



**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**PHILLIPPE ROCHA CORDEIRO GUEDES**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB PARA CALCULAR  
PARÂMETROS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE  
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**

**JOÃO PESSOA**

**2018**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB PARA CALCULAR  
PARÂMETROS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE  
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Coordenação do Curso de Graduação em  
Engenharia Mecânica da Universidade Federal  
da Paraíba como requisito para obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina

**JOÃO PESSOA**

**2018**

**Catálogo na publicação**  
**Seção de Catalogação e Classificação**

G924d Guedes, Phillippe Rocha Cordeiro.

DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB PARA CALCULAR  
PARÂMETROS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE  
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS / Phillippe  
Rocha Cordeiro Guedes. - João Pessoa, 2018.

63 f. : il.

Orientação: Koje Daniel Mishina.  
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Engrenagens Cilíndricas, Dentes Retos, Redução Web.  
I. Mishina, Koje Daniel. II. Título.

UFPB/BC

**DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB PARA CALCULAR  
PARÂMETROS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE  
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**

Trabalho de Conclusão de Curso (T.C.C.), apresentado pelo acadêmico PHILLIPPE ROCHA CORDEIRO GUEDES, do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba - UFPB, tendo obtido o conceito \_\_\_\_\_, conforme a apreciação da Banca Examinadora:

Aprovado em \_\_\_\_\_ de junho de 2018

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina  
Orientador (Universidade Federal da Paraíba - UFPB)

---

Prof. Dr. Abel Cavalcante Lima Filho  
Examinador (Universidade Federal da Paraíba - UFPB)

---

Eng. Felipe Maraschin Pereira de Souza  
Examinador (Universidade Federal da Paraíba - UFPB)

---

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, Mônica e Sérgio, por todo o amor e dedicação incondicional, e por me apoiarem e ampararem em todas as decisões da minha vida, não medindo esforços para o meu sucesso e felicidade. À minha namorada, Rayanne, pelo amor, carinho, incentivos e conselhos que foram cruciais para terminar essa jornada. Aos meus irmãos, Jimenna e Rafael, pelo apoio, carinho, compreensão e todos os conselhos. Ao meu orientador Prof. Koje, por me apoiar durante a realização deste trabalho. Aos meus professores Bosco, Koje, Bruno e Fabiano, pelos grandes ensinamentos tão bem fundamentados que me fizeram trilhar essa jornada com mais vontade. Aos meus amigos de curso que sempre estiveram comigo e ajudaram imensamente na minha formação, bem como no carinho, respeito e amizade que perdurará muitos anos além da engenharia. Agradeço a todos os demais que me auxiliaram nesse árduo caminho.

*“Do or do not. There is no try.”*

*Mestre Yoda*

O propósito do trabalho é desenvolvimento de uma página WEB para o cálculo de parâmetros de Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos baseando-se nas normas da AGMA (American Gear Manufacturers Association) para aplicação em redutores mecânicos. As engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimento rotativo entre eixos. Em resumo, elas são formadas por dois cilindros nos quais, em sua grande parte, são usinados, conformados e sinterizados dentes com geometria definida. Elas atuam como o principal elemento na transmissão de potência na indústria de automóveis, de metais e mecânica em geral. Iremos tratar e apresentar a sistemática para o dimensionamento, discursar sobre uma solução computacional disponível na *web* para o problema, de fácil acesso e gratuita, proposta e realizada pelo aluno em linguagem HTML5, CSS3 e JavaScript visando automatizar os cálculos, a fim de conseguir uma solução rápida e precisa com base em valores tabelados e orientados pela literatura estabelecida.

**Palavras-chave:** *Engrenagens Cilíndricas de Dentes Reto, Redução Mecânica, JavaScript, Desenvolvimento Web.*

The purpose of the work is to develop a WEB page for the calculation of parameters for Spur Gears based on the standards of the American Gear Manufacturers Association (AGMA) for application in mechanical gear units. The gears are rigid elements used in the transmission of rotational movement between axes. In short, they are formed by two cylinders in which, for the most part, teeth with defined geometry are machined. They act as the main element in power transmission in the automotive, metal and mechanical industry in general. We will be discussing and presenting the systematics for the sizing, lecturing on a computer solution for the problem, easily accessible and free, proposed and developed by the student in HTML5, CSS3 and JavaScript language in order to automate the calculations to achieve an accurate output based on tabulated values and guided by the established literature.

**Keywords:** *Spur Gears, Mechanical Reduction, JavaScript, Web Development.*

FIGURA 2.1 - TERMINOLOGIA BÁSICA PARA ENGENHAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS .....	19
FIGURA 2.2 - PARTE DE UMA ENGENHAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS .....	233
FIGURA 2.3 - ENGENHAGEM CILÍNDRICA DE DENTES HELICOIDAIS.....	244
FIGURA 2.4 - ENGENHAGENS CÔNICAS.....	255
FIGURA 2.5 - PARAFUSO SEM-FIM.....	266
FIGURA 2.6 - LEI FUNDAMENTAL DO ENGENHAMENTO (PERFIS CONJUGADOS) .....	27
FIGURA 2.7 - RUÍNA DE ENGENHAGENS DEVIDO A UMA TENSÃO MÁXIMA DE FLEXÃO.....	29
FIGURA 2.8 - RUÍNA DE ENGENHAGENS DEVIDO A UMA FALHA POR FADIGA .....	300
FIGURA 3.1 - FORÇA TANGENCIAL TRANSMITIDA ENTRE ENGENHAGENS CILÍNDRICAS .....	355
FIGURA 4.1 - FUNCIONAMENTO DO PROGRAMA PRINCIPAL .....	48
FIGURA 5.1 - PÁGINA INICIAL DA SOLUÇÃO .....	533
FIGURA 5.2 - RESULTADOS GERADOS PELA SOLUÇÃO <i>WEB</i> .....	555

---

---

## LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – FATOR DE SOBRECARGA .....	3737
TABELA 3.2 - FATOR DE LEWIS, EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE DENTES .....	38
TABELA 3.3 - CONSTANTES EMPÍRICAS PARA A EQUAÇÃO 3.12 (CMA) .....	400
TABELA 5.1 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES CALCULADOS PELA PÁGINA E PELO SHIGLEY (2011).....	56

- $b$  – Largura líquida da face do elemento mais estreito
- $C_e$  – Fator de correção do alinhamento de engrenamento
- $C_f$  – Fator de condição de superfície
- $C_h$  – Fator de razão de dureza
- $C_{ma}$  – Fator de alinhamento de engrenamento
- $C_{mc}$  – Fator de correção de carga
- $C_{mf}$  – Fator de distribuição de carga de face
- $C_p$  – Coeficiente elástico
- $C_{pf}$  – Fator de proporção do pinhão
- $Com$  – Modificador da proporção do pinhão
- $d$  – Diâmetro primitivo operacional do pinhão
- $d_p$  – Diâmetro primitivo, pinhão
- $d_G$  – Diâmetro primitivo, engrenagem (coroa)
- $E$  – Módulo de elasticidade
- $F$  – Largura da face líquida do elemento mais estreito
- $f_p$  – Acabamento superficial do pinhão
- $H$  – Potência
- $H_B$  – Dureza Brinell
- $H_{BG}$  – Dureza Brinell da engrenagem (coroa)
- $H_{BP}$  – Dureza Brinell do pinhão
- $h_p$  – Potência em hp
- $h_t$  – Profundidade completa do dente da coroa
- $I$  – Fator geométrico da resistência de crateramento
- $J$  – Fator geométrico de resistência a flexão
- $K$  – Fator de carga de contato para a resistência de crateramento
- $K_B$  – Fator de espessura de aro (borda)
- $K_f$  – Fator de concentração de tensão para fadiga
- $K_m$  – Fator de distribuição de carga
- $K_o$  – Fator de sobrecarga
- $K_R$  – Fator de confiabilidade

