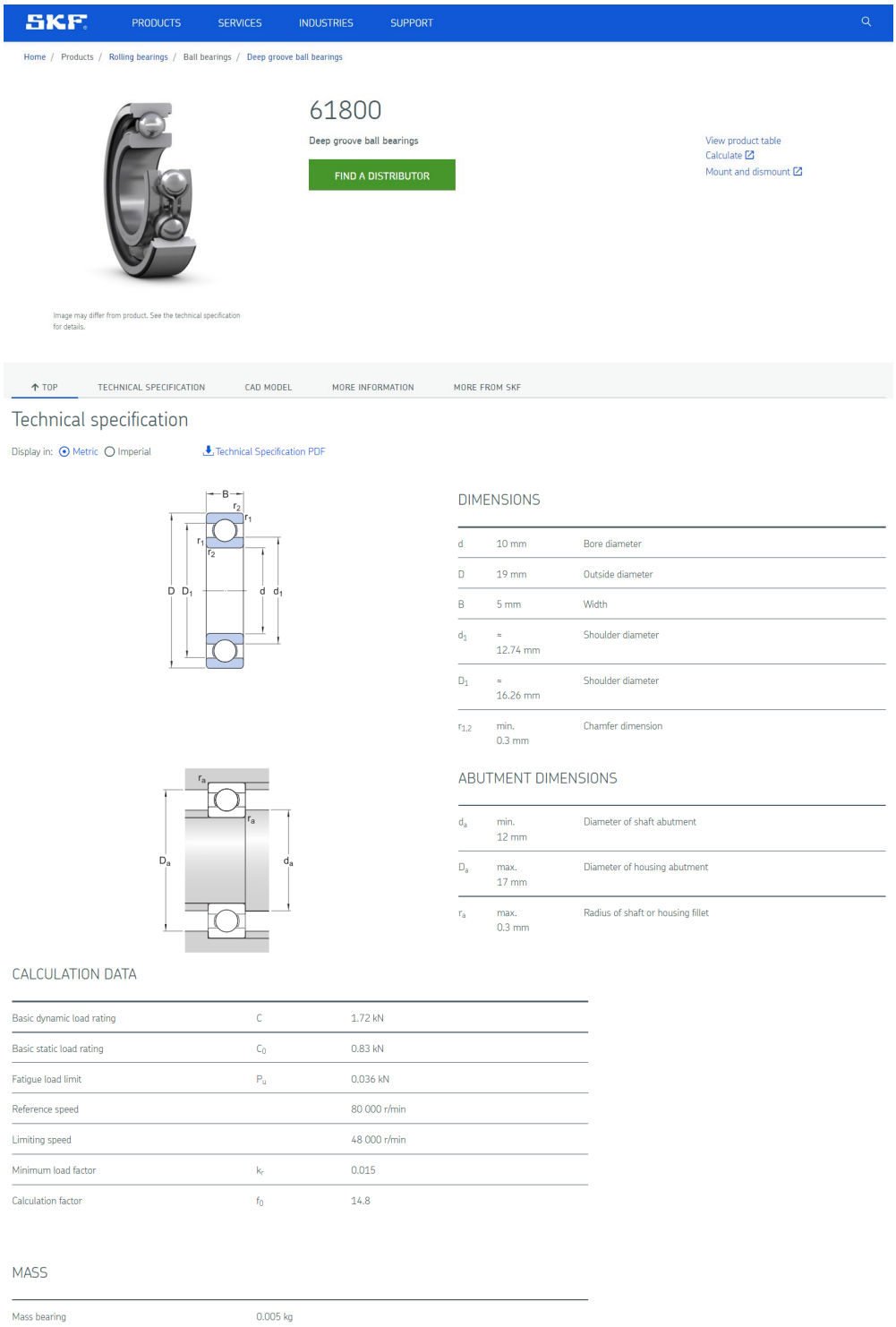
Para a rotação utilizou-se a rotação:

$$n = 272{,}0461 \text{ rpm}$$

Apesar dessa rotação não ser a rotação do eixo de entrada, é a rotação mais elevada do sistema, forçando o dimensionamento a situações extrema de carregamento e rotação.

O rolamento selecionado inicialmente foi o BS 290 SKF 61800. Com essa informação, os valores de constantes desse rolamento podem ser obtidos no site da SKF, conforme apresentado na Figura 46.

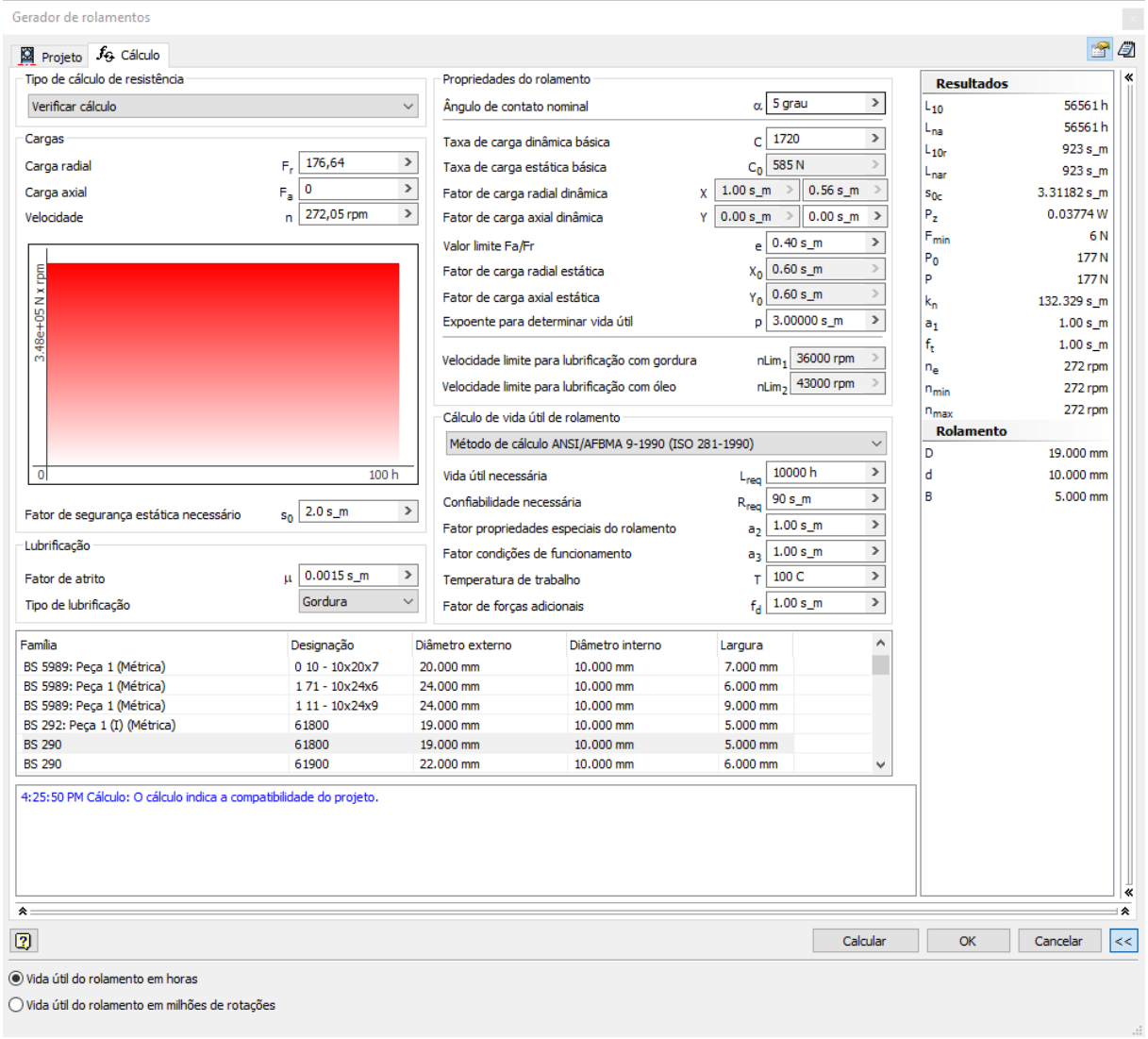
Figura 46 – Constante de dimensionamento para o rolamento SKF 61800



Fonte: Adaptado de SKF (2021)

De posse de todos os valores necessário, a ferramenta de seleção e dimensionamento do software inventor foi utilizada para verificação. Os valores de input de cálculo e resultados são apresentados na Figura 47.

Figura 47 – Input de cálculo para verificação da seleção do rolamento



Fonte: Autores

O cálculo apresentou compatibilidade de projeto. Dessa forma, todos os rolamentos do projeto foram selecionados com base nesse cálculo.

Para mais informações, conferir os resultados de dimensionamento no APÊNDICE VIII.

Vale notas que algumas adaptações geométricas foram feitas e que em alguns casos, rolamentos maiores e mais resistentes foram selecionados.

6 MODELO 3D

Nesse capítulo, são apresentados os modelos 3D gerados a partir dos cálculos e dimensionamento.

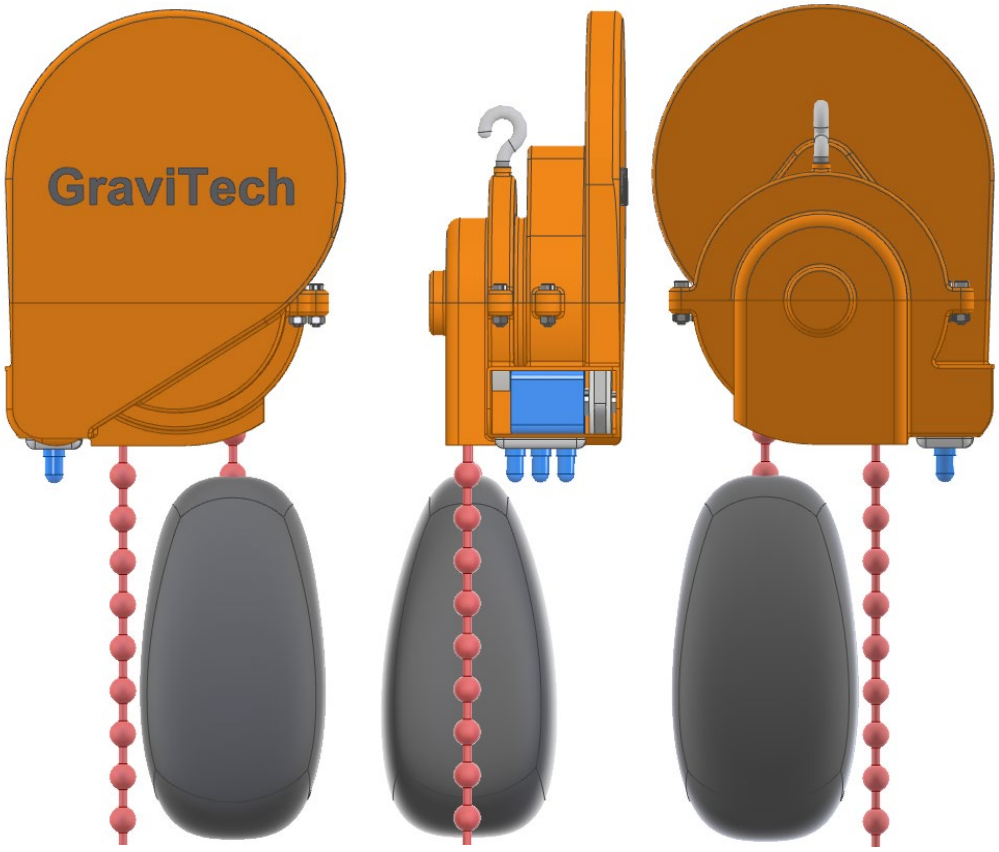
6.1 PROJETO COMPLETO

O projeto completo é constituído por:

a) Sistema de transmissão;
b) Carcaça;
c) Bolsa com a massa de acionamento do sistema;
d) Corda de decida e elevação;
e) LEDs;
f) Gancho;
g) Parafusos e porcas de fixação das partes da carcaça;

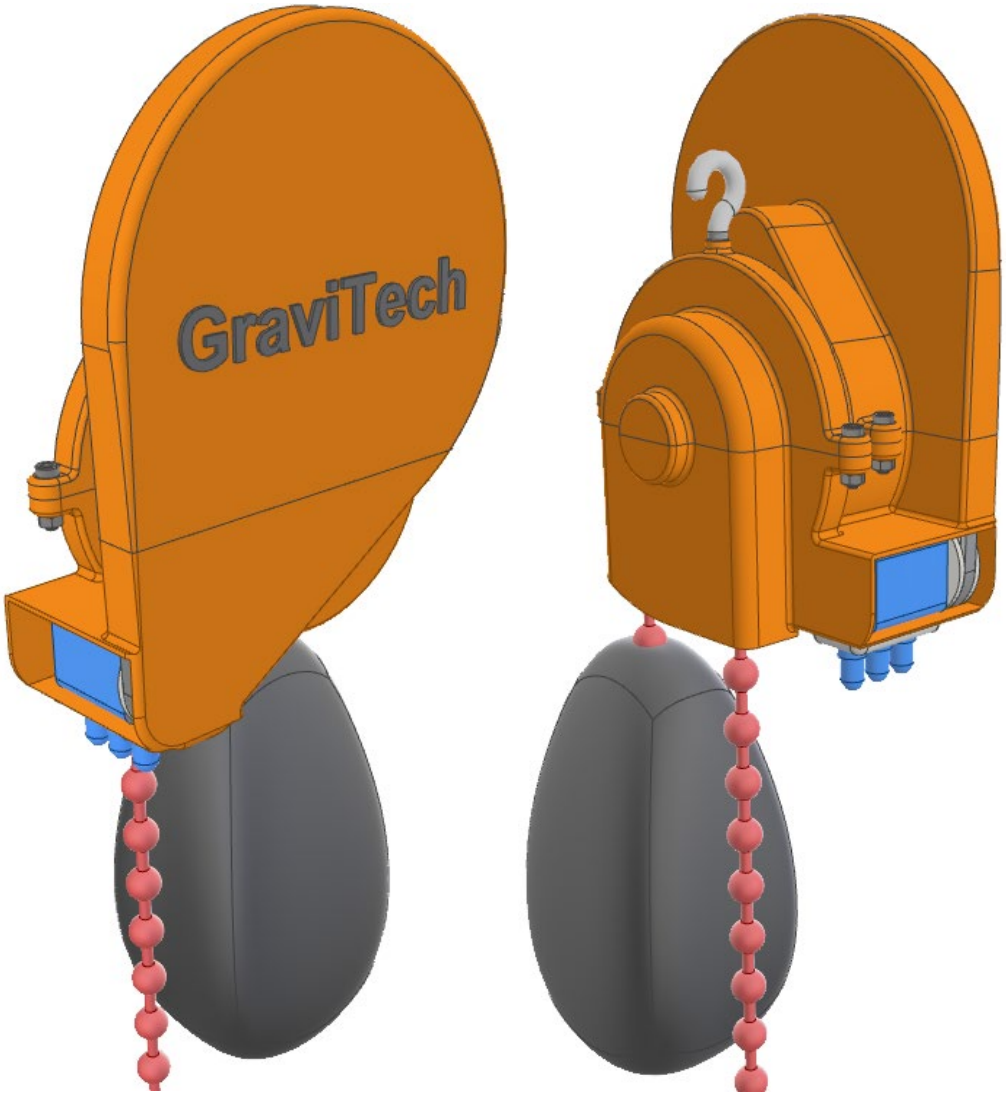
Conforme apresentado na Figura 48, Figura 49 e Figura 50.

Figura 48 – Vistas ortogonais | Modelo 3D do projeto completo



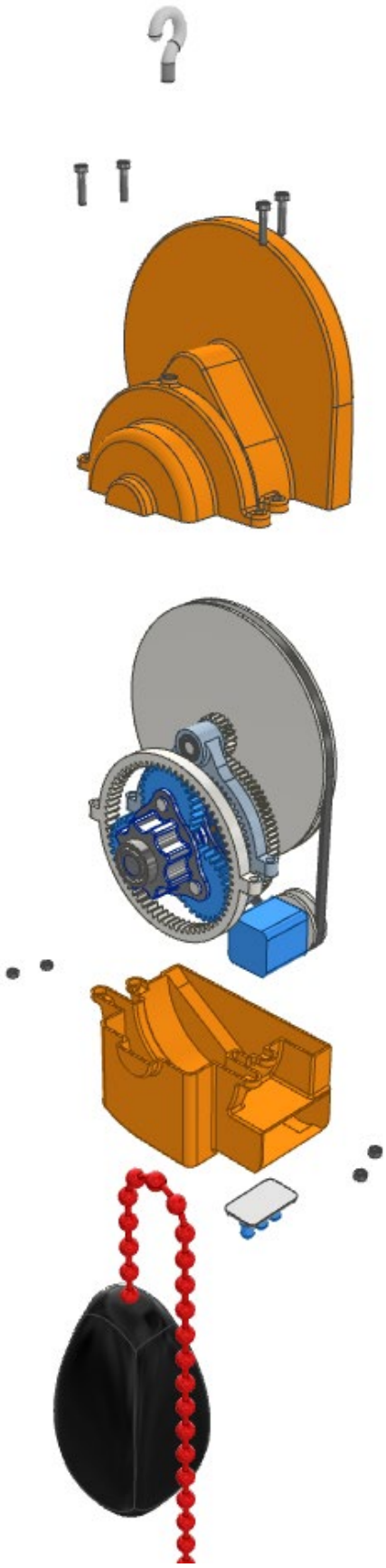
Fonte: Autores

Figura 49 – Perspectiva | Modelo 3D do projeto completo



Fonte: Autores

Figura 50 – Vista explodida | Modelo 3D do projeto completo

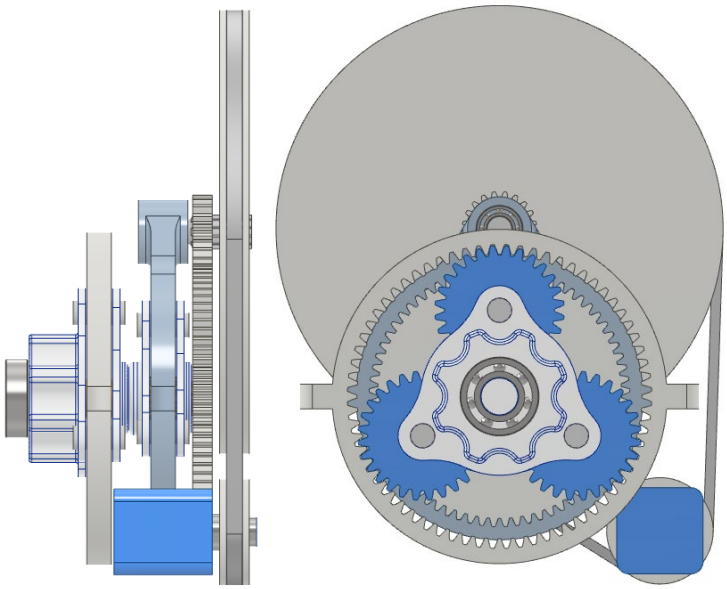


Fonte: Autores

6.2 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

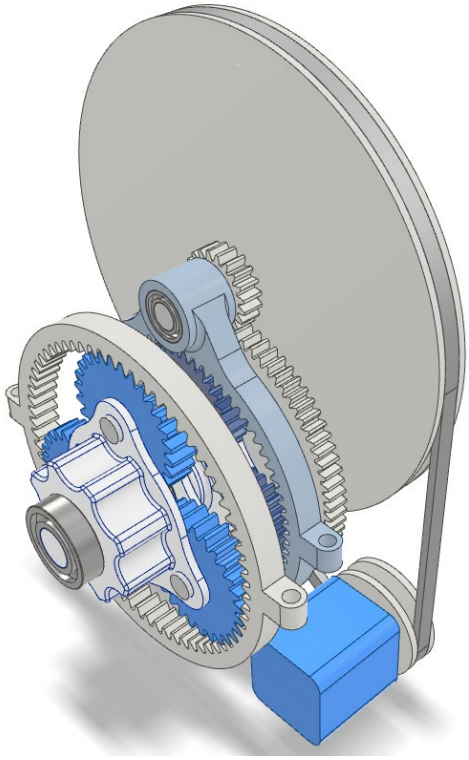
Para melhor visualização do modelo 3D, o sistema de transmissão foi isolado, conforme apresentado na Figura 51, Figura 52, Figura 53, Figura 54, Figura 55, Figura 56 e Figura 57.

Figura 51 – Vistas ortogonais | Modelo 3D do sistema de transmissão



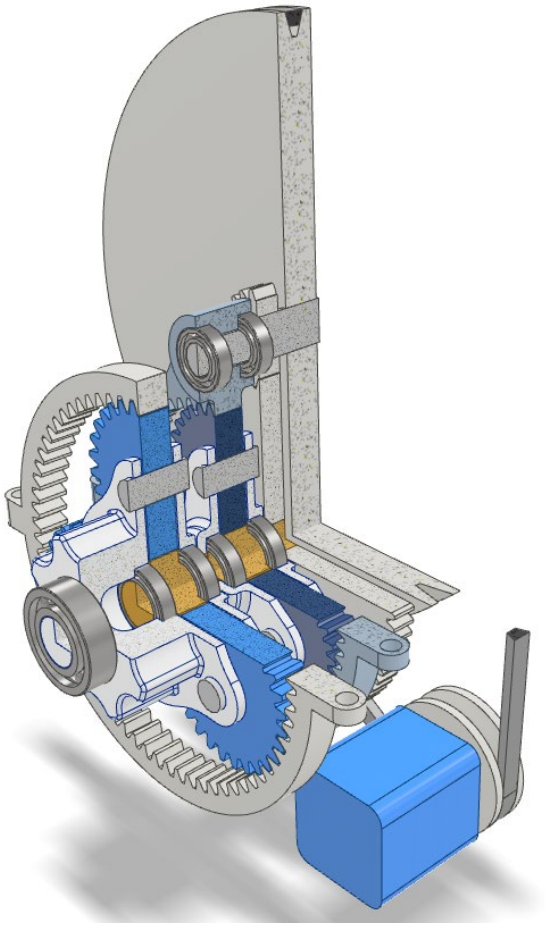
Fonte: Autores

Figura 52 – Perspectiva | Modelo 3D do sistema de transmissão



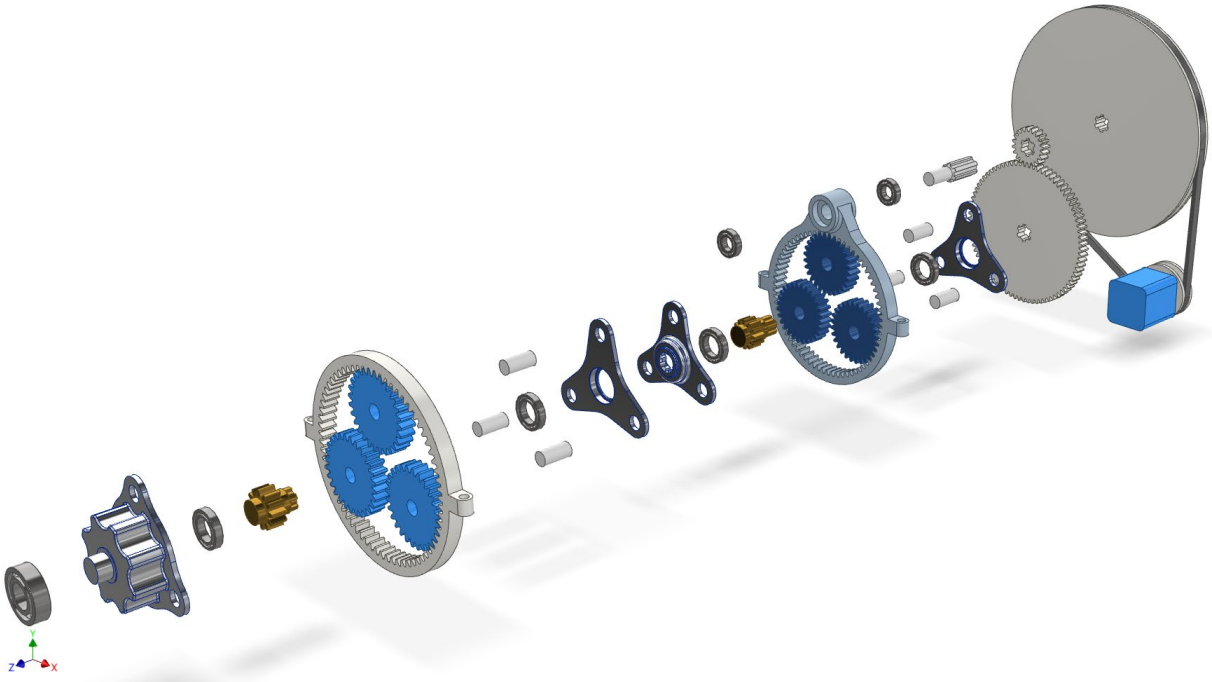
Fonte: Autores

Figura 53 – Perspectiva em corte | Modelo 3D do sistema de transmissão



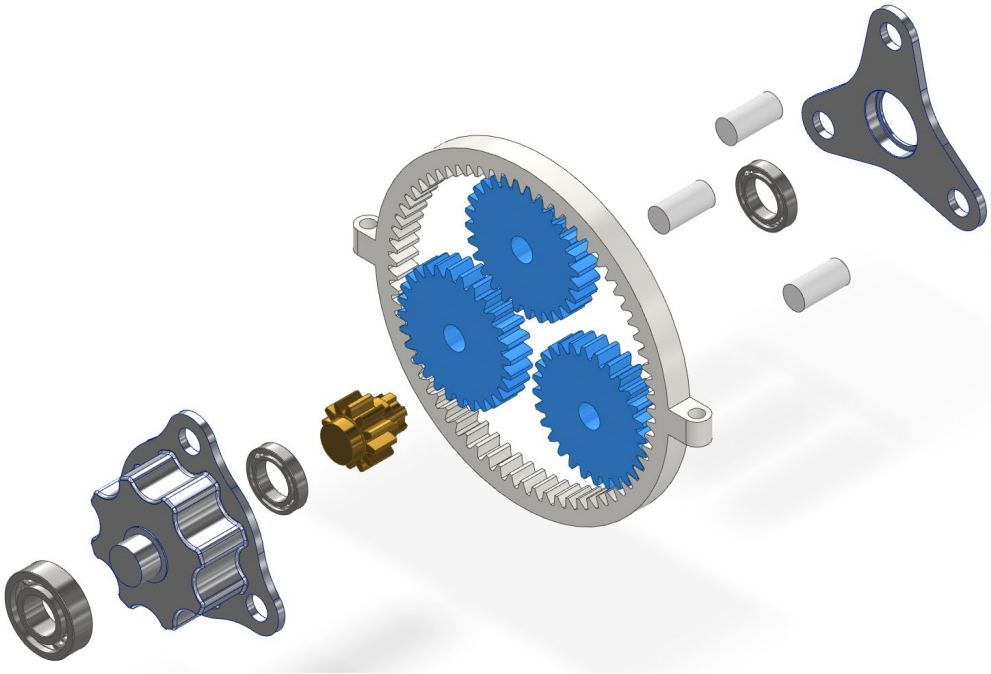
Fonte: Autores

Figura 54 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão



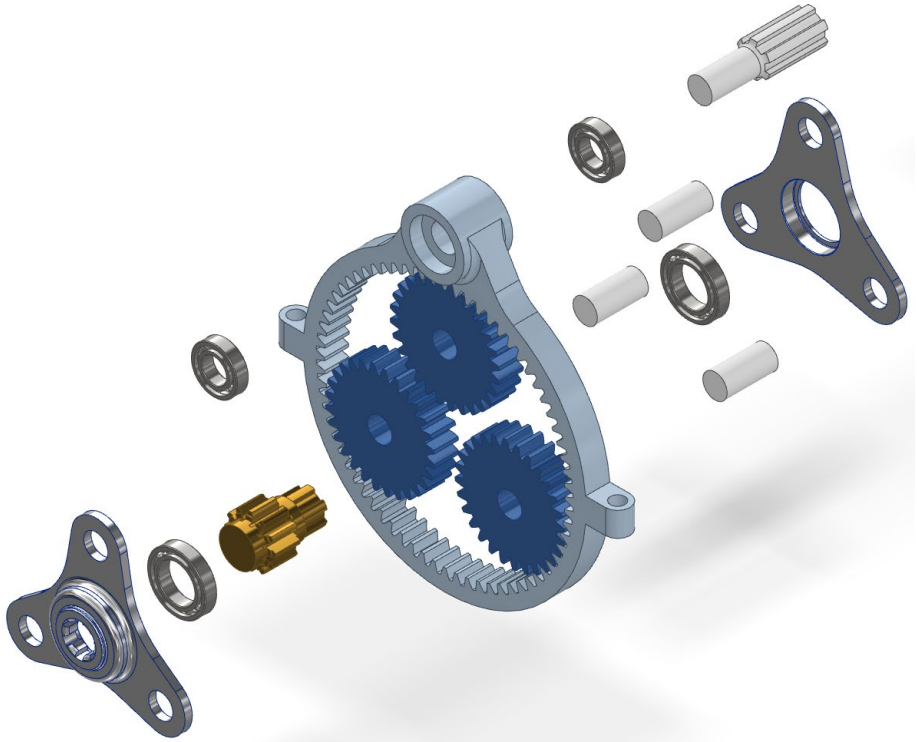
Fonte: Autores

Figura 55 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (entrada e primeiro estágio)



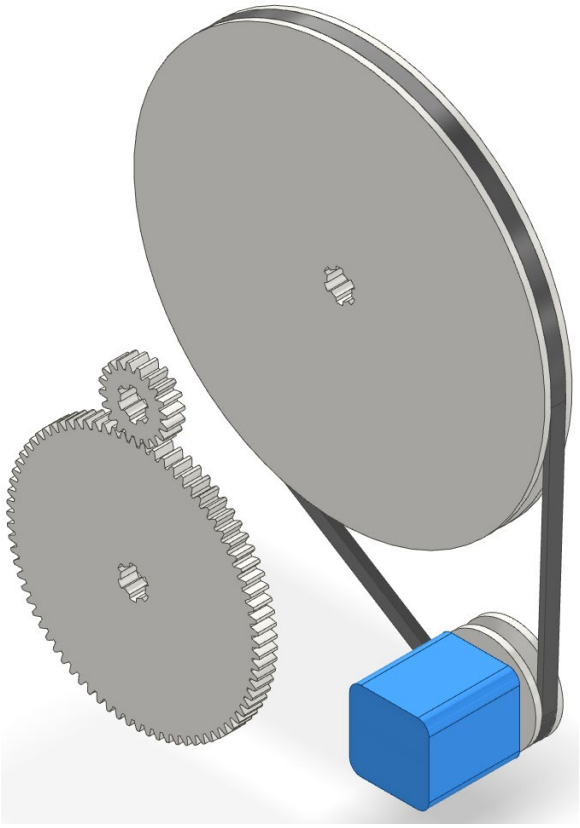
Fonte: Autores

Figura 56 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (segundo estágio)



Fonte: Autores

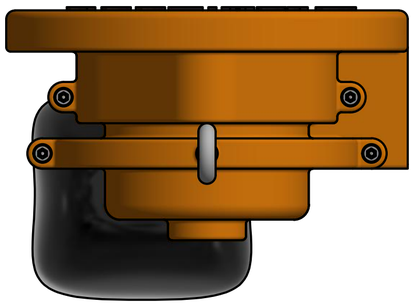
Figura 57 – Vista explodida | Modelo 3D do sistema de transmissão (ECDR, Polias e Gerador)

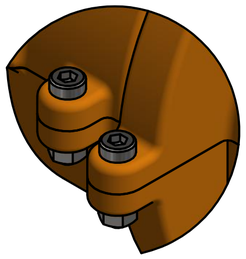


Fonte: Autores

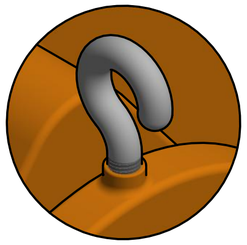
7 DESENHOS TÉCNICOS

Os desenhos técnicos são apresentados nessa sessão. Como resultado, gerou-se 20 páginas de desenhos, a numeração padrão de páginas desse trabalho continua na página 104.

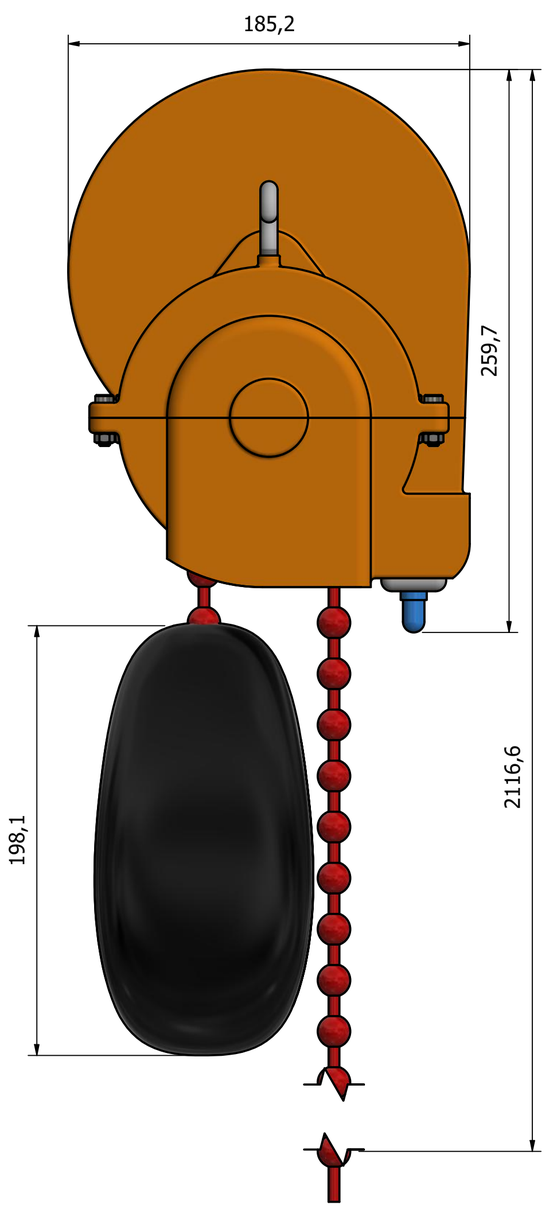


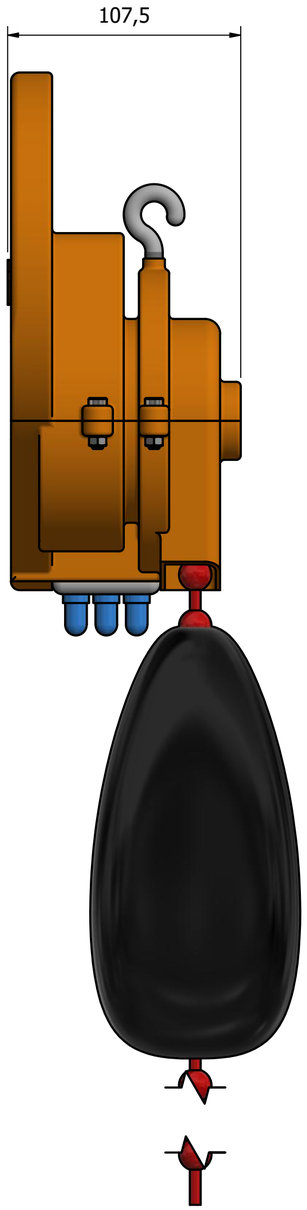


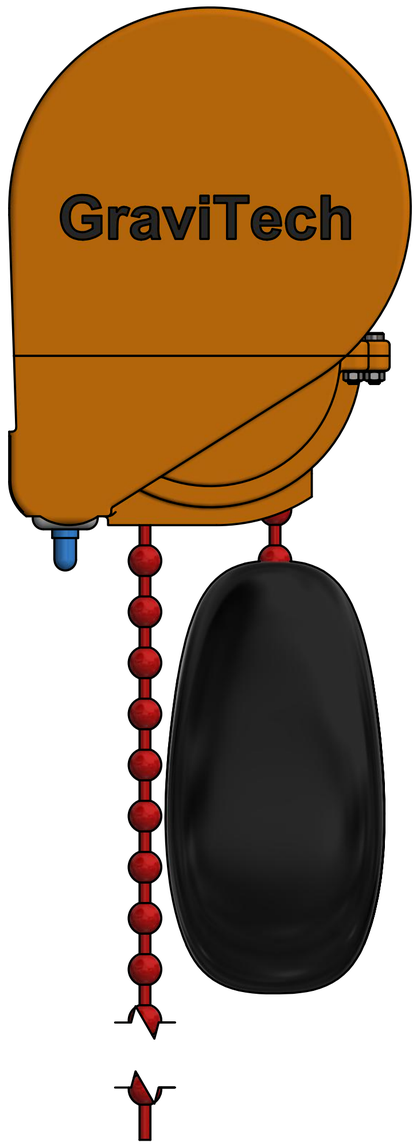
A (1 : 1)

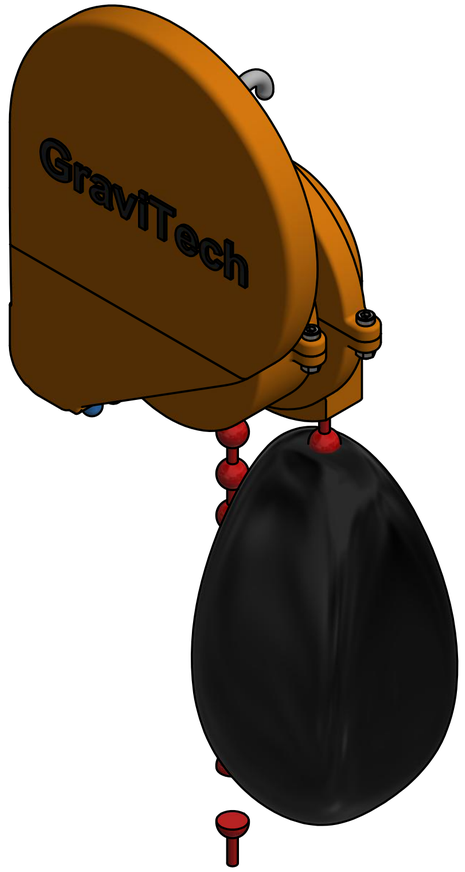


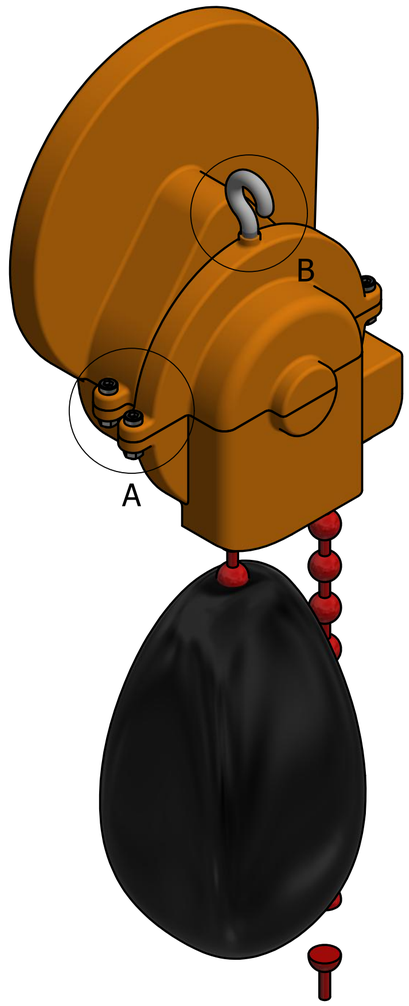
B (1 : 1)



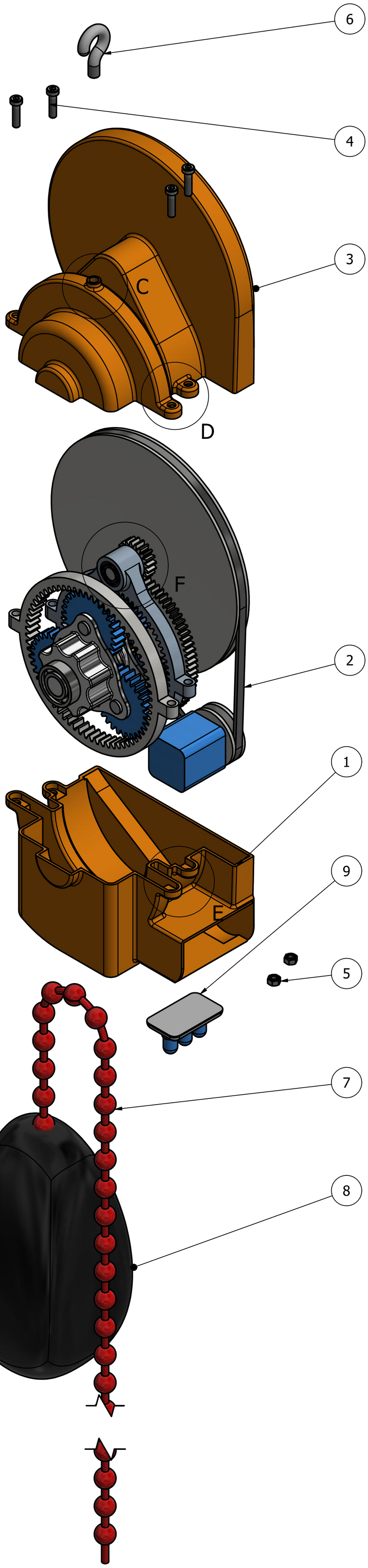


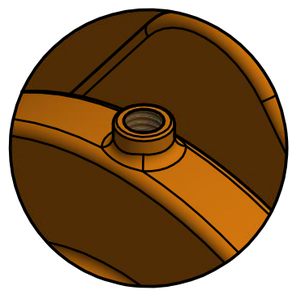




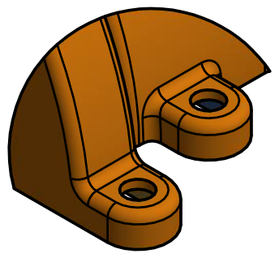


Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros		Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A2
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	GraviTech	Escala 1 : 2	Folha 1 / 20

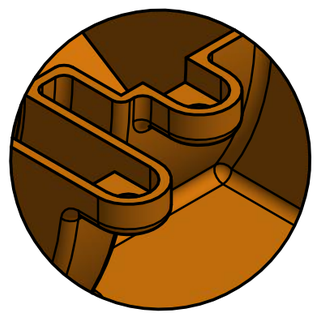




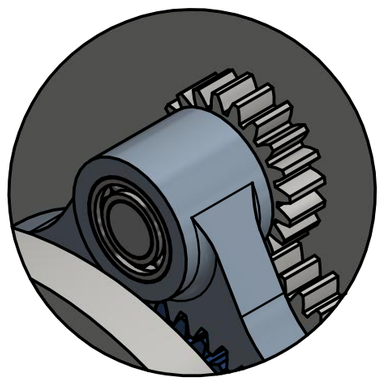
C (1 : 1)



D (1 : 1)



E (1 : 1)



F (1 : 1)

LISTA DE PEÇAS

ITEM	QTDE	NÚMERO DA PEÇA	DESCRIÇÃO
1	1	Carcaça - Parte inferior	
2	1	Sistema de transmissão	
3	1	Carcaça - Parte superior	
4	4	DIN 6912 - M5 x 20	Parafuso de cabeça cilíndrica
5	4	ISO 4032 - M5(1)	Porca sextavada
6	1	Gancho	
7	1	Corda	
8	1	Bolsa (massa)	
9	1	LEDs	

Se não especificado:
Sem escala | Dimensões em milímetros

Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf

A2

Design por: GraviTech

Verificado por:

Revisão:

Data

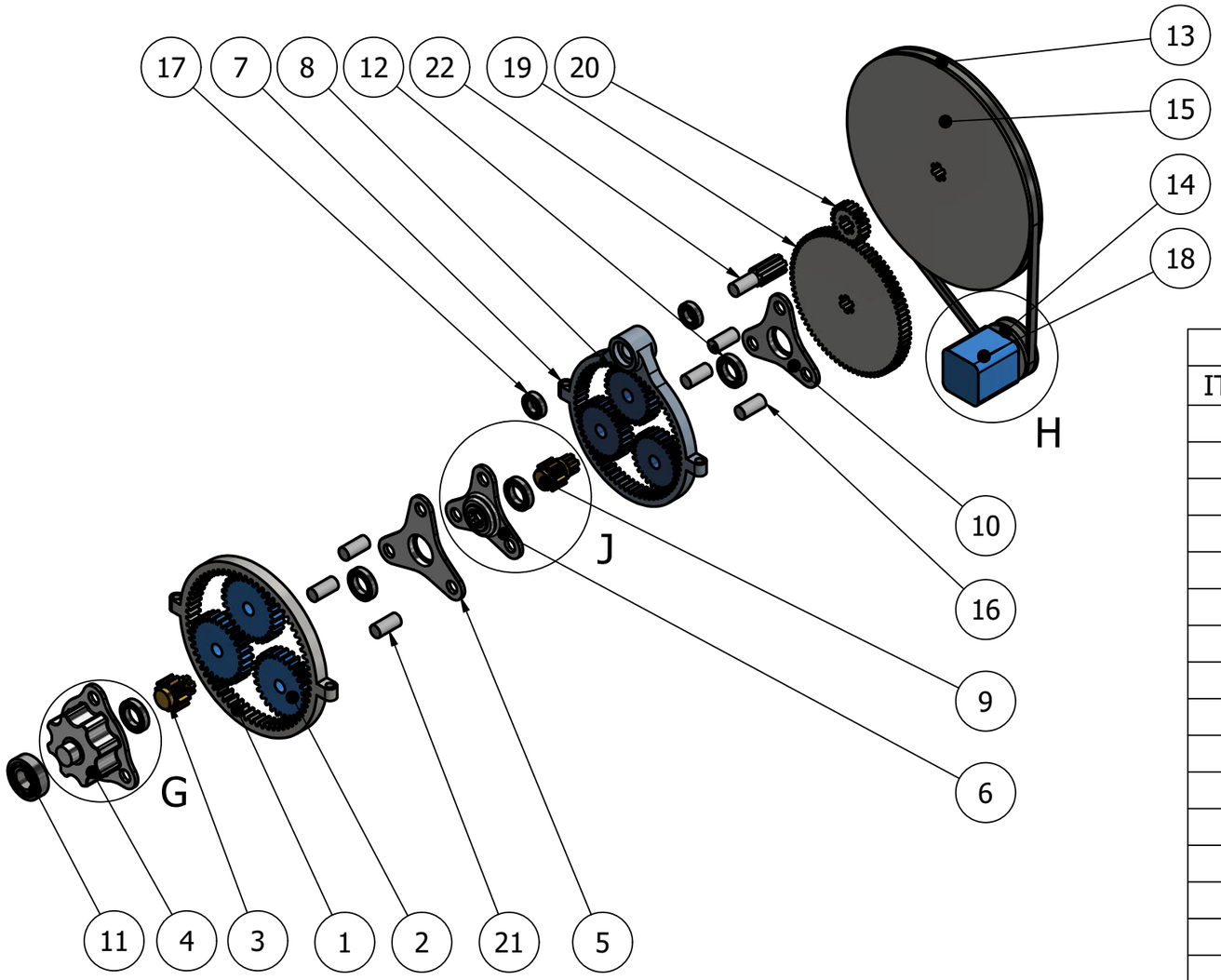
Data 26-Nov-21

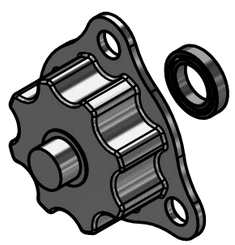
centro universitário FEI

GraviTech

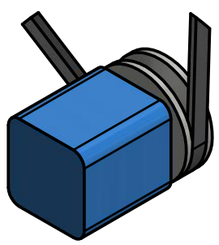
Escala 1:2

Folha 2 / 20

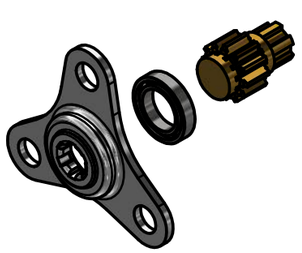




G (1 : 2)



H (1 : 2)



J (1 : 2)

LISTA DE PEÇAS

ITEM	QTDE	NÚMERO DA PEÇA	DESCRIÇÃO
1	1	Engrenagem Anel 1	
2	3	Engrenagem planeta 1	
3	1	Engrenagem sol 1	
4	1	Catraca	
5	1	Braço 2 primeiro estágio	
6	1	Braço 1 segundo estágio	
7	1	Engrenagem Anel 2	
8	3	Engrenagem Planeta 2	
9	1	Engrenagem sol 2	
10	1	Braço 2 segundo estágio	
11	1	BS 290 - SKF 6002	Mancais de esferas de fileira única
12	4	BS 290 - SKF 61802	Mancais de esferas de fileira única
13	1	Correia trapezoidal	
14	1	Polia acanalada1	
15	1	Polia acanalada2	
16	3	Eixo - Engrenagem planeta 2	
17	2	BS 290 - SKF 61800	Mancais de esferas de fileira única
18	1	Motor	
19	1	Engrenagem reta 1	
20	1	Engrenagem reta 2	
21	3	Eixo - Engrenagem planeta 1	
22	1	Eixo da engrenagem reta 1	

Se não especificado:
Sem escala | Dimensões em milímetros

Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf

A3

Design por: GraviTech

Verificado por:

Revisão:

Data

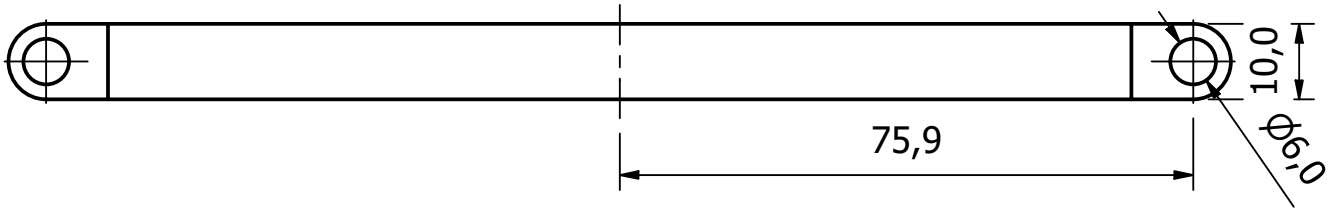
Data 26-Nov-21

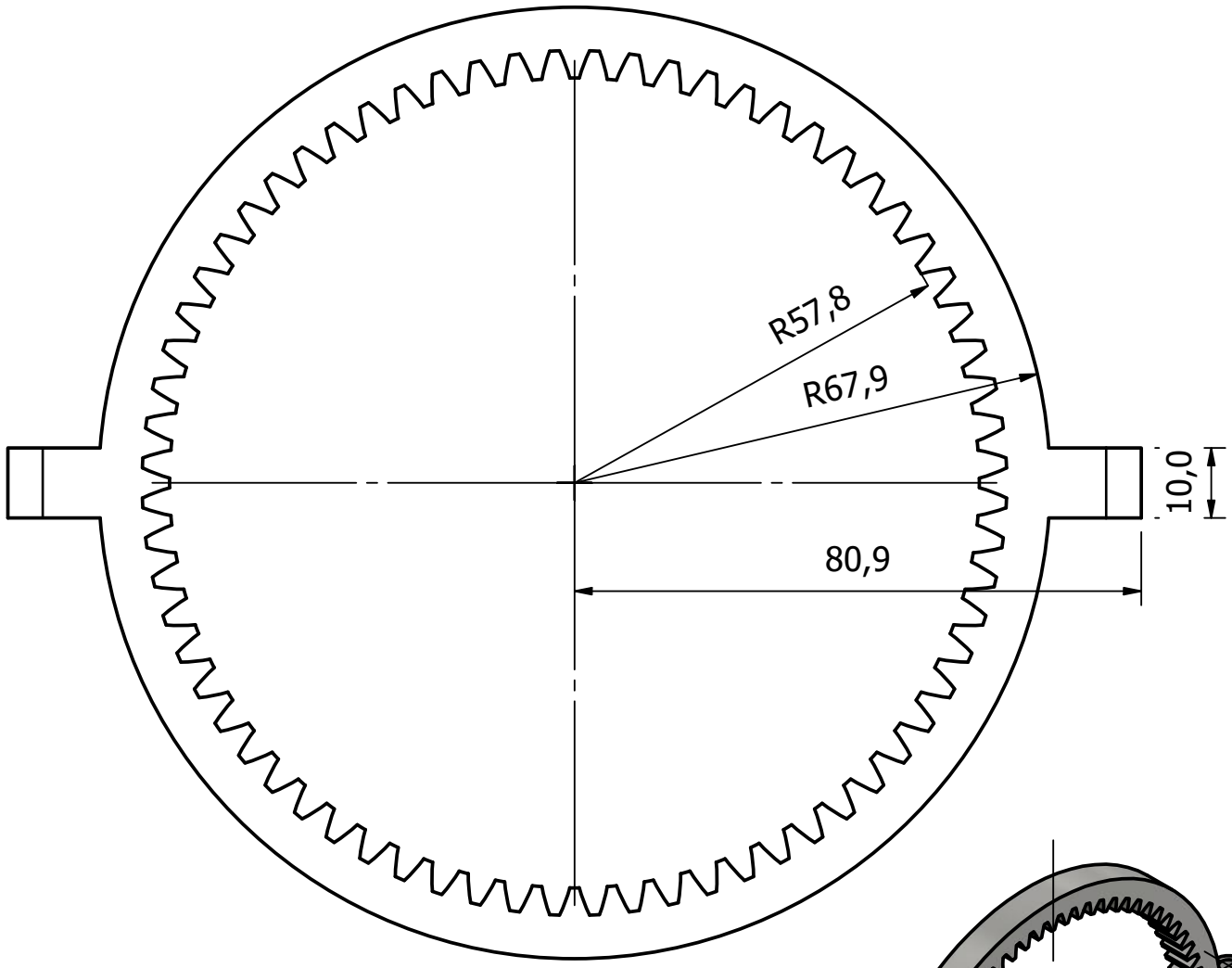
centro universitário FEI

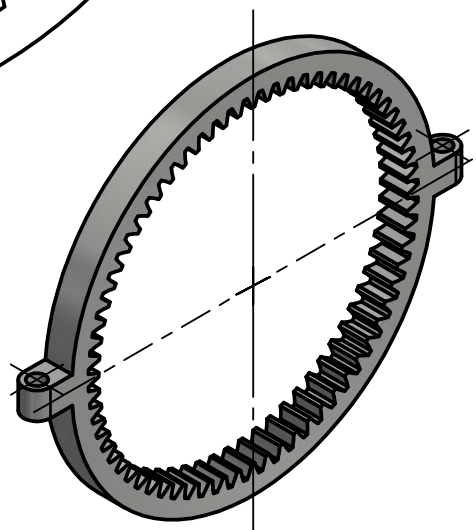
Sistema de transmissão

Escala 1 : 4

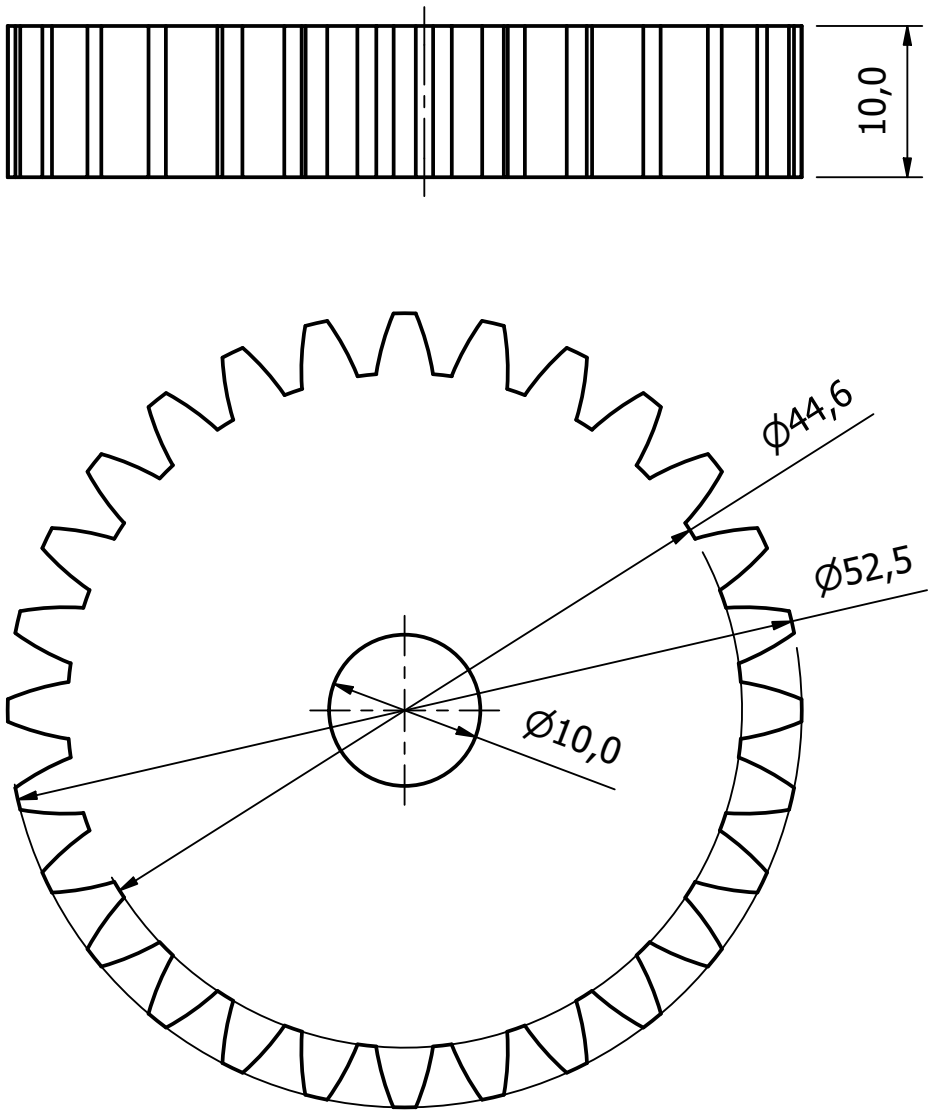
Folha 3 / 20

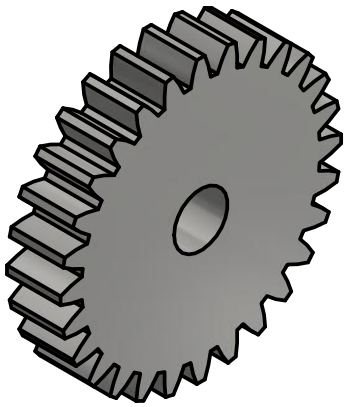




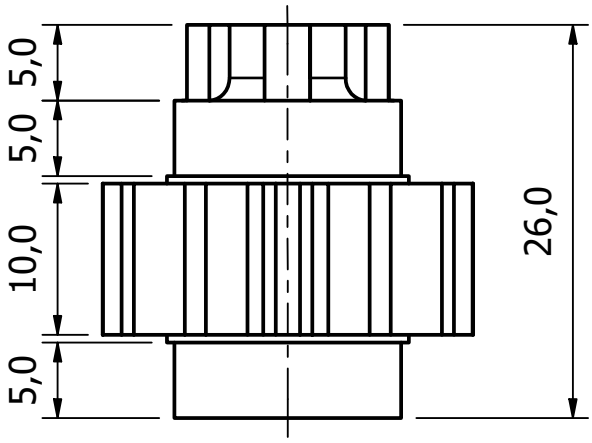


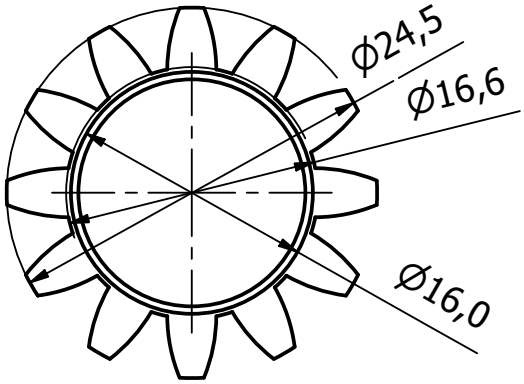
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem Anel 1	Escala 1 : 1	Folha 4 / 20

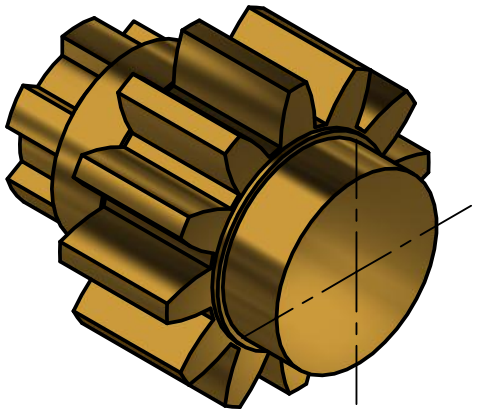




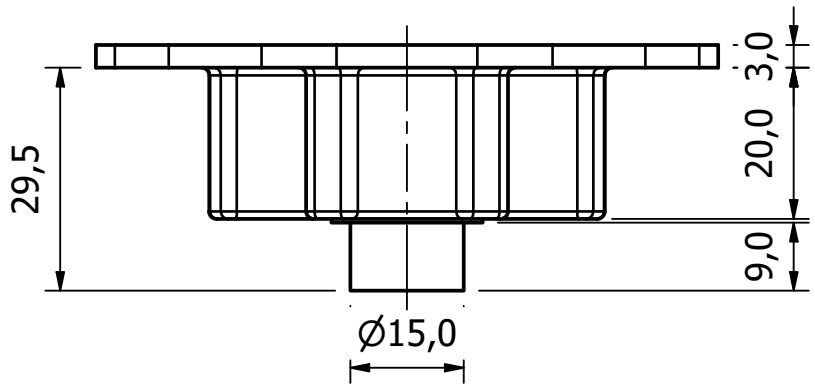
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem planeta 1	Escala 2: 1	Folha 5 / 20

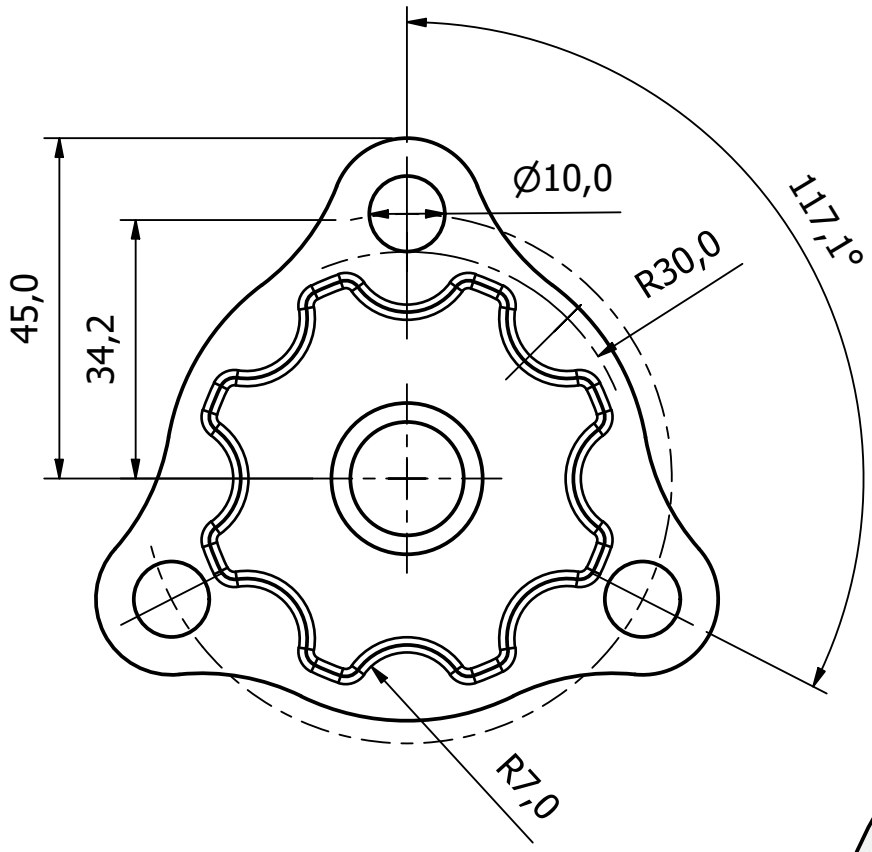


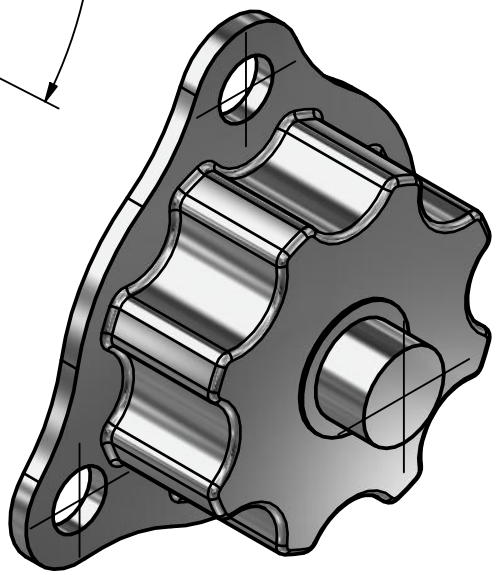




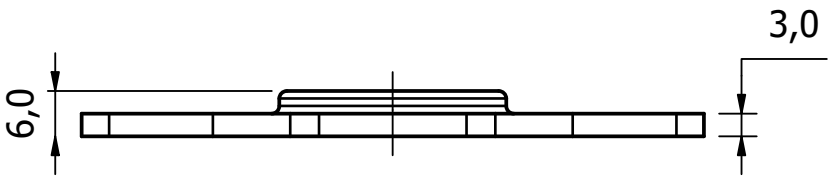
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem sol 1	Escala 2 : 1	Folha 6 / 20



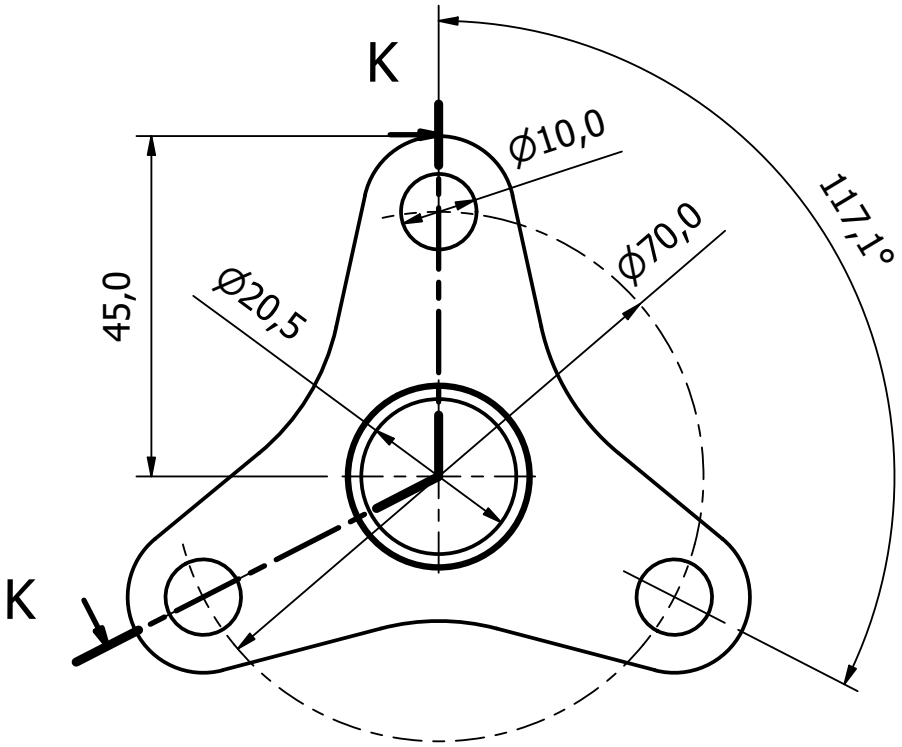


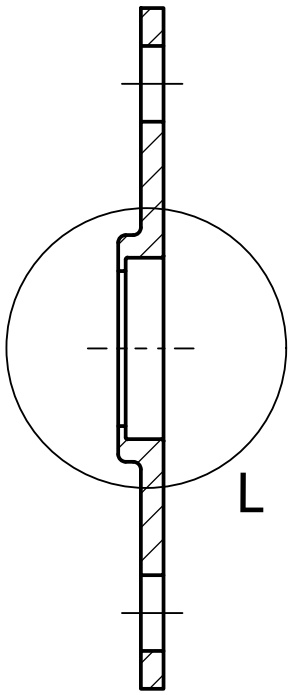


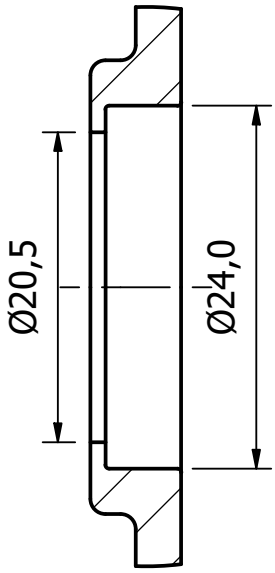
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Catraca + braço 1 primeiro estágio	Escala 1 : 1	Folha 7 / 20



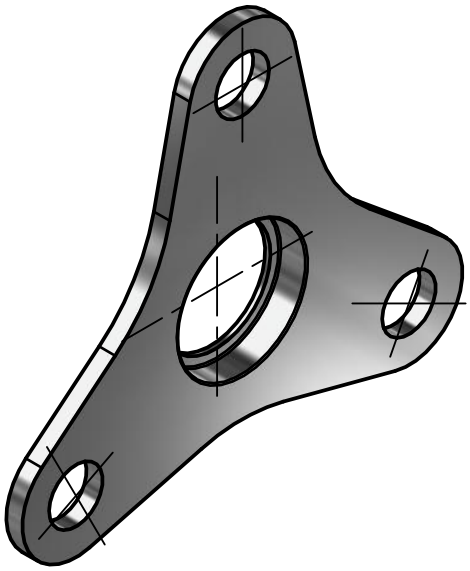
K-K (1 : 1)



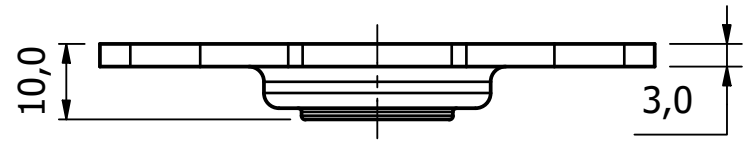




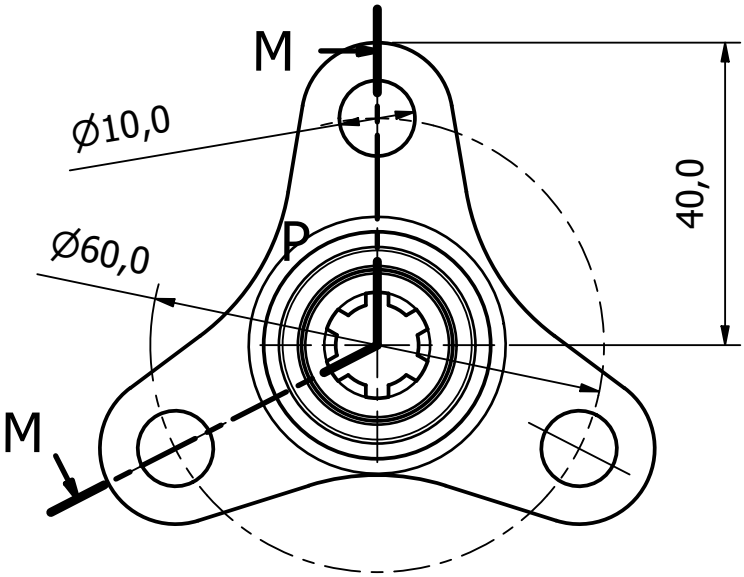
L (2 : 1)

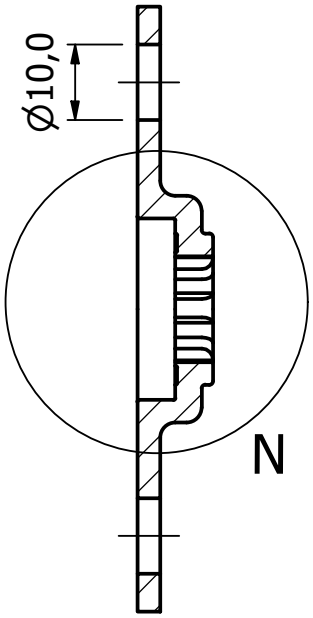


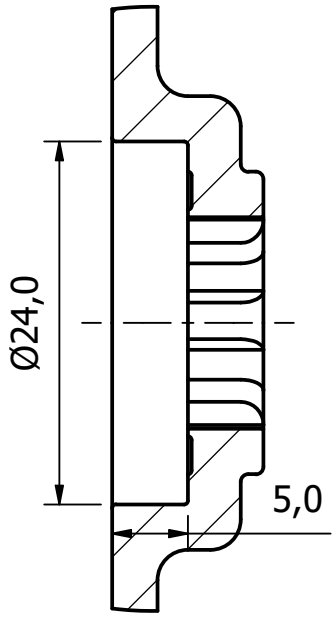
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Braço 2 primeiro estágio	Escala 1 : 1	Folha 8 / 20

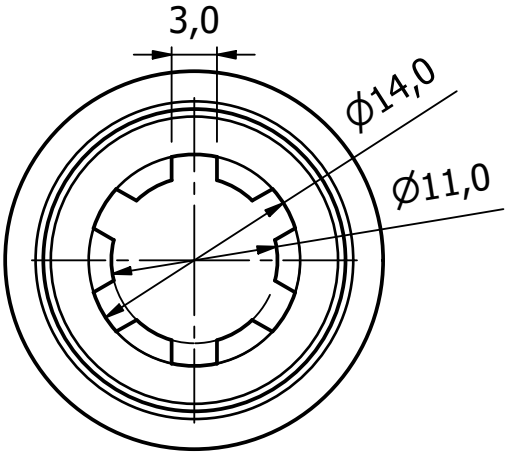


M-M (1: 1)



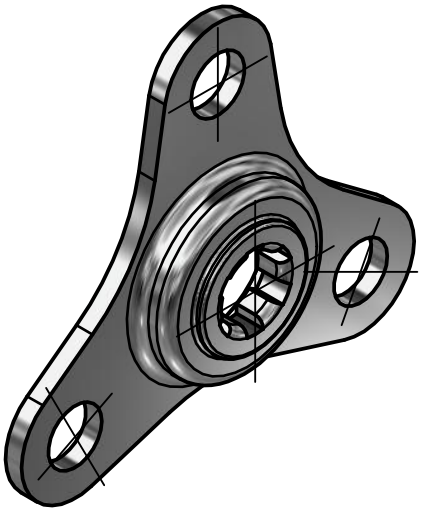




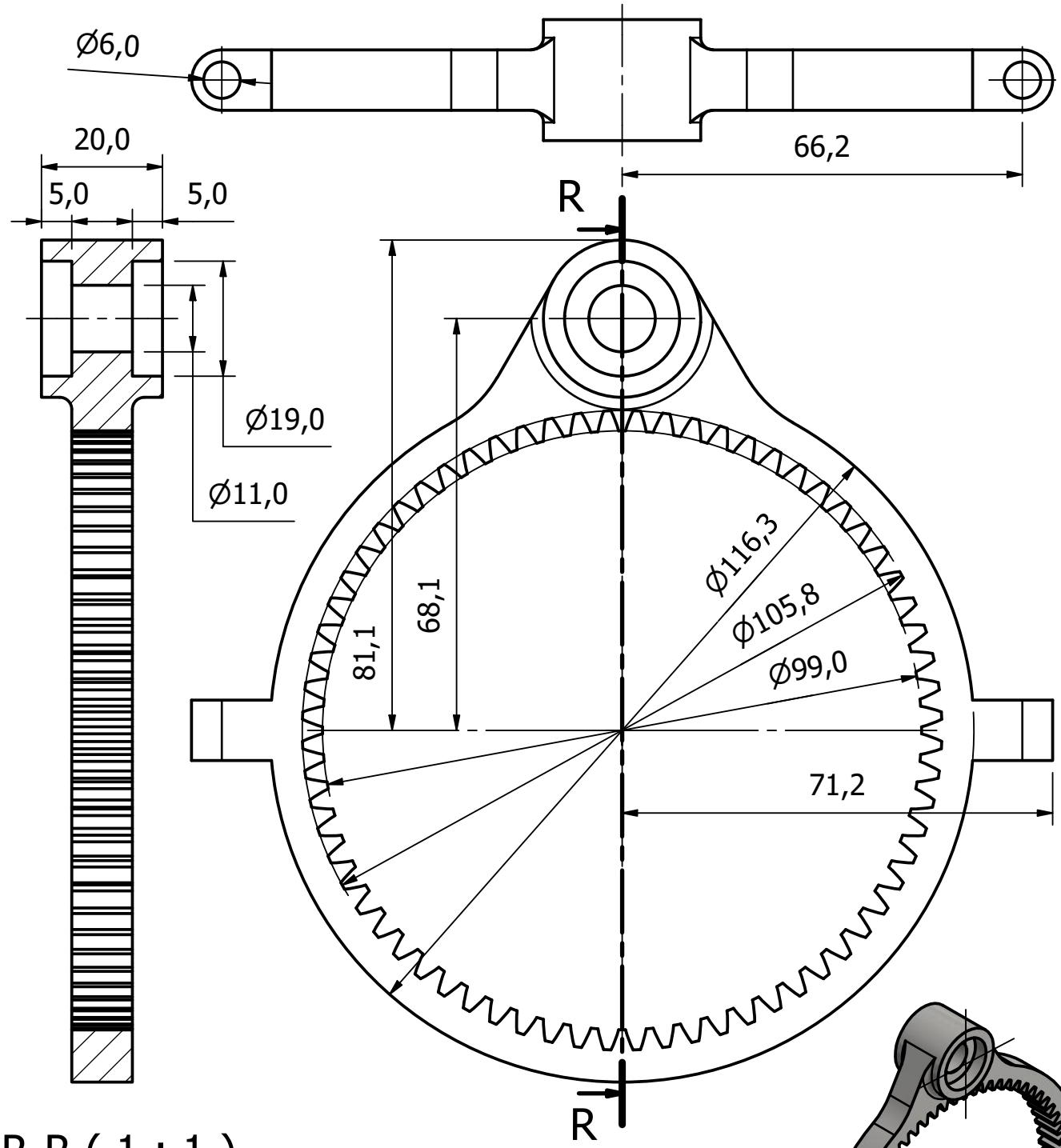


P (2 : 1)

