



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE TRANSMISSÕES POR
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE PERFIL EVOLVENTE COM
APLICAÇÃO DE TÉCNICAS DE CORREÇÃO DE PERFIL**

PAULO SERGIO DIAS DA SILVA

Belo Horizonte, 21 de dezembro de 2015

Paulo Sergio Dias da Silva

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE TRANSMISSÕES POR
ENGRENAGENS CILINDRICAS DE PERFIL EVOLVENTE COM
APLICAÇÃO DE TÉCNICAS DE CORREÇÃO DE PERFIL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Antônio Eustáquio de Melo Pertence
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2015



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antonio Carlos, 6627 – Pampulha – 31.270-901 – Belo Horizonte – MG.
Tel.: +55 31 3409-5145 – Fax: + 55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br – e-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA
OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE TRANSMISSÕES POR
ENGRENAGENS CILINDRICAS DE PERFIL EVOLVENTE COM
APLICAÇÃO DE TÉCNICAS DE CORREÇÃO DE PERFIL**

PAULO SERGIO DIAS DA SILVA

Dissertação defendida e aprovada em 21, de dezembro, de 2015, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projetos Mecânicos".

Prof. Dr. Antônio Eustáquio de Melo Pertence – UFMG – Orientador

Prof. Dr. Danilo Amaral - UFMG – Examinador

Prof. Dr. Haroldo Béria Campos - UFMG – Examinador

A Deus e a meus pais, José Alves e Maria Dias.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida e misericórdia.

A meus pais José Alves e Maria Dias pelo apoio incondicional e constante.

A meus irmãos pelo exemplo, por acreditar e apoiar em todos os momentos.

Ao meu Professor e Orientador Antônio Eustáquio de Melo Pertence, por toda paciência, ensinamentos e amizade durante o desenvolvimento desse trabalho.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo conhecimento transmitido.

Aos meus amigos, pelo ânimo, companheirismo e momentos de descontração, fundamentais para renovação da coragem.

Meus sinceros agradecimentos.

“Você nunca saberá que Deus é tudo o que você precisa até que ele seja tudo o que você tiver.”

Rick Warren in Uma vida com propósitos

SUMÁRIO

NOMENCLATURA.....	IX
LISTA DE FIGURAS	XIII
LISTA DE TABELAS.....	XVII
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	XVIII
RESUMO	XIX
1. INTRODUÇÃO	20
2. OBJETIVOS	24
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	25
3.1. Transmissões por Engrenagens.....	25
3.2. Conceito de interferência e grau de recobrimento.....	28
3.3. Técnicas de Correção de Perfil.	31
3.4. Forças e Tensões Atuantes no dente da engrenagem.	34
3.5. O computador no projeto e manufatura de um componente.....	37
3.6. Catia V5 R19.....	39
3.7. Programação VBScript.....	41
4. METODOLOGIA	44
4.1. Modelagem das Engrenagens Cilíndricas.....	44
4.2. Definição dos softwares utilizados.	44
4.3. Configuração e desenvolvimento de planilhas eletrônicas.	45
4.4. Definição de parâmetros.....	46
4.5. Geração dos pontos da curva evolvente e trocoide.....	47

4.6.	Desenvolvimento dos templates e modelo CAD.....	48
4.7.	Desenvolvimento da macro na linguagem VBScript.....	51
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
5.1.	Verificação do perfil do dente e geometria da engrenagem para vários módulos.	53
5.2.	Avaliação da influência da variação do ângulo de pressão no perfil do dente.	53
5.3.	Avaliação da influência do fator de correção no perfil no dente.	64
5.4.	Avaliação da influência do número de dentes na geometria da engrenagem e no perfil do dente.	67
5.5.	Avaliação do aparecimento da curva trocoide.	68
5.6.	Avaliação das Tensões Atuantes na Base do Dente.	70
6.	CONCLUSÕES	77
	ABSTRACT	78
	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
	ANEXO A - Cálculo dos pontos necessários para geração do perfil evolvente e trocoide.	82
	APÊNDICE A - Configuração completa da planilha de cálculo.....	84
	APÊNDICE B - Código VBScript gerado.	85

NOMENCLATURA

Letras Latinas

a	Distancia entre centro das engrenagens [mm]
a_0	Distância entre centros antes da correção de perfil [mm]
a_1	Distância entre centros após a correção de perfil [mm]
α_{NO}	Ângulo de pressão normal antes da correção [°]
α_{SO}	Ângulo de pressão frontal antes da correção [°]
α_{SB}	Ângulo de pressão frontal depois da correção [°]
b	Largura da engrenagem [mm]
d_p	Diâmetro primitivo [mm]
d_e	Diâmetro externo [mm]
dpf	Diâmetro primitivo frontal [mm]
d_i	Diâmetro interno [mm]
d_b	Diâmetro de base [mm]
dp_1	Diâmetro primitivo do pinhão [mm]
dp_2	Diâmetro primitivo da coroa [mm]
$Ev\alpha$	Função evolvente [adimensional]
F	Força na linha do ângulo de pressão [N]
F_a	Força axial [N]
F_n	Força normal [N]
F_t	Força tangencial [N]
h	Altura do dente [mm]
h_c	Altura da cabeça do dente ou adendo [mm]
h_f	Altura do fundo do dente ou dedendo [mm]

L	Largura da cabeça do dente [mm]
m_n	Módulo normal [adimensional]
m_f	Módulo frontal [adimensional]
M_t	Momento torçor [Nm]
p_n	Passo normal [mm]
p_f	Passo frontal [mm]
q	Fator de concentração de tensão [adimensional]
r_p	Raio [mm]
r_b	Raio de base [mm]
r_t	Raio admitido na trocoide [mm]
$rm5$	Raio “5” admitido na construção da evolvente [mm]
r_e	Raio externo [mm]
r_i	Raio interno [mm]
$rm6$	Raio “6” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm7$	Raio “7” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm8$	Raio “8” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm9$	Raio “9” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm10$	Raio “10” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm11$	Raio “11” admitido na construção da evolvente [mm]
$rm12$	Raio “12” admitido na construção da evolvente [mm]
rp	Raio admitido na evolvente [mm]
re	Raio externo [mm]
x	Fator de correção de perfil [adimensional]
x_l	Fator de correção de perfil para o pinhão [adimensional]
x_o	Fator de correção de perfil para a coroa [adimensional]
X_p	Coordenada “x” do ponto de construção da evolvente [mm]

X_t	Coordenada “x” do ponto de construção da trocoide [mm]
Y_p	Coordenada “y” do ponto de construção da evolvente [mm]
Y_t	Coordenada “y” do ponto de construção da trocoide [mm]
Z	Número de dentes [adimensional]
Z_{min}	Número mínimo de dentes [adimensional]

Letras Gregas

α	Angulo de pressão no diâmetro primitivo[°]
α	Angulo de pressão no diâmetro primitivo[rad]
β	Angulo da hélice [°]
β	Angulo da hélice [rad]
θ_t	Angulo de construção da trocoide [rad]
θ_t	Angulo de construção da trocoide [°]
θ_p	Angulo de construção da evolvente [rad]
θ_p	Angulo de construção da evolvente [°]
\emptyset	Diâmetro [mm]
σ_f	Tensão de flexão atuante no pé do dente [N/mm ²]

Subscritos

a	Axial
c	Cabeça
t	Trocoide
t	Tangencial
t	Torçor
p	Evolvente

<i>f</i>	Flexão
<i>f</i>	Frontal
<i>f</i>	Fundo
<i>i</i>	Interno
<i>n</i>	Normal
<i>e</i>	Externo
<i>b</i>	Base
<i>0</i>	Inicial
<i>1</i>	Final

Sobrescritos

® Marca registrada

LISTA DE FIGURAS

Figura	Descrição	Página
FIGURA 1.1	Máquina simples – Engrenagens – Pinhão e coroa.....	20
FIGURA 1.2	Modelos 3D e perfis gerados a partir de plataforma CAD, para vários números de dentes.....	22
FIGURA 3.1	Engrenagem cilíndrica reta e helicoidal.....	25
FIGURA 3.2	Nomenclatura dos dentes de engrenagens cilíndricas retas.....	26
FIGURA 3.3	Principais relações entre grandezas das Engrenagens Cilíndricas.....	26
FIGURA 3.4	Curva do perfil evolvente de círculo.....	28
FIGURA 3.5	Curva do perfil cicloidal.....	28
FIGURA 3.6	Conceito de Recobrimento.....	29
FIGURA 3.7	Conceito de interferência e curva trocoide ou “undercutting”.....	29
FIGURA 3.8	Conceito de Recobrimento.....	31
FIGURA 3.9	Conceito da técnica da correção de perfil.....	32
FIGURA 3.10	Correção de perfil (0).....	32
FIGURA 3.11	Correção de perfil (V0).....	33
FIGURA 3.12	Correção de perfil (V) I – diâmetro primitivo de corte II - diâmetro primitivo de funcionamento.....	33
FIGURA 3.13	Principais equações para a aplicação da correção de perfil.....	34
FIGURA 3.14	Forças atuantes nas engrenagens cilíndricas retas e helicoidais.....	34
FIGURA 3.15	Fatores de concentração de tensão.....	36
FIGURA 3.16	Sistema CAD fazendo a ligação com outros softwares de auxílio às etapas produtivas.....	38
FIGURA 3.17	Integração entre os sistemas CAX na no projeto e manufatura de um produto.....	38
FIGURA 3.18	Janela de interface de criação de um PartBory do Catia V5®.....	41
FIGURA 4.1	Exemplo de planilha eletrônica com os dados de entrada e das grandezas gerais das Engrenagens cilíndricas.....	46
FIGURA 4.2	Perfil gerado no Excel® do dente engrenagem cilíndrica de dente retos com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°, representando as curvas evolvente e trocoide.....	49
FIGURA 4.3	Exemplo de engrenagem cilíndricas com módulo unitário e 60 dentes: a) Dente reto, $\alpha = 17^\circ 30'$, $Z = 60$; b) helicoidal, $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 10^\circ$ (direita); a) helicoidal, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 10^\circ$ (esquerda).....	49

FIGURA 4.4	Modelo 3D obtido pela geração virtual customizada de transmissões de engrenagens através do software <i>Catia</i> ®: \emptyset interno $>$ \emptyset base.....	50
FIGURA 4.5	Modelo 3D obtido pela geração virtual customizada de transmissões de engrenagens através do software <i>Catia</i> ®: \emptyset interno $<$ \emptyset base.....	50
FIGURA 4.6	Janela de edição do arquivo em linguagem <i>VBScript</i>	51
FIGURA 4.7	Janela de interação com usuário para inserção dos dados básicos da engrenagem. Solicitação do módulo.....	52
FIGURA 5.1	Comparação do perfil do dente para vários módulos, engrenagens cilíndricas retas com 20 dentes, ângulo de pressão de 20° e módulos 2, 3, 5, 8, 10, 12, 15 e 20mm.....	53
FIGURA 5.2	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25°	54
FIGURA 5.3	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° com o mesmo módulo.....	54
FIGURA 5.4	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25°	55
FIGURA 5.5	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° com o mesmo módulo.....	55
FIGURA 5.6	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $22^\circ 30'$ e 25°	56
FIGURA 5.7	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $22^\circ 30'$ e 25°	56
FIGURA 5.8	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 14 dentes para os ângulos de pressão de 20° e $22^\circ 30'$	57
FIGURA 5.9	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 14 dentes para os ângulos de pressão de 20° e $22^\circ 30'$	57
FIGURA 5.10	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes para os ângulos de pressão de $17^\circ 30'$, 20° e 25°	58
FIGURA 5.11	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes para os ângulos de pressão de $17^\circ 30'$, 20° e 25°	58
FIGURA 5.12	Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 22 dentes para os ângulos de pressão de $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25°	59

FIGURA 5.13 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 22 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ} 30'$ e 25°	59
FIGURA 5.14 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$ e 25°	60
FIGURA 5.15 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$, 25°	60
FIGURA 5.16 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 45 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25°	61
FIGURA 5.17 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 45 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25°	61
FIGURA 5.18 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 60 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , 23° , 25°	62
FIGURA 5.19 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 60 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25°	62
FIGURA 5.20 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 150 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25°	63
FIGURA 5.21 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 150 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25°	63
FIGURA 5.22 Visualização dos perfis de um dente de uma engrenagem cilíndrica de dente reto 11 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, com fator de correção positivo 0,25 e 0,5 e negativo -0,25 e -0,5.....	64
FIGURA 5.23 Modelo 3D de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes, com ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil (vermelho), fator de correção de perfil 0.5, 0.25, -0.25, -0.5.....	65
FIGURA 5.24 Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, com fator de correção de perfil positivo de 0.5, 0.25, -0.25 e -0.5.....	65
FIGURA 5.25 Comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta com 17 dentes para o ângulo de pressão 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil positivo de +0.25.....	66
FIGURA 5.26 Comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta com 150 dentes para o ângulo de pressão 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil negativo de -0.25.....	67
FIGURA 5.27 Comparação entre as geometrias de engrenagens cilíndricas retas com ângulo e pressão de 20° , com 12, 17, 22 e 45 dentes.....	67

FIGURA 5.28 Comparação entre as geometrias de engrenagens cilíndricas retas com ângulo de pressão de 20°, com 12, 17, 22 e 45 dentes.....	68
FIGURA 5.29 Visualização de engrenagens com módulo unitário, ângulo de pressão de 20°, com 10, 20, 38, 42 e 45 dentes, sem correção de perfil.....	69
FIGURA 5.30 Tensões atuantes segundo <i>Von Mises</i> no pé do dente, para uma engrenagem de 17 dentes sem aplicação da técnica de correção de perfil.....	70
FIGURA 5.31 Exemplo da geração automática da malha utilizada nas montagens.....	72
FIGURA 5.32 Ações e restrições posicionadas junto aos furos das engrenagens.....	72
FIGURA 5.33 Tensões atuantes segundo <i>Von Mises</i> na montagem 1 (pinhão17/coroa120) sem aplicação da técnica de correção de perfil.....	73
FIGURA 5.34 Tensões atuantes segundo <i>Von Mises</i> na montagem 1 (pinhão17/coroa120) com aplicação da técnica de correção de perfil (+0,25pinhão/-0.25coroa).....	73
FIGURA 5.35 Tensões atuantes segundo <i>Von Mises</i> na montagem 2 (pinhão22/coroa120) sem aplicação da técnica de correção de perfil.....	74
FIGURA 5.36 Tensões atuantes segundo <i>Von Mises</i> na montagem 2 (pinhão22/coroa120) com aplicação da técnica de correção de perfil (+0,25pinhão/-0.25coroa).....	74

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1	Número mínimo de dentes sem interferência.....	30
TABELA 4.1	Número de dentes das engrenagens cilíndricas (* número mínimo de dentes)....	47
TABELA 4.2	Pontos para obtenção do vão entre dentes para parte do perfil do evolvente de uma engrenagem cilíndrica de dente retos com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°.....	47
TABELA 4.3	Pontos para obtenção do vão entre dentes para parte do perfil do trocoide de uma engrenagem cilíndrica de dente retos com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°.....	48
TABELA 5.1	Comparação entre os raios de base e os raios inferiores de engrenagens com diversos ângulos de pressão.....	69
TABELA 5.2	Tensões atuantes na base do perfil do dente considerando o método analítico e por elementos finitos.....	71
TABELA 5.3	Montagem dos pares de engrenagens (pinhão e coroa) utilizadas na avaliação das tensões atuantes na base do dente (*número mínimo de dentes sem interferência).....	71
TABELA 5.4	Comparação das tensões atuantes na base do dente do pinhão e da coroa, para montagem 1 e 2, considerando o método analítico e por elementos finitos.....	75

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>ABNT</i>	Associação Brasileira de Normas Técnicas
<i>ASME</i>	American Society of Mechanical Engineers
<i>CAD</i>	Computer Aided Design (Projeto auxiliado por computador)
<i>Cadam</i>	Computer Augmented Drafting and Manufacturing
<i>CAE</i>	Computer Aided Engineering (Engenharia auxiliada por computador)
<i>CAI</i>	Computer Aided Inspection (Inspeção auxiliada por computador)
<i>CAM</i>	Computer Aided Manufacturing (Manufatura auxiliada por computador)
<i>CAX</i>	Área do processo auxiliada por computador
<i>Catia V5</i>	Computer Aided Three-dimensional Interactive Application versão5
<i>CIM</i>	Manufatura integrada por computador
<i>EUA</i>	Estados Unidos da América
<i>GUI</i>	Graphical User Interface (Interface gráfica com o usuário)
<i>HMI</i>	Human Machine Interface
<i>IBM</i>	International Business Machines Corporation
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization
<i>SCADA</i>	Supervisory control and data acquisition
<i>UFMG</i>	Universidade Federal de Minas Gerais
<i>VB</i>	Visual Basic
<i>VBA</i>	Visual Basic for Applications (Visual Basic para aplicações)
<i>VBScript</i>	Visual Basic Script (Derivação da linguagem <i>VBA</i>)
<i>2D</i>	Bidimensional, dotado de duas dimensões ou coordenadas
<i>3D</i>	Tridimensional, dotado de três dimensões ou coordenadas

RESUMO

As engrenagens são elementos mecânicos fundamentais para os processos industriais. Estes componentes, quando bem dimensionados, cumprem suas funções de transmissão de potência e podem ter seu desempenho otimizado. Esta otimização é feita, basicamente, pelo ajuste dos perfis das engrenagens utilizando técnicas de deslocamento ou correção de perfil, propiciando nas mais variadas condições o aumento da capacidade de transmissão e a melhoria das condições de recobrimento e interferência. Por conseguinte o desenvolvimento de metodologias para otimização de projetos de engrenagens utilizando novas ferramentas torna-se essencial. O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com aplicação da correção de perfil utilizando a geração virtual customizada de transmissões de engrenagens em condições de engrenamento previamente definidas através do software *Catia*®. É feita uma comparação qualitativa considerando a alteração de parâmetros de engrenamento tais como ângulo de pressão, número mínimo de dentes, tipos de correção de perfil (O , VO e V), grau de recobrimento, interferência e relação de transmissão. Utiliza-se a simulação numérica pelo método de elementos finitos para validar e auxiliar os cálculos analíticos tradicionais.

Palavras chave: *Projetos de engrenagens, Deslocamento ou correção de perfil, Geração virtual customizada de transmissões de engrenagens.*

1. INTRODUÇÃO

Desenvolver equipamentos que facilite tarefas em seu dia a dia tem sido constante para o homem desde o início da humanidade. Para tanto projetam sistemas que apresentam “vantagem mecânica”, ou seja, possibilitam a multiplicação da força humana. Estes sistemas são chamados de máquinas simples: alavanca, plano inclinado/cunha, roda e eixo, sistema de polias e rosca. Assim as atuais transmissões por engrenagens são exemplos de aplicação da roda e o eixo.

As engrenagens se constituem num dos tipos de transmissões mais utilizados e importantes. Tal fato pode ser em parte explicado pela grande variedade de tipos, faixas de aplicação e capacidades que podem ser utilizadas.

As transmissões por engrenagens apresentam relações definidas de movimento utilizando rodas dentadas. Em um par de engrenagens temos o pinhão (engrenagem menor) e a coroa (engrenagem maior). A relação entre o número de dentes da coroa e do pinhão define a relação de redução ou multiplicação, dependendo de qual engrenagem é a motora e, por conseguinte qual é a movida. O tamanho do dente pode ser estabelecido pelo módulo. A FIG. 1.1 ilustra o exposto acima.

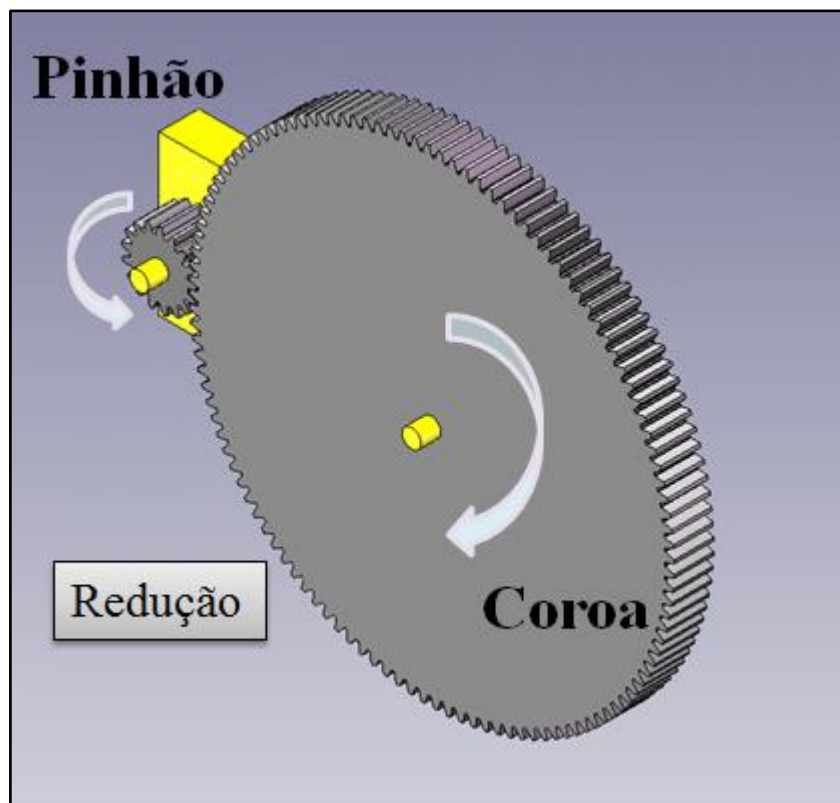


FIGURA 1.1 - Máquina simples – Engrenagens – Pinhão e coroa.

FONTE – Acervo do autor.

Os dentes das engrenagens apresentam perfis específicos que procuram promover um engrenamento sem choques e cuja relação de transmissão permaneça constante. Os perfis mais aplicados atualmente são os perfis cicloidais e evolventes de círculo. O perfil evolvente de círculo é o mais utilizado por serem gerados a partir de uma curva que pode ser descrita por uma equação. Isto possibilitou o desenvolvimento e aplicação da técnica de correção de perfil que corresponde à utilização de diferentes setores da curva geradora do perfil, possibilitando, por exemplo, a melhoria de capacidade de carga ou a otimização da transmissão, reduzindo o escorregamento entre os dentes das engrenagens.

Dentre os vários tipos de transmissões por engrenagens, as cilíndricas de dente reto e as cilíndricas de dentes helicoidais se destacam pela ampla faixa de aplicação e capacidade de transmissão. São normalmente utilizadas em sistemas de eixos paralelos, apresentando rendimento na faixa de 95% a 98% por par de engrenagens. Normalmente é possível utilizar relações de redução de 1:6, podendo atingir até 1:8 com a aplicação da técnica de correção de perfil.

O projeto das transmissões de engrenagens cilíndricas tem sido feito através de métodos analíticos que se constituem em modelos matemáticos com aproximações simplificadoras, capazes de executar o dimensionamento geral. Já a técnica de correção de perfil representa a aplicação de equações geométricas baseadas na equação da curva do perfil do dente utilizando conjuntamente tabelas e ábacos oriundos de normas técnicas.

No projeto de transmissões por engrenagens normalmente se destacam dois critérios que se completam, a saber: o critério de resistência e o critério de vida. Dependendo da aplicação, um destes critérios poderá ser preponderante.

No critério de resistência procura-se trabalhar com tensões de flexão, atuantes no pé do dente, abaixo da tensão admissível do material da engrenagem. O método analítico fornece o cálculo das tensões de flexão atuantes no pé do dente em função dos esforços e das dimensões, considerando fatores de forma tabelados (concentração de tensões) relacionados ao número de dentes e ao nível de correção de perfil. Porém não é considerado, por exemplo, a influência da variação do raio de concordância no pé do dente, sobre os valores das tensões de flexão, considerando um dado fator de forma. Assim, mesmo utilizando algumas condições de engrenamento tabeladas, os cálculos tradicionais apresentam resultados gerais.

Normalmente para o critério de vida é fundamental a definição da pressão de contato admissível entre o pinhão e a coroa. Ela depende dos materiais das engrenagens e de suas respectivas durezas, sendo que o cálculo analítico da vida é feito a partir destes dados, dos esforços atuantes e da rotação das engrenagens. Normalmente calcula-se a vida a ser atingida ou, em processo inverso, a vida é pré-estabelecida e calculam-se as durezas mínimas necessárias para os respectivos materiais das engrenagens.

Entretanto este processo é feito basicamente considerando-se o par de engrenagens sem considerar a possibilidade de aplicação da técnica da correção de perfil. Não há, por exemplo, gráficos, tabelas ou estudos sistemáticos que acompanhem a evolução da pressão de contato entre as engrenagens pré-estabelecidas, considerando a existência de vários níveis de correção de perfil. Mais uma vez o cálculo analítico é capaz de formular apenas resultados gerais.

A utilização de novas tecnologias que auxiliam torna-se importante. O Sistema *CAD* é empregado nas atividades de desenvolvimentos de produtos e projeto e tem por objetivo auxiliar no desenho e modelamento de peças pela interação com o computador, onde são definidas todas as informações geométricas necessárias para a manufatura. A FIG. 1.2 mostra a aplicação da plataforma *CAD* no desenvolvimento de modelos e geração de perfis de engrenagem.

Assim, no sentido de poder desenvolver um projeto de uma determinada transmissão por engrenagens cilíndricas, considerando-se todas as condições de engrenamento existentes, é necessário o desenvolvimento de uma metodologia que venha validar e auxiliar os cálculos analíticos tradicionais, visando assim um processo de otimização.

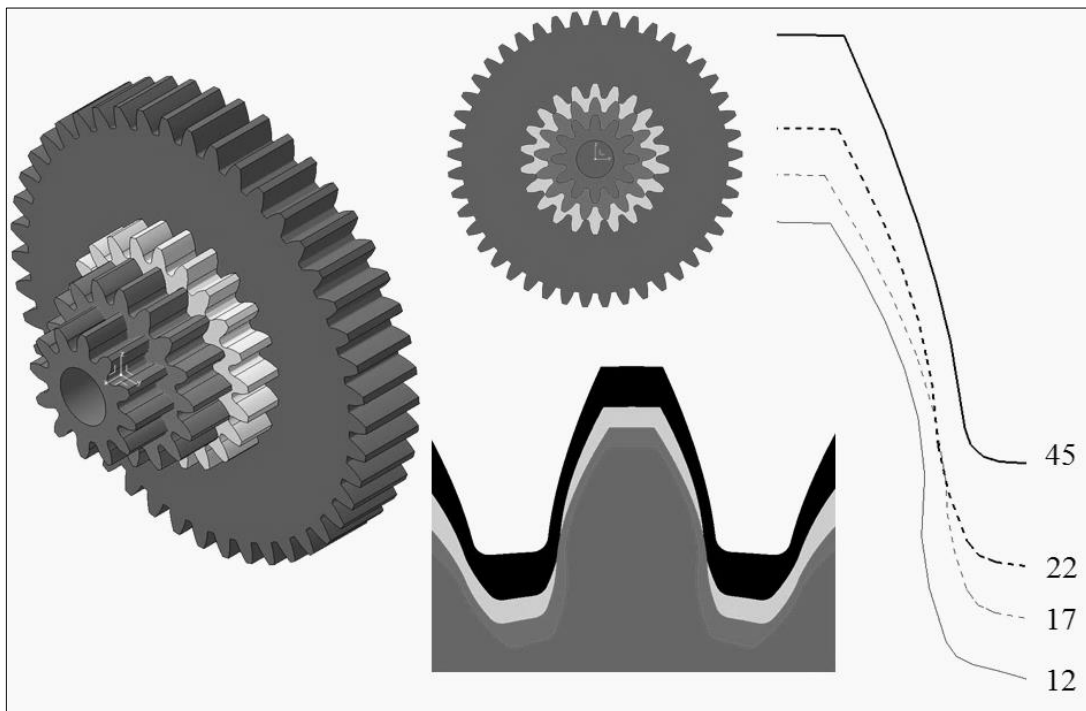


FIGURA 1.2 – Modelos 3D e perfis gerados a partir de plataforma CAD, para vários números de dentes.

FONTE – Acervo do autor.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com aplicação da correção de perfil, utilizando a geração virtual customizada de transmissões de engrenagens em condições de engrenamento previamente definidas através do software *Catia*®.

Valério et al. (2010), mostra texto onde há aplicação de software para geração de desenhos e elementos de máquinas. Será feita uma comparação qualitativa considerando a alteração de parâmetros de engrenamento tais como ângulo de pressão, número mínimo de dentes, correção de perfil, grau de recobrimento, interferência e relação de transmissão, visando o processo de otimização. Este processo pode ser realizado devido ao fato de que as engrenagens são elementos mecânicos cujas dimensões gerais e do perfil do dente, são definidos por relações matemáticas e de parametrização, os quais podem ser observados, também, na Organização Internacional de Padronização: ISO 6336 e ISO 21771.

A ferramenta de customização será desenvolvida através do uso de programação utilizando software *Excel*® e rotinas criadas no *Catia*®, através da utilização da linguagem de programação *VBScript*, onde são estabelecidas instruções de geração dos sólidos considerando-se dados de entrada que podem ser alterados.

Será possível a comparação qualitativa do nível de tensões na base do dente considerando o adelgaçamento gerado pela escolha abaixo ou acima do número mínimo de dentes e sua variação com a alteração do ângulo de pressão, utilizando a simulação numérica pelo método de elementos finitos para validar e auxiliar os cálculos analíticos tradicionais.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com aplicação da correção de perfil utilizando a geração virtual customizada de transmissões de engrenagens em condições de engrenamento previamente definidas através do software *Catia*®. Como objetivo específico uma comparação qualitativa considerando a alteração de parâmetros de engrenamento tais como ângulo de pressão, número mínimo de dentes, tipos de correção de perfil e interferência, verificado através da curva trocoide. Este processo pode ser realizado neste caso, devido ao fato de que as engrenagens são elementos mecânicos cujas dimensões gerais e do perfil do dente, são definidos por relações matemáticas e de parametrização. Será possível a comparação qualitativa do nível de tensões na base do dente, considerando o adelgaçamento gerado pela escolha abaixo ou acima do número mínimo de dentes e sua variação com a alteração do ângulo de pressão, utilizando a simulação numérica pelo método de elementos finitos, módulo disponível no software *Catia*®, para validar e auxiliar os cálculos analíticos tradicionais.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Transmissões por Engrenagens.

As transmissões por engrenagens podem ser definidas como a ligação entre dois elementos que apresentam certa relação de movimento e podem ser classificadas quanto ao tipo de dente, posição relativa entre eixos, relação de transmissão, rendimento e tipos de engrenagens, entre estes se destacam: engrenagens cilíndricas, cônicas, parafuso sem fim coroa, de corrente, etc. As engrenagens cilíndricas podem ser de dentes retos ou helicoidais. Com objetivo de se entender, de forma mais clara, a formação de uma engrenagem de perfil evolvente, faz-se necessária definição de alguns parâmetros básicos e nomenclaturas, conforme ilustra a FIG. 3.1.

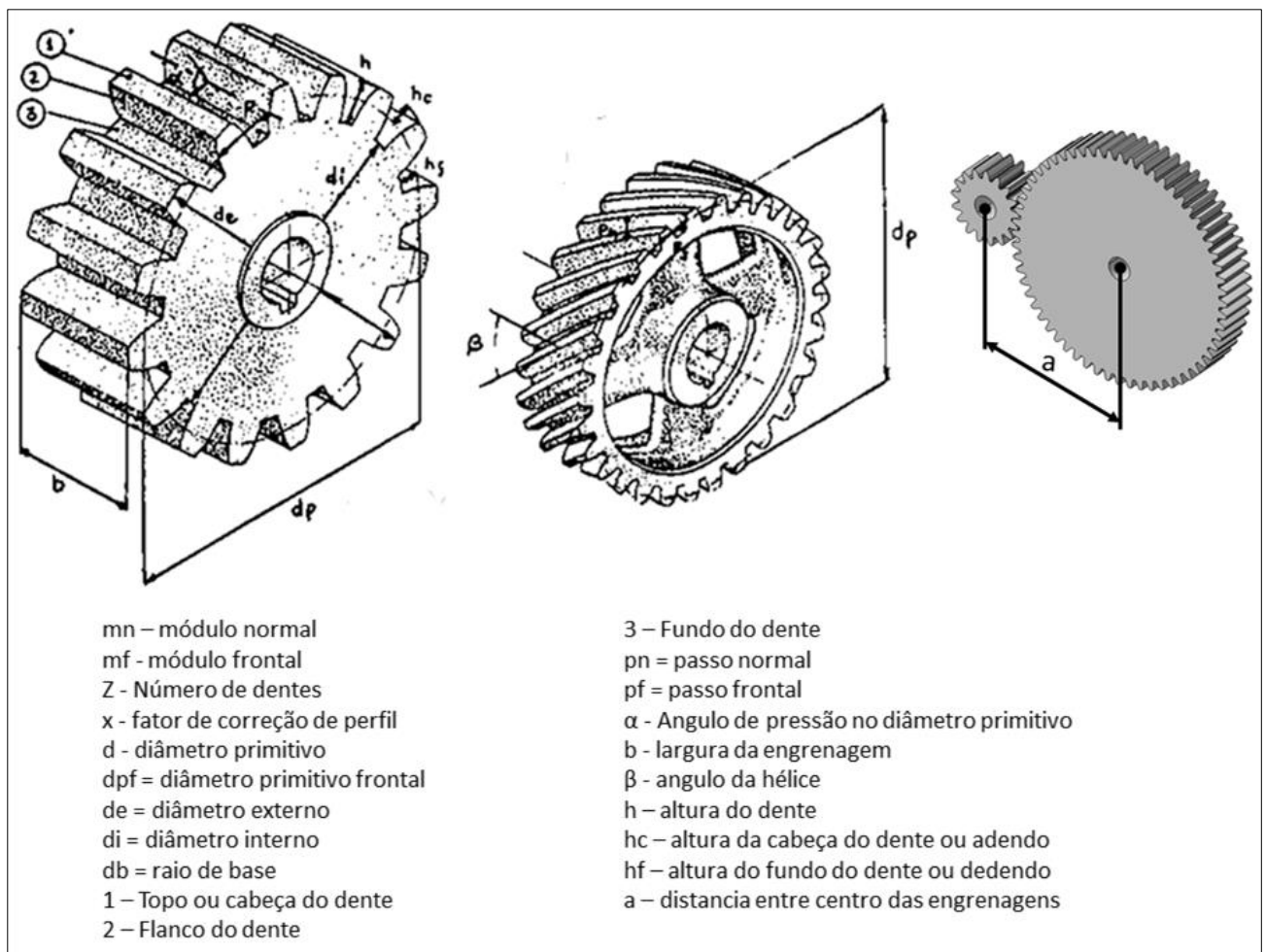


FIGURA 3.1 - Engrenagem cilíndrica reta e helicoidal.

FONTE - Adaptado de PROVENZA (1991).

A FIG. 3.2 mostra a nomenclatura dos dentes de engrenagens cilíndricas retas.

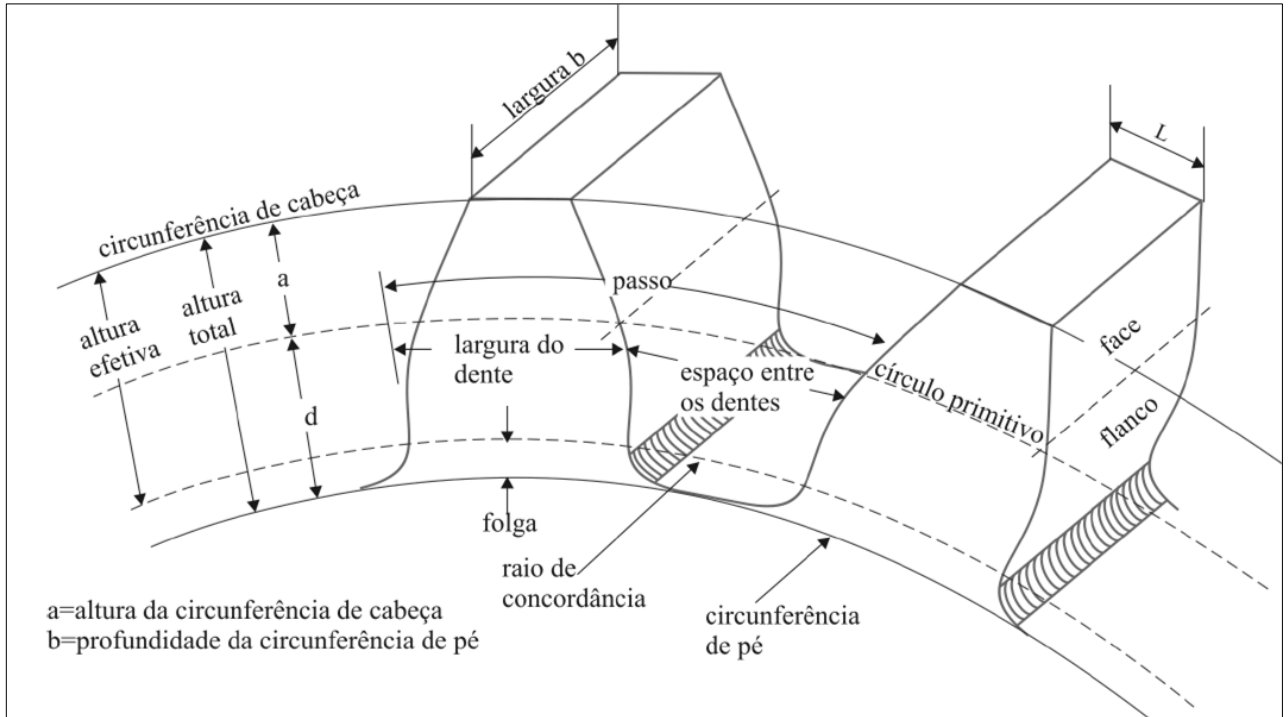


FIGURA 3.2 - Nomenclatura dos dentes de engrenagens cilíndricas retas.

FONTE – Adaptado de BUDYNAS e NISBETT (2011).

O módulo é uma grandeza que relaciona as várias outras, tais como o diâmetro primitivo, número de dentes, ângulo da hélice e ângulo de pressão. A FIG 3.3 mostra comparação das relações entre parâmetros e grandezas para engrenagem cilíndrica de dente reto e helicoidal.

<i>Engrenagem cilíndrica reta</i>	<i>Engrenagem cilíndrica helicoidal</i>
$m_n = \frac{p_n}{\pi} = \frac{d_p}{Z}$	$m_f = \frac{p_f}{\pi} = \frac{d_p}{Z}$
$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta}$	$p_f = \frac{p_n}{\cos \beta}$
$d_e = d_p + 2h_c$	$d_i = d_p - 2h_c$
$h_c = m_n$	$h_f = \frac{7}{6} m_n$ $h_f = \frac{5}{4} m_n$
$a = \frac{d_{p1} + d_{p2}}{2}$	
$a = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2}$	$a = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

FIGURA 3.3 – Principais relações entre grandezas das Engrenagens Cilíndricas

FONTE – Adaptado de PROVENZA (1991).

Os perfis dos dentes das engrenagens mais utilizados são os cicloidais e evolvente de círculo. A curva evolvente de círculo pode ser expressa matematicamente e por isto é utilizado no desenvolvimento da técnica de correção de perfil.

Souza et al. (2003), adverte para as vantagens e desvantagens dos perfis cicloidais e evolventes e ponderando estas vantagens e inconvenientes, as engrenagens cicloidais estão sendo, cada vez mais, substituídas pelas engrenagens evolventes.

Para Souza (2003, p. 15), nas engrenagens cicloidais:

[...] o contato dos dentes verifica-se entre uma superfície côncava e uma convexa. Desta maneira, a área deformada de contato é maior que nas engrenagens da evolvente, resultando uma pressão menor, e conseqüente diminuição de desgaste. O número mínimo de dentes admissíveis é menor. Estas engrenagens apresentam, porém, o inconveniente de exigir uma distância precisa entre as árvores, pois uma modificação na distância provoca alteração de funcionamento, já que a lei fundamental das engrenagens não se satisfaz. O traçado é mais difícil, a intensidade das pressões nos pontos de contato aumenta do centro do perfil para as extremidades. Engrenagens com o mesmo passo só podem engrenar se os perfis são gerados por circunferências de mesmos raios. As ferramentas para a execução são mais numerosas e de execução difícil. As bases dos dentes resultam debilitadas, para as engrenagens de pequeno número de dentes.

Para Souza (2003, p. 16), nas engrenagens evolventes:

As engrenagens da evolvente do círculo permitem uma variação na distância dos centros, o que acarreta apenas a modificação do ângulo de pressão. O traçado é mais simples e as cortadeiras são de execução fácil. A pressão nos pontos de contato é constante, por ser a linha de ação, uma reta. Para um mesmo passo, os dentes das engrenagens da evolvente são mais reforçados que os das cicloidais. Mas, inconvenientes existem. Os contatos se processam entre duas superfícies convexas, o que aumenta a pressão atuante. O número mínimo de dentes é bem mais elevado que para engrenagens cicloidais, tornando o rendimento ligeiramente inferior.

A FIG. 3.4 mostra a configuração de uma curva do perfil evolvente de círculo. Com objetivo de se entender, de forma mais clara, a formação de um perfil evolvente, faz-se necessária definição de alguns parâmetros básicos na construção do mesmo.

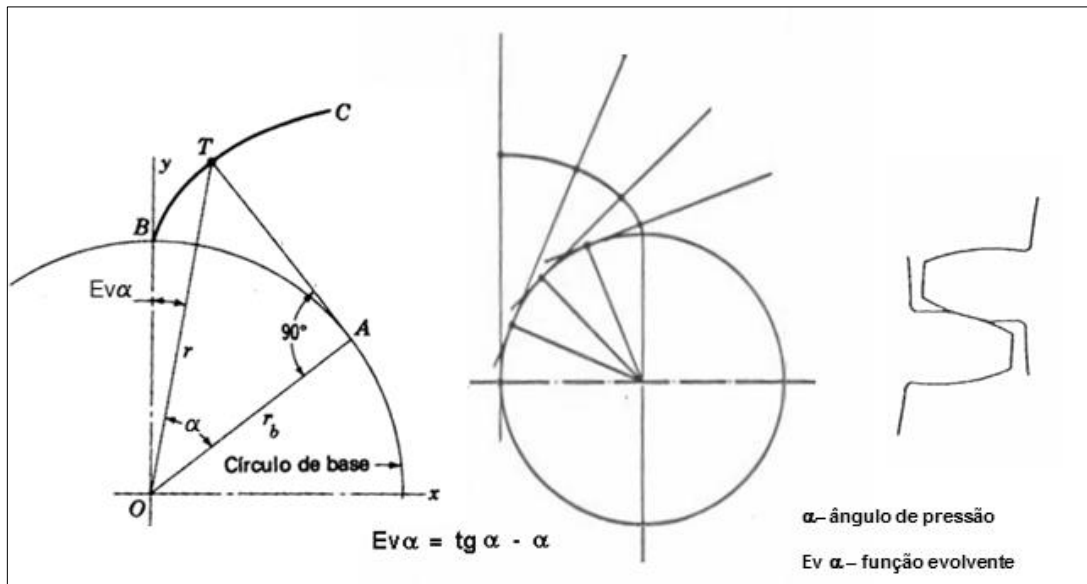


FIGURA 3.4 - Curva do perfil evolvente de círculo.

FONTE – Adaptado de SOUZA et al., 2003, pg. 18.

A FIG. 3.5 mostra a configuração de uma curva do perfil cicloidial.

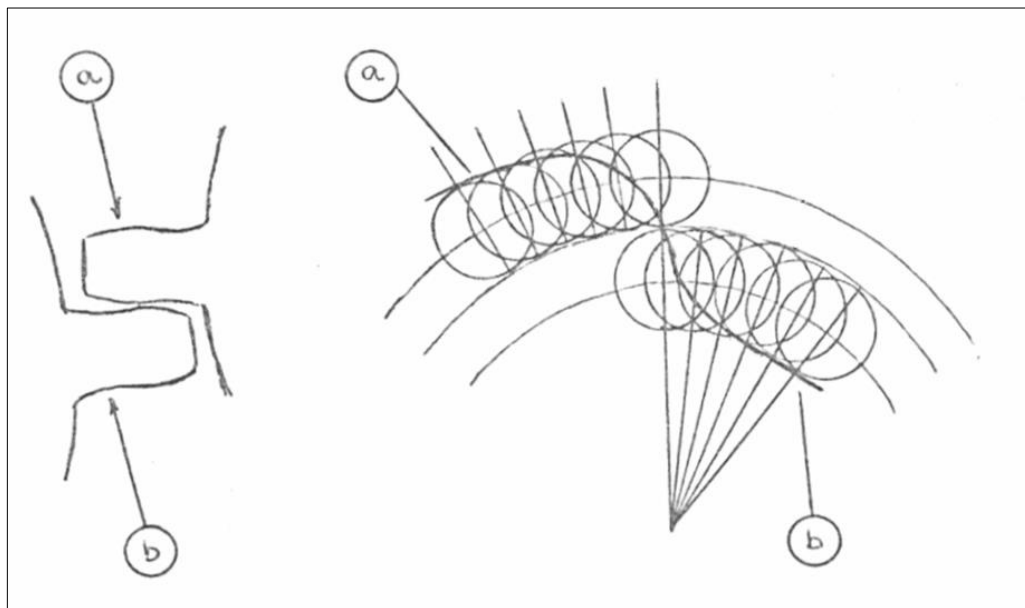


FIGURA 3.5 - Curva do perfil cicloidial

FONTE – Acervo do autor.

3.2. Conceito de interferência e grau de recobrimento.

A interferência um fenômeno que acontece quando a cabeça do dente de uma engrenagem interfere provocando adelgaçamento no fundo do dente da outra engrenagem conjugada. Uma das causas da interferência é o uso de engrenagens com número mínimo de dentes abaixo do

recomendado. O grau de recobrimento informa quantos pares de dentes se encontram acoplados num engrenamento ao mesmo tempo. As engrenagens cilíndricas helicoidais apresentam um grau de recobrimento maior que as engrenagens cilíndricas retas. A FIG. 3.6 mostra o conceito de recobrimento e a FIG 3.7 mostra o fenômeno da interferência indicando que parte do perfil do dente da engrenagem é constituída por uma curva denominada trocoide.

A curva trocoide é formada pela interferência com o dente concorrente, indicando o caminho percorrido pela aresta do perfil básico no engrenamento. Portanto, o alívio da engrenagem, abaixo do diâmetro do círculo base, deve ter no mínimo formato da curva trocoide.

O aparecimento da trocoide deve ser evitado, pois diminui a resistência do dente em sua base. Isto pode ser evitado, na maioria dos casos, com aplicação de técnicas de correções de perfil.

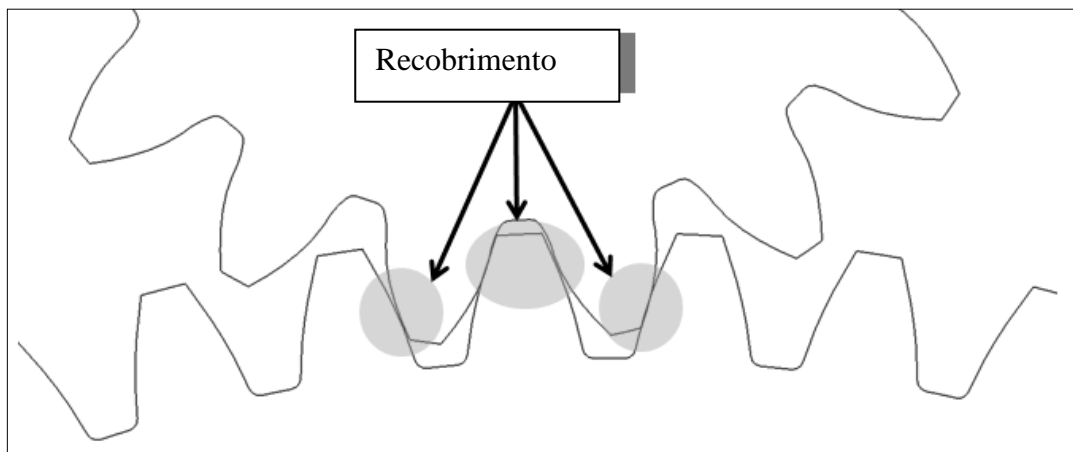


FIGURA 3.6 - Conceito de Recobrimento.

FONTE – Acervo do autor.

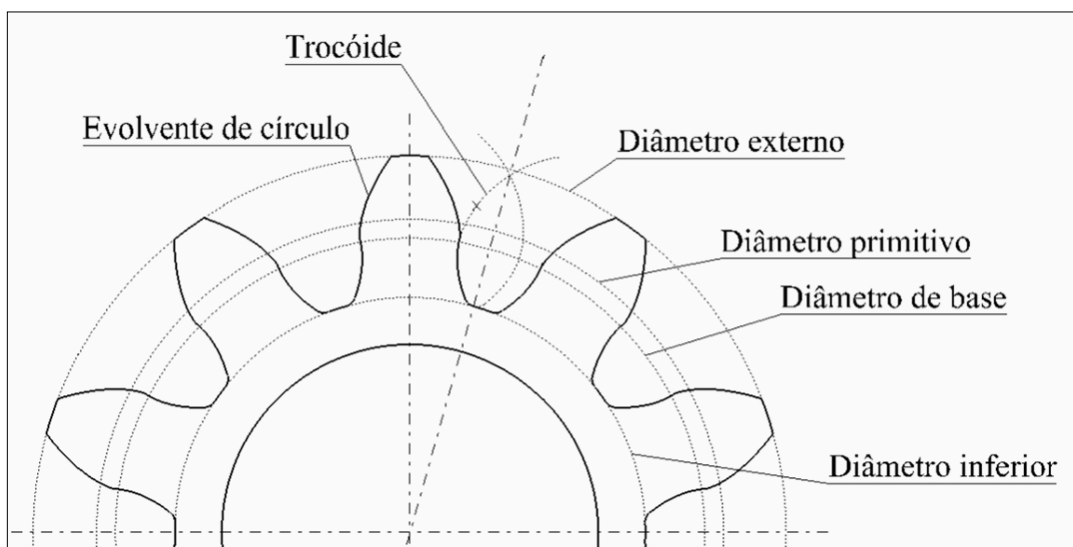


FIGURA 3.7 – Conceito de interferência e curva trocoide ou “*undercutting*”.

FONTE – Acervo do autor.

A relação entre o ângulo de pressão e o número mínimo de dentes, para um pinhão engrenado com uma cremalheira, podem ser obtidas a partir da EQUAÇÃO 3.1.

$$Z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (3.1)$$

Onde: Z_{min} é o número mínimo de dentes para um pinhão engrenado.

α é o ângulo de pressão.

A TABELA 3.1 indica o número mínimo de dentes sem interferência em função do ângulo de pressão. Conforme se verifica na tabela 3.1, por exemplo, para um ângulo de pressão de 20° o número mínimo de dentes do pinhão que pode engrenar com uma cremalheira sem interferência, é 17 dentes.

TABELA 3.1
Número mínimo de dentes sem interferência.

Ângulo de Pressão - α (graus)	Número mínimo de dentes Z_{min}
14° 30'	32
17° 30'	22
20°	17
22° 30'	14
25°	11

FONTE – Acervo do autor.

O grau de recobrimento informa quantos pares de dentes se encontram acoplados num engrenamento ao mesmo tempo. O recobrimento deve ser maior que a unidade (1.2). As engrenagens cilíndricas helicoidais têm recobrimento maior que as engrenagens cilíndricas retas. A FIG. 3.8 ilustra o conceito de recobrimento.

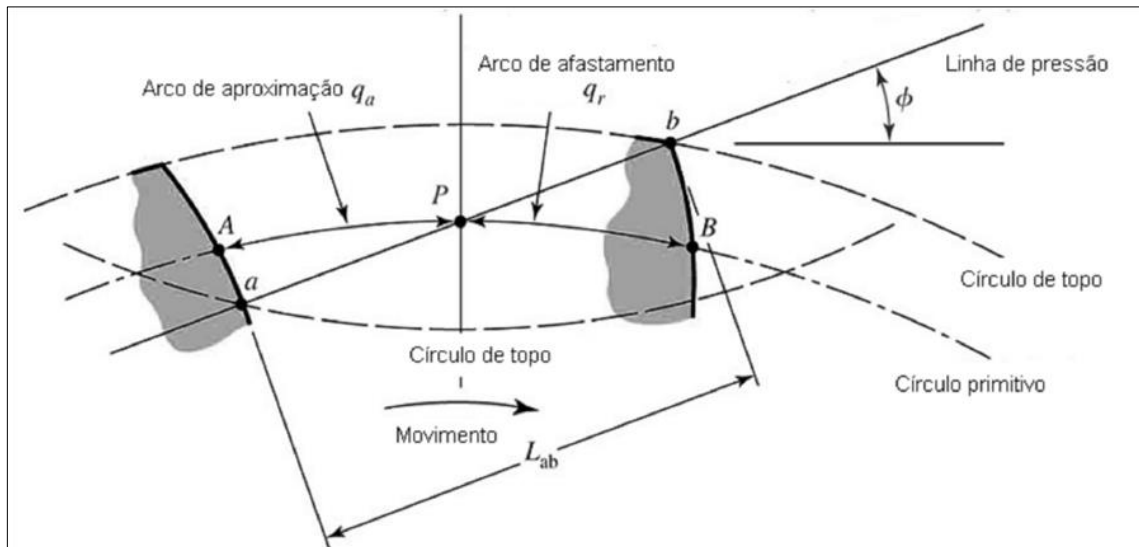


FIGURA 3.8 – Conceito de recobrimento.

FONTE – Adaptado de BUDYNAS et. al. (2011).

3.3. Técnicas de Correção de Perfil.

Em muitos casos a utilização de engrenagens normais não atende às exigências de funcionamento imposto, como no caso de grandes relações de redução, onde há possibilidade de interferência ou há necessidade de aumentar-se a capacidade de carga mantendo-se a mesma distância entre centros. “É sabido que o perfil evolvente se inicia na circunferência de base, e qualquer tentativa de engrenamento na região interna a esta circunferência acarretará na retirada de material do flanco do dente do pinhão pelo dente conjugado, acarretando em desgaste anormal e/ou ruptura dos dentes”, GEMAQUE, 2004.

Para que se possam resolver tais problemas utiliza-se a técnica de correção de perfil, também conhecida como técnica de deslocamento de perfil. Esta técnica consiste basicamente em utilizar no perfil do dente, a parte da curva evolvente de círculo mais apropriada de acordo com o caso, conseguindo assim um melhor desempenho do engrenamento.

A técnica de correção de perfil se apresenta através de equações capazes de relacionar todas as grandezas envolvidas e utiliza como parâmetro de quantificação o fator de perfil (x). Souza et al. (2003), mostra a influência do ângulo de pressão em projetos de engrenagens. A FIG. 3.9 ilustra o conceito da técnica de correção de perfil.

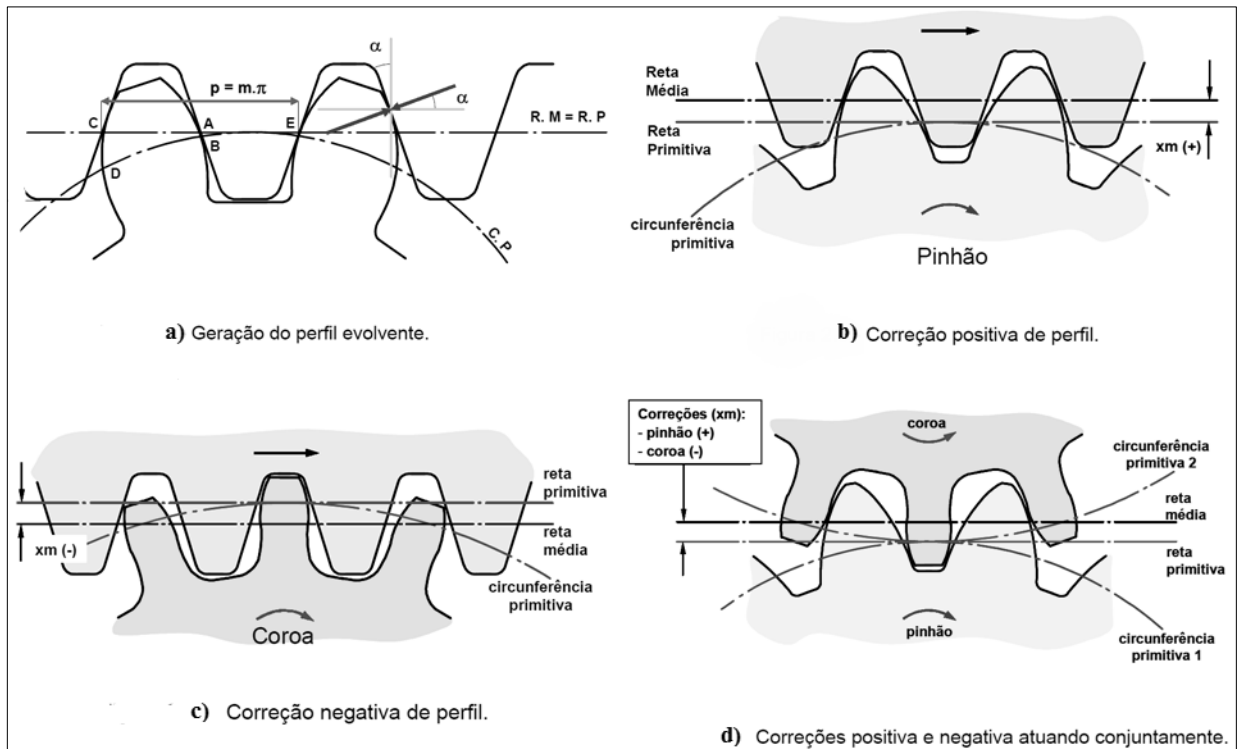


FIGURA 3.9 - Conceito da técnica da correção de perfil.

FONTE – Adaptado de GEMAQUE, 2004.

A correção positiva proporciona dentes mais robustos, com maior capacidade de carga, entretanto reduz o recobrimento o que pode gerar, principalmente para as engrenagens cilíndricas retas, um valor muito próximo da unidade, gerando choques no engrenamento. Já a correção de perfil negativa possibilita o aumento do recobrimento, porém piora a condição de interferência, além de gerar dentes com maior adelgaçamento com menos resistência de carga. Existem três tipos de correção de perfil considerando-se o par pinhão coroa: a correção de perfil 0, $V0$ e V (*Verschiebung*). Na correção de perfil (0) o pinhão e a coroa não sofrem o processo da correção de perfil como indica a FIG. 3.10. A distância entre centros das engrenagens não se altera. O fator de correção de perfil do pinhão (x_1) e o fator de correção de perfil da coroa (x_2) são nulos.

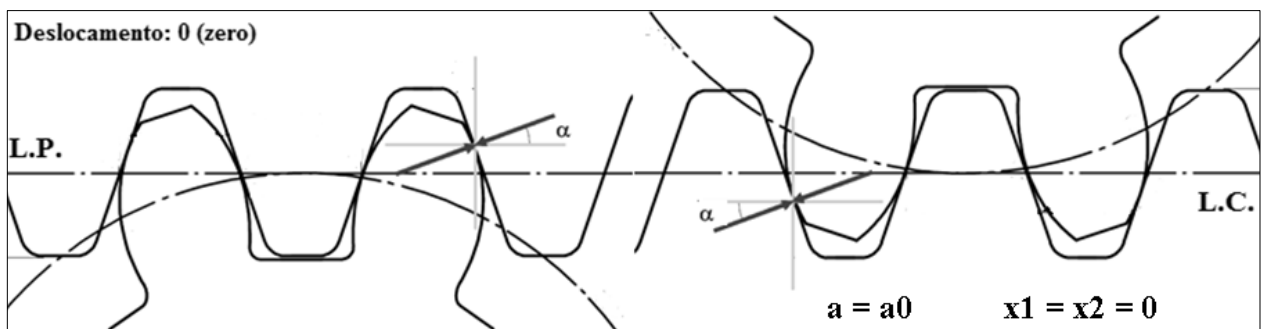


FIGURA 3.10 – Correção de perfil (0).

FONTE - Adaptado de GEMAQUE, 2004.

Na correção de perfil (V_0) o pinhão e a coroa sofrem o processo da correção de perfil como indica a FIG. 3.11. A distância entre centros das engrenagens não se altera. O fator de correção de perfil do pinhão (x_1) tem valor inverso ao do fator de correção de perfil da coroa (x_2).

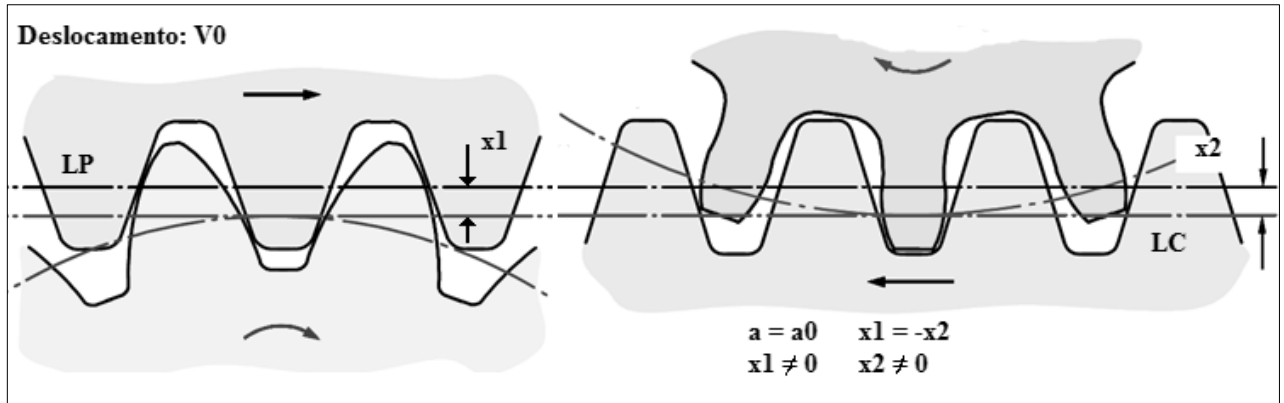


FIGURA 3.11 – Correção de perfil (V_0).

FONTE – Adaptado de GEMAQUE, 2004.

Na correção de perfil (V) o pinhão e a coroa sofrem o processo da correção de perfil como indica a FIG. 3.12. A distância entre centros das engrenagens se altera. O fator de correção de perfil do pinhão (x_1) não tem valor relacionado ao do fator de correção de perfil da coroa (x_2).

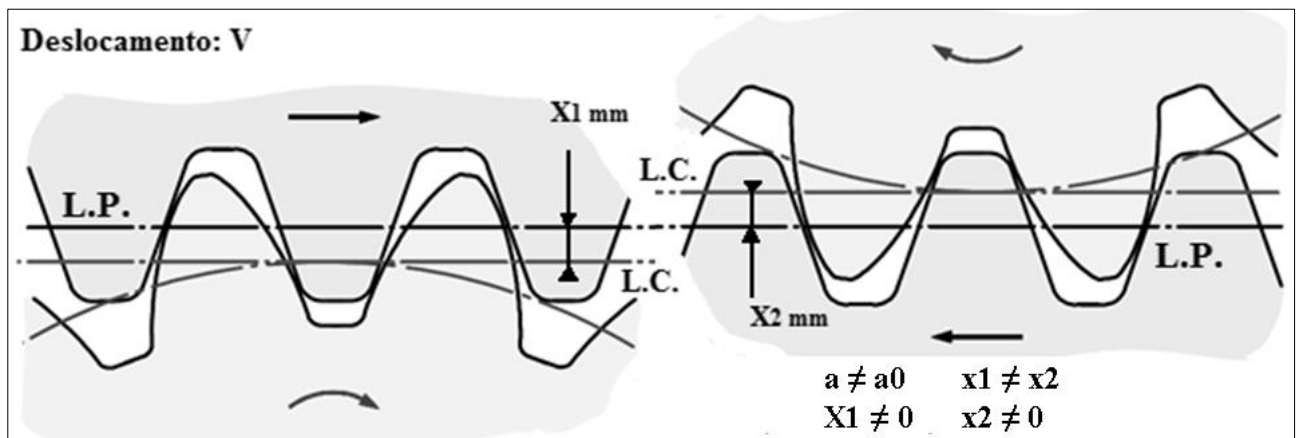


FIGURA 3.12 – Correção de perfil (V) I – diâmetro primitivo de corte II - diâmetro primitivo de funcionamento.

FONTE - Adaptado de GEMAQUE, 2004.

A FIG 3.13 indica as principais equações para a aplicação da correção de perfil.

$dp_1 = \frac{m_n \cdot z_1 \cdot \cos \alpha_{so}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_{sb}}$	$x = x_1 + x_2$	α_{no} Ângulo de pressão normal antes da correção
$dp_2 = \frac{m_n \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_{so}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_{sb}}$	$tg \alpha_{so} = \frac{tg \alpha_{no}}{\cos \beta}$	α_{so} Ângulo de pressão frontal antes da correção
$a_o = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$		α_{sb} Ângulo de pressão frontal depois da correção
$a = a_o \cdot \frac{\cos \alpha_{so}}{\cos \alpha_{sb}}$	$Ev \alpha_{sb} = 2 \cdot \frac{(x_1 + x_2)}{(z_1 + z_2)} \cdot tg \alpha_{no} + Ev \alpha_{so}$	x_1 Fator de correção de perfil para o pinhão
		x_2 Fator de correção de perfil para a coroa
		a_o Distância entre centros antes da correção de perfil
		a Distância entre centros após a correção de perfil
		dp_1 Diâmetro primitivo do pinhão
		dp_2 Diâmetro primitivo da coroa

FIGURA 3.13 – Principais equações para a aplicação da correção de perfil.

FONTE - Adaptado de CASTRO (2005), SOUZA, G. (2003).

3.4. Forças e Tensões Atuantes no dente da engrenagem.

Os esforços sofridos por um dente de engrenagem podem ser comparados a uma “viga em balanço” no cálculo da resistência dos materiais e assim podem ser obtidas as tensões atuantes nas engrenagens cilíndricas retas e helicoidais. A FIG. 3.14 indica as forças atuantes nas engrenagens cilíndricas retas e helicoidais. Normalmente considera-se que a força atua no diâmetro primitivo e que todo o esforço de transmissão acontece em um só par de dentes, embora o recobrimento mínimo aceito para as engrenagens cilíndricas retas seja de 1.2. As engrenagens cilíndricas helicoidais têm recobrimento maior, atingindo valores entre 3 e 4 pares de dentes em contato ao mesmo tempo.

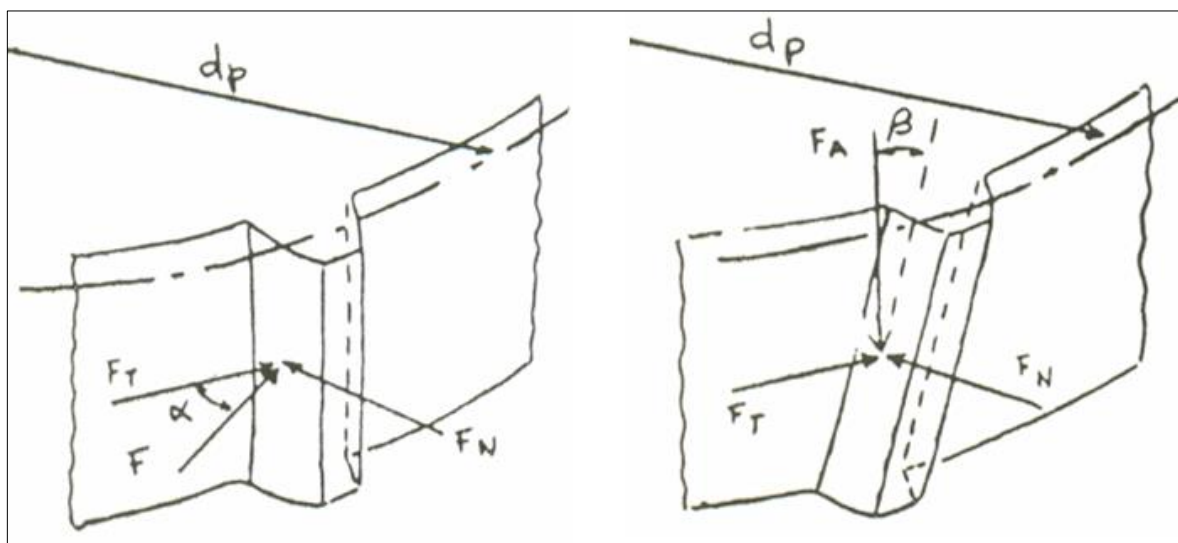


FIGURA 3.14 - Forças atuantes nas engrenagens cilíndricas retas e helicoidais.

FONTE – Acervo do autor.

O cálculo das forças atuantes nas engrenagens cilíndricas retas e helicoidais estão relacionadas com o ângulo de pressão, o ângulo da hélice e o momento atuante no eixo. A EQUAÇÃO 3.2 define a obtenção da força tangencial no diâmetro primitivo.

$$F_t = \frac{2M_t}{d_p} \quad (3.2)$$

Onde: F_t é a força tangente no diâmetro primitivo [N].

M_t é o momento no eixo da engrenagem [Nm].

d_p é o diâmetro primitivo [mm].

A EQUAÇÃO 3.3 define a obtenção da força normal no diâmetro primitivo.

$$F_n = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (3.3)$$

Onde: F_n é a força normal no diâmetro primitivo [N].

F_t é a força tangente no diâmetro primitivo [N].

α é o ângulo de pressão no diâmetro primitivo [°].

β é o ângulo de hélice no diâmetro primitivo [°].

A EQUAÇÃO 3.4 define a obtenção da força axial no diâmetro primitivo.

$$F_a = F_t \tan \beta \quad (3.4)$$

Onde: F_a é a força axial no diâmetro primitivo [N].

F_t é a força tangente no diâmetro primitivo [N].

β é o ângulo de hélice no diâmetro primitivo [°].

O cálculo da tensão de flexão atuante no pé do dente pode ser obtido a partir da EQUAÇÃO 3.5, o qual depende do fator de concentração em função da correção do perfil e o número de dentes da engrenagem.

$$\sigma_f = \frac{M_t q}{b m_n r_p} \quad (3.5)$$

Onde: σ_f é a tensão de flexão atuante no pé do dente [N/m²].

M_t é o momento no eixo da engrenagem [Nm].

q é o fator de concentração de tensão [adimensional].

m_n é o módulo normal [adimensional].

b é a largura da engrenagem [mm]

r_p é o raio primitivo da engrenagem [mm]

Como pôde ser observado no tópico anterior, o fator de correção de perfil possui grande relevância diante da tensão concentrada no pé do dente, principalmente em função da interferência. Tal fato pode ser observado determinando o fator de concentração de tensão, este varia em função do número de dentes e do fator de correção do perfil, e pode ser visualizado na FIG. 3.15.

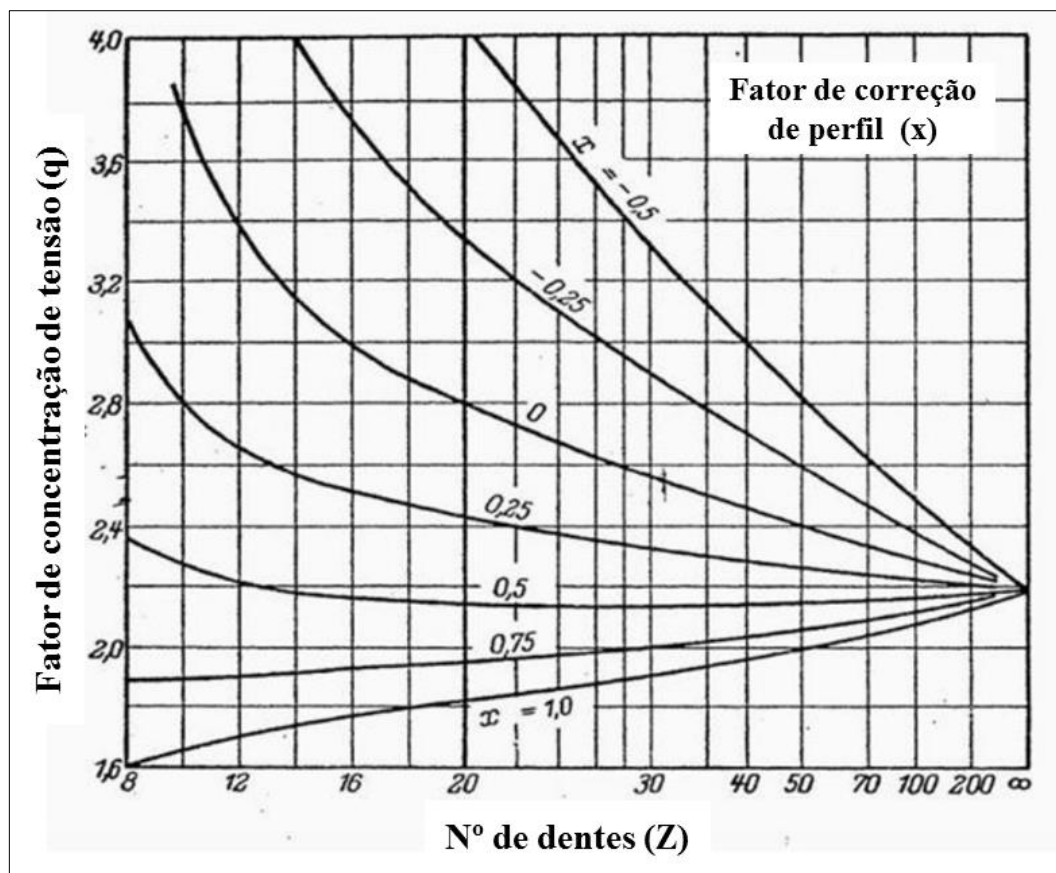


FIGURA 3.15 – Fatores de concentração de tensão.

FONTE – Adaptado de Niemann, 2002.

3.5. O computador no projeto e manufatura de um componente.

A utilização de ferramentas que auxiliam o homem nas mais variadas tarefas tem sido constante desde o início da humanidade, e o uso dos sistemas de informação para acelerar e ou multiplicar a velocidade da execução de rotinas aparece como um divisor, fazendo com que tais processos obedeçam a uma escala de crescimento exponencial, não somente pela criação e descoberta de novos conceitos, mas pela aceleração sofrida pelos atuais. Muitos são os sistemas que auxiliam a engenharia, como por exemplo o sistema CAX, composto pelas ferramentas CAD, CAE, CAM, CNC, CAI e CAPP.

“O ser humano necessita de ferramentas de apoio às mais diversas formas de trabalho. Há aproximadamente quatro décadas, duas ferramentas ou recursos geraram uma nova etapa no avanço tecnológico mundial: o *hardware* e o *software*” (SILVEIRA, 1998, p. 32).

Segundo Foley et al. (1994) citado por Silveira (1998, p. 33) “O primeiro software gráfico interativo foi proposto em 1962, em um seminário apresentado por um aluno de doutorado”.

A utilização do computador nas atividades de projeto, segundo Silveira et al. (1998), tem permitido a automatização de atividades repetitivas, diminuindo o tempo de projeto e execução, permitindo ao projetista um tempo maior para análise de diferentes alternativas de projeto.

Segundo Rembold et al. (1994) citado por Silveira (1998, p. 27) afirma que as atividades convencionais são alteradas através do auxílio do computador em cinco etapas: Definição do problema, modelamento geométrico, análise de engenharia, avaliação do projeto e automação dos desenhos.

Rembold et al. (1994) citado citado Silveira (1998, p. 29), “A utilização do computador no modelamento matemático geométrico, justifica-se, principalmente para as descrições matemáticas complexas envolvidas na formação de objetos tridimensionais”.

Segundo Souza et al (2009) as primeiras aplicações de computadores para auxiliar as etapas de engenharia tiveram início por volta de 1950, quando o Instituto Tecnológico de Massachusetts (*MIT*), dos *EUA*, iniciou a discussão sobre a tecnologia *CAD*.

“O sistema *CAD* é empregado nas atividades de desenvolvimento de produtos (design industrial) e projeto. O *CAD* tem por objetivo auxiliar no desenho e modelamento de peças pela interação com o computador em que são definidas todas as informações geométricas necessárias...” (SOUZA, 2009, p. 39). A FIG. 3.16 mostra o sistema *CAD* fazendo a ligação com outros sistemas de auxílio às etapas produtivas.

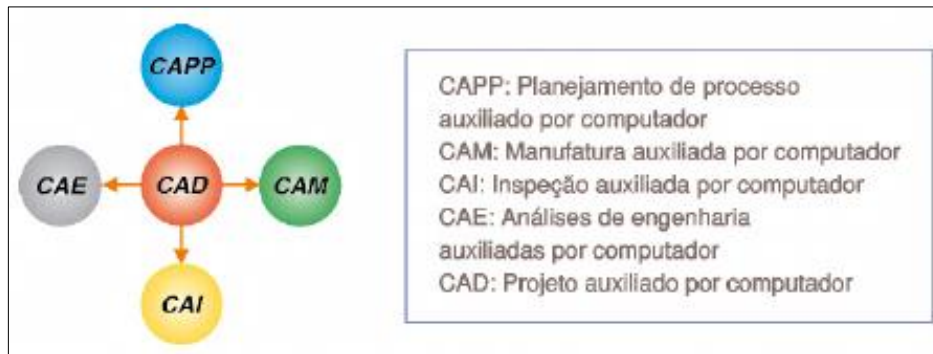


FIGURA 3.16 - Sistema CAD fazendo a ligação com outros softwares de auxílio às etapas produtivas.
 FONTE - Adaptado de SOUZA (2009).

Segundo Souza (2009) uma integração efetiva entre as atividades de gestão e planejamento de produção e as relativas aos processos de fabricação é constantemente almejada pelas indústrias e por pesquisadores a partir do desenvolvimento de sistemas computacionais, máquinas de fabricação instrumentadas, e outros equipamentos periféricos e *software*. A integração foi denominada pelo acrônimo inglês *Computer integrated manufacturing – CIM* (Manufatura Integrada por Computador). A FIG. 3.17 mostra Integração entre os sistemas CAX no projeto e manufatura de um produto.

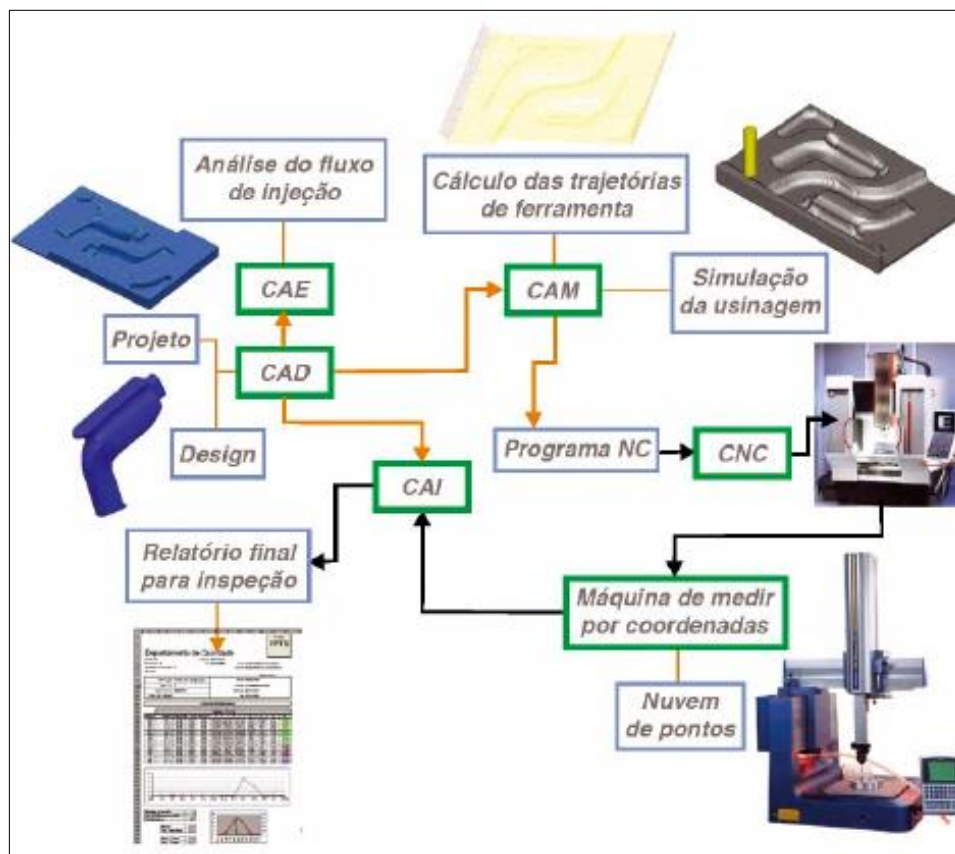


FIGURA 3.17 - Integração entre os sistemas CAX no projeto e manufatura de um produto.
 FONTE - Adaptado de SOUZA (2009).

O sistema *CAD* pode ser classificado inicialmente entre os sistemas *2D* e *3D*. A aplicação dos sistemas pode ser mais adequada para aplicações específicas e que muitos destes sistemas não devem ser considerados concorrentes entre si. Isto por que existem sistemas que suportam diferentes etapas do projeto.

O presente trabalho utilizará como base para o desenvolvimento da metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens com aplicações de técnicas de correção de perfil o *software Catia®*, desenvolvido pela *softwarehouse Dassault Systems*. Este, dentre as principais desenvolvedoras de sistemas *CAD* existentes no mercado mundial, é detentor de aproximadamente 27% em participação nesse cenário, afirma Souza (2009).

3.6. Catia V5 R19.

O *Catia®* é um software utilizado para o desenvolvimento de desenhos tridimensionais e é líder no mercado no desenvolvimento de ferramentas do sistema *CAX*. O *Catia V5® (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application)* foi desenvolvido pela empresa francesa *Dassault Systemes* com o intuito de criar um software que atendesse as exigências de projetos da indústria aeronáutica, e fosse capaz de diminuir o tempo de projeto e aumentando a confiabilidade do produto. Classificado como um sistema *CAD* de grande porte (*high-end*) e por ser um software confiável, além de oferecer um pacote de poderosas ferramentas para as mais variadas áreas da indústria, o *Catia®* é um software de desenhos *3D* padrão de grandes empresas da indústria mundial.

O *Catia®* é utilizado em projetos, simulação e análises de produtos de diversas áreas e setores, desde a indústria naval até os bens de consumo, sempre gerando os melhores resultados, o mesmo surgiu diretamente dos esforços da indústria aeroespacial para a criação de ferramentas mais sofisticadas que poderiam não só ajudar a aperfeiçoar o processo de desenvolvimento, mas também atender a uma complexidade crescente do design requerido na aviação.

Por volta de 1975, a *Avion Marcel Dassault* adquiriu a licença do *Cadam® (Computer Augmented Drafting and Manufacturing)*, um dos primeiros esforços para substituir desenhos feitos à mão para desenhos assistidos por computador. Entretanto, como o *Cadam®* só realizava desenhos em *2D*, esse software não foi o suficiente para atender as complexas demandas de um projeto aeronáutico.

Não encontrando um software que atendesse a necessidade do desenvolvimento de projetos tridimensionais, a *Dassault* resolveu criar seu próprio software *3D*. Em 1977, a empresa desenvolveu sua própria equipe de analistas, projetistas e engenheiros, e até o final da década de 70,

os programadores da *Dassault* haviam criado o antecessor do *Catia*®, tornando-se o primeiro software a trazer a modelagem tridimensional para o processo de design.

No início da década de 1980, *Avions Marcel Dassault* decidiu abrir o *Catia*® para o comércio a outros fabricantes aeroespaciais. Em 1981, a empresa fundou a *Dassault Systemes*, uma nova subsidiária e totalmente independente, que poderia concentrar seus esforços no desenvolvimento e atualização do software. Em um acordo com a *IBM*, a empresa *Dassault* conseguiu o parceiro ideal para comercializar, distribuir e fornecer suporte técnico para o *Catia*®. Essa parceria levou o software tridimensional para a base de clientes *IBM*, tornando a demanda por *Catia*® imediata em todo o mundo.

O foco inicial era a indústria da aviação, mas logo em seguida, os novos e poderosos recursos do *Catia*® foram assimilados rapidamente pelo mundo da indústria na área de projetos, tornando a indústria automobilística um dos mercados mais importante da *Dassault Systemes* até os dias atuais. As expectativas do *software* foram além do que esperava a empresa, desenvolvendo clientes nos mais variados ramos da indústria.

Em 1985, foi lançada uma nova versão do *Catia V5* que permitiria seu funcionamento independente do software *Cadam*®. No *Catia V2*®, novas ferramentas foram incorporadas, aliando as funções *CAD* e *CAM* para atender melhor ao mercado de design e de construção aeronáutica. O próximo passo na evolução do software veio em 1988 com o *Catia V3*®, com a implantação da função *CAE* para ajudar no desenvolvimento da engenharia do produto.

Com a transferência dos direitos sobre o *Cadam*® da *IBM*, em 1992, para a *Dassault Systemes*, o software se desenvolveu ainda mais e um ano depois foi lançado o *Catia V4*®. Após cinco anos, em 1998, totalmente reescrito com suporte para *Windows NT* e *Windows XP* surgia o *Catia V5*®.

A FIG. 3.18 mostra a janela de interface de criação de um *PartBory* do *Catia V5*®. Atualmente a *Dassault Systemes* disponibiliza em sua versão mais nova o *Catia V6*®.

Vários são os benefícios do *Catia V5*®, além de ser um software multiplataformas e de grande porte que dá suporte a todas as etapas de desenvolvimento e criação de produtos, também oferece várias ferramentas que ajudam a criar projetos de forma correta logo na primeira vez, garantindo assim a agilidade do projeto.

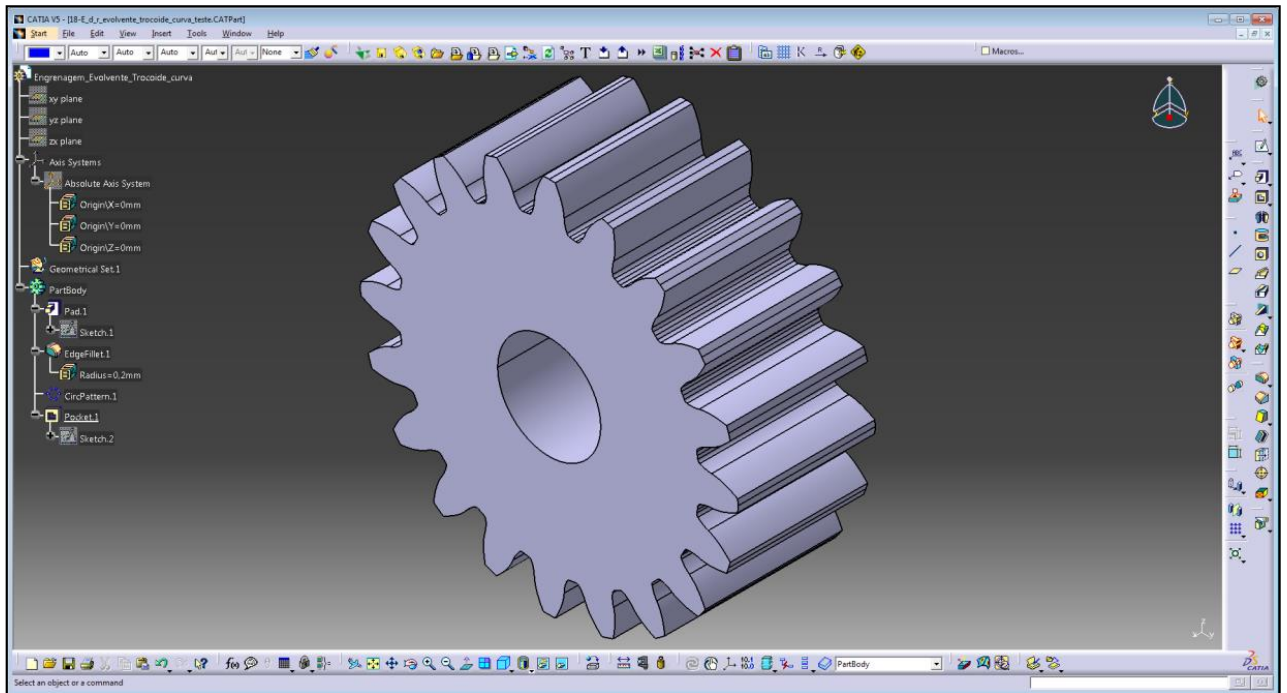


FIGURA 3.18 - Janela de interface de criação de um *PartBody* e *Surface* do *Catia V5*®.

FONTE – Acervo do autor.

3.7. Programação VBScript.

Segundo FORS (2004), a maioria das pessoas está familiarizada com Basic, (*All-purpose Symbolic Instruction Código*) utilizado aproximadamente desde 1964.

Originalmente concebido para ensinar os alunos sobre computadores, era uma das primeiras linguagens de programação de alto nível para o PC na década de 1980. Esta linguagem tem evoluído continuamente como programação e tecnologia de sistema operacional (FORS, 2004).

A linguagem *Visual Basic Script (VBScript)* é uma das linguagens de script desenvolvidas pela *Microsoft* que é comumente associados do lado do servidor e aplicações web. No entanto, a *Microsoft* abriu o *VBScript* para desenvolvedores e hoje *VBScript* podem ser encontrados em uma variedade de aplicações. O *VBScript* suporta todas as plataformas de sistema operacional da *Microsoft*, o contrário do *VBA (Visual Basic for Applications)*.

Como qualquer outra linguagem de programação, o *VBScript*, consiste em uma coleção de instruções (e opções de instruções) para o computador, denominadas argumentos.

O *VBScript* é a linguagem default (por definição) para *ASP (Active Server Pages)*, uma estrutura de programação que dentre outras atribuições, torna possível executar consultas a banco de dados, através da biblioteca de componentes *ActiveX* e pode ser usada na programação no sistema operacional *Windows* e de páginas da Internet (MIRANDA, 2009, p. 27).

VBScript é uma linguagem de programação muitas vezes vista como um dialeto do *VBA (Visual Basic for Applications)*, embora seja uma linguagem própria. A linguagem *VBScript* tenta

equilibrar flexibilidade, capacidade e facilidade de uso. *VBA* é um subconjunto do Visual Basic, que foi desenvolvido para automatizar aplicativos do Microsoft Office, enquanto *VBScript* foi originalmente desenvolvido para suportar do lado do servidor e aplicações web do lado do cliente. Embora *VBScript* e *VBA* forneçam as mesmas características, existem algumas diferenças entre eles, principalmente devido aos aplicativos que foram desenvolvidos para suportar cada uma. As aplicações podem ser construídas rapidamente e são relativamente fáceis de desenvolver e entender, até mesmo por alguém que não seja o desenvolvedor original.

Em comparação, linguagens de programação como *Visual Basic* pode ser usado para desenvolver uma aplicação *HMI / SCADA*, mas as menores economias de custo por cópia de licenciamento rapidamente são compensados por elevados custos de desenvolvimento e os custos de suporte (INDUSOFT WEB STUDIO, 2014).

Apesar de serem linguagem independentes e próprias, existem várias linguagens consideradas derivadas do *BASIC*, das quais podemos citar: o *Basic*, o *VB*, o *Visual Basic for Applications*, o *VBScript* utilizada no presente trabalho; o *Visual Basic.NET* e o *VBA* .

O *Basic* é uma linguagem de programação simples de alto nível desenvolvido em 1964. Migrados para a plataforma PC em 1980, com muitas versões desenvolvidas.

O *VB Visual Basic* é uma versão de programação orientada a eventos do *Basic*, suportando interfaces gráficas de usuário (*GUI*), acesso à base de dados e controles *ActiveX* que foi introduzido em 1991. *VB Versão 6* foi a última versão lançada (1998).

O *Visual Basic for Applications* é uma versão do *VB* que é construído em produtos do *Microsoft Office* (*Word*, *Excel*, *Access*, *Outlook*, *PowerPoint*) e em alguns outros produtos. Ao contrário do *VB* ou *VB.NET* , *VBA* não corre stand-alone e só funciona a partir de um aplicativo *host*, geralmente dentro de um aplicativo do *Microsoft Office*. *VBA* pode controlar uma segunda aplicação durante a execução em um aplicativo *host*. *VBA* funciona apenas em plataformas *Windows XP/2000/NT* .

O *Visual Basic.NET* é a nova versão do Visual Basic, lançado em 2002, que é parte integrante da plataforma *Microsoft.NET*. Essa versão não é totalmente compatível com as versões anteriores, mas existe a possibilidade de converter códigos antigos, que após uma revisão podem ser usados no *Visual Basic.NET* que usa o paradigma de “orientação ao objeto” (MIRANDA et al, 2009, p. 28).

O *VBA* permite a criação de macros, e está integrado em todos os produtos da família de produtos *Microsoft Office* como: *Word*, *Excel*, *Access*, *Outlook*, *PowerPoint* e *FrontPage*; e também em outros produtos tais como os *softwares Visio* e *AutoCAD* (MIRANDA et al, 2009, p. 28).

Macro, em termos de programação, é uma abstração que define como um padrão de entrada deve ser substituído por um padrão de saída de acordo com um conjunto de regras. Desta maneira esta estrutura permite à realização de tarefas repetitivas previamente programadas que serão realizadas de maneira ágil e menos propensa a ocorrência de erros (MIRANDA et al, 2009, p. 28).

No desenvolvimento do presente trabalho, a programação foi realizada na linguagem *VBScript* dentro de um ambiente de programação próprio do *software Catia®*. Assim, a metodologia concluída existe até então sob a forma de um projeto de sub-rotina que tem sua inicialização por um *Macro* inserido na interface do *Catia®*.

Desta forma não só a proposta do desenvolvimento de uma metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com aplicação de técnicas de correção de perfil se concretiza, mas também o exercício destas tecnologias de automação de softwares. Estas possibilitam as mais variadas aplicações, ultrapassando até a linha de pesquisa abordada neste trabalho. Para utilização destas tecnologias são necessários os conhecimentos sobre a estrutura, sintaxe e recursos dos mesmos, para assim considerar capacitado a desenvolver aplicações que apresentam a automação de softwares.

4. METODOLOGIA

4.1. Modelagem das Engrenagens Cilíndricas.

Sabe-se que as engrenagens são componentes de máquinas fundamentais para os processos, que cumprem suas funções de transmissão de potência e podem ter seu desempenho ligado ao projeto otimizado do mesmo. Contudo faz-se necessário o desenvolvimento de uma metodologia que agilize e propicie aos projetistas cálculos rápidos e seguros, bem como a utilização de ferramentas e softwares e ou rotinas específicas no desenvolvimento. Neste, referências bibliográficas que descrevem a modelagem do perfil, conceitos de resistência dos materiais, elementos de máquinas foram utilizados. Serão mostrados valores e resultados para engrenagens cilíndricas de dentes retos, uma vez que o perfil do dente de uma engrenagem cilíndrica de dente helicoidal possui, tanto no plano frontal como no normal, perfis idênticos aos de engrenagens de dentes retos.

4.2. Definição dos softwares utilizados.

Como o objetivo, também, consiste em facilitar e diminuir o tempo de respostas a cálculos, o software Excel® se mostrou favorável para geração de planilhas, uma vez que o mesmo é de fácil manipulação e operação bem como está disponível na maioria dos computadores pessoais hoje. Além disso, a extensão **.xls* pode ser aberta e modificada por muitos outros softwares alternativos. Hoje sendo possível seu uso em celulares e smartphones.

No mercado possui inúmeras plataformas *CAD* e sistemas modeladores de sólidos comerciais capazes e com excelentes possibilidades de controle através da interface gráfica, tais como *AutoCAD®*, *MicroStation®*, *SolidWorks®*, *Unigraphics®*, *Inventor®*, etc., além do próprio *Catia®*. Contudo a definição deste último se fez necessária às considerações abaixo:

Primeiramente, o presente trabalho representa um aprimoramento e emprego específico da experiência adquirida nesta ferramenta durante o trabalho na indústria automobilística no desenvolvimento de produtos. A partir de então conseguir-se-ia então, disponibilizar aos estudantes de Engenharia, Técnicos da indústria bem como todos aqueles que possam vir a se interessar por esta área de conhecimento, além de um novo emprego para este software demasiadamente utilizado na indústria mundial.

Em segundo, apesar da existência de poucas referências bibliográficas de manipulação específica do software, revelou-se motivador a possibilidade de ampliar o conhecimento e interação

entre projeto de elementos de máquinas, softwares de *CAD* e linguagens de programação, além de poder contribuir com o encurtamento de novos projetos ao disseminar o uso e o domínio desta tecnologia.

O outro fator considerado foi, apesar de ser uma das plataformas *CAD* e modeladores de sólidos mais vendidos no mundo, ser de conhecimento específico e grande número de usuários em comparação com outras plataformas, além de poder aumentar o uso da ferramenta em trabalhos acadêmicos.

Outro fator determinante é o fato desta plataforma ser classificada como *High end*. Possuindo inúmeros módulos que podem interagir e possibilitar a continuidade da pesquisa, utilizando-se de forma mais contundente os módulos *CAE*, *CAM* e *CAI*, por exemplo, além da utilização do mesmo e da metodologia no projeto dos demais elementos de máquina e qualquer produto que se faz necessário tais verificações.

4.3. Configuração e desenvolvimento de planilhas eletrônicas.

Inicialmente foram desenvolvidas planilhas eletrônicas em *Excel*® com equações relativas às relações geométricas e parametrizações das engrenagens cilíndricas retas e helicoidais visando obtenção dos dados tanto para definição do perfil com ou sem aplicação da técnica de correção de perfil, quanto para o levantamento das dimensões gerais necessárias a modelagem das engrenagens e comparação com o modelo gerado pelo *Catia*®. Foram considerados como dados de entrada o módulo, o número de dentes, o ângulo de pressão, o fator de correção de perfil, o ângulo da hélice e largura da engrenagem. A partir destes dados foram obtidas todas as grandezas gerais das engrenagens tais como: Diâmetro primitivo, diâmetro externo e diâmetro interno, diâmetro de base, passo, ângulo de simetria, etc.

Vários trabalhos (Souza, 2003; Bezerra e Junior, 2001; Milovici e Turrin, 1983; Queiroz e Brazzalle, 1978) descrevem formas para gerar perfis de engrenagens, através do qual se baseiam nos métodos analíticos. A formulação completa para obtenção das curvas evolvente e trocoide podem ser visualizadas no ANEXO A.

A FIG. 4.1 ilustra o exposto acima. No APÊNDICE B pode ser visto a configuração completa da planilha.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1	Dados de entrada para modelagem da engrenagem							Obtenção dos pontos para traçar a curva do vão de um dente								
2	Mn = módulo norm	1	[mm]					Evolvente	rp [mm]	ap [rad]	ap [°]	θp[rad]	θp [°]	Xp [mm]	Yp [mm]	
3	Z = Número de den	17							ri	7,2500	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!
4	α = Ângulo de pres	20	[°]	>>>>>>	0,3491	[rad]			rm2	7,8750	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!
5	x = fator de correçã	0							r	8,5000	0,3491	20,0000	0,0149	0,8540	0,7843	8,4637
6	β = ângulo de hélic	0	[°]		0,0000	[rad]			rm3	9,0000	0,4789	27,4408	0,0403	2,3103	0,6024	8,9798
7									re	9,5000	0,5721	32,7777	0,0718	4,1153	0,3370	9,4940
8	Calculos:							Obtenção dos pontos para traçar a curva do vão de um dente								
9	L = espessura da e	8	[mm]					Evolvente	rp [mm]	ap [rad]	ap [°]	θp[rad]	θp [°]	Xp [mm]	Yp [m]	
10	Numero mínimo de	17							rb	7,9874	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,8554	7,9414
11	Mf = modulo fronta	1	[mm]						r	8,5000	0,3491	20,0000	0,0149	0,8540	0,7843	8,4637
12	Dpf = diametro prir	17,000	[mm]						rm5	9,0000	0,4789	27,4408	0,0403	2,3103	0,6024	8,9798
13	D = diametro primit	17,000	[mm]						re	9,5000	0,5721	32,7777	0,0718	4,1153	0,3370	9,4940
14	Db = diametro de b	15,975	[mm]													
15	De = diametro exte	19,000	[mm]					Trocóide	rt [mm]	θt[rad]	θt [°]	Xt [mm]	Yt [mm]			
16	Di = diametro inter	14,500	[mm]						ri	7,2500	0,0000	0,0000	1,0542	7,1729		
17	Pn = passo normal	3,142	[mm]						rm6	7,3422	0,0222	1,2708	0,9062	7,2860		
18	Pf = passo frontal	3,142	[mm]						rm7	7,4343	0,0296	1,6956	0,8629	7,3841		
19	ha = altura de cabe	1,000	[mm]						rm8	7,5265	0,0341	1,9536	0,8399	7,4795		
20	hf = altura do pé d	1,250	[mm]						rm9	7,6187	0,0369	2,1153	0,8288	7,5735		
21	h = altura do dente	2,250	[mm]						rm10	7,7109	0,0386	2,2097	0,8262	7,6665		
22	rpf = raio primitivo	8,500	[mm]						rm11	7,8030	0,0393	2,2523	0,8303	7,7587		
23	r = raio primitivo	8,500	[mm]						rm12	7,8952	0,0393	2,2530	0,8401	7,8504		
24	rb = raio de base	7,987	[mm]						rb	7,9874	0,0387	2,2185	0,8547	7,9415		
25	re = raio externo	9,500	[mm]						r	8,5000	0,0272	1,5582	1,0068	8,4402		
26	ri = raio interno	7,250	[mm]						re	9,5000	-0,0196	-1,1245	1,5656	9,3701		
27	Evα	0,015														
28	θ'	0,107														
29	δ	0,039														

FIGURA 4.1 - Exemplo de planilha eletrônica com os dados de entrada e das grandezas gerais das engrenagens cilíndricas.

FONTE – Acervo do autor.

4.4. Definição de parâmetros.

Foram considerados como dados de entrada o módulo, o número de dentes, o ângulo de pressão, o fator de correção de perfil, o ângulo da hélice e largura da engrenagem. A partir destes dados foram obtidas todas as grandezas gerais das engrenagens tais como diâmetro primitivo, diâmetro externo e diâmetro interno, diâmetro de base, passo e ângulo de simetria, etc. Considerou-se um módulo normal unitário ($m_n = 1$ mm), uma vez que o módulo sendo uma grandeza parametrizada, influencia no tamanho das engrenagens e não nas proporções das mesmas.

Foi adotada uma largura constante de 10 mm para todos os casos avaliados de engrenagens cilíndricas avaliadas. Foram considerados neste estudo os seguintes ângulos de pressão no diâmetro primitivo: 14°30', 17°30', 20°, 22°30' e 25° que representam valores definidos por normas e industrialmente aplicados, apesar da metodologia dar liberdade à inserção de qualquer valor válido a parametrização. Para cada ângulo de pressão considerado, foi possível obter o número mínimo de dentes sem interferência. Assim para cada caso considerou-se valores abaixo e acima deste número mínimo no sentido de avaliar a influência do adelgaçamento na base do dente, conforme pode ser visto na TABELA 4.1.

TABELA 4.1

Número de dentes das engrenagens cilíndricas (* número mínimo de dentes).

Ângulo de Pressão - α (graus)	Número de Dentes das Engrenagens Cilíndricas						
14° 30'	22	32*	45	80	90	100	120
17° 30'	17	22*	32	60	80	90	120
20°	14	17*	22	45	60	100	120
22° 30'	11	14*	22	45	60	80	100
25°	09	11*	17	32	45	60	100

FONTE – Acervo do autor.

4.5. Geração dos pontos da curva evolvente e trocoide

Em seguida foram gerados os dados necessários para a construção da curva evolvente de círculo considerando ao longo do perfil ângulos de pressão variando entre 0° a 38° para atender a possibilidade de aplicação de fatores de correção de perfil positivos e negativos. Com a obtenção dos pontos foram traçadas curvas simétricas para a obtenção do vão entre dentes, tanto na planilha eletrônica quanto com o programa gerado no *Catia*®. Quando o número de dentes da engrenagem era igual ou inferior ao número mínimo de dentes estabelecido, foram utilizadas partes de uma curva tipo trocoide para obtenção do seguimento do fundo do dente e o adelgaçamento na base do dente correspondente. Foi adotado um raio da ponta da ferramenta de geração das engrenagens correspondente a 20% do valor do módulo normal, ou seja, 0.2mm. As TABELAS 4.2 e 4.3 ilustram valores obtidos na planilha desenvolvida em *Excel*® para geração dos perfis evolvente e trocoide, de uma engrenagem cilíndrica de dente retos, com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°.

TABELA 4.2

Pontos para obtenção do vão entre dentes para parte do perfil da evolvente de uma engrenagem cilíndrica de dente retos, com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°.

	r_p [mm]	α_p [rad]	α_p [°]	θ_p [rad]	θ_p [°]	X_p [mm]	Y_p [m]
r_b	7,9874	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,8554	7,9414
r_p	8,5000	0,3491	20,0000	0,0149	0,8540	0,7843	8,4637
$rm5$	9,0000	0,4789	27,4408	0,0403	2,3103	0,6024	8,9798
r_e	9,5000	0,5721	32,7777	0,0718	4,1153	0,3370	9,4940

FONTE – Acervo do autor.

TABELA 4.3

Pontos para obtenção do vão entre dentes para parte do perfil do trocoide de uma engrenagem cilíndrica de dente retos, com 17 dentes e ângulo de pressão de 20°.

	r_t [mm]	θ_t [rad]	θ_t [°]	X_t [mm]	Y_t [mm]
r_i	7,2500	0,0000	0,0000	1,0542	7,1729
$rm6$	7,3422	0,0222	1,2708	0,9062	7,2860
$rm7$	7,4343	0,0296	1,6956	0,8629	7,3841
$rm8$	7,5265	0,0341	1,9536	0,8399	7,4795
$rm9$	7,6187	0,0369	2,1153	0,8288	7,5735
$rm10$	7,7109	0,0386	2,2097	0,8262	7,6665
$rm11$	7,8030	0,0393	2,2523	0,8303	7,7587
$rm12$	7,8952	0,0393	2,2530	0,8401	7,8504
r_b	7,9874	0,0387	2,2185	0,8547	7,9415
r_p	8,5000	0,0272	1,5582	1,0068	8,4402
r_e	9,5000	-0,0196	1,1245	1,5656	9,3701

FONTE – Acervo do autor.

A FIG. 4.2 ilustra gráfico dos perfis evolvente e trocoide gerados a partir da planilha de cálculo desenvolvida em *Excel*®. Esta foi importante no sentido de validar o programa de geração de perfil desenvolvido no *Catia*®.

Este mesmo conceito de obtenção dos pontos da curva na planilha desenvolvida em *Excel*® foi utilizado para obtenção automática dos pontos que formariam a *spline* composta pela pelas curvas evolvente e trocoide.

4.6. Desenvolvimento dos *templates* e modelo CAD.

Para a modelagem de todos os casos estabelecidos, foram previamente desenvolvidos dois padrões de engrenagens cilíndricas retas e helicoidais utilizando o software *Catia*® V5 Release 19, de acordo com os dados pré-estabelecidos. As FIG. 4.3 mostra exemplos da modelagem de engrenagens cilíndricas retas e helicoidais.

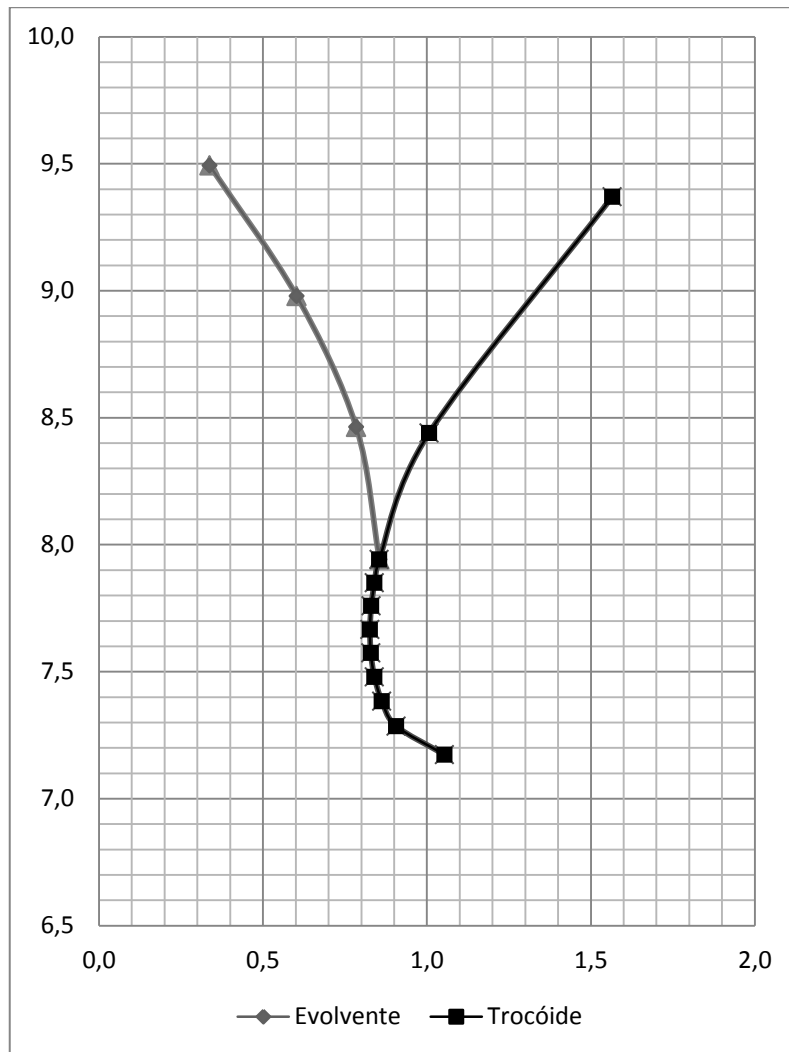


FIGURA 4.2 - Perfil gerado no *Excel*® do dente engrenagem cilíndrica de dente retos, com 17 dentes e ângulo de pressão de 20° , representando as curvas evolvente e trocóide.

FONTE – Acervo do autor.

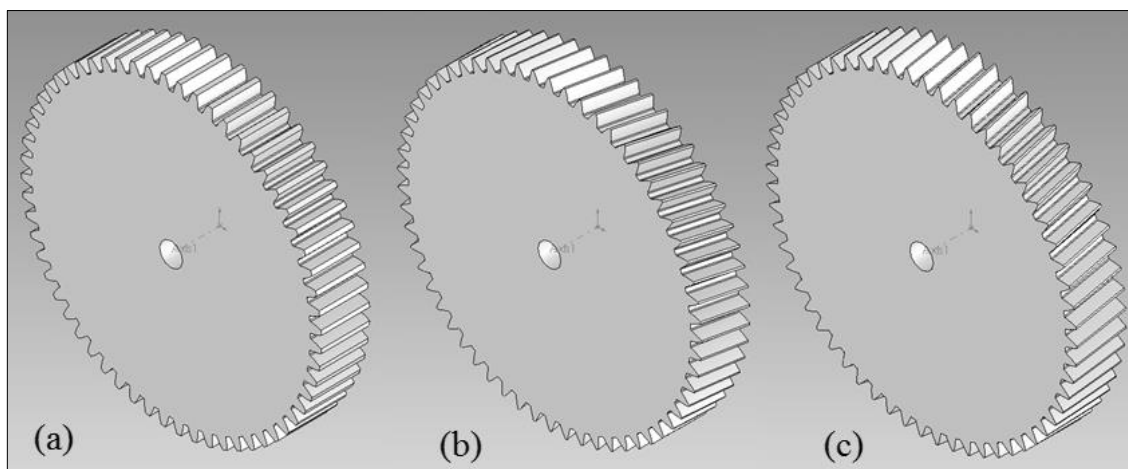


FIGURA 4.3 - Exemplo de engrenagens cilíndricas com módulo unitário e 60 dentes: a) Dente reto, $\alpha = 17^\circ 30'$, $Z = 60$; b) helicoidal, $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 10^\circ$ (direita); c) helicoidal, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 10^\circ$ (esquerda).

FONTE – Acervo do autor.

Os modelos se direcionam pela existência ou não da curva trocoide junto perfil do dente da engrenagem. A existência da trocoide e assim do adelgaçamento do dente acontece quando o diâmetro interno de uma dada engrenagem cilíndrica for menor que o seu diâmetro de base.

Assim o sistema desenvolvido analisa os dados de entrada e faz a opção automática de um ou outro padrão template. Caso o diâmetro interno seja maior que o diâmetro de base, abrirá o segundo arquivo, que elimina a trocoide. As FIG. 4.4 e 4.5 evidencia o exposto acima.

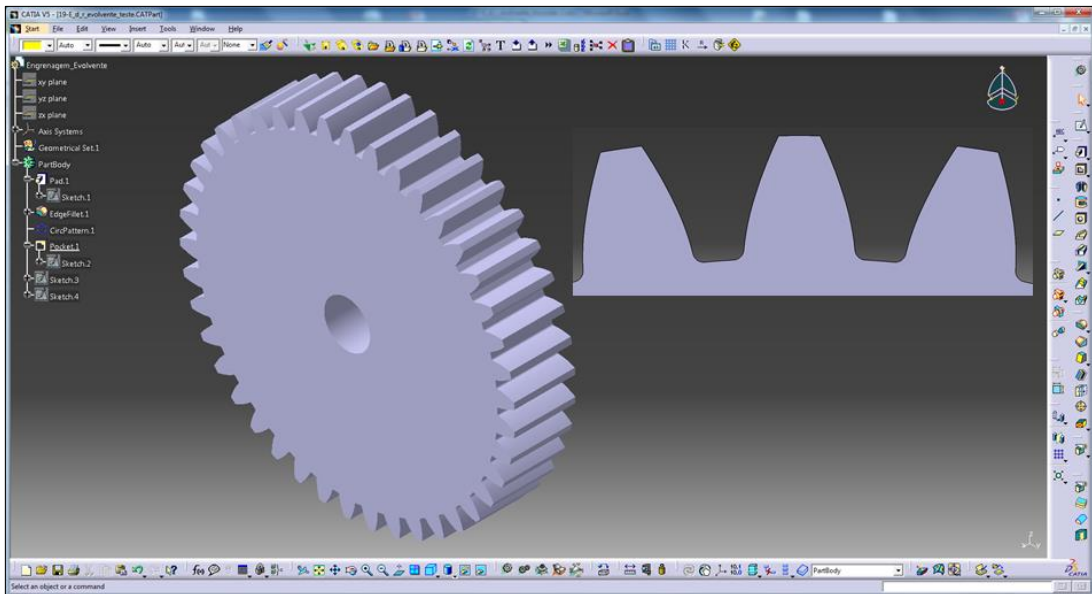


FIGURA 4.4 – Modelo 3D obtido pela geração virtual customizada de transmissões de engrenagens através do software *Catia*®: \varnothing interno $>$ \varnothing base.

FONTE – Acervo do autor.

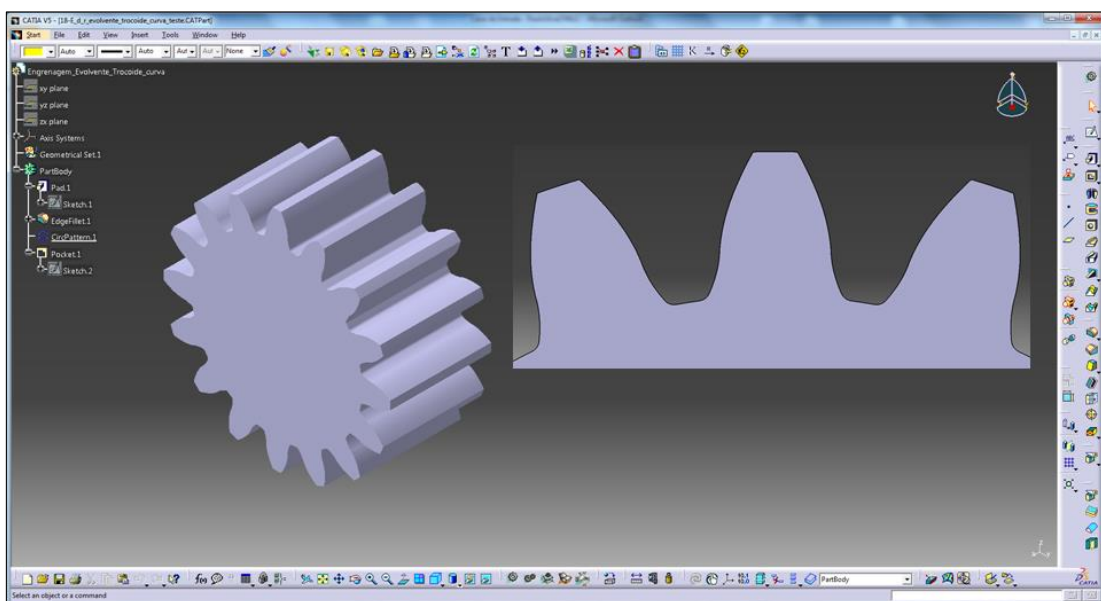


FIGURA 4.5 – Modelo 3D obtido pela geração virtual customizada de transmissões de engrenagens através do software *Catia*®: \varnothing interno $<$ \varnothing base.

FONTE – Acervo do autor.

4.7. Desenvolvimento da macro na linguagem VBScript.

Para a geração automática, ou seja, a possibilidade de obter modelos 3D somente com a inserção dos dados básicos de um engrenamento, foi necessário desenvolver um programa capaz de automatizar as rotinas de criação do sólido. A interação do *Catia*® com a linguagem de programação *VBScript* tornou-se possível obter uma árvore com as instruções onde são registradas as sequências da modelagem e uma tabela base onde ficam guardados os dados geométricos da engrenagem e que podem ser editados. A FIG. 4.6 mostra a janela de edição do arquivo em linguagem *VBScript*. O APENDICE C apresenta de forma completa a versão final do programa gerado em *VBScript* capaz de executar o descrito acima.

```

Macros Editor - [F:\paulo\UFMG - Mestrado\Dissertacao\Modelos 3D\Engrenagem_t...
File Edit View Help

Language="VBSCRIPT"

Sub CATMain()

M = InputBox ("Digite o MÓDULO:", "DADOS DA ENGREMAGEM")
A = InputBox ("Digite o ÂNGULO DE PRESSÃO:", "DADOS DA ENGREMAGEM")
Z = InputBox ("Digite o NÚMERO DE DENTES:", "DADOS DA ENGREMAGEM")
x = InputBox ("Digite o FATOR DE CORREÇÃO DO PERFIL:", "DADOS DA ENGREMAGEM")
B = InputBox ("Digite o ÂNGULO DE HÉLICE:", "DADOS DA ENGREMAGEM")

Arad = (A*3.14159265)/180
Brad = (B*3.14159265)/180
Mn = M
Mf = Mn * Cos(Brad)
dpf = (Mn * Z) / Cos(Brad)
d = M * Z
de = dpf + 2 * Mn * (1 + x)
di = dpf - 2 * Mn * (1.25 - x)
pn = Mn * 3.14159265
pf = Mf * 3.14159265
db = M * Z * Cos(Arad)
ha = Mn * (1 + x)
L = 8 * Mn
Reixo = M^3
Rd = M/5

rb = db/2
r = d/2
rpf = dpf/2
ri = di/2
re = de/2

if rb < ri then

Set documents1 = CATIA.Documents

Set partDocument1 = documents1.Open("D:\UFMG - Mestrado\Dissertacao\Modelos 3D\19-E_d_

rm2 = (ri + r) / 2
rm3 = (r + re) / 2

Line : 39, Column : 1

```

FIGURA 4.6 – Janela de edição do arquivo em linguagem *VBScript*.

FONTE – Acervo do autor.

Janelas de interação com o usuário foram criadas para dar entradas ao cálculo da geometria da engrenagem, através da utilização da linguagem *VBScript*. O valor do módulo, o ângulo de pressão, o número de dentes, o fator de correção de perfil desejado, além do ângulo de hélice, para o caso de uma configuração com engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais são necessários. A FIG. 4.7 mostra uma janela de interação com usuário para inserção dos dados básicos da engrenagem.

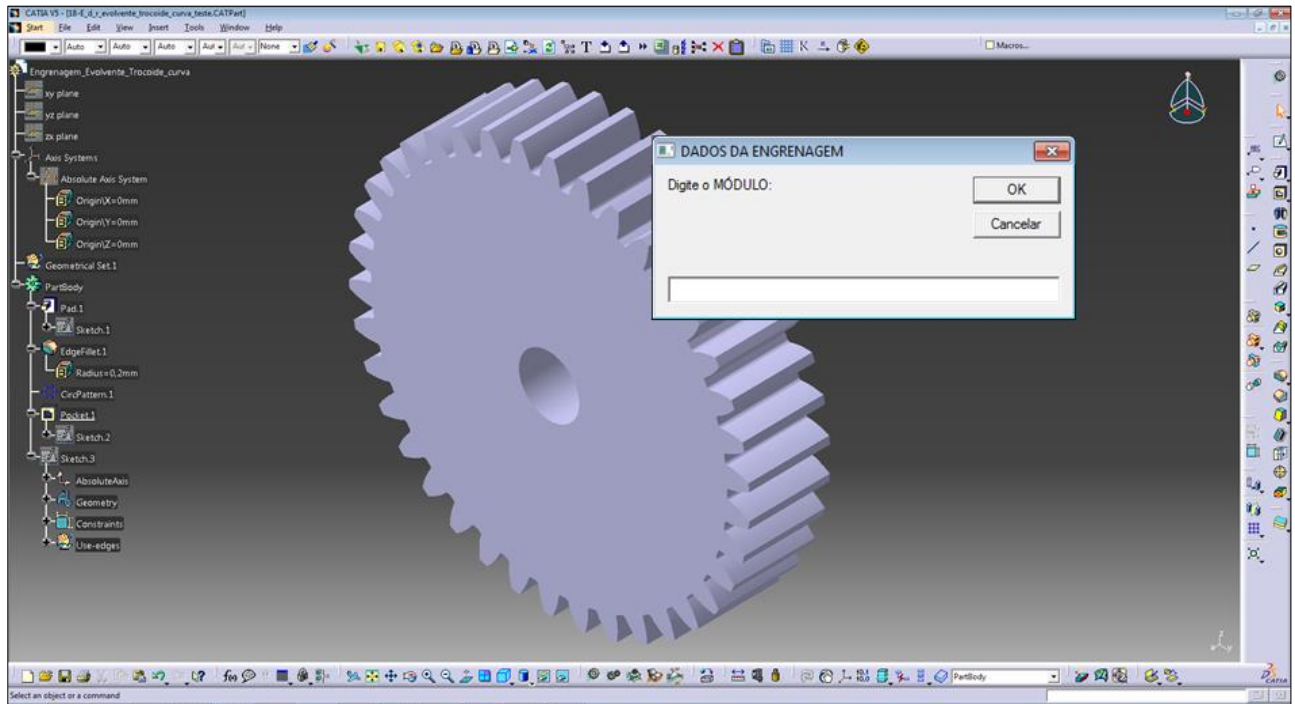


FIGURA 4.7 – Janela de interação com usuário para inserção dos dados básicos da engrenagem. Solicitação do módulo.

FONTE – Acervo do autor.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. Verificação do perfil do dente e geometria da engrenagem para vários módulos.

Sabe-se que o módulo é uma grandeza que relaciona as várias grandezas das engrenagens tais como o diâmetro primitivo, número de dentes e ângulo da hélice. A FIG. 5.1 indica a comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 20 dentes, considerando o ângulo de pressão de 20° , variando-se apenas os módulos das mesmas. Pode ser observado que, a grandeza módulo influencia exclusiva e diretamente na dimensão da engrenagem e do dente, alterando apenas em proporção, sem influência no perfil.

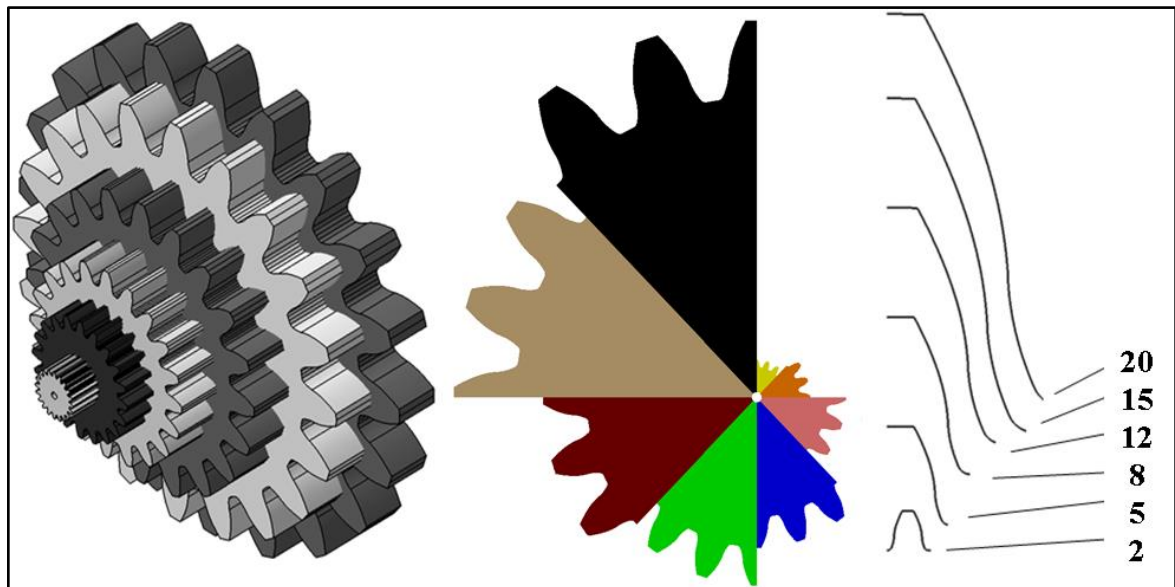


FIGURA 5.1 - Comparação do perfil do dente para vários módulos. Engrenagens cilíndricas retas com 20 dentes, ângulo de pressão de 20° e módulos 2, 3, 5, 8, 10, 12, 15 e 20 mm.

FONTE – Acervo do autor.

5.2. Avaliação da influência da variação do ângulo de pressão no perfil do dente.

Para uma dada engrenagem, observa-se que a redução do adelgaçamento na base do dente, e por conseguinte o nível de pressão, é melhor observada quanto maior a variação entre ângulos de pressão comparados.

Nas FIG. 5.2 e 5.3, onde o número dentes da engrenagem é 32, este é o número mínimo para a engrenagem com ângulo de pressão de $14^\circ 30'$, comparou-se os perfis de dentes com os ângulos: $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° , pode ser comprovado a redução do adelgaçamento com

o aumento do ângulo de pressão. Pode ser observado também que a variação entre os perfis é gradativa e proporcional de um ângulo para o outro. Nesta comparação o efeito do adelgaçamento não aparece como fator determinante, uma vez que ângulos maiores favorecem a utilização de menores números de dentes em uma engrenagem, conforme pode ser observado na TABELA 4.1.

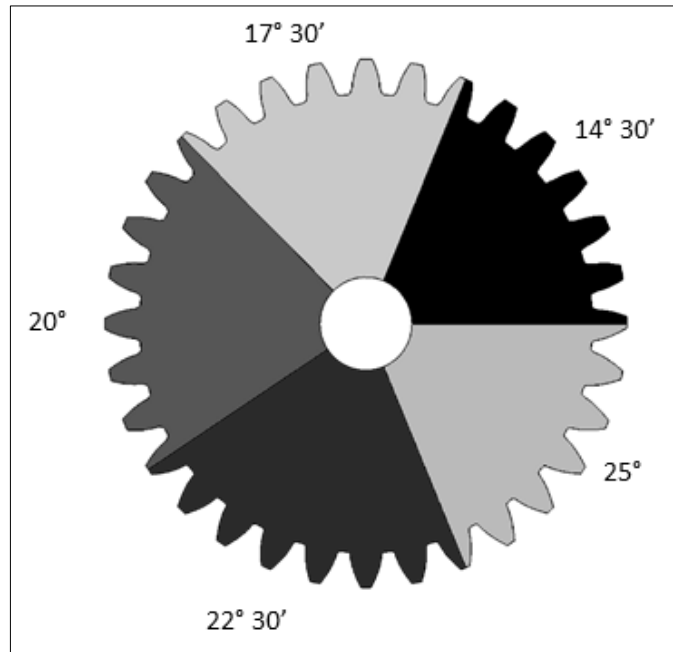


FIGURA 5.2 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ} 30'$ e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

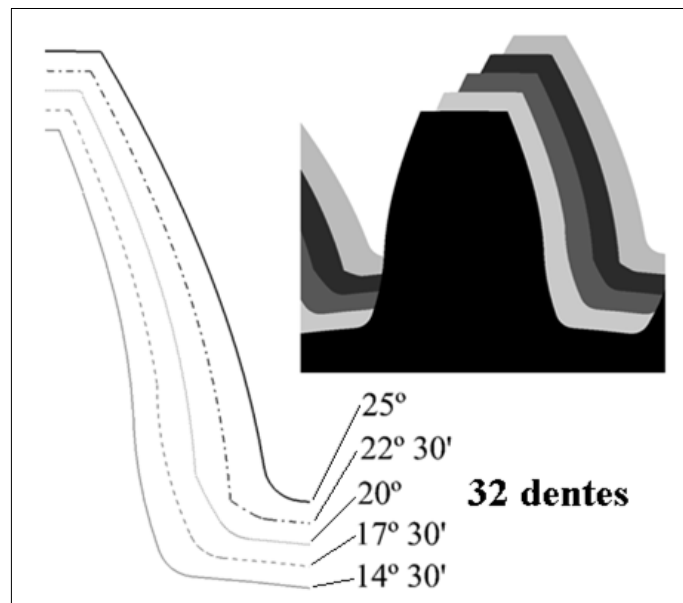


FIGURA 5.3 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ} 30'$ e 25° com o mesmo módulo.

FONTE – Acervo do autor.

Nas FIG. 5.4 e 5.5, onde o número dentes da engrenagem é 11, este é o número mínimo para a engrenagem com ângulo de pressão de 25° , comparou-se os perfis de dentes com os ângulos: $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° , pode ser comprovado um aumento acentuado do adelgaçamento com a diminuição do ângulo de pressão. Pode ser observado também que a variação entre os perfis é gradativa e proporcional, de um ângulo para o outro. Nesta comparação o efeito do adelgaçamento torna-se um fator determinante, uma vez que ângulos menores favorecem o aparecimento da trocoide e a utilização de menores números de dentes em uma engrenagem com ângulos menores que o mínimo devem ser evitados, conforme pode ser observado na TABELA 4.1.

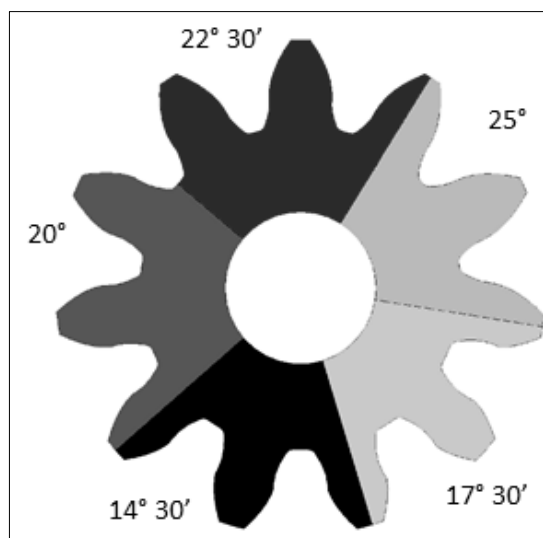


FIGURA 5.4 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes e ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° .

FONTE - Acervo do autor.

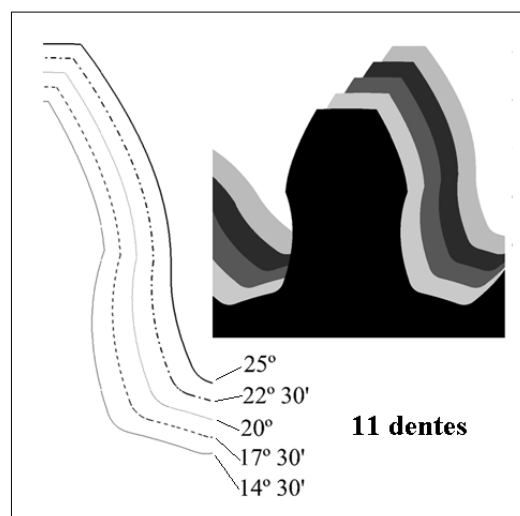


FIGURA 5.5 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $14^\circ 30'$, $17^\circ 30'$, 20° , $22^\circ 30'$ e 25° com o mesmo módulo.

FONTE – Acervo do autor.

As FIG. 5.6 e 5.7 indicam a comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes, considerando os ângulos de pressão de $22^{\circ}30'$ e 25° e as FIG. 5.8 e 5.9 mostram a comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 14 dentes, considerando os ângulos de pressão de 20° e $22^{\circ}30'$. Nos dois casos, tem-se o número de dentes igual ou inferior ao número mínimo de dentes. Assim há um adelgaçamento na base do dente com certo nível de concentração de tensões e o aumento das tensões atuantes.

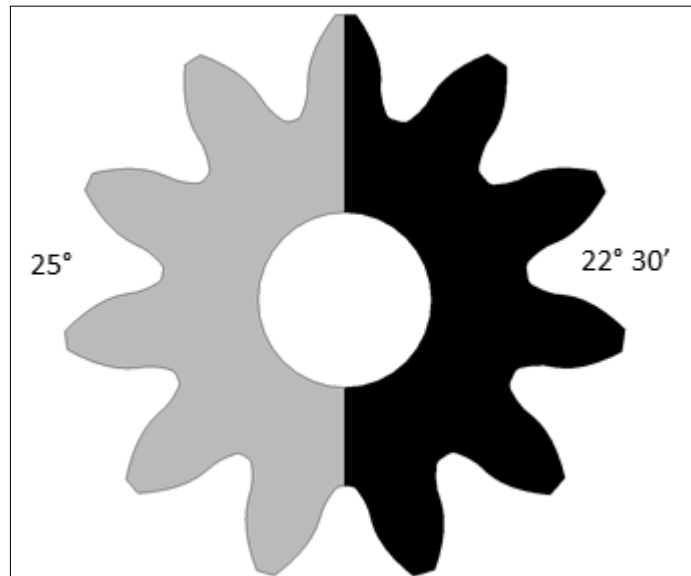


FIGURA 5.6 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $22^{\circ}30'$ e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

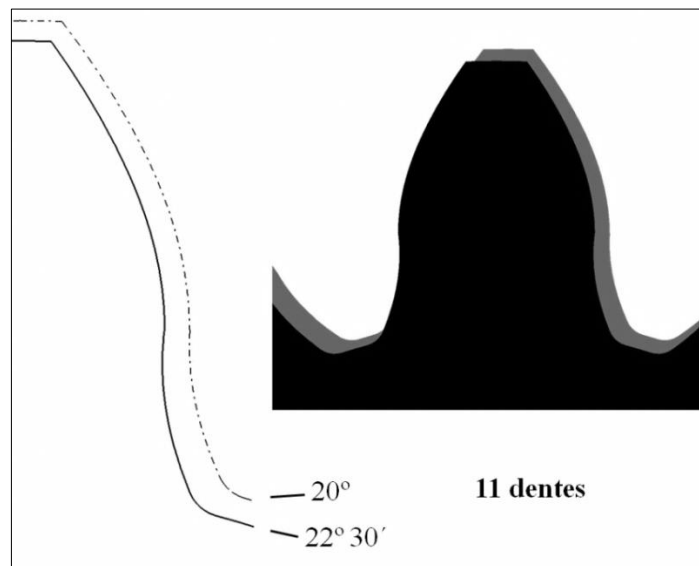


FIGURA 5.7 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes para os ângulos de pressão de $22^{\circ}30'$ e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

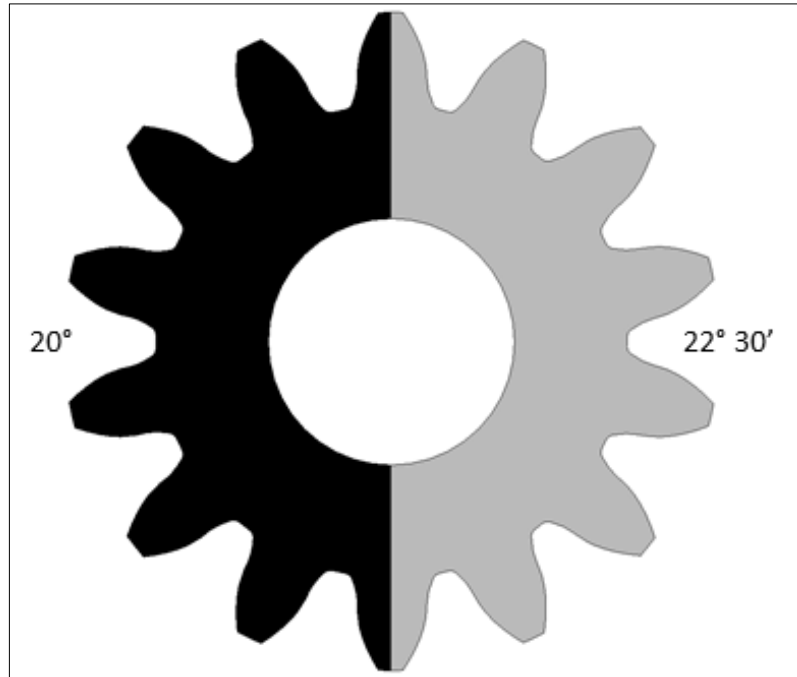


FIGURA 5.8 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 14 dentes para os ângulos de pressão de 20° e 22°30'.

FONTE – Acervo do autor.

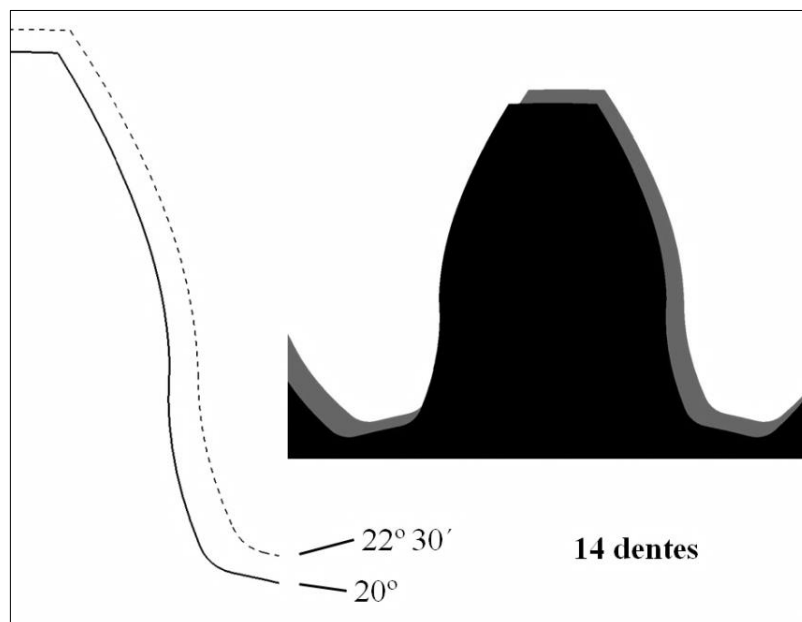


FIGURA 5.9 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 14 dentes para os ângulos de pressão de 20° e 22°30'.

FONTE – Acervo do autor.

Na medida em que o número de dentes de uma dada engrenagem cilíndrica é igual ou superior ao número mínimo de dentes, o efeito do adelgaçamento na base do dente será tanto menor, reduzindo o nível de concentração de tensões e, por conseguinte as tensões atuantes, quanto maior for o ângulo de pressão considerado.

Isto pode ser observado nas FIG. 5.10 e 5.11, onde para um número de dentes igual a 17, o efeito do adelgaçamento do perfil se reduz considerando os ângulos de pressão entre $17^{\circ} 30'$, 20° e 25° .

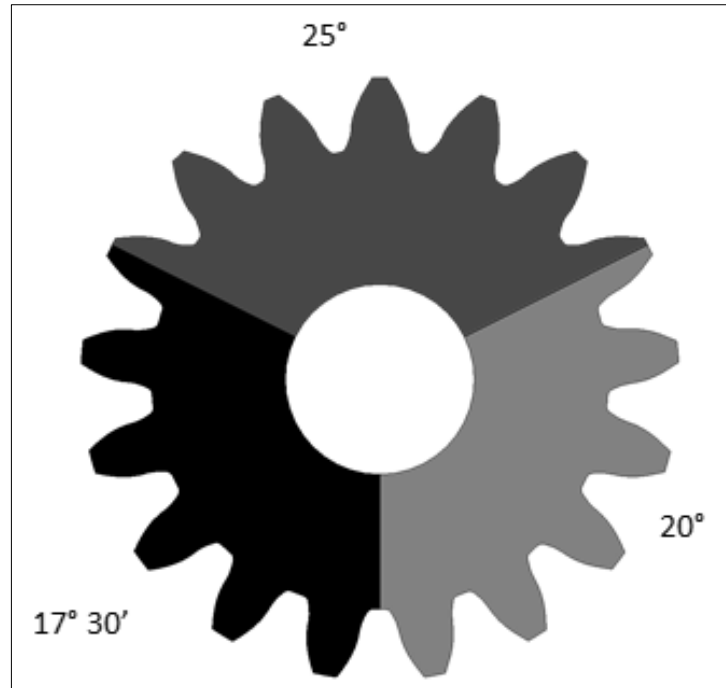


FIGURA 5.10 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

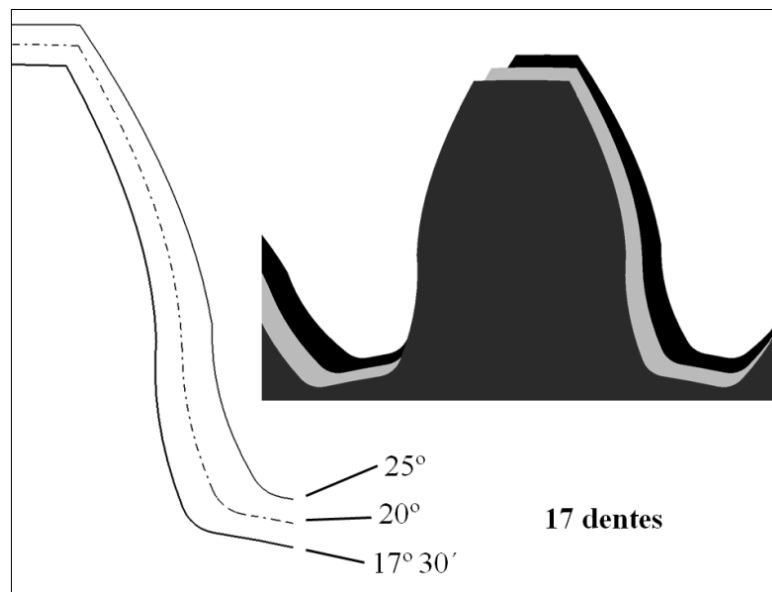


FIGURA 5.11 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

Para uma dada engrenagem, observa-se que a redução do adelgaçamento na base do dente, e por conseguinte o nível de pressão, é melhor observada quanto maior a variação entre ângulos de pressão comparados. Nas FIG. 5.12 e 5.13, onde o número dentes da engrenagem é 22, a redução do adelgaçamento é maior quando se compara os ângulos de pressão ângulos de $17^{\circ} 30'$ e 20° ($2^{\circ} 30'$ de variação) do que quando se comparam os ângulos de pressão de $22^{\circ} 30'$ e 25° ($2^{\circ} 30'$ de variação).

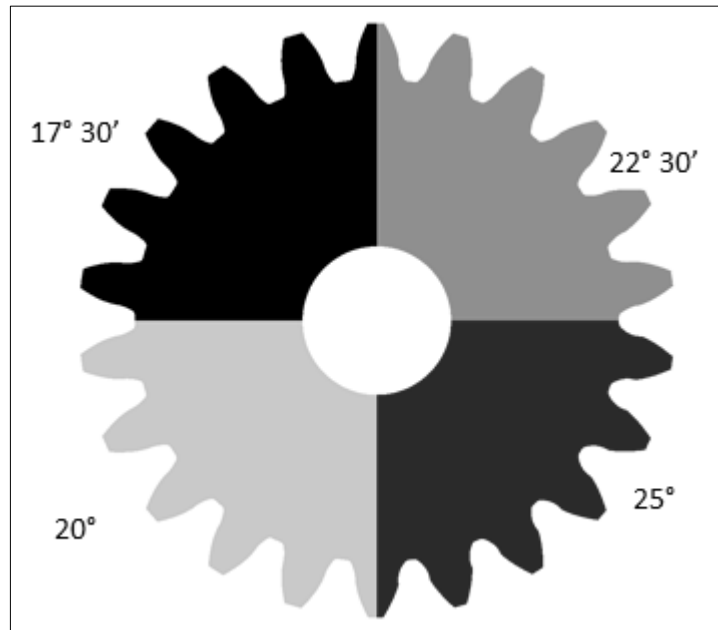


FIGURA 5.12 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 22 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ} 30'$ e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

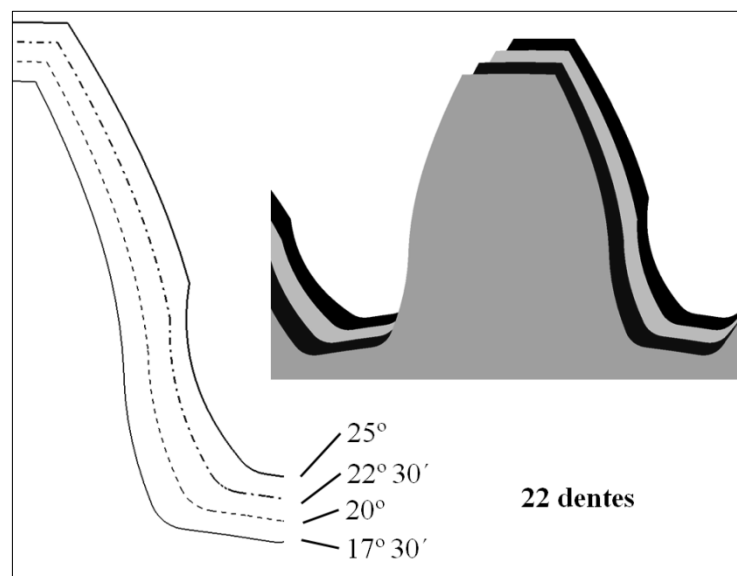


FIGURA 5.13 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 22 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ} 30'$ e 25° .

FONTE – Acervo do autor.

Nas FIG. 5.14 e 5.15, onde o número dentes da engrenagem é 32, a redução do adelgaçamento é menor quando se compara os ângulos de pressão $14^{\circ} 30'$ e $17^{\circ} 30'$ (3° de variação) do que quando se comparam os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$ e 25° ($7^{\circ} 30'$ de variação).

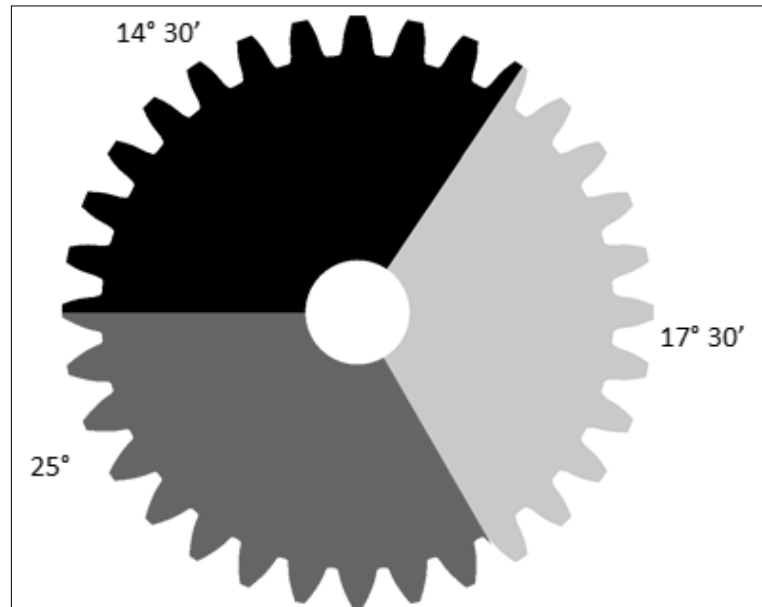


FIGURA 5.14 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

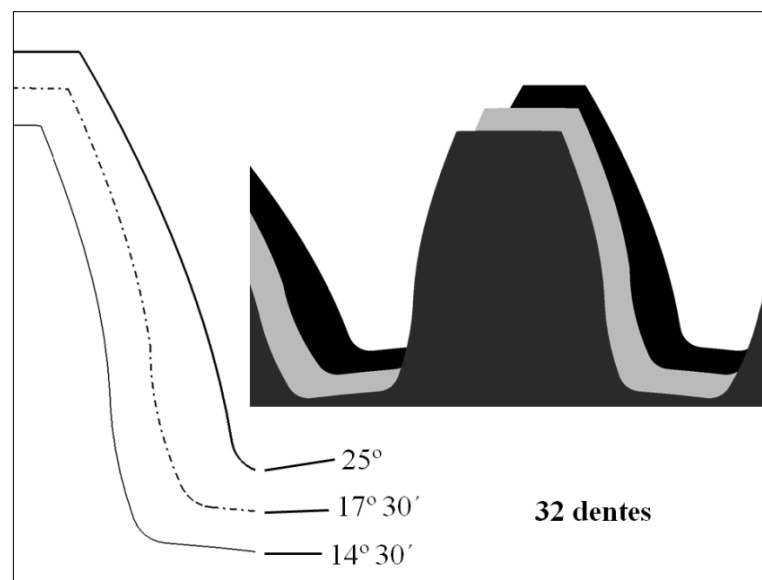


FIGURA 5.15 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 32 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, $17^{\circ} 30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

Na medida em que o número de dentes cresce, maior a possibilidade de este número ser superior ao número mínimo de dentes para qualquer ângulo de pressão considerado. Nas FIG. 5.16 e 5.17, onde o número dentes da engrenagem é 45, o adelgaçamento acontece praticamente para o ângulo de pressão $14^{\circ} 30'$. Para os outros ângulos de pressão 20° , $22^{\circ}30'$ e 25° não se observam adelgaçamentos.

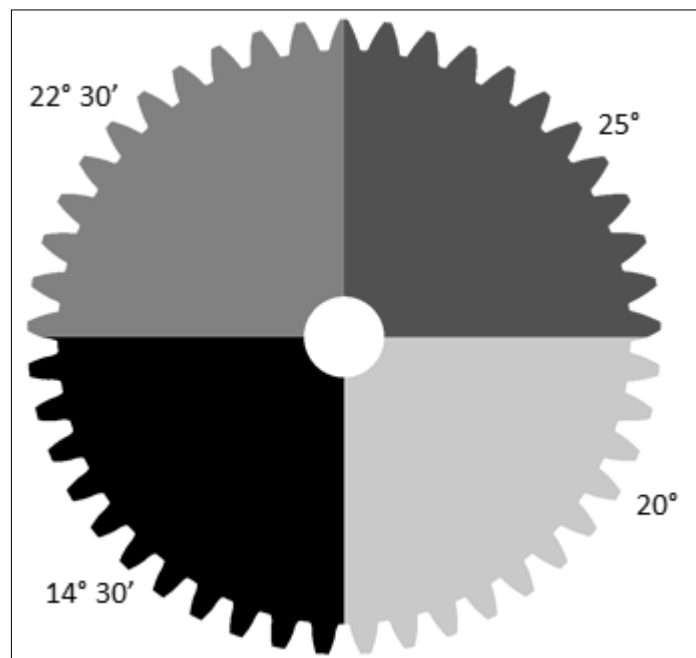


FIGURA 5.16 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 45 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

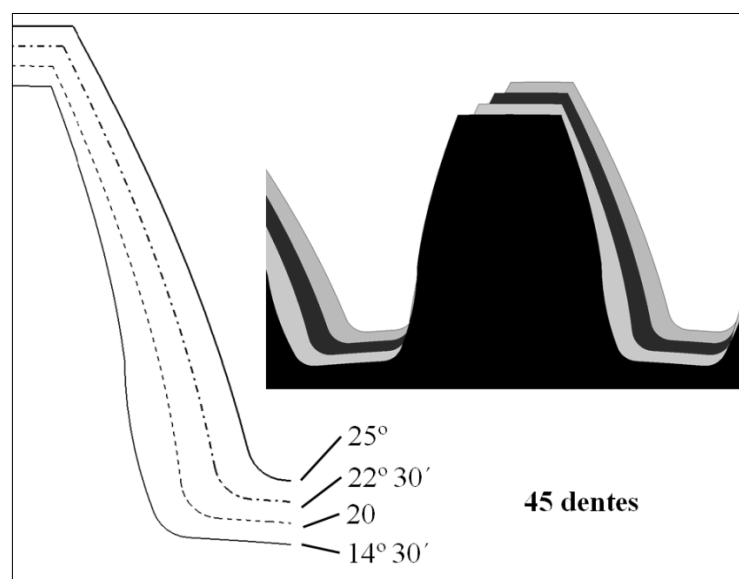


FIGURA 5.17 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 45 dentes para os ângulos de pressão de $14^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

Nas FIG. 5.18, 5.19, 5.20 e 5.21 onde o número dentes da engrenagem são respectivamente 60 e 150, não se observam adelgaçamentos para qualquer ângulo de pressão, pois o número de dentes já é bem superior ao número mínimo de dentes sem interferência para qualquer ângulo de pressão considerado e os perfis destas engrenagens tendem ao perfil da cremalheira. Considerando-se uma engrenagem cilíndrica com o número de dentes igual ou abaixo do número mínimo de dentes para um dado ângulo de pressão teremos a presença do adelgaçamento, que poderá ser reduzido e, por conseguinte propiciar a redução do nível de tensões, aplicando a técnica de correção de perfil.

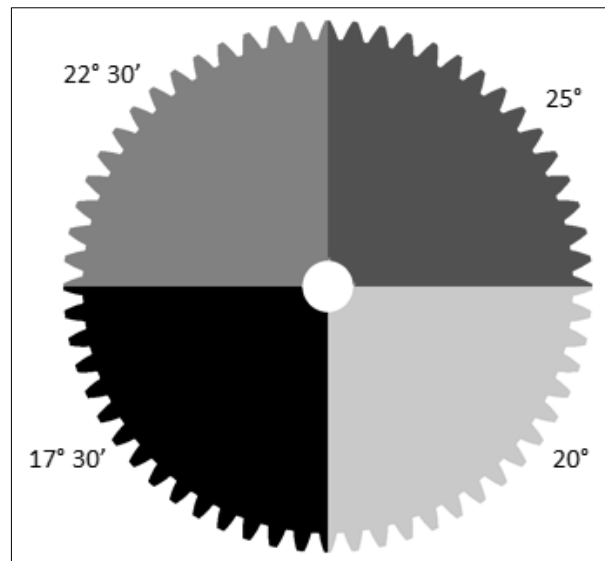


FIGURA 5.18 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 60 dentes para os ângulos de pressão de 17° 30', 20°, 22°30', 25°.

FONTE – Acervo do autor.

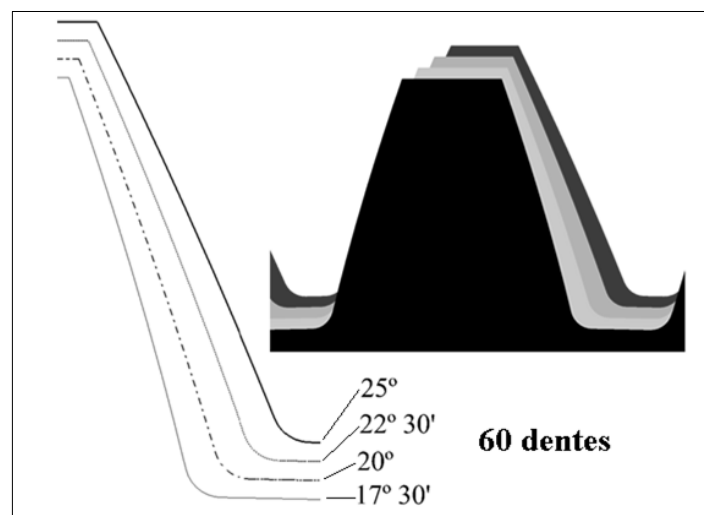


FIGURA 5.19 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 60 dentes para os ângulos de pressão de 17° 30', 20°, 22°30', 25°.

FONTE – Acervo do autor.

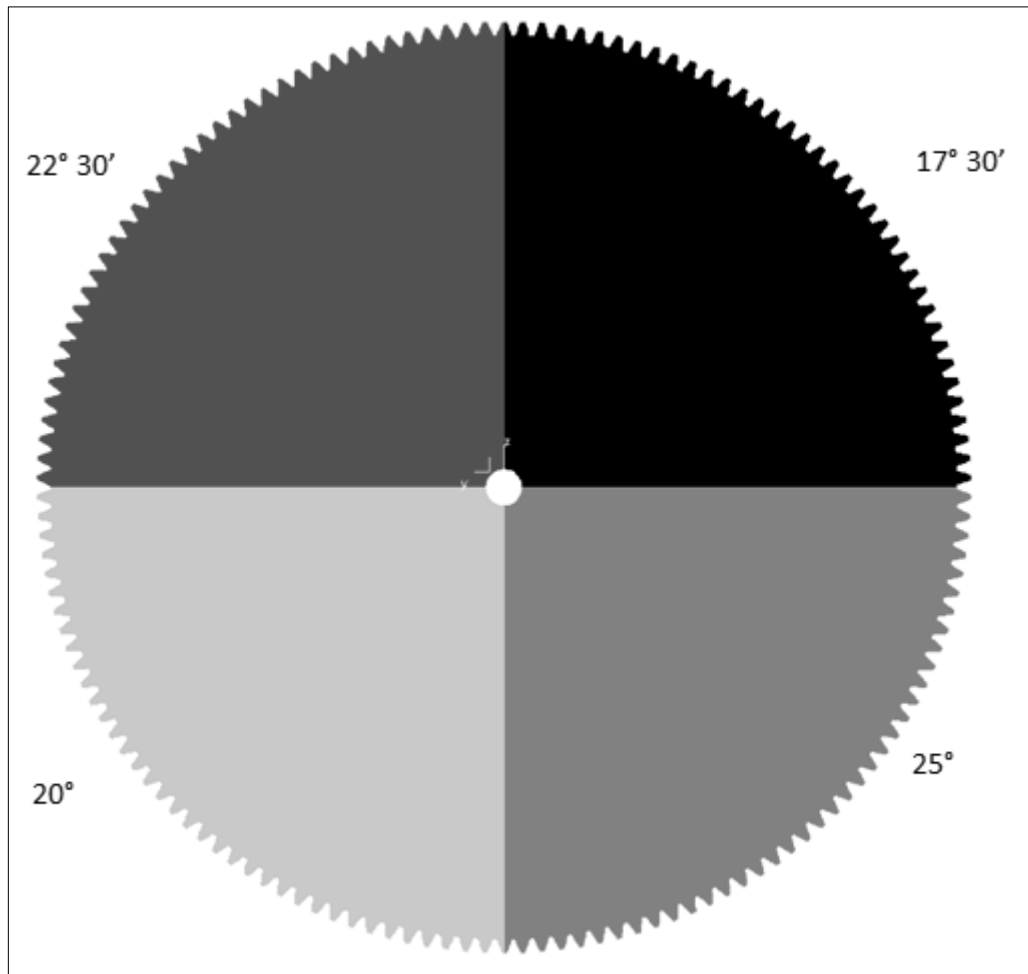


FIGURA 5.20 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 150 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

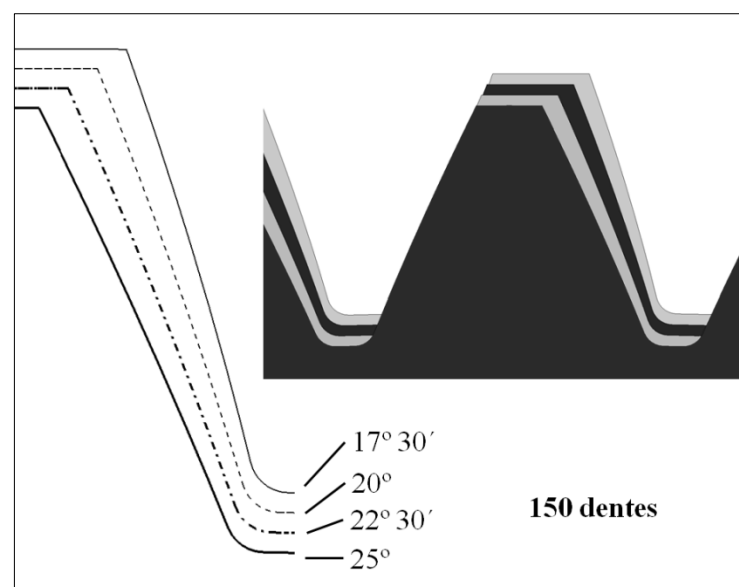


FIGURA 5.21 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 150 dentes para os ângulos de pressão de $17^{\circ} 30'$, 20° , $22^{\circ}30'$, 25° .

FONTE – Acervo do autor.

5.3. Avaliação da influência do fator de correção no perfil no dente.

Considerando-se uma engrenagem cilíndrica com o número de dentes igual ou abaixo do número mínimo de dentes para um dado ângulo de pressão teremos a presença do adelgaçamento, que poderá ser reduzido e, por conseguinte propiciar a redução do nível de tensões, aplicando a técnica de correção de perfil.

A FIG. 5.22 mostra o “esboço” de construção dos perfis de um dente de uma engrenagem cilíndrica de dente reto 11 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, com fator de correção positivo 0,25 e 0,5 e negativo -0,25 e -0,5. Assim há um adelgaçamento na base do dente com certo nível de concentração de tensões e o aumento das tensões atuantes para correção de perfil negativas e alargamento da base e consequente diminuição das concentrações de tensões atuantes para correção de perfil positivas.

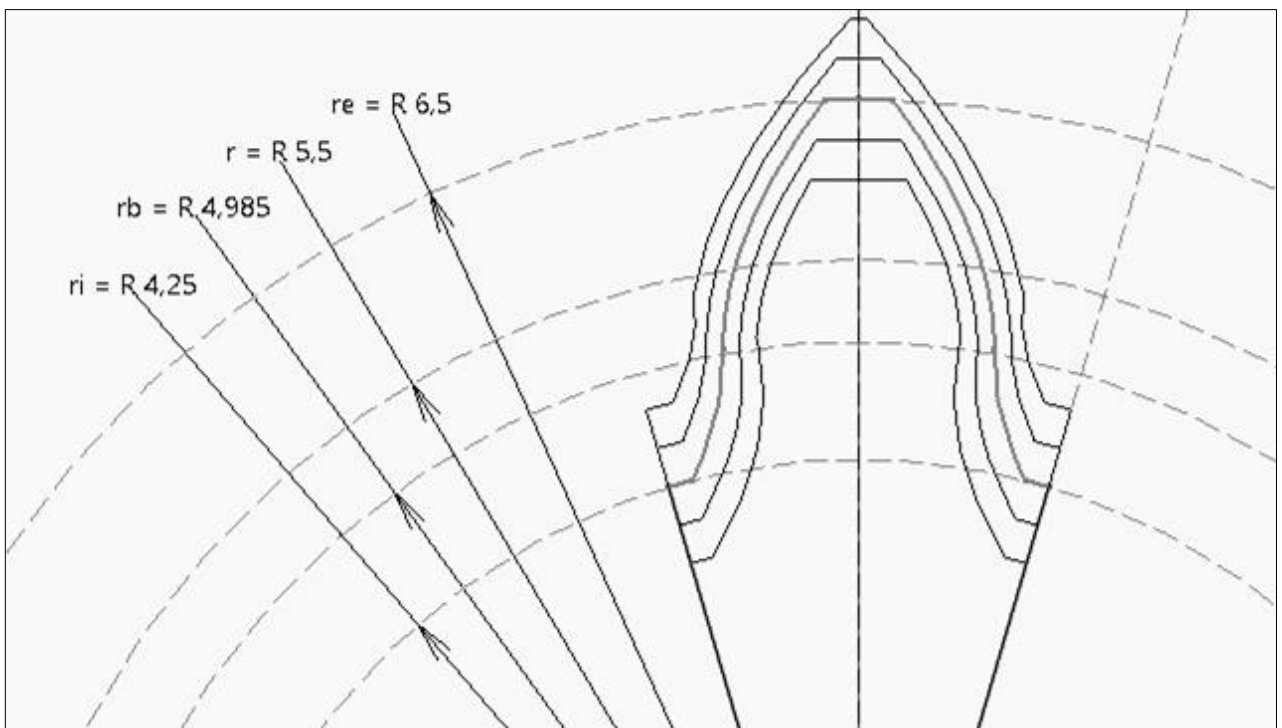


FIGURA 5.22 - Visualização dos perfis de um dente de uma engrenagem cilíndrica de dente reto 11 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, com fator de correção positivo 0,25 e 0,5 e negativo -0,25 e -0,5.

FONTE – Acervo do autor.

A FIG. 5.23 indica a comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° . No caso, tem-se o número de dentes igual ao número mínimo de dentes.



FIGURA 5.23 - Modelo 3D de engrenagens cilíndricas retas com 11 dentes, com ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, fator de correção de perfil 0.5, 0.25, -0.25, -0.5.

FONTE – Acervo do autor.

A FIG. 5.24 indica a comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° . No caso, tem-se o numero de dentes igual ao número mínimo de dentes.

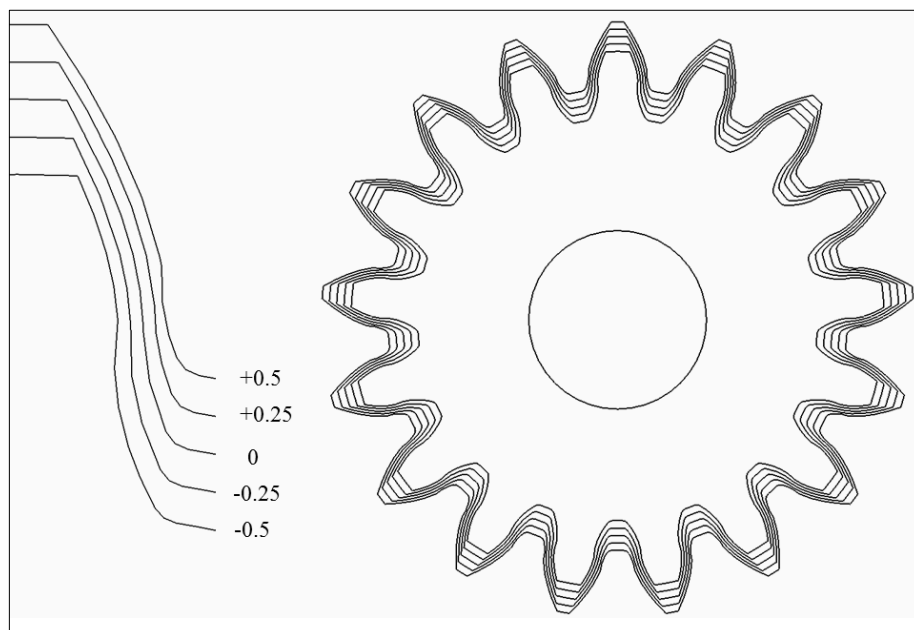


FIGURA 5.24 - Comparação entre os perfis de engrenagens cilíndricas retas com 17 dentes, considerando os ângulos de pressão de 25° , sem fator de correção de perfil, com fator de correção de perfil positivo de 0.5, 0.25, -0.25 e -0.5.

FONTE – Acervo do autor.

Quando se aplica um fator de correção de perfil positivo, haverá um aumento dos diâmetros de base, interno e externo, possibilitando o aumento da base e a redução do adelgaçamento.

A FIG. 5.25 indica a comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta de 17 dentes (número mínimo de dentes sem interferência) para um ângulo de pressão de 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil positivo de 0.25.

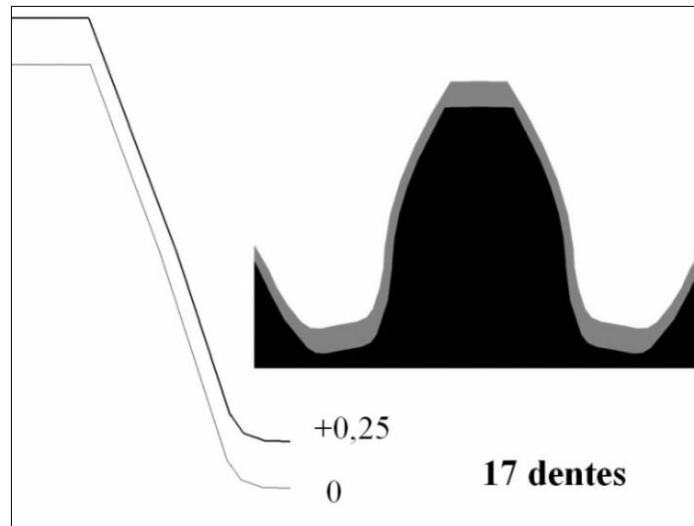


FIGURA 5.25 - Comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta com 17 dentes para o ângulo de pressão 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil positivo de +0.25.

FONTE – Acervo do autor.

Quando se aplica um fator de correção de perfil negativo, haverá a diminuição dos diâmetros de base, interno e externo. Isto tende a reduzir a base e aumentar o adelgaçamento, porém se o número de dentes é grande e o perfil tende para a cremalheira e a influência da correção de perfil é pequena.

A FIG. 5.26 indica a comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta de 120 dentes para um ângulo de pressão de 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil negativo de 0.25.

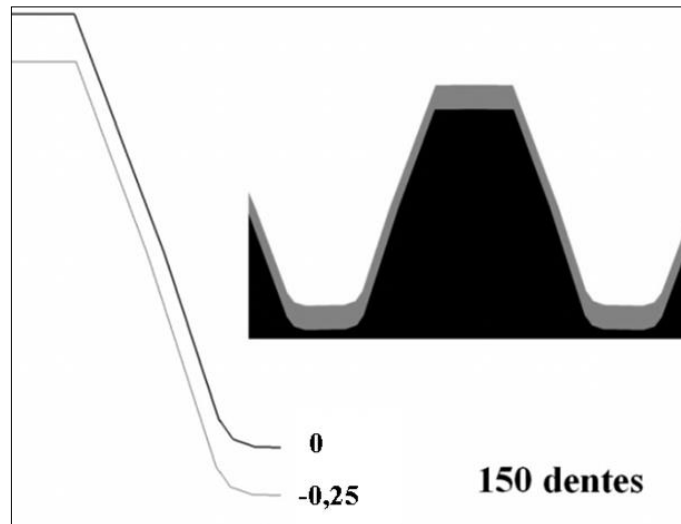


FIGURA 5.26 - Comparação entre os perfis da engrenagem cilíndrica reta com 150 dentes para o ângulo de pressão 20° , sem fator de correção de perfil e com fator de correção de perfil negativo de 0.25.

FONTE – Acervo do autor.

5.4. Avaliação da influência do número de dentes na geometria da engrenagem e no perfil do dente.

A FIG. 5.27 indica a comparação entre as geometrias de engrenagens cilíndricas retas com ângulo de pressão de 20° , com 12, 17, 22, e 45 dentes. Pode-se observar que o número de dente influencia diretamente no tamanho da engrenagem, sendo maior quanto maior o número de dentes.

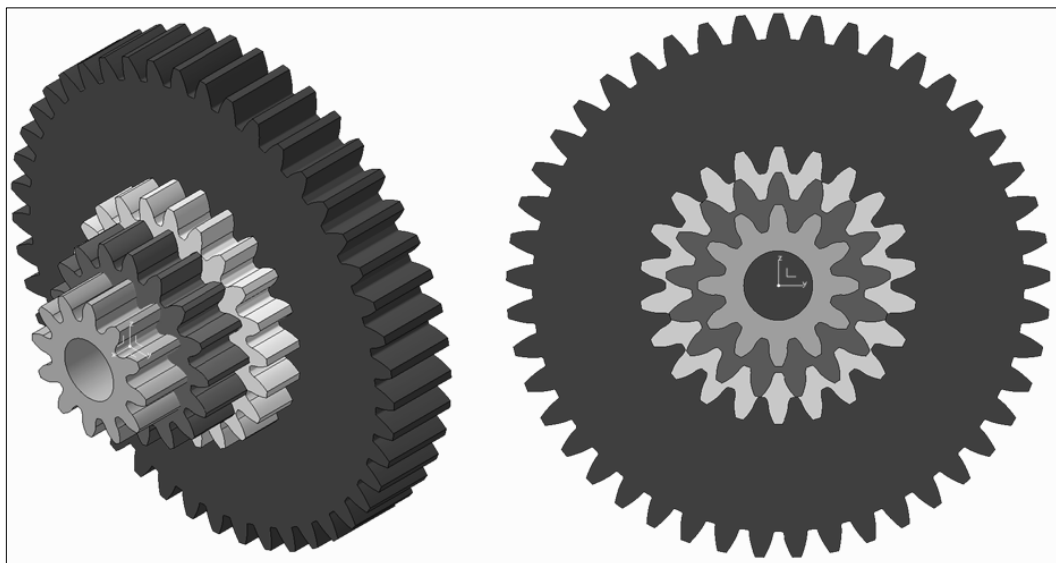


FIGURA 5.27 - Comparação entre as geometrias de engrenagens cilíndricas retas com ângulo de pressão de 20° , com 12, 17, 22 e 45 dentes.

FONTE – Acervo do autor.

Sabe-se que o módulo é uma grandeza que relaciona as várias grandezas das engrenagens tais como o diâmetro primitivo, número de dentes e ângulo da hélice. Conforme item 4.1, pode ser observado que a grandeza módulo influencia exclusiva e diretamente na dimensão da engrenagem e do dente, alterando apenas em proporção, sem influência no perfil. Diferentemente do módulo e assim como a variação do ângulo de pressão, a variação do número de dentes pode aumentar ou diminuir o adelgaçamento no pé do dente e influenciar nas pressões exercidas no mesmo. Quanto maior o número de dentes menor será o adelgaçamento. As FIG 5.28 indica a comparação entre perfis de dentes de engrenagens cilíndricas retas com ângulo de pressão de 20° , com 12, 17, 22 e 45 dentes. Pode-se observar que há um adelgaçamento maior na engrenagem de 12 dentes e diminuindo para a engrenagem de 17 dentes e conseqüentemente para a de 22 e 45 dentes.

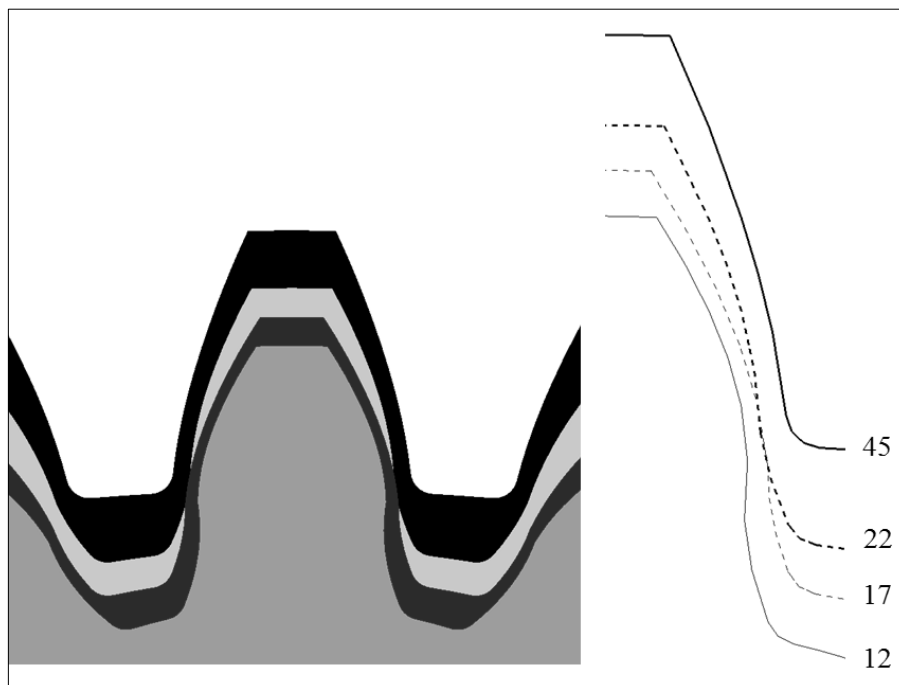


FIGURA 5.28 - Comparação entre as geometrias de engrenagens cilíndricas retas com ângulo de pressão de 20° , com 12, 17, 22 e 45 dentes.

FONTE – Acervo do autor.

5.5. Avaliação do aparecimento da curva trocoide.

O aparecimento da trocoide deve ser evitado, pois diminuição a resistência do dente em sua base, pode também haver encurtamento da evolvente útil no pé do dente e, conseqüentemente, pode diminuir o recobrimento do par em engrenamento. O perfil trocoide pode ser evitado, na maioria dos casos, com correções de perfil.

Ao utilizar as equações demonstradas no ANEXO A para determinação dos pontos que compõem a curva trocoide percebe-se que a partir de um determinado número de dentes há o

aparecimento da trocoide, a FIG. 5.29, mostra a curva trocoide numa engrenagem de módulo 1 (um), ângulo de pressão de 20° , variando-se o número de dentes, sem correção de perfil.

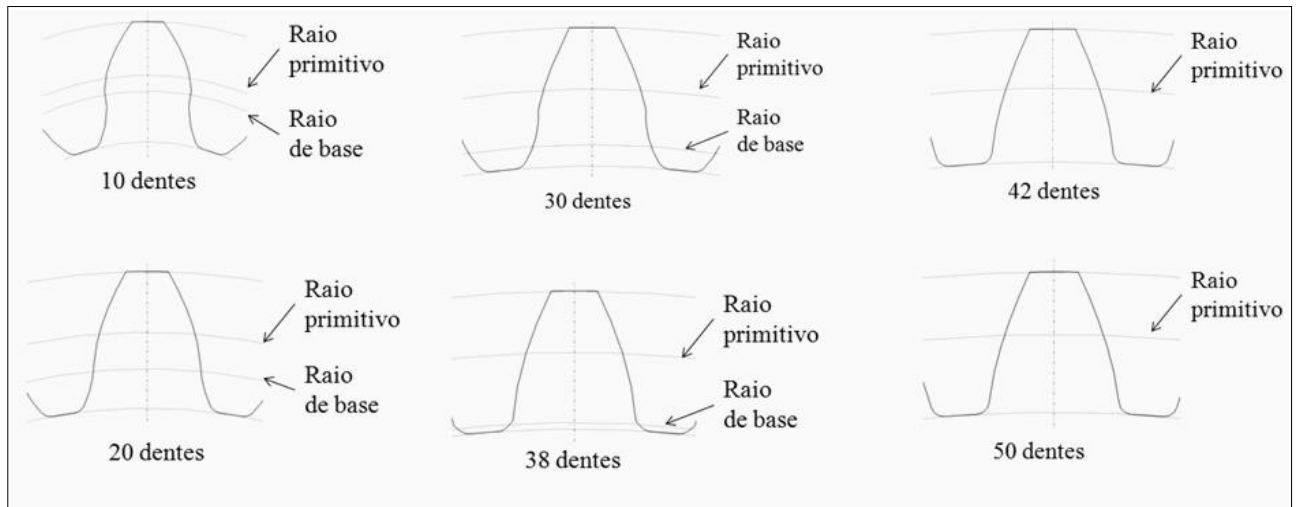


FIGURA 5.29 - Visualização de engrenagens com módulo unitário e ângulo de pressão de 20° , com 10, 20, 38, 42 e 45 dentes, sem correção de perfil.

FONTE - Acervo do autor.

A TABELA 5.1 mostra a comparação entre os raios de base e os raios inferiores de engrenagens com diversos ângulos de pressão. Pode ser observado a partir de qual número de dentes aparecerá a curva trocoide.

TABELA 5.1

Comparação entre os raios de base e os raios inferiores de engrenagens com diversos ângulos de pressão.

Ângulo de Pressão α [graus]	Número mínimo de dentes	Número a partir do qual aparece a curva trocoide	Raio de base [mm]	Raio inferior [mm]
$14^\circ 30'$	32	78	75,516	75,5
$17^\circ 30'$	22	54	51,501	51,5
20°	17	41	38,527	38,5
$22^\circ 30'$	14	32	29,564	29,5
25°	11	26	23,564	23,5

FONTE – Acervo do autor.

5.6. Avaliação das Tensões Atuantes na Base do Dente.

Para o cálculo das tensões atuantes na base do perfil do dente utilizou-se método analítico e simulação por elementos finitos, considerando-se situações com ou sem correção de perfil. As restrições e as ações foram posicionadas junto aos furos das engrenagens, sendo aplicado momento de torção de 10 Nm no pinhão. Foi escolhido para todos os casos o material aço SAE 1020 a partir do banco de dados do software *Catia*®. A FIG. 5.30 ilustra a obtenção das tensões atuantes na base do perfil do dente a partir da geração virtual customizada de transmissões de engrenagens obtida no software *Catia*®, para uma engrenagem de 17 dentes sem aplicação da técnica de correção de perfil.

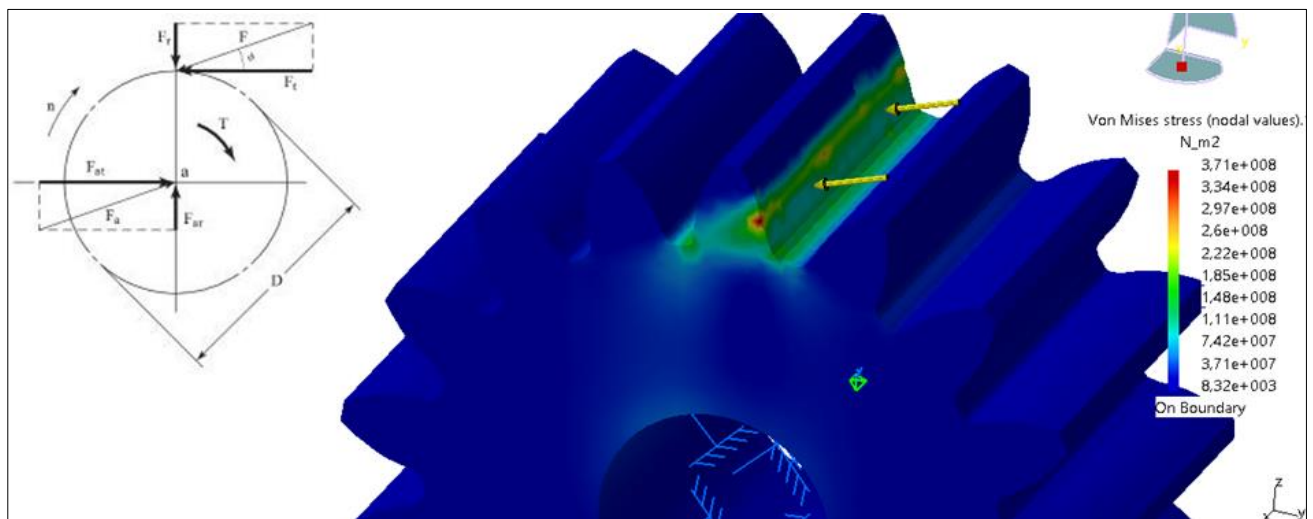


FIGURA 5.30 - Tensões atuantes segundo *Von Mises* no pé do dente, para uma engrenagem de 17 dentes sem aplicação da técnica de correção de perfil.

FONTE – Acervo do autor.

Os valores das tensões atuantes na base do perfil do dente com fator de correção de perfil negativo foram maiores do que aqueles encontrados com a aplicação do fator de correção positiva. Isto vem de encontro ao fato de que o processo de correção negativa provoca um maior adelgaçamento no perfil do dente e maior nível de tensões atuantes.

A TABELA 5.2 indica o resultado das tensões atuantes na base do perfil do dente, segundo *Von Mises* obtidas através da análise por elementos finitos em comparação aos valores obtidos ao método analítico, bem como os respectivos valores de concentração de tensão segundo de Niemann (2002) para engrenagens cilíndricas de 17 dentes com e sem aplicação da técnica de correção de perfil.

TABELA 5.2

Tensões atuantes na base do perfil do dente considerando o método analítico e por elementos finitos.

Número de Dentes	Ângulo de Pressão α [graus]	Fator de Correção x	Fator de concentração de tensão q	Método Analítico [N/m ²]	Método Elementos Finitos [N/m ²]
17	20	+ 0.25	2,50	2,94E+08	2,99E+08
17	20	0	2,90	3,41E+08	3,71E+08
17	20	- 0.25	3,60	4,24E+08	4,53E+08

FONTE – Acervo do autor.

No sentido do desenvolvimento da metodologia de otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas, aplicou-se a correção de perfil do tipo $V0$, onde a distância entre centros das engrenagens não se alteram, e é aplicado um fator de correção positivo ao pinhão e negativo à coroa. A TABELA 5.3 mostra as montagens de pares de engrenagens (pinhão e coroa) utilizadas.

TABELA 5.3

Montagem dos pares de engrenagens (pinhão e coroa) utilizadas na avaliação das tensões atuantes na base do dente (*número mínimo de dentes sem interferência).

	Componente	Ângulo de Pressão α [graus]	Número de Dentes	Fator de Correção
Montagem 1	Pinhão	20	17*	0
	Coroa		120	0
	Pinhão		17	+ 0.25
	Coroa		120	- 0.25
Montagem 2	Pinhão		22	0
	Coroa		120	0
	Pinhão		22	+ 0.25
	Coroa		120	- 0.25

FONTE – Acervo do autor.

A FIG. 5.31 mostra a geração automática da malha utilizada nas montagens e a FIG. 5.32 ilustra as ações e restrições posicionadas junto aos furos das engrenagens.

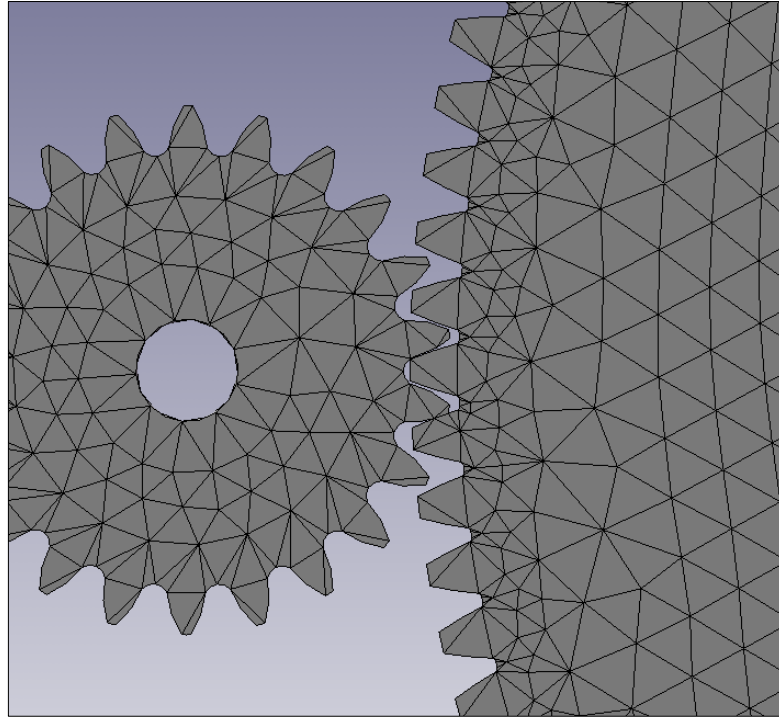


FIGURA 5.31 – Exemplo da geração automática da malha utilizada nas montagens.

FONTE – Acervo do autor.

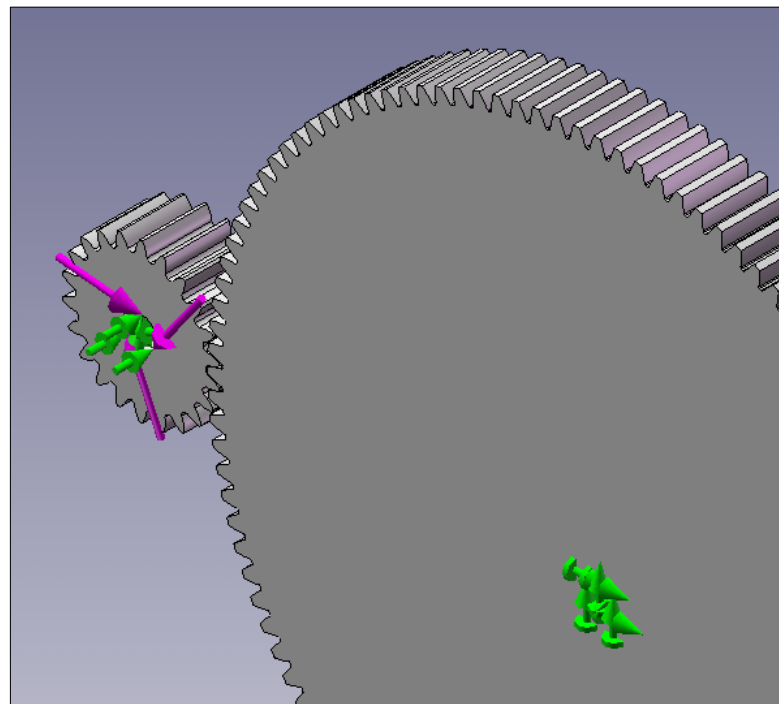


FIGURA 5.32 - Ações e restrições posicionadas junto aos furos das engrenagens.

FONTE – Acervo do autor.

O resultado das tensões atuantes, segundo *Von Mises*, na montagem 1 podem ser observadas nas FIG. 5.33 e 5.34 respectivamente sem aplicação da técnica de correção de perfil e com aplicação da técnica de correção de perfil.

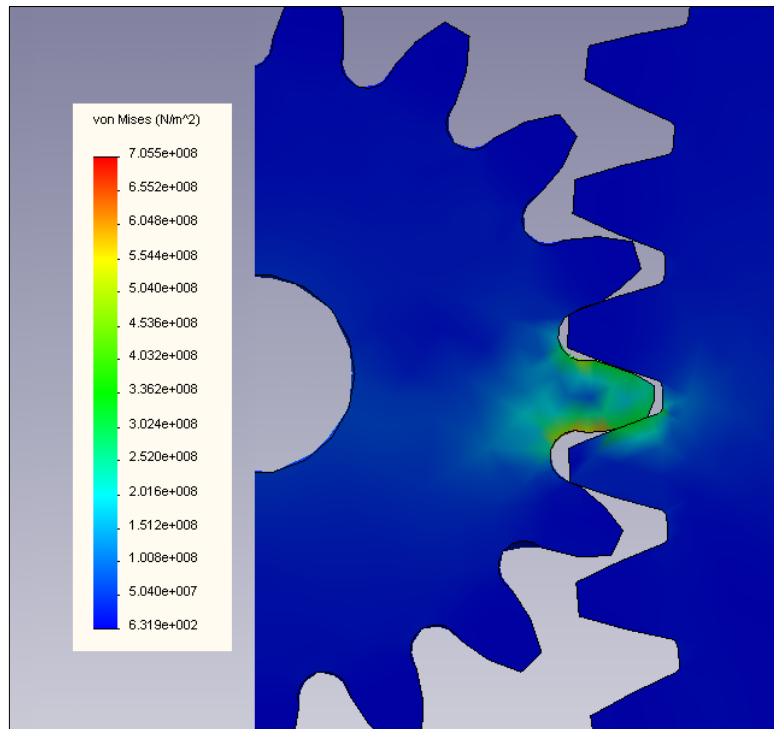


FIGURA 5.33 - Tensões atuantes segundo Von Mises na montagem 1 (pinhão 17/corona 120) sem aplicação da técnica de correção de perfil.

FONTE – Acervo do autor.

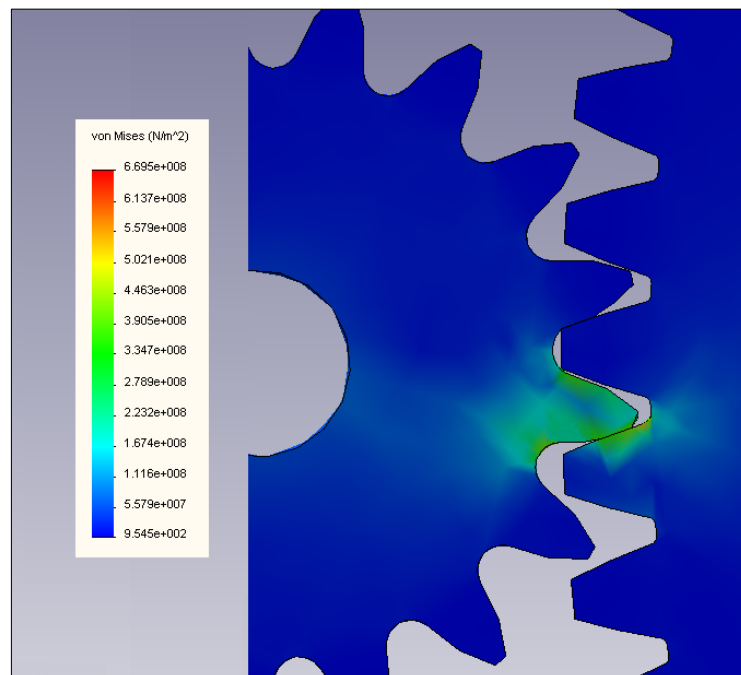


FIGURA 5.34 - Tensões atuantes segundo *Von Mises* na montagem 1 (pinhão 17/corona 120) com aplicação da técnica de correção de perfil (+0,25pinhão/-0.25coroa).

FONTE – Acervo do autor.

De forma semelhante, as FIG. 5.35 e 5.36, ilustram os resultados das tensões atuantes, segundo *Von Mises*, para a montagem 2, respectivamente sem aplicação da técnica de correção de perfil e com aplicação da técnica de correção de perfil.

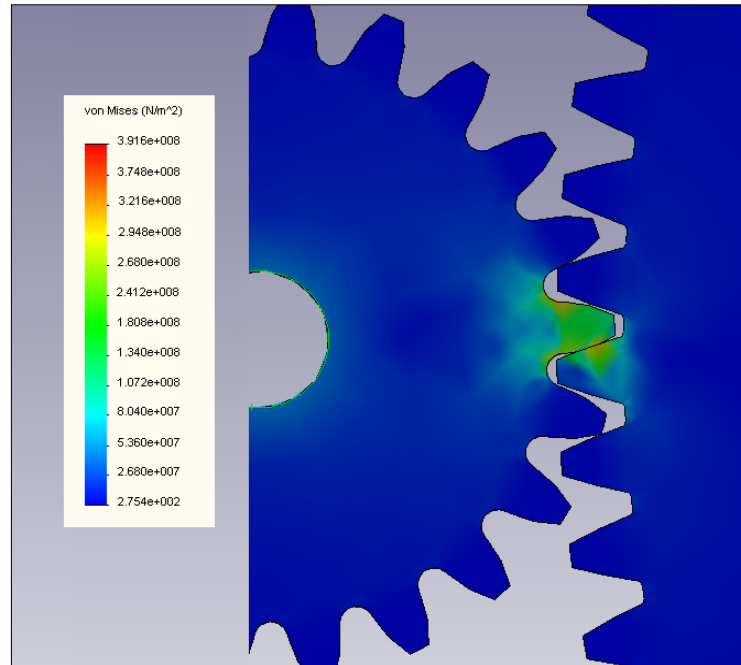


FIGURA 5.35 - Tensões atuantes segundo *Von Mises* na montagem 2 (pinhão22/coróa120) sem aplicação da técnica de correção de perfil.

FONTE – Acervo do autor.

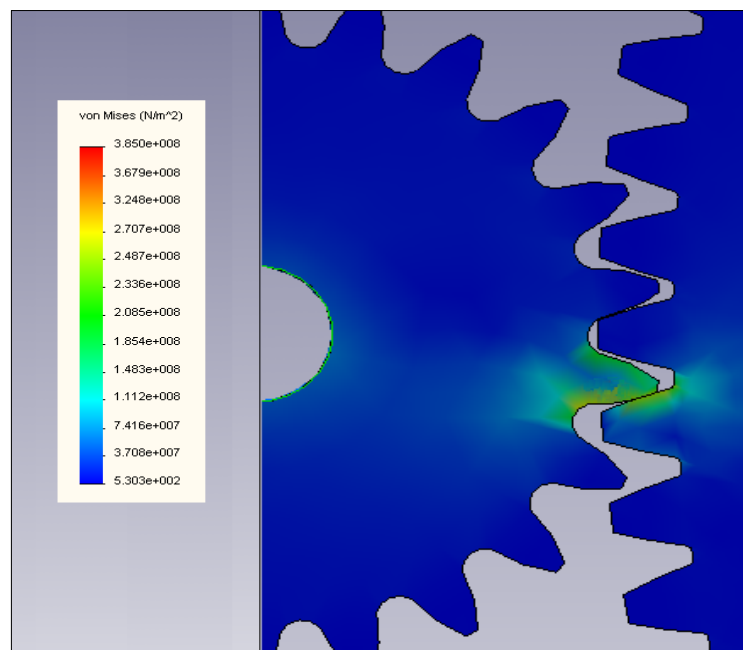


FIGURA 5.36 - Tensões atuantes segundo *Von Mises* na montagem 2 (pinhão22/coróa120) com correção de perfil (+0,25pinhão/-0.25coroa).

FONTE – Acervo do autor.

A TABELA 5.4 indica o resultado das tensões atuantes na base do perfil do dente, para as montagens 1 e 2, segundo *Von Misses*, obtidas através da análise por elementos finitos em comparação aos valores obtidos ao método analítico, para engrenagens cilíndricas de 17, 22 e 120 dentes, montadas em transmissão, com e sem aplicação da técnica de correção de perfil. Nos conjuntos foram adotados deslocamentos *V0*.

TABELA 5.4

Comparação das tensões atuantes na base do dente do pinhão e da coroa, para montagem 1 e 2, considerando o método analítico e por elementos finitos.

	Componente	Ângulo de Pressão α [graus]	Número de Dentes Z	Fator de Correção x	Método Analítico (N/m ²)	Método Elementos Finitos (N/m ²)
Montagem 1	Pinhão	20	17	0	3,41E+08	3,71E+08
	Coroa		120	0	2,67E+08	2,55E+08
	Pinhão		17	+ 0.25	2,94E+08	2,99E+08
	Coroa		120	- 0.25	2,74E+08	2,79E+08
Montagem 2	Pinhão		22	0	2,45E+08	2,41E+08
	Coroa		120	0	2,10E+08	2,15E+08
	Pinhão		22	+ 0.25	2,18E+08	2,09E+08
	Coroa		120	- 0.25	2,16E+08	2,12E+08

FONTE – Acervo do autor.

Observa-se que os valores alcançados para as tensões atuantes na base do perfil do dente, para tanto na aplicação do método analítico, quanto do método por elementos finitos, foram da mesma ordem de grandeza. Isto indica uma validação das condições de contorno adotadas no método de elementos finito e da metodologia desenvolvida para criação de sólidos virtuais paramétricos em *CAD 3D*.

Os valores das tensões atuantes na base do perfil do dente com fator de correção de perfil negativo foram maiores do que aqueles encontrados com a aplicação do fator de correção positiva. Isto vem de encontro ao fato de que o processo de correção negativa provoca um maior adelgaçamento no perfil do dente e maior nível de tensões atuantes.

No deslocamento *V0* a coroa, que sofre correção negativa, não possui de forma acentuada aumento das tensões.

Observa-se que os valores alcançados para as tensões atuantes na base do perfil do dente, para tanto na aplicação do método analítico, quanto do método por elementos finitos, foram

da mesma ordem de grandeza. Isto indica uma validação das condições de contorno adotadas no método de elementos finitos e da metodologia desenvolvida para criação de sólidos virtuais paramétricos em *CAD 3D*.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho buscou-se desenvolver uma metodologia para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com aplicação de técnicas de correção de perfil. A metodologia apresentada propicia a análise e projeção do comportamento dos mais variados perfis do dentado, utilizando a geração virtual customizada de transmissões de engrenagens em condições de engrenamento previamente definidas através do software *Catia*®.

A grandeza módulo influencia exclusiva e diretamente na dimensão da engrenagem e do dente, alterando apenas em proporção, sem influência no perfil.

Para um dado ângulo de pressão, na medida em que o número de dentes da engrenagem cilíndrica cresce, maior a possibilidade de este ser superior ao número mínimo de dentes sem interferência e menor a possibilidade do aparecimento do adelgaçamento na base do dente.

Para um dado número de dentes, quanto maior o ângulo de pressão utilizado na engrenagem cilíndrica, menor a possibilidade do aparecimento do adelgaçamento na base do dente.

Ao aplicar um fator de correção de perfil positiva ou negativa, haverá um aumento dos diâmetros de base, interno e externo, e haverá a diminuição dos diâmetros de base, interno e externo, respectivamente.

Se o número de dentes for grande e o perfil tender para a cremalheira, a influência da correção de perfil é pequena. Pode ser observado que o aparecimento da curva trocoide se dá a partir do momento em que o raio de base torna-se superior ao raio do pé do dente.

Ao analisarem-se as tensões atuantes, observa-se que a correção influencia diretamente e que quanto maior o número de dentes, menores são as variações das tensões na base do dente. Observa-se também que os valores alcançados, para tanto na aplicação do método analítico, quanto do método por elementos finitos, são da mesma ordem de grandeza.

Pode-se afirmar que o a metodologia proposta para otimização do projeto de transmissões por engrenagens cilíndricas com correção de perfil utilizando a geração virtual customizada de engrenagens cilíndricas com aplicação da simulação numérica pelo método de elementos finitos mostrou-se satisfatória, podendo ser utilizada para validar e auxiliar os cálculos analíticos.

ABSTRACT

Gears are mechanical elements critical to industrial processes. These components, when properly sized, fulfill their functions and power transfer performance can be optimized. This optimization is done basically by fitting the profiles of gears using displacement techniques or profile correction, providing the most varied conditions increased transmission capacity and the improvement of the coverage and interference. Therefore the development of methodologies for design optimization of gears using new tools becomes essential. The objective of this work is to develop a methodology for design optimization of cylindrical gears for transmissions with application of profile correction using the virtual generation of custom-gear meshing conditions previously set via software *Catia*®. A comparison is made considering the qualitative change gear parameters such as pressure angle, minimum number of teeth, types of profile correction (*O V0* and *V*), degree of coverage, interference and reduction ratio. We use numerical simulation by finite element method to validate and support the traditional analytical calculations.

Keywords: *Projects, gear shift or profile correction, generation of customized virtual-gear.*

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O tema abordado apresenta uma série de trabalhos futuros. Inicialmente, pode ser ampliada a abrangência da metodologia desenvolvida, podendo ser aplicada a outros tipos de engrenagem, tais como: Engrenagem sem fim, cremalheiras, engrenagens cônicas. A metodologia também pode ser aplicada a outros elementos de máquinas, tais como: Parafusos, eixos, freios, mancais, correias.

Poderá ser desenvolvido parte complementar da metodologia visando cálculos de resistência da engrenagem, considerando dados dinâmicos e fatores de aplicação e ou critério da vida.

Pode ser melhorada a interface de interação com o usuário, dimensionando-a de forma a facilitar o entendimento e a inserção dos dados de entrada; podendo também, torna-la um módulo de trabalho e projeto independente do software de *CAD*.

Com o intuito de verificar a metodologia numa aplicação prática, poderá ser feita uma comparação dimensional, de trabalho e de resistências a fadiga de uma engrenagem usinada da forma convencional por geração e outra com perfil gerado pela metodologia aqui desenvolvida, aplicando a cópia do perfil numa máquina a CNC.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BUCKINGHAM, E., “Analytical Mechanics of Gears”, Editor Dover, USA, 1988
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K.; “Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica”, 8ª edição, Bookman, Porto Alegre, Brasil, 2011.
- BEZERRA, R. A; JUNIOR, F. I. S., “Projeto de Engrenagens de Dentes Retos com Perfil Evolvental”, (COBEM) Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2001.
- CASTRO, R. M., “Critério de projeto para engrenagens helicoidais aplicadas em transmissões mecânicas veiculares”, Dissertação de Mestrado apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (USP), 2005.
- DASSAULT SYSTEMES, <<http://www.3ds.com/products-services/catia>>, acessado em 27/03/2014.
- FORS, T., “Development of a Modular API for the CAD-System Catia V5”, Master’s Thesis in Computer Science at the School of Computer Science and Engineering, Royal Institute of Technology, 2004.
- GEMAQUE, M. J. A., "Abordagem para solução de um problema metrológico na indústria - Medição de engrenagens", Dissertação de Mestrado apresentado à Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- INDUSOFT WEB STUDIO, “VBScript Reference Manual”, 2007, <<http://www.indusoft.com>>, acessado em 27/03/2014.
- INTERNATIONAL STANDARD, ISO 6336, “Calculation of load capacity of spur and helical gears”, International Organization for Standardization, Second Edition, 2006.
- INTERNATIONAL STANDARD, ISO 21771, “Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry”, International Organization for Standardization, Second Edition, 2006.
- MILOVIC, M.; TURRIN, M. “Traçado do Perfil de Engrenagens Cilíndricas de Evolvente”, Mundo Mecânico, 1983.
- MIRANDA, R. J. C. “Desenvolvimento de um programa didático computacional destinado à geração de códigos de comando numérico a partir de modelos 3D obtidos em plataforma CAD considerando a técnica prototipagem rápida”. Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), 2009.
- NIEMANN, G., "Elementos de Máquinas", Editora Edgard Blucher, Vol. 2, 2002.
- NORTON, R. L. “Projeto de máquinas, Uma abordagem integrada”, 4ª edição. São Paulo. 2013. pp. 622-629.
- PROVENZA, F. “Desenhista de máquinas”, 46ª edição. São Paulo. 1991. Editora F. Provenza. pp. 6-78 - 6-106.

- PROVENZA, F. “Projetista de máquinas”, 46ª edição. São Paulo. 1991. Editora F. Provenza. pp. 4-172 - 4-186.
- QUEIROZ, A. A.; BRAZZALLE, R. R., “Determinação do Perfil de Engrenagens de Evolvente com minicalculadoras”, Mundo Mecânico, 1978.
- SILVEIRA, Z. C. “Desenvolvimento de um sistema computacional de auxílio ao cálculo e desenho de elementos de máquinas”, Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade de São Paulo, 1998.
- SOUZA, A. F.; ULBRICH, C. B. L.. Engenharia Integrada por Computador e Sistemas CAD/CAM/CNC Princípios e Aplicações. 1ª edição. São Paulo: Artliber, 2009
- SOUZA, G. R., “Influência do ângulo de pressão em projetos de engrenagens”, Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), 2003.
- VALÉRIO, R.C.; BRITO, J.N.; SOUZA, G. R., “Geração Automática de Desenhos na Plataforma CAD Solid Works a Partir de Células Paramétricas Desenvolvidas em Ambiente Visual Basic”, (SIMMEC) Simpósio de Mecânica Computacional, UFSJ, 2010.

ANEXO A - Cálculo dos pontos necessários para geração do perfil evolvente e trocoide.

No trabalho de Milovici & Turrin (1983) e Queiroz & Brazzalle (1978), há a descrição de um programa para gerar perfis de engrenagens, o qual é baseado em métodos analíticos.

Obtenção do ponto P pertencente a curva evolvente em relação a um sistema de coordenadas situado no centro da engrenagem:

Obtenção do raio de base:

$$r_b = r \cos \alpha$$

Obtenção do ângulo de pressão no ponto P:

$$\alpha_p = \cos^{-1} \frac{r_b}{r_p}$$

Obtenção da evolvente:

$$\theta_p = \tan \alpha_p - \alpha_p = ev \alpha_p$$

Obtenção das coordenadas do ponto P da evolvente.

$$X_p = r_p \sin(\theta' - \theta_p)$$

$$Y_p = r_p \cos(\theta' - \theta_p)$$

Onde r_p é o raio vetor do Ponto P.

Obtenção do ponto T pertencente a curva trocoide em relação a um sistema de coordenadas situado no centro da engrenagem:

$$\theta_t = \tan^{-1} \left[\frac{\sqrt{r_t^2 - (r - h_f)^2}}{r - h_f} \right] - \frac{\sqrt{r_t^2 - (r - h_f)^2}}{r - h_f}$$

$$\theta' = \frac{\pi}{2Z} + \frac{2x}{Z} \tan \alpha \text{ ev}\alpha$$

$$\delta = \alpha - \frac{(r - h_f) - \tan \alpha}{r}$$

Obtenção das coordenadas do ponto T da evolvente.

$$X_t = r_t \sin(\theta' + \delta - \theta_t)$$

$$Y_t = r_t \cos(\theta' + \delta - \theta_t)$$

onde r_t é o raio vetor do Ponto T e onde r é o raio primitivo da engrenagem.

APÊNDICE A - Configuração completa da planilha de cálculo.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X			
1																											
2		Dados de entrada para modelagem da engrenagem cilíndrica																									
3	Mn = módulo normal		1	[mm]																							
4	Z = Número de dentes		17																								
5	α = Ângulo de pressão no diâmetro primitivo		20,0	[°]	>>>	0,3491	[rad]																				
6	x = fator de correção		0																								
7	β = ângulo de hélice		0	[°]		0,0000	[rad]																				
8																											
9	Calculos:																										
10	L = espessura da engrenagem		8	[mm]																							
11	Numero mínimo de dentes		17																								
12	Mf = modulo frontal		1	[mm]																							
13	Dpf = diâmetro primitivo frontal		17,000	[mm]																							
14	D = diâmetro primitivo		17,000	[mm]																							
15	Db = diâmetro de base		15,975	[mm]																							
16	De = diâmetro externo		19,000	[mm]																							
17	Di = diâmetro interno		14,500	[mm]																							
18	Pn = passo normal		3,142	[mm]																							
19	Pf = passo frontal		3,142	[mm]																							
20	ha = altura de cabeça do dente		1,000	[mm]																							
21	hf = altura do pé do dente		1,250	[mm]																							
22	h = altura do dente		2,250	[mm]																							
23	h = altura do dente		8,500	[mm]																							
24	rpf = raio primitivo frontal		8,500	[mm]																							
25	r = raio primitivo		7,987	[mm]																							
26	rb = raio de base		9,500	[mm]																							
27	re = raio externo		7,250	[mm]																							
28	Eva		0,015																								
29	θ'		0,107																								
30	δ		0,039																								
31																											
32	Ângulo de Pressão																										
33	14º 30'		22	32º	45	80	90	100	120																		
34	17º 30'		17	22º	32	60	80	90	120																		
35	20º		14	17º	22	45	60	100	120																		
36	22º 30'		11	14º	22	45	60	80	100																		
37	25º		9	11º	17	32	45	60	100																		
38																											
39																											
40																											
41																											

Obtenção dos pontos para traçar a curva do vão de um dente											
ri	rm2	r	rm3	re	rp [mm]	ap [rad]	ap [°]	ep[rad]	ep [°]	Xp	Yp
7,2500	7,8750	8,5000	9,0000	9,5000	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!	#NÚM!
20,000	20,000	20,000	27,4408	32,7777	0,3491	20,0000	0,0149	0,8540	2,3103	0,8540	8,4637
0,0000	0,4789	0,4789	0,0718	0,0718	0,0000	0,0000	0,0149	0,8540	2,3103	0,8540	8,4637
0,0000	0,4789	0,4789	0,0718	0,0718	0,0000	0,0000	0,0149	0,8540	2,3103	0,8540	8,4637
0,0000	0,4789	0,4789	0,0718	0,0718	0,0000	0,0000	0,0149	0,8540	2,3103	0,8540	8,4637

Obtenção dos pontos para traçar a curva do vão de um dente														
ri	rm6	rm7	rm8	rm9	rm10	rm11	rm12	rb	r	re	et [rad]	et [°]	Xt	Yt
7,2500	7,3422	7,4343	7,5265	7,6187	7,7109	7,8030	7,8952	7,9874	8,5000	9,5000	0,0000	0,0000	1,0542	7,1729
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,9062	7,2860
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8623	7,3841
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8399	7,4795
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8288	7,5735
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8252	7,6665
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8303	7,7587
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8401	7,8504
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8547	7,9415
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	1,0068	8,4402
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	1,5856	9,3701

Trocóide														
ri	rm6	rm7	rm8	rm9	rm10	rm11	rm12	rb	r	re	et [rad]	et [°]	Xt	Yt
7,2500	7,3422	7,4343	7,5265	7,6187	7,7109	7,8030	7,8952	7,9874	8,5000	9,5000	0,0000	0,0000	1,0542	7,1729
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,9062	7,2860
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8623	7,3841
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8399	7,4795
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8288	7,5735
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8252	7,6665
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8303	7,7587
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8401	7,8504
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	0,8547	7,9415
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	1,0068	8,4402
0,0000	0,0222	0,0296	0,0341	0,0369	0,0386	0,0393	0,0393	0,0387	0,0272	-0,0196	0,0000	0,0000	1,5856	9,3701

Parâmetros de Engrenagem																							
Mn	Z	α	x	β	L	Mf	Dpf	D	Db	De	Di	Pn	Pf	ha	hf	h	rpf	r	rb	re	Eva	θ'	δ
3,142	17	20,0	0	0,0000	8	1	17,000	17,000	15,975	19,000	14,500	3,142	3,142	1,000	1,250	2,250	8,500	7,987	9,500	7,250	0,015	0,107	0,039

Parâmetros de Engrenagem Cilíndrica																						
Z	α	x	β	L	Mf	Dpf	D	Db	De	Di	Pn	Pf	ha	hf	h	rpf	r	rb	re	Eva	θ'	δ
17																						

APÊNDICE B - Código VBScript gerado.

Para a modelagem de todos os casos estabelecidos das engrenagens cilíndricas foram previamente desenvolvidos dois *templates* de engrenagens padrão do tipo reta utilizando o programa *Catia® V5 Release 19*. Os modelos obedecem a ordem lógica de quando o diâmetro interno for menor que o diâmetro de base haverá o aparecimento da trocoide e consequente adelgaçamento. A macro desenvolvida obedece esta relação. Caso o diâmetro interno seja maior que o diâmetro de base, abrirá o segundo arquivo, que elimina a trocoide. Abaixo, apresenta de forma completa a versão final do programa gerado em *VBScript* capaz de executar o descrito acima.

```
Language="VBSCRIPT"
```

```
Sub CATMain()
```

```
M = InputBox ("Digite o MÓDULO:", "DADOS DA ENGRENAGEM")
```

```
A = InputBox ("Digite o ÂNGULO DE PRESSÃO:", "DADOS DA ENGRENAGEM")
```

```
Z = InputBox ("Digite o NÚMERO DE DENTES:", "DADOS DA ENGRENAGEM")
```

```
x = InputBox ("Digite o FATOR DE CORREÇÃO DO PERFIL:", "DADOS DA ENGRENAGEM")
```

```
B = InputBox ("Digite o ÂNGULO DE HÉLICE:", "DADOS DA ENGRENAGEM")
```

```
Arad = (A*3.14159265)/180
```

```
Brad = (B*3.14159265)/180
```

```
Mn = M
```

```
Mf = Mn * Cos(Brad)
```

```
dpf = (Mn * Z) / Cos(Brad)
```

```
d = M * Z
```

```
de = dpf + 2 * Mn * (1 + x)
```

```
di = dpf - 2 * Mn * (1.25 - x)
```

```
pn = Mn * 3.14159265
```

```
pf = Mf * 3.14159265
```

```
db = M * Z * Cos(Arad)
```

```
ha = Mn * (1 + x)
```

```
L = 8 * Mn
```

```
Reixo = M*3
```

```
Rd = M/5
```

```
rb = db/2
```

$$r = d/2$$

$$rpf = dpf/2$$

$$ri = di/2$$

$$re = de/2$$

if rb < ri then

Set documents1 = CATIA.Documents

Set partDocument1 = documents1.Open("F:\paulo\UFMG - Mestrado\Dissertacao\Modelos 3D\19-E_d_r_evolverte_teste.CATPart")

$$rm2 = (ri + r) / 2$$

$$rm3 = (r + re) / 2$$

$$AZ = 180/Z$$

$$Eva = \tan(Arad) - Arad$$

$$Olinha = (3.14159265/(2 * Z * \cos(Brad))) + ((2 * x * \tan(Arad))/z) + Eva$$

$$Myre = ((rb)/(re))$$

$$Myrm3 = ((rb)/(rm3))$$

$$Myr = ((rb)/(r))$$

$$Myrm2 = ((rb)/(rm2))$$

$$Myri = ((rb)/(ri))$$

$$APre = \text{Atn}(-Myre / \text{Sqr}(-Myre * Myre + 1)) + 2 * \text{Atn}(1)$$

$$APrm3 = \text{Atn}(-Myrm3 / \text{Sqr}(-Myrm3 * Myrm3 + 1)) + 2 * \text{Atn}(1)$$

$$APr = \text{Atn}(-Myr / \text{Sqr}(-Myr * Myr + 1)) + 2 * \text{Atn}(1)$$

$$APrm2 = \text{Atn}(-Myrm2 / \text{Sqr}(-Myrm2 * Myrm2 + 1)) + 2 * \text{Atn}(1)$$

$$APri = \text{Atn}(-Myri / \text{Sqr}(-Myri * Myri + 1)) + 2 * \text{Atn}(1)$$

$$Opre = \tan(APre) - APre$$

$$Oprm3 = \tan(APrm3) - APrm3$$

$$Opr = \tan(APr) - APr$$

$$Oprm2 = \tan(APrm2) - APrm2$$

$$Opri = \tan(APri) - APri$$

$X_{pre} = r_e * \sin(O_{linha} - O_{pre})$

$X_{prm3} = r_{m3} * \sin(O_{linha} - O_{prm3})$

$X_{pr} = r * \sin(O_{linha} - O_{pr})$

$X_{prm2} = r_{m2} * \sin(O_{linha} - O_{prm2})$

$X_{pri} = r_i * \sin(O_{linha} - O_{pri})$

$Y_{prm3} = r_{m3} * \cos(O_{linha} - O_{prm3})$

$Y_{prm2} = r_{m2} * \cos(O_{linha} - O_{prm2})$

MsgBox ("Gerando modelo... Clique OK para continuar:")

Set partDocument1 = CATIA.ActiveDocument

Set part1 = partDocument1.Part

Set bodies1 = part1.Bodies

Set body1 = bodies1.Item("PartBody")

Set sketches1 = body1.Sketches

Set sketch1 = sketches1.Item("Sketch.1")

part1.InWorkObject = sketch1

Set factory2D1 = sketch1.OpenEdition()

Set geometricElements1 = sketch1.GeometricElements

Set circle2D1 = geometricElements1.Item("Circle.2")

circle2D1.SetData 0.000000, 0.000000, 171.000000

Set circle2D2 = geometricElements1.Item("Circle.3")

circle2D2.SetData 0.000000, 0.000000, 181.000000

Set circle2D3 = geometricElements1.Item("Circle.4")

circle2D3.SetData 0.000000, 0.000000, 189.000000

Set constraints1 = sketch1.Constraints

Set constraint1 = constraints1.Item("ri")

Set length1 = constraint1.Dimension

length1.Value = ri

Set constraint2 = constraints1.Item("r")

Set length2 = constraint2.Dimension

length2.Value = r

Set constraint3 = constraints1.Item("re")

Set length3 = constraint3.Dimension

length3.Value = re

Set spline2D1 = geometricElements1.Item("Spline.1")

Set controlPoint2D1 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.5")

controlPoint2D1.SetData 8.400000, 170.793560

Set controlPoint2D2 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.4")

controlPoint2D2.SetData 7.600000, 174.800000

Set controlPoint2D3 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.3")

controlPoint2D3.SetData 6.200000, 180.893781

Set controlPoint2D4 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.2")

controlPoint2D4.SetData 4.800000, 184.000000

Set controlPoint2D5 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.1")

controlPoint2D5.SetData 3.000000, 188.976189

Set point2D1 = geometricElements1.Item("Point.138")

point2D1.SetData 3.000000, 188.976189

Set point2D2 = geometricElements1.Item("Point.285")

point2D2.SetData 8.400000, 170.793560

Set point2D3 = geometricElements1.Item("Point.5")

point2D3.SetData 97.086470, 1233.600567

Set line2D1 = geometricElements1.Item("Line.3")

line2D1.SetData 0.000000, 0.000000, 0.078459, 0.996917

Set constraint4 = constraints1.Item("AZ")

constraint4.AngleSector = catCstAngleSector1

Set angle1 = constraint4.Dimension

angle1.Value = AZ

Set point2D4 = geometricElements1.Item("Point.158")

point2D4.SetData 0.000000, 189.000000

Set circle2D4 = geometricElements1.Item("Circle.5")

circle2D4.SetData 0.000000, 0.000000, 189.000000
Set point2D5 = geometricElements1.Item("Point.248")
point2D5.SetData 13.416505, 170.472864
Set line2D2 = geometricElements1.Item("Line.4")
line2D2.SetData 0.000000, 0.000000, 0.078459, 0.996917

Set constraint5 = constraints1.Item("Xpre")
Set length4 = constraint5.Dimension
length4.Value = Xpre

Set constraint6 = constraints1.Item("Xprm3")
Set length5 = constraint6.Dimension
length5.Value = Xprm3

Set constraint7 = constraints1.Item("Xpr")
Set length6 = constraint7.Dimension
length6.Value = Xpr

Set constraint8 = constraints1.Item("Yprm3")
Set length7 = constraint8.Dimension
length7.Value = Yprm3

Set point2D6 = geometricElements1.Item("Point.260")
point2D6.SetData 8.400000, 170.793560
Set circle2D5 = geometricElements1.Item("Circle.12")
circle2D5.SetData 0.000000, 0.000000, 171.000000

Set constraint9 = constraints1.Item("Xprm2")
Set length8 = constraint9.Dimension
length8.Value = Xprm2

Set constraint10 = constraints1.Item("Xpri")
Set length9 = constraint10.Dimension
length9.Value = Xpri

```

Set constraint11 = constraints1.Item("Yprm2")
Set length10 = constraint11.Dimension
length10.Value = Yprm2

Set point2D7 = geometricElements1.Item("Point.386")
point2D7.SetData -13.416505, 170.472864
Set point2D8 = geometricElements1.Item("Point.387")
point2D8.SetData 0.000000, 0.000000
Set line2D3 = geometricElements1.Item("Line.10")
line2D3.SetData 0.000000, 0.000000, -0.078459, 0.996917
Set point2D9 = geometricElements1.Item("Point.389")
point2D9.SetData -8.400000, 170.793560
Set point2D10 = geometricElements1.Item("Point.390")
point2D10.SetData -3.000000, 188.976189
Set spline2D2 = geometricElements1.Item("Spline.14")
Set controlPoint2D6 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.5")
controlPoint2D6.SetData -8.400000, 170.793560
Set controlPoint2D7 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.4")
controlPoint2D7.SetData -7.600000, 174.800000
Set controlPoint2D8 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.3")
controlPoint2D8.SetData -6.200000, 180.893781
Set controlPoint2D9 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.2")
controlPoint2D9.SetData -4.800000, 184.000000
Set controlPoint2D10 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.1")
controlPoint2D10.SetData -3.000000, 188.976189
Set point2D11 = geometricElements1.Item("Point.394")
point2D11.SetData 0.000000, 189.000000
Set point2D12 = geometricElements1.Item("Point.395")
point2D12.SetData -3.000000, 188.976189
Set circle2D6 = geometricElements1.Item("Circle.24")
circle2D6.SetData 0.000000, 0.000000, 189.000000
Set point2D13 = geometricElements1.Item("Point.399")
point2D13.SetData -8.400000, 170.793560
Set point2D14 = geometricElements1.Item("Point.400")
point2D14.SetData -13.416505, 170.472864

```

```

Set circle2D7 = geometricElements1.Item("Circle.25")
circle2D7.SetData 0.000000, 0.000000, 171.000000
sketch1.CloseEdition

```

```

Set shapes1 = body1.Shapes
Set circPattern1 = shapes1.Item("CircPattern.1")
part1.InWorkObject = circPattern1
part1.Update

```

```

Set parameters1 = part1.Parameters
Set length11 = parameters1.Item
("Engrenagem_Evolvente\PartBody\EdgeFillet.1\CstEdgeRibbon.1\Radius")
length11.Value = Rd
part1.Update

```

```

Set pad1 = shapes1.Item("Pad.1")
Set limit1 = pad1.FirstLimit
Set length12 = limit1.Dimension
length12.Value = L
part1.Update

```

```

circPattern1.CircularPatternParameters = catCompleteCrown
Set angularRepartition1 = circPattern1.AngularRepartition
Set intParam1 = angularRepartition1.InstancesCount
intParam1.Value = Z
part1.Update

```

```

Set partDocument1 = CATIA.ActiveDocument
Set part1 = partDocument1.Part
Set bodies1 = part1.Bodies
Set body1 = bodies1.Item("PartBody")
Set sketches1 = body1.Sketches
Set sketch1 = sketches1.Item("Sketch.2")
part1.InWorkObject = sketch1
Set factory2D1 = sketch1.OpenEdition()

```

```

Set geometricElements1 = sketch1.GeometricElements
Set circle2D1 = geometricElements1.Item("Circle.1")
circle2D1.SetData 0.000000, 0.000000, 25.000000
Set constraints1 = sketch1.Constraints

```

```

Set constraint1 = constraints1.Item("Reixo")
Set length1 = constraint1.Dimension
length1.Value = Reixo

```

```

sketch1.CloseEdition
Set shapes1 = body1.Shapes
Set pocket1 = shapes1.Item("Pocket.1")
part1.InWorkObject = pocket1
part1.Update

```

```

Set specsAndGeomWindow1 = CATIA.ActiveWindow
Set viewer3D1 = specsAndGeomWindow1.ActiveViewer
Set viewpoint3D1 = viewer3D1.Viewpoint3D
viewer3D1.Reframe
Set viewpoint3D1 = viewer3D1.Viewpoint3D

```

```

else

```

```

Set documents1 = CATIA.Documents
Set partDocument1 = documents1.Open("F:\paulo\UFMG - Mestrado\Dissertacao\Modelos 3D\18-
E_d_r_evolvente_trocoide_curva_teste.CATPart")

```

$$rm5 = (r + re) / 2$$

$$rm9 = (ri + rb) / 2$$

$$rm7 = (rm9 + ri) / 2$$

$$rm6 = (rm7 + ri) / 2$$

$$AZ = 180/Z$$

$$Eva = \tan(Arad) - Arad$$

$$Cosap = \cos(Arad)$$

$$Olinha = (3.14159265/(2 * Z * \cos(Brad))) + ((2 * x * \tan(Arad))/z) + Eva$$

$$hf = M * (1.25 - x)$$

$$S = Arad - (((r - hf) * Tan(Arad)) / r)$$

$$Myr = ((rb)/(r))$$

$$Myre = ((rb)/(re))$$

$$Myrb = ((rb)/(rb))$$

$$Myrm5 = ((rb)/(rm5))$$

$$APDP = Atn(-Myr / Sqr(-Myr * Myr + 1)) + 2 * Atn(1)$$

$$APDE = Atn(-Myre / Sqr(-Myre * Myre + 1)) + 2 * Atn(1)$$

$$APDB = 0$$

$$APD5 = Atn(-Myrm5 / Sqr(-Myrm5 * Myrm5 + 1)) + 2 * Atn(1)$$

$$Opr = Tan(APDP) - APDP$$

$$Opre = Tan(APDE) - APDE$$

$$Oprb = Tan(APDB) - APDB$$

$$Oprm5 = Tan(APD5) - APD5$$

$$Oprm6 = Tan(APD6) - APD6$$

$$Oprm7 = Tan(APD7) - APD7$$

$$Oprm9 = Tan(APD9) - APD9$$

$$P1r = (Sqr((r^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1re = (Sqr((re^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1rb = (Sqr((rb^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1ri = (Sqr((ri^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1rm6 = (Sqr((rm6^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1rm7 = (Sqr((rm7^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P1rm9 = (Sqr((rm9^2) - (r - hf)^2)) / (r - hf)$$

$$P2r = (Sqr((r^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2re = (Sqr((re^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2rb = (Sqr((rb^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2ri = (Sqr((ri^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2rm6 = (Sqr((rm6^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2rm7 = (Sqr((rm7^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$P2rm9 = (Sqr((rm9^2) - (r - hf)^2)) / (r)$$

$$Otr = Atn(P1r) - P2r$$

$$Otre = Atn(P1re) - P2re$$

$$Otrb = Atn(P1rb) - P2rb$$

$$Otri = Atn(P1ri) - P2ri$$

$$Otrm6 = Atn(P1rm6) - P2rm6$$

$$Otrm7 = Atn(P1rm7) - P2rm7$$

$$Otrm9 = Atn(P1rm9) - P2rm9$$

$$Xpr = r * Sin(Olinha - Opr)$$

$$Xpre = re * Sin(Olinha - Opre)$$

$$Xprm5 = rm5 * Sin(Olinha - Oprm5)$$

$$Xprb = rb * Sin(Olinha - Oprb)$$

$$Yprm5 = rm5 * Cos(Olinha - Oprm5)$$

$$Xtr = r * Sin(Olinha + S - Otr)$$

$$Xtre = re * Sin(Olinha + S - Otre)$$

$$Xtrb = rb * Sin(Olinha + S - Otrb)$$

$$Xtri = ri * Sin(Olinha + S - Otri)$$

$$Xtrm6 = rm6 * Sin(Olinha + S - Otrm6)$$

$$Xtrm7 = rm7 * Sin(Olinha + S - Otrm7)$$

$$Xtrm9 = rm9 * Sin(Olinha + S - Otrm9)$$

$$Ytr = r * Cos(Olinha + S - Otr)$$

$$Ytre = re * Cos(Olinha + S - Otre)$$

$$Ytrb = rb * Cos(Olinha + S - Otrb)$$

$$Ytrm6 = rm6 * Cos(Olinha + S - Otrm6)$$

$$Ytrm7 = rm7 * Cos(Olinha + S - Otrm7)$$

$$Ytrm9 = rm9 * Cos(Olinha + S - Otrm9)$$

MsgBox ("Gerando modelo... Clique OK para continuar:")

Set partDocument1 = CATIA.ActiveDocument

```

Set part1 = partDocument1.Part
Set bodies1 = part1.Bodies
Set body1 = bodies1.Item("PartBody")
Set sketches1 = body1.Sketches
Set sketch1 = sketches1.Item("Sketch.1")
part1.InWorkObject = sketch1
Set factory2D1 = sketch1.OpenEdition()
Set geometricElements1 = sketch1.GeometricElements
Set circle2D1 = geometricElements1.Item("Circle.1")
circle2D1.SetData 0.000000, 0.000000, 75.000000
Set circle2D2 = geometricElements1.Item("Circle.2")
circle2D2.SetData 0.000000, 0.000000, 70.500000
Set circle2D3 = geometricElements1.Item("Circle.3")
circle2D3.SetData 0.000000, 0.000000, 80.500000
Set circle2D4 = geometricElements1.Item("Circle.4")
circle2D4.SetData 0.000000, 0.000000, 87.500000
Set constraints1 = sketch1.Constraints

Set constraint1 = constraints1.Item("rb")
Set length1 = constraint1.Dimension
length1.Value = rb

Set constraint2 = constraints1.Item("ri")
Set length2 = constraint2.Dimension
length2.Value = ri

Set constraint3 = constraints1.Item("r")
Set length3 = constraint3.Dimension
length3.Value = r

Set constraint4 = constraints1.Item("re")
Set length4 = constraint4.Dimension
length4.Value = re

Set spline2D1 = geometricElements1.Item("Spline.1")

```

```

Set controlPoint2D1 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.4")
controlPoint2D1.SetData 6.900000, 74.681926
Set controlPoint2D2 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.3")
controlPoint2D2.SetData 6.300000, 80.253100
Set controlPoint2D3 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.2")
controlPoint2D3.SetData 4.800000, 84.000000
Set controlPoint2D4 = spline2D1.GetItem("CtrlPoint.1")
controlPoint2D4.SetData 2.800000, 87.455189
Set point2D1 = geometricElements1.Item("Point.138")
point2D1.SetData 2.800000, 87.455189
Set point2D2 = geometricElements1.Item("Point.285")
point2D2.SetData 6.907722, 76.816909
Set spline2D2 = geometricElements1.Item("Spline.2")
Set controlPoint2D5 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.3")
controlPoint2D5.SetData 9.000000, 69.923172
Set controlPoint2D6 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.6")
controlPoint2D6.SetData 6.300000, 73.500000
Set controlPoint2D7 = spline2D2.GetItem("CtrlPoint.1")
controlPoint2D7.SetData 7.000000, 77.000000
Set point2D3 = geometricElements1.Item("Point.260")
point2D3.SetData 9.000000, 69.923172
Set point2D4 = geometricElements1.Item("Point.5")
point2D4.SetData 189.306985, 1222.848726
Set line2D1 = geometricElements1.Item("Line.3")
line2D1.SetData 0.000000, 0.000000, 0.152986, 0.988228

```

```

Set constraint5 = constraints1.Item("AZ")
constraint5.AngleSector = catCstAngleSector1
Set angle1 = constraint5.Dimension
angle1.Value = AZ

```

```

Set point2D5 = geometricElements1.Item("Point.158")
point2D5.SetData 0.000000, 87.500000
Set circle2D5 = geometricElements1.Item("Circle.5")
circle2D5.SetData 0.000000, 0.000000, 87.500000

```

Set point2D6 = geometricElements1.Item("Point.248")

point2D6.SetData 10.785501, 69.670101

Set line2D2 = geometricElements1.Item("Line.4")

line2D2.SetData 0.000000, 0.000000, 0.152986, 0.988228

Set constraint6 = constraints1.Item("Xpre")

Set length5 = constraint6.Dimension

length5.Value = Xpre

Set constraint7 = constraints1.Item("Xprm5")

Set length6 = constraint7.Dimension

length6.Value = Xprm5

Set constraint8 = constraints1.Item("Xpr")

Set length7 = constraint8.Dimension

length7.Value = Xpr

Set constraint9 = constraints1.Item("Xtre")

Set length8 = constraint9.Dimension

length8.Value = Xtre

Set constraint10 = constraints1.Item("Xtri")

Set length9 = constraint10.Dimension

length9.Value = Xtri

Set constraint11 = constraints1.Item("Yprm5")

Set length10 = constraint11.Dimension

length10.Value = Yprm5

Set constraint12 = constraints1.Item("Xtrb")

Set length11 = constraint12.Dimension

length11.Value = Xtrb

Set constraint13 = constraints1.Item("Ytrb")

Set length12 = constraint13.Dimension

length12.Value = Ytrb

Set point2D7 = geometricElements1.Item("Point.165")

point2D7.SetData 0.000000, 87.500000

Set circle2D6 = geometricElements1.Item("Circle.12")

circle2D6.SetData 0.000000, 0.000000, 70.500000

Set point2D8 = geometricElements1.Item("Point.279")

point2D8.SetData 0.000000, 87.500000

Set point2D9 = geometricElements1.Item("Point.280")

point2D9.SetData -2.800000, 87.455189

Set circle2D7 = geometricElements1.Item("Circle.18")

circle2D7.SetData 0.000000, 0.000000, 87.500000

Set point2D10 = geometricElements1.Item("Point.282")

point2D10.SetData -9.000000, 69.923172

Set point2D11 = geometricElements1.Item("Point.283")

point2D11.SetData -10.785501, 69.670101

Set circle2D8 = geometricElements1.Item("Circle.19")

circle2D8.SetData 0.000000, 0.000000, 70.500000

Set line2D3 = geometricElements1.Item("Line.8")

line2D3.SetData 0.000000, 0.000000, -0.152986, 0.988228

Set constraint14 = constraints1.Item("Xprb")

Set length13 = constraint14.Dimension

length13.Value = Xprb

Set constraint15 = constraints1.Item("Ytre")

Set length14 = constraint15.Dimension

length14.Value = Ytre

Set point2D12 = geometricElements1.Item("Point.373")

point2D12.SetData -9.000000, 69.923172

Set point2D13 = geometricElements1.Item("Point.374")

point2D13.SetData -6.907722, 76.816909

Set spline2D3 = geometricElements1.Item("Spline.11")

Set controlPoint2D8 = spline2D3.GetItem("CtrlPoint.7")

```

controlPoint2D8.SetData -9.000000, 69.923172
Set controlPoint2D9 = spline2D3.GetItem("CtrlPoint.6")
controlPoint2D9.SetData -6.300000, 73.500000
Set controlPoint2D10 = spline2D3.GetItem("CtrlPoint.1")
controlPoint2D10.SetData -7.000000, 77.000000
Set point2D14 = geometricElements1.Item("Point.375")
point2D14.SetData -2.800000, 87.455189
Set spline2D4 = geometricElements1.Item("Spline.12")
Set controlPoint2D11 = spline2D4.GetItem("CtrlPoint.4")
controlPoint2D11.SetData -6.900000, 74.681926
Set controlPoint2D12 = spline2D4.GetItem("CtrlPoint.3")
controlPoint2D12.SetData -6.300000, 80.253100
Set controlPoint2D13 = spline2D4.GetItem("CtrlPoint.2")
controlPoint2D13.SetData -4.800000, 84.000000
Set controlPoint2D14 = spline2D4.GetItem("CtrlPoint.1")
controlPoint2D14.SetData -2.800000, 87.455189
sketch1.CloseEdition

```

```

Set shapes1 = body1.Shapes
Set circPattern1 = shapes1.Item("CircPattern.1")
part1.InWorkObject = circPattern1
part1.Update

```

```

Set partDocument1 = CATIA.ActiveDocument
Set part1 = partDocument1.Part
Set parameters1 = part1.Parameters
Set length1 =
parameters1.Item("Engrenagem_Evolvente_Trocoide_curva\PartBody\EdgeFillet.1\CstEdgeRibbo
n.1\Radius")
length1.Value = Rd
part1.Update

```

```

Set pad1 = shapes1.Item("Pad.1")
Set limit1 = pad1.FirstLimit
Set length15 = limit1.Dimension

```

length15.Value = L

part1.Update

circPattern1.CircularPatternParameters = catCompleteCrown

Set angularRepartition1 = circPattern1.AngularRepartition

Set intParam1 = angularRepartition1.InstancesCount

intParam1.Value = Z

part1.Update

Set specsAndGeomWindow1 = CATIA.ActiveWindow

Set viewer3D1 = specsAndGeomWindow1.ActiveViewer

Set viewpoint3D1 = viewer3D1.Viewpoint3D

viewer3D1.Reframe

Set viewpoint3D1 = viewer3D1.Viewpoint3D

end if

End Sub