

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**EDUARDO SANTOS FERRRARESI DE CASTRO**

**OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES  
RETOS**

**GUARAPUAVA**

**2023**

**EDUARDO SANTOS FERRERESI DE CASTRO**

**OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES  
RETOS**

*Spur gear topology optimization*

Trabalho de conclusão de curso de graduação  
apresentada como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador: Prof. Dr. David Lira Nunez.

**GUARAPUAVA**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, para fins não comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**EDUARDO SANTOS FERRARESI DE CASTRO**

**OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA DE ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES  
RETOS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação  
apresentada como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 13/junho/2023

---

Professor Dr. David Lira Nunez  
Membro 1  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Professor Dr. Marcos Gonçalves Júnior  
Membro 2  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Professora Dr. Sílvia do Nascimento Rosa  
Membro 3  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**GUARAPUAVA**  
**2023**

## **AGRADECIMENTOS**

Certamente estas palavras não serão suficientes para expressar a minha gratidão a todas as pessoas que fizeram parte desta importante fase da minha vida. Peço desculpas antecipadamente àquelas que não serão mencionadas, mas saibam que cada uma teve um papel fundamental no meu percurso e no alcance deste objetivo.

Agradeço ao meu orientador, o Prof. Dr. David Lira Nunez, pela sua sabedoria, orientação e paciência ao longo desta jornada.

Gostaria de expressar meus mais sinceros agradecimentos à minha família, que foi fundamental para que eu pudesse vencer esse desafio. Em particular, gostaria de agradecer à minha tia Aline, cujo o apoio incondicional foi essencial para alcançar meus objetivos. Também gostaria de agradecer ao meu namorado Rafael e à minha mãe Alessandra, por sempre me apoiarem e acreditarem em mim, mesmo quando eu tinha minhas dúvidas. Eles me deram a força necessária para superar todas as barreiras que eu mesmo havia criado e me ajudaram a chegar onde estou hoje. Sou imensamente grato por tê-los em minha vida.

Enfim, a todos os que por algum motivo contribuíram para a realização desta pesquisa.

## RESUMO

As engrenagens são elementos fundamentais em projetos mecânicos e compõem sistemas de relação de transmissão e movimento. Devido à sua maior quantidade de dentes e tamanho do que um pinhão, as coroas distribuem melhor as cargas, gerando menores tensões durante seu funcionamento, um dos fatores que ampliam o potencial de estudos de redução de massa nesse elemento. A otimização topológica é uma técnica que busca reduzir a massa de estruturas sem comprometer suas propriedades estruturais. Essa técnica tem se mostrado importante para a engenharia e a pesquisa, contribuindo para o desenvolvimento de produtos mais eficientes, seguros e sustentáveis. Este trabalho tem como objetivo otimizar topologicamente uma coroa de aço AISI 1045 com 3,05275 kg de massa e coeficiente de segurança de 5,2. A modelagem CAD e a otimização foram realizadas no software SolidWorks. Três novas geometrias foram obtidas, uma delas apresentou maior redução de massa, quase 43% da massa total e quase 90% considerando o domínio de projeto. O coeficiente de segurança da coroa otimizada esteve na faixa de 4,7-5,2, indicando a adequação da nova geometria. O estudo demonstrou que a otimização topológica é uma ferramenta eficaz para reduzir a massa de engrenagens cilíndricas de dentes retos, mantendo um coeficiente de segurança adequado.

Palavras-chave: engrenagem; otimização topológica; análise de elementos finitos; redução de massa.

## **ABSTRACT**

Gears are fundamental elements in mechanical designs and make up systems of transmission and motion. Due to their larger number of teeth and size compared to a pinion, crowns distribute loads more evenly, resulting in lower stress levels during operation, which is one of the factors that enhance the potential for mass reduction studies in this component. Topology optimization is a technique that aims to reduce the mass of structures without compromising their structural properties. This technique has proven to be important for engineering and research, contributing to the development of more efficient, safe, and sustainable products. This work aims to topologically optimize a AISI 1045 steel crown with a mass of 3.05275 kg and a safety factor of 5.2. CAD modeling and optimization were performed using SolidWorks software. Three new geometries were obtained, with one of them showing the highest mass reduction, nearly 43% of the total mass and almost 90% considering the design domain. The safety factor of the optimized crown ranged from 4.7 to 5.2, indicating the suitability of the new geometry. The study demonstrated that topological optimization is an effective tool for reducing the mass of cylindrical gears with straight teeth while maintaining an adequate safety factor.

Keywords: gear; topology optimization; finite element analysis; weight reduction.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ângulo de Pressão.....	18
Figura 2 – Diagrama de corpo livre.....	19
Figura 3 – Decomposição da força .....	19
Figura 4 – Tensões em um dente de engrenagem .....	22
Figura 5 – Procedimento típico de projeto estrutural por otimização topológica .....	25
Figura 6 – Influência do número de dentes na análise de tensão de (a) flexão; e (b) contato.....	29
Figura 7 – Malha (a) original; (b) com refinamento global; (c) com refinamento local.....	30
Figura 8 – Fluxograma do Trabalho.....	32
Figura 9 – Otimização estrutural topológica.....	34
Figura 10 – Geometria CAD da coroa original .....	35
Figura 11 – Análise estática com malha grosseira.....	37
Figura 12 – Fator de Segurança I.....	38
Figura 13 – Domínio de projeto e fixo .....	40
Figura 14 – Topologia Ótima .....	41
Figura 15 – Coroa Otimizada I.....	42
Figura 16 – Coroa Otimizada II.....	43
Figura 17 – Coroa Otimizada III.....	44
Figura 18 – Comparação entre os perfis otimizados .....	45
Figura 19 – Processo fresamento de contorno na Coroa Otimizada II.....	48
Figura 20 – Processo de furação na Coroa Otimizada II.....	48
Figura 21 – Processo fresamento de contorno na Coroa Otimizada III.....	50
Figura 22 – Processo de furação na Coroa Otimizada III.....	50

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados do sistema de transmissão do equipamento mecânico .....	33
Tabela 2 – Teste de convergência de malha I.....	38
Tabela 3 – Teste de convergência de malha II.....	39
Tabela 4 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada I .....	42
Tabela 5 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada II .....	43
Tabela 6 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada III .....	44
Tabela 7 – Comparação de redução de massa .....	45
Tabela 8 – Comparação de resultados da análise linear estática .....	46
Tabela 9 – Tempo de caminho da ferramenta na Coroa Otimizada II .....	49
Tabela 10 – Tempo de caminho da ferramenta na Coroa Otimizada III .....	51



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Projeto Assistido por Computador (do inglês - <i>Computer-Aided Design</i> )
CAE	Engenharia Assistida por Computador (do inglês - <i>Computer-Aided Engineering</i> )
CAM	Fabricação Assistida por Computador (do inglês - <i>Computer-Aided Manufacturing</i> )
DSR	(do inglês - <i>Design Science Research</i> )
FEM	Método dos Elementos Finitos (do inglês - <i>Finite Element Method</i> )
SIMP	Material Isotrópico com (do inglês - <i>Solid Isotropic Material with Penalization</i> )

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivos .....</b>	<b>16</b>
1.1.1	Objetivo Geral.....	16
1.1.2	Objetivos Específicos .....	16
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>Engrenagem.....</b>	<b>17</b>
<b>2.2</b>	<b>Engrenagem cilíndrica de dentes retos.....</b>	<b>17</b>
2.2.1	Análise de forças em engrenagens .....	18
2.2.2	Fabricação de engrenagens.....	20
<u>2.2.2.1</u>	<u>Manufatura aditiva .....</u>	<u>21</u>
2.2.3	Falhas em engrenagens.....	21
<b>2.3</b>	<b>Otimização Estrutural .....</b>	<b>23</b>
2.3.1	Otimização topológica .....	24
<u>2.3.1.1</u>	<u>Questões ambientais.....</u>	<u>26</u>
<u>2.3.1.2</u>	<u>Material Isotrópico com Penalização .....</u>	<u>27</u>
<b>2.4</b>	<b>Método dos Elementos Finitos em Engenharia Assistida por Computador .....</b>	<b>28</b>
<b>2.5</b>	<b>Refinamento de malha .....</b>	<b>30</b>
<b>3</b>	<b>ASPECTOS METODOLÓGICOS.....</b>	<b>31</b>
<b>3.1</b>	<b>Fluxograma .....</b>	<b>32</b>
<b>4</b>	<b>CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO .....</b>	<b>33</b>
<b>4.1</b>	<b>Estudo de caso .....</b>	<b>33</b>
4.1.1	Sistema de transmissão .....	33
4.1.2	Otimização topológica .....	34
<b>4.2</b>	<b>Modelagem CAD da coroa original .....</b>	<b>34</b>
<b>4.3</b>	<b>Análise estática linear .....</b>	<b>35</b>
<b>4.4</b>	<b>Estudo de topologia .....</b>	<b>39</b>
4.4.1	Metas e restrições .....	39
4.4.2	Coroa otimizada .....	40
<b>4.5</b>	<b>Geometrias otimizadas .....</b>	<b>41</b>
4.5.1	Coroa Otimizada I.....	41
4.5.2	Coroa Otimizada II.....	43
4.5.3	Coroa Otimizada III.....	44

<b>4.6</b>	<b>Comparação entre os modelos .....</b>	<b>45</b>
<b>4.7</b>	<b>Procedimento de usinagem das propostas otimizadas.....</b>	<b>47</b>
4.7.1	Coroa Otimizada II.....	47
4.7.2	Coroa Otimizada III.....	49
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>52</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>54</b>
	<b>APÊNDICE A - Folha de desenho Coroa Otimizada II .....</b>	<b>57</b>
	<b>APÊNDICE B - Folha de desenho Coroa Otimizada III .....</b>	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Em torno do ano 2600 a.C., os chineses já utilizavam engrenagens em complexos sistemas de carruagens. Em 4 a.C., Aristóteles mencionava as engrenagens como algo comum na época. Leonardo da Vinci incorporava diferentes tipos de engrenagens em projetos no século XV (JUVINALL; MARSHEK, 2019). De acordo com Norton (2011), a primeira referência sobre engrenagens é de um ensaio escrito pelo inventor grego Hero de Alexandria no século I a.C.. As engrenagens são aplicadas tanto em pequenos mecanismos, como um abridor de latas, quanto em grandes máquinas, como um navio porta-avião.

A engrenagem é um elemento mecânico muito empregado na fabricação de máquinas, sendo uma forma comum de transmissão de potência utilizada em diversas aplicações, como equipamentos industriais, automóveis, turbinas eólicas, aviões, entre outras. A sua falha pode ocorrer devido ao fato de que frequentemente operam em ambientes de trabalho agressivos (KUMAR et al., 2020).

Em uma engrenagem, existem diversos tipos de tensões nos dentes, sendo as mais críticas, a tensão de contato e a tensão de flexão. A tensão ao contato pode ser obtida por meio da equação de Hertz e a tensão a flexão pela fórmula de Lewis. Para projetar um sistema de engrenagens capaz de suportar essas tensões, é necessário realizar uma análise detalhada, que pode ser realizada de três formas: analítica, numérica e/ou experimental. Tanto para análise analítica quanto para análise numérica, existem métodos amplamente utilizados, como a norma AGMA e o Método dos Elementos Finitos (FEM – do inglês *Finite Element Method*), respectivamente (TIWARI; JOSHI, 2012).

Embora haja algumas áreas de alta tensão nas engrenagens, a maior parte da estrutura consiste em grandes áreas de baixa tensão. O corpo da engrenagem é responsável pela transmissão de cargas e pelo correto posicionamento do cubo. Apesar dessa região ser geralmente de baixa tensão, ainda é necessário projetá-la com cuidado para garantir a capacidade de suportar cargas e durabilidade adequada. Como as engrenagens podem ser componentes pesados e contribuir significativamente para a vibração do sistema, projetos que visam reduzir a massa dessas peças são importantes. Afinal, a massa total do sistema é um fator importante a ser considerado na eficiência e desempenho geral da máquina (RAMADANI et al., 2018).

Nesse sentido, a otimização topológica é um método matemático que maximiza o desempenho do sistema através do layout do material em um espaço de projeto, considerando cargas, condições de contorno e restrições. A formulação convencional usa FEM para avaliar o desempenho do projeto. Ao otimizar a geometria da engrenagem, removendo material de regiões de baixa tensão, é possível melhorar o desempenho do sistema de transmissão e aumentar a vida útil de outros elementos, como por exemplo os rolamentos e eixos (PATEL et al., 2019). A otimização topológica se destaca como uma técnica altamente vantajosa para a otimização estrutural, principalmente devido à grande flexibilidade de projeto e à ampla gama de solucionadores comerciais disponíveis (AHMAD; RAZA; CAMPANA, 2020).

A otimização topológica surgiu nos EUA e Europa na década de 80 com o artigo de Bendsøe e Kikuchi (1988). A técnica passou a ser amplamente utilizada nas indústrias automotiva e aeronáutica na década de 90 e hoje em dia é aplicada em outras áreas da engenharia. O objetivo da otimização topológica é tornar o processo de projeto mais genérico, sistemático e otimizado, contribuindo a tomada de decisões de engenheiros. No entanto, é importante que o profissional esteja presente para obter o projeto final e verificar seu desempenho. A otimização topológica é um exemplo de como a matemática e a tecnologia podem ser aplicadas para melhorar a eficiência e qualidade do processo de um projeto (SILVA, 2001).

A otimização topológica é uma técnica que tem sido cada vez mais utilizada na indústria e academia para projetar estruturas leves e eficientes. Um estudo realizado por Satya Hanush e Manjaiah (2022) aplicou a otimização topológica em um suporte de rolamento de aeronave, resultando em uma redução de peso de 44,8% e um aumento no coeficiente de segurança. Ahmad, Bici e Campana (2021) demonstraram como a otimização topológica pode reduzir a diferença entre novos e experientes projetistas a partir da aplicação em uma estrutura interna para suporte de uma estátua de bronze. Ahmad, Raza e Campana (2020) também propuseram o uso de restrições de projeto e fabricação durante a otimização topológica para produzir estruturas mecânicas leves com geometrias simples que são fáceis de fabricar. A otimização topológica também tem sido aplicada na indústria aeronáutica, como na otimização do trem de pouso de um avião de controle remoto, realizada por Gupta et al. (2023). No entanto, o resultado nem sempre é simples, como evidenciado pelo estudo de Schauenberg (2021), que conseguiu reduzir quase 60% do volume de um componente de um rotor agrícola, mas reconheceu que a geometria complexa pode

ser um desafio para a produção industrial. Por fim, Cruz (2022) otimizou um gancho de içamento e Ely (2020) aplicou a otimização topológica em uma polia.

A redução de massa em engrenagens tem sido amplamente pesquisada e diversas abordagens foram propostas para alcançar este objetivo. Uma delas é a inserção de nervuras distribuídas circunferencialmente, que tem sido comumente utilizada para otimização topológica. Patel et al. (2019), por exemplo, identificaram as tensões em um conjunto de engrenagens e propuseram a inserção de nervuras como forma de reduzir o peso, sem comprometer a capacidade de transmissão de energia mecânica. Pimpalte e Shilwant (2017) também realizaram uma otimização similar em engrenagens utilizadas em caixas de câmbio de veículos automotivos.

Outra abordagem promissora é substituir o corpo sólido por uma estrutura de treliça configurada e otimizada por software, como proposto por Ramadani et al. (2018). A eficácia dessa abordagem foi confirmada experimentalmente ao reduzir significativamente a vibração, além de reduzir o peso. No entanto, uma estrutura de treliça é uma escolha bastante cara e a fabricação tradicional não é possível, o que requer o uso de tecnologias de impressão 3D. Por fim, estudos como o de Gross (2021), que realizou uma otimização das engrenagens da caixa de marcha de um veículo do tipo Baja SAE, têm demonstrado que é possível alcançar reduções significativas no peso das engrenagens por meio de técnicas de otimização, chegando a reduções de até 68% em determinadas regiões da engrenagem.

Na análise de tensões em uma engrenagem, tanto na literatura quanto na indústria, a norma ANSI/AGMA é amplamente reconhecida como uma referência padrão para garantir que as engrenagens produzidas atendam aos requisitos de funcionalidade e desempenho, analisando as regiões mais propensas de falhas quando submetidas a trabalhos de fadiga de mais de  $10^6$  ciclos de trabalho (BUDYNAS; NISBETT, 2016). Segundo Juvinal e Marshek (2019), é altamente recomendado que um engenheiro dedicado ao projeto e análise de engrenagens consulte as normas mais recentes da AGMA. Neste trabalho, foi realizado um estudo de caso em um par de engrenagens, onde o pinhão foi previamente analisado e aprovado pelos cálculos da norma AGMA (NUNEZ, 2022). Conseqüentemente, a coroa também foi aprovada por ser maior e menos exigida. Nesse sentido, a proposta deste trabalho é realizar a otimização topológica na coroa, que por possuir fator de segurança superior ao pinhão e ser relativamente maior e mais pesada, apresenta potencial para redução de massa.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Este trabalho tem como objetivo aplicar a técnica de otimização topológica em uma coroa de engrenagem cilíndrica de dentes retos, obtendo uma nova geometria mais leve, eficiente e que possa ser fabricável por usinagem convencional.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- Realizar teste de convergência de malha;
- Analisar a distribuição de tensão em toda a geometria da engrenagem original;
- Realizar estudo de otimização topológica na coroa original;
- Comparar a variação entre a coroa original e as otimizadas em termos de redução de massa e fator de segurança;
- Demonstrar um processo de usinagem para coroa otimizada.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Engrenagem

Existem quatro tipos principais de engrenagens: engrenagens retas, helicoidais, cônicas e sem-fim. Neste trabalho, será focado o estudo das engrenagens retas. Em um par de engrenagens, a menor é denominada pinhão, enquanto a maior é comumente chamada de coroa (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

Como mencionado por Norton (2011), as construções mais antigas não obedeciam à lei fundamental de engrenamento, que estabelece a necessidade de manter constante a relação da velocidade angular entre o pinhão e a coroa para suavizar a transmissão de velocidade. Neste trabalho, a relação de engrenamento será referenciada como  $i$  e será determinada pela Equação (1):

$$i = \left| \frac{\omega_p}{\omega_c} \right| = \frac{d_c}{d_p}, \quad (1)$$

onde o subscrito p se refere ao pinhão e c à coroa,  $\omega$  se refere a velocidade angular e d o diâmetro primitivo.

### 2.2 Engrenagem cilíndrica de dentes retos

As engrenagens de dentes retos são utilizadas para transmitir movimento rotativo entre eixos paralelos. Elas se destacam por serem compactas, simples e econômicas, além de exigirem menos manutenção. Uma das principais vantagens das engrenagens de dentes retos é que elas são mais rápidas de fabricar do que outros tipos de engrenagens (MAHAKUL et al., 2021).

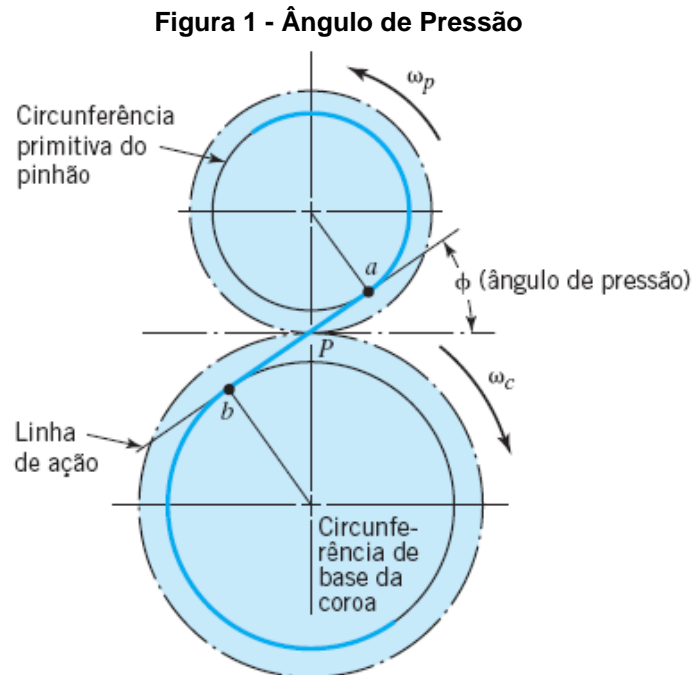
De acordo com Norton (2011), as engrenagens cilíndricas de dentes retos possuem seus dentes paralelos ao eixo da engrenagem. Dessa forma, as engrenagens só podem ser acopladas se seus eixos forem paralelos entre si, permitindo o correto engrenamento entre as peças.

O passo circular, representado por  $p$ , é a distância entre o começo de um dente e o começo do dente seguinte, medido no círculo primitivo da engrenagem. Ele pode ser obtido pela soma do vão entre dentes e a espessura do dente. Já o módulo, representado por  $m$ , é definido pela razão entre o diâmetro primitivo  $d$  (em milímetros) e o número de dentes  $N$  da engrenagem. Assim, de acordo com Budynas e Nisbett (2016), a relação entre o passo circular e o módulo pode ser expressa pela Equação (2):



$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} = \pi \cdot m . \quad (2)$$

O ângulo de pressão é definido entre a reta que tangencia os círculos primitivos do pinhão e coroa, e a reta que tangencia os círculos de base (ou círculos de raiz), como ilustrado na Figura 1.



**Fonte:** Juvinali e Marshek (2019)

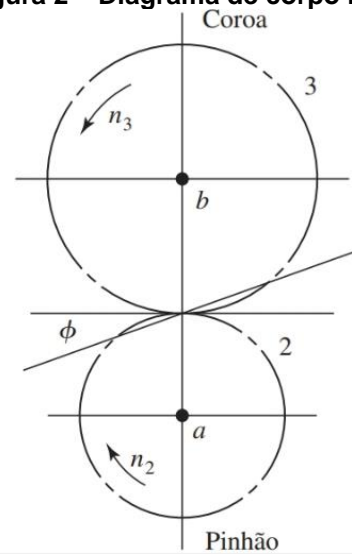
De acordo com Mahakul et al. (2021), o ângulo de pressão mais comumente utilizado é o de 20°.

### 2.2.1 Análise de forças em engrenagens

Primeiramente, a Figura 2 ilustra um pinhão montado em um eixo girando no sentido horário, acionando a coroa que gira no sentido inverso. A linha de pressão é responsável por definir a relação de engrenamento e, conseqüentemente, o ângulo em que ocorrerá a força de contato (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

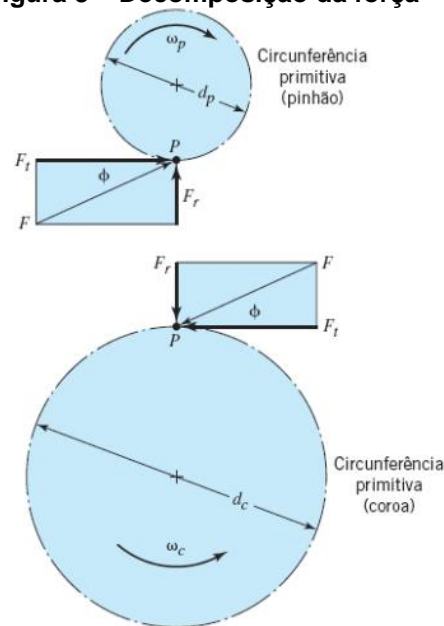
Na Figura 3, as forças de contato entre a coroa e o pinhão são representadas separadamente como  $F_t$  e  $F_r$ , onde  $F_t$  é a componente tangencial e  $F_r$  é a componente radial. A força tangencial é responsável por transmitir potência entre as engrenagens, enquanto a força radial age com a tendência de afastar as engrenagens (JUVINALL; MARSHEK, 2019).

**Figura 2 – Diagrama de corpo livre**



**Fonte:** Budynas e Nisbett (2016)

**Figura 3 – Decomposição da força**



**Fonte:** Jvinall e Marshek (2019)

Apenas a componente tangencial é útil e pode ser relacionada com o torque  $T$  a partir da Equação (3). Em muitos casos de dimensionamento de engrenagens, a potência e a rotação do eixo são dados, e é possível definir  $F_t$  a partir desses parâmetros, utilizando a Equação (4) (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

$$T = \frac{d}{2} F_t \quad (3)$$

$$F_t = \frac{60\,000 H}{\pi d \omega} = \frac{H}{V}, \quad (4)$$

onde  $H$  é dado em kW,  $F_t$  em kN,  $d$  em mm e  $\omega$  em rev/min. A velocidade linear é dada pela Equação (5), em m/s:

$$V = \frac{\pi d n}{60\,000} \quad (5)$$

### 2.2.2 Fabricação de engrenagens

Segundo Norton (2011), a fabricação de engrenagens pode ser realizada por duas formas: conformação ou usinagem. Os métodos de produção por conformação, em geral, possuem alto custo ferramental, o que torna viável somente para produções em alta escala. Em casos em que a precisão dos dentes é um fator importante para o projeto, a conformação não é tão precisa quanto a usinagem, sendo necessário operações de acabamento posteriormente. Portanto, o projeto de otimização topológica deste trabalho será pensado para que a engrenagem, assim como a maioria das engrenagens metálicas, seja fabricada por um processo de usinagem.

De acordo com Budynas e Nisbett (2016), existem diversas técnicas para formar os dentes de engrenagens, como fundição em areia, moldagem em casca, fundição de investimento, fundição em molde permanente, fundição em matriz e fundição centrífuga. Além disso, os dentes podem ser produzidos por meio de processos como metalurgia do pó ou extrusão. Engrenagens de aço, projetadas para suportar altas cargas em relação ao seu tamanho, são geralmente fabricadas por corte com cortadores de forma ou cortadores de geração. No método de conformação a frio, matrizes são roladas sobre peças de aço para formar os dentes, resultando em propriedades mecânicas melhoradas e um perfil de dente de alta qualidade.

Norton (2011) descreve com detalhes os métodos de fabricação de engrenagem, seja por conformação - o que engloba os processos de fundição, sinterização, estampagem, entre outras - ou também por usinagem, que ele divide em processos de desbaste, que incluem fresamento da forma do dente com cortadores de forma ou geradores de forma com um cortador de cremalheira, um cortador de forma ou uma fresa caracol, e também processos de acabamento, e nisso inclui retificação, lapidação, brunimento e polimento. Para este trabalho, interessa apenas que, em sua maioria, as engrenagens metálicas são produzidas pelo processo de usinagem.

### 2.2.2.1 Manufatura aditiva

A manufatura aditiva tem uma grande vantagem em relação aos processos convencionais, quando se trata de fabricar estruturas com configurações geométricas complexas, como as otimizadas topologicamente. Essas estruturas são difíceis de serem produzidas por meio de processos convencionais, o que muitas vezes requer tratamentos adicionais para melhorar a capacidade de fabricação, limitando o potencial da otimização da topologia. A manufatura aditiva oferece uma solução viável para esse problema, pois permite a produção direta dessas estruturas inovadoras, muitas vezes dispensando a necessidade de tratamentos adicionais (ZHU et al., 2021).

No entanto, a manufatura aditiva também apresenta uma desvantagem significativa, uma vez que os defeitos produzidos durante o processo, como as regiões não fundidas e os poros devido ao gás aprisionado, são as principais causas de falha por fadiga. Esses defeitos podem servir como locais de iniciação de trincas sob carga cíclica, e as altas concentrações de tensão são prejudiciais ao desempenho à fadiga. A geometria da peça, a direção de construção e a rugosidade da superfície são fatores críticos que afetam o desempenho à fadiga das peças fabricadas com manufatura aditiva (ZHU et al., 2021).

A geometria da peça pode afetar o tempo entre as camadas, que está diretamente relacionado ao histórico térmico experimentado durante a fabricação. Esse histórico térmico distintivo pode levar a várias características microestruturais, como a estrutura de grãos e a distribuição de defeitos. Além disso, é necessário retificar o flanco dos dentes de uma engrenagem impressa, o que representa uma operação adicional de produção/fabricação (RAMADANI et al., 2018; ZHU et al., 2021).

### 2.2.3 Falhas em engrenagens

A análise de tensões surgiu como uma importante área de pesquisa, que visa identificar as regiões mais solicitadas, com o objetivo de prevenir ou minimizar possíveis falhas (AGRAWAL; ALI; RATHORE, 2022). As falhas em engrenagens podem gerar grandes perdas de produção, sendo comum: crateramento na superfície de contato (*Pitting*) e pequenas fraturas (trincas) no cordão raiz do dente (KUMAR et al., 2020). Essas falhas são geradas, respectivamente, pela tensão de contato e

tensão de flexão (ZHAN; FARD; JAZAR, 2015). Quando a resistência à fadiga do material é excedida pelas tensões aplicadas, as falhas começam a ocorrer, sendo a tensão de contato a principal responsável por tais falhas (KUMAR; HIRANI; AGRAWAL, 2017).

O *pitting* surge a partir de pequenas fissuras que, submetidas a um carregamento cíclico de contato, ficam sujeitas ao rompimento do material na camada superficial, formando vazios na superfície. Esse fenômeno está relacionado a diversos fatores, como temperatura, condições de operação, acabamento superficial, microestrutura do material e carga (FLAŠKER et al., 2001).

A Figura 4 demonstra claramente as regiões mais solicitadas no dente da engrenagem. Pode-se notar que na região de contato as tensões estão mais elevadas em comparação com as tensões de flexão na raiz do dente.



Fonte: Agrawal, Ali e Rathore (2022)

A Figura 4 demonstra claramente as regiões mais solicitadas no dente da engrenagem. Pode-se notar que na região de contato as tensões estão mais elevadas em comparação com as tensões de flexão na raiz do dente.

Segundo Kumar, Hirani e Agrawal (2017), a teoria da fratura por fadiga em engrenagens foi criada por W. Lewis em 1892, em que ele considerava o dente como uma viga em balanço com a carga tangencial aplicada na ponta do dente. No entanto, essa análise era bem conservadora, pois relações de engrenamento maiores que 1 implicam que não haverá contato em apenas um dente por vez durante o engate. A norma AGMA, embora baseada na equação de Lewis, considera diversos fatores que tornam a análise mais confiável.

### 2.3 Otimização Estrutural

Engenharia é uma área que tem como principal objetivo aplicar o conhecimento científico para criar e aprimorar soluções que possam promover avanços na qualidade de vida da sociedade. Para isso, os engenheiros precisam ser capazes de otimizar as soluções, buscando a melhor alternativa possível para cada problema. Esse processo de otimização envolve a maximização ou minimização de um ou mais objetivos, como a eficiência e o custo, além de considerar restrições como orçamentos, especificações e leis. A otimização é realizada por meio do ajuste de características ou parâmetros da solução, como dimensões e tipos de materiais, a fim de encontrar a melhor alternativa possível (ÁVILA, 2020).

Nos últimos anos, grandes empresas do setor de aeronaves, automóveis, máquinas-ferramentas e outros produtos industriais têm se interessado em aplicar a teoria da otimização estrutural para obter benefícios concretos em suas pesquisas, além da pesquisa acadêmica. No entanto, é importante destacar que existem diferentes tipos de problemas de otimização estrutural, como de dimensionamento, da forma e de topologia (UPADHYAY; SONIGRA; DAXINI, 2021):

- Otimização de dimensionamento: determinar a espessura ideal ou área da seção transversal do membro estrutural para minimizar custos ou maximizar o desempenho do projeto.
- Otimização de forma: modificar suavemente os limites do domínio para localizar o perfil geométrico ideal mantendo a topologia do projeto fixa.
- Otimização de topologia: determinar a distribuição ideal do material com a máxima flexibilidade de projeto, utilizando a geração e fusão de cavidades para encontrar a melhor disposição dos materiais.

A análise estrutural é um processo que requer o conhecimento prévio das dimensões, geometria e propriedades dos materiais utilizados na construção da estrutura, com o objetivo de determinar o comportamento esperado sob determinadas solicitações. No entanto, na otimização estrutural, algumas ou todas essas informações podem estar ausentes, e o objetivo é determinar esses dados de entrada de modo que o comportamento da estrutura seja otimizado, respeitando as limitações do projeto. As *variáveis de projeto* são os dados de entrada do problema de otimização, enquanto a *função objetivo* é a meta a ser alcançada, como maximização da rigidez estática ou minimização do peso. As *restrições*, por outro lado, são as

limitações que devem ser levadas em consideração, sejam elas de natureza geométrica ou comportamental (PORTO, 2006).

A otimização é uma abordagem sistemática e automatizada para obter o melhor projeto possível, reduzindo a dependência da experiência do projetista. Com o uso de técnicas de otimização, tem sido possível reduzir drasticamente os custos do produto final, por meio da redução da quantidade de material utilizado. Isso tem um grande impacto nas indústrias que produzem em larga escala, como as de autopeças, e nas indústrias que exigem a redução de peso nos produtos, como a aeronáutica (SILVA, 2001).

A otimização de topologia difere da otimização de forma e otimização de dimensionamento, pois permite que o projeto atinja qualquer forma dentro do espaço de especificações, em vez de lidar com configurações predefinidas. É por essa razão que a otimização de topologia pode ser considerada a mais adequada para a otimização estrutural, graças à quantidade de liberdade de design que ela oferece e à disponibilidade de solucionadores comerciais com recursos para simulação numérica rápida e precisa (AHMAD; BICI; CAMPANA, 2021; PATEL et al., 2019).

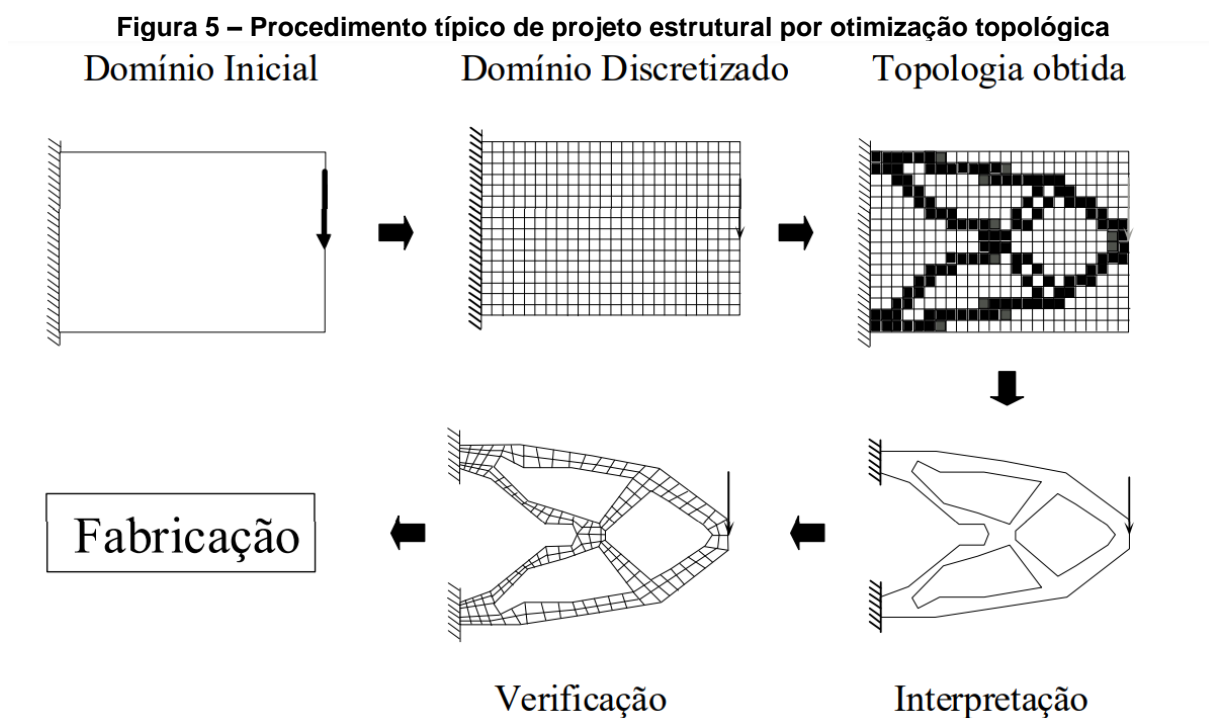
### 2.3.1 Otimização topológica

A otimização de topologia é uma metodologia de projeto estrutural avançada que tem como objetivo criar configurações inovadoras de baixo peso e alto desempenho, que são difíceis de alcançar com ideias convencionais (ZHU et al., 2021). Ela se tornou uma das técnicas de otimização estrutural mais benéficas e complexas disponíveis para engenheiros e cientistas. Na indústria de engenharia atual, a redução de peso é crucial para aumentar a eficiência de combustível e o lucro, e a otimização de topologia provou ser uma maneira eficaz de atingir esses objetivos (GUPTA et al., 2023).

Nas últimas décadas, a otimização topológica se tornou uma ferramenta amplamente aceita para produzir estruturas leves, e é baseada em um algoritmo matemático iterativo que procura encontrar um layout de densidade de elemento ideal dentro das restrições definidas pelo espaço de projeto. A otimização de topologia oferece soluções eficazes para uma ampla gama de problemas, incluindo a redução de peso de estruturas enquanto se mantém a integridade estrutural e a maximização da rigidez das peças (AHMAD; RAZA; CAMPANA, 2020).

A otimização de topologia é uma ferramenta promissora para o Projeto Assistido por Computador (CAD – do inglês *Computer Aided Design*). Essa tecnologia permite a criação de estruturas mais leves e resistentes, minimizando o uso de material. Para atingir esses objetivos, a otimização da topologia considera condições de contorno específicas e extrai material de diferentes locais do projeto. Nesse sentido, o uso de softwares de Engenharia Assistida por Computador (CAE – do inglês *Computer Aided Engineering*) é fundamental para simular e validar essas estruturas, garantindo a segurança e eficiência dos produtos finais. Com aplicação em diversos setores, como automotivo, aeroespacial e civil, a otimização topológica oferece múltiplas soluções para atender aos critérios de projeto (SATYA HANUSH; MANJIAAH, 2022).

O procedimento padrão para projetar estruturas mecânicas utilizando a otimização topológica envolve as cinco etapas ilustradas na Figura 5.



Fonte: Silva (2001)

Primeiro, é preciso definir o domínio estendido fixo de projeto, que é limitado pelos pontos de aplicação de carga e pelas condições de contorno da estrutura. É importante definir o domínio com o maior tamanho possível para não limitar o domínio de trabalho da otimização. Em seguida, o domínio é discretizado em elementos finitos e as condições de contorno são aplicadas. Na terceira etapa, os dados são inseridos



no algoritmo de otimização topológica, que distribui o material no domínio de forma a minimizar ou maximizar a função objetivo especificada. O resultado é a topologia ótima que indica onde há presença ou ausência de material. Na quarta etapa, a topologia obtida é suavizada e ajustada para que possa ser fabricada. Finalmente, na quinta etapa, é verificado o resultado final da estrutura para avaliar as pequenas alterações na interpretação da função objetivo. É recomendável verificar a estrutura final usando o FEM, pois os resultados gerados pela otimização topológica podem não ser intuitivos (LIMA, 2002; SILVA, 2001).

Otimização de topologia tem sido amplamente utilizada na indústria automotiva e aeroespacial para criar estruturas leves, porém, sua aplicação pode resultar em geometrias muito complexas e com características difíceis de serem fabricadas, mesmo com o uso de técnicas de Manufatura Aditiva e Fundição. Nesse contexto, este trabalho propõe a aplicação de restrições de projeto e fabricação adequadas durante o processo de otimização topológica, visando um projeto que possa ser efetivamente produzido por meio de técnicas de usinagem convencionais, sem a necessidade de investimentos adicionais em equipamentos ou processos especiais (AHMAD; RAZA; CAMPANA, 2020).

### 2.3.1.1 Questões ambientais

É fundamental ressaltar que o impacto do uso dessas técnicas vai além da simples otimização do projeto mecânico da peça. Ele se estende por toda a cadeia produtiva da empresa, uma vez que produtos mais leves reduzem o uso de material, possibilitam aumento na produção, facilitam o transporte entre outras vantagens, resultando em uma redução significativa nos custos totais finais da peça (SILVA, 2001).

Produtos mais leves têm menor impacto ambiental de transporte do que produtos mais pesados, já que a eficiência do transporte é influenciada pelo peso, distância percorrida e carbono incorporado no veículo. Buscando a redução de peso, é possível contribuir significativamente para a sustentabilidade ambiental da cadeia produtiva, tornando o transporte dos produtos mais eficiente e com menor impacto ambiental (LEE et al., 2023).

Tanto o setor automotivo quanto o aeroespacial estão constantemente buscando maneiras de melhorar o nível de conforto e maximizar o espaço disponível, mas esse esforço tem levado ao aumento do peso estrutural, resultando em alto

consumo de combustível, altas emissões, instabilidade dinâmica e aumento do custo do material utilizado. Por esse motivo, há uma iniciativa deliberada para produzir estruturas mais leves, a fim de minimizar os problemas mencionados (AHMAD; RAZA; CAMPANA, 2020).

A produção de peças otimizadas topologicamente pode trazer benefícios ambientais significativos, mas é preciso estar atento ao seu impacto ambiental, especialmente se a produção não for bem gerenciada. A fabricação dessas peças geralmente envolve tecnologias avançadas que consomem muita energia e geram resíduos.

Para minimizar esse impacto, as empresas precisam adotar práticas de fabricação sustentáveis, como o uso de fontes de energia renovável e a reciclagem de resíduos. Na usinagem, é importante adotar práticas de uso, reuso e reciclagem, como a afiação das ferramentas e a filtragem dos fluidos refrigerantes para reutilização. Quando não é mais possível reutilizá-los, os resíduos devem ser descartados em aterros sanitários ou em usinas de reciclagem especializadas. Dessa forma, é possível reduzir o impacto ambiental da usinagem e promover a sustentabilidade (LU et al., 2011).

### 2.3.1.2 Material Isotrópico com Penalização

O método *Solid Isotropic Material with Penalization* (SIMP) busca encontrar a distribuição ideal de densidades de elementos em uma estrutura, representando um problema de otimização. Ele é considerado eficiente e de fácil implementação por ser compatível com o FEM. Como resultado, tem sido amplamente aplicado em diversos problemas de engenharia que envolvem diferentes áreas, como elasticidade linear, dinâmica e mecânica dos fluidos. O SIMP é capaz de otimizar a distribuição de material em uma estrutura, a fim de maximizar sua resistência e rigidez, enquanto minimiza o peso e o custo da produção (SEO; KIM; YOUN, 2010).

O SIMP é amplamente utilizado para otimização topológica e consiste na discretização do espaço de projeto com base na distribuição de densidade de elementos, que podem ter valores de 0 a 1. Nessa abordagem, 1 representa um elemento sólido, enquanto 0 indica um espaço vazio. Os valores intermediários são considerados densidades intermediárias e são penalizados pelo SIMP para garantir uma melhor forma para a fabricação. Essa técnica é bem aceita e foi implementada em muitos softwares FEM comerciais (AHMAD; RAZA; CAMPANA, 2020).

O SIMP se tornou a técnica de otimização de topologia mais popular em engenharia por sua forma concisa e por ter sido incorporado em softwares comerciais. Em contraste com a técnica de homogeneização, o SIMP utiliza a penalização exponencial do módulo de elasticidade dos elementos em função das variáveis de densidade. Essa abordagem permite a obtenção de soluções mais eficientes e precisas para problemas de engenharia que envolvem a otimização estrutural (ZHU et al., 2021).

#### **2.4 Método dos Elementos Finitos em Engenharia Assistida por Computador**

As técnicas numéricas que utilizam o FEM são amplamente utilizadas em pesquisas devido à sua notável eficácia e flexibilidade no campo. O FEM é uma técnica numérica que foi desenvolvida há mais de setenta anos e possui um histórico de pesquisa intensiva e reconhecimento por sua eficácia comprovada. Essa técnica é bem estabelecida e compreendida, o que a torna uma opção preferida em diversas áreas de pesquisa (UPADHYAY; SONIGRA; DAXINI, 2021).

No desenvolvimento de um produto mecânico, é importante determinar seu comportamento estrutural para garantir que não ocorram falhas em condições normais ou críticas. Para isso, o FEM é uma ferramenta extremamente valiosa. Seu uso tornou-se essencial para obter um produto com alto desempenho e qualidade. O FEM é uma técnica de CAE que pode auxiliar à Engenharia Preditiva para prever falhas e realizar correções por meio de simulações (ALVES FILHO, 2009).

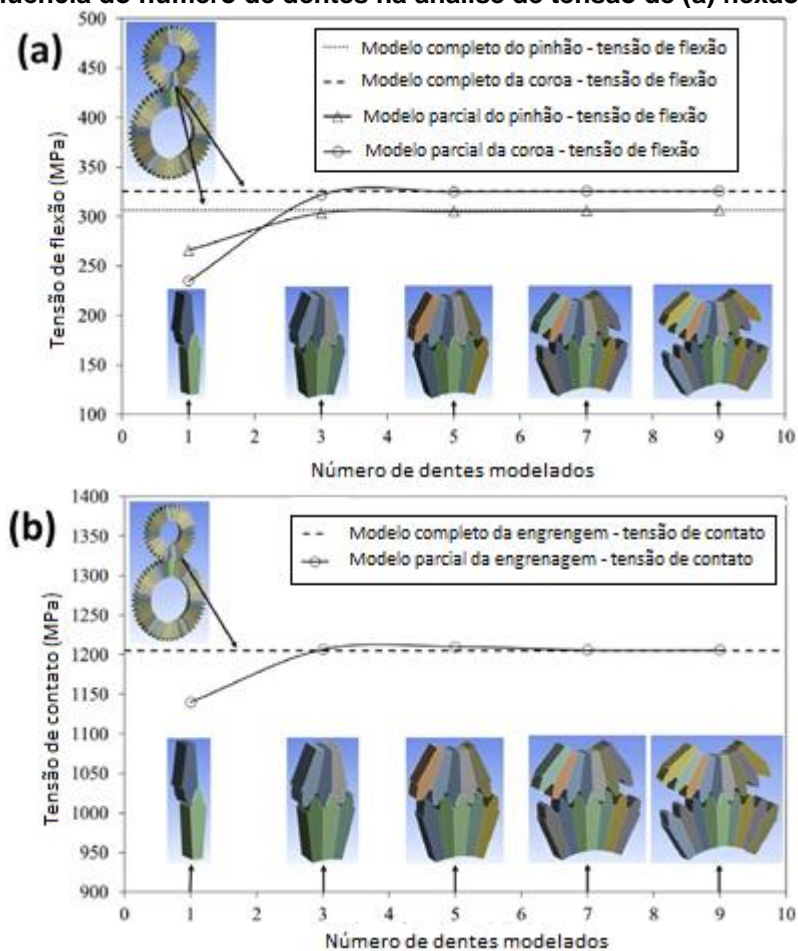
O campo de otimização estrutural surgiu aproximadamente na mesma época do FEM. No entanto, a otimização estrutural requer análises estruturais repetitivas em diferentes projetos candidatos, o que torna o desenvolvimento dessa área mais lento em comparação com as técnicas numéricas. Com o tempo, ferramentas comerciais de ponta baseadas em FEM foram desenvolvidas, e hoje elas oferecem soluções para problemas de otimização estrutural através de módulos dedicados. Isso permite uma integração cada vez maior entre análise estrutural e otimização, resultando em projetos mais eficientes e econômicos (UPADHYAY; SONIGRA; DAXINI, 2021).

O FEM faz uma aproximação da estrutura como um conjunto de elementos interconectados, onde cada elemento possui sua própria rigidez (RAO; VAMSI, 2016). Esses elementos são conectados por pontos chamados nós, e a rigidez da estrutura inteira é avaliada a partir da rigidez de cada elemento. Esse comportamento é descrito por equações matemáticas aplicadas em cada elemento. Através do deslocamento

dos nós, é possível avaliar a tensão e a resistência mecânica da estrutura (ALVES FILHO, 2009).

Aumentar o número de nós aumenta a precisão da solução, mas também aumenta o tempo computacional e, conseqüentemente, o custo. Portanto, são necessárias simplificações para otimizar o processamento da análise. Por exemplo, pode-se evitar modelar todos os dentes de uma engrenagem e usar uma malha mais grosseira nela, enquanto se usa uma malha mais refinada nos pontos de análise. A influência do número de dentes na análise de tensões por FEM é mostrada na Figura 6 (LISLE; SHAW; FRAZER, 2017).

Figura 6 – Influência do número de dentes na análise de tensão de (a) flexão; e (b) contato.



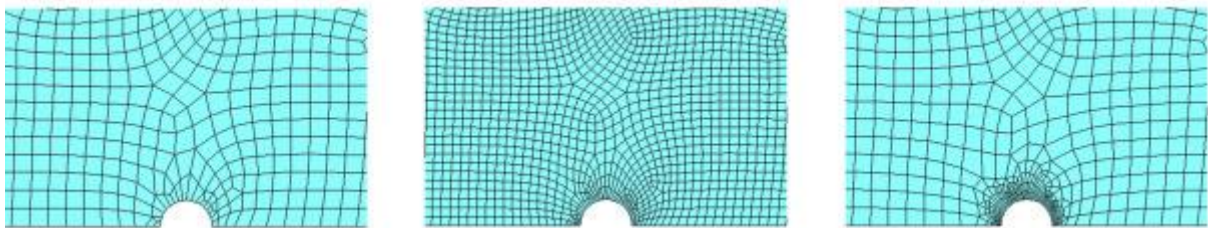
Fonte: Lisle, Shaw e Frazer (2017)

Pela Figura 6 é possível notar que pelo menos três dentes são necessários para obter um resultado suficientemente preciso e próximo ao obtido com todos os dentes modelados.

## 2.5 Refinamento de malha

O refinamento da malha, em essência, divide os elementos em mais partes, o que na prática aumenta elementos de linha. Isso requer mais processamento e tempo para obter os resultados desejados. Portanto, não é recomendado realizar um refinamento global da malha, mas sim um refinamento local, nas áreas de interesse, ou seja, nas áreas com elevados gradientes do que deseja ser analisado (THOMPSON; THOMPSON, 2017). O refinamento local é muito mais eficiente e pode fornecer resultados tão precisos quanto o refinamento global. Na Figura 7, temos um exemplo de refinamento global e local, em que (b) mostra uma malha completamente refinada, aumentando significativamente a necessidade de processamento, enquanto o refinamento local é necessário apenas na área do furo, onde há concentrações de tensão e, portanto, onde há maior interesse de análise, como pode ser visto na imagem (c).

**Figura 7 – Malha (a) original; (b) com refinamento global; (c) com refinamento local.**



**Fonte:** Thompson e Thompson (2017)

Como mencionado anteriormente, o refinamento da malha tende a gerar resultados mais precisos, mas também mais demorados, o que pode resultar em custos mais altos. Por isso, é importante realizar o teste de convergência de malha para determinar a quantidade necessária de refinamento para atingir um erro associado aceitável, sem aumentar o processamento de forma desnecessária. A taxa de convergência é analisada aumentando-se o número de elementos até que se observe pouca variação na tensão, deslocamento ou qualquer outro fator analisado, de modo que não seja mais necessário refinar a malha (ALVES FILHO, 2009).

### 3 ASPECTOS METODOLÓGICOS

Nesta pesquisa, a otimização topológica de uma engrenagem é classificada como uma abordagem quantitativa, pois utiliza métodos numéricos e análise estatística para otimizar a geometria da engrenagem. A abordagem quantitativa é definida por Sampieri, Collado e Lucio (2013) como uma abordagem que utiliza a coleta de dados para testar hipóteses, baseando-se na medição numérica e na análise estatística para estabelecer padrões e comprovar teorias.

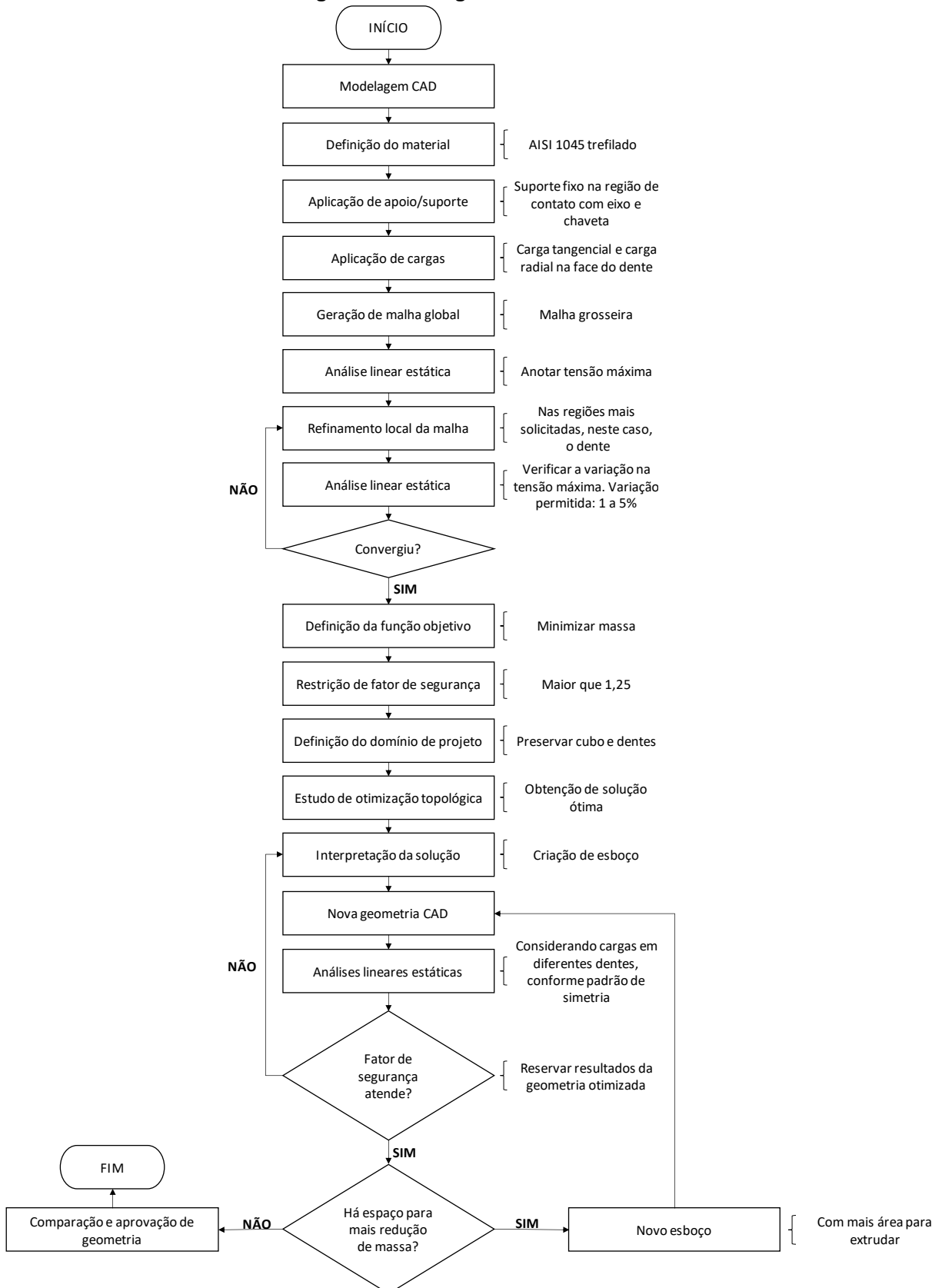
Este trabalho tem como objetivo principal aplicar a técnica de otimização topológica em uma coroa de engrenagem cilíndrica de dentes retos. A pesquisa busca reduzir a massa da coroa sem comprometer sua eficiência e desempenho, resultando em uma nova geometria mais leve e fabricável por usinagem convencional. Os resultados serão validados por meio de simulação linear estática para verificar se a nova geometria suporta as cargas esperadas e compará-la com a geometria original.

O método DSR (do inglês – *Design Science Research*) é adotado neste trabalho como uma estrutura confiável para o desenvolvimento de modelos na engenharia. Essa abordagem oferece procedimentos analíticos rigorosos para um estudo de pesquisa preciso na área de engenharia. O objetivo do DSR é melhorar a eficácia, eficiência e usabilidade de práticas na engenharia, desenvolvendo soluções que atendam aos requisitos estabelecidos. Para isso, este trabalho segue as seis etapas do método DSR: (1) identificação da oportunidade de pesquisa e motivação; (2) definição dos objetivos da solução; (3) concepção e desenvolvimento; (4) demonstração; (5) avaliação; e (6) comunicação (NUÑEZ; BORSATO, 2018).

As duas primeiras etapas foram abordadas na introdução do trabalho, onde foi apresentado o estado da arte e os objetivos. As etapas 3 e 4 consistem na aplicação da técnica de otimização topológica na coroa de engrenagem cilíndrica de dentes retos. A validação da nova geometria será realizada por meio de simulação estática linear, o que corresponde à quinta etapa. É importante destacar que o corpo da engrenagem não precisa passar por análise dinâmica, uma vez que não é submetido a ciclos de carga significativos, por outro lado, os dentes da engrenagem que são a parte mais crítica submetida a ciclos de trabalho já foram analisados pela norma AGMA. Por fim, a última etapa envolve a disponibilização deste trabalho no repositório da UTFPR, a fim de compartilhar os resultados obtidos com a comunidade acadêmica.

## 3.1 Fluxograma

Figura 8 – Fluxograma do Trabalho



Fonte: Autoria própria (2023)

## 4 CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

### 4.1 Estudo de caso

#### 4.1.1 Sistema de transmissão

A coroa de um sistema de transmissão foi selecionada para otimização topológica devido ao seu maior potencial de redução de massa em comparação com o pinhão, uma vez que é maior e menos solicitada. O sistema de transmissão escolhido veio do artigo de Nunez (2022), onde o pinhão já foi analisado e aprovado seguindo a norma AGMA, tanto a resistência ao contato quanto a resistência a flexão. Os dados analisados foram retirados de um equipamento real, uma bomba centrífuga de baixa velocidade acionada por motor elétrico, e estão detalhados na Tabela 1.

**Tabela 1 – Dados do sistema de transmissão do equipamento mecânico**

<b>Bomba centrífuga de baixa rotação e motor elétrico</b>			
<b>Magnitude</b>	<b>Simb.</b>	<b>Valor</b>	<b>Und.</b>
<b>Diâmetro do furo do cubo</b>	$\Phi$	20	mm
<b>Potência de projeto</b>	P	7527	W
<b>Módulo</b>	m	3	mm
<b>Rotação de entrada</b>	$\omega_P$	1200	rpm
<b>Número de dentes pinhão</b>	$N_P$	16	
<b>Ângulo de pressão</b>	$\Theta$	20	°
<b>Relação de transmissão</b>	i	2,5	
<b>Raio de filete</b>	r	0,9	mm
<b>Rotação de saída</b>	$\omega_G$	480	rpm
<b>Número de dentes coroa</b>	$N_G$	40	
<b>Diâmetro primitivo - Pinhão</b>	$D_{pP}$	48	mm
<b>Diâmetro externo do - Pinhão</b>	$D_{eP}$	54	mm
<b>Diâmetro raiz - Pinhão</b>	$D_{rP}$	40,5	mm
<b>Diâmetro base - Pinhão</b>	$D_{bP}$	45,1	mm
<b>Torque do pinhão</b>	$T_P$	59,9	N-m
<b>Diâmetro primitivo Coroa</b>	$D_{pG}$	120	mm
<b>Torque da coroa</b>	$T_G$	149,74	N-m
<b>Distância de centro</b>	C	84	mm
<b>Velocidade linear</b>	V	3,016	m/s
<b>Carga tangencial transmitida</b>	$F_t$	2495,7	N
<b>Carga resultante transmitida</b>	F	2655,9	N
<b>Carga radial transmitida</b>	$F_r$	908,4	N
<b>Largura escolhida</b>	b	36	mm

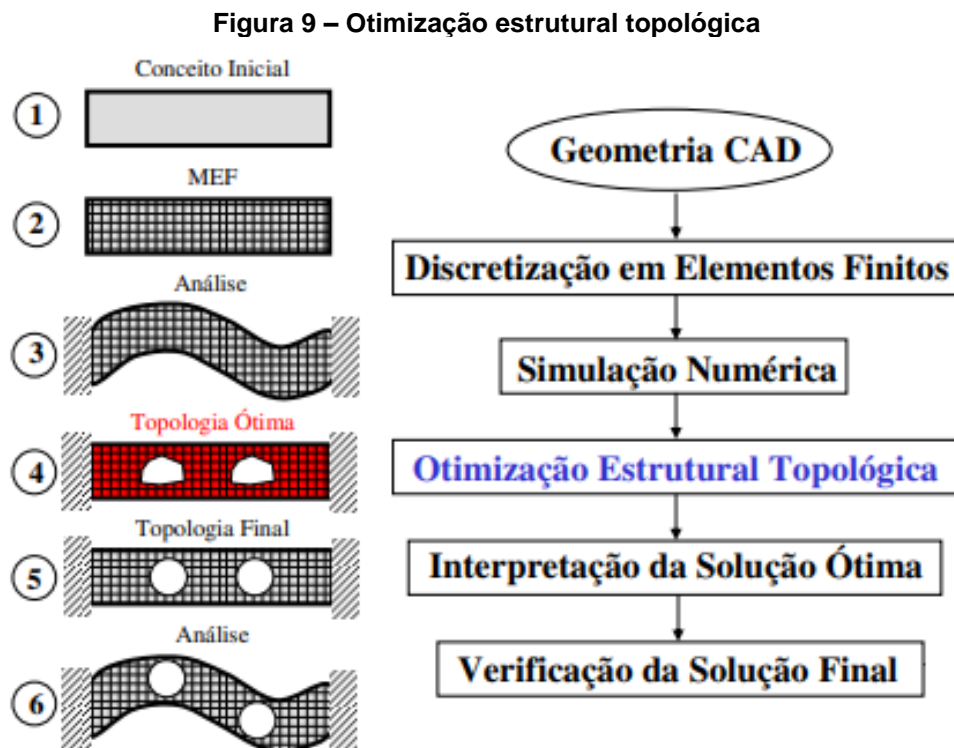
Fonte: Adaptado de Nunez (2022)



O pinhão e a coroa são de aço AISI 1045 trefilado a frio, usinado, módulo de 3 mm, sendo ambas engrenagens cilíndricas de dentes retos com ângulo de pressão de 20°. A potência do pinhão é de 7527 W, com velocidade angular de 1200 rpm e o eixo de transmissão tem 20 mm de diâmetro. A largura da face é de 36 mm. A coroa possui 40 dentes e o pinhão possui 16 dentes. Utilizando a abordagem AGMA, o fator de segurança do pinhão encontrado foi de 1,0 para contato e 2,4 para flexão. A coroa original possui 3,05275 kg.

#### 4.1.2 Otimização topológica

Os passos de uma otimização topológica genérica são ilustrados na Figura 9 e serão reproduzidos no desenvolvimento deste projeto.

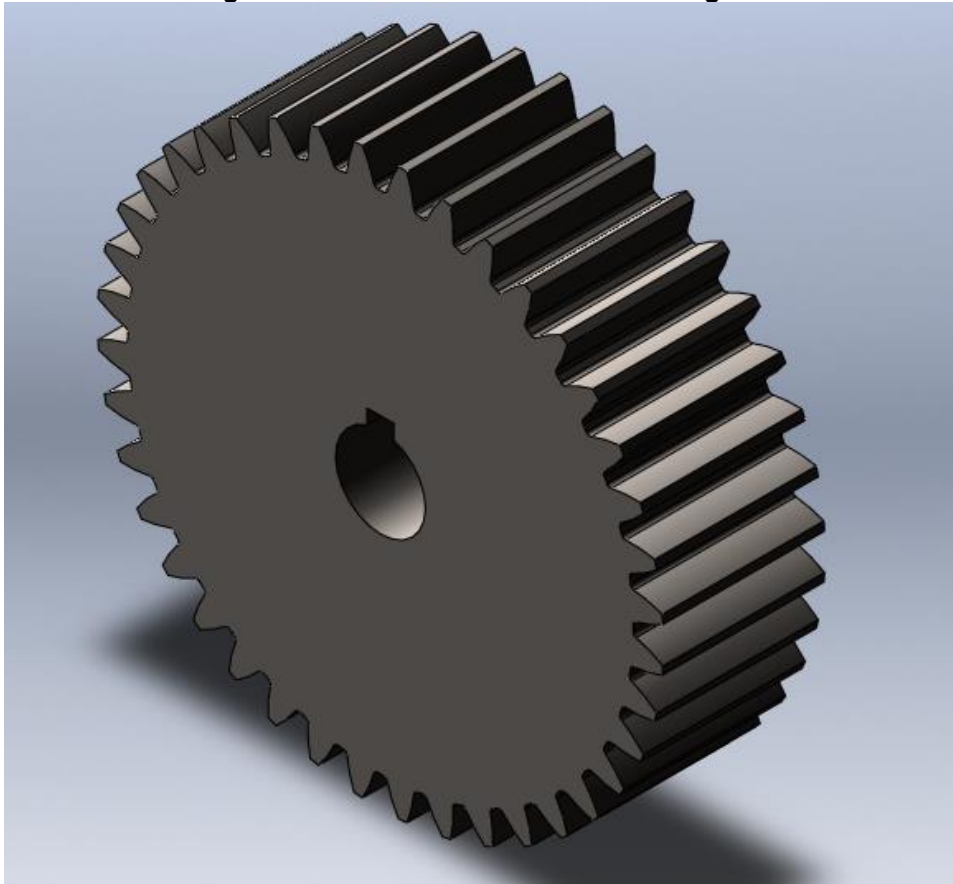


Fonte: Porto (2006)

#### 4.2 Modelagem CAD da coroa original

O primeiro passo da otimização topológica, ilustrado na Figura 9, é a modelagem da geometria CAD. Neste trabalho utilizou-se o software SolidWorks para essa finalidade também para todas as etapas posteriores. A coroa original em sua versão 3D é ilustrada pela Figura 10.

**Figura 10 – Geometria CAD da coroa original**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

O SolidWorks possui uma biblioteca chamada Toolbox que contém elementos de máquinas e estruturais pré-modelados e armazena elementos que seguem normas internacionais, incluindo a ISO. Dentre as opções de engrenagens disponíveis na Toolbox, a mais adequada para este caso é a Engrenagem dentada, que é cilíndrica e de dentes retos. Os parâmetros necessários são: módulo igual a 3, 40 dentes, ângulo de pressão de 20 graus, largura da face de 36, estilo de cubo Tipo A, diâmetro do eixo de 20 mm e entalhe quadrado para chaveta. No entanto, após selecionar a engrenagem da biblioteca é necessário adicionar o raio do filete, um parâmetro que não é solicitado ao carregar a engrenagem do acervo e deve ser adaptado. Nesse caso, o raio a ser considerado é de 0,9 mm.

#### **4.3 Análise estática linear**

Para conduzir a análise FEM, é necessário ter a geometria da engrenagem, que foi elaborada na primeira etapa, juntamente com as condições de contorno e as cargas que serão aplicadas na engrenagem. Estes elementos fazem parte da segunda

etapa, conhecida como discretização em elementos finitos, e que também envolve a geração da malha (PIMPALTE; SHILWANT, 2017).

As etapas dois e três da otimização topológica, ilustradas na Figura 9, são realizadas a partir de um estudo de análise estática no software SolidWorks, e têm o objetivo de avaliar o desempenho do projeto de forma a validar e, até mesmo, justificar a aplicação de técnicas de otimização topológica. Isso ocorre porque a remoção de material se dá, basicamente, em regiões de baixa tensão, que podem ser observadas pela análise estrutural (PATEL et al., 2019).

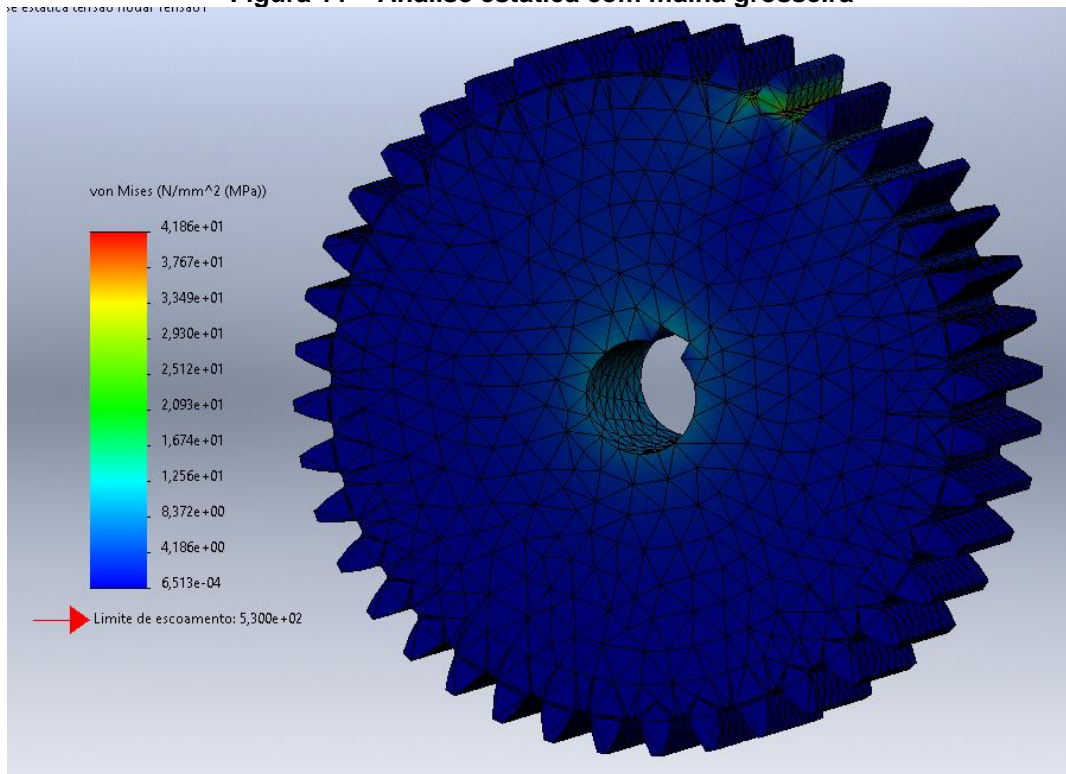
A biblioteca de materiais do SolidWorks contém o aço AISI 1045 trefilado e suas propriedades são suficientemente semelhantes às encontradas na biblioteca online MatWeb (2023), uma ferramenta valiosa para se obter informações precisas e atualizadas sobre propriedades dos materiais.

A região de apoio, ou seja, a área que está em contato direto com o eixo e chaveta é considerada como suporte fixo, prática comum na análise estática de engrenagens, uma vez que ao manter a engrenagem fixa evita deformações que poderiam afetar os resultados de medição (PIMPALTE; SHILWANT, 2017).

Assim como a norma AGMA, que é referência em análise de engrenagens, neste trabalho serão consideradas ambas as cargas para análise, tanto a radial quanto tangencial (NUNEZ, 2022; PIMPALTE; SHILWANT, 2017). A magnitude das cargas está disposta na Tabela 1, sendo 2495,7 N de carga tangencial e 908,4 N de carga radial. Outra opção seria usar a carga resultante de 2655,9 N aplicada considerando o ângulo de pressão de 20°. Ambas as opções são equivalentes.

Em princípio, foi aplicada uma malha grosseira, conforme fatores de densidade de malha pré-estabelecidos pelo software, com elementos de 6 mm, sem realizar nenhum refinamento local. Como ilustrado na Figura 11, obteve-se uma tensão máxima de von Mises igual a 41,86 MPa, bem inferior à sua resistência ao escoamento de 530 MPa, o que demonstra um grande potencial para realizar alterações na geometria sem comprometer a funcionalidade da coroa. Como esperado, as tensões se distribuem com maior magnitude no dente da engrenagem, tornando o corpo uma região perfeita para realizar estudos de redução de material, uma vez que as técnicas de otimização topológica penalizam as regiões de baixa tensão.

**Figura 11 – Análise estática com malha grosseira**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

Por mais que existam estudos que demonstram que a realização de análises de engrenagens com apenas 3 dentes modelados já é suficiente para se obter resultados precisos e com boa redução de tempo computacional, como o ilustrado pela Figura 6, neste trabalho optou-se por manter toda a geometria original, uma vez que o objetivo principal não é realizar análises de tensões, mas sim um estudo de otimização de topologia.

A seguir, foram realizados refinamentos locais na região mais solicitada, o dente, com teste de convergência de malha. A carga foi aplicada na região da face abaixo da linha primitiva nesta primeira situação. Posteriormente, será analisado como a coroa se comporta quando a carga é aplicada na região superior à linha primitiva. Para as próximas etapas, será considerada a situação mais crítica.

Considerando variações aceitáveis de 1% a 5% para a convergência de malha, com apenas duas etapas de refinamento já se atingiu a convergência, como demonstram os dados da Tabela 2. Mais refinamento aumenta o número de elementos e, conseqüentemente, exige mais processamento computacional para análise. Por exemplo, com um refinamento local com elementos de 1,500 mm, a coroa é discretizada com 106.080 elementos, e se obtém uma tensão máxima de 48,39 MPa,

uma variação de apenas 0,6% se comparado à tensão máxima obtida por um refinamento de 0,375 mm, que foi de 48,67 MPa e cujo número de elementos chega a um total de 192.098, cerca de 81% a mais. O aumento do tempo computacional exigido para esse processamento é inviável considerando a insignificante melhora na precisão.

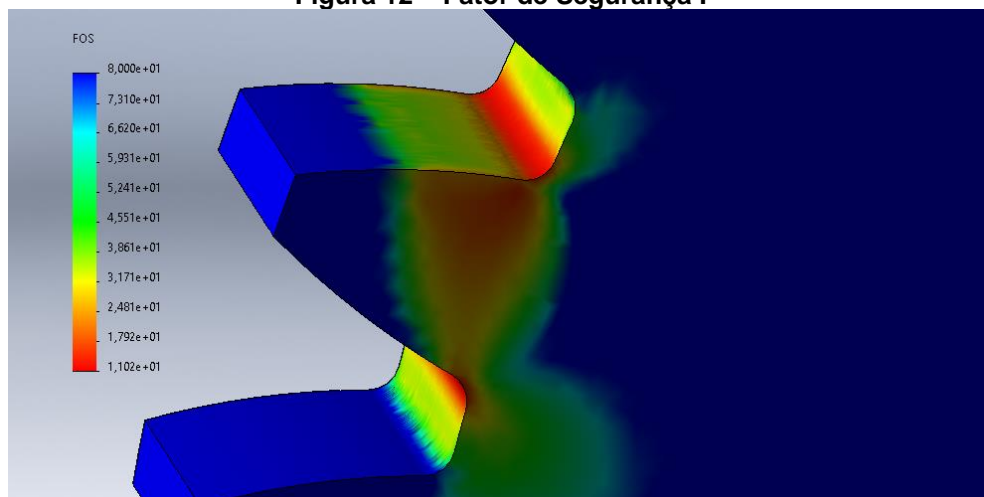
**Tabela 2 – Teste de convergência de malha I**

Tamanho do elemento (mm)	Tensão Máxima (MPa)	Variação
6,000	42,41	-
3,000	48,88	15,26%
1,500	48,39	-1,00%
0,750	48,78	0,81%
0,375	48,67	-0,23%

Fonte: Autoria própria (2023)

O fator de segurança mínimo obtido foi de 11, o que indica uma ampla margem de segurança no projeto da coroa. Esse valor foi encontrado nas regiões em vermelho ilustradas na Figura 12, que são áreas de maior concentração de tensão. Isso sugere que há espaço para redução de material, especialmente no corpo da engrenagem, onde os índices de segurança são ainda maiores.

**Figura 12 – Fator de Segurança I**



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

O segundo cenário se mostrou mais crítico do que o primeiro e, assim como na primeira situação, houve convergência da malha logo na segunda iteração, conforme os dados da Tabela 3. Considerando a malha refinada localmente com

elementos de 1,500 mm, a tensão máxima foi de 102,4 MPa, o que resultou em um coeficiente de segurança mínimo de 5,2. Portanto, esse será o cenário utilizado para a aplicação da otimização topológica.

**Tabela 3 – Teste de convergência de malha II**

Tamanho do elemento (mm)	Tensão Máxima (MPa)	Variação
6,000	75,35	-
3,000	102,20	35,63%
1,500	102,40	0,20%
0,750	102,40	0,00%
0,375	102,20	-0,20%

**Fonte:** Autoria própria (2023)

Um detalhe interessante nos dados do segundo cenário demonstra que a convergência foi muito melhor do que uma variação considerada aceitável.

#### 4.4 Estudo de topologia

##### 4.4.1 Metas e restrições

O SolidWorks oferece três opções de objetivos, a saber: melhor taxa de rigidez para peso, minimizar deslocamento máximo e minimizar massa. Neste trabalho, a variável de interesse não é o deslocamento, e sim a massa. Portanto, restam duas opções viáveis como objetivo. No entanto, para o objetivo de melhor taxa de rigidez para peso, o peso não é uma variável, mas sim uma restrição, ou seja, um dado de entrada. Portanto, o objetivo correto para este trabalho é a minimização de massa.

Foi definido como restrição um fator de segurança maior do que 1,25, que é o padrão do software e, de acordo com Juvinal e Marshek (2019), é recomendado para situações em que se deseja peso baixo. É importante ressaltar que o fator de segurança mencionado aqui, não é o mesmo que o exigido pela norma AGMA, que deve estar entre 1 e 1,5, e serve apenas como um parâmetro para a norma.

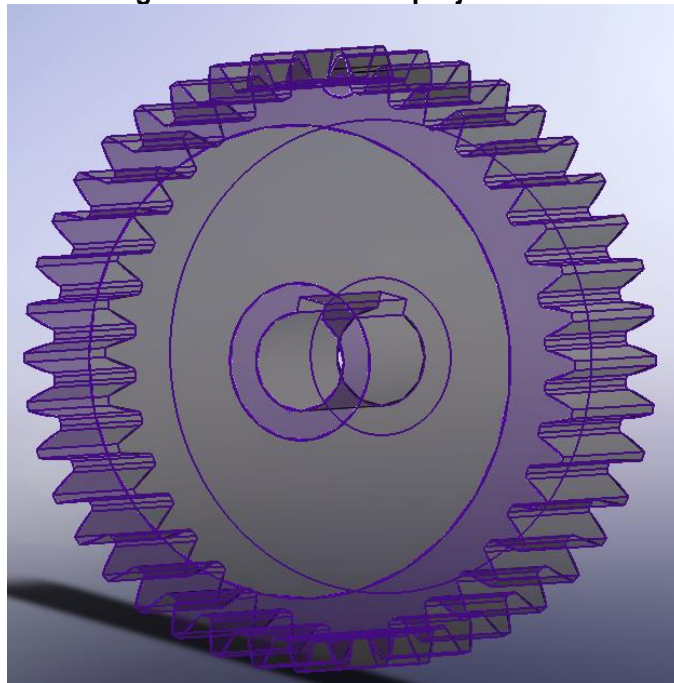
Outra restrição é a definição do domínio de projeto, as regiões onde será permitido ou não a realização de modificações na topologia. Neste trabalho o domínio de projeto será o corpo da engrenagem, preservando a geometria original dos dentes e do cubo.

A Figura 12 ilustra que a tensão se distribui além do dente, se a espessura da borda da engrenagem não for suficiente para fornecer suporte total ao cordão raiz do

dente, a falha por fadiga à flexão pode ocorrer na borda da engrenagem, em vez de ocorrer no filete do cordão raiz, de modo que se recomenda uma borda 20% maior que a altura do dente (NUNEZ, 2022). Além da preservação dos dentes, a espessura da borda deve ser considerada, pois a falha por fadiga devido aos efeitos da carga cíclica pode passar despercebida pela análise estática.

Em relação ao cubo, um diâmetro 60% maior que o furo do eixo foi excluído do domínio do projeto. A Figura 13 ilustra as regiões que serão preservadas no estudo de topologia, destacadas em roxo.

**Figura 13 – Domínio de projeto e fixo**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

A massa da região de domínio de projeto, desconsiderando as regiões que devem permanecer preservadas, é de 1,46497 Kg, o que representa 48% da massa total da coroa. Isso significa que este trabalho está limitado a uma redução máxima de 48%, mas essa redução seria obtida ao eliminar todo o domínio de projeto, o que não é possível nessas condições de trabalho.

#### 4.4.2 Coroa otimizada

O software gera uma geometria otimizada considerando a carga aplicada em um único dente, o que não garante uma geometria que atenda às restrições quando

a carga é aplicada em outro dente. A Figura 14 ilustra a geometria otimizada gerada pelo software sem a aplicação de restrições de simetria.

**Figura 14 – Topologia Ótima**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

Grandes quantidades de material foram removidas nas regiões distantes do dente onde a carga foi aplicada. Claramente, a geometria formada dessa maneira levará a falha da coroa, de modo que a interpretação dessa solução deve passar por gerar um padrão circular de simetria, visando uma nova configuração que possa satisfazer todos os 40 dentes.

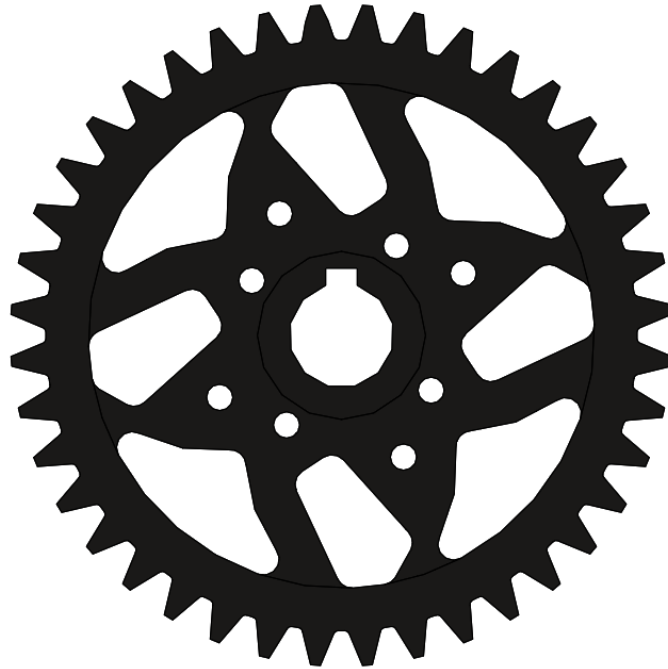
## **4.5 Geometrias otimizadas**

### **4.5.1 Coroa Otimizada I**

Todos os modelos feitos levam em consideração um raio mínimo de 3 mm para furos circulares e cantos arredondados. Considerando a geometria resultante da otimização topológica ilustrada na Figura 14, foi realizada a interpretação e suavização da geometria. Posteriormente, ela foi padronizada circularmente com  $\frac{1}{4}$  de simetria, resultando na coroa ilustrada na Figura 15, que será nomeada a partir de agora como “Coroa Otimizada I”. Ela possui 2,13532 kg, o que equivale a 30% da massa da coroa original e representa uma redução de cerca de 62,6% no domínio de projeto.



**Figura 15 – Coroa Otimizada I**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

Considerando o padrão de simetria da Coroa Otimizada I, a validação deve ser obtida após análises da aplicação de carga em  $\frac{1}{4}$  dos dentes. A Tabela 4 contém os resultados desta análise. O fator de segurança mínimo varia de 4,5 a 5,2, o que não representa uma grande diferença em comparação com a coroa original.

**Tabela 4 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada I**

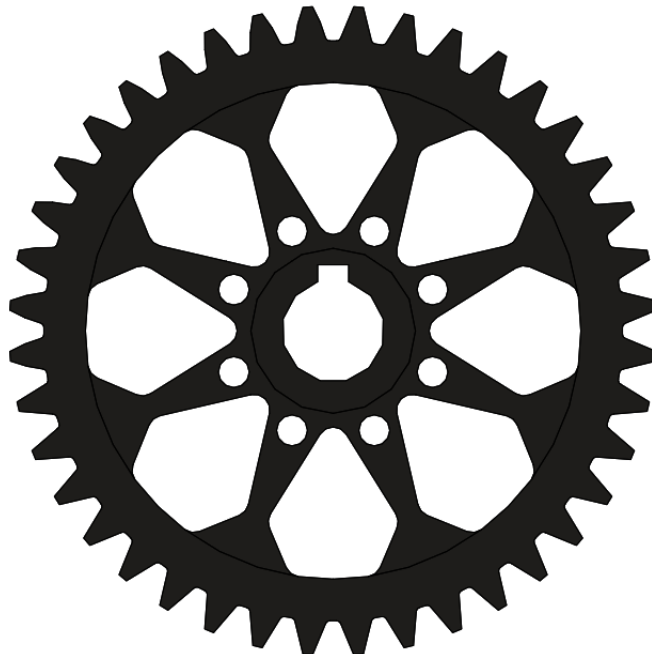
Coroa Otimizada I		
Dente	Tensão Máxima (MPa)	Fator de Segurança Mínimo
1	107,8	4,9
2	105,5	5,2
3	103,6	5,1
4	112,5	4,7
5	115,6	4,6
6	117,3	4,5
7	112,4	4,7
8	106,5	5,0
9	105,0	5,0
10	110,6	4,8

**Fonte:** Autoria própria (2023)

#### 4.5.2 Coroa Otimizada II

Com base no esboço da Coroa Otimizada I, foram realizadas algumas adaptações com o objetivo de aumentar os padrões de simetria circular e reduzir ainda mais a massa. Isso resultou na Coroa Otimizada II, ilustrada na Figura 16, na qual foi obtida uma redução de cerca de 39% em relação a coroa original e uma redução cerca de 81,5% no domínio de projeto. A geometria detalhada pode ser observada no Apêndice A, a partir de sua folha de desenho.

**Figura 16 – Coroa Otimizada II**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

**Tabela 5 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada II**

Coroa Otimizada II		
Dente	Tensão Máxima (MPa)	Fator de Segurança Mínimo
1	107,5	4,9
2	100,2	5,3
3	103,7	5,1
4	110,6	4,8
5	112,1	4,7

**Fonte:** Autoria própria (2023)

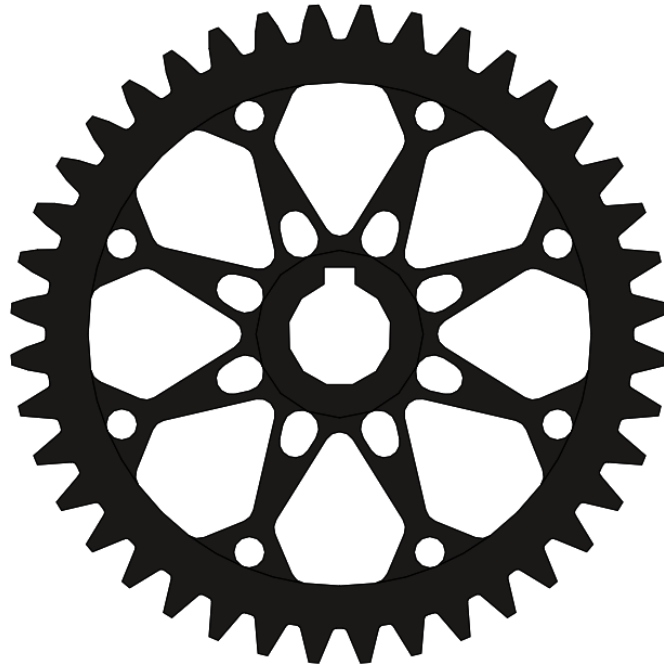
A Coroa Otimizada II possui um padrão de simetria que se repete 8 vezes, de modo que foi necessário analisar apenas 5 dentes. Os dados da Tabela 5 mostram

que o fator de segurança mínimo variou de 4,7 a 5,3, atingindo um valor levemente superior ao encontrado na coroa original, que foi de 5,2.

#### 4.5.3 Coroa Otimizada III

Esses resultados demonstram que ainda pode-se reduzir mais massa. A Coroa Otimizada III, ilustrada na Figura 17, apresentou uma redução de cerca de 43% da coroa original e 89,5% no domínio de projeto. A geometria detalhada pode ser observada no Apêndice B, a partir de sua folha de desenho.

**Figura 17 – Coroa Otimizada III**



**Fonte:** Adaptado de SolidWorks (2023)

**Tabela 6 – Análise Linear Estática da Coroa Otimizada III**

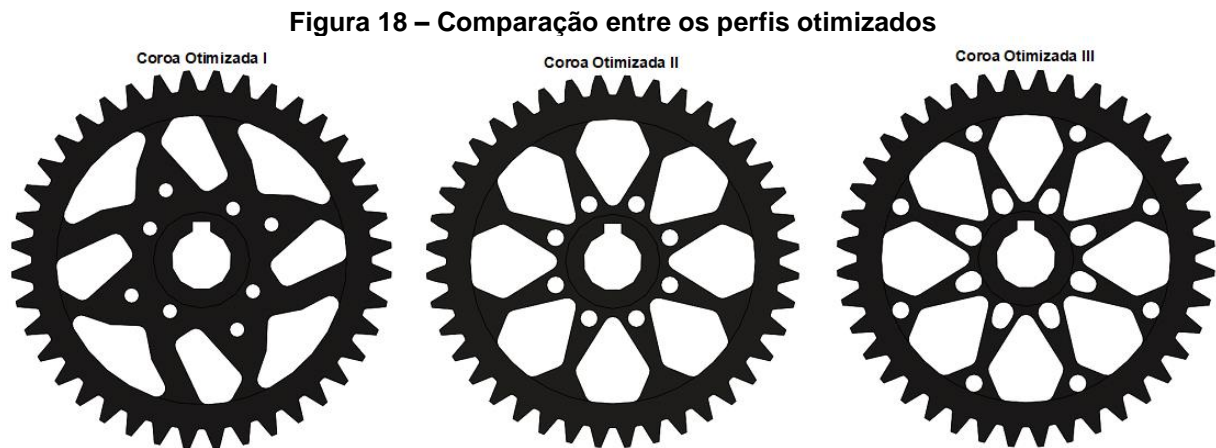
Coroa Otimizada III		
Dente	Tensão Máxima (MPa)	Fator de Segurança Mínimo
1	108,9	4,9
2	101,5	5,2
3	108,6	4,9
4	111,6	4,7
5	112,9	4,7

**Fonte:** Autoria própria (2023)

Novamente não houve mudanças significativas quanto ao fator de segurança mínimo, como demonstra os dados da Tabela 6, pois nessa coroa variou-se de 4,7 a 5,2.

#### 4.6 Comparação entre os modelos

A Tabela 7 apresenta os dados referentes à redução de massa das 3 coroas otimizadas, e todas elas estão ilustradas juntas na Figura 18. É esperado que a terceira coroa apresentasse a maior redução de massa, uma vez que cada nova coroa foi gerada com o objetivo de reduzir ainda mais a massa em comparação com a anterior.



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

**Tabela 7 – Comparação de redução de massa**

Coroa Original	Massa Total (Kg)	Domínio de Projeto (Kg)	Domínio Fixo (Kg)
	3,05275	1,46497	1,58778
Coroa Otimizada	Massa (Kg)	Redução de massa total	Redução de massa no Domínio de Projeto
I	2,13532	30,05%	62,62%
II	1,85885	39,11%	81,50%
III	1,74071	42,98%	89,56%

Fonte: Autoria própria (2023)

A máxima redução de massa total possível é de 48%, considerando o domínio de projeto, o terceiro modelo alcançou uma redução de quase 90% de massa, o que

representa um excelente resultado. O segundo modelo também obteve uma redução satisfatória, com mais de 80% de redução nos mesmos parâmetros.

Uma hipótese para justificar esses ótimos resultados deve-se à escolha da coroa como objeto de estudo. As coroas são, geralmente, menos críticas em relação ao pinhão devido ao seu tamanho e à sua localização na transmissão. Além disso, a coroa tem mais massa do que o pinhão, o que possibilita maiores oportunidades de redução de peso sem comprometer a resistência e a durabilidade do componente.

Os resultados das análises lineares estáticas, apresentados nas Tabelas 4, 5 e 6, e também compilados na Tabela 8, demonstram que todos os modelos otimizados cumpriram o objetivo de reduzir a massa da coroa sem afetar a resistência dos dentes, desempenho e eficiência da transmissão.

Esses resultados também demonstram que é possível realizar diferentes variações no corpo da engrenagem sem grandes interferências nas tensões geradas no dente, uma vez que não houve diferenças significativas no fator de segurança, mantendo-se na faixa de 4,7- 5,3. No entanto, vale ressaltar que o objetivo deste trabalho de otimização topológica era a redução de massa, e não a melhoria da rigidez. No segundo caso, seria esperado observar mudanças mais significativas no fator de segurança.

**Tabela 8 – Comparação de resultados da análise linear estática**

Coroa Original	Tensão Máxima (MPa)			Fator de Segurança Mínimo		
	102,4			5,2		
Coroa Otimizada	Tensão Máxima (MPa)			Fator de Segurança Mínimo		
	Máximo	Mínimo	Média	Máximo	Mínimo	Média
I	117,3	103,6	109,7	5,2	4,5	4,9
II	112,1	100,2	106,8	5,3	4,7	5,0
III	112,9	101,5	108,7	5,2	4,7	4,9

**Fonte:** Autoria própria (2023)

Devido os modelos apresentarem uma performance semelhante, o fator de segurança deixa de ser um fator decisivo, de modo que a escolha pode ser feita apenas com base na redução de massa, e nesse quesito, a terceira coroa se sobressai.

## 4.7 Procedimento de usinagem das propostas otimizadas

Primeiro, é importante ressaltar que o uso de ferramentas de Fabricação Assistida por Computador (CAM – do inglês *Computer Aided Manufacturing*) não é um objetivo geral e sim um objetivo específico neste trabalho. O tempo de usinagem varia conforme a estratégia usada, para obter dados mais precisos e otimizados da usinagem, recomenda-se realizar um estudo mais aprofundado, essa seção busca demonstrar que as geometrias obtidas podem ser fabricadas por usinagem convencional.

Esta seção também parte do pressuposto de que a coroa original já foi fabricada. Os processos realizados aqui são destinados à remoção das porções de material resultantes do estudo de otimização topológica no corpo da engrenagem. Portanto, os detalhes relacionados aos dentes, furo e canal de chaveta não serão abordados nesta seção.

Em ambas as engrenagens, as variáveis serão padronizadas. Isso significa que serão utilizadas as mesmas ferramentas, os mesmos processos, incluindo velocidade de trabalho e avanço da ferramenta. Será utilizada uma fresa de 2,5 eixos, capaz de realizar operações em dois eixos (x,y), e parcialmente em um (z). No entanto, dados como o tempo de troca ou ajuste de ferramentas, preparação da máquina CNC, fixação da peça, entre outros, não estão sendo considerados nesta análise.

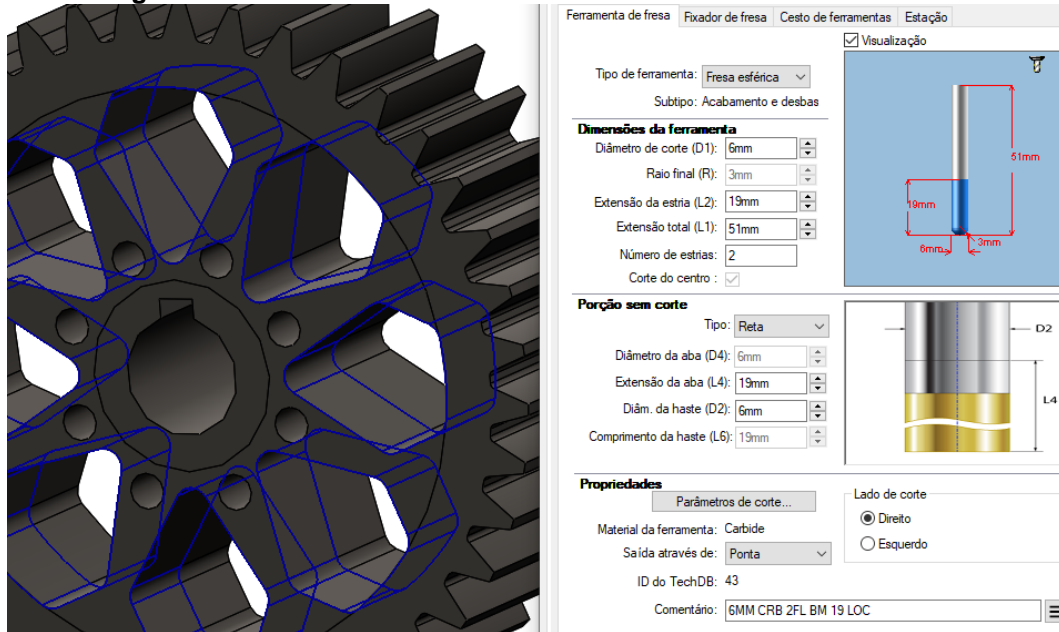
### 4.7.1 Coroa Otimizada II

A primeira operação realizada foi o fresamento de contorno. Como ambas as geometrias foram projetadas com raio mínimo de 3 mm, uma ferramenta com 6 mm de diâmetro de corte foi selecionada. Essa ferramenta foi escolhida entre as opções disponíveis no SolidWorks CAM, especificamente as fresas esféricas, que são usadas para criar acabamentos curvos ou cavidades com contornos complexos. Foi selecionada a ferramenta com maior comprimento efetivo de corte, mostrada na Figura 19, com 19 mm de comprimento.

No entanto, considerando que a largura da engrenagem é 36 mm, foi decidido usinar até a metade, ou seja, 18 mm de profundidade, e depois repetir o processo do outro lado da engrenagem. Utilizando um avanço de 3 mm por camada, foram

realizadas 6 camadas para atingir o comprimento total desejado. Nenhuma sobremetal será necessária durante o processo de usinagem.

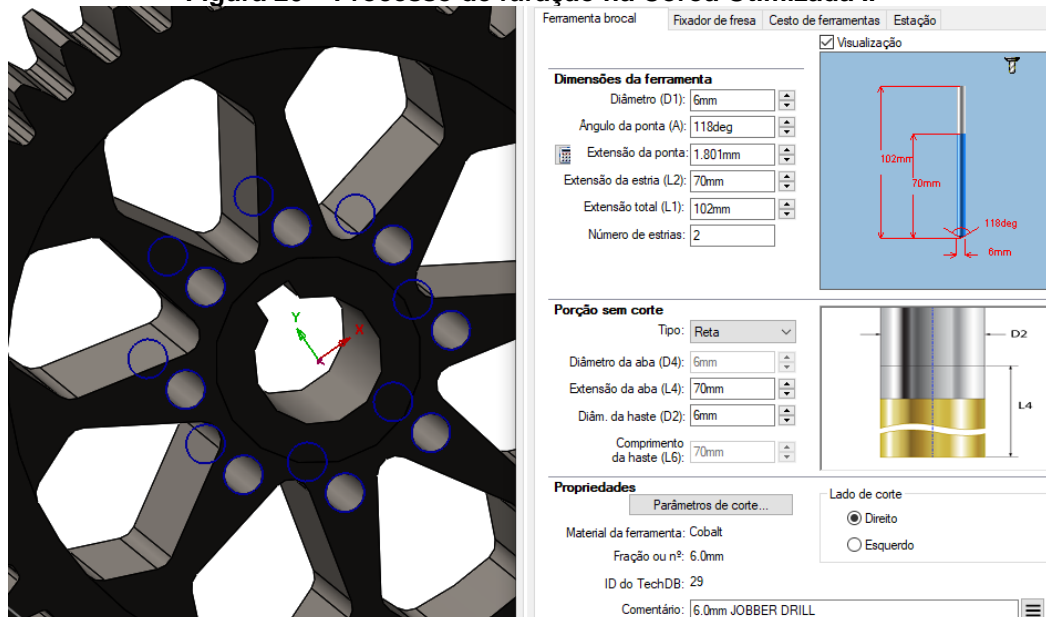
**Figura 19 – Processo fresamento de contorno na Coroa Otimizada II**



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

O tempo total do caminho da ferramenta para esse processo, considerando metade da largura da engrenagem, é de 1 min e 12 s. A próxima operação consiste em realizar os furos destacados na Figura 20.

**Figura 20 – Processo de furação na Coroa Otimizada II**



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

Tabela 9 – Tempo de caminho da ferramenta na Coroa Otimizada II

Coroa Otimizada II		
Processo		Tempo (min)
Nº	Descrição	
1	Fresamento de Contorno	1 min 12 s
2	Furação	0 min 22 s
3	Fresamento de Contorno	1 min 12 s
<b>TOTAL (min)</b>		2 min 46 s

Fonte: Autoria própria (2023)

Foi utilizada uma broca de 6 mm. Como o comprimento efetivo de corte dessa ferramenta é de 70 mm, o que é superior a largura da engrenagem, é possível realizar furos passantes. A velocidade de avanço utilizado foi de 1097,280 mm/min. O tempo total do caminho da ferramenta para esse processo foi de 22 s. Optou-se por realizar diretamente o furo com diâmetro final, sem utilizar uma broca central ou brocas de diâmetros menores, considerando que a tolerância dimensional e rugosidade da superfície não são parâmetros críticos e buscando uma abordagem simples e rápida.

A Tabela 9 apresenta os dados de tempo de usinagem total e parcial para cada processo da usinagem dos furos e cavidades do corpo da Coroa Otimizada II, considerando apenas o tempo de caminho da ferramenta.

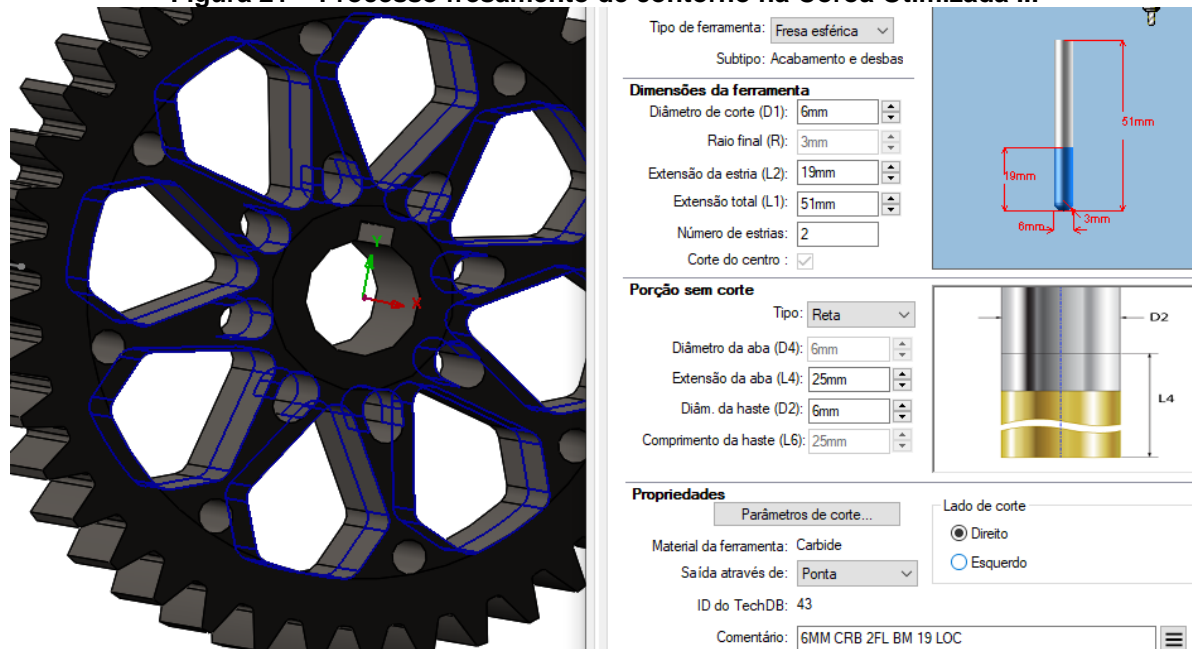
#### 4.7.2 Coroa Otimizada III

Além da geometria gerada pela fresa de contorno na Coroa Otimizada II, ilustrada na Figura 19, na Coroa Otimizada III, as regiões de formato oval também serão incluídas, conforme ilustrado na Figura 21. O tempo estimado pelo software para o caminho da ferramenta é de 1 min e 38 s.

O processo de furação na Coroa Otimizada III utiliza os mesmos parâmetros que na coroa anterior, porém, dessa vez, os furos são realizados em outra localização, conforme ilustrado na Figura 22. Estima-se um tempo de caminho da ferramenta de 19 s para esse processo.

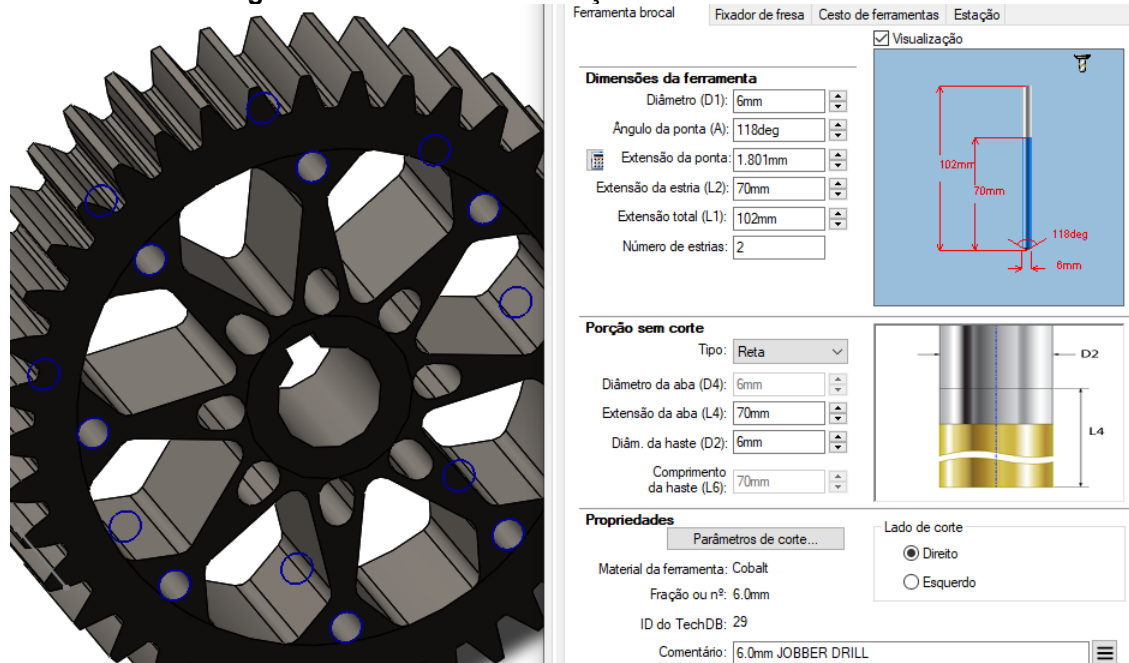


Figura 21 – Processo fresamento de contorno na Coroa Otimizada III



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

Figura 22 – Processo de furação na Coroa Otimizada III



Fonte: Adaptado de SolidWorks (2023)

O tempo total de caminho da ferramenta no processo de usinagem da Coroa Otimizada III foi estimado com um aumento de cerca de 30% em comparação com a geometria anterior. Os dados estão contidos na Tabela 10.

**Tabela 10 – Tempo de caminho da ferramenta na Coroa Otimizada III**

<b>Coroa Otimizada III</b>		
<b>Processo</b>		<b>Tempo (min)</b>
<b>Nº</b>	<b>Descrição</b>	
1	Fresamento de Contorno	1 min 38 s
2	Furação	0 min 19 s
3	Fresamento de Contorno	1 min 38 s
<b>TOTAL (min)</b>		3 min 36 s

**Fonte:** Autoria própria (2023)

Considerando que este é um caso idealizado para estudo de caso em uma coroa específica e não com o objetivo de fabricação em larga escala, os dados obtidos para tempo de caminho da ferramenta não inviabilizam a Coroa Otimizada III. Além disso, levando em consideração a proposta de maior redução de massa, os resultados obtidos são aceitáveis.

## 5 CONCLUSÃO

Com base neste trabalho, conclui-se que a aplicação de técnicas de otimização topológica em engrenagens pode alcançar resultados excelentes na redução de massa sem comprometer o desempenho e a eficiência. Foi obtida uma geometria aproximadamente 43% mais leve, com cerca de 90% de redução no domínio de projeto.

Ao realizar análise linear estática na coroa original, foi possível observar que o corpo da engrenagem é uma região pouco crítica, com tensões concentradas principalmente na região do dente. É interessante destacar que os testes de convergência de malha aplicados mostraram pequenas variações na solução com poucas iterações, o que evitou o uso excessivo de elementos e resultou em uma solução mais rápida e satisfatória.

A geometria final apresentou um coeficiente de segurança mínimo de 4,7. Esse projeto pode ser considerado conservador, o que demonstra que ainda existe potencial para remoção adicional de material a fim de atingir um fator de segurança em torno de 2 a 2,5, ou de 1,25 à 1,5 para casos em que há alta confiabilidade no processo de fabricação e no material utilizado.

Foi obtido modelos sem cantos vivos, com arredondamentos de raio igual ou maior que 3 mm para evitar concentradores de tensão, e um padrão de simetria circular repetido oito vezes. No trabalho, foi apresentada uma possibilidade de fabricação de dois dos modelos.

Durante a pesquisa e desenvolvimento deste trabalho, percebeu-se o papel transformador da tecnologia na indústria, impulsionando a automação, a digitalização e a interconectividade dos processos. A otimização topológica não apenas promove uma redução de peso e custo dos componentes, mas também permite a criação de geometrias inovadoras e otimizadas para cada aplicação específica. Como engenheiro mecânico na era da indústria 4.0, é importante adquirir habilidades multidisciplinares e acompanhar constantemente as mudanças tecnológicas, como o uso de ferramentas auxiliadas por computador, a fim de acompanhar as novas exigências que a profissão demanda em função de oportunidades emergentes.

Para futuros trabalhos, sugere-se:

- Realizar análises experimentais e/ou simulação à fadiga para avaliar os efeitos da nova geometria na resistência a vários ciclos de trabalho;

- Utilizar ferramentas CAM para uma investigação mais detalhada, levando em conta diversos fatores para analisar a otimização de massa em relação à fabricação;
- Explorar ao máximo o potencial das técnicas de otimização topológica, desconsiderando as restrições de fabricação e gerando geometrias complexas que seriam necessárias de serem fabricadas por Manufatura Aditiva, fundição ou forjamento.

## REFERÊNCIAS

- AGRAWAL, A. P.; ALI, S.; RATHORE, S. Finite element stress analysis for shape optimization of spur gear using ANSYS. **Materials Today: Proceedings**, v. 64, p. 1147–1152, 1 jan. 2022.
- AHMAD, A.; BICI, M.; CAMPANA, F. Guidelines for Topology Optimization as Concept Design Tool and Their Application for the Mechanical Design of the Inner Frame to Support an Ancient Bronze Statue. **Applied Sciences**, v. 11, n. 17, p. 7834, 25 ago. 2021.
- AHMAD, A.; RAZA, M. A.; CAMPANA, F. **Simulation Based Topology Optimization Assessment with Manufacturing Constraints**. 2020 17th International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology (IBCAST). **Anais...IEEE**, jan. 2020.
- ÁVILA, S. L. **Otimização paramétrica com computação evolutiva**. 1. ed. Florianópolis: Publicação do IFSC, 2020.
- BENDSØE, M. P.; KIKUCHI, N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 71, n. 2, p. 197–224, 1 nov. 1988.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 10. ed. Porto Alegre: Grupo A, 2016.
- CRUZ, Vinícius de Jesus Berci da. **Otimização topológica aplicada a sistema de elevação de carga**. 2022. 90 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Guarapuava, 2022.
- ELY, Mário Daniel. **Metodologia para otimização topológica de polias usando Ansys APDL**. 2020. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Pato Branco, 2020.
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Editora Saraiva, 2009.
- FLAŠKER, J. et al. Numerical simulation of surface pitting due to contact loading. **International Journal of Fatigue**, v. 23, n. 7, p. 599–605, ago. 2001.
- GROSS, F. DE P. Otimização topológica de uma engrenagem do sistema de transmissão de um veículo do tipo Baja SAE. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2021.
- GUPTA, A. et al. Generative design of main landing gear for a remote-controlled aircraft. **Materials Today: Proceedings**, fev. 2023.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

KUMAR, A. et al. Latest developments in gear defect diagnosis and prognosis: A review. **Measurement**, v. 158, p. 107735, 1 jul. 2020.

KUMAR, P.; HIRANI, H.; AGRAWAL, A. Fatigue failure prediction in spur gear pair using AGMA approach. **Materials Today: Proceedings**, v. 4, n. 2, p. 2470–2477, 1 jan. 2017.

LEE, A. W. L. et al. Beyond light weighting, adapting topology optimisation to support ecodesign. **Procedia CIRP**, v. 116, p. 366–371, 2023.

LIMA, Cicero Ribeiro de. **Projeto de mecanismos flexíveis usando o método de otimização topológica**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

LISLE, T. J.; SHAW, B. A.; FRAZER, R. C. External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques. **Mechanism and Machine Theory**, v. 111, p. 1–9, 1 maio 2017.

LU, T. et al. A Framework of Product and Process Metrics for Sustainable Manufacturing. Em: **Advances in Sustainable Manufacturing**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011. p. 333–338.

MAHAKUL, R. et al. Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique. **Materials Today: Proceedings**, v. 41, p. 340–346, 1 jan. 2021.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4. ed. São Paulo: Bookman, 2011.

NUNEZ, D. L. Análise da resistência à flexão e ao crateramento de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos e helicoidais: avaliação da eficácia da norma ANSI/AGMA 2101-D04. **Authorea Preprints**, 21 jul. 2022.

NUÑEZ, D. L.; BORSATO, M. OntoProg: An ontology-based model for implementing Prognostics Health Management in mechanical machines. **Advanced Engineering Informatics**, v. 38, p. 746–759, 1 out. 2018.

PATEL, M. et al. Topology Optimization of Automotive Gear using Fea. **International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)**, v. 8, n. 4, p. 1079–1084, 30 nov. 2019.

PIMPALTE, V.; SHILWANT, S. C. Topology Optimization of Gears from Two Wheeler Gear Set Using Parametric Study. **IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering**, v. 14, n. 01, p. 22–31, jan. 2017.

PORTO, Eduardo Castelo Branco. **Método da homogeneização aplicado a otimização estrutural topológica**. 2006. 177p. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP.

RAMADANI, R. et al. Topology Optimization Based Design of Lightweight and Low Vibration Gear Bodies. **International Journal of Simulation Modelling**, v. 17, n. 1, p. 92–104, 15 mar. 2018.

RAO, P. S.; VAMSI, C. Contact Stress and Shear Stress Analysis of Spur Gear Using ANSYS and Theoretical. **International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering (IJMSME)**, v. 2, n. 2, p. 9–14, 2016.

SAMPIERI, R. H.; COLLADO, C. F.; LUCIO, M. DEL P. B. **Metodologia de Pesquisa**. 5. ed. Porto Alegre: Penso, 2013.

SATYA HANUSH, S.; MANJIAH, M. Topology optimization of aerospace part to enhance the performance by additive manufacturing process. **Materials Today: Proceedings**, v. 62, n. P14, p. 7373–7378, 1 jan. 2022.

SCHAUENBERG, A. DA S. **Otimização topológica do rotor de separação de debulha de uma colheitadeira agrícola**. 3 set. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), Cachoeira do Sul/RS, 2021.

SEO, Y. D.; KIM, H. J.; YOUN, S. K. Shape optimization and its extension to topological design based on isogeometric analysis. **International Journal of Solids and Structures**, v. 47, n. 11–12, p. 1618–1640, 1 jun. 2010.

SILVA, E. C. N. **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. XI Seminário de Elementos Finitos e Encontro de Usuários do Software ANSYS. Artigo. Escola Politécnica da USP, 2001.

THOMPSON, M. K.; THOMPSON, J. M. Meshing. Em: **ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis**. Elsevier, 2017. p. 181–199.

TIWARI, S. K.; JOSHI, U. K. Stress Analysis of Mating Involute Spur Gear Teeth. **International Journal of Engineering Research & Technology**, v. 1, n. 9, 29 nov. 2012.

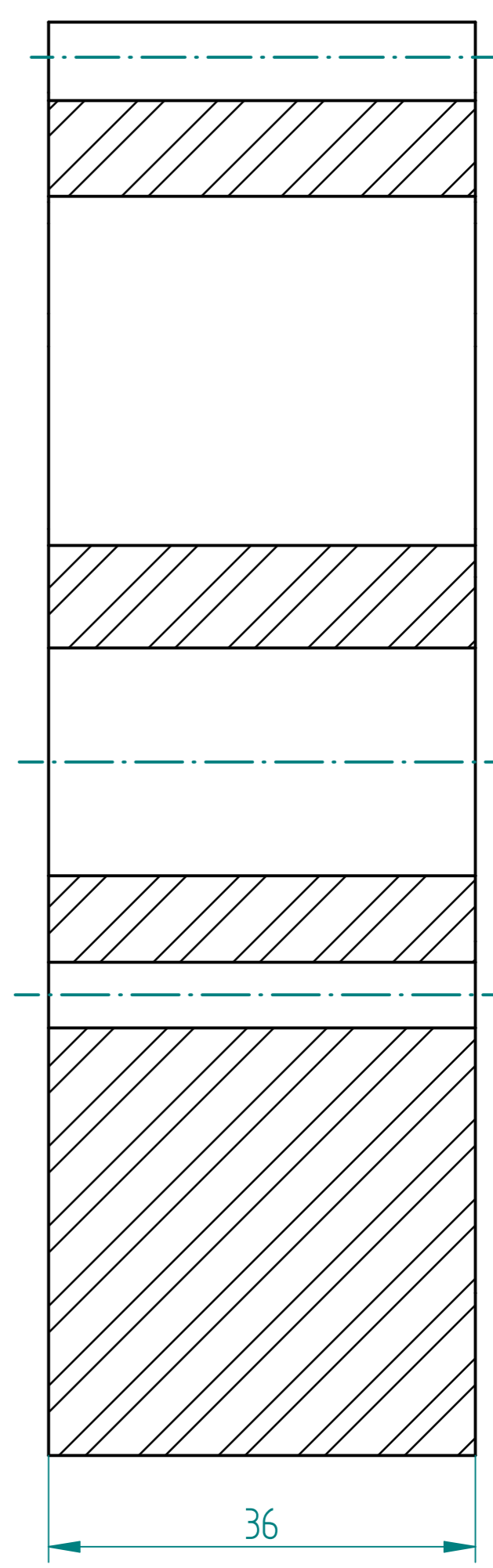
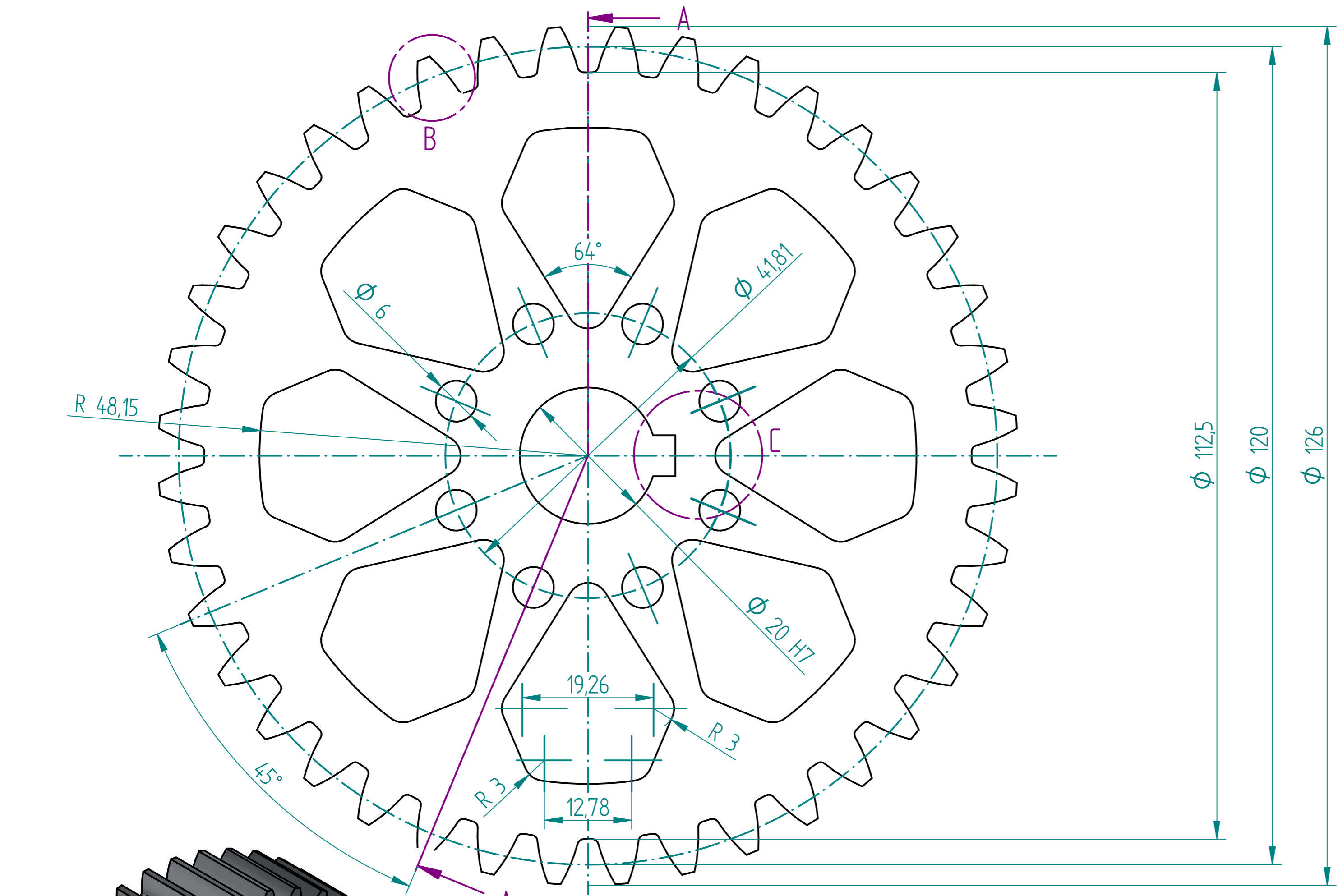
UPADHYAY, B. D.; SONIGRA, S. S.; DAXINI, S. D. Numerical analysis perspective in structural shape optimization: A review post 2000. **Advances in Engineering Software**, v. 155, 1 maio 2021.

ZHAN, J.; FARD, M.; JAZAR, R. A quasi-static FEM for estimating gear load capacity. **Measurement**, v. 75, p. 40–49, 1 nov. 2015.

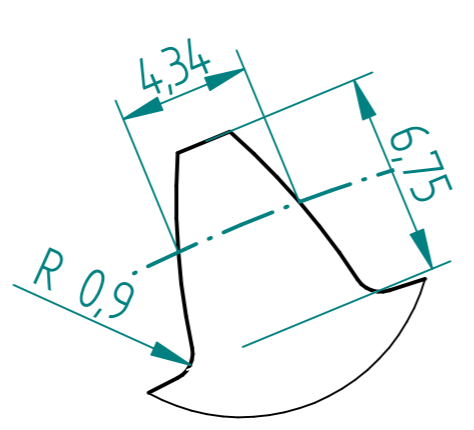
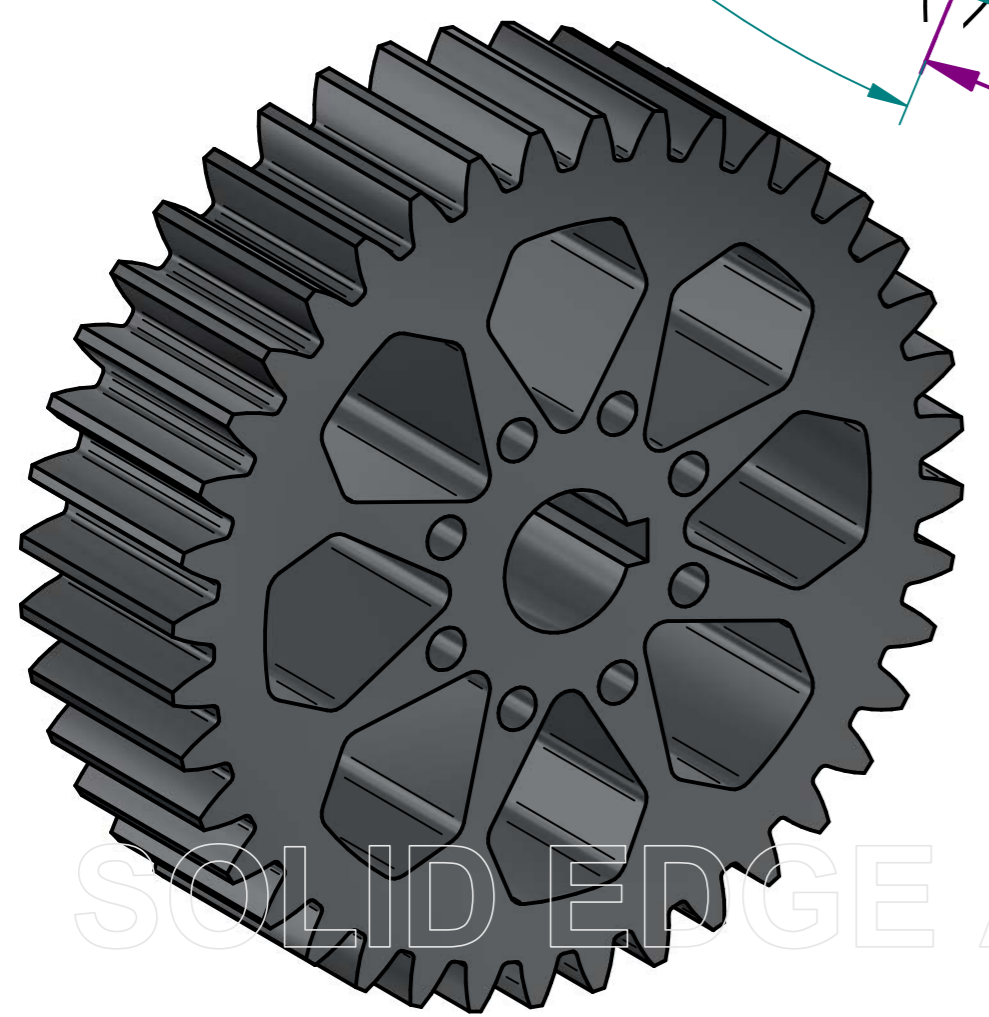
ZHU, J. et al. A review of topology optimization for additive manufacturing: Status and challenges. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 34, n. 1, p. 91–110, jan. 2021.

**APÊNDICE A - Folha de desenho Coroa Otimizada II**

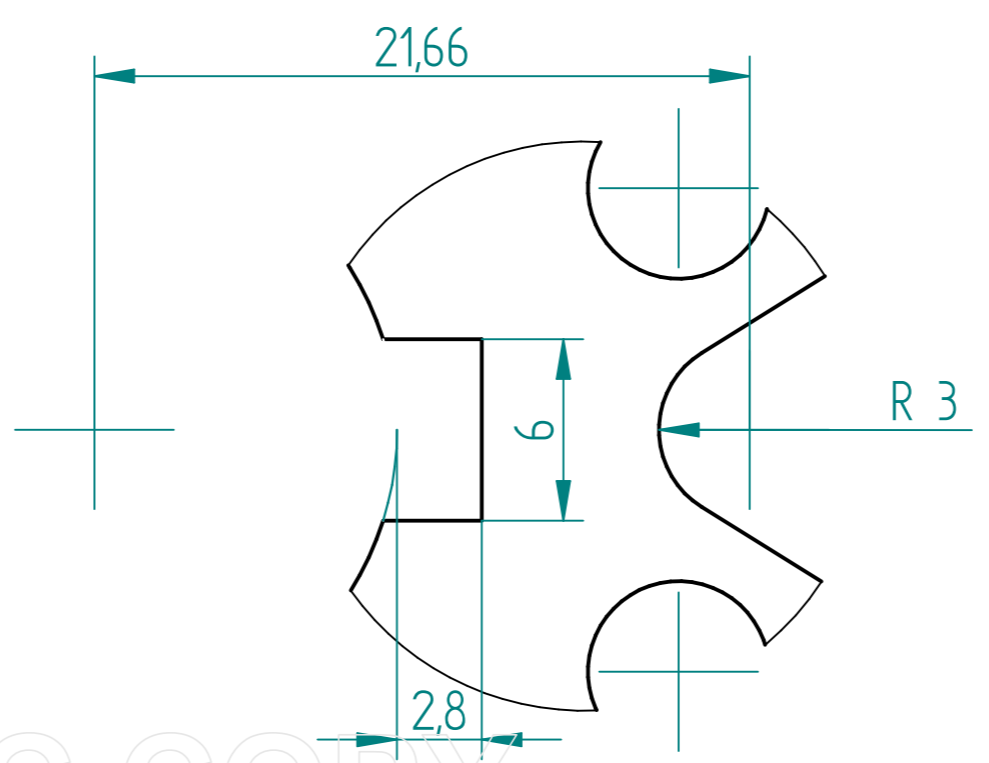




Seção A-A



Detalhe B  
4:1

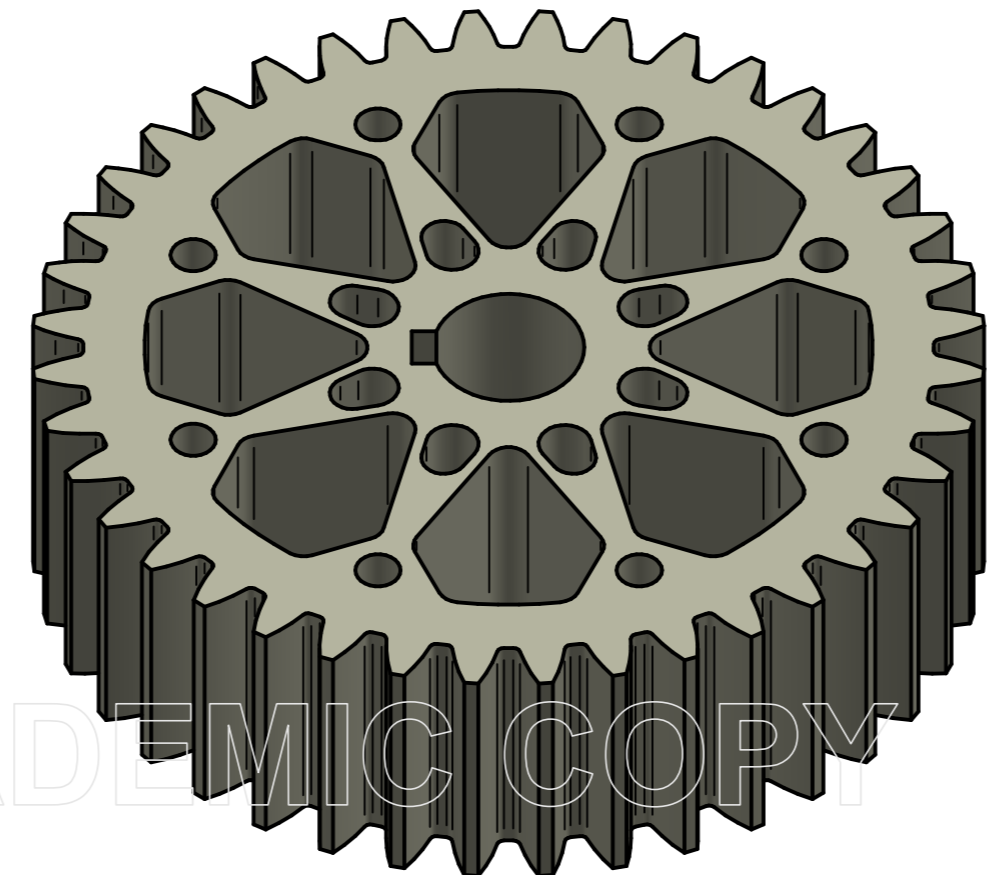
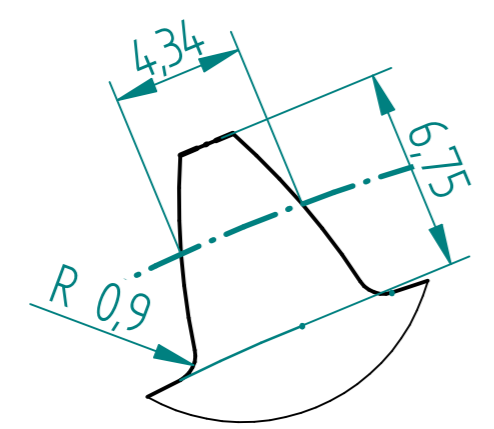
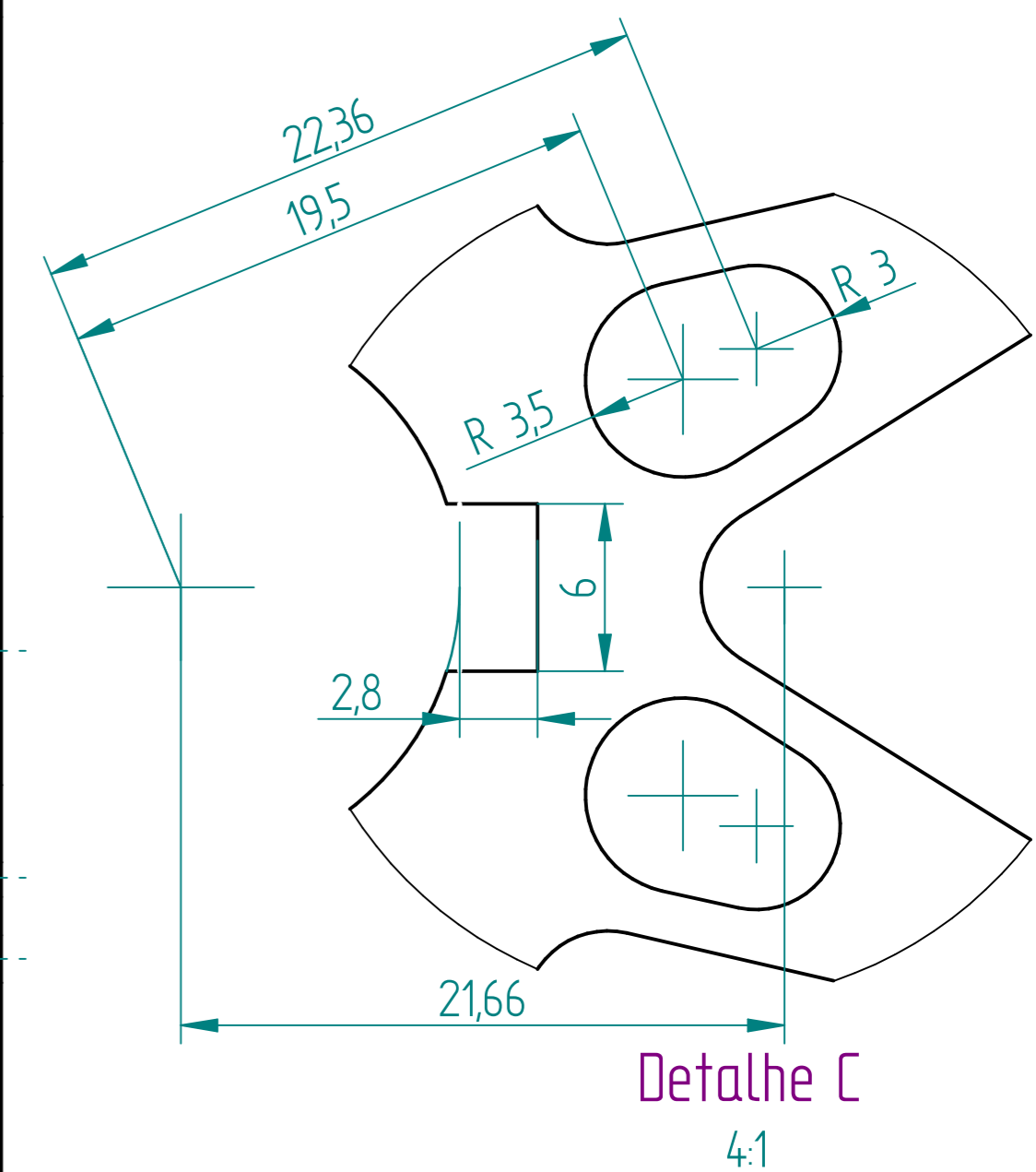
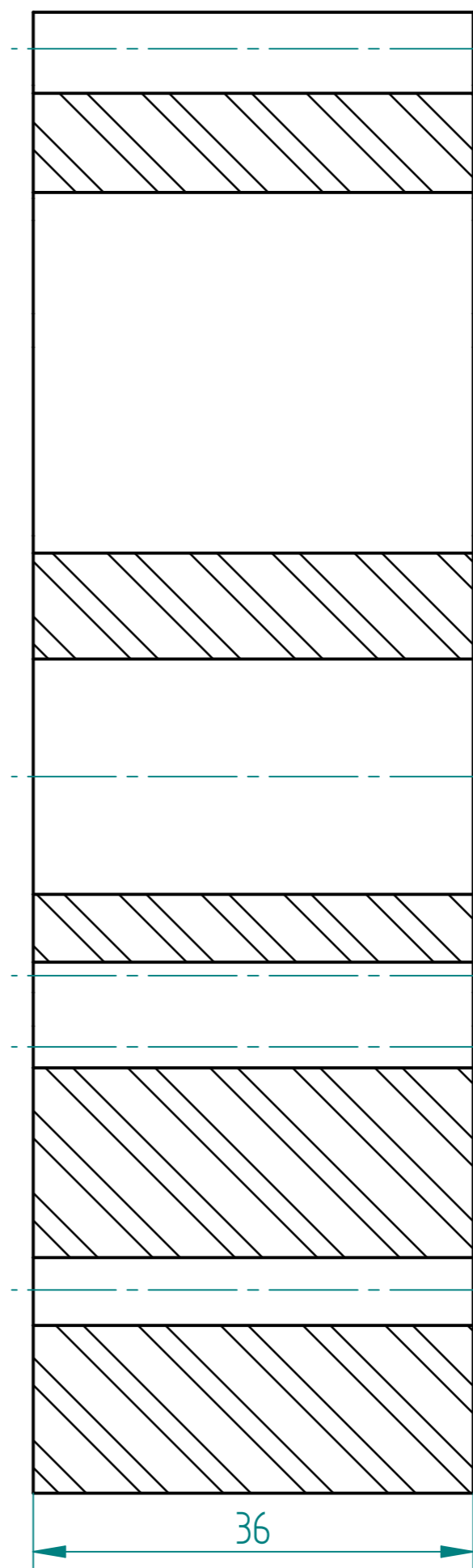
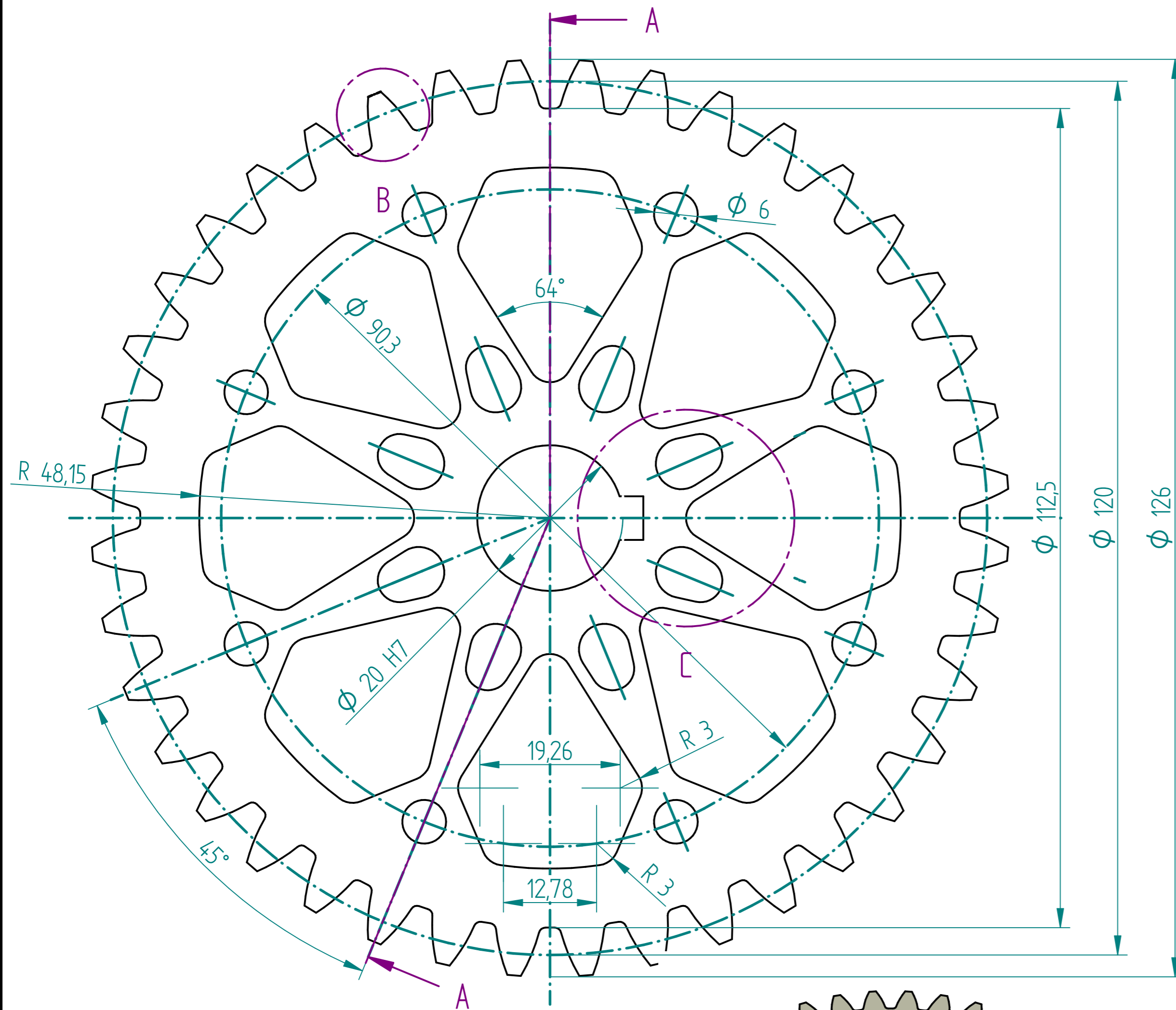


Detalhe C  
4:1

Módulo: 3mm; Material: Aço 1045 TF;  
 Massa: 1,85885 kg; N: 40 dentes;  
 Todos os cantos arredondados R=3

	TÍTULO: Coroa Otimizada II		FORMATO: A2
	DATA: 24/05/2023	PROJETISTA: Eduardo Ferraresi	UNIDADE: mm ESCALA: 2:1

**APÊNDICE B - Folha de desenho Coroa Otimizada III**



Módulo: 3mm; Material: Aço 1045 TF;  
 Massa: 1,74071 kg; N: 40 dentes;  
 Todos os cantos arredondados R=3

	TÍTULO: Coroa Otimizada III		FORMATO: A2
	DATA: 24/05/2023	PROJETISTA: Eduardo Ferraresi	UNIDADE: mm

SOLID EDGE ACADEMIC COPY