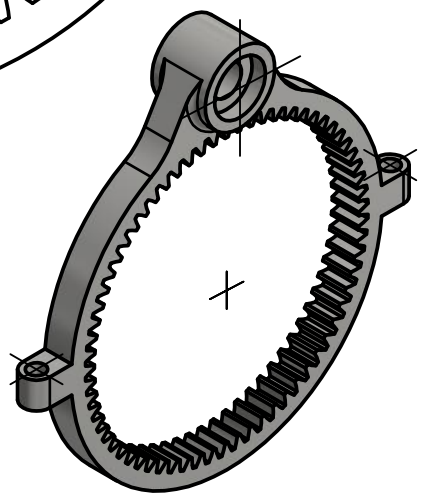
N (2 : 1)



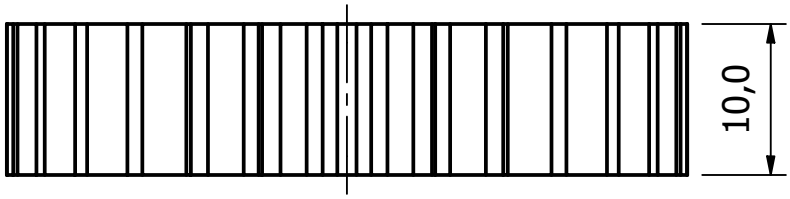
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Braço 1 segundo estágio	Escala 1: 1	Folha 9 / 20

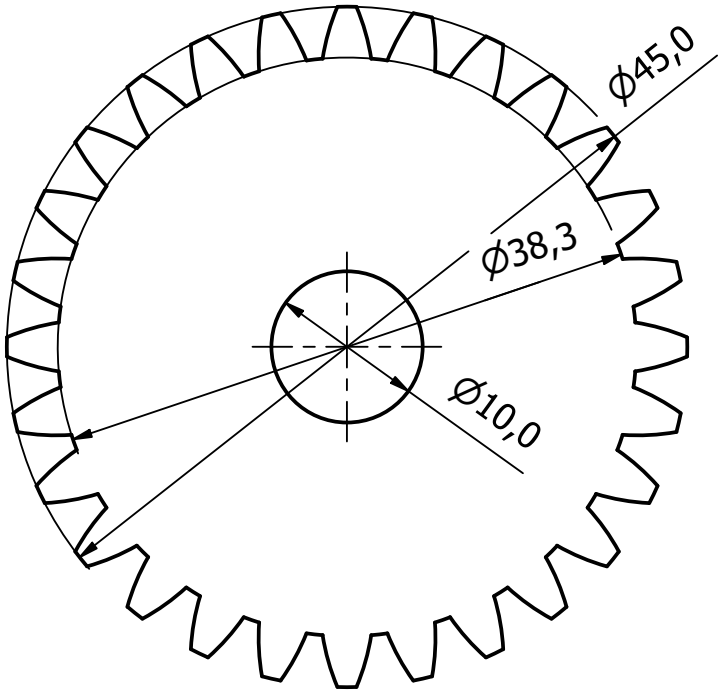


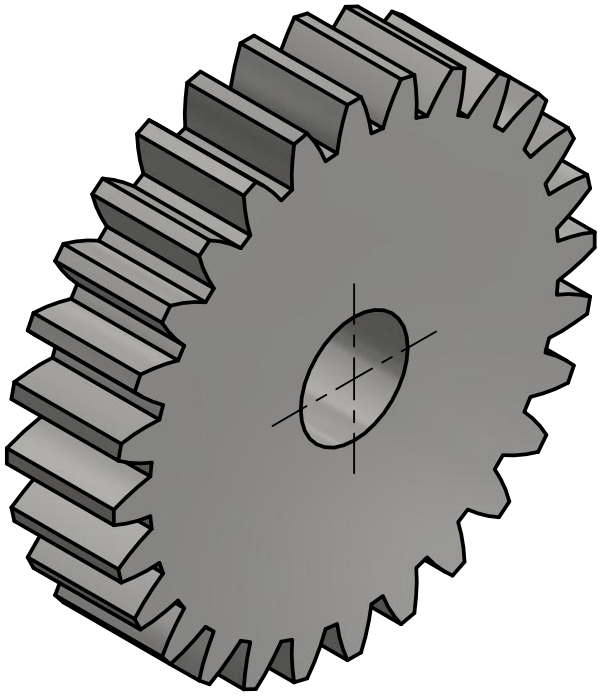
R-R (1 : 1)



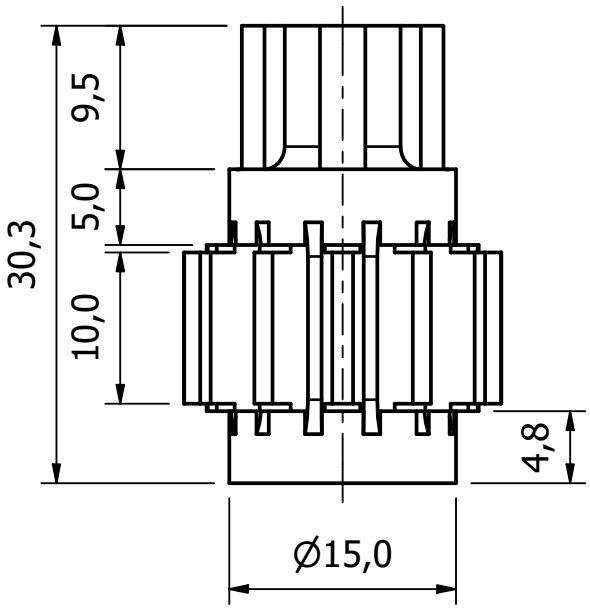
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem Anel 2	Escala 1 : 1	Folha 10 / 20

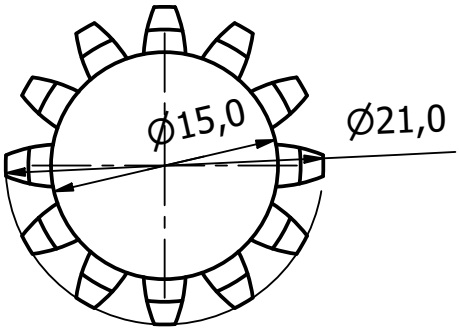


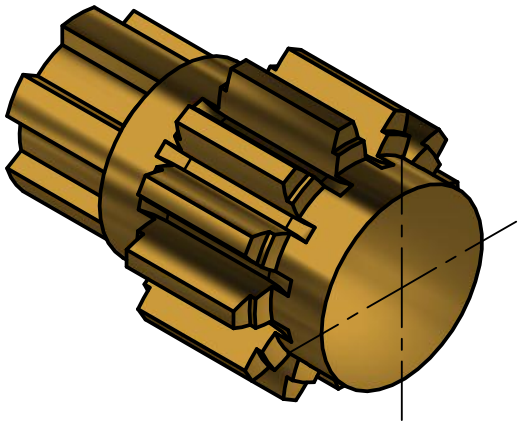




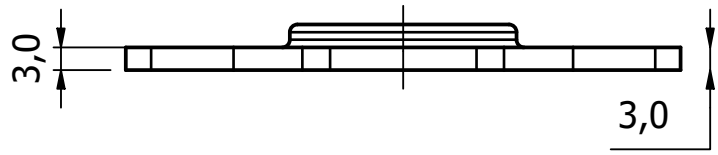
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem Planeta 2	Escala 2 : 1	Folha 11 / 20

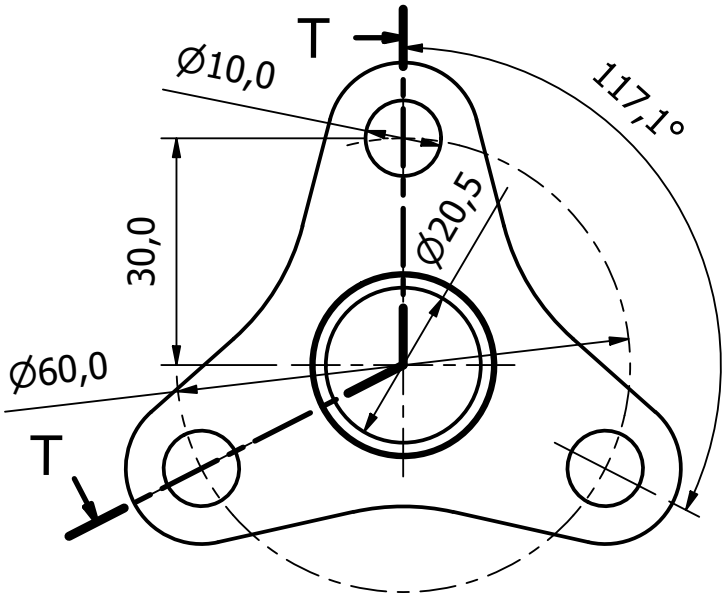




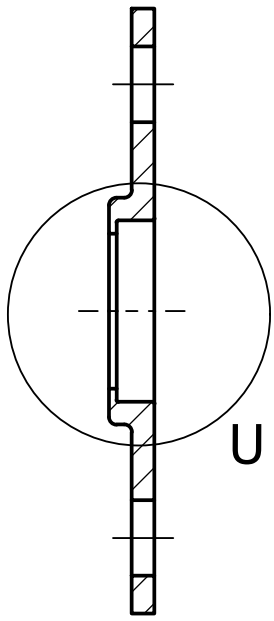


	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem sol 2	Escala 2 : 1	Folha 12 / 20

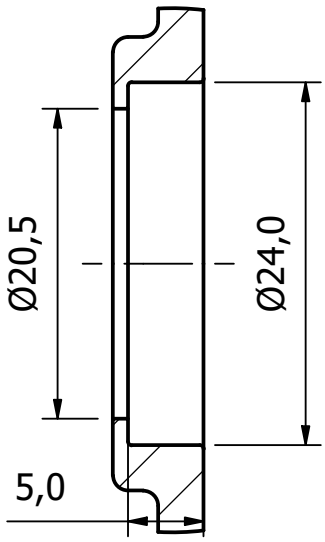


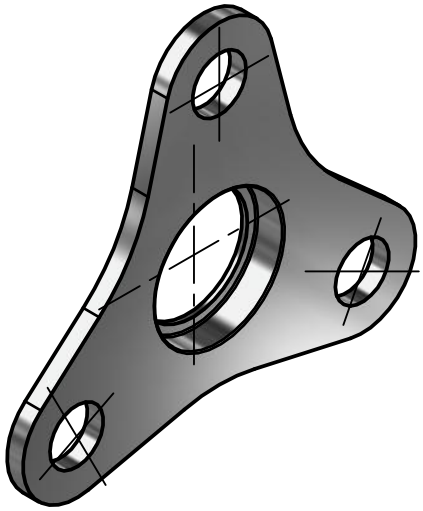


T-T (1 : 1)

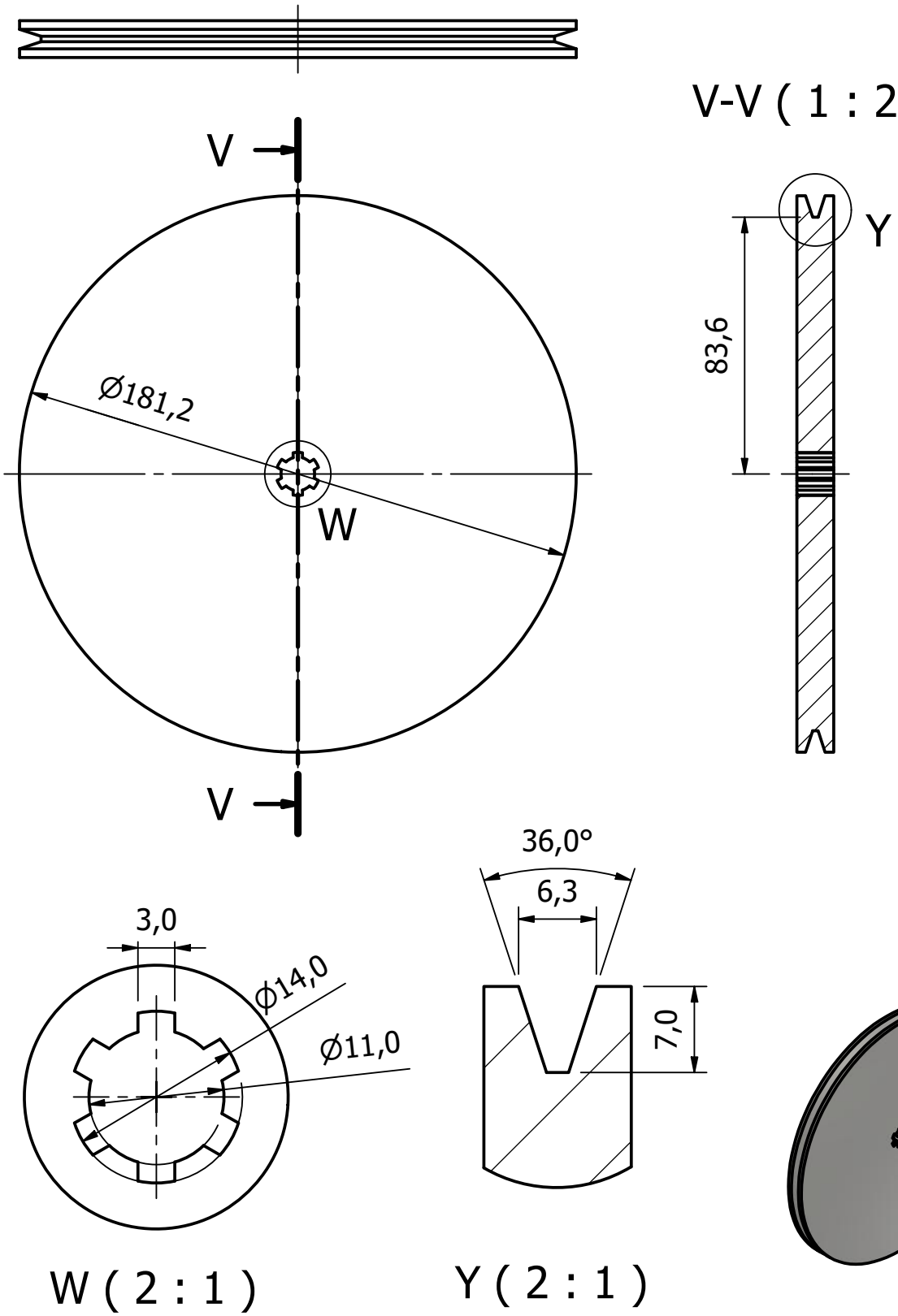


U (2 : 1)

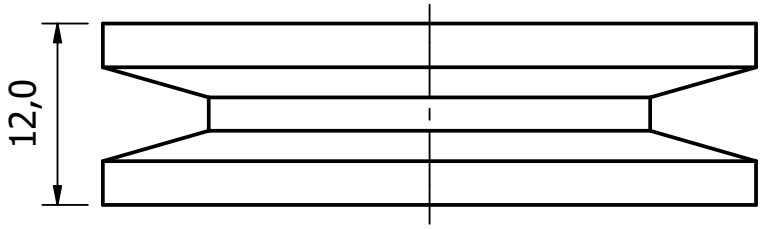


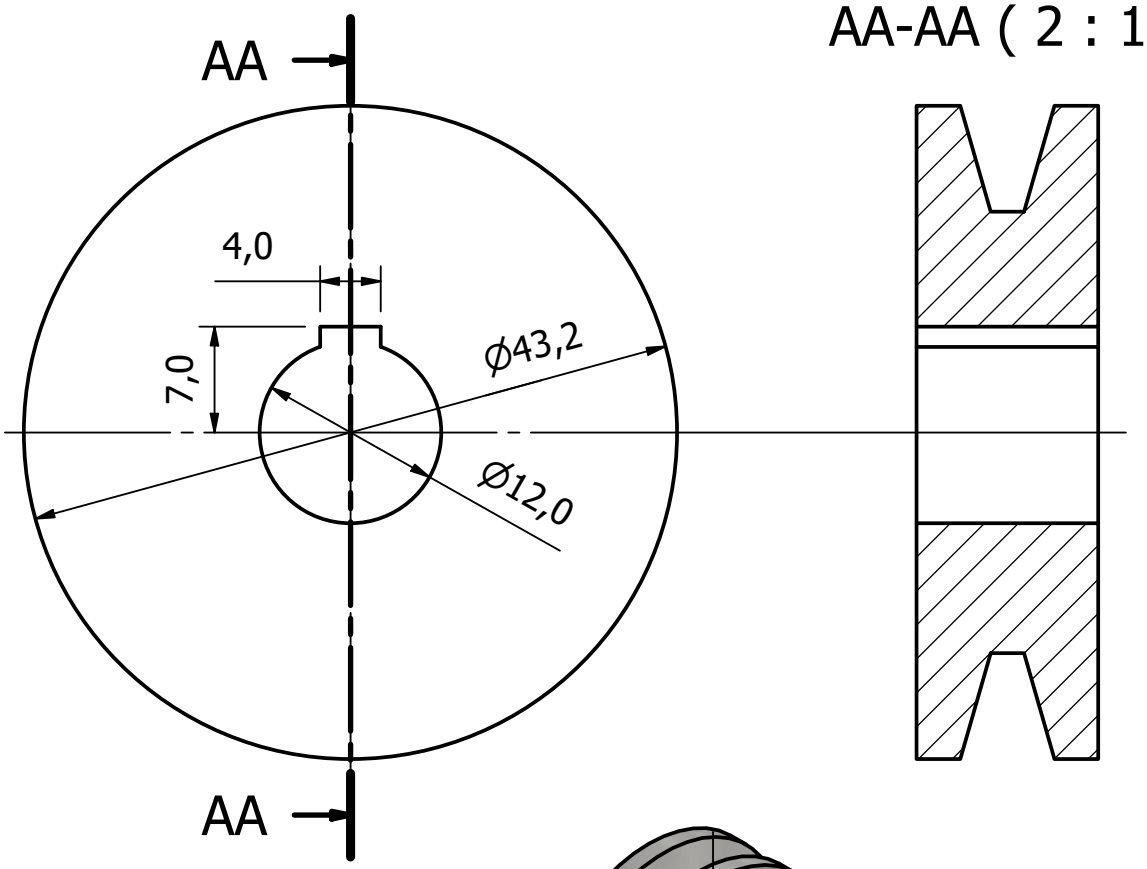


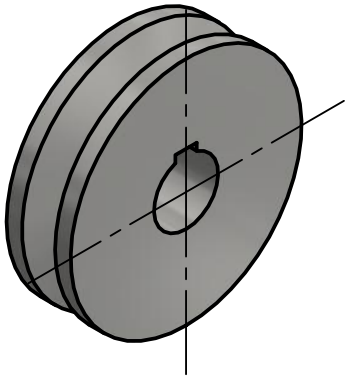
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Braço 2 segundo estágio	Escala 1 : 1	Folha 13 / 20



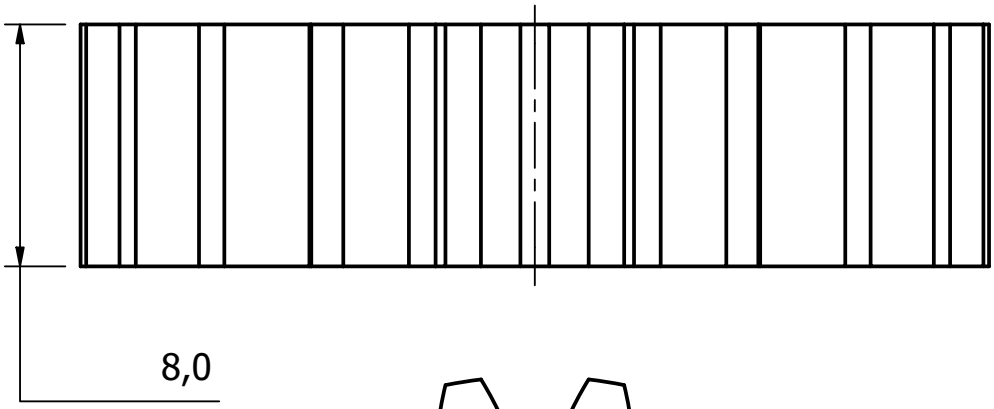
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Polia acanalada2	Escala 1 : 2	Folha 14 / 20

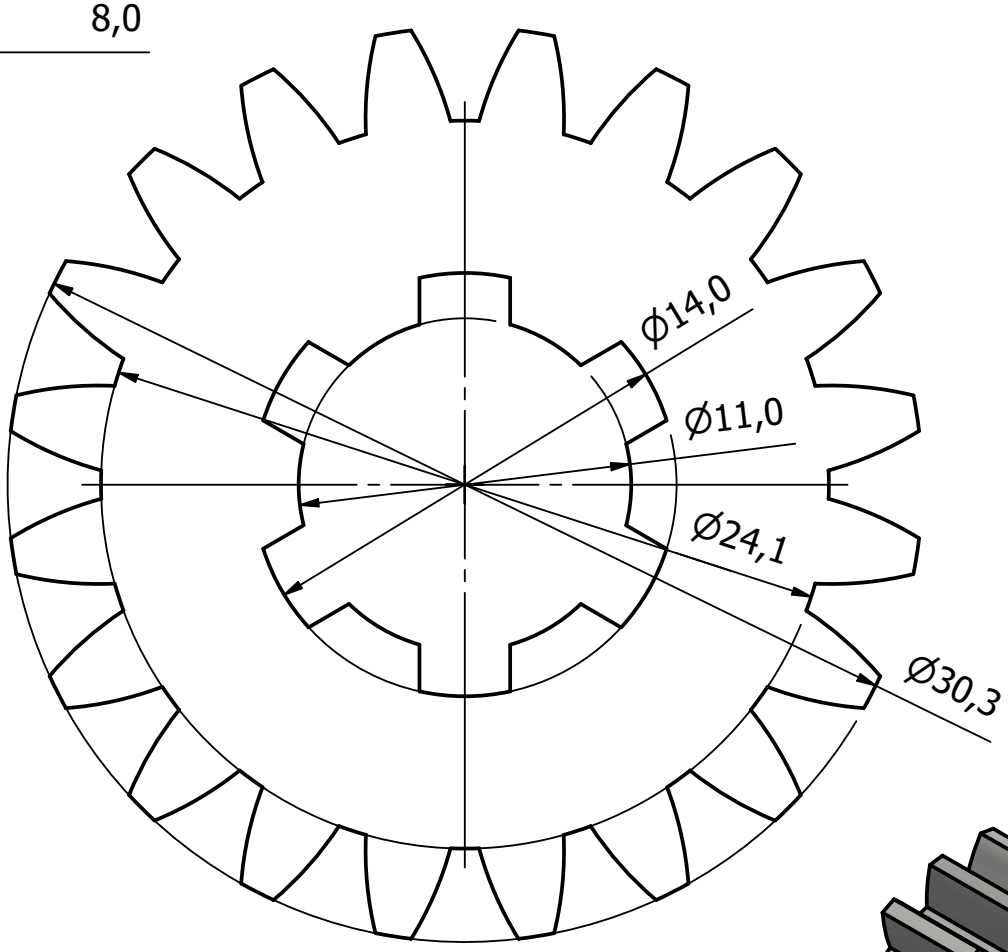


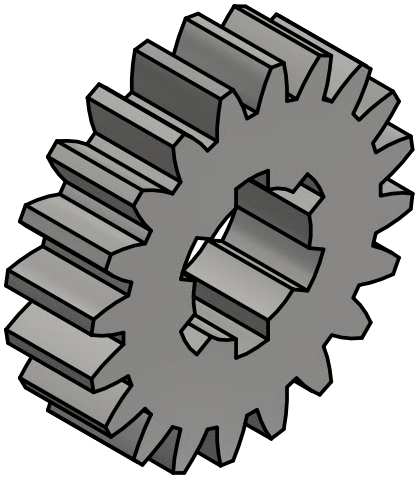




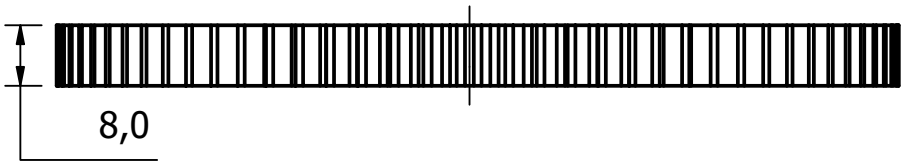
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Polia acanalada1	Escala 2 : 1	Folha 15 / 20

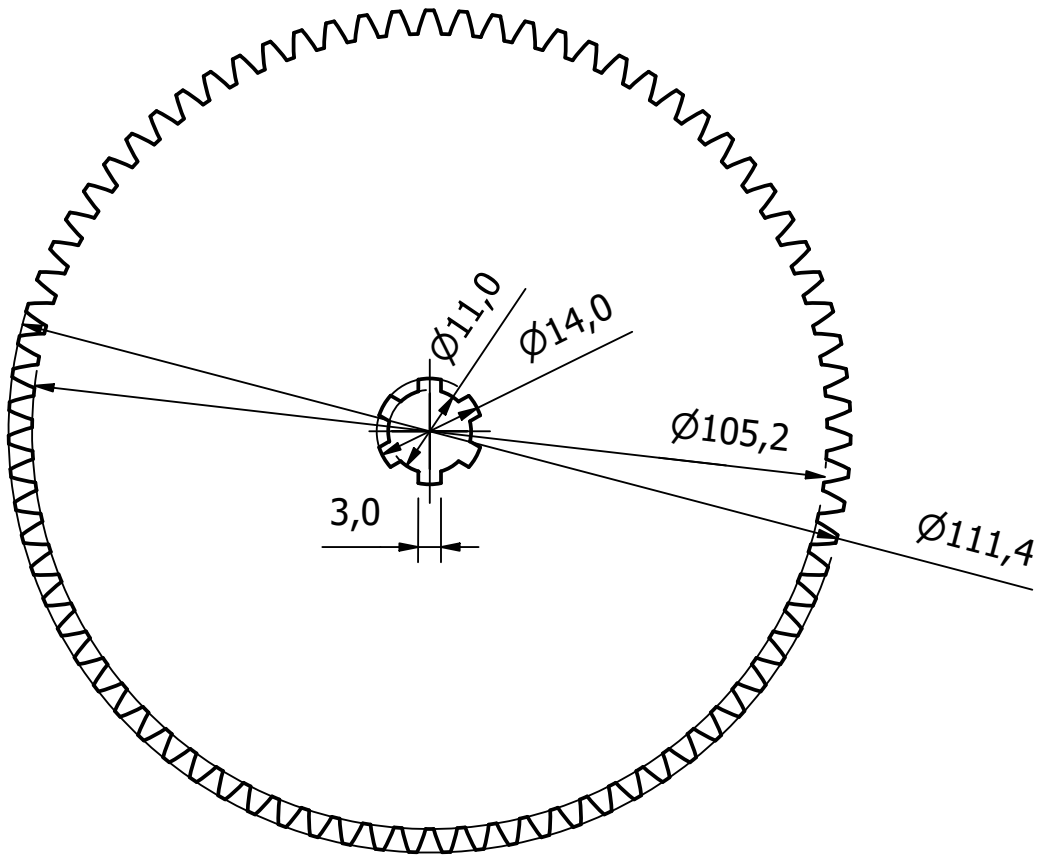


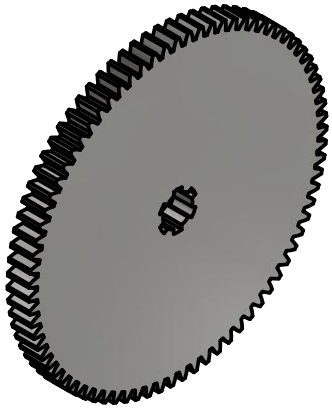




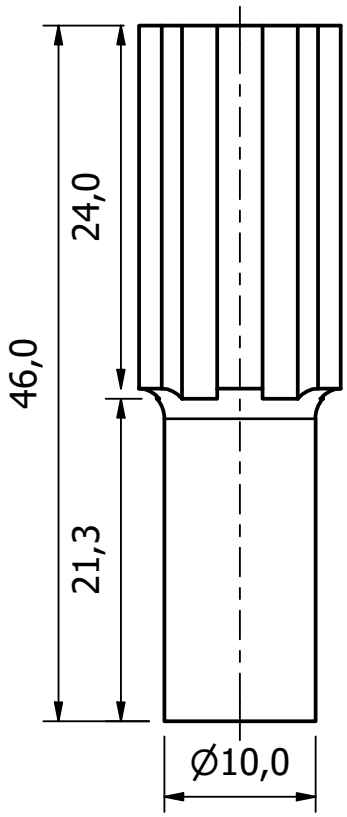
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem reta 2	Escala 4 : 1	Folha 16 / 20

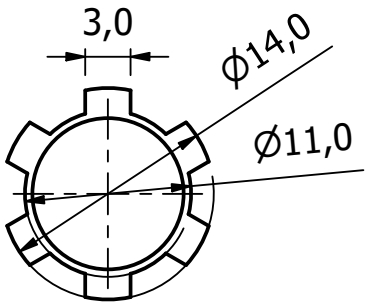


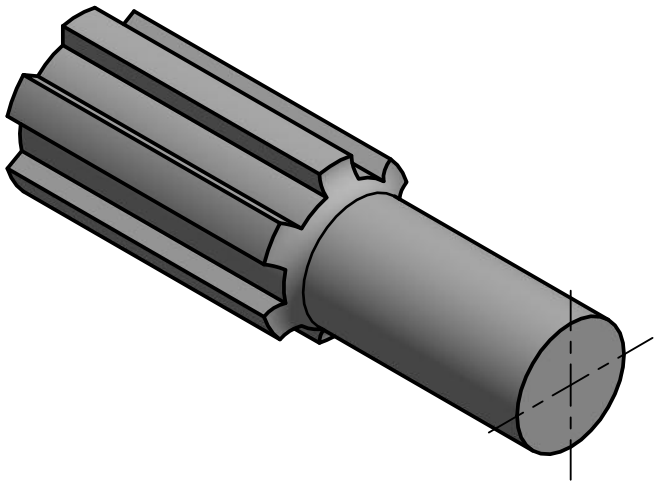




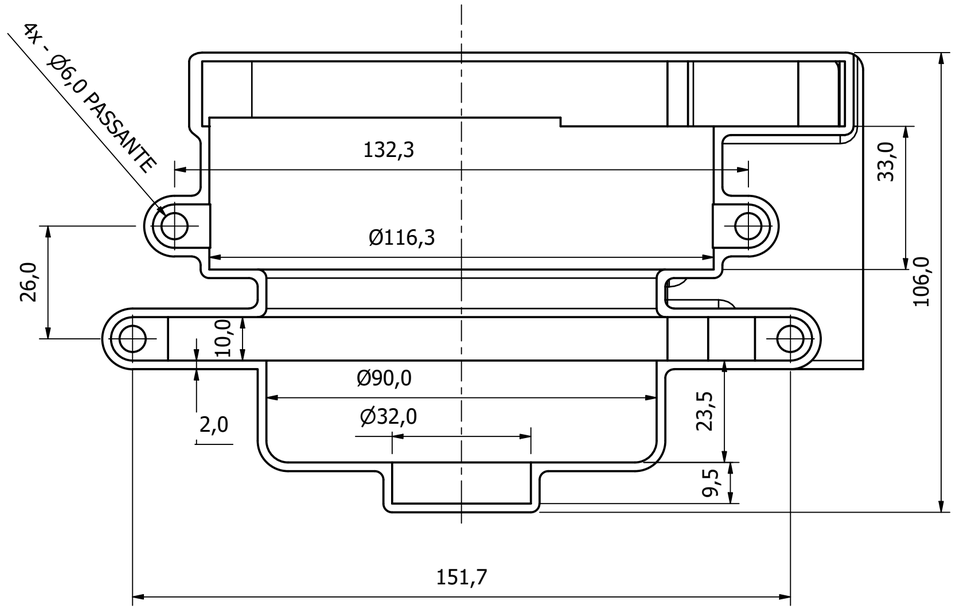
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Engrenagem reta 1	Escala 1 : 1	Folha 17 / 20

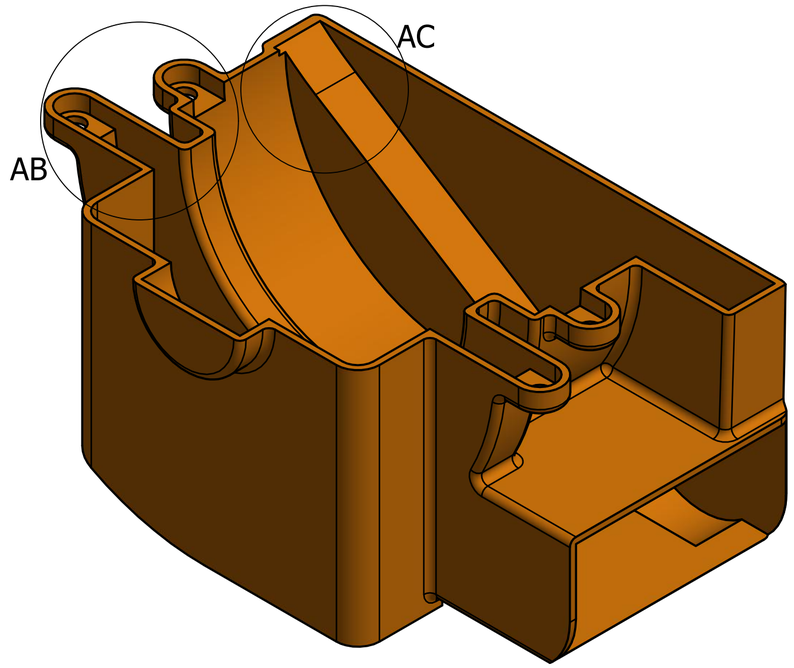




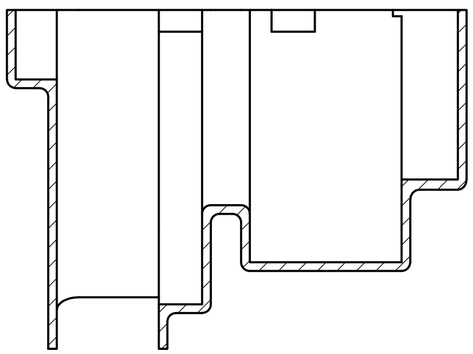


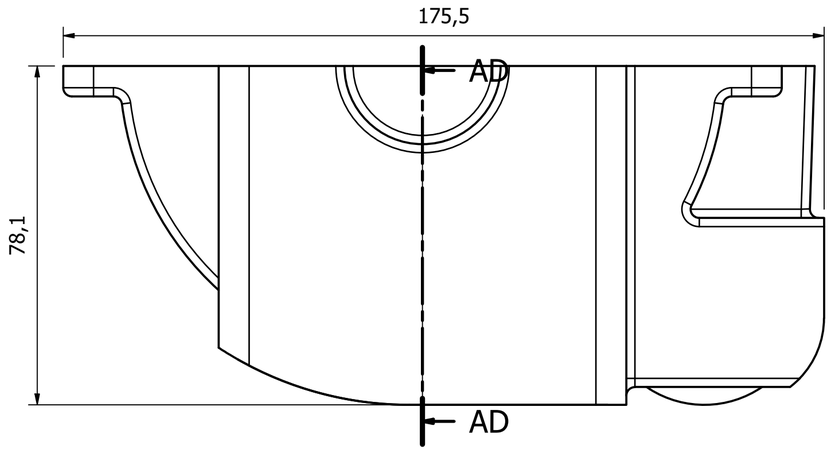
	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A4
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Eixo da engrenagem reta 1	Escala 2 : 1	Folha 18 / 20

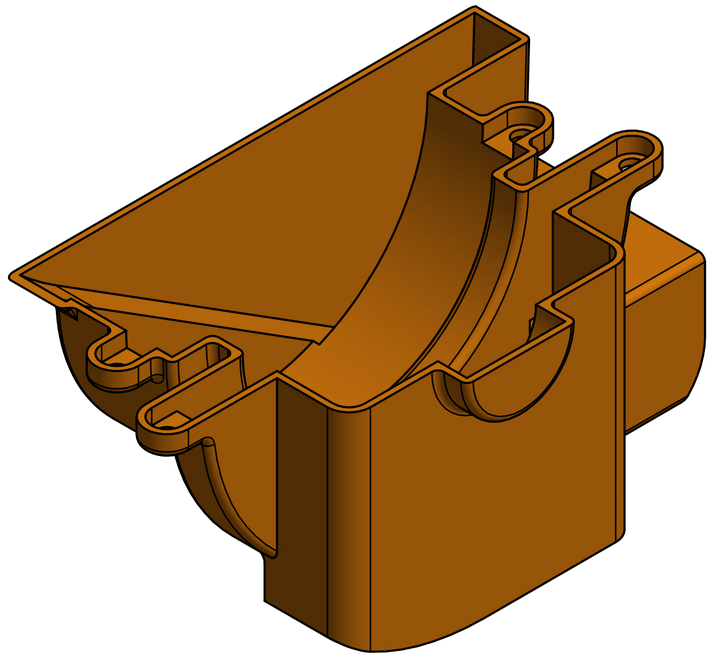


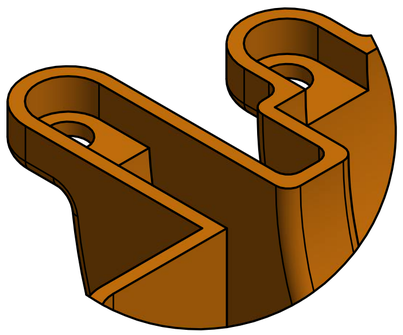


AD-AD (1 : 1)

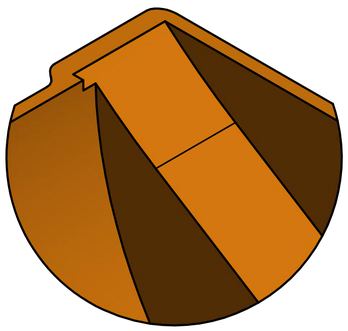






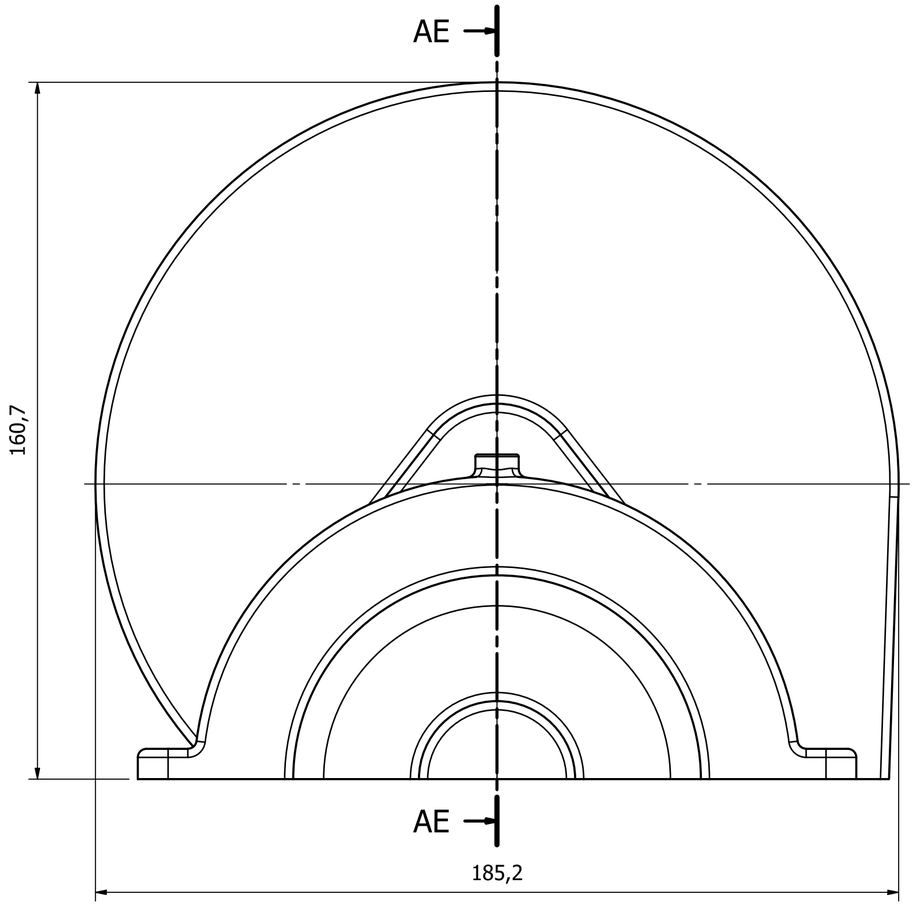


AB (2 : 1)

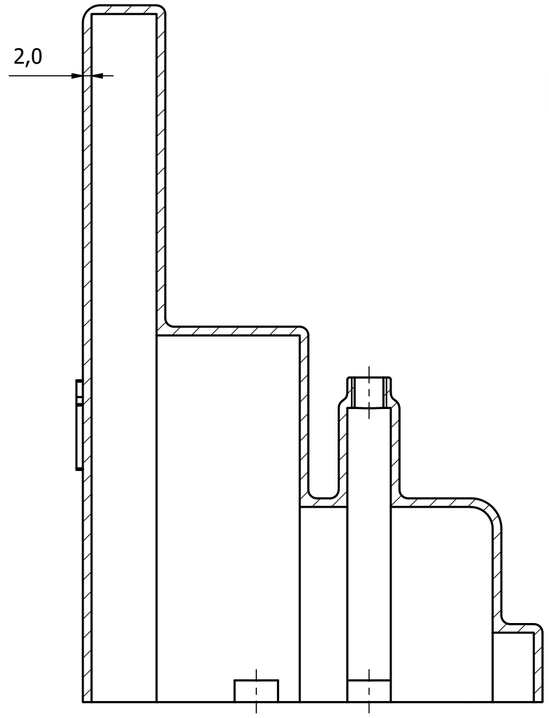


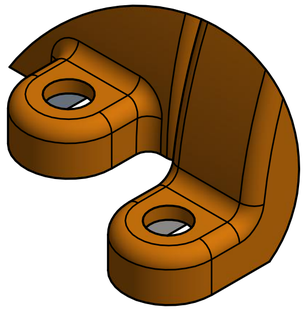
AC (2 : 1)

	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A2
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Carcaça - parte inferior	Escala 1 : 1	Folha 19 / 20

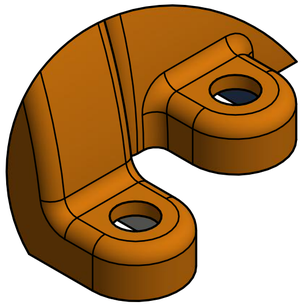


AE-AE (1 : 1)

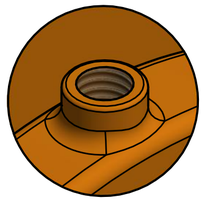




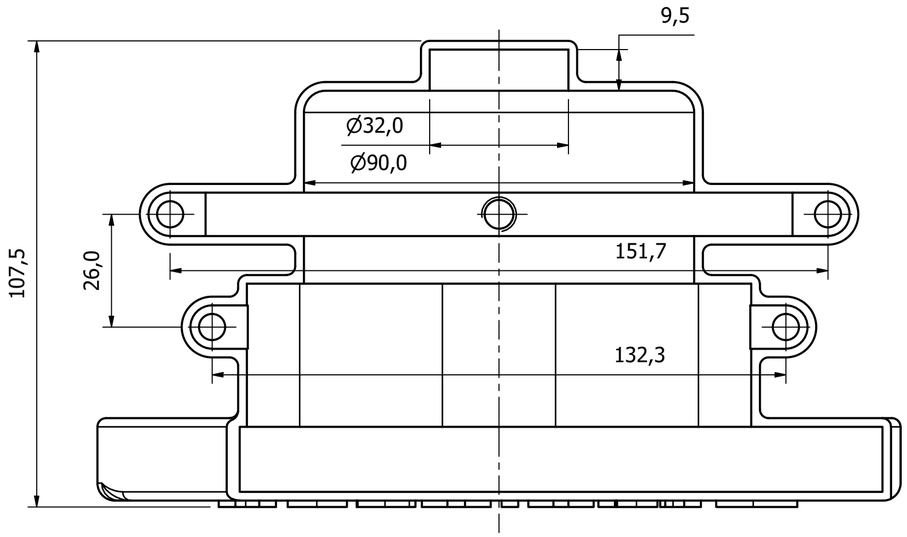
AF (2 : 1)

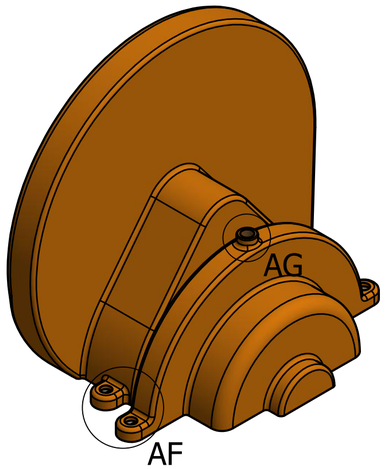


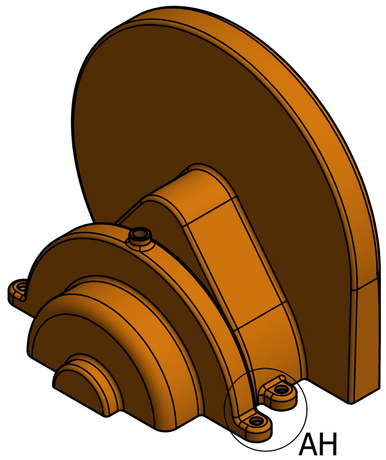
AH (2 : 1)



AG (2 : 1)







	Se não especificado: Sem escala | Dimensões em milímetros	Para detalhes de fabricação e usinagem, conferir o desenho 3D .dwg e .dwf	A2
Design por: GraviTech	Verificado por:	Revisão: Data	Data 26-Nov-21
centro universitário FEI	Carcaça - parte superior	Escala 1 : 1	Folha 20 / 20

8 SIMULAÇÕES

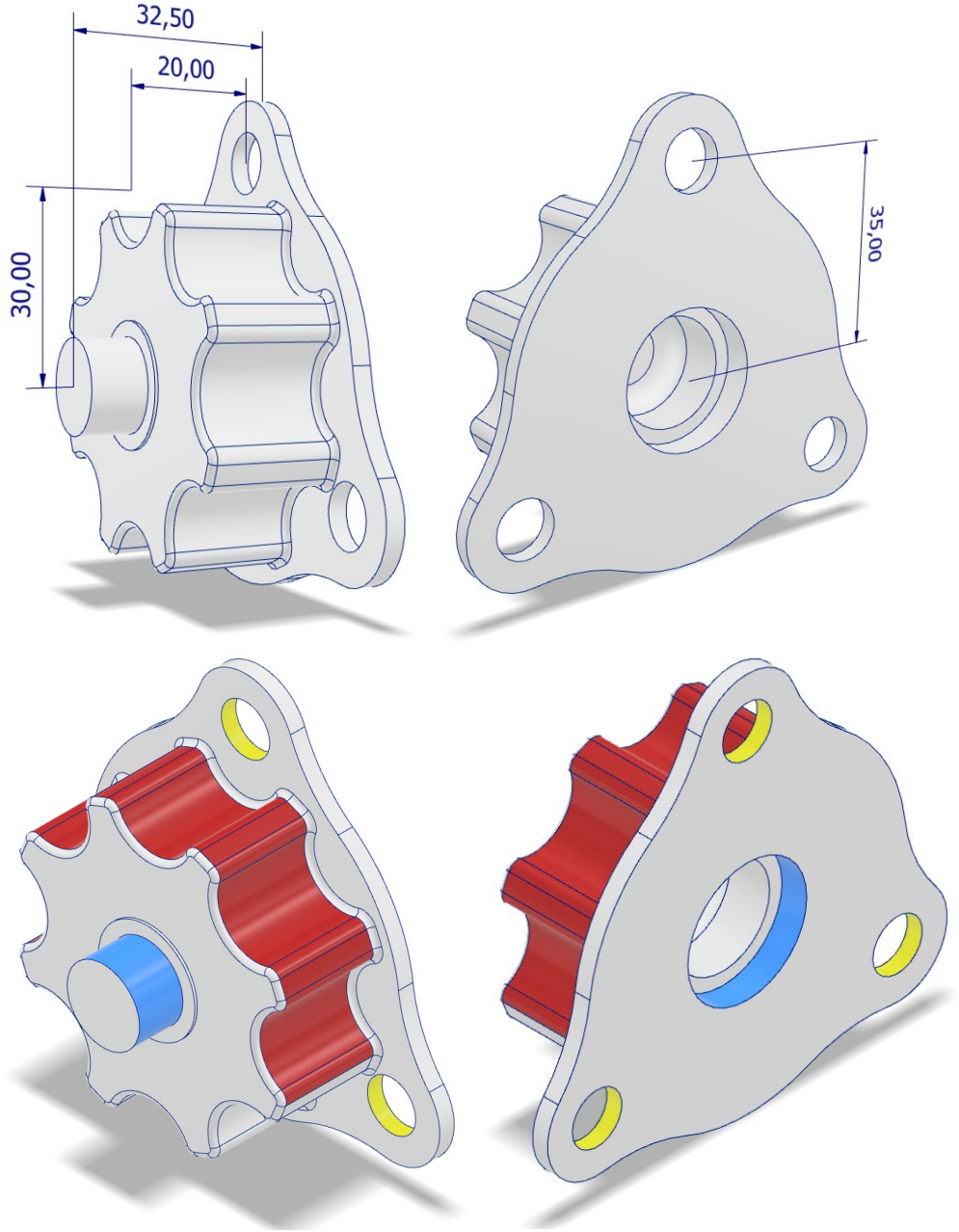
A tarefa de projetar soluções para situações do cotidiano envolve o conhecimento de diversas áreas da engenharia. Desse modo, um projeto similar a esse torna-se multidisciplinar dentro de um curso de Engenharia. Colocando o aluno em situações similares as que serão vivenciadas por ele no dia a dia profissional.

Neste projeto iremos analisar os componentes mais solicitados, como a catraca-eixo que sustenta o peso e as ECDR's da planetária do primeiro estágio. Para agregar nesse projeto foi utilizado uma ferramenta de simulação computacional, Ansys. O Método de Elementos Finitos (MEF) é um método numérico utilizado na solução de problemas de engenharia. Mais comumente utilizado na área de cálculo estrutural, possibilita a verificação de estruturas complexas, fornecendo soluções possíveis e fisicamente viáveis aos problemas encontrados (Alves Filho, 2018).

8.1 EIXO COM MAIOR CARREGAMENTO – CATRACA

No projeto, primeiramente analisamos a catraca-eixo, responsável pelo suporte do peso que fornecerá energia de entrada no sistema, onde por contas foi constatado maior torque aplicado naquele componente, requisitando mais do mesmo nos esforços. A apresentação do modelo utilizado, bem como os dados são apresentados na Figura 58.

Figura 58 – Modelo e arranjo para simulação do eixo-catraca de entrada



Fonte: Autores

Legenda:

a) Vermelho: torque de ação
b) Amarelo: torque de reação equivalente (em forma de força aplicada no ponto)
c) Azul: pontos de fixação dos rolamentos

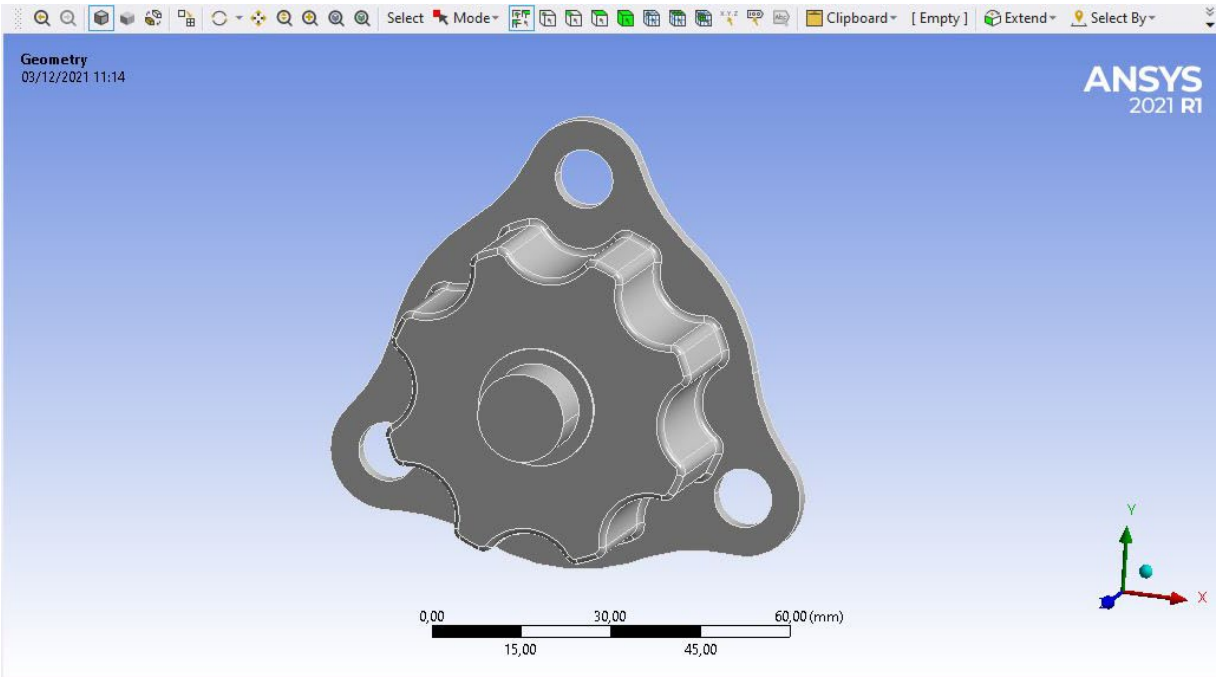
Dados e informações:

a) Potência de entrada (na superfície vermelha): $0{,}218W$
b) Torque de entrada (distribuído na superfície vermelha): $5{,}886\ Nm$
c) Material estimado: alumínio

8.1.1 Cenário 1 – Carregamento distribuído em 3 engrenagens

O primeiro objeto analisado foi a catraca. Dentre os objetos analisados esse componente talvez seja o mais suscetível a falha. Para isso carece de uma análise completa nesse item com uma malha robusta para garantir os melhores resultados. A primeira etapa da simulação é carregar o modelo geométrico dentro do software. O desenho é mostrado na Figura 59.

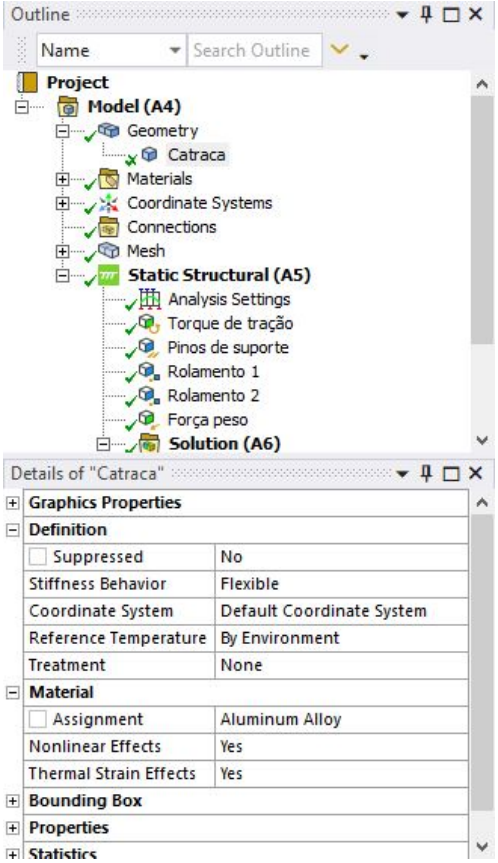
Figura 59 – Modelo geométrico do eixo-catraca dentro do software Ansys



Fonte: Autores

Foi escolhido o material da peça como liga de alumínio no próprio Ansys como é mostrado na Figura 60.

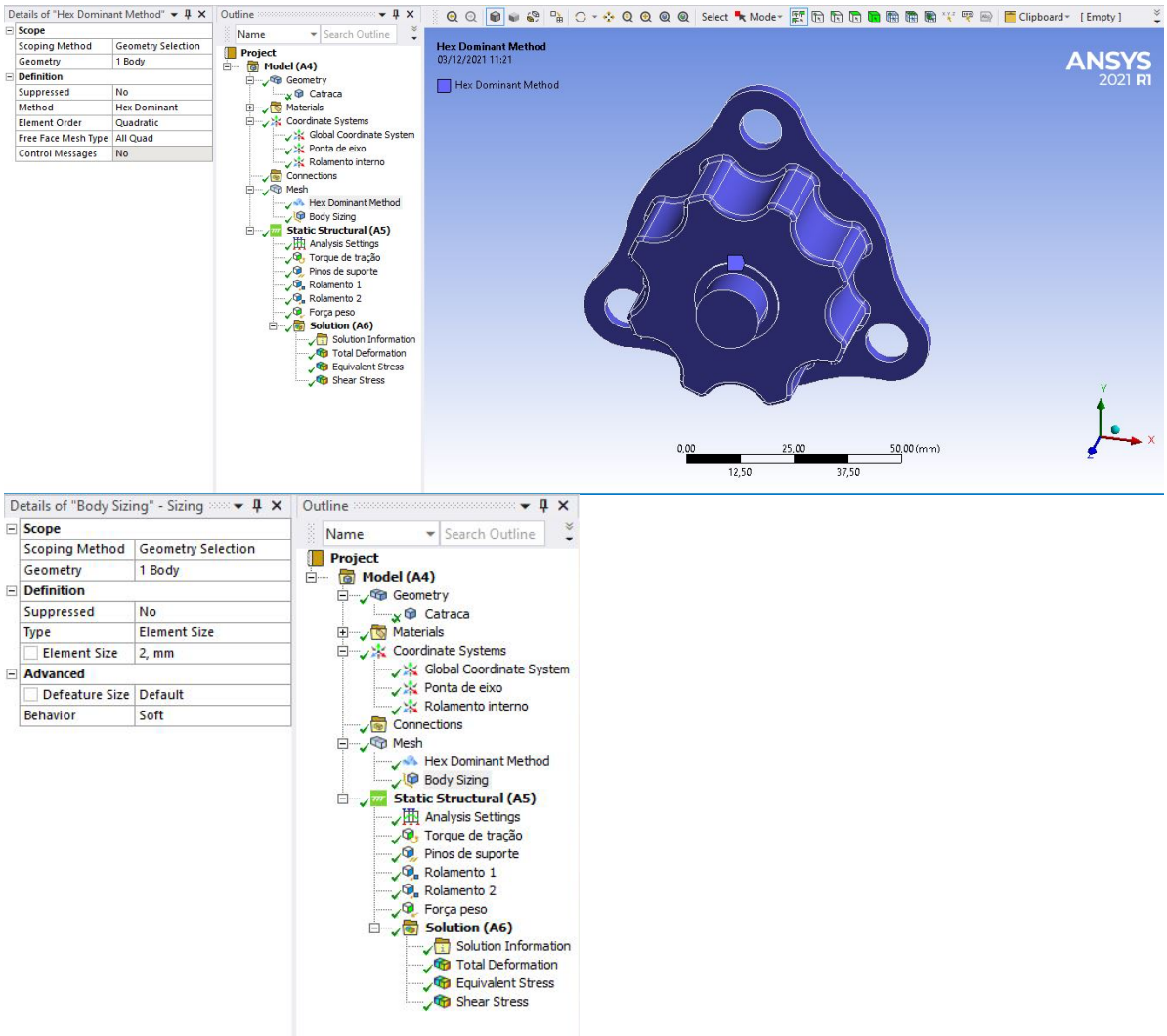
Figura 60 – Escolha do material eixo-catraca dentro do software Ansys



Fonte: Autores

Seguindo dentro do fluxo de trabalho da simulação é necessário gerar a malha para o item. Parte dessa etapa é mostrada na Figura 61.

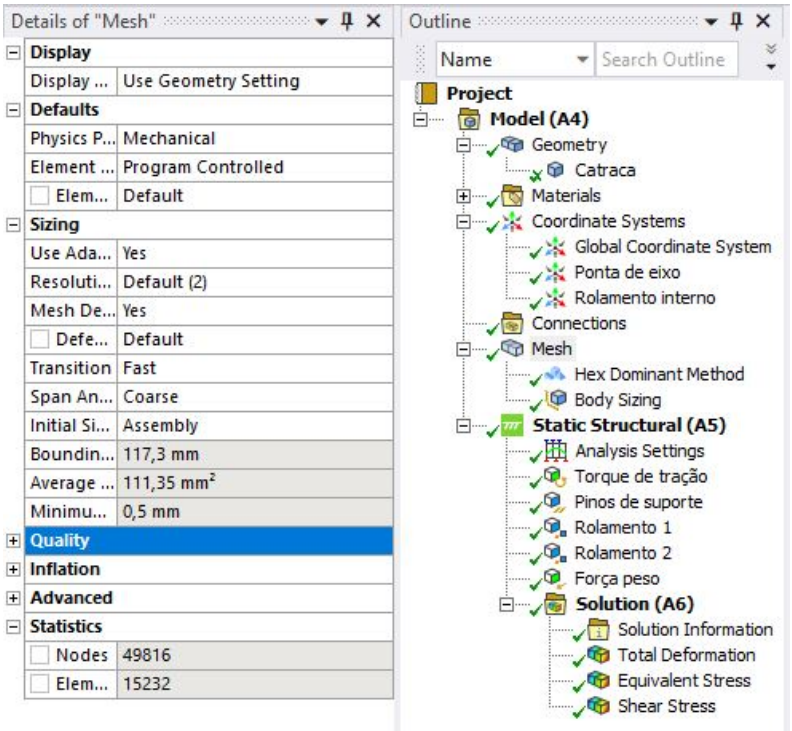
Figura 61 – Malha gerada para o eixo-catraca dentro



Fonte: Autores

Para obter resultados mais concisos, optou-se por realizar um refinamento da malha no componente. Para isso, na catraca aplicou-se a malha do tipo hexaédrica. Esse item é mostrado na Figura 62.

Figura 62 – Malha refinada para o eixo-catraca



Fonte: Autores

Após feito a malha, será feito por parte do computador a análise nos retornando os resultados. Os demais parâmetros da malha são:

a) Número de elementos: 15232
b) Número de nós: 49816
c) Tipo de elemento: Hexa
d) Tamanho de elemento

8.1.2 Simulação estrutural – Cenário 1

Começamos a parte de análise estrutural com a condição de igual distribuição de potência nos 3 eixos. As seguintes condições de carregamento foram utilizadas:

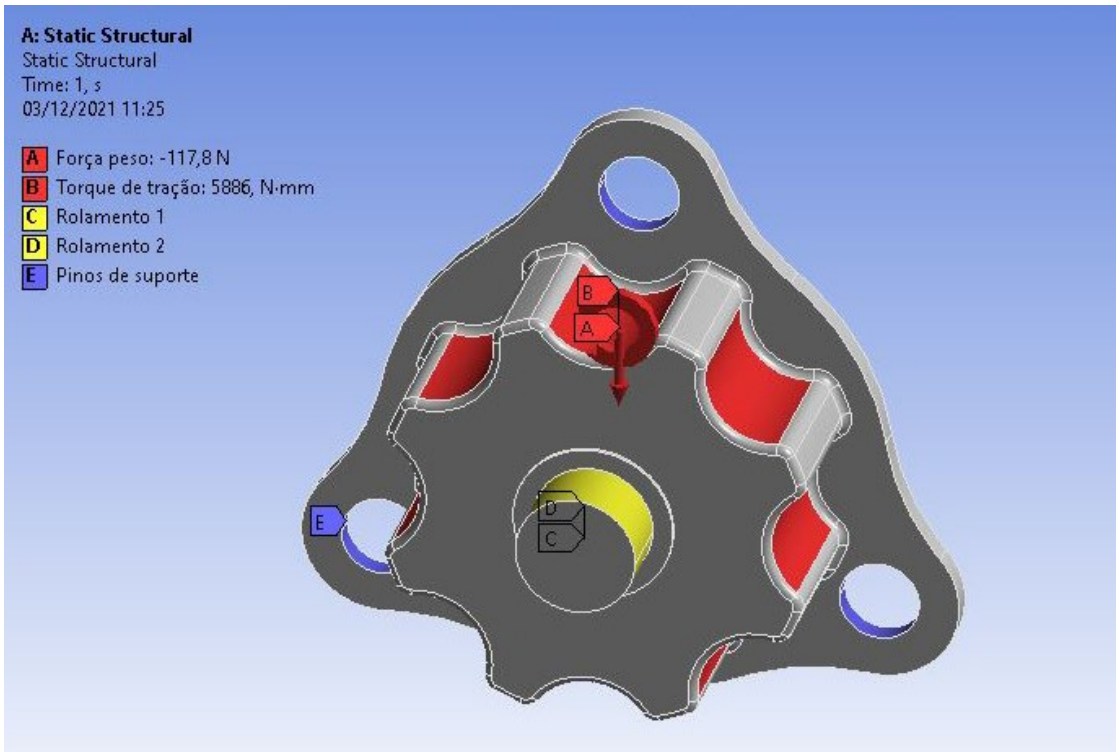
Torque total distribuído igualmente nas 3 engrenagens

Torque: $1{,}962\ Nm$

Força: $\frac{1{,}962}{0{,}035}\ Nm = 56{,}057\ N$

Para a etapa de simulação estrutural é necessário a configuração das forças atuantes. No entanto, como o objetivo dessa análise é observar como a catraca se comporta, criou-se condições de apoios como mostra a Figura 63na coloração amarela (C + D).

Figura 63 – Condições de apoio para o eixo-catraca



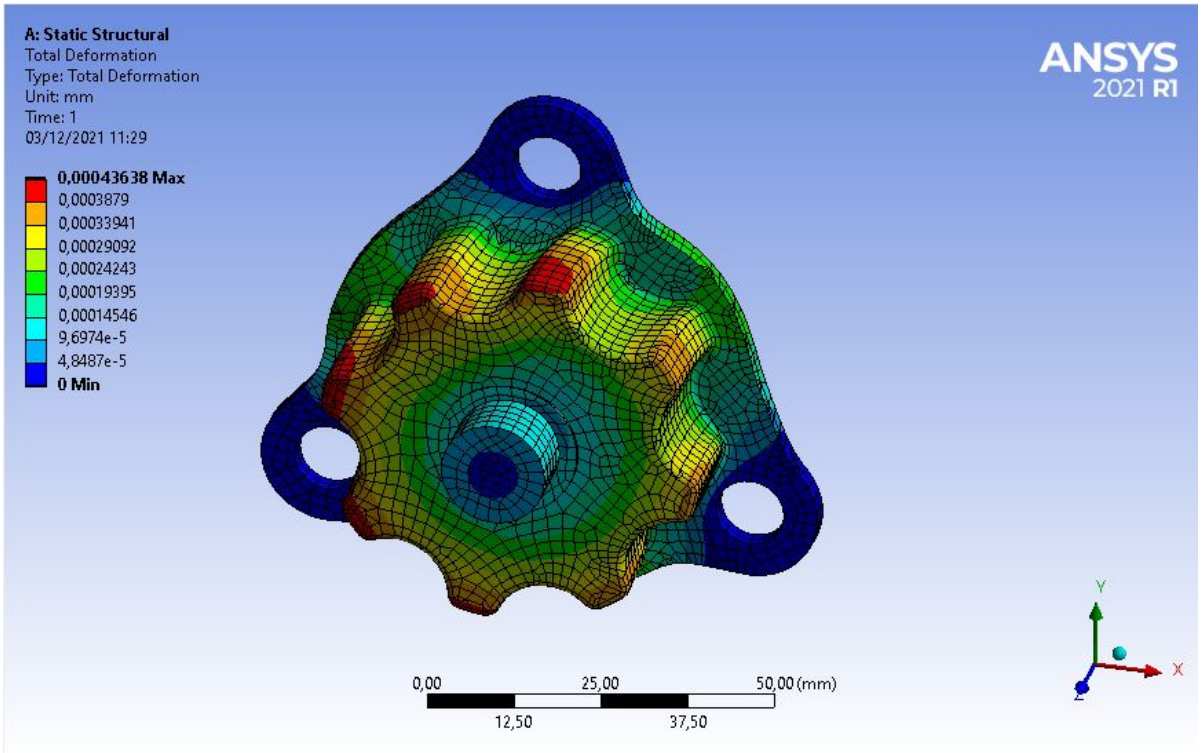
Fonte: Autores

Em seguida, foi realizada a configuração das forças e suportes da estrutura. Essa configuração é mostrada na figura acima, onde o momento (B) é aplicado nas faces vermelhar, a força peso (A) é aplicado na face superior em vermelho também e foram alocados os pinos de suporte dos eixos (E) nas faces em roxo.

8.1.3 Pós processamento – Cenário 1

Após essas etapas executou-se o solver que apresentou resultados condizentes com a estrutura. Para a deformação o valor máximo obtido foi de $4{,}364\ x\ 10^{-4}\ mm$. Essa deformação é mostrada na Figura 64.

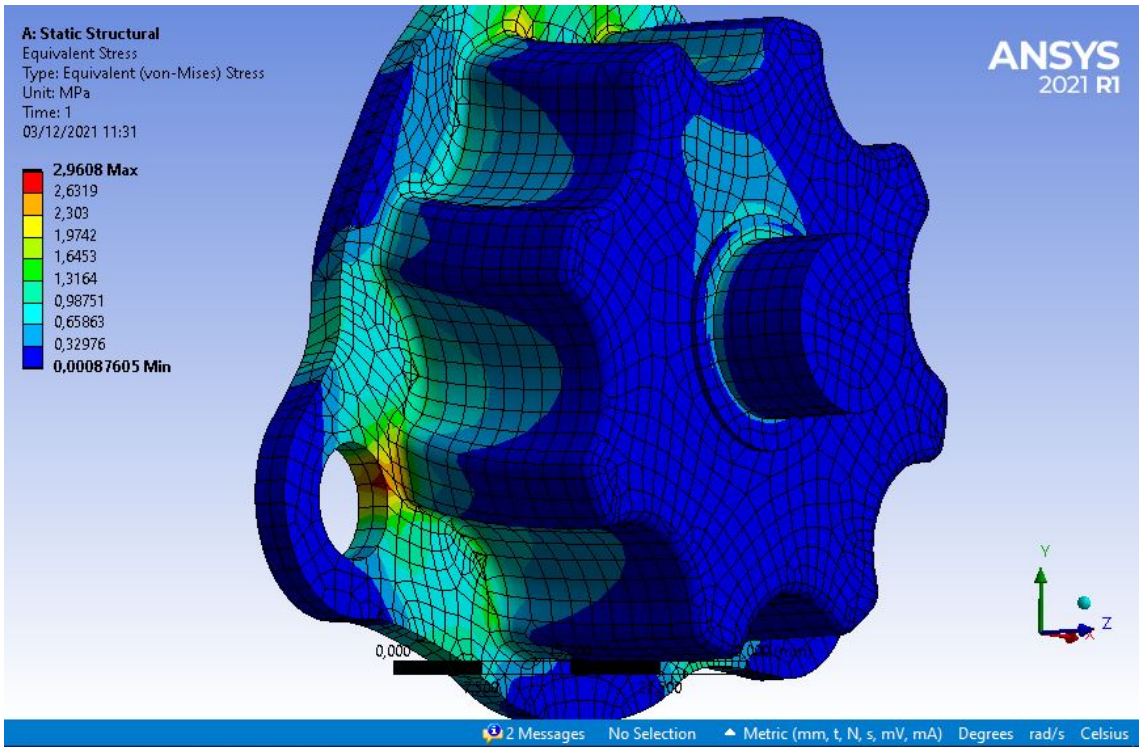
Figura 64 – Deformação estrutural para o eixo-catraca



Fonte: Autores

O valor máximo de tensão Von Misses encontrado foi de $2{,}961\ MPa$. Esse valor é considerado aceitável para o material. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 65.

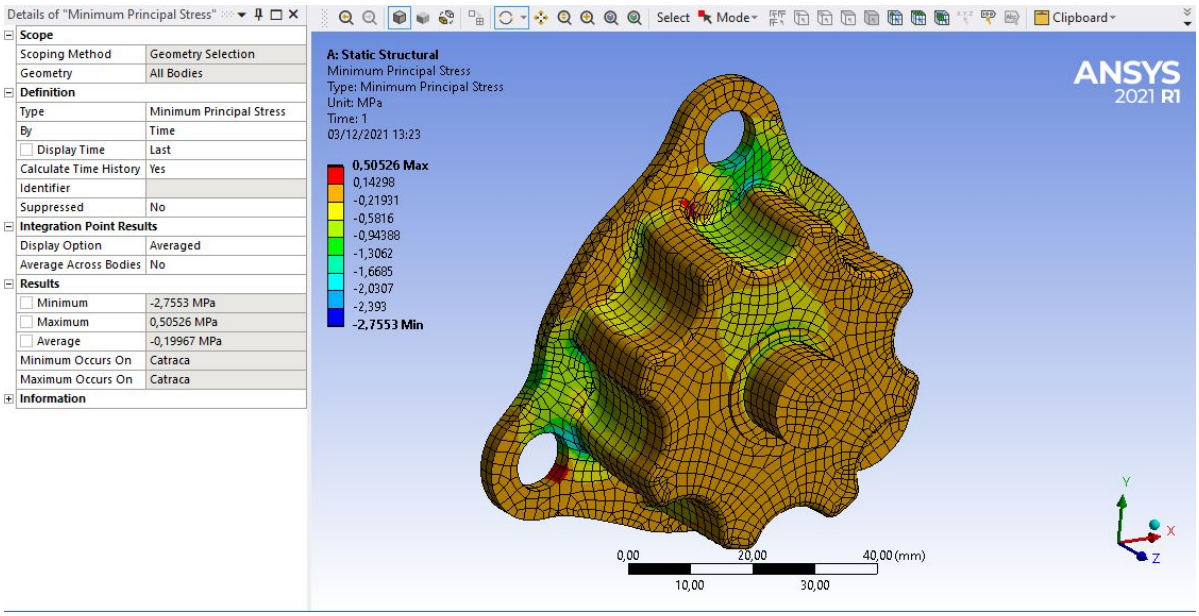
Figura 65 – Tensões de Von Misses para o eixo-catraca



Fonte: Autores

O valor de tensão máxima principal encontrado foi de $-2{,}7553\ MPa$. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 66.

Figura 66 – Tensão máxima principal para o eixo-catraca



Fonte: Autores

8.1.4 Simulação estrutural – Cenário 2

Após essa análise, aplicamos uma condição em que somente duas planetárias estariam distribuindo a potência. As seguintes condições de carregamento foram utilizadas:

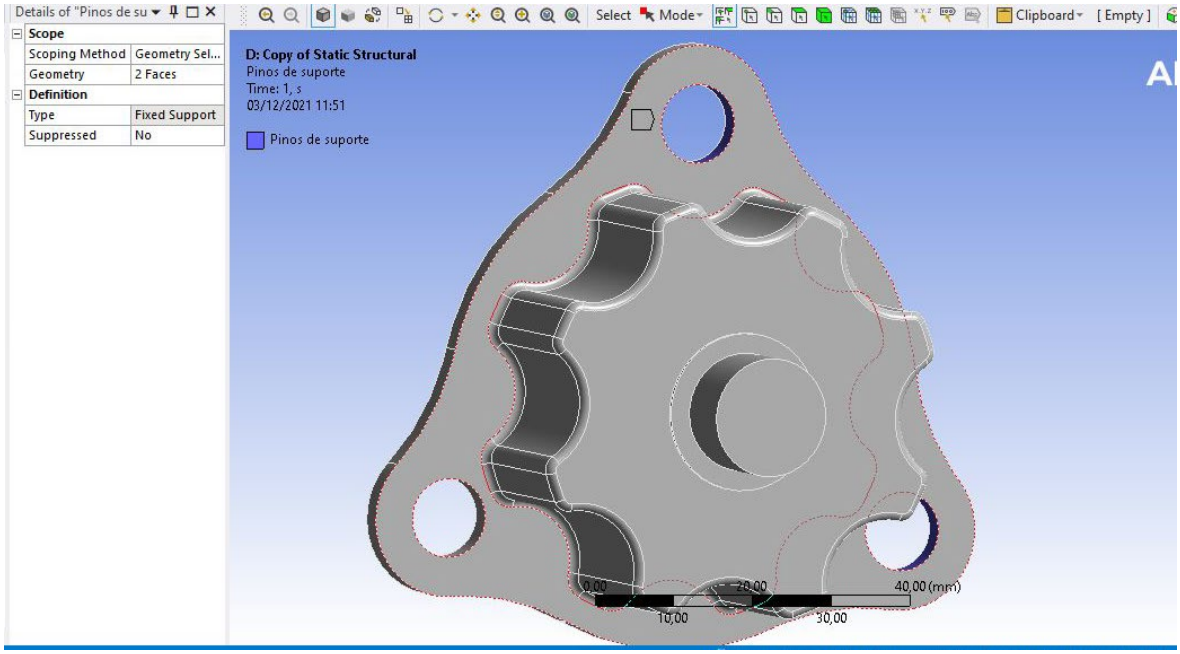
Torque total distribuído em 2 engrenagens

Torque: $2{,}943\ Nm$

Força: $\frac{2{,}943}{0{,}035}\ Nm = 84{,}086\ N$

Com isso configuramos a geometria com os mesmos carregamentos de força e momento, porém agora só teremos 2 eixos de planetárias realizando esforços (faces Roxas) como mostra a Figura 67.

Figura 67 – Condições de apoio no cenário 2 para o eixo-catraca

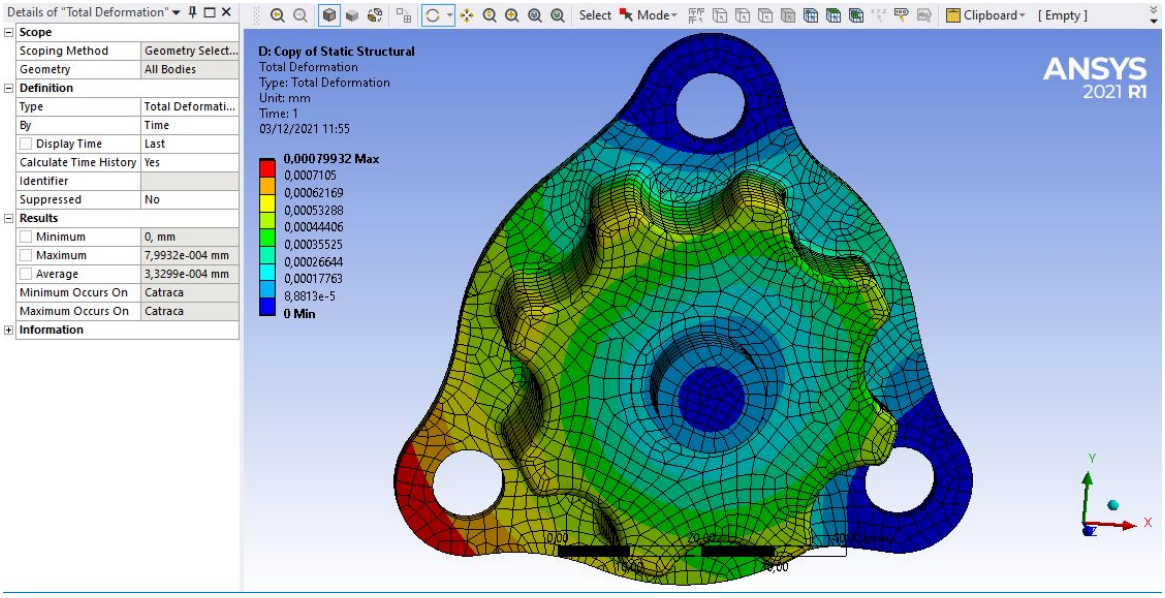


Fonte: Autores

8.1.5 Pós-processamento – Cenário 2

Após essas etapas executou-se o solver que apresentou resultados condizentes com a estrutura. Para a deformação o valor máximo obtido foi de $7{,}9932\ x\ 10^{-4}\ mm$. Essa deformação é mostrada na Figura 68.

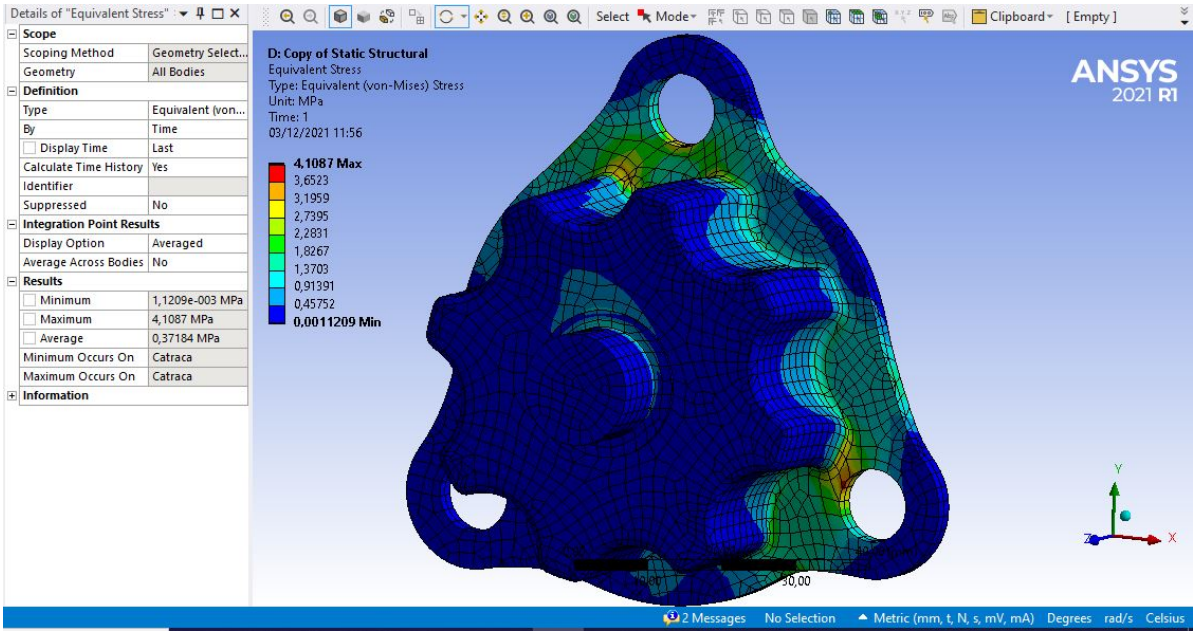
Figura 68 – Deformação estrutural no cenário 2 para o eixo-catraca



Fonte: Autores

O valor máximo de tensão Von Misses encontrado foi de $4{,}1087\ MPa$. Esse valor é considerado aceitável para o material. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 69.

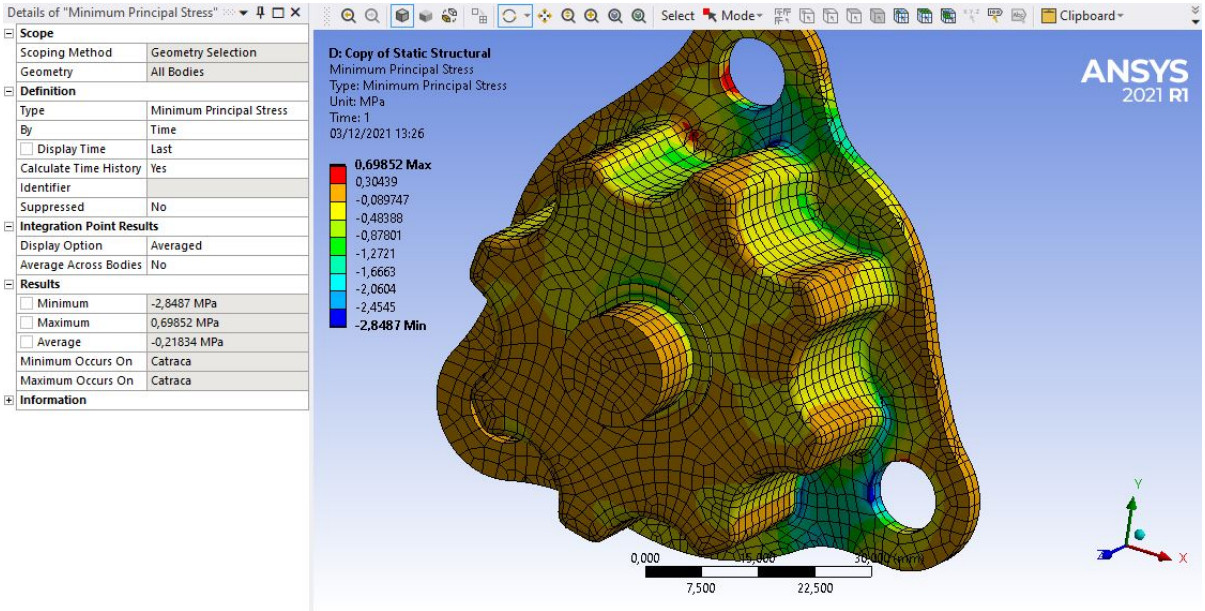
Figura 69 – Tensões de Von Misses no cenário 2 para o eixo-catraca



Fonte: Autores

O valor de tensão máxima principal encontrado foi de $-2{,}8487\ MPa$. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 70.

Figura 70 – Tensão máxima principal no cenário 2 para o eixo-catraca

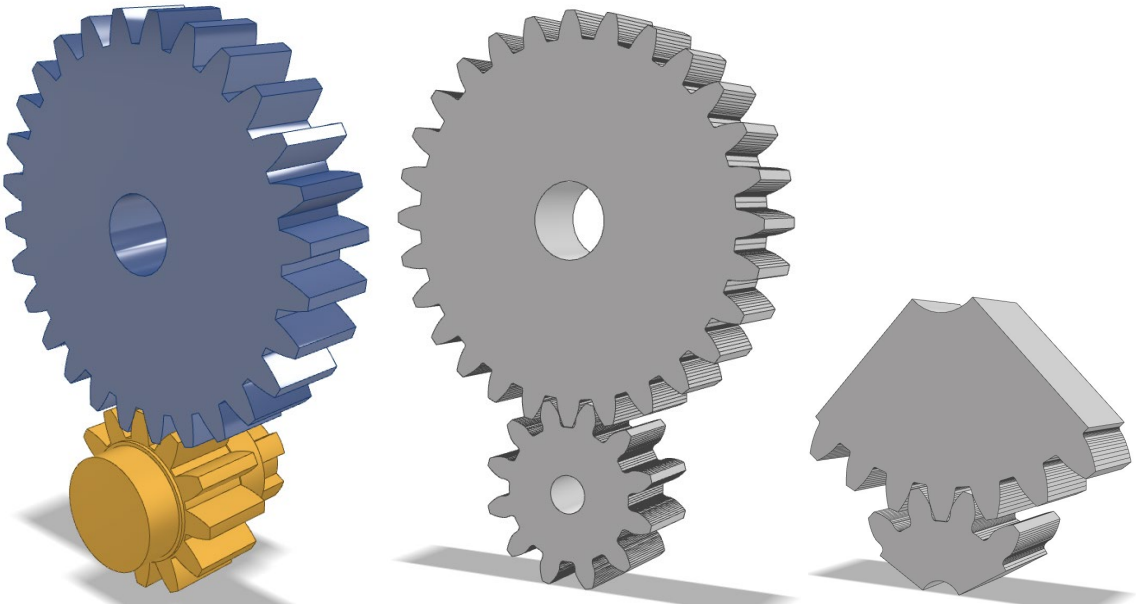


Fonte: Autores

8.2 ENGRENAGEM COM MAIOR CARREGAMENTO – PRIMEIRO ESTÁGIO

Após a análise da catraca, analisamos as engrenagens planetária do 1º estágio, responsável pela transmissão de potência do sistema, onde foi constatado pelo desenvolvimento que é o componente mais carregado. O conjunto a ser analisado é mostrado na Figura 71.

Figura 71 – Representação da engrenagem mais solicitada do sistema



Fonte: Autores

Legenda:

a) Azul: engrenagem planeta

b) Amarelo: engrenagem solar

Dados e informações:

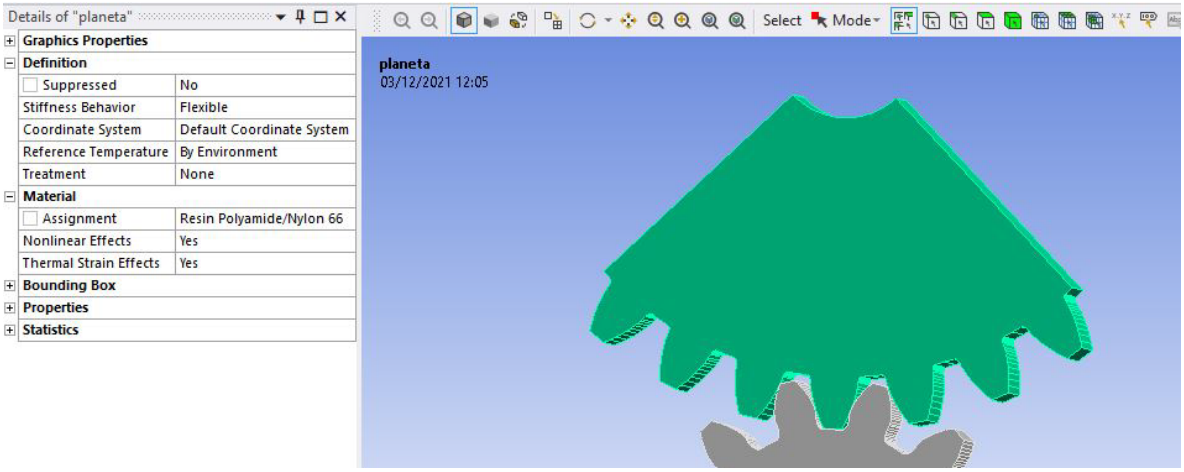
c) Material da engrenagem planeta: Nylon

d) Material da engrenagem sol: Latão

Desenho simplificado para simulação

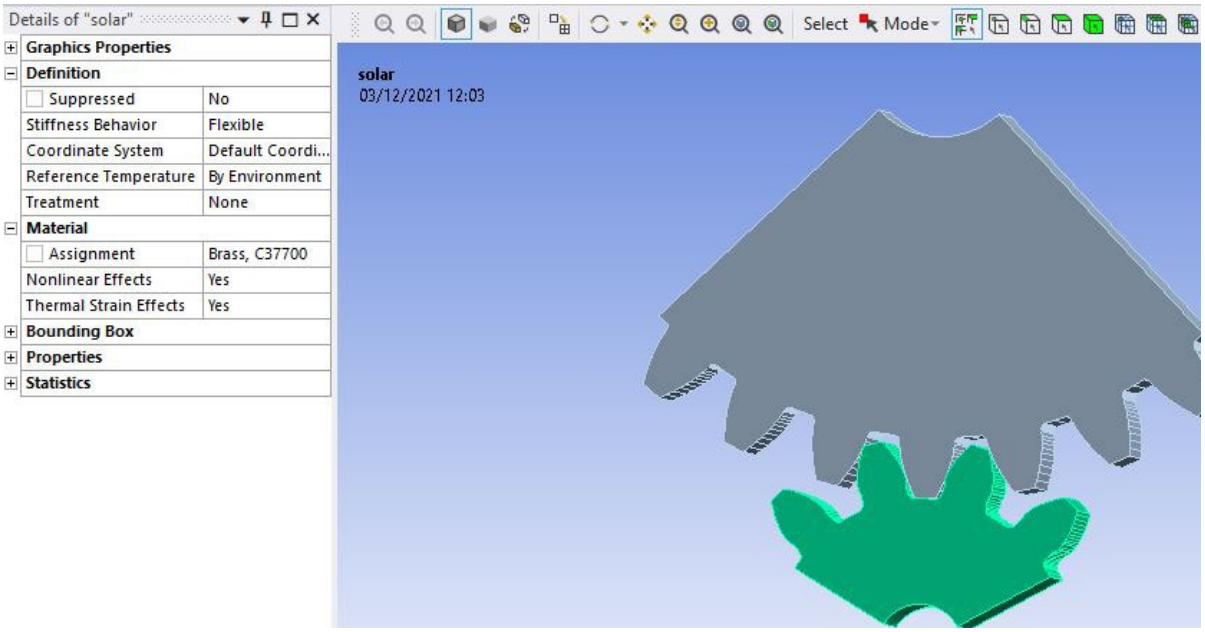
Foi exportado as geometrias para o Ansys e selecionado os materiais de cada componente como é demonstrado na Figura 72 e Figura 73.

Figura 72 – Engrenagem planeta em nylon



Fonte: Autores

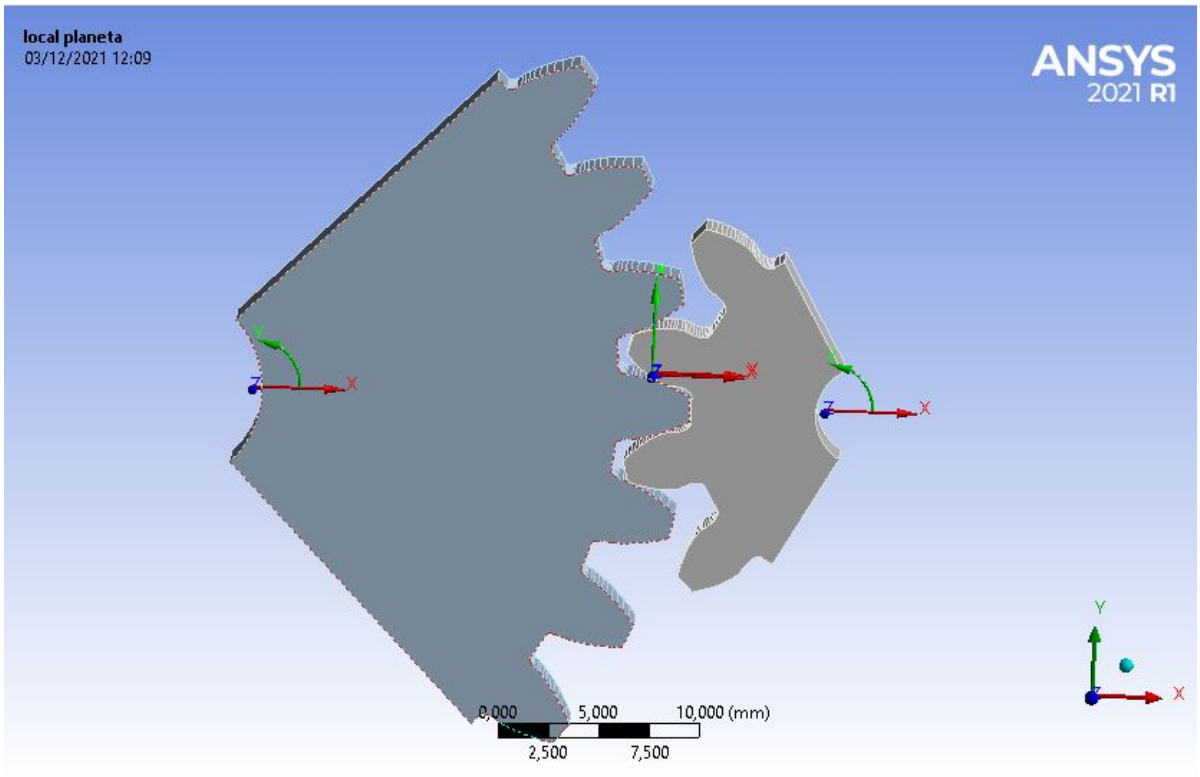
Figura 73 – Engrenagem sol em latão



Fonte: Autores

Aplicamos também algumas coordenadas estratégicas para analisar o conjunto. Foram colocadas coordenadas cilíndricas nos centros das duas ECDRs e duas coordenadas locais na região de contato dos dentes. Pode-se ver isso na Figura 74.

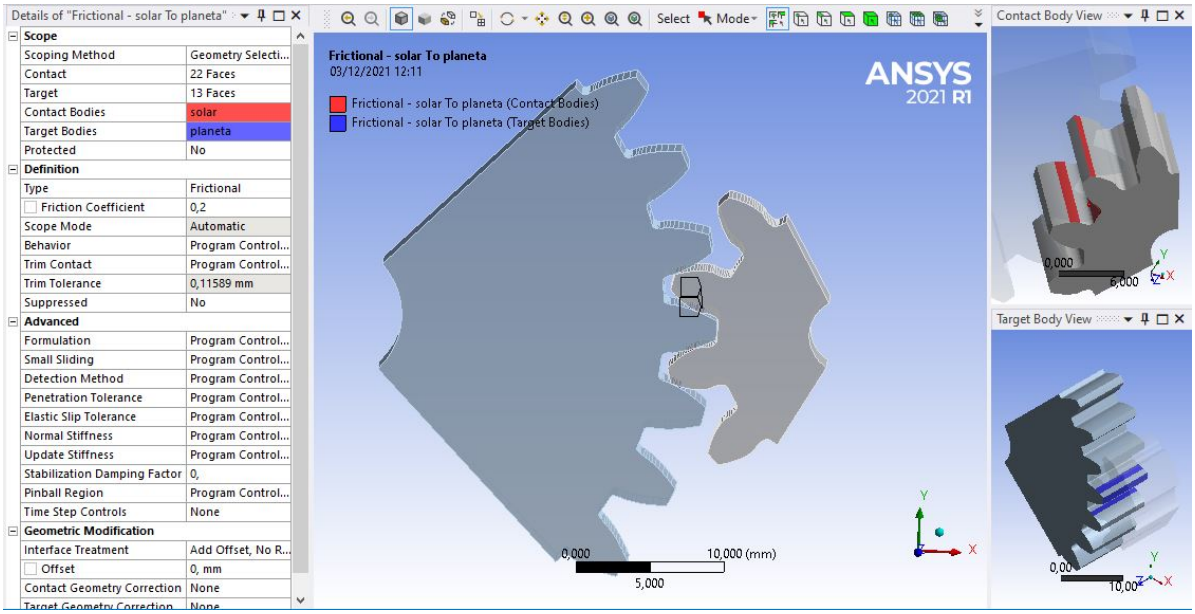
Figura 74



Fonte: Autores

Para uma análise correta foi feita uma condição de contato entre os dentes das engrenagens como atrito. Como mostra a Figura 75.

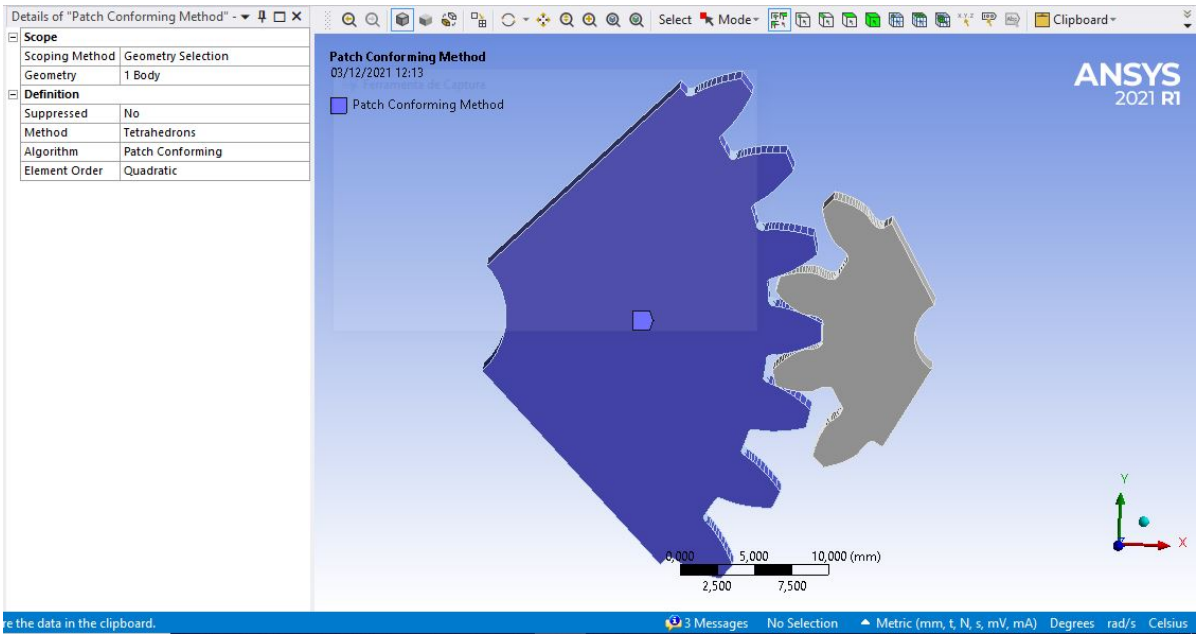
Figura 75



Fonte: Autores

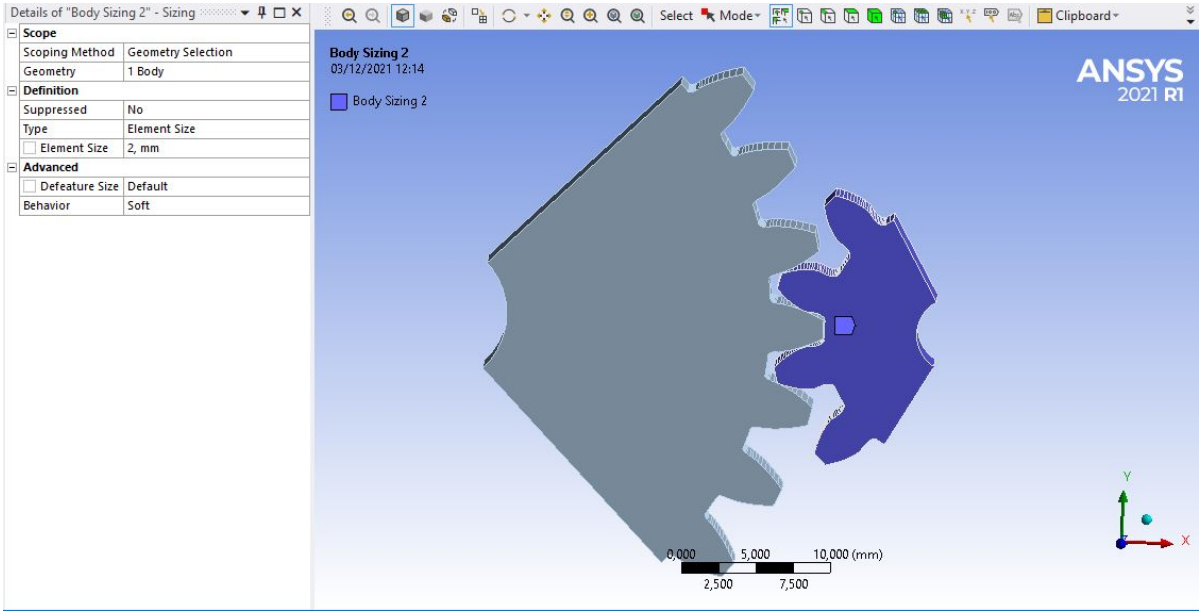
Ainda na etapa de pré-processamento foi elaborado uma malha Tetraédrica de ordem quadrática nos dois corpos e em conjunto aplicamos um *element sizing* de $2\ mm$. Como é demonstrado na Figura 76 e Figura 77.

Figura 76 – Malha tetraédrica no engrenamento



Fonte: Autores

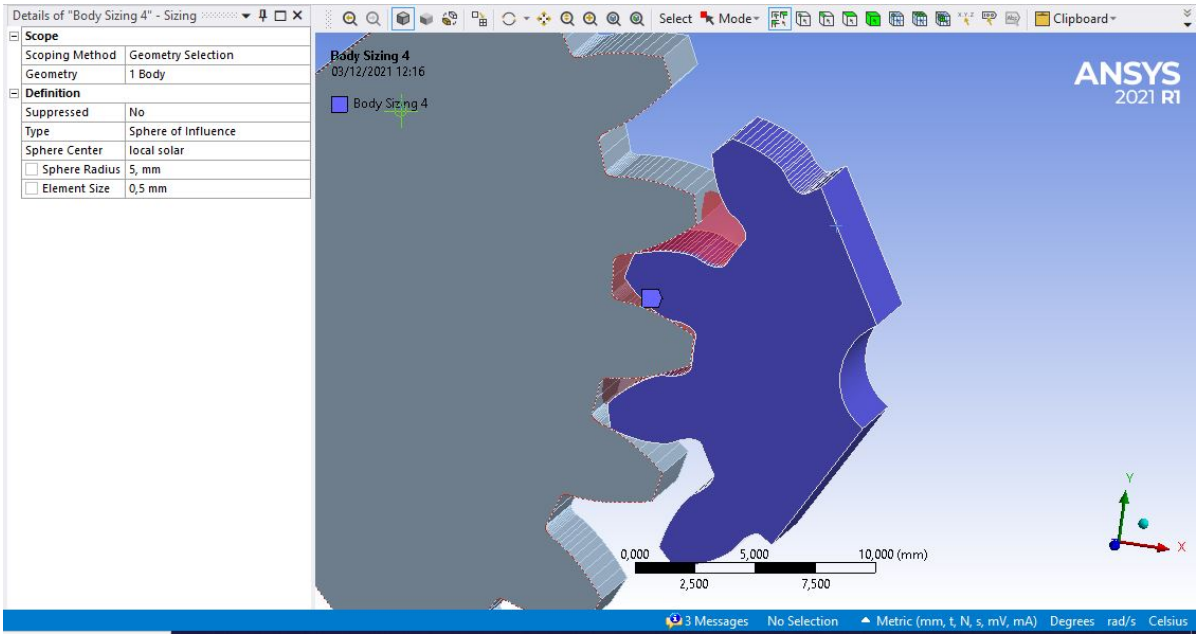
Figura 77 – Element sizing no engrenamento



Fonte: Autores

Sabendo que uma malha Tetraédrica é uma malha grosseira, inserimos uma esfera de influência com elementos de $0{,}5\ mm$ na área de maior importância na análise, conforme apresentado na Figura 78.

Figura 78 – Esfera de influência para os elementos do engrenamento



Fonte: Autores

Após feito a malha, será feito por parte do computador a análise nos retornando os resultados. Os demais parâmetros da malha são:

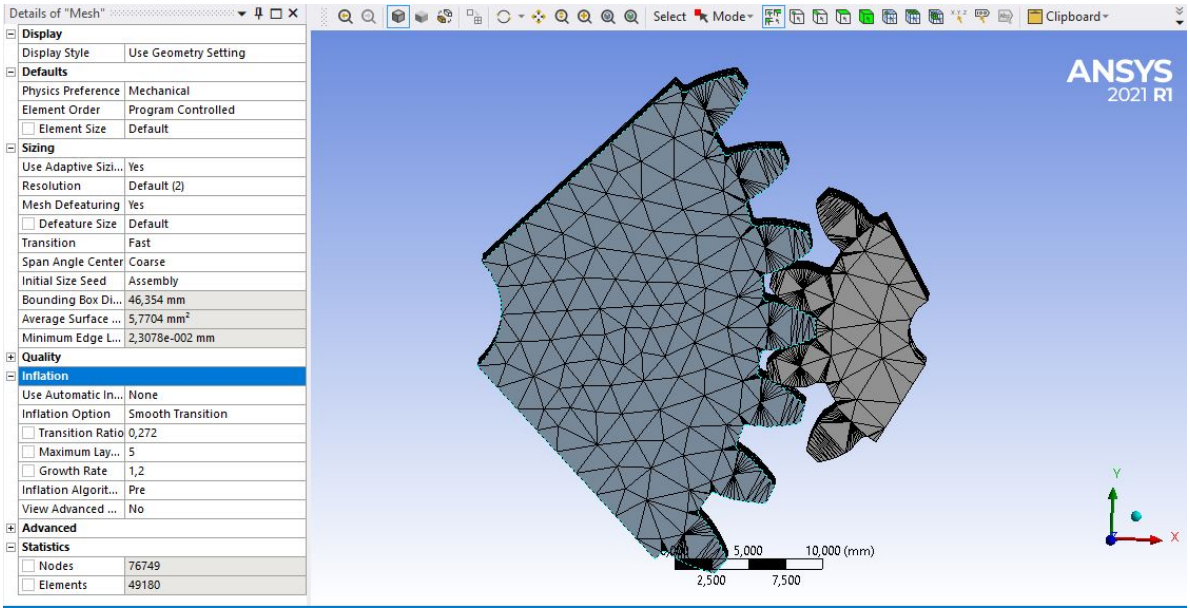
a) Número de elementos: 49180

b) Número de nós: 76749

c) Tipo de elemento: Tetra

A malha final pode ser observada abaixo na Figura 79.

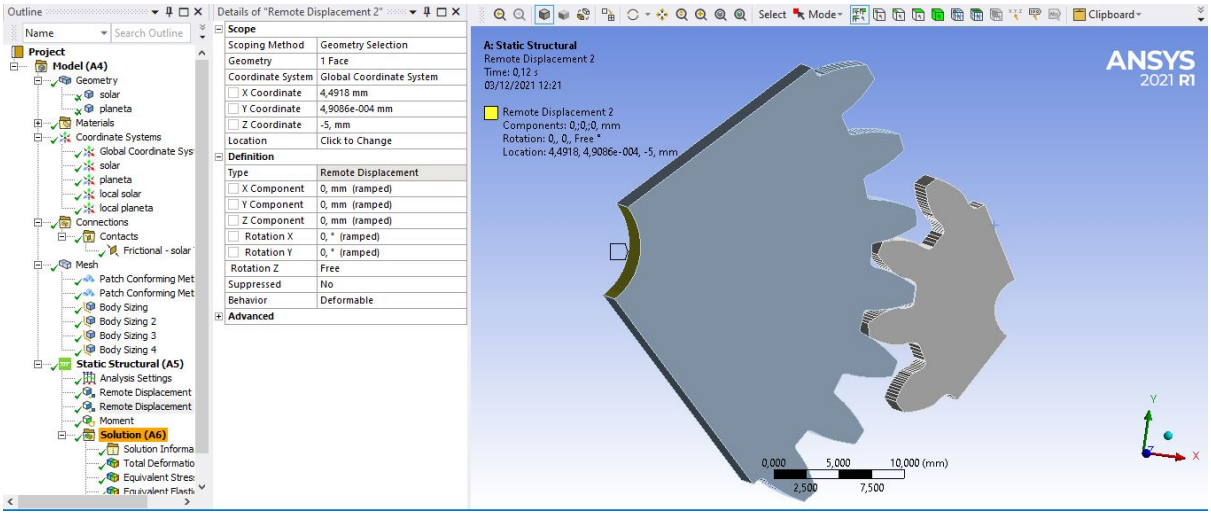
Figura 79 – Malha final da engrenagem



Fonte: Autores

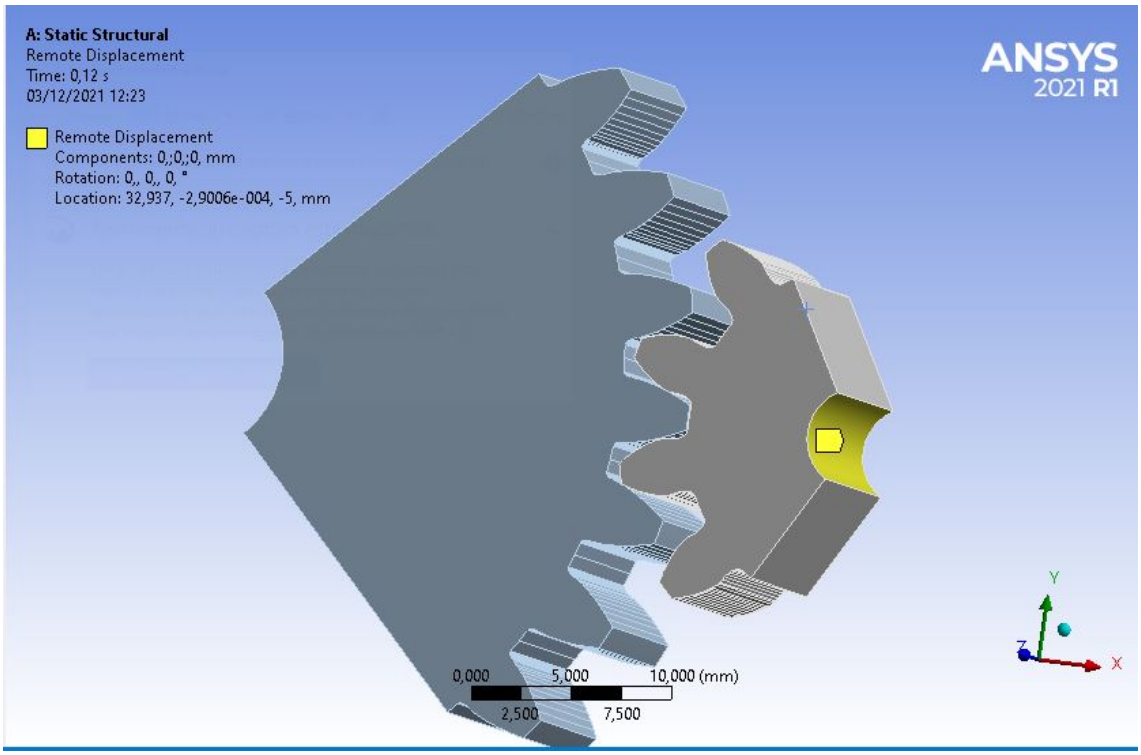
No campo de *Static Structural* fizemos toda a configuração de cargas, esforços e apoios do sistema de engrenamento. Foram aplicados dois *Remote Displacement*, um em cada ECDR, para restringir seus movimentos como é demonstrado na Figura 80 e Figura 81.

Figura 80 – Configuração dos apoios



Fonte: Autores

Figura 81 – Remote *displacement* nas engrenagens

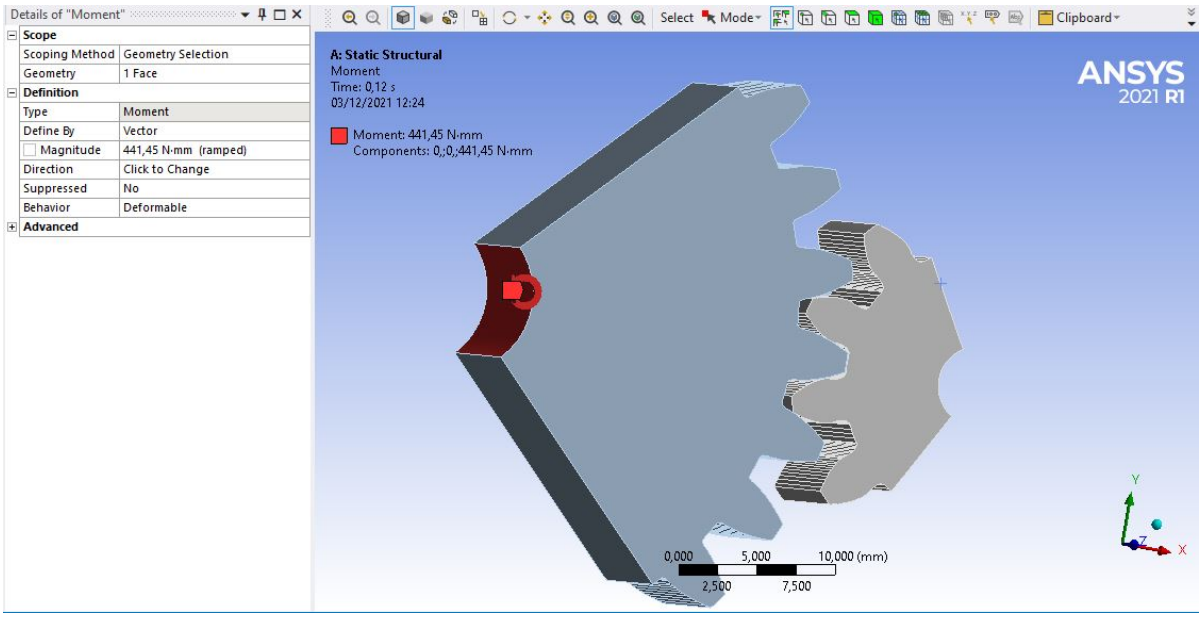


Fonte: Autores

8.2.1 Análise do cenário 1 (carregamento distribuído em 3 engrenagens)

Em seguida, foi realizada a configuração do torque aplicado na ECDR planetária. Essa configuração é mostrada na Figura 82.

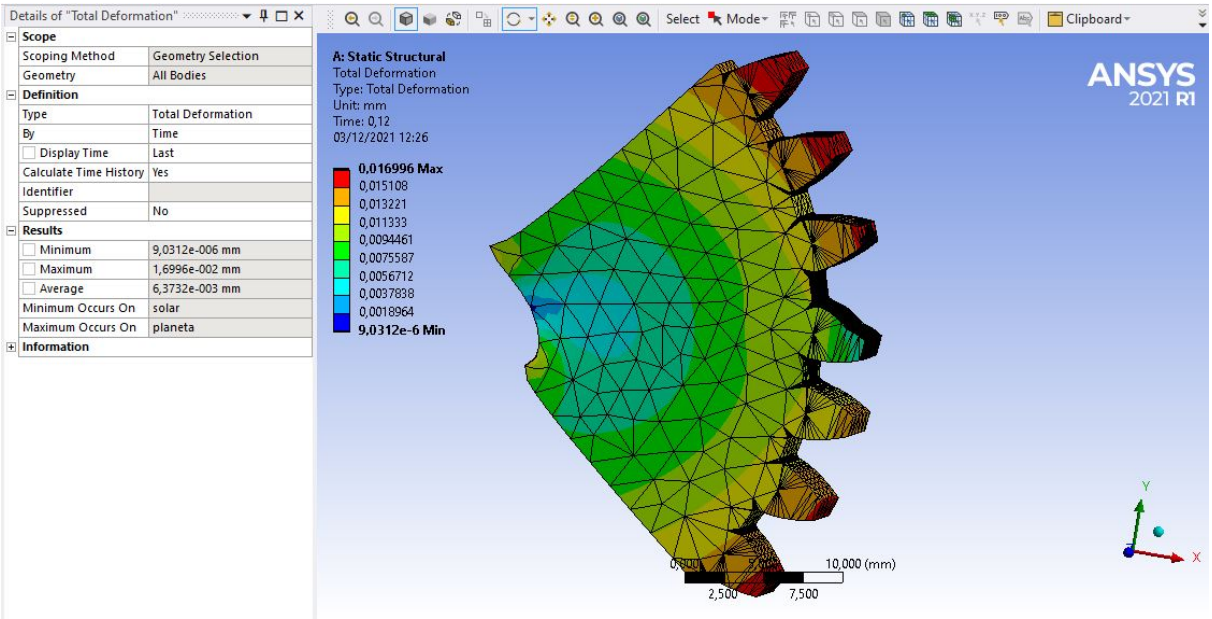
Figura 82 – Configuração de carregamento no cenário 1 para o engrenamento



Fonte: Autores

Após essas etapas executou-se o solver que apresentou resultados condizentes com a estrutura. Para a deformação o valor máximo obtido foi de $16{,}996 \times 10^{-3}\ mm$. Essa deformação é mostrada na Figura 83.

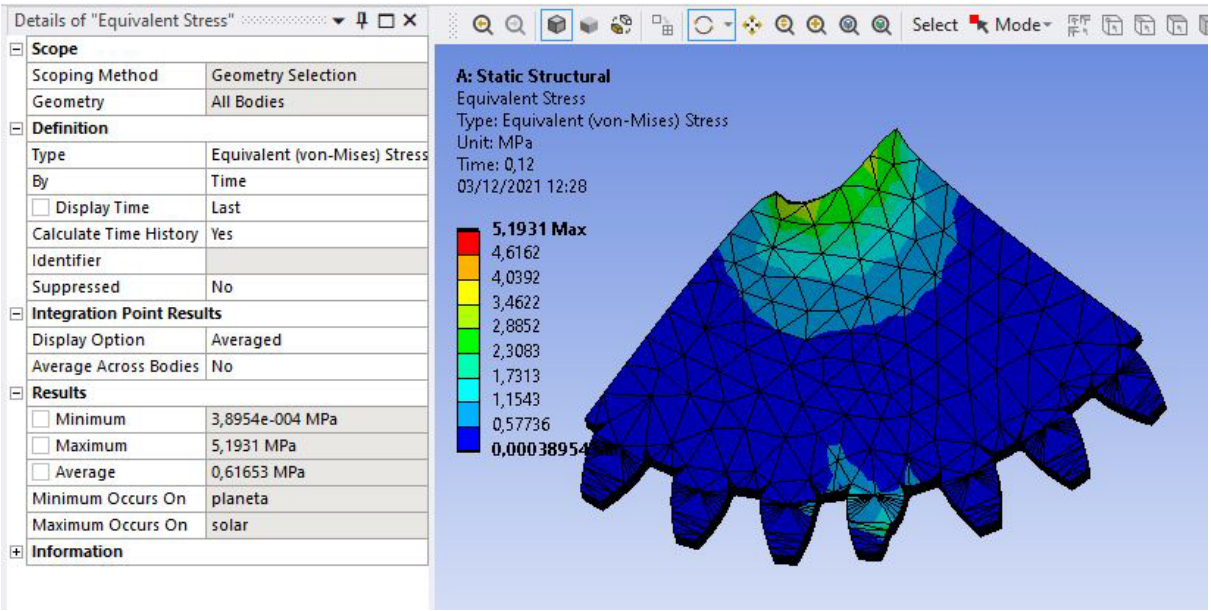
Figura 83 – Deformação no cenário 1 para o engrenamento



Fonte: Autores

O valor máximo de tensão Von Misses encontrado foi de $5{,}193\ MPa$. Esse valor é considerado aceitável para o material. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 84.

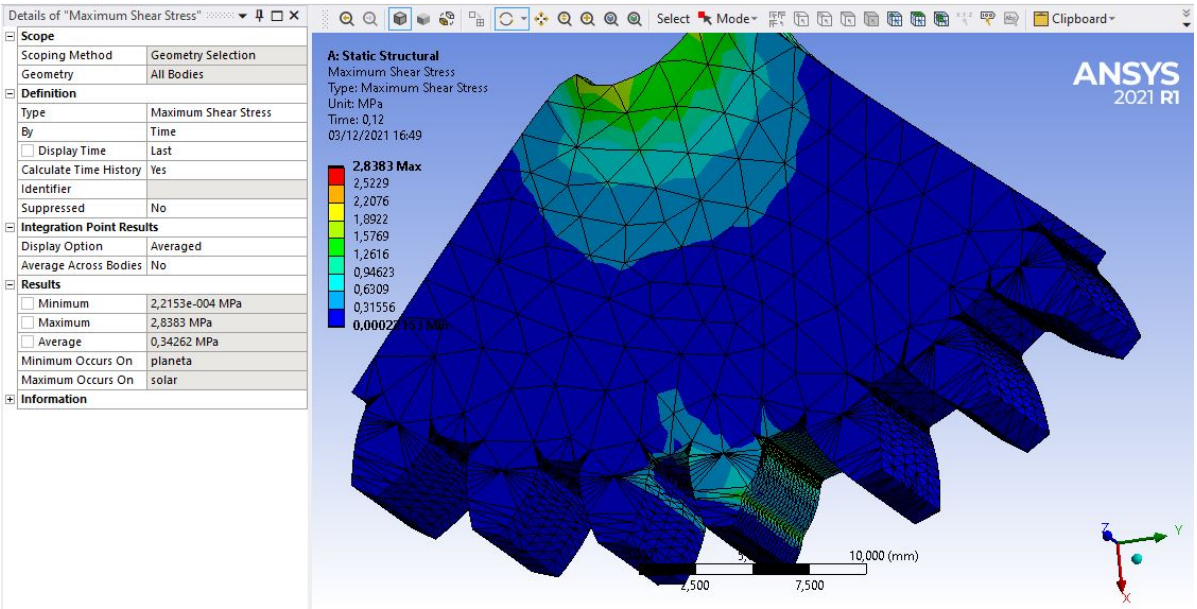
Figura 84 – Tensão de Von Misses no cenário 1 para o engrenamento



Fonte: Autores

O valor de tensão máxima de cisalhamento encontrado foi de $2{,}838\ MPa$. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 85.

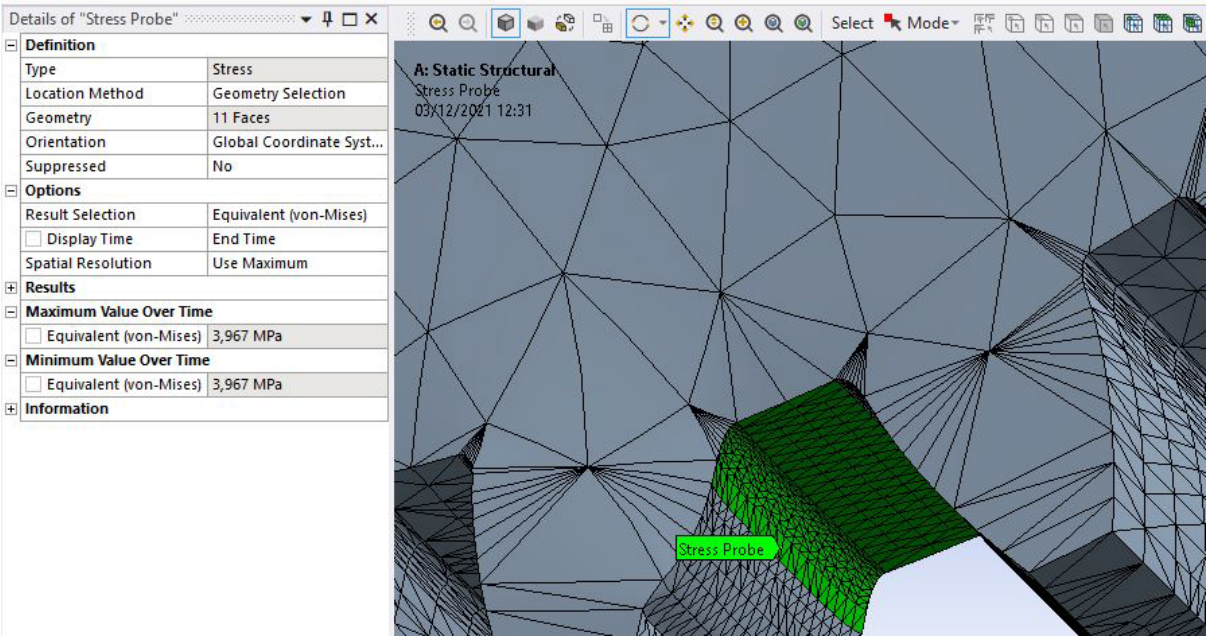
Figura 85 – Tensões máximas de cisalhamento no cenário 1 para o engrenamento



Fonte: Autores

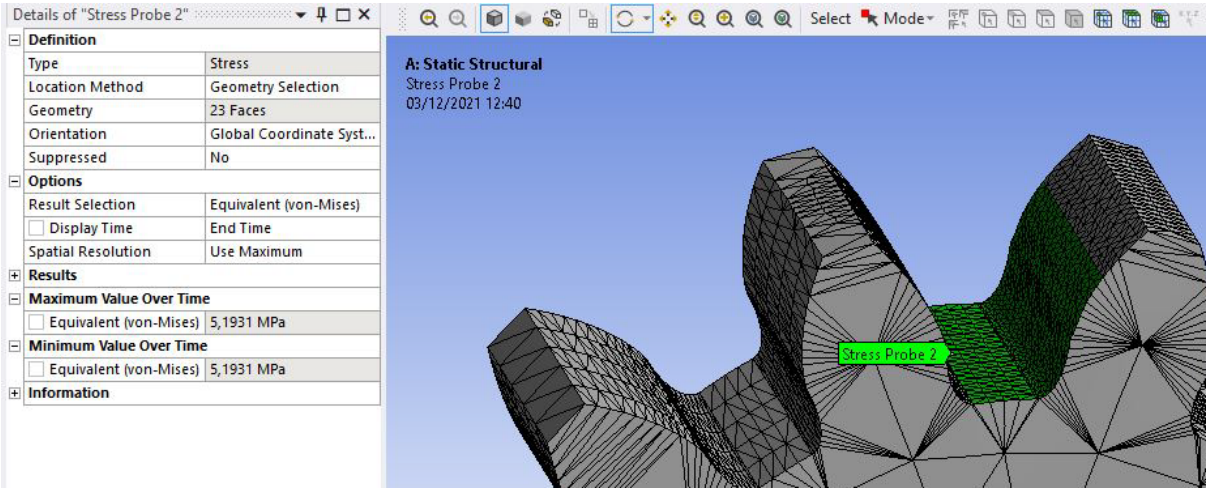
Para uma análise mais adequada sobre o critério de Lewis foi feita uma *Probe* análise no pé do dente da ECDR planetária e no sol respectivamente. Foram obtidos os valores de tensão de $3{,}967\ MPa$ no planeta e $5{,}1931\ MPa$ no sol. Como é apresentado na Figura 86 e Figura 87.

Figura 86 – Probe na engrenagem planeta no cenário 1



Fonte: Autores

Figura 87 – Probe na engrenagem sol no cenário 1

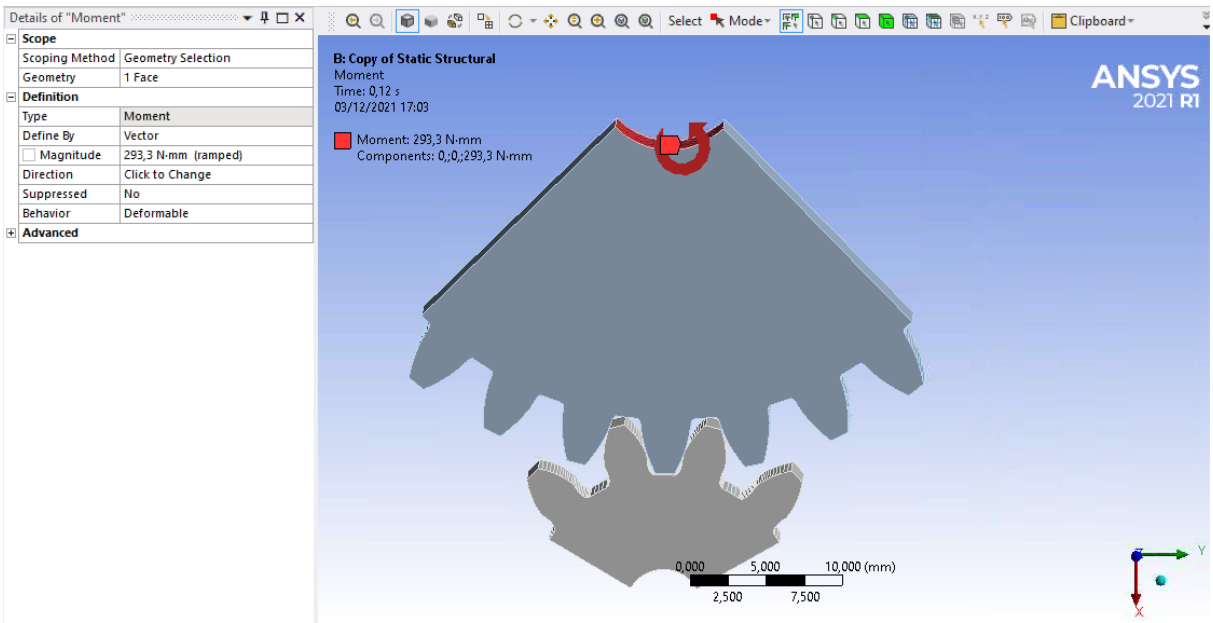


Fonte: Autores

8.2.2 Análise do cenário 2 (carregamento em 2 engrenagens)

Em seguida, foi realizada a configuração do torque aplicado na ECDR Planetária de forma que o carregamento total fosse dividido por 3. Essa configuração é mostrada na Figura 88.

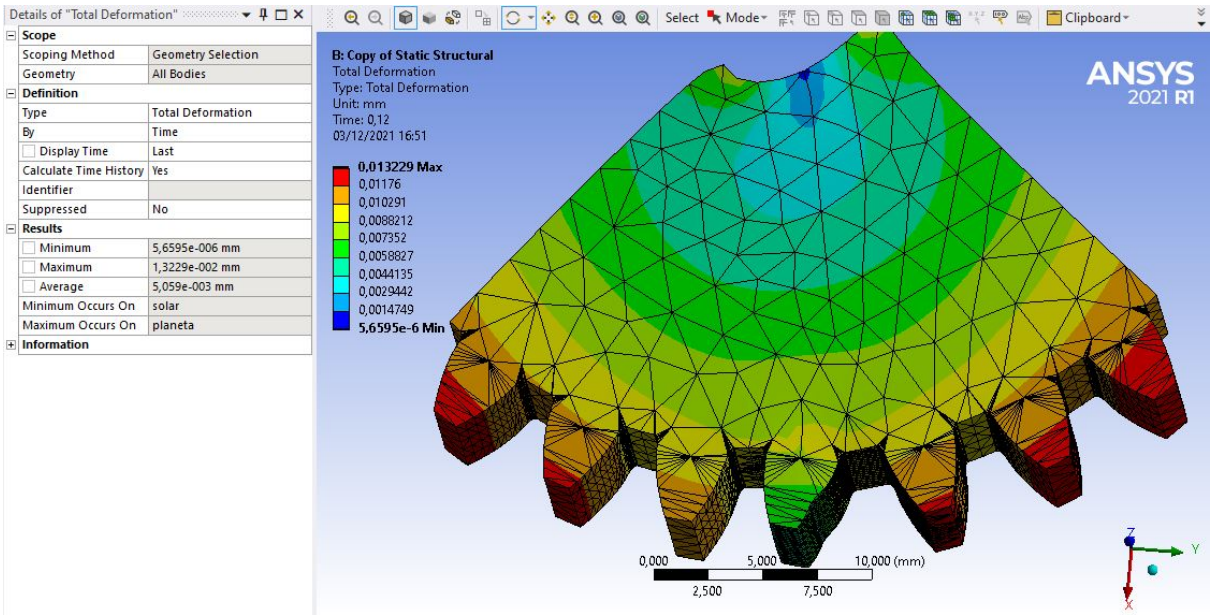
Figura 88 – Configuração de carregamento no cenário 2 para o engrenamento



Fonte: Autores

Após essas etapas executou-se o solver que apresentou resultados condizentes com a estrutura. Para a deformação o valor máximo obtido foi de $13{,}229\ x\ 10^{-3}\ mm$. Essa deformação é mostrada na Figura 89.

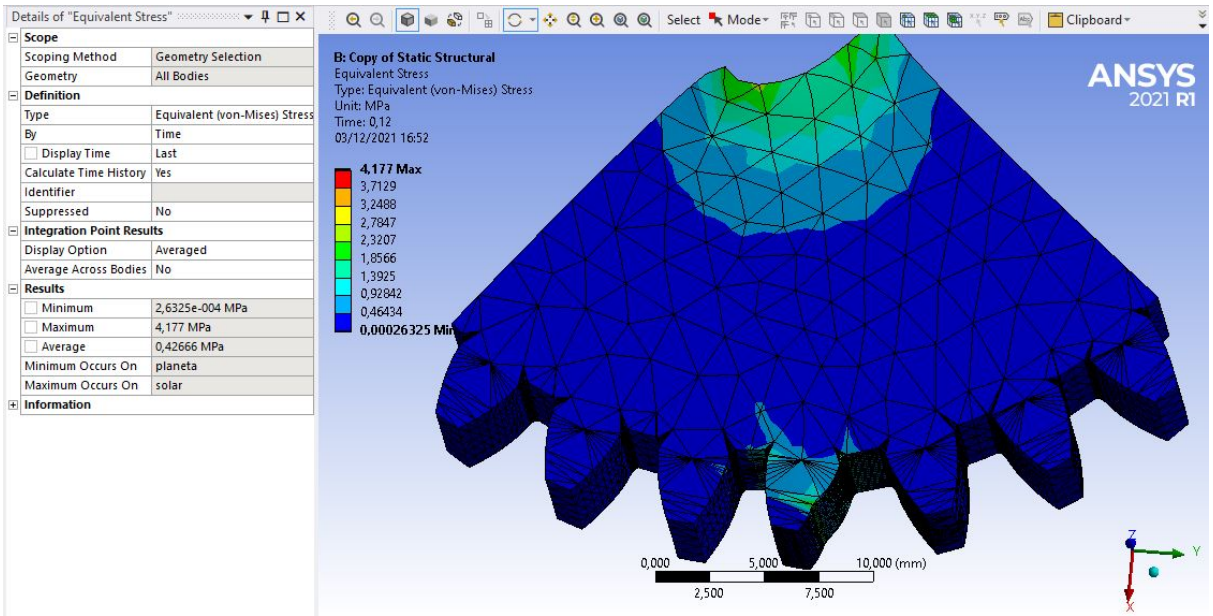
Figura 89 – Deformação no cenário 2 para o engrenamento



Fonte: Autores

O valor máximo de tensão Von Misses encontrado foi de 4,177 MPa. Esse valor é considerado aceitável para o material. Uma representação dessa análise é mostrada na Figura 90.

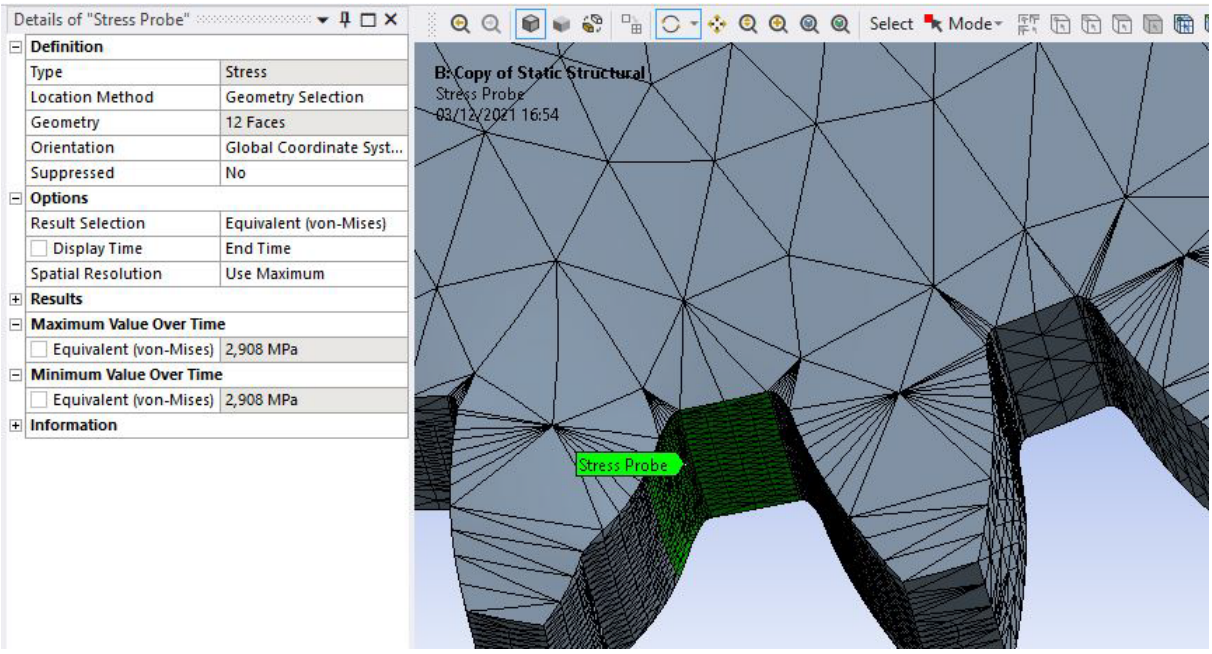
Figura 90 – Tensão de Von Misses no cenário 2 para o engrenamento



Fonte: Autores

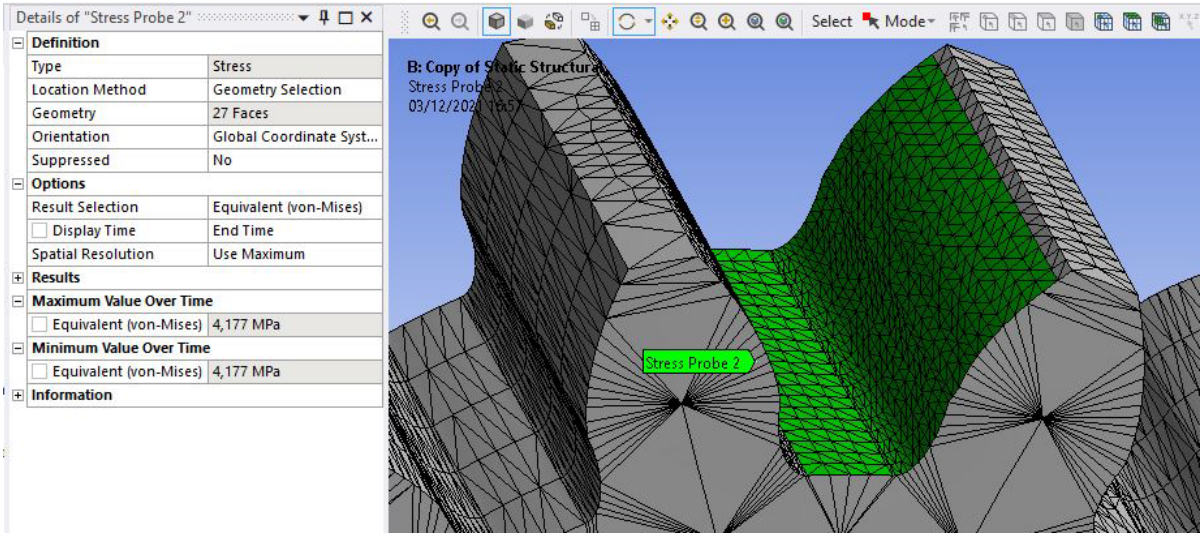
Para uma análise mais adequada sobre o critério de Lewis foi feita uma *Probe* analise no pé do dente da ECDR planetária e na sol respectivamente. Foram obtidos os valores de tensão de $2{,}908\ MPa$ na engrenagem planeta e $4{,}177\ MPa$ na engrenagem sol. Como apresentado na Figura 91 e Figura 92.

Figura 91 – Probe na engrenagem planeta no cenário 2



Fonte: Autores

Figura 92 – Probe na engrenagem sol no cenário 1



Fonte: Autores

Nossas analise se concentraram mais na ECDR planetária pelo fato de ser o componente mais frágil do sistema de transmissão.

9 OBSERVAÇÕES E DISCUSSÃO

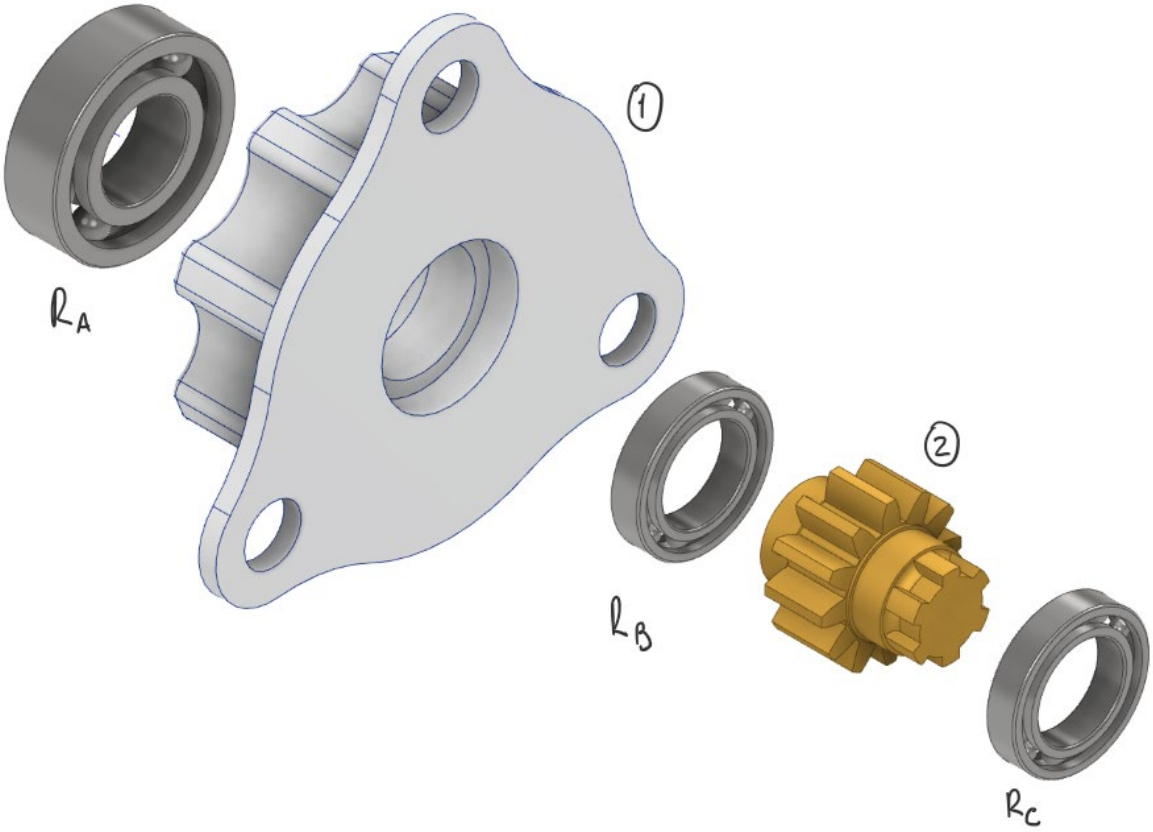
Nesse capítulo são apresentadas algumas observações relevantes ao projeto e propostas discussões que podem ser consideradas como próximos de execução.

9.1 PROTÓTIPO

Uma das principais observações notadas nesse projeto, foi a complexidade para se obter dados numéricos precisos para os cálculos propostos. As hipóteses adotadas para os cálculos do projeto possibilitavam o dimensionamento dos componentes, mas em algumas situações forneciam valores imprecisos para outros cálculos do mesmo sistema.

Toma-se como exemplo o desenvolvimento das engrenagens planetárias, nessa parte do sistema levou-se em consideração a necessidade de se obter uma alta relação de transmissão com economia de espaço dentro da carcaça. Como o projeto é relativamente pequeno – se comparado a elementos mecânicos de transmissão de automóveis por exemplo – alguns componentes tiveram que ser acoplados diretamente a outros e adaptações geométricas foram feitas, conforme apresentado na Figura 93.

Figura 93 – Adaptação para fixação do eixo e engrenagem sol da planetária



Fonte: Autores

No exemplo da Figura 93, a catraca foi modela diretamente no eixo de entrada (1), e o rolamento R_B, além de não estar totalmente restringido, também serve como apoio para o próximo eixo. Essa configuração deixa claro que o modelo cálculo utilizado para obtenção das forças do rolamento não está 100% correto. Uma vez que esse modelo leva em consideração que os 2 rolamentos do eixo estão restringidos radialmente. De toda forma, desenvolver um modelo matemático de cálculo para cada tipo de situação exigiria muito tempo e trabalho.

A forma mais eficaz de obter respostas precisas para questões desse tipo seria construir um protótipo físico do projeto, descobrir possíveis falhas e então corrigir essas falhas por tentativa e erro. Uma vez que a engenharia conta com ferramentas de alto-nível para prototipagem, como impressão 3D e construção de peças complexas em centros de usinagem, adotar a construção de protótipos ajudaria a solucionar os possíveis problemas.

O exemplo apresentado na Figura 93 ilustra um caso em que os modelos matemáticos utilizados no curso da engenharia mecânica da FEI não atendem exatamente a necessidade desse projeto. Assim foram mapeadas algumas situações desse projeto que a construção de protótipos ajudaria a resolver, conforme apresentado nos subtópicos 9.1.1, 9.1.2 e 9.1.3.

9.1.1 Engrenagens

Os valores de dimensionamento para engrenagens foram obtidos a partir da adaptação de modelo de cálculo de ECDR, esses valores foram checados pelos critérios de Lewis & Hertz e por dimensionamento em software. Porém, como afirmam Bernd & Jim (2018), as engrenagens planetárias possuem a vantagens de suportarem mais carregamentos (relativos) com uma relação de transmissão maior que o suportado por ECDRs. Para verificar essa afirmação, o protótipo das engrenagens planetárias pode ser feito com materiais diferentes, um deles sendo plástico (ABS, Nylon ou PET). Algumas baterias de teste de fadiga no protótipo em funcionamento ajudariam a verificar se o sistema construído com plástico atende as necessidades e não falhará.

Esse mesmo critério pode ser adotado para o estágio 3 de transmissão, que possuem ECDRs.

9.1.2 Polias

O dimensionamento das polias demonstrou a necessidade de ser usado 0,002 correias para transmitir a rotação e potência necessária no último estágio de transmissão. Esse valor mostra que a menor correia trapezoidal de menor sessão transversal da norma DIN utilizada está "superdimensionada". Dessa forma, ao invés de se utilizar correias e polias normalizadas, poderia ser utilizado polias com correias por "corda", onde essa corda poderia ser de nylon por exemplo. Essa hipótese visa diminuir os custos de fabricação do projeto, mas novamente, como não existe uma norma para esse tipo de "correia", a informação só pode ser validada através da construção do protótipo.

9.1.3 Seleção dos rolamentos e apoios

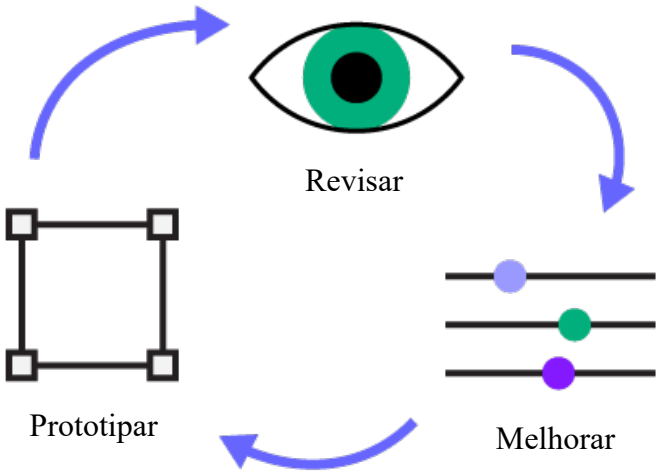
Os eixos principais que comportam os elementos de transmissão do projeto foram projetados para serem apoiados em rolamentos. Vale lembrar que o dimensionamento do rolamento foi feito para o caso mais extremo de transmissão. Uma hipótese gerada pelos autores é que em alguns locais específicos do projeto, pode não haver a necessidade desses rolamentos, fazendo a fixação apenas por contado direto do eixo, na carcaça ou até mesmo em buchas de bronze com sessão transversal fina. Novamente, como modelar matematicamente esses cenários levaria muito tempo, a forma mais fácil de verificar a hipótese é pela construção do protótipo.

9.2 VIABILIDADE ECONÔMICA, CONSTRUÇÃO E DISTRIBUIÇÃO

Uma das premissas iniciais desse trabalho é permitir que o projeto proposto seja viável economicamente em toda sua cadeia, desde a construção, até a distribuição para as áreas de interesse. Por se tratar de um projeto de alta complexidade, o orçamento para construção não faz parte do escopo do trabalho, porém algumas informações podem ser levadas em consideração e serem usadas em trabalhos futuros.

Conforme destacado no começo dessa sessão, o projeto, layout e dimensionamento propostos foram a primeira parte de engenharia para solucionar o problema estudado, porém o resultado obtido somente pode ser validado através de prototipagem. Uma das muitas vantagens da prototipagem é justamente reconstruir várias vezes o mesmo projeto, para corrigir falhas e aplicar melhorias. O processo a ser aplicado é cíclico, conforme apresentado na Figura 94.

Figura 94 – Ciclo proposto para prototipagem do projeto



Fonte: Autores

Esse conceito pode ser aplicado à esse projeto, para viabilizar economicamente e ambientalmente o produto a ser construído e distribuído. Vale ressaltar que as alternativas propostas no capítulo 9.1 podem e devem ser aplicadas visando obter um produto mais barato, seja pelo uso de matérias mais simples, seja melhorando os processos de fabricação do produto. Isso permitiria a fabricação e distribuição em massa, com valores coerentes no mercado.

10 CONCLUSÃO

Um dos maiores conceitos debatidos no mundo moderno é a utilização de energia e a criação de meios para obter energia elétrica de maneiras não danosas à natureza. Nota-se um papel fundamental da engenharia nesse debate. Os engenheiros são os principais responsáveis por pesquisar e desenvolver os equipamentos responsáveis por obter energia para a humanidade, desde as fontes fósseis até as fontes renováveis.

Nesse trabalho, diversas etapas da engenharia foram seguidas, desde a pesquisa, idealização e desenvolvimento de um projeto de equipamento mecânico que converte energia potencial gravitacional em energia elétrica. Um equipamento que visa difundir a utilização consciente de energia e ajudar pessoas de regiões isoladas que não possuem acesso a redes de energia elétrica.

Durante a etapa de idealização, notou-se a dificuldade de encontrar fontes, referências e embasamento teórico para suportar a proposta do projeto, uma vez que a maior parte da energia elétrica gerada globalmente vem de hidroelétricas, termoelétricas e usinas eólicas, os projetos de engenharia conceituados e disponíveis na academia são voltados para essas áreas.

Esse foi o maior desafio encontrado pelos autores, o de calcular, dimensionar, e projetar o sistema que atende aos conceitos propostos no início do projeto, bem como viabilizar a construção e distribuição do equipamento.

Os resultados obtidos através dos desenhos técnicos e das informações de construção do equipamento demonstram a mentalidade que os engenheiros devem possuir para adotar medidas, tomar decisões e fazer escolhas para concluir um objetivo, seja por meio de estudo ou tentativa e erro.

Assim, de movo geral a principal conclusão que pôde ser obtida é que as etapas de o estudo, pesquisa, cálculo e dimensionamento são essenciais para desenvolver um equipamento, e ajudam a poupar tempo e dinheiro. Porém essas etapas não resolvem totalmente o projeto de um equipamento com a complexidade e inovação propostos, sendo necessário um protótipo para validar esse projeto.

Como próximas etapas e trabalhos futuros, fica então a sugestão de construção de vários protótipos, variando opções de matérias, opções de design e testes de utilização do equipamento proposto para chegar então na versão ótima que possa ser construída, distribuída e utilizada.

REFERÊNCIAS

ALLDATASHEET. 2021. **TLME3100:** High Intensity SMD LED High Intensity SMD LED. Disponível em: https://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/26488/VISHAY/TLME3100.html. Acesso em: 06 dez 2021.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da tecnologia** CAE. Editora Saraiva, 2018.

DINIZ ALVES, José Eustáquio. S**. Fontes renováveis devem responder por 50% da energia global até 2050**: As energias renováveis continuam apresentando bom desempenho e ocupando um espaço cada vez maior na matriz energética. Ecodebate, [S. l.], p. 1-2, 2 ago. 2019. Disponível em: https://www.ecodebate.com.br/2019/08/02/as-fontes-renovaveis-devem-responder-por-50-da-energia-global-ate-2050-artigo-de-jose-eustaquio-diniz-alves/. Acesso em: 26 abr. 2021.

EPE. **Matriz Energética e Elétrica**. [S. l.], 30 set. 2020. Disponível em: https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica. Acesso em: 29 abr. 2021.

INCOMPLAST POLÍMEROS E METAIS LTDA (Rio de Janeiro). NYLON (PA). [20--]. Disponível em: https://incomplast.com.br/nylonpa/. Acesso em: 04 out. 2021.

JÚNIOR, A; BARROS, R. **Elementos de Máquinas**. São Bernardo, 2017.

MALUF FILHO, William Manjud. **Triedro de projetos**: elementos de máquinas. Elementos de máquinas. 2020. Disponível em: https://youtu.be/R_ZC1twvPKc. Acesso em: 15 out. 2021.

NEOYAMA. 2021. **Micromotor dc com caixa de redução**. Disponível em: https://cdn.awsli.com.br/78/78150/arquivos/motor-dc-akiyama-com-caixa-de-reducao-5v-330rpm.pdf. Acesso em: 12 ago 2021.

PLANETARY Gear Simulator. [20--]. Disponível em: http://www.thecatalystis.com/gears/. Acesso em: 02 out. 2021.

SANTOS DO NASCIMENTO, Raphael; MUCIO ALVES, Geziele Mucio Alves. **Fontes alternativas e renováveis de energia no brasil**: métodos e benefícios ambientais. Educação e ciência, [S. l.], p. 1-6, 30 out. 2016. Disponível em: http://www.inicepg.univap.br/cd/INIC_2016/anais/arquivos/0859_1146_01.pdf. Acesso em: 29 abr. 2021.

SANTOS, Paola Ribas Gonçalves dos; FLORENTINO, Maria Caroliny Camargo; BASTOS, Jhennyfer Lopes Cerqueira; TREVISAN, Giselle Vanessa. **Fontes renováveis e não renováveis geradoras de energia elétrica no brasil**. MICIT, [S. l.], p. 1-5, 11 nov. 2015. Disponível em: http://eventos.ifc.edu.br/micti/wp-content/uploads/sites/5/2015/10/FONTES-RENOV%C3%81VEIS-E-N%C3%83O-RENOV%C3%81VEIS-GERADORAS-DE-ENERGIA-EL%C3%89TRICA-NO-BRASIL.pdf. Acesso em: 11 maio 2021.

SÖNNICHSEN, N. **Global electricity market**: statistics & facts. In: SÖNNICHSEN, N. Global electricity market - statistics & facts. [S. l.], 1 dez. 2020. Disponível em: https://www.statista.com/topics/6462/global-electricity/#dossierSummary. Acesso em: 26 maio 2021.

STOEBER, Bernd; SCHUMACHER, Jim. **Gear efficiency:** Key to lower drive cost. 2000. Disponível em: <https://www.machinedesign.com/mechanical-drives/gear-efficiency-key-lower-drive-cost>. Acesso em: 12 nov. 2018

TIOMNO TOLMASQUIM, Mauricio. **Perspectivas e planejamento do setor energético no Brasil**., [s. l.], 2012. Disponível em: https://www.scielo.br/j/ea/a/jt7HSqtLSBMhyTgGYQgzqpn/?lang=pt&format=pdf. Acesso em: 29 abr. 2021.

Wang, Chun-chao; Wang, Yuh-suiang. 2009. **Gravity Power Generation Mechanism**. Estados Unidos. 20090115195. Disponível em: https://www.freepatentsonline.com/y2009/0115195.html. Acesso em: 23 ago 2021.

APÊNDICE I – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ANEL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA

Gerador de componentes de engrenagens retas (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

18-Nov-21

Informação de projeto

Guia

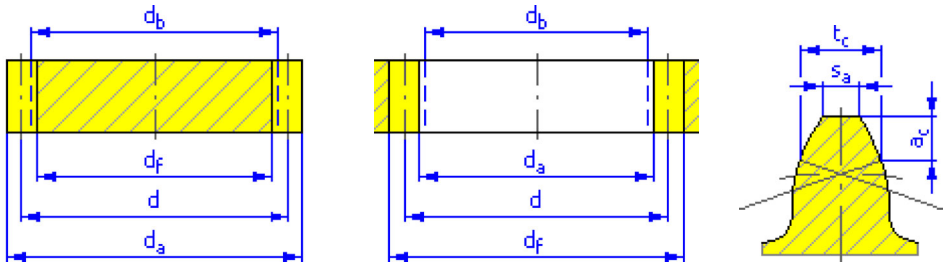
Guia de projeto - Correção da unidade total
Guia de correções unitárias - Usuário
Tipo de cálculo de carga - Cálculo de torque para a potência e velocidade especificadas
Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo
Método de cálculo de resistência - ISO 6336:1996

Parâmetros comuns

Engrenagens

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Tipo de modelo		Sem modelo	Componente
Número de dentes	z	28 s_m	68 s_m
Correção de unidades	x	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Diâmetro do flanco	d	49.000 mm	119.000 mm
Diâmetro externo	d_a	52.500 mm	115.500 mm
Diâmetro raiz	d_f	44.625 mm	123.375 mm
Diâmetro circular de base	d_b	46.045 mm	111.823 mm
Diâmetro do flanco de trabalho	d_w	49.000 mm	119.000 mm
Largura da face	b	10.000 mm	10.000 mm
Coeficiente de largura de face	b_r	0.2041 s_m	0.0840 s_m
Adendo	a*	1.0000 s_m	1.0000 s_m
Passagem	c*	0.2500 s_m	0.2500 s_m
Arredondamento da raiz	r_f*	0.3500 s_m	0.3500 s_m
Espessura do dente	s	2.749 mm	2.749 mm
Espessura do dente tangencial	s_t	2.749 mm	2.749 mm
Espessura cordal	t_c	2.427 mm	2.427 mm
Adendo cordal	a_c	1.308 mm	1.308 mm
Cota cordal	W	18.768 mm	40.413 mm
Dentes de cotas cordais	z_w	4.000 s_m	8.000 s_m
Cota sobre (entre) fios	M	53.128 mm	114.728 mm
Diâmetro de fio	d_M	3.000 mm	3.000 mm
Desvio limite do ângulo de hélice	F_β	0.0090 mm	0.0095 mm
Oscilação circunferencial radial limite	F_r	0.0160 mm	0.0210 mm
Desvio limite do passo axial	f_{pt}	0.0070 mm	0.0075 mm
Desvio limite do passo básico	f_{pb}	0.0066 mm	0.0070 mm
Número virtual de dentes	z_v	28.000 s_m	68.000 s_m
Diâmetro do flanco virtual	d_n	49.000 mm	119.000 mm
Diâmetro externo virtual	d_{an}	52.500 mm	115.500 mm
Diâmetro de círculo de base virtual	d_{bn}	46.045 mm	111.823 mm
Correção de unidades sem afunilamento	x_z	0.2086 s_m	
Correção de unidades sem rebaixo	x_p	-0.6180 s_m	
Correção de unidades com rebaixo admitida	x_d	-0.7879 s_m	
Truncamento adendo	k	-0.0000 s_m	-0.0000 s_m
Unidade de espessura do dente externo	s_a	0.7310 s_m	0.5683 s_m

Ângulo de pressão na ponta	α_a	28.7119 grau	14.4953 grau



Cargas

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P	0.000 kW	0.000 kW
Velocidade	n	0.35 rpm	0.14 rpm
Torque	T	2.728 N m	6.427 N m
Eficiência	η	0.970 s_m	
Força radial	F_r	40.532 N	
Força tangencial	F_t	111.362 N	
Força axial	F_a	0.000 N	
Força normal	F_n	118.509 N	
Velocidade circunferencial	v	0.001 m_s	
Velocidade de ressonância	n_{E1}	19745.372 rpm	

Material

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
		A576-1060	37MnSi5
Resistência máxima à tração	S_u	660 MPa	880 MPa
Resistência à escoamento	S_y	380 MPa	635 MPa
Módulo de elasticidade	E	206000 MPa	206000 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0.300 s_m	0.300 s_m
Limite de fadiga por vergadura	σ_{Flim}	410.0 MPa	493.0 MPa
Limite de fadiga por contato	σ_{Hlim}	520.0 MPa	658.0 MPa
Dureza dente macho	JHV	210 s_m	210 s_m
Dureza de lateral do dente	Voltagem muito alta	650 s_m	550 s_m
Número de base de ciclos de carga em vergadura	N_{Flim}	3000000 s_m	3000000 s_m
Número de base de ciclos de carga em contato	N_{Hlim}	50000000 s_m	50000000 s_m
Expoente de curva de Wöhler para vergadura	q_F	6.0 s_m	6.0 s_m
Expoente de curva de Wöhler para contato	q_H	10.0 s_m	10.0 s_m
Tipo de tratamento	tipo	0 s_m	0 s_m

Cálculo de resistência

Fatores de carga adicional

Fator de aplicação	K_A	1.200 s_m	
Fator dinâmico	K_{Hv}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de carga de face	$K_{H\beta}$	2.123 s_m	1.684 s_m
Fator de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1.471 s_m	1.581 s_m
Fator de sobrecarga única	K_{AS}	1.000 s_m	

Fatores de contato

Fator de elasticidade	Z_E	189.812 s_m
Fator de zona	Z_H	2.495 s_m
Fator de coeficiente de contato	Z_ε	0.825 s_m

Fator de contato de par único de dentes	Z_B	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Z_N	1.600 s_m	1.600 s_m
Fator de lubrificante	Z_L	0.937 s_m	
Fator de rugosidade	Z_R	1.000 s_m	
Fator de velocidade	Z_v	0.852 s_m	
Fator de ângulo de hélice	Z_β	1.000 s_m	
Fator de tamanho	Z_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de endurecimento a frio	Z_W	1.000 s_m	

Fatores de vergadura

Fator de forma	Y_{Fa}	2.582 s_m	2.062 s_m
Fator de correção de tensão	Y_{Sa}	1.626 s_m	2.529 s_m
Fator de dentes com entalhe de moagem	Y_{Sag}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de ângulo de hélice	Y_β	1.000 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Y_ε	0.633 s_m	
Fator de carga alternada	Y_A	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de tecnologia de produção	Y_T	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Y_N	1.558 s_m	1.806 s_m
Fator de sensibilidade de entalhe	Y_δ	1.205 s_m	1.193 s_m
Fator de tamanho	Y_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de superfície de raiz do dente	Y_R	1.000 s_m	

Resultados

Fator de segurança contra corrosão	S_H	2.403 s_m	3.041 s_m
Fator de segurança contra rompimento do dente	S_F	14.245 s_m	15.838 s_m
Segurança estática em contato	S_{Hst}	3.850 s_m	6.434 s_m
Segurança estática em vergadura	S_{Fst}	29.566 s_m	33.185 s_m
Verificar cálculo		**Positivo**	

Resumo de mensagens

7:16:09 PM Projeto: Engrenagem 1: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades sem afunilamento (x_z)

7:16:09 PM Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

APÊNDICE II – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA SOLAR E DO PLANETA DO PRIMEIRO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA

Gerador de componentes de engrenagens retas (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

18-Nov-21

Informação de projeto

Guia

Guia de projeto - Distância do centro
Guia de correções unitárias - Usuário
Tipo de cálculo de carga - Cálculo de torque para a potência e velocidade especificadas
Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo
Método de cálculo de resistência - ISO 6336:1996

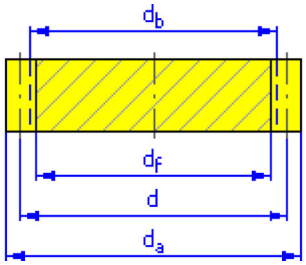
Parâmetros comuns

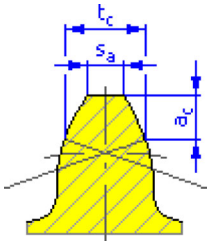
Coeficiente de engrenagem	i	2.3333 s_m
Coeficiente de engrenagem desejada	i_{in}	2.3333 s_m
Módulo	m	1.750 mm
Ângulo de hélice	β	0.0000 grau
Ângulo de pressão	α	20.0000 grau
Distância do centro	a_w	35.000 mm
Distância do centro do produto	a	35.000 mm
Correção da unidade total	Σx	0.0000 s_m
Passo circular	p	5.498 mm
Passo circular de base	p_{tb}	5.166 mm
Ângulo de pressão de funcionamento	α_w	20.0000 grau
Coeficiente de contato	ε	1.5292 s_m
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_x	0.0090 mm
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_y	0.0045 mm

Engrenagens

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dentes	z	12 s_m	28 s_m
Correção de unidades	x	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Diâmetro do flanco	d	21.000 mm	49.000 mm
Diâmetro externo	d_a	24.500 mm	52.500 mm
Diâmetro raiz	d_f	16.625 mm	44.625 mm
Diâmetro circular de base	d_b	19.734 mm	46.045 mm
Diâmetro do flanco de trabalho	d_w	21.000 mm	49.000 mm
Largura da face	b	10.000 mm	10.000 mm
Coeficiente de largura de face	b_r	0.4762 s_m	0.2041 s_m
Adendo	a*	1.0000 s_m	1.0000 s_m
Passagem	c*	0.2500 s_m	0.2500 s_m
Arredondamento da raiz	r_f*	0.3500 s_m	0.3500 s_m
Espessura do dente	s	2.749 mm	2.749 mm
Espessura do dente tangencial	s_t	2.749 mm	2.749 mm
Espessura cordal	t_c	2.427 mm	2.427 mm
Adendo cordal	a_c	1.308 mm	1.308 mm
Cota cordal	W	8.043 mm	18.768 mm
Dentes de cotas cordais	z_w	2.000 s_m	4.000 s_m
Cota sobre (entre) fios	M	25.049 mm	53.128 mm

Diâmetro de fio	d_M	3.000 mm	3.000 mm
Desvio limite do ângulo de hélice	F_β	0.0090 mm	0.0090 mm
Oscilação circunferencial radial limite	F_r	0.0160 mm	0.0160 mm
Desvio limite do passo axial	f_{pt}	0.0070 mm	0.0070 mm
Desvio limite do passo básico	f_{pb}	0.0066 mm	0.0066 mm
Número virtual de dentes	z_v	12.000 s_m	28.000 s_m
Diâmetro do flanco virtual	d_n	21.000 mm	49.000 mm
Diâmetro externo virtual	d_{an}	24.500 mm	52.500 mm
Diâmetro de círculo de base virtual	d_{bn}	19.734 mm	46.045 mm
Correção de unidades sem afunilamento	x_z	0.7183 s_m	0.2086 s_m
Correção de unidades sem rebaixo	x_p	0.3178 s_m	-0.6180 s_m
Correção de unidades com rebaixo admitida	x_d	0.1479 s_m	-0.7879 s_m
Truncamento adendo	k	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Unidade de espessura do dente externo	s_a	0.6209 s_m	0.7310 s_m
Ângulo de pressão na ponta	α_a	36.3462 grau	28.7119 grau





Cargas

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P	0.000 kW	0.000 kW
Velocidade	n	0.35 rpm	0.15 rpm
Torque	T	2.728 N m	6.175 N m
Eficiência	η	0.970 s_m	
Força radial	F_r	94.576 N	
Força tangencial	F_t	259.845 N	
Força axial	F_a	0.000 N	
Força normal	F_n	276.521 N	
Velocidade circunferencial	v	0.000 m_s	
Velocidade de ressonância	n_{E1}	97460.420 rpm	

Material

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
		A576-1060	37MnSi5
Resistência máxima à tração	S_u	660 MPa	880 MPa
Resistência à escoamento	S_y	380 MPa	635 MPa
Módulo de elasticidade	E	206000 MPa	206000 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0.300 s_m	0.300 s_m
Limite de fadiga por vergadura	σ_{Flim}	410.0 MPa	493.0 MPa
Limite de fadiga por contato	σ_{Hlim}	520.0 MPa	658.0 MPa
Dureza dente macho	JHV	210 s_m	210 s_m
Dureza de lateral do dente	Voltagem muito alta	650 s_m	550 s_m
Número de base de ciclos de carga em vergadura	N_{Flim}	3000000 s_m	3000000 s_m
Número de base de ciclos de carga em contato	N_{Hlim}	50000000 s_m	50000000 s_m
Expoente de curva de Wöhler para vergadura	q_F	6.0 s_m	6.0 s_m
Expoente de curva de Wöhler para contato	q_H	10.0 s_m	10.0 s_m
Tipo de tratamento	tipo	0 s_m	0 s_m

Cálculo de resistência

Fatores de carga adicional

Fator de aplicação	K_A	1.200 s_m	
Fator dinâmico	K_{Hv}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de carga de face	$K_{H\beta}$	1.385 s_m	1.253 s_m
Fator de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1.085 s_m	1.085 s_m
Fator de sobrecarga única	K_{AS}	1.000 s_m	

Fatores de contato

Fator de elasticidade	Z_E	189.812 s_m	
Fator de zona	Z_H	2.495 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Z_ε	0.908 s_m	
Fator de contato de par único de dentes	Z_B	1.206 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Z_N	1.600 s_m	1.600 s_m
Fator de lubrificante	Z_L	0.937 s_m	
Fator de rugosidade	Z_R	1.000 s_m	
Fator de velocidade	Z_v	0.851 s_m	
Fator de ângulo de hélice	Z_β	1.000 s_m	
Fator de tamanho	Z_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de endurecimento a frio	Z_W	1.000 s_m	

Fatores de vergadura

Fator de forma	Y_{Fa}	3.503 s_m	2.582 s_m
Fator de correção de tensão	Y_{Sa}	1.457 s_m	1.626 s_m
Fator de dentes com entalhe de moagem	Y_{Sag}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de ângulo de hélice	Y_β	1.000 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Y_ε	0.740 s_m	
Fator de carga alternada	Y_A	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de tecnologia de produção	Y_T	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Y_N	1.558 s_m	1.794 s_m
Fator de sensibilidade de entalhe	Y_δ	1.196 s_m	1.105 s_m
Fator de tamanho	Y_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de superfície de raiz do dente	Y_R	1.000 s_m	

Resultados

Fator de segurança contra corrosão	S_H	0.717 s_m	1.095 s_m
Fator de segurança contra rompimento do dente	S_F	8.337 s_m	12.966 s_m
Segurança estática em contato	S_{Hst}	1.149 s_m	2.317 s_m
Segurança estática em vergadura	S_{Fst}	17.432 s_m	29.347 s_m
Verificar cálculo		**Negativo**	

Resumo de mensagens

7:11:58 PM Projeto: Engrenagem 1: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades com rebaixo admitida (x_d)

7:11:58 PM Projeto: O número de dentes é proporcional: impossibilitando que os mesmos dentes sejam incorporados com relativa regularidade.

7:11:58 PM Projeto: Engrenagem 2: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades sem afunilamento (x_z)

7:11:58 PM Cálculo: O cálculo indica uma falha de projeto.

APÊNDICE III – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO ANEL DO SEGUNDO ESTÁGIO DA ENGRENAGEM PLANETÁRIA

Gerador de componentes de engrenagens retas (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

01-Dec-21

Informação de projeto

Guia

Guia de projeto - Correção da unidade total
Guia de correções unitárias - Usuário
Tipo de cálculo de carga - Cálculo de torque para a potência e velocidade especificadas
Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo
Método de cálculo de resistência - ISO 6336:1996

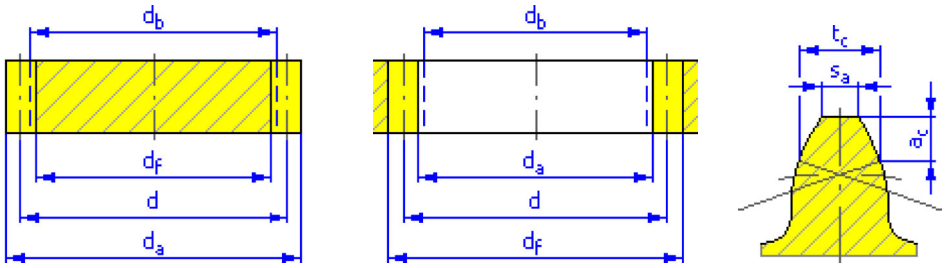
Parâmetros comuns

Coeficiente de engrenagem	i	2.4286 s_m
Coeficiente de engrenagem desejada	i_{in}	2.4286 s_m
Módulo	m	1.500 mm
Ângulo de hélice	β	0.0000 grau
Ângulo de pressão	α	20.0000 grau
Distância do centro	a_w	30.000 mm
Distância do centro do produto	a	30.000 mm
Correção da unidade total	Σx	-0.0000 s_m
Passo circular	p	4.712 mm
Passo circular de base	p_{tb}	4.428 mm
Ângulo de pressão de funcionamento	α_w	20.0000 grau
Coeficiente de contato	ε	1.9601 s_m
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_x	0.0090 mm
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_y	0.0045 mm

Engrenagens

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Tipo de modelo		Sem modelo	Componente
Número de dentes	z	28 s_m	68 s_m
Correção de unidades	x	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Diâmetro do flanco	d	42.000 mm	102.000 mm
Diâmetro externo	d_a	45.000 mm	99.000 mm
Diâmetro raiz	d_f	38.250 mm	105.750 mm
Diâmetro circular de base	d_b	39.467 mm	95.849 mm
Diâmetro do flanco de trabalho	d_w	42.000 mm	102.000 mm
Largura da face	b	10.000 mm	10.000 mm
Coeficiente de largura de face	b_r	0.2381 s_m	0.0980 s_m
Adendo	a*	1.0000 s_m	1.0000 s_m
Passagem	c*	0.2500 s_m	0.2500 s_m
Arredondamento da raiz	r_f*	0.3500 s_m	0.3500 s_m
Espessura do dente	s	2.356 mm	2.356 mm
Espessura do dente tangencial	s_t	2.356 mm	2.356 mm
Espessura cordal	t_c	2.081 mm	2.081 mm
Adendo cordal	a_c	1.121 mm	1.121 mm
Cota cordal	W	16.087 mm	34.640 mm
Dentes de cotas cordais	z_w	4.000 s_m	8.000 s_m
Cota sobre (entre) fios	M	46.989 mm	98.636 mm

Diâmetro de fio	d_M	3.000 mm	2.500 mm
Desvio limite do ângulo de hélice	F_β	0.0090 mm	0.0095 mm
Oscilação circunferencial radial limite	F_r	0.0160 mm	0.0210 mm
Desvio limite do passo axial	f_{pt}	0.0070 mm	0.0075 mm
Desvio limite do passo básico	f_{pb}	0.0066 mm	0.0070 mm
Número virtual de dentes	z_v	28.000 s_m	68.000 s_m
Diâmetro do flanco virtual	d_n	42.000 mm	102.000 mm
Diâmetro externo virtual	d_{an}	45.000 mm	99.000 mm
Diâmetro de círculo de base virtual	d_{bn}	39.467 mm	95.849 mm
Correção de unidades sem afunilamento	x_z	0.2086 s_m	
Correção de unidades sem rebaixo	x_p	-0.6180 s_m	
Correção de unidades com rebaixo admitida	x_d	-0.7879 s_m	
Truncamento adendo	k	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Unidade de espessura do dente externo	s_a	0.7310 s_m	0.5683 s_m
Ângulo de pressão na ponta	α_a	28.7119 grau	14.4953 grau



Cargas

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P	0.000 kW	0.000 kW
Velocidade	n	2.36 rpm	0.97 rpm
Torque	T	0.405 N m	0.954 N m
Eficiência	η	0.970 s_m	
Força radial	F_r	7.019 N	
Força tangencial	F_t	19.284 N	
Força axial	F_a	0.000 N	
Força normal	F_n	20.522 N	
Velocidade circunferencial	v	0.005 m_s	
Velocidade de ressonância	n_{E1}	23036.267 rpm	

Material

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
		A576-1060	37MnSi5
Resistência máxima à tração	S_u	660 MPa	880 MPa
Resistência à escoamento	S_y	380 MPa	635 MPa
Módulo de elasticidade	E	206000 MPa	206000 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0.300 s_m	0.300 s_m
Limite de fadiga por vergadura	σ_{Flim}	410.0 MPa	493.0 MPa
Limite de fadiga por contato	σ_{Hlim}	520.0 MPa	658.0 MPa
Dureza dente macho	JHV	210 s_m	210 s_m
Dureza de lateral do dente	Voltagem muito alta	650 s_m	550 s_m
Número de base de ciclos de carga em vergadura	N_{Flim}	3000000 s_m	3000000 s_m
Número de base de ciclos de carga em contato	N_{Hlim}	50000000 s_m	50000000 s_m
Expoente de curva de Wöhler para vergadura	q_F	6.0 s_m	6.0 s_m
Expoente de curva de Wöhler para contato	q_H	10.0 s_m	10.0 s_m
Tipo de tratamento	tipo	0 s_m	0 s_m

Cálculo de resistência

Fatores de carga adicional

Fator de aplicação	K_A	1.200 s_m	
Fator dinâmico	K_{Hv}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de carga de face	$K_{H\beta}$	4.093 s_m	2.653 s_m
Fator de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1.471 s_m	1.581 s_m
Fator de sobrecarga única	K_{AS}	1.000 s_m	

Fatores de contato

Fator de elasticidade	Z_E	189.812 s_m	
Fator de zona	Z_H	2.495 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Z_ε	0.825 s_m	
Fator de contato de par único de dentes	Z_B	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Z_N	1.428 s_m	1.561 s_m
Fator de lubrificante	Z_L	0.937 s_m	
Fator de rugosidade	Z_R	1.000 s_m	
Fator de velocidade	Z_v	0.854 s_m	
Fator de ângulo de hélice	Z_β	1.000 s_m	
Fator de tamanho	Z_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de endurecimento a frio	Z_W	1.000 s_m	

Fatores de vergadura

Fator de forma	Y_{Fa}	2.582 s_m	2.062 s_m
Fator de correção de tensão	Y_{Sa}	1.626 s_m	2.529 s_m
Fator de dentes com entalhe de moagem	Y_{Sag}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de ângulo de hélice	Y_β	1.000 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Y_ε	0.633 s_m	
Fator de carga alternada	Y_A	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de tecnologia de produção	Y_T	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Y_N	1.133 s_m	1.314 s_m
Fator de sensibilidade de entalhe	Y_δ	1.223 s_m	1.210 s_m
Fator de tamanho	Y_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de superfície de raiz do dente	Y_R	1.000 s_m	

Resultados

Fator de segurança contra corrosão	S_H	3.447 s_m	4.766 s_m
Fator de segurança contra rompimento do dente	S_F	33.056 s_m	36.726 s_m
Segurança estática em contato	S_{Hst}	6.169 s_m	10.309 s_m
Segurança estática em vergadura	S_{Fst}	67.592 s_m	75.866 s_m
Verificar cálculo		**Positivo**	

Resumo de mensagens

1:39:20 PM Projeto: Engrenagem 1: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades sem afunilamento (x_z)

1:39:20 PM Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

APÊNDICE IV – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA SOLAR E DO PLANETA DO SEGUNDO ESTÁGIO DA PLANETÁRIA

Gerador de componentes de engrenagens retas (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

01-Dec-21

Informação de projeto

Guia

Guia de projeto - Correção da unidade total
Guia de correções unitárias - Usuário
Tipo de cálculo de carga - Cálculo de torque para a potência e velocidade especificadas
Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo
Método de cálculo de resistência - ISO 6336:1996

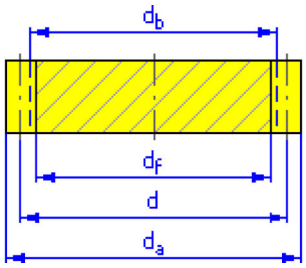
Parâmetros comuns

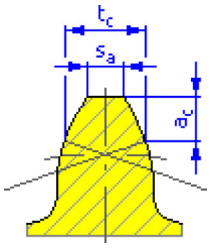
Coeficiente de engrenagem	i	2.3333 s_m
Coeficiente de engrenagem desejada	i_{in}	2.3333 s_m
Módulo	m	1.500 mm
Ângulo de hélice	β	0.0000 grau
Ângulo de pressão	α	20.0000 grau
Distância do centro	a_w	30.000 mm
Distância do centro do produto	a	30.000 mm
Correção da unidade total	Σx	0.0000 s_m
Passo circular	p	4.712 mm
Passo circular de base	p_{tb}	4.428 mm
Ângulo de pressão de funcionamento	α_w	20.0000 grau
Coeficiente de contato	ε	1.5292 s_m
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_x	0.0085 mm
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_y	0.0042 mm

Engrenagens

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dentes	z	12 s_m	28 s_m
Correção de unidades	x	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Diâmetro do flanco	d	18.000 mm	42.000 mm
Diâmetro externo	d_a	21.000 mm	45.000 mm
Diâmetro raiz	d_f	14.250 mm	38.250 mm
Diâmetro circular de base	d_b	16.914 mm	39.467 mm
Diâmetro do flanco de trabalho	d_w	18.000 mm	42.000 mm
Largura da face	b	10.000 mm	10.000 mm
Coeficiente de largura de face	b_r	0.5556 s_m	0.2381 s_m
Adendo	a^*	1.0000 s_m	1.0000 s_m
Passagem	c^*	0.2500 s_m	0.2500 s_m
Arredondamento da raiz	r_f^*	0.3500 s_m	0.3500 s_m
Espessura do dente	s	2.356 mm	2.356 mm
Espessura do dente tangencial	s_t	2.356 mm	2.356 mm
Espessura cordal	t_c	2.081 mm	2.081 mm
Adendo cordal	a_c	1.121 mm	1.121 mm
Cota cordal	W	6.894 mm	16.087 mm
Dentes de cotas cordais	z_w	2.000 s_m	4.000 s_m
Cota sobre (entre) fios	M	22.784 mm	46.989 mm

Diâmetro de fio	d_M	3.000 mm	3.000 mm
Desvio limite do ângulo de hélice	F_β	0.0085 mm	0.0090 mm
Oscilação circunferencial radial limite	F_r	0.0130 mm	0.0160 mm
Desvio limite do passo axial	f_{pt}	0.0065 mm	0.0070 mm
Desvio limite do passo básico	f_{pb}	0.0061 mm	0.0066 mm
Número virtual de dentes	z_v	12.000 s_m	28.000 s_m
Diâmetro do flanco virtual	d_n	18.000 mm	42.000 mm
Diâmetro externo virtual	d_{an}	21.000 mm	45.000 mm
Diâmetro de círculo de base virtual	d_{bn}	16.914 mm	39.467 mm
Correção de unidades sem afunilamento	x_z	0.7183 s_m	0.2086 s_m
Correção de unidades sem rebaixo	x_p	0.3178 s_m	-0.6180 s_m
Correção de unidades com rebaixo admitida	x_d	0.1479 s_m	-0.7879 s_m
Truncamento adendo	k	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Unidade de espessura do dente externo	s_a	0.6209 s_m	0.7310 s_m
Ângulo de pressão na ponta	α_a	36.3462 grau	28.7119 grau





Cargas

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P	0.000 kW	0.000 kW
Velocidade	n	2.36 rpm	1.01 rpm
Torque	T	0.405 N m	0.917 N m
Eficiência	η	0.970 s_m	
Força radial	F_r	16.378 N	
Força tangencial	F_t	44.997 N	
Força axial	F_a	0.000 N	
Força normal	F_n	47.885 N	
Velocidade circunferencial	v	0.002 m_s	
Velocidade de ressonância	n_{E1}	113703.824 rpm	

Material

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
		A576-1060	37MnSi5
Resistência máxima à tração	S_u	660 MPa	880 MPa
Resistência à escoamento	S_y	380 MPa	635 MPa
Módulo de elasticidade	E	206000 MPa	206000 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0.300 s_m	0.300 s_m
Limite de fadiga por vergadura	σ_{Flim}	410.0 MPa	493.0 MPa
Limite de fadiga por contato	σ_{Hlim}	520.0 MPa	658.0 MPa
Dureza dente macho	JHV	210 s_m	210 s_m
Dureza de lateral do dente	Voltagem muito alta	650 s_m	550 s_m
Número de base de ciclos de carga em vergadura	N_{Flim}	3000000 s_m	3000000 s_m
Número de base de ciclos de carga em contato	N_{Hlim}	50000000 s_m	50000000 s_m
Expoente de curva de Wöhler para vergadura	q_F	6.0 s_m	6.0 s_m
Expoente de curva de Wöhler para contato	q_H	10.0 s_m	10.0 s_m
Tipo de tratamento	tipo	0 s_m	0 s_m

Cálculo de resistência

Fatores de carga adicional

Fator de aplicação	K_A	1.200 s_m	
Fator dinâmico	K_{Hv}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de carga de face	$K_{H\beta}$	2.354 s_m	1.809 s_m
Fator de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1.214 s_m	1.351 s_m
Fator de sobrecarga única	K_{AS}	1.000 s_m	

Fatores de contato

Fator de elasticidade	Z_E	189.812 s_m	
Fator de zona	Z_H	2.495 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Z_ε	0.908 s_m	
Fator de contato de par único de dentes	Z_B	1.206 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Z_N	1.428 s_m	1.555 s_m
Fator de lubrificante	Z_L	0.937 s_m	
Fator de rugosidade	Z_R	1.000 s_m	
Fator de velocidade	Z_v	0.853 s_m	
Fator de ângulo de hélice	Z_β	1.000 s_m	
Fator de tamanho	Z_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de endurecimento a frio	Z_W	1.000 s_m	

Fatores de vergadura

Fator de forma	Y_{Fa}	3.503 s_m	2.582 s_m
Fator de correção de tensão	Y_{Sa}	1.457 s_m	1.626 s_m
Fator de dentes com entalhe de moagem	Y_{Sag}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de ângulo de hélice	Y_β	1.000 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Y_ε	0.740 s_m	
Fator de carga alternada	Y_A	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de tecnologia de produção	Y_T	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Y_N	1.133 s_m	1.305 s_m
Fator de sensibilidade de entalhe	Y_δ	1.213 s_m	1.114 s_m
Fator de tamanho	Y_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de superfície de raiz do dente	Y_R	1.000 s_m	

Resultados

Fator de segurança contra corrosão	S_H	1.035 s_m	1.719 s_m
Fator de segurança contra rompimento do dente	S_F	16.959 s_m	26.218 s_m
Segurança estática em contato	S_{Hst}	1.855 s_m	3.739 s_m
Segurança estática em vergadura	S_{Fst}	34.955 s_m	58.848 s_m
Verificar cálculo		**Negativo**	

Resumo de mensagens

1:40:16 PM Projeto: Engrenagem 1: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades com rebaixo admitida (x_d)

1:40:16 PM Projeto: O número de dentes é proporcional: impossibilitando que os mesmos dentes sejam incorporados com relativa regularidade.

1:40:16 PM Projeto: Engrenagem 2: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades sem afunilamento (x_z)

1:40:16 PM Cálculo: O cálculo indica uma falha de projeto.

APÊNDICE V – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DA ECDR

Gerador de componentes de engrenagens retas (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

03-Dec-21

Informação de projeto

Guia

Guia de projeto - Correção da unidade total
Guia de correções unitárias - Usuário
Tipo de cálculo de carga - Cálculo de torque para a potência e velocidade especificadas
Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo
Método de cálculo de resistência - ISO 6336:1996

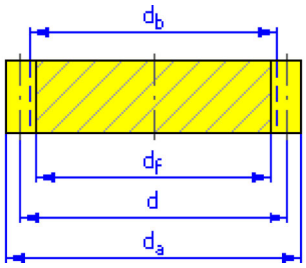
Parâmetros comuns

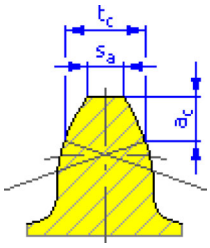
Coeficiente de engrenagem	i	0.2532 s_m
Coeficiente de engrenagem desejada	i_{in}	0.2532 s_m
Módulo	m	1.375 mm
Ângulo de hélice	β	0.0000 grau
Ângulo de pressão	α	20.0000 grau
Distância do centro	a_w	68.063 mm
Distância do centro do produto	a	68.063 mm
Correção da unidade total	Σx	0.0000 s_m
Passo circular	p	4.320 mm
Passo circular de base	p_{tb}	4.059 mm
Ângulo de pressão de funcionamento	α_w	20.0000 grau
Coeficiente de contato	ε	1.6905 s_m
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_x	0.0095 mm
Desvio limite do paralelismo entre eixos	f_y	0.0047 mm

Engrenagens

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Tipo de modelo		Componente	Componente
Número de dentes	z	79 s_m	20 s_m
Correção de unidades	x	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Diâmetro do flanco	d	108.625 mm	27.500 mm
Diâmetro externo	d_a	111.375 mm	30.250 mm
Diâmetro raiz	d_f	105.188 mm	24.063 mm
Diâmetro circular de base	d_b	102.074 mm	25.842 mm
Diâmetro do flanco de trabalho	d_w	108.625 mm	27.500 mm
Largura da face	b	8.000 mm	8.000 mm
Coeficiente de largura de face	b_r	0.0736 s_m	0.2909 s_m
Adendo	a^*	1.0000 s_m	1.0000 s_m
Passagem	c^*	0.2500 s_m	0.2500 s_m
Arredondamento da raiz	r_f^*	0.3500 s_m	0.3500 s_m
Espessura do dente	s	2.160 mm	2.160 mm
Espessura do dente tangencial	s_t	2.160 mm	2.160 mm
Espessura cordal	t_c	1.907 mm	1.907 mm
Adendo cordal	a_c	1.028 mm	1.028 mm
Cota cordal	W	40.084 mm	10.533 mm
Dentes de cotas cordais	z_w	10.000 s_m	3.000 s_m
Cota sobre (entre) fios	M	112.421 mm	31.113 mm

Diâmetro de fio	d_M	2.500 mm	2.500 mm
Desvio limite do ângulo de hélice	F_β	0.0095 mm	0.0090 mm
Oscilação circunferencial radial limite	F_r	0.0210 mm	0.0160 mm
Desvio limite do passo axial	f_{pt}	0.0075 mm	0.0070 mm
Desvio limite do passo básico	f_{pb}	0.0070 mm	0.0066 mm
Número virtual de dentes	z_v	79.000 s_m	20.000 s_m
Diâmetro do flanco virtual	d_n	108.625 mm	27.500 mm
Diâmetro externo virtual	d_{an}	111.375 mm	30.250 mm
Diâmetro de círculo de base virtual	d_{bn}	102.074 mm	25.842 mm
Correção de unidades sem afunilamento	x_z	-1.3400 s_m	0.4578 s_m
Correção de unidades sem rebaixo	x_p	-3.6009 s_m	-0.1501 s_m
Correção de unidades com rebaixo admitida	x_d	-3.7709 s_m	-0.3200 s_m
Truncamento adendo	k	0.0000 s_m	0.0000 s_m
Unidade de espessura do dente externo	s_a	0.7984 s_m	0.6949 s_m
Ângulo de pressão na ponta	α_a	23.5817 grau	31.3213 grau





Cargas

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
Potência	P	0.000 kW	0.000 kW
Velocidade	n	15.56 rpm	61.45 rpm
Torque	T	0.126 N m	0.031 N m
Eficiência	η	0.970 s_m	
Força radial	F_r	0.844 N	
Força tangencial	F_t	2.318 N	
Força axial	F_a	0.000 N	
Força normal	F_n	2.467 N	
Velocidade circunferencial	v	0.088 m_s	
Velocidade de ressonância	n_{E1}	11173.223 rpm	

Material

		Engrenagem 1	Engrenagem 2
		Ferro fundido cinza de classe 30	Ferro fundido cinza de classe 40
Resistência máxima à tração	S_u	200 MPa	250 MPa
Resistência à escoamento	S_y	100 MPa	125 MPa
Módulo de elasticidade	E	91000 MPa	105000 MPa
Coeficiente de Poisson	μ	0.250 s_m	0.250 s_m
Limite de fadiga por vergadura	σ_{Flim}	95.0 MPa	105.0 MPa
Limite de fadiga por contato	σ_{Hlim}	340.0 MPa	350.0 MPa
Dureza dente macho	JHV	210 s_m	210 s_m
Dureza de lateral do dente	Voltagem muito alta	650 s_m	550 s_m
Número de base de ciclos de carga em vergadura	N_{Flim}	3000000 s_m	3000000 s_m
Número de base de ciclos de carga em contato	N_{Hlim}	50000000 s_m	50000000 s_m

Expoente de curva de Wöhler para vergadura	q_F	6.0 s_m	6.0 s_m
Expoente de curva de Wöhler para contato	q_H	10.0 s_m	10.0 s_m
Tipo de tratamento	tipo	0 s_m	0 s_m

Cálculo de resistência

Fatores de carga adicional

Fator de aplicação	K_A	1.200 s_m	
Fator dinâmico	K_{Hv}	1.003 s_m	1.003 s_m
Fator de carga de face	$K_{H\beta}$	1.958 s_m	1.592 s_m
Fator de carga transversal	$K_{H\alpha}$	1.299 s_m	1.442 s_m
Fator de sobrecarga única	K_{AS}	1.000 s_m	

Fatores de contato

Fator de elasticidade	Z_E	128.655 s_m	
Fator de zona	Z_H	2.495 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Z_ε	0.877 s_m	
Fator de contato de par único de dentes	Z_B	1.000 s_m	1.086 s_m
Fator de vida útil	Z_N	1.183 s_m	1.031 s_m
Fator de lubrificante	Z_L	0.937 s_m	
Fator de rugosidade	Z_R	1.000 s_m	
Fator de velocidade	Z_v	0.866 s_m	
Fator de ângulo de hélice	Z_β	1.000 s_m	
Fator de tamanho	Z_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de endurecimento a frio	Z_W	1.000 s_m	

Fatores de vergadura

Fator de forma	Y_{Fa}	2.236 s_m	2.824 s_m
Fator de correção de tensão	Y_{Sa}	1.792 s_m	1.564 s_m
Fator de dentes com entalhe de moagem	Y_{Sag}	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de ângulo de hélice	Y_β	1.000 s_m	
Fator de coeficiente de contato	Y_ε	0.694 s_m	
Fator de carga alternada	Y_A	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de tecnologia de produção	Y_T	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de vida útil	Y_N	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de sensibilidade de entalhe	Y_δ	2.169 s_m	1.984 s_m
Fator de tamanho	Y_X	1.000 s_m	1.000 s_m
Fator de superfície de raiz do dente	Y_R	1.000 s_m	

Resultados

Fator de segurança contra corrosão	S_H	5.766 s_m	4.764 s_m
Fator de segurança contra rompimento do dente	S_F	127.299 s_m	116.820 s_m
Segurança estática em contato	S_{Hst}	4.947 s_m	5.694 s_m
Segurança estática em vergadura	S_{Fst}	146.748 s_m	147.213 s_m
Verificar cálculo		**Positivo**	

Resumo de mensagens

6:34:27 PM Projeto: Engrenagem 2: A Correção de unidades (x) é menor que Correção de unidades sem afunilamento (x_z)

6:34:27 PM Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

APÊNDICE VI – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS E CORREIAS

Gerador de componentes de correias em V (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

03-Dec-21

Informação de projeto

Propriedades da correia

Exibir nome		Correia trapezoidal DIN 2215
Tamanho		6 x 640
Número de correias	z	1.000 s_m
Ângulo de cunha	α	40.00 grau
Largura	b	6.000 mm
Altura	h	4.000 mm
Largura de referência	b_w	5.300 mm
Comprimento de referência	L_d	655.000 mm
Comprimento externo	L_e	665.133 mm
Comprimento interno	L_i	640.000 mm
Fator de correção de comprimento	c_3	1.020 s_m
Deslocamento da linha externa	H_w	1.613 mm
Deslocamento da linha de passo	a	0.000 mm
Diâmetro mínimo da referência de polia recomendado	D_{wmin}	28.000 mm
Frequência flex máxima	f_{max}	60.000 Hz
Velocidade máxima da correia	v_{max}	30.000 m_s
Massa específica	m	0.023 kg/m
Taxa de potência de base	P_{RB}	0.024 kW

Propriedades 1 da polia acanalada

Propriedades 2 da polia acanalada

Verificação de resistência

Potência	P	0.000 kW
Torque	T	0.008 N m
Velocidade	n	240.256 rpm
Fator de eficiência de torque	η_t	0.980 s_m
Eficiência	η	0.945 s_m
Deslizamento da correia	s	0.035 s_m
Fator de correção do arco de contato	c_1	0.824 s_m
Fator de serviço	c_2	1.200 s_m
Fator de serviço resultante	c_{QP}	101.715 s_m
Fator de correção de comprimento	c_3	1.020 s_m
Número do fator de correção de correias	c_4	1.000 s_m
Número do fator de correção de polias	c_5	1.000 s_m
Modificar atrito com fator de velocidade	f_{mod}	0.012 s/m
Fator de tensão	k_1	1.200 s_m
Velocidade da correia	v	0.503 m_s
Frequência flex da correia	f_b	1.536 Hz
Número de correias necessário	z_{er}	0.012 s_m
Desmoldagem efetiva	F_p	0.397 N
Força centrífuga	F_c	0.006 N
Tensão de instalação da correia		0.320 N

	F_t	
Tensão máxima no intervalo da correia	F_{tmax}	0.519 N

Resumo de mensagens

6:36:34 PM Cálculo: A tensão da correia é processada em relação ao 1 da polia.
6:36:34 PM Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.

APÊNDICE VII – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DO EIXO MAIS SOLICITADO

Gerador de componentes do eixo (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

02-Dec-21

Informação de projeto

Cálculo

Material

Material		Material do usuário
Módulo de elasticidade	E	206000 MPa
Módulo de rigidez	G	80000 MPa
Densidade	ρ	7860 kg/m^3

Propriedades do cálculo

Incluir			
Sim	Densidade	ρ	7860 kg/m^3
Sim	Coeficiente de deslocação de corte	β	1.188 s_m
	Número de divisões		1000 s_m
	Modo de tensão reduzida		HMH

Cargas

Índice	Localização	Força radial				Momento de vergadura				Carga contínua					Força axial	Torque	Desvio				Ângulo de desvio
		Y	X	Tamanho	Direção	Y	X	Tamanho	Direção	Y	X	Tamanho	Direção	Comprimento			Y	X	Tamanho	Direção	
1	2.5 mm		-168.170 N	168.170 N	270.00 grau											-5.886 N m	-0.000 µm	-0.000 µm	0.000 µm	180.00 grau	0.00 grau
2	14.25 mm	-98.100 N		98.100 N	180.00 grau											5.886 N m	0.052 µm	0.000 µm	0.052 µm		0.00 grau

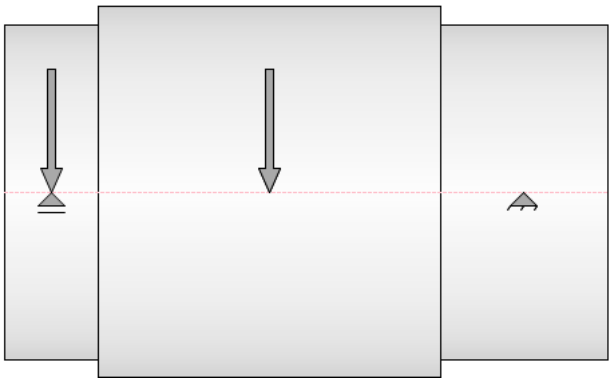
Suportes

Índice	Tipo	Localização	Força de reação					Escoamento	Tipo	Desvio				Ângulo de desvio
			Y	X	Tamanho	Direção	Força axial			Y	X	Tamanho	Direção	
1	Livre	2.5 mm	-52.557 N	-168.170 N	176.191 N	252.64 grau			Usuário	-0.000 µm	-0.000 µm	0.000 µm	180.00 grau	0.00 grau
2	Fixado	28 mm	-44.820 N		44.820 N	180.00 grau			Usuário	-0.000 µm	0.000 µm	0.000 µm	180.00 grau	0.00 grau

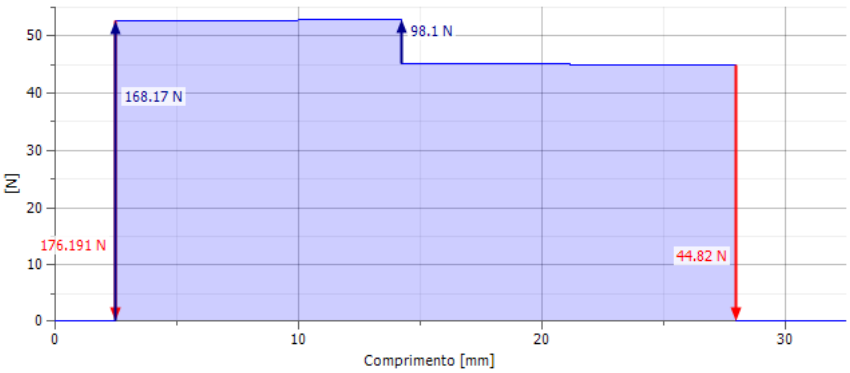
Resultados

Comprimento	L	32.500 mm
Massa	Massa	0.074 kg
Tensão máxima de vergadura	σ_B	0.789 MPa
Tensão máxima de corte	τ_S	0.207 MPa
Tensão máxima de torção	τ	5.140 MPa
Tensão máxima de tração	σ_T	0.000 MPa
Tensão máxima reduzida	σ_{red}	8.913 MPa
Desvio máximo	$f_{máximo}$	0.052 µm
Ângulo de distorção	φ	-0.00 grau

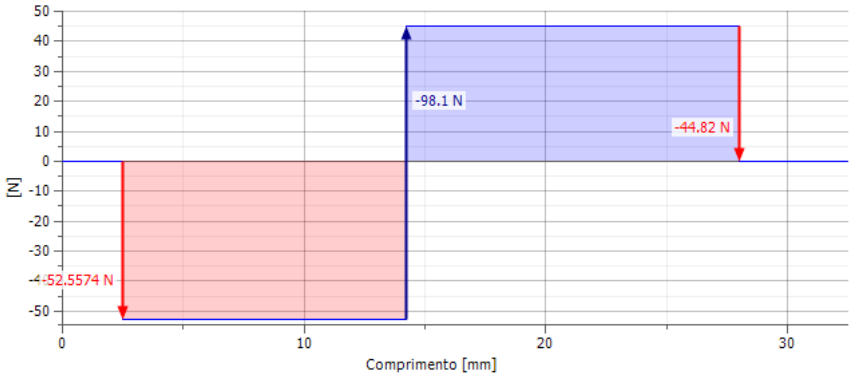
Visualizar



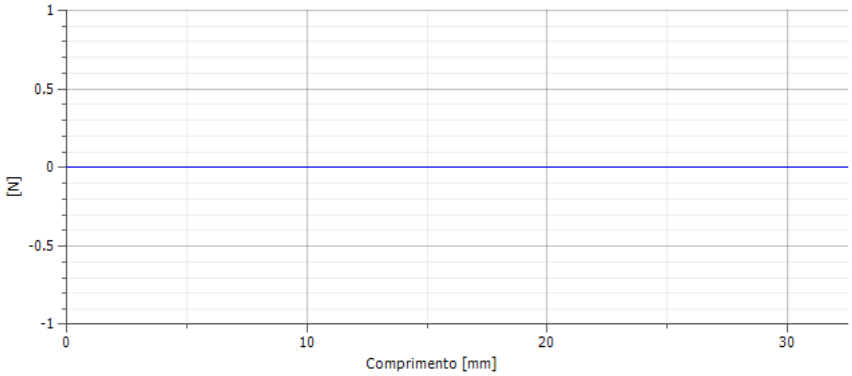
Força de corte



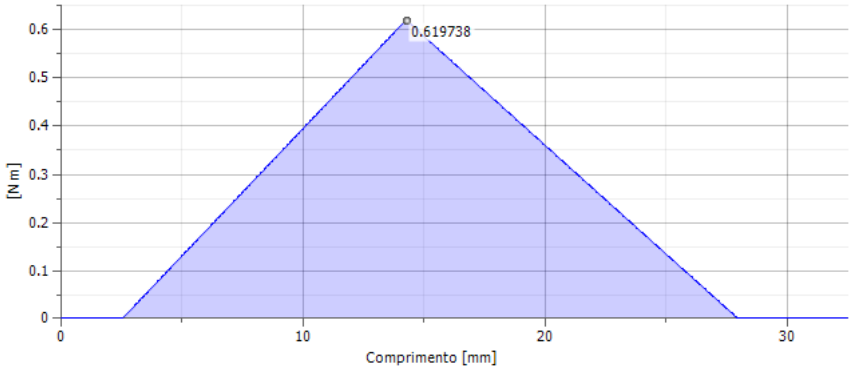
Força de corte, Plano YZ



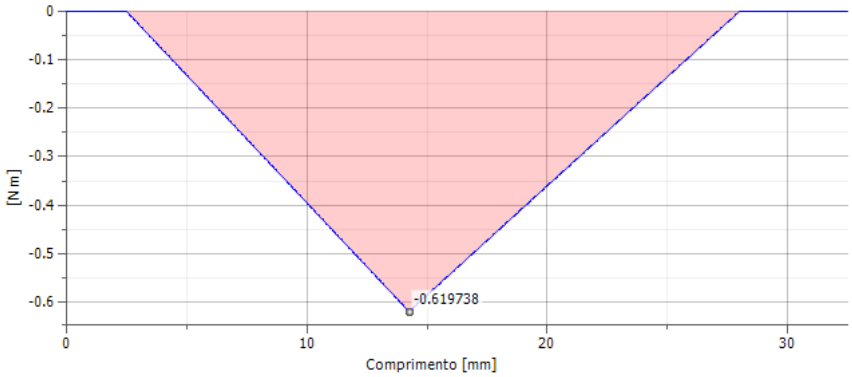
Força de corte, Plano XZ



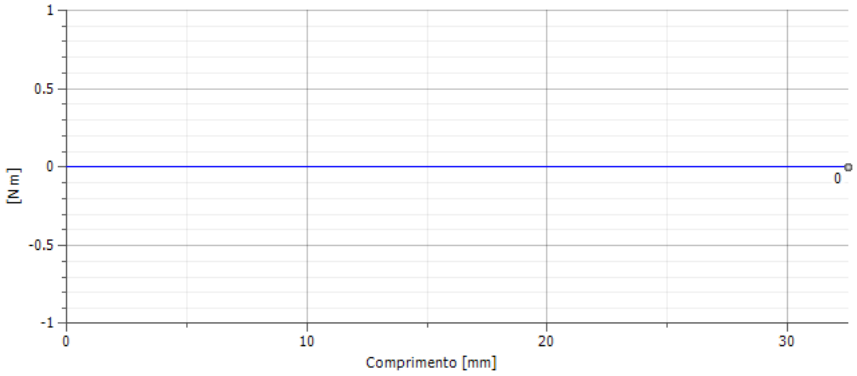
Momento de vergadura



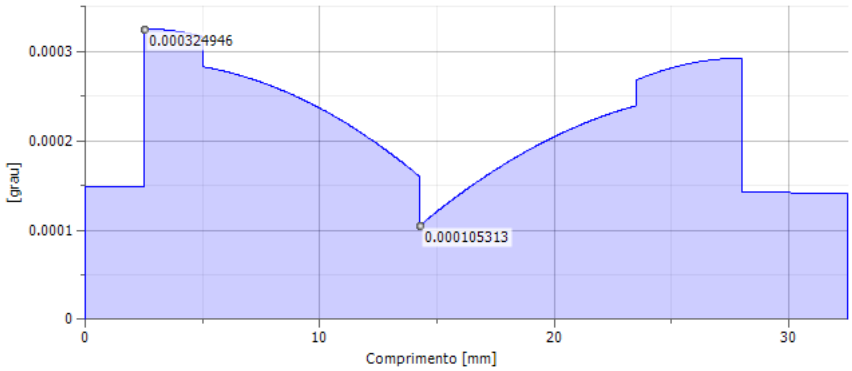
Momento de vergadura, Plano YZ



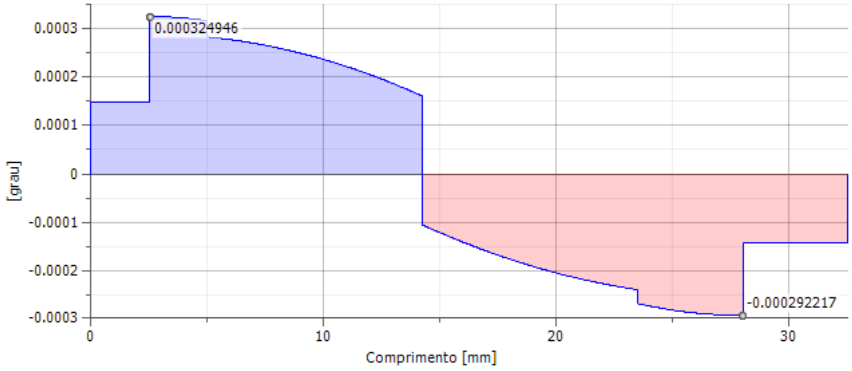
Momento de vergadura, Plano XZ



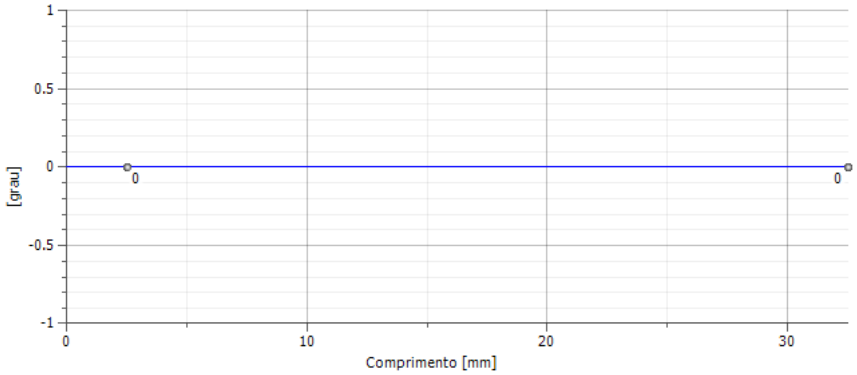
Ângulo de desvio



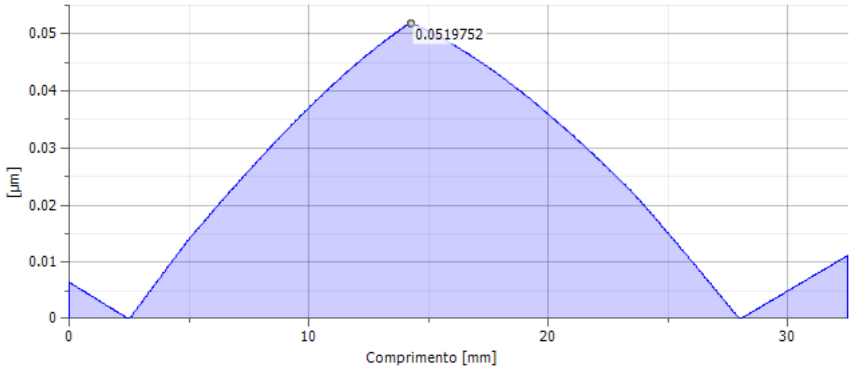
Ângulo de desvio, Plano YZ



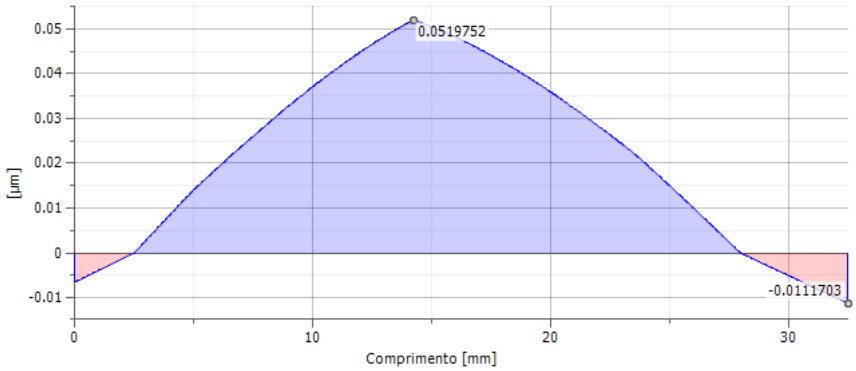
Ângulo de desvio, Plano XZ



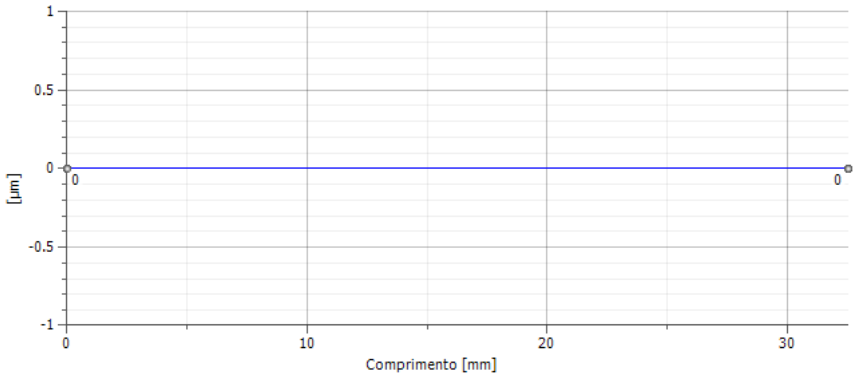
Desvio



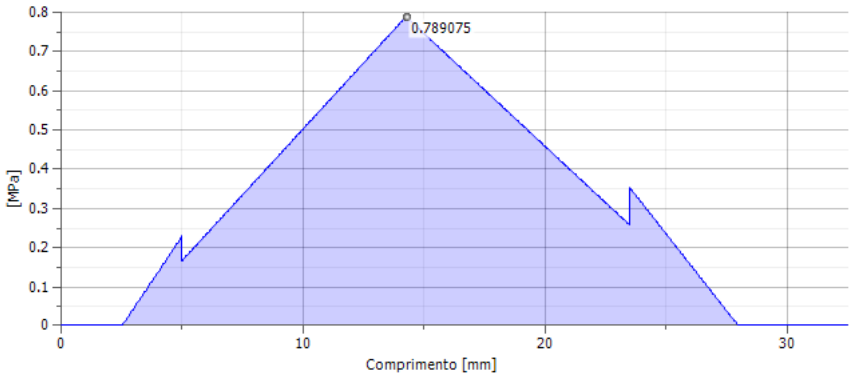
Desvio, Plano YZ



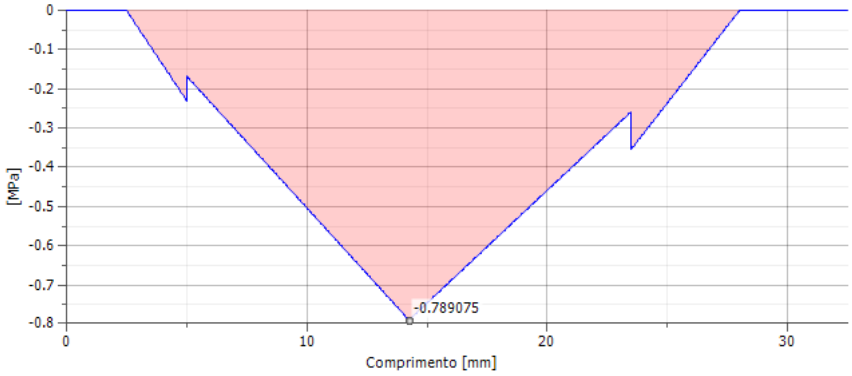
Desvio, Plano XZ



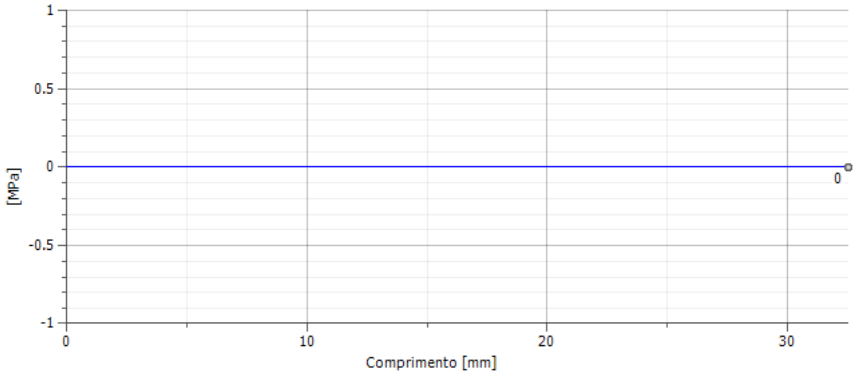
Tensão de vergadura



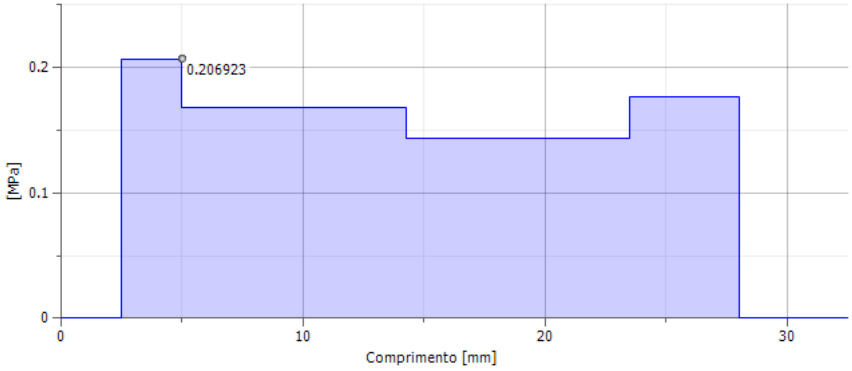
Tensão de vergadura, Plano YZ



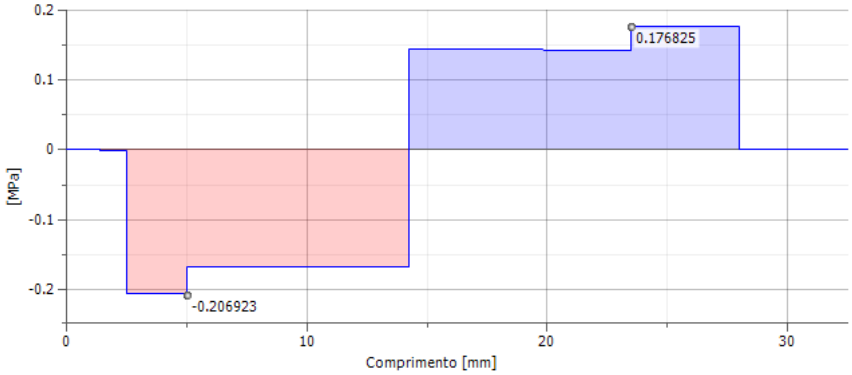
Tensão de vergadura, Plano XZ



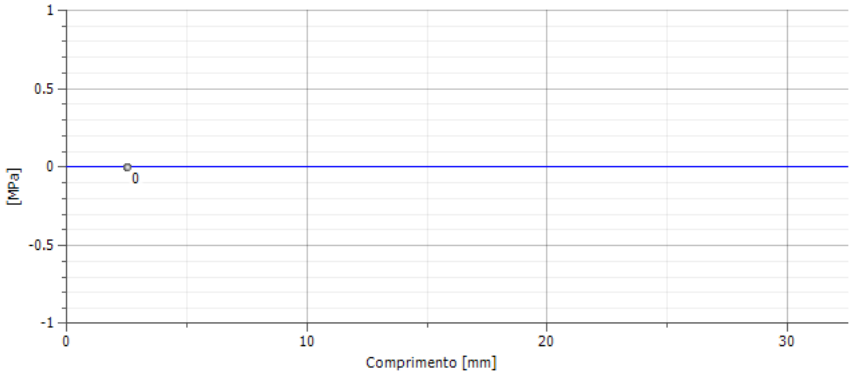
Tensão de corte



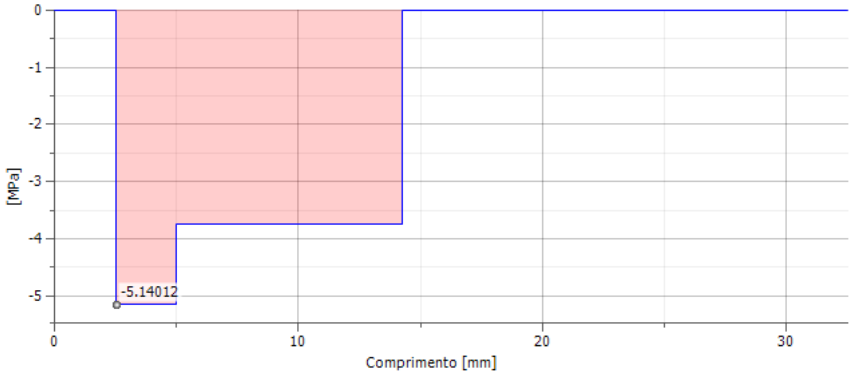
Tensão de corte, Plano YZ



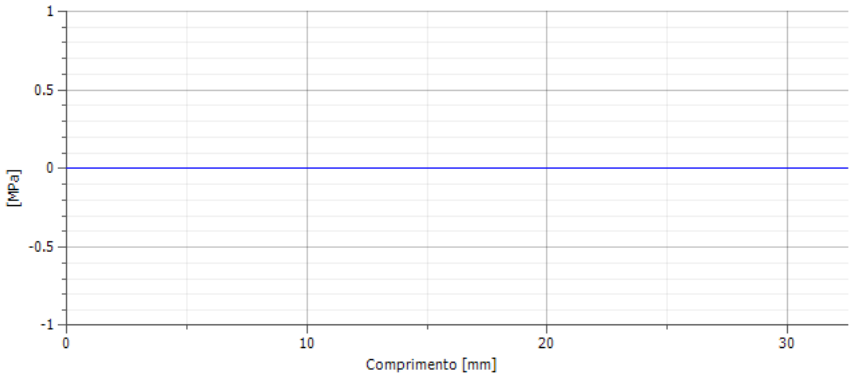
Tensão de corte, Plano XZ



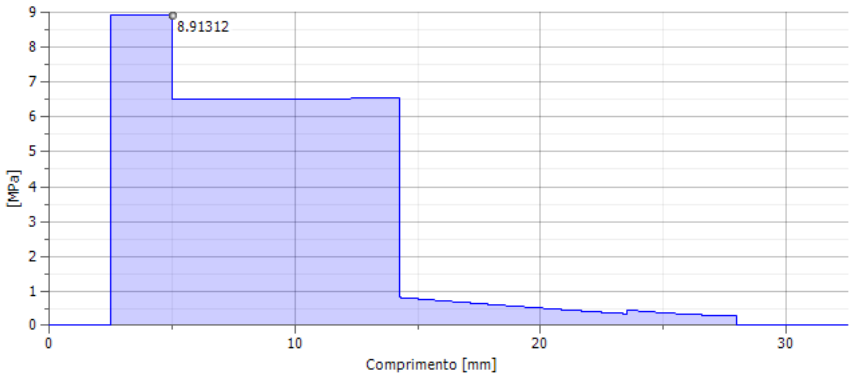
Tensão de torção



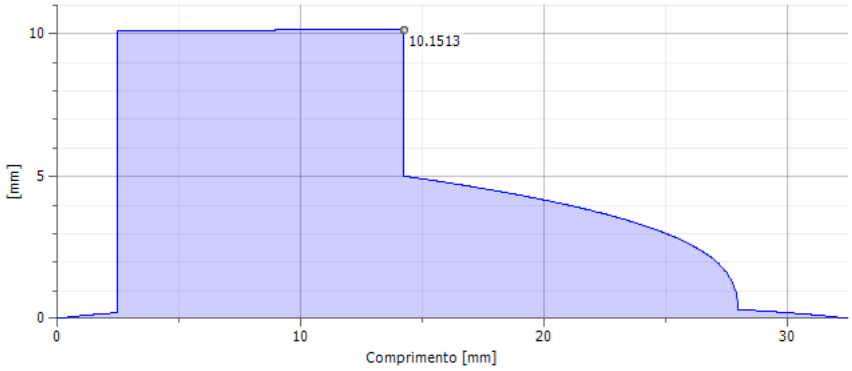
Tensão de tração



Tensão reduzida



Diâmetro ideal



Resumo de mensagens

3:51:05 PM Cálculo: Calculado.

APÊNDICE VIII – RELATÓRIO DE DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS

Gerador de componentes de rolamentos (Versão: 2020.3 (Build 243373000, 373))

02-Dec-21

Informação de projeto

Guia

Tipo de cálculo de resistência - Verificar cálculo

Cargas

Carga radial do rolamento	F_r	177 N
Carga axial do rolamento	F_a	0 N
Velocidade	n	272 rpm
Fator de segurança estática necessário	s_0	2.0 s_m

Rolamento

Cálculo de vida útil de rolamento

Método de cálculo		ANSI/AFBMA 9-1990 (ISO 281-1990)
Faixa de vida útil necessária	L_{req}	10000 h
Confiabilidade necessária	R_{req}	90 s_m
Fator de ajuste de vida útil para propriedades especiais do rolamento	a_2	1.00 s_m
Fator de ajuste de vida útil para condições de funcionamento	a_3	1.00 s_m
Temperatura de trabalho	T	100 C
Fator de forças adicionais	f_d	1.00 s_m

Lubrificação

Fator de atrito	μ	0.0015 s_m
Lubrificação		Gordura

Resultados

Faixa de vida útil básica	L_{10}	56561 h
Faixa de vida útil ajustada	L_{na}	56561 h
Fator de segurança estática calculado	s_{0c}	3.31182 s_m
Perda de potência por atrito	P_z	0.03774 W
Carga mínima necessária	F_{min}	6 N
Carga estática equivalente	P_0	177 N
Carga dinâmica equivalente	P	177 N
Fator de excesso de rotação	k_n	132.329 s_m
Fator de ajuste de vida útil para confiabilidade	a_1	1.00 s_m
Fator de temperatura	f_t	1.00 s_m
Velocidade equivalente	n_e	272 rpm
Velocidade mínima	n_{min}	272 rpm
Velocidade máxima	n_{max}	272 rpm
Verificação de resistência	**Positivo**	

Resumo de mensagens

4:28:13 PM Cálculo: O cálculo indica a compatibilidade do projeto.