$K_s$  – Fator de tamanho  
 $K_T$  – Fator de temperatura  
 $K_v$  – Fator dinâmico  
 $L$  – Largura da cabeça do dente da engrenagem  
 $M$  – Módulo métrico  
 $m_B$  – Razão de reforço  
 $m_G$  – Razão de engrenamento (nunca menor que 1)  
 $m_N$  – Razão de compartilhamento de carga  
 $N$  – Número de ciclos de tensão  
 $N_G$  – Número de dentes da coroa  
 $N_P$  – Número de dentes do pinhão  
 $n$  – Velocidade (celeridade)  
 $n_P$  – Velocidade (celeridade) do pinhão  
 $P$  – Passo diametral  
 $P_d$  – Passodiametral do pinhão  
 $P_N$  – Passo normal da base  
 $P_n$  – Passo normal circular  
 $P_x$  – Passo Axial  
 $Q_v$  – Número do nível de acurácia de transmissão  
 $R$  – Confiabilidade  
 $R_a$  – Raiz da média dos quadrados da rugosidade  
 $r_f$  – Raio do filete de dente  
 $r_G$  – Raio do círculo primitivo, coroa  
 $r_p$  – Raio do círculo primitivo, pinhão  
 $r_{bG}$  – Raio do círculo de base da coroa  
 $S_C$  – Resistência à fadiga superficial AGMA  
 $S_c$  – Resistência à fadiga superficial de Buckingham  
 $S_t$  – Resistência a flexão da AGMA  
 $S_F$  – Fator de segurança - flexão  
 $S_H$  – Fator de segurança – crateramento  
 $W_t$  – Carga transmitida  
 $Y_N$  – Fator de cilagem de tensão para a resistência a flexão  
 $Z_N$  – Fator de ciclagem de tensão para a resistência de crateramento  
 $\beta$  – Expoente

$\sigma$  – Tensão de flexão

$\sigma_c$  – Tensão de contato das relações de Hertz

$\sigma_c$  – Tensão de contato das relações da AGMA

$\phi$  – Ângulo de pressão

$\phi_t$  – ângulo de pressão transversal

$\psi$  – Ângulo de hélice no diâmetro primitivo padrão

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1.1 Objetivo geral.....	16
1.1.2 Objetivos específicos .....	16
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>18</b>
2.1 ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS.....	18
2.2 TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE ENGRENAGENS .....	20
2.3 TIPOS DE ENGRENAGEM .....	22
2.3.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos.....	23
2.3.2 Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais .....	24
2.3.3 Engrenagens cônicas .....	24
2.3.4 Parafuso sem-fim.....	25
2.4 LEI DO ENGRENAMENTO E PROCESSO DE FABRICAÇÃO .....	26
2.5 MODOS DE FALHAS DE ENGRENAGENS.....	29
2.6 APLICAÇÃO DO USO DE SOLUÇÕES COMPUTACIONAIS DE APOIO NA ENGENHARIA .....	31
<b>3 METODOLOGIA PROPOSTA (ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS ATRAVÉS DA NORMA AGMA) .....</b>	<b>32</b>
3.1 DIMENSIONAMENTO POR FLEXÃO.....	32
3.1.1 Força tangencial transmitida $W^T$ .....	34
3.1.2 Fator dinâmico $K_v$ .....	35
3.1.3 Fator de sobrecarga $K_o$ .....	37
3.1.4 Fator de tamanho $K_s$ .....	37
3.1.5 Fator de distribuição de carga $K_m$ ( $K_H$ ).....	38

3.1.6 Fator de espessura de aro (borda) $K_B$ .....	40
3.1.7 Fator geométrico de resistência a flexão $J(Y_J)$ .....	40
3.1.8 Fatores de ciclagem de tensão $Y_N$ E $Z_N$ .....	41
3.1.9 Fator de temperatura $K_T(Y_\theta)$ .....	41
3.1.10 Fator de confiabilidade $K_R(Y_Z)$ .....	42
<b>3.2 DIMENSIONAMENTO POR FADIGA DE CONTATO</b> .....	<b>42</b>
3.2.1 Coeficiente elástico $C_P(Z_E)$ .....	43
3.2.2 Fator geométrico de resistência superficial $I(Z_I)$ .....	44
3.2.3 Fator de condição de superfície $C_f(Z_R)$ .....	44
3.2.4 Fator de razão de dureza $C_H(Z_W)$ .....	45
<b>3.3 ANÁLISE DA METODOLOGIA EMPREGADA</b> .....	<b>45</b>
<b>4 DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB, TOMANDO COMO BASE A NORMA AGMA, PARA DIMENSIONAR ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS</b> .....	<b>47</b>
<b>5 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS</b> .....	<b>53</b>
<b>6 CONCLUSÃO</b> .....	<b>57</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>58</b>
<b>ANEXO</b> .....	<b>61</b>
ANEXO A – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO $J$ DA AGMA SEGUNDO SHIGLEY (2011) .....	61
ANEXO B – FATORES DE CICLAGEM DE TENSÃO $Y_N$ E $Z_N$ SEGUNDO SHIGLEY (2011) .....	62
ANEXO C – COEFICIENTE ELÁSTICO $C_P$ DA AGMA SEGUNDO NORTON (2013).....	63

## **1 INTRODUÇÃO**

Sempre que precisamos projetar/criar um novo objeto, peça ou até mesmo implantar uma invenção no mercado, precisamos ter em mente como representar as nossas ideias. A melhor forma de realizar essa representação é através do tradicional projeto mecânico. Essa linha de pesquisa já possui áreas de conhecimento bastante consolidadas, como por exemplo, o dimensionamento analítico de elementos e máquinas. Tais dimensionamentos estão respaldados no equilíbrio estático e conceitos de mecânica dos sólidos, podendo até mesmo serem estendidos para as interfaces de monitoramento, em condições dinâmicas e estudos de variações térmicas em condições operacionais.

É importante ressaltar que além do crescente uso da tecnologia em diversos dispositivos mecânicos, o avanço constante na fabricação de novos materiais é outro fator basilar na análise das mais relevantes tomadas de decisões no desenvolvimento de um projeto mecânico. Portanto, atualmente o projeto de engenharia se molda a partir da multidisciplinaridade, sendo esta essencial para o êxito do projeto.

No curso de engenharia mecânica, o ensino da disciplina de elementos de máquinas e outras disciplinas relacionadas tem como propósito apresentar ao aluno de graduação procedimentos e metodologias de dimensionamento analítico de alguns elementos fundamentais, para que a partir disso ele esteja apto para a construção dos mais diferentes tipos de projetos e dispositivos mecânicos. A maioria das metodologias propostas são sequenciais, pois utilizam hipóteses simplificadoras, uma vez que o desenvolvimento de um projeto é uma atividade não estruturada e apresenta diversas soluções possíveis.

A partir disso, é importante a criação de programas computacionais que diminuam o tempo dos dimensionamentos analíticos com iterações de diversos elementos de máquinas, garantindo assim a confiabilidade dos resultados obtidos. Sendo indicados

para serem aplicados durante a fase preliminar do projeto, assim como também para contrapor diferentes procedimentos de cálculos.

Portanto, o propósito desse trabalho é a realização de um site na web para o auxílio no dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos, observando suas principais características e modos de falha, de acordo com a norma AGMA (*American Gear Manufactures Association*), tornando o mesmo além de uma ferramenta didática para ser utilizada como apoio no curso de elementos de máquinas na parte de transmissões mecânicas, também um instrumento de suporte à engenheiros e técnicos na área de metal mecânica, focados na produção industrial.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo geral

O objetivo principal desse trabalho é a elaboração de uma solução *web* para o auxílio ao dimensionamento e projeto de engrenagens cilíndricas de dentes retos, utilizando sempre a norma AGMA (*American Gear Manufacturers Association*). O desenvolvimento de um site aberto e sua correta utilização irá otimizar o tempo dos alunos, engenheiros e técnicos, reduzindo o tempo de cálculo e também auxiliar em projetos que visam o dimensionamento deste elemento mecânico e transmissão de potência, e, portanto, facilitando tanto em disciplinas correlatas ao tema como também a vida de profissionais específicos da área.

### 1.1.2 Objetivos específicos

- Coleta de dados iniciais para a transmissão de potência;
- Dimensionamento geométrico para as engrenagens operarem em conjunto sem interferência;
- Calcular as forças atuantes na transmissão;
- Análise do material adequado da engrenagem para suportar as cargas calculadas acima;

- Estudo da fadiga do material com o objetivo de calcular a vida útil do transmissor de potência;
- Desenvolvimento de uma solução web rápida e eficaz para a otimização de qualquer projeto utilizando engrenagens cilíndricas de dentes retos.

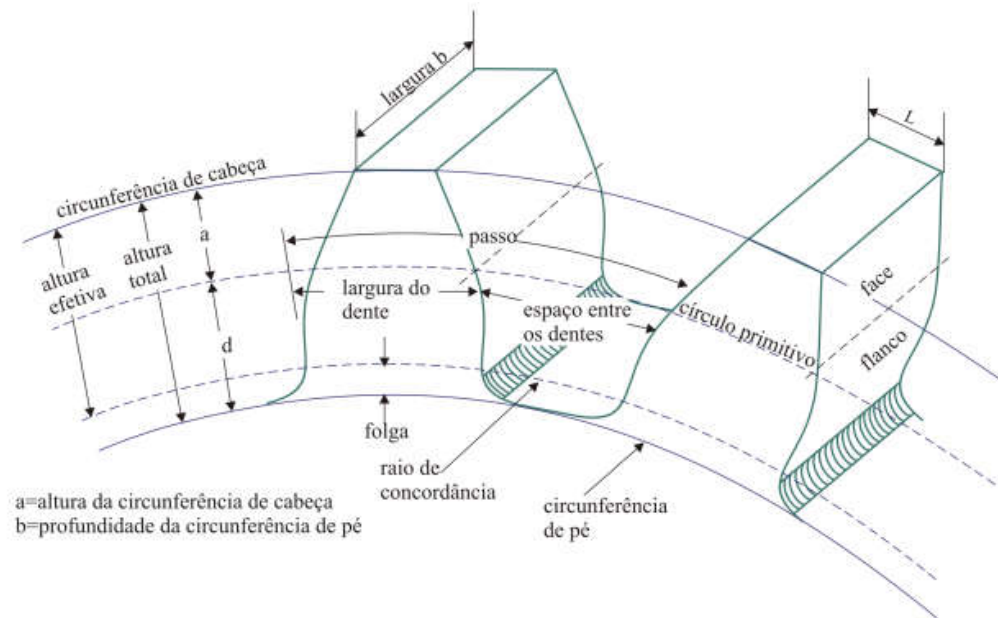
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

A Figura 2.1 demonstra um par de dentes de uma engrenagem e os seus parâmetros mais importantes para sua caracterização e o seu dimensionamento. Os parâmetros **a** e **d** são aferidas com base no diâmetro do círculo primitivo. A partir do diâmetro do círculo primitivo, denominado pelo símbolo  $d_i$ , onde o índice *i* é correspondente ao pinhão (p) ou a coroa (G). O parâmetro **L** é definido como a largura da cabeça do dente da engrenagem e o parâmetro **b** é definido como a Largura Líquida da face do elemento mais estreito. A altura efetiva é definida como mensurada entre a circunferência de cabeça e a de base, como facilmente consegue se distinguir na Figura 2.1. A altura total engloba a altura específica e a diferença entre os raios da circunferência de pé e de base, que determina uma região onde não pode haver contato entre os dentes das duas engrenagens em uma transmissão de potência. E o raio de concordância do pé do dente existe no espaço abaixo da circunferência de base.

Sabendo que o espaço entre os dentes tem cerca do mesmo comprimento da largura do dente, de acordo com que vai se desgastando devido ao uso, essa zona, também chamada de “*backlash*”, pode ter seu tamanho significativamente aumentado.

Figura 2.1 - Terminologia Básica para Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos



Fonte: Santos (2003)

Fundamentalmente existem duas maneiras de verificar a geometria da engrenagem, chamadas de sistemas de engrenagens: o sistema métrico e o sistema americano ou também chamado de inglês. O sistema métrico se fundamenta a partir da variável Módulo, sendo representado pela letra **m**, e é determinada a como o quociente entre o diâmetro primitivo em *mm* e o número de dentes da engrenagem. O sistema inglês, diferente do sistema métrico, usa como parâmetro a variável “*Diametral Pitch*”, na qual a letra símbolo representante é a **P** e que define o número de dentes por polegada do diâmetro primitivo. Resta cristalino, após o estudo, que uma das variáveis é o inverso da outra, conseqüentemente necessitando a conversão das unidades de diâmetro apropriadas.

Outra variável que precisa ser mencionada é o passo circular (**p**), que é definido como o quociente entre o perímetro e o número de dentes ( $N_i$ ), podendo ser calculado da seguinte forma, na equação 2.1:

$$p = \frac{\pi \cdot d_i}{N_i} = \pi \cdot m \quad (2.1)$$

Para que os espaços entre os dentes sejam compatíveis é necessário que as engrenagens conectadas possuam o mesmo módulo (“*diametral pitch*”). Tal regra é tão importante que se por acaso não for respeitada é fácil perceber que o projeto travará (ou até mesmo consequências piores, como sua quebra), ou seja, o primeiro dente conseguirá entrar em contato, porém o segundo não conseguirá se conectar ao dente correspondente.

Os módulos, para facilitar no processo de fabricação, são normalizados, facilitando a intercambiabilidade quando necessário. Os módulos mais comuns são (em mm): 0,2 a 1,0 com incrementos de 0,1 mm; 1,0 a 4,0 com incrementos de 0,25; 4,0 a 5,0 com incrementos de 0,5 mm. Ainda se tratando de valores recomendados, observando a Figura 2.1, os valores indicados para a altura da circunferência de cabeça é  $a = m$ , já para a profundidade da circunferência de pé é indicado utilizar  $d = 1,25 m$ .

O ângulo de pressão pode assumir os valores de  $20^\circ$ ,  $25^\circ$  e  $14,5^\circ$ , sendo o valor de  $20^\circ$  o padrão. Em relação à largura líquida da face do elemento mais estreito  $b$  é que seja de 9 à 14 vezes do módulo.

## 2.2 TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DE ENGRELAGENS

As engrenagens são elementos mecânicos rígidos que tem como finalidade a transmissão de potência realizados através de movimentos rotativos entre eixos. As engrenagens cilíndricas de dentes retos consistem principalmente em secções definidas de um tarugo onde são usinados dentes em seu perímetro. O Ph.D. Richard G. Budynas trouxe uma definição similar em seu livro Elementos de Máquinas de Shigley, qual seja:

“Engrenagens cilíndricas de dentes retos possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro, paralelo ao primeiro.”

Tratando-se de elementos rígidos é necessário que a transmissão atenda a alguns requisitos especiais, sendo a principal delas a inexistência de qualquer diferença de

velocidades entre pontos em contato quando da transmissão do movimento. Portanto, resta evidente que qualquer diferença poderá acarretar em perda de contato ou travamento, pois quando os dentes de engrenagens distintas não são dimensionados de forma adequada elas certamente se chocarão ocasionando em defeitos, quebra, fadiga prematura, entre outros.

Selecionar a forma de transmissão adequada necessita se atender e se atentar a uma série de requisitos, que abarcam: a distância entre os eixos, custo de fabricação, capacidade de carga, custo de montagem, nível de ruído, custo de manutenção, eficiência, repetitividade de movimento, peso adicional do sistema de transmissão, entre muitos outros fatores. Assim sendo, com um alto índice de aplicabilidade, utilizar transmissões por engrenagens é extremamente apropriado, inclusive quando há custos que ultrapassem outras formas de transmissões.

Quando um dente da engrenagem é demandado, existem diversos graus de tensões que se desenvolvem de acordo a uma série de parâmetros, como o fator de concentração de tensão, distribuição de carga, grau de recobrimento, sobrecarga dinâmica (erros geométricos no passo), tipos de acabamento, efeitos de fadiga mecânica e térmica e sobrecarga estática. Levando tudo isso em consideração, os pares de engrenagens devem ser dimensionados de maneira efetiva para não ocasionar possíveis erros ou falhas que podem tomar dimensões catastróficas.

O primeiro paradigma de estudo para um par de dentes engrenados, foi proposto por Lewis (1983), que a partir da semelhança de uma viga engastada que estava submetida a tração no ponto de carga e esforços de compressão no lado oposto, oferecendo uma resistência a flexão. (Budynas e Nisbett, 2008).

Dudley (1973), modificou o modelo criado por Lewis e entrou mais a fundo e esmiuçou o estudo adicionando diversos fatores que estavam ligados a tecnologia como: raio do filete, largura do dente, velocidade tangencial, cargas dinâmicas e de impacto, distribuição de carga ao longo do dente, viscosidade do lubrificante e desvios geométricos. De forma mais sintetizada, o dente pode ser analisado, quanto sua capacidade de resistir a flexão e a quebra. Assim sendo, esse é o primeiro ponto a ser

averiguado quando se projeta um par de engrenagem: *critério de resistência a flexão no pé do dente*.

O segundo ponto a ser averiguado é o dimensionamento pelo critério de pressão superficial no flanco do dente, oriundo da teoria de contato – Hertz, que leva em conta dois cilindros, a área de contato e o coeficiente de atrito presente entre os mesmos. Após a otimização desse método, agora leva-se em conta os tipos de materiais e formas de lubrificação.

O terceiro ponto é diretamente ligado a condição de operação dos pares de engrenagens, que leva em conta a viscosidade do lubrificante, a velocidade tangencial e temperatura impedindo o contato direto entre as áreas superficiais.

Além dos supracitados há também outras formas que são utilizadas para dimensionar previamente as engrenagens, por exemplo, os modos e meios que são apresentados em manuais de engenharia. Eles se inserem com uma resolução simplificada, permitindo o projetista estabelecer o módulo da engrenagem, a partir de dados pré-definidos, e em seguida são definidas as geometrias principais. Dada as devidas aproximações se utiliza de coeficientes de seguranças mais elevados para aliviar quaisquer problemas com projeto.

Nos dias de hoje, a indústria metal-mecânica, automobilística entre diversos outros segmentos estão a procura da melhoria do perfil e das características atuantes nos dentes de engrenagens e de acabamentos cada vez mais modernos e sofisticados, para com isso poder trabalhar com maiores relações de transmissão e circunstâncias operacionais de alta confiabilidade e ruído mínimo.

## 2.3 TIPOS DE ENGRENAGEM

Os principais tipos de engrenagem utilizadas na atualidade são:

- Engrenagens Cilíndricas de dentes retos ou frontais;

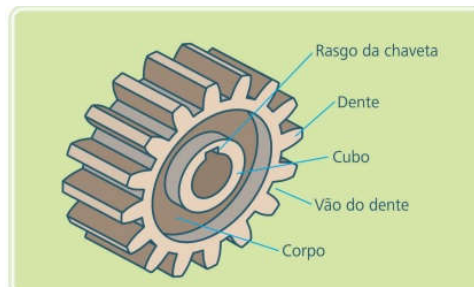
- Engrenagens Cilíndricas de dentes Helicoidais;
- Engrenagens Cônicas;
- Coroa parafuso sem fim.

Em seguida analisaremos cada tipo de engrenagem citada verificando suas vantagens e desvantagens.

### 2.3.1 Engrenagens cilíndricas de dentes retos

São engrenagens que apresentam dentes paralelos ao eixo de rotação, e são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro, paralelo ao primeiro. (Budynas e Nisbett, 2011) A engrenagem cilíndrica de dentes retos (em inglês, “*spur gear*”) é considerada o tipo mais comum, portanto, também o tipo mais barato, sendo utilizada para desenvolver as relações cinemáticas primárias na forma de dente, conforme a Figura 2.2.

Figura 2.2 - Parte de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos



Fonte: CTISM (Colégio Técnico Industrial de Santa Maria)

É importante ressaltar que esse tipo de engrenagem transmite movimento apenas para eixos paralelos, portanto, não pode ser utilizado indiscriminadamente em todo o tipo de projeto, pois também é necessário outros de transmissão a partir de eixos diversos. Lembrando que outro problema das engrenagens em geral é a onerosidade quanto a transmissão de potência para eixos distantes entre si, daí utiliza-se sistema de correias ou correntes.

### 2.3.2 Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

Estas engrenagens possuem dentes inclinados com relação ao eixo de rotação, como mostra a Figura 2.3, tendo como vantagem a alta resistência e o trabalho silencioso, devido ao envolvimento mais gradual dos dentes durante o engrazamento. São utilizadas para transmitir movimento entre eixos não paralelos, e também quando há a necessidade de grandes esforços como em caixa de redução, de câmbio, etc.

Figura 2.3 - Engrenagem cilíndrica de dentes helicoidais



Fonte: < <https://www.lojapolicomcomponentes.com.br/cremalheira/engrenagem-helicoidal-modulo-1-z15-15-dentes/> > acesso em 13 de abril de 2018

Conseqüentemente esse tipo de engrenagem possui o processo de fabricação mais caro devido a geometria mais complexa e a necessidade de mancais que suportem cargas axiais, fator importante nas engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais e que inexistem em engrenagens cilíndricas de dentes retos.

### 2.3.3 Engrenagens cônicas

A principal característica das engrenagens cônicas é a transmissão de movimento em árvores em qualquer ângulo, elas podem ser encontradas em diferentes modelos: dentes retos, espirais ou helicoidais, como mostra a Figura 2.4. Cada um desses modelos possui características distintas, e é importante o consumidor realizar a pesquisa antes de efetuar a compra.

Figura 2.4 - Engrenagens cônicas



Fonte: < <http://yilmazfreze.com/wp-content/gallery/resim-galerisi/yilmaz11.jpg> > acesso em 14 de Abril de 2018

As vantagens e desvantagens desse modelo de engrenagem se equiparam com as de dentes helicoidais, sendo portanto as mesmas. Ou seja, encarecimento de fabricação e necessidade de mancais para cargas axiais.

#### 2.3.4 Parafuso sem-fim

A engrenagem sem fim atua em conjunto com uma engrenagem de tipo diferente, como, por exemplo, a de dentes retos, fazendo-a girar pelo seu movimento, como apresentado na Figura 2.5. O uso desse tipo do parafuso sem fim se dá quando existe a necessidade de reduzir a velocidade de transmissão de força para uma segunda engrenagem, assim evitando a sobrecarga de uma máquina específica.

Além disso, é importante acrescentar que a o parafuso sem-fim permite, além da vantagem anteriormente citada, transmitir a potência para eixos perpendiculares, podendo também minimizar problemas referentes a distâncias entre os centros de eixos.

Figura 2.5 - Parafuso sem-fim



Fonte: < <http://www.pozelli.ind.br/engrenagem-sem-fim> > acesso em 14 de Abril de 2018.

## 2.4 LEI DO ENGRENAMENTO E PROCESSO DE FABRICAÇÃO

Para satisfazer as condições fundamentais de desempenho, performance e vida útil, é necessário cuidado na qualidade da fabricação, e também da montagem das engrenagens. Seu desempenho está intrinsecamente ligado com seus processos produtivos e as tolerâncias exigidas. Na maior parte dos casos, os trens de engrenagens e seus engrenamentos possuem coeficientes de eficiência iguais ou maiores que 95%, variando de acordo com os meios de fabricação e as tolerâncias adotadas.

Existem duas leis fundamentais que regem os engrenamentos a fim de que eles operem de forma correta que devem ser respeitadas. Elas abordam condições que, se não obedecidas, podem ocasionar em falhas ou avarias do sistema.

A primeira lei que deve ser obedecida fala que o passo circular das engrenagens deve ser igual para que eles possam se “engrenar”. Ou seja, caso a lei não seja respeitada, pode ocasionar em deslizamento, separação ou ruptura do par de engrenagens.



Nos processos de usinagem existem dois métodos de manufatura majoritários que são por processo de geração e por perfilamento. A principal diferença entre os dois é que na geração se dá através da rotação da ferramenta e da peça ao longo de sua produção, já no perfilamento acontece a cópia do perfil da ferramenta. Quando a manufatura se dá através da conformação ela acontece majoritariamente através do processo de forjamento a frio. O processo de conformação mecânica em quase sua totalidade das vezes é apenas viável e aplicável em produções em massa, pela razão de altos valores referentes as matrizes.

E por último, o processo de sinterização constitui-se na compactação do pó e, por conseguinte, a elevação da sua temperatura até alcançar a solidificação da peça. Entretanto, uma das consequências desse processo de fabricação é deixar o material mais poroso e, na grande maioria das suas aplicações, exigindo um tratamento posterior para lidar com esse problema.

Dado os mais utilizados meios de manufatura da engrenagem e de seus dentes, faz-se necessário pontuar os principais processos de acabamentos dos mesmos. Há dois métodos principais e mais difundidos e utilizados industrialmente para esse fim, sendo eles os de *shaving* e o de retificação. Tais processos são necessários para proporcionar as engrenagens uma maior precisão, diminuindo assim também os ruídos em toda sua fase de operação. Os processos de acabamento auxiliam também a finalização para comportar os desalinhamentos dos eixos por razões de seus abaulamentos.

Também se faz necessários métodos que tem como a finalidade ajustar a dureza superficial para assim prolongar a vida útil das engrenagens, o método utilizado que é também difundido e utilizado largamente na engenharia é o tratamento térmico. Destacam-se o processo de têmpera superficial por indução, a nitretação e o *shotpeening*, que é um processo de trabalho a frio em que se bombardeia em alta velocidade, geralmente, granalhas de aço fundido causando também a redução das tensões residuais.

Não dependendo apenas do processo de fabricação utilizado, os parâmetros do dente da engrenagem não estão apenas vinculados ao módulo de engrenamento, ele

depende também do número de dentes da engrenagem. Consequentemente, em um mesmo engrenamento, a evolutiva do pinhão é diferente quando comparada com a da engrenagem. Quanto maior o número de dentes, o flanco do dente deve assumir geometria mais plana.

## 2.5 MODOS DE FALHAS DE ENGRENAGENS

A falha é um episódio indesejado, pois a partir dela podem ocorrer perdas e danos ou até mesmo exposição a riscos. A análise da falha e a sua prevenção é elemento essencial para a o sucesso do projeto.

Neste capítulo apresentaremos os principais modos de falhas em projetos de engenharia que compõe engrenagens, quais sejam: a falha por fadiga e por flexão. Aqui serão demonstrados os modos de falhas, porém, como evitá-las terá um capítulo exclusivo à parte que levará em conta o seu dimensionamento, cargas e material para a fabricação.

A falha por flexão ocorre quando tratamos de forças estáticas, ela acontece quando o equipamento não suporta a carga que está sendo empregada sob o mesmo. Ou seja, a aplicação de uma única carga faz com que a peça se deforme ou se “frature”. Podendo ser evidenciadas nas imagens contidas na Figura 2.7.

Figura 2.7 - Ruína de engrenagens devido a uma tensão máxima de flexão



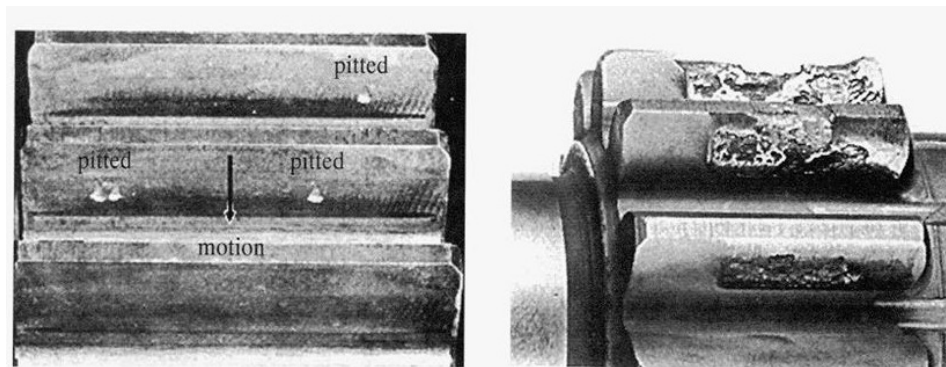
Fonte: Folhas de Apoio à unidade curricular Elementos de Máquinas II – Professora Dra. Rosa Marat-Mendes; Departamento de Engenharia Mecânica

Quando peças de máquina falham estaticamente, de modo geral elas desenvolvem uma deflexão muito grande, porque a tensão excedeu a resistência (Budynas e Nisbett, 2008), portanto as falhas por flexão podem ser mais facilmente detectadas, tendo em vista que a peça é trocada antes que de fato ocorra a fratura.

Porém, quando tratamos de falhas a partir de tensões que foram repetidas em um número muito grande de vezes (falha por fadiga), não se é possível detectar o problema previamente, pois esse tipo de falha ocorre de forma súbita e total, sendo, portanto, a mais perigosa.

Consequentemente, quando dimensionamos o equipamento com o intuito de evitar a falha por fadiga os parâmetros são designados com base na vida útil pretendida do objeto, evitando assim maiores riscos ao projeto de engenharia. Exemplos de ruínas referentes as falhas por fadigas podem ser observadas na Figura 2.8.

Figura 2.8 - Ruína de engrenagens devido a uma falha por fadiga



Fonte: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos; Apostila para o curso Elementos de Máquinas II do Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Portanto, a fadiga ocorre pela presença de tensões que variam com o tempo, que provocam tensões plásticas cíclicas localizadas nos pontos mais críticos. Essas deformações levam a uma degradação do material o que, como dito anteriormente, pode provocar uma ruptura na engrenagem.

## 2.6 APLICAÇÃO DO USO DE SOLUÇÕES COMPUTACIONAIS DE APOIO NA ENGENHARIA

Segundo Maffeo (1992) a Engenharia de *Softwares* é a área interdisciplinar que engloba vertente tecnológica e gerencial visando abordar de modo sistemático (modular), os processos de construção, implantação e manutenção de produtos de *Softwares* com qualidade assegurada por construção segundo cronogramas e custos previamente definidos.

A partir disso, compreendemos que a utilização de um sistema de *Software* irá aperfeiçoar a velocidade de definição e resultados, podendo até mesmo suprir a necessidade de protótipos ou testes físicos, o que conseqüentemente também reduzirá os custos totais do projeto. De modo geral, considera-se que os objetivos de Engenharia de *Software* são o aprimoramento da qualidade dos produtos de *Software*, e o aumento da produtividade dos engenheiros de *Software*, além do atendimento aos requisitos de eficácia e eficiência, ou seja, efetividade (MAFFEO, 1992).

Portanto, é importante ressaltar que a produção de um programa não se resume apenas a codificação do seu algoritmo, pois a forma como o mesmo é apresentado para o seu usuário, tornando-o mais fácil de ser compreendido, também é elemento crucial para o bom aproveitamento do programa. Resta cristalino que códigos mais modularizados facilitam o trabalho tanto do usuário como do programador.

Todavia, tendo em vista ainda maior facilidade, a utilização de *web sites* se torna ainda mais viável, pois através dos mesmos não é necessário a instalação de nenhum programa específico e quão somente sua utilização *online*. Com isto, concluímos que os *Softwares* são fundamentais como apoio na engenharia, porém a existência de um conteúdo de apoio *online* é ainda melhor praticável, podendo ser utilizado por engenheiros praticantes da área, estudantes e até mesmo leigos.

### **3 METODOLOGIA PROPOSTA (ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS ATRAVÉS DA NORMA AGMA)**

A partir de agora, abordaremos a análise e projeto de engrenagens cilíndricas de dentes retos apropriadamente, de modo que elas venham a resistir à falha por flexão dos dentes e também a falha por fadiga. A falha por flexão no dente acontecerá quando a tensão de trabalho do dente igualar ou superar a resistência ao escoamento ou ao limite de resistência a fadiga por flexão. Já a falha superficial ocorrerá quando a tensão de contato operacional iguala ou supera o limite de resistência a fadiga superficial.

A *American Gear Manufactures Association*(AGMA) se manteve por um longo período de tempo como a sumidade e autoridade pela propagação de conhecimento inerente a dimensionamento, projeto e análise das engrenagens. Levando isso em consideração, é de suma importância a fundamentação AGMA para o tópico que iremos trabalhar.

Há considerações iniciais que devem ser levadas em consideração para tornar os resultados dos cálculos satisfatórios. Vale ressaltar que as mais importantes que dizem que o número médio de dentes em contato na transmissão está entre um e dois, que não existe interferência entre os dentes, *backlash* diferente de zero, e que as forças de atrito são desprezíveis.

#### **3.1 DIMENSIONAMENTO POR FLEXÃO**

A O engenheiro Wilfred Lewis, ganhador da medalha ASME em 1927 estabeleceu uma equação para verificar a tensão de flexão em dentes de engrenagens em que a geometria do dente entrava em seu equacionamento. Tal equação, conhecida como

a equação de flexão de Lewis, continua até hoje como base para a formulação que leva ao projeto da imensa maioria das engrenagens.

Nos dias de hoje, o modelo de equações para a verificação de tensões no pé do dente se fundamenta no modelo de Lewis, mas adicionam parâmetros que tinham sido desconsiderados quando foi proposto inicialmente como a carga aplicada na ponta do dente, a distribuição uniforme na largura do denteado, as concentrações de tensões levando em consideração as cargas radiais e as forças de deslizamento. Levando isso em consideração, é de suma importância a fundamentação AGMA para o tópico que iremos trabalhar.

Há duas equações que deverão servir como base da análise que são o cálculo da tensão de flexão e a equação da tensão admissível de flexão AGMA. A elas estão vinculados parâmetros que servem como análise de vários aspectos desde a manufatura ao funcionamento da engrenagem para definir suas dimensões no projeto (equações 4.1 e 4.2).

$$\sigma = \begin{cases} W^t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{P_d}{F} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} & (\text{Sistema Imperial}) \\ W^t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{1}{b m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} & (\text{Sistema Internacional}) \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{all} = \begin{cases} \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{K_T K_R} & (\text{Sistema Imperial}) \\ \frac{S_t}{S_F} \cdot \frac{Y_N}{Y_{\theta Y_Z}} & (\text{Sistema Internacional}) \end{cases} \quad (3.2)$$

Em que, para as unidades inglesas (unidades SI):

- $\sigma$  é a tensão de flexão (MPa)
- $\sigma_{all}$  é a tensão admissível de flexão (MPa)
- $W^T$  é a força tangencial transmitida, lbf (N)
- $K_O$  é o fator de sobrecarga
- $K_V$  é o fator dinâmico
- $K_S$  é o fator de tamanho
- $P_d$  é o passo diametral transversal

- $F$  ( $b$ ) é a largura da face do elemento mais estreito, in (mm)
- $K_m$  ( $K_H$ ) é o fator de distribuição de carga
- $K_B$  é o fator de espessura de aro (de borda)
- $J$  ( $Y_J$ ) é o fator geométrico para a resistência flexional (que inclui o fator de concentração de tensão de filete de raiz  $K_f$ )
- ( $m_t$ ) é o módulo métrico transversal
- $S_t$  é a tensão de flexão admissível, lbf/in<sup>2</sup> (N/mm<sup>2</sup>)
- $Y_N$  é o fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão
- $K_T$  ( $Y_\theta$ ) são fatores de temperatura
- $K_R$  ( $Y_Z$ ) são fatores de confiabilidade
- $S_F$  é o fator de segurança AGMA, uma razão de tensão

J. Keith Nisbett sugere que antes de tentarmos digerir o significado de todos esses termos, vejamos como um conselho que concerne a itens que o projetista deve considerar se seguir a padronização voluntariamente, ou não. Esses itens incluem:

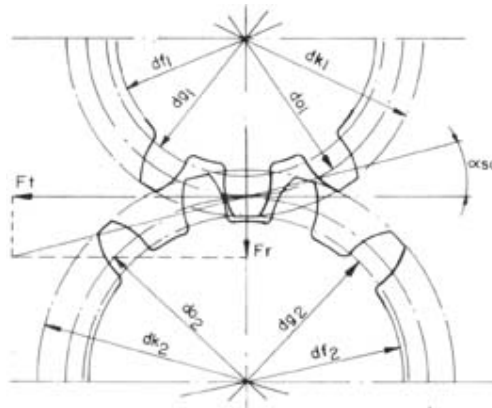
- Magnitude da carga transmitida
- Sobrecarga
- Aumento dinâmico da carga transmitida
- Tamanho
- Geometria: passo e largura da face
- Distribuição de carga ao longo dos dentes
- Suporte de borda do dente
- Fator de forma de Lewis e fator de concentração de tensão do filete de raiz.

Para satisfazer as condições de carregamento de projeto, as tensões aplicadas a engrenagem estão adequadas quando a tensão de flexão  $\sigma$  passa a assumir valores menores que a tensão admissível de flexão  $\sigma_{all}$ , isto é, que a tensão aplicada seja menor que a admissível AGMA.

### 3.1.1 Força tangencial transmitida $W^T$

A potência a ser transmitida é também conhecida como força tangencial transmitida, como mostra a Figura 3.1, e é empregada pelo pinhão na engrenagem no ponto de contato entre os seus respectivos diâmetros primitivos. Assim como potência e velocidade são dados de entradas dos mais diversos problemas de projeto, é necessário primeiro obter a força tangencial para assim obter a força total de contato.

Figura 3.1 - Força tangencial transmitida entre engrenagens cilíndricas



Fonte: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAelzkAC/formulas-calculo-ecdr> acesso em 21 de Abril de 2018

### 3.1.2 Fator dinâmico $K_v$

O fator dinâmico se faz necessário pois leva em consideração as imprecisões na produção e engrazamento de dentes de engrenagem além da velocidade tangencial no diâmetro primitivo. Sabemos que as engrenagens que são comercializadas comumente recebem atribuição de fator de qualidade de três a sete, mas também existem aquelas que são utilizadas para aplicações de precisão que se encontram em um fator de qualidade de precisão entre oito e doze. Esses números definem as tolerâncias das engrenagens e foram definidos pela AGMA. Também existe o número de nível de acurácia de transmissão, também definido pela AGMA, chamado de  $Q_v$ , que poderia ser tomado como idêntico ao número de qualidade. No livro Elementos de Máquinas de Shigley (2011), eles ressaltam alguns dos efeitos que produzem erros de transmissão. São eles:

- Falta de acurácia produzida durante a geração do perfil do dente; esses incluem erros no espaçamento de dentes, frente de perfil e acabamento.
- Vibração do dente durante o engrenamento causada pela rigidez do dente.
- Magnitude da velocidade no círculo primitivo.
- Desbalanceamento dinâmico dos elementos rotativos.
- Desgaste e deformação permanente das porções em contato dos dentes.
- Desalinhamento do eixo de engrenagens e deflexão linear e angular do eixo
- Atrito entre dentes.

Para os fins de calcular o fato dinâmico  $K_V$ , são apresentadas as seguintes equações baseadas nos números de  $Q_V$ :

$$K_V = \begin{cases} \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A}\right)^B & V \text{ em } ft/min \\ \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A}\right)^B & V \text{ em } m/s \end{cases} \quad (3.3)$$

Em que:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (3.4)$$

$$B = 0,25(12 - Q_V)^{2/3} \quad (3.5)$$

A velocidade máxima que representa o ponto final da curva  $Q_V$ , é apresentada como:

$$(V_t)_{max} = \begin{cases} [A + (Q_V - 3)]^2 & \text{em } ft/min \\ \frac{[A + (Q_V - 3)]^2}{200} & \text{em } m/s \end{cases} \quad (3.6)$$

### 3.1.3 Fator de sobrecarga $K_o$

O fator de sobrecarga  $K_o$  é utilizado para com o intuito de incluir todas as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial nominal  $W^t$  em aplicações particulares. Seus exemplos também abordam as variações no torque, em relação ao valor médio, a variações de torque em um acionador de bomba e pistão. Os valores considerados seguem a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Fator de sobrecarga

<b>Máquina Acionada</b>			
<b>Fonte de potência</b>	<b>Uniforme</b>	<b>Choques moderados</b>	<b>Choques intensos</b>
<b>Uniforme</b>	1,00	1,25	1,75
<b>Choque leve</b>	1,25	1,50	2,00
<b>Choque médio</b>	1,50	1,75	2,25

Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011)

### 3.1.4 Fator de tamanho $K_s$

O fator de tamanho  $K_s$  se dá com o intuito de levar em consideração a o fato das propriedades do material por consequência do tamanho não serem uniformes. Ele é dependente de:

- Tamanho do dente.
- Diâmetro da peça.
- Razão entre o tamanho do dente e o diâmetro da peça.
- Largura de face.
- Área do padrão de tensão.
- Razão da profundidade de camada pelo tamanho do dente.

- Capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

Vale salientar que os fatores padronizados de tamanho para os dentes de engrenagens ainda não foram definidos para os casos onde existe um efeito prejudicial de tamanho. Nesses casos, a AGMA recomenda um fator de tamanho maior que uma unidade. Caso não exista um efeito prejudicial, utilizar o valor unitário. Para calcular o fator de tamanho, utiliza-se a equação 3.7.

$$K_S = 1,192 \left( \frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (3.7)$$

Onde:

- F é a menor largura em polegadas.
- P<sub>d</sub> é o passo diametral em dentes por polegada.
- Y é o fator de Lewis em função do número de dentes, conforme a tabela 3.2. Para encontrar valores intermediários aos tabelados faz-se necessário a utilização do método de interpolação linear.

Tabela 3.2 - Fator de Lewis, em função do número de dentes

Nº de dentes	Y	Nº de dentes	Y	Nº de dentes	Y
<b>12</b>	0,245	<b>21</b>	0,328	<b>50</b>	0,409
<b>13</b>	0,261	<b>22</b>	0,331	<b>60</b>	0,422
<b>14</b>	0,277	<b>24</b>	0,337	<b>75</b>	0,435
<b>15</b>	0,290	<b>26</b>	0,346	<b>100</b>	0,447
<b>16</b>	0,296	<b>28</b>	0,353	<b>150</b>	0,460
<b>17</b>	0,303	<b>30</b>	0,359	<b>300</b>	0,472
<b>18</b>	0,309	<b>34</b>	0,371	<b>400</b>	0,480
<b>19</b>	0,314	<b>38</b>	0,384	<b>Rack</b>	0,485
<b>20</b>	0,322	<b>43</b>	0,397		

Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011)

### 3.1.5 Fator de distribuição de carga K<sub>m</sub> (K<sub>H</sub>)

O fator de distribuição de carga vem para que as equações de tensão levem em consideração a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O ideal é posicionar a engrenagem “a meia distância” entre os mancais, numa posição de inclinação nula quando a carga é aplicada. Segundo Nisbett e Budynas (2011) faz-se necessário a aplicação do seguinte procedimento:

- Razão da largura de face líquida para o diâmetro primitivo do pinhão  $F/d \leq 2$ .
- Elementos de engrenagens montando entre mancais.
- Largura de face de até 40 polegadas.
- Contato na condição de carga, ocorrendo ao longo da largura completa do elemento mais estreito.

Sob essas circunstâncias, o fator de distribuição de carga é dado pelo *fator de distribuição de carga de face*  $C_{mf}$ , em que:

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} (C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (3.8)$$

Em que:

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases} \quad (3.9)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ in} \end{cases} \quad (3.10)$$

Vale observar que para os valores de  $F/(10d) < 0,05$ ,  $F/(10d) = 0,05$  é utilizado.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhão entre mancais com } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhão entre mancais com } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (3.11)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (3.12)$$

Para o  $C_{ma}$ , necessita de dados para calcular os coeficientes, que podem ser encontrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Constantes empíricas para a equação 3.12 ( $C_{ma}$ )

Condição	A	B	C
<b>Engrenamento aberto</b>	0,247	0,0167	-0,0000765
<b>Engrenamento fechado comercial</b>	0,127	0,0158	-0,0000930
<b>Engrenamento fechado preciso</b>	0,0675	0,0128	-0,0000926
<b>Engrenamento fechado ultra-preciso</b>	0,0036	0,0102	-0,0000822

Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011)

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para compatibilidade melhorada por lapidação} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases} \quad (3.13)$$

### 3.1.6 Fator de espessura de aro (borda) $K_B$

Quando a espessura do aro não é o suficiente para proporcionar o suporte completo para a raiz do dente, pode ocorrer falha por fadiga flexional dentro do aro de engrenagem no lugar do filete do dente. O fator de espessura de aro, ou borda, vem com o intuito de ajustar a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino. Ele vem como uma função da razão auxiliar  $m_B$ :

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{d_p - 2 \cdot \text{Dedendo} - \text{Furo}}{2 (\text{Adendo} + \text{Dedendo})} \quad (3.14)$$

O fator de espessura de aro  $K_B$ , é dado por:

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B} & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (3.15)$$

### 3.1.7 Fator geométrico de resistência a flexão $J(Y_J)$

O fator J ( $Y_J$ ) da AGMA emprega um valor do fator de forma de Lewis, que também é detonado por Y; um *fator de concentração de fadiga*  $K_f$ ; e uma *razão de compartilhamento de carga no dente*  $m_N$ . A equação resultante para J, no caso de engrenagens cilíndricas de dentes retos e engrenagens helicoidais, é:

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (3.16)$$

Para facilitar o cálculo do fator geométrico da resistência a flexão J, utilizam-se o gráfico contido no anexo A, utilizando os números de dentes da engrenagem motora no eixo das abscissas localizando a curva correspondente a engrenagem acoplada, para assim determinar o fator geométrico J, que se situa no eixo das ordenadas.

### 3.1.8 Fatores de ciclagem de tensão $Y_N$ E $Z_N$

Os fatores de ciclagem de tensão  $Y_N$  e  $Z_N$  podem ser calculados de acordo com os gráficos situados no anexo B.

A utilização dos fatores de ciclagem é necessária já que os valores de tensão admissível AGMA para a flexão são definidos para  $10^7$  ciclos, como observado que para esse ciclo  $Y_N = 1$  e  $Z_N = 1$ . Então faz-se necessário a correção dos valores quando se deseja uma vida diferente dos  $10^7$  ciclos.

### 3.1.9 Fator de temperatura $K_T(Y_\theta)$

Quando a temperatura do óleo ou de corpo de engrenagem for de até  $120^\circ\text{C}$ , deve-se usar  $K_T = 1$ , já para temperaturas mais altas calcula-se através da equação 3.17.

$$K_T = \frac{273 + T}{393} \quad (3.17)$$

Onde T é a temperatura medida em graus Celsius.

Podem vir a ser viável a utilização de trocadores de calor para assegurar que as temperaturas de operação fiquem consideravelmente abaixo de 120°C, como é desejável para o lubrificante.

### 3.1.10 Fator de confiabilidade $K_R$ ( $Y_Z$ )

Para levar em consideração o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material devemos incluir o fator de confiabilidade na equação. A relação entre  $K_R$  e a confiabilidade é altamente não linear. Quando se faz necessário a interpolação, a interpolação linear é extremamente ineficiente. Para isso, é proposta uma transformação logarítmica. Assim, o fator de confiabilidade pode ser calculado através das equações 3.18.

$$K_R = \begin{cases} 0,658 - 0,0759 \cdot \ln(1 - R) & , \text{onde } 0,5 < R < 0,99 \\ 0,60 - 0,109 \cdot \ln(1 - R) & , \text{onde } 0,99 \leq R \leq 0,9999 \end{cases} \quad (3.18)$$

Sabendo que R é a confiabilidade que varia em um intervalo de 50% até 99,99%.

## 3.2 DIMENSIONAMENTO POR FADIGA DE CONTATO

A princípio analisaremos as equações para se calcular a tensão de contato e a tensão admissível de contato, para podermos obter um panorama geral do método de dimensionamento. (Equações 3.19 e 3.20)

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \cdot \sqrt{W^t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{K_m}{d_p \cdot F} \cdot \frac{C_f}{I}} & (\text{Sistema Imperial}) \\ Z_E \cdot \sqrt{W^t \cdot K_O \cdot K_V \cdot K_S \cdot \frac{K_H}{d_{w1} \cdot b} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}} & (\text{Sistema Internacional}) \end{cases} \quad (3.19)$$

$$\sigma_{c,all} = \begin{cases} \frac{S_C}{S_H} \cdot \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} & (\text{Sistema Imperial}) \\ \frac{S_C}{S_H} \cdot \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} & (\text{Sistema Internacional}) \end{cases} \quad (3.20)$$

Onde:

- $\sigma_C$  é a tensão de contato, psi (MPa)
- $\sigma_{C,all}$  é a tensão admissível de contato, psi (MPa)
- $C_P (Z_E)$  é o coeficiente elástico
- $C_f (Z_R)$  é o fator da condição superficial
- $d_p (d_{W1})$  é o diâmetro primitivo (de passo) do pinhão, in (mm)
- $F (b)$  é a menor largura, in (mm)
- $I (Z_I)$  é o fator geométrico para resistência de crateramento
- $S_C$  é a tensão de contato admissível, psi (MPa)
- $Z_N$  é o fator de ciclagem de tensão na vida
- $K_T (Y_\theta)$  são fatores de temperatura
- $K_R (Y_Z)$  são fatores de confiabilidade
- $S_H$  é o fator de segurança AGMA, uma razão de tensão

Considerando que uma engrenagem suporta a condição teórica de trabalho, a partir que a tensão de contato torna-se menor que a sua tensão admissível de contato, isto é, a tensão de contato aplicada deve ser menor que a tensão de contato admissível AGMA. A princípio analisaremos as equações para se calcular a tensão de contato e a tensão admissível  $\sigma_C$  se torna menor que a tensão admissível de contato  $\sigma_{C,all}$ , isto é, a tensão de contato que deverá ser aplicada deve ser menor que a tensão de contato admissível AGMA. A seguir será detalhado os fatores ainda não abordados.

### 3.2.1 Coeficiente elástico $C_P (Z_E)$

O coeficiente elástico  $C_P (Z_E)$  é uma variável onde seu cálculo é dependente das propriedades dos materiais do pinhão e da coroa. Para seu cálculo utiliza-se a Equação 3.21.

$$C_P = \left[ \pi \cdot \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right) \right]^{-1/2} \quad (3.21)$$

Para facilitar o seu cálculo a AGMA disponibilizou a tabela para consulta que está disponível no Anexo C.

### 3.2.2 Fator geométrico de resistência superficial I (Z<sub>I</sub>)

O fator Y é utilizado na equação de Lewis para introduzir o efeito da forma de dente na equação de tensão. Já o fator AGMA I pretende alcançar o mesmo propósito agora de uma forma mais elaborada. O fator I também é chamado pela AGMA de fator geométrico de resistência ao crateramento e pode ser definido segundo as equações abaixo:

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \cdot \text{sen } \phi_t}{2 m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engrenagens externas} \\ \frac{\cos \phi_t \cdot \text{sen } \phi_t}{2 m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engrenagens internas} \end{cases} \quad (3.22)$$

Onde:

- $\phi_t$  é o ângulo de pressão
- $m_G$  é a redução do engrenamento
- $m_N$  é a razão de distribuição de carga. Esta variável é igual a 1 para engrenagens cilíndricas de dentes retos.

### 3.2.3 Fator de condição de superfície C<sub>f</sub> (Z<sub>R</sub>)

O fator C<sub>f</sub> ou Z<sub>R</sub> é utilizado apenas no escopo da equação de resistência ao crateramento, e ele depende de:

- Acabamento superficial, conforme afetado por, mas não limite a, corte, rebarbação, lapidação, retífica, jateamento por granalha.
- Tensões residuais.
- Efeitos plásticos (encruamento por trabalho).

Segundo o Shigley, ainda não foram estabelecidas condições padrão de superfície para os dentes de engrenagens. E quando um efeito residual do acabamento superficial estiver presente, a AGMA especifica um valor de C<sub>f</sub> maior que a unidade.

### 3.2.4 Fator de razão de dureza $C_H$ ( $Z_W$ )

Na maior parte das vezes o pinhão possui menos dentes que a coroa, o que ocasiona mais ciclos de tensão de contato. Se tanto o pinhão quanto a coroa forem endurecidos de maneira completa, para obter uma resistência superficial uniforme se faz necessário um pinhão mais duro que a coroa. O fator de razão de dureza  $C_H$  é utilizado apenas para a coroa e tem como fundamento o ajuste as resistências superficiais com relação a esse efeito. O seu valor numérico pode ser obtido com base da equação abaixo:

$$C_H = 1 + A'(m_G - 1) \quad (3.23)$$

$$A = 8,98(10^{-3}) \left( \frac{HB_P}{HB_G} \right) - 8,29(10^{-3}) \quad (3.24)$$

Onde:

- $m_G$  é a redução do engrenamento
- $HB_P$  é dureza superficial do pinhão em dureza Brinell.
- $HB_G$  é dureza superficial da coroa em dureza Brinell.

## 3.3 ANÁLISE DA METODOLOGIA EMPREGADA

O trabalho ainda não abordou fatores como coeficiente de segurança e tensões aplicadas. Precisa-se prestar atenção a alguns detalhes importantes enquanto avaliamos e utilizamos esses fatores.

A princípio nós focaremos no escopo referente às tensões admissíveis AGMA tanto para a flexão quanto para a fadiga de contato. E estas são as tensões primordiais e específicas de problemas com engrenagens, e por causa disso que temos que nos apoiar na norma AGMA ou mesmo em bibliografias que tomam como base a mesma para se conseguir os valores requeridos para projeto.

Para poder chegar nos resultados das tensões admissíveis e as tensões aplicadas, tanto de flexão quanto de fadiga de contato teremos que seguir um caminho que, em cálculo convencional seria longo, utilizando a solução oferecida por este trabalho se torna uma tarefa extremamente mais simples. Para isso teremos que passar por todo o desenvolvimento desde o recebimento de dados iniciais, calcular dimensões, cargas e velocidades para poder desenvolver o resto do trabalho. Por fim, de posse dos dados iniciais poder calcular os fatores que se utilizam para trazer realidade as tensões da prática.

Utilizando-se de mais dados de entradas, quando necessário, de escolhas para o projeto que tornará dispensável o uso de tabelas, reduzindo as consultas a verificação em tela de três gráficos, podemos finalizar os dados necessários para a tensão de flexão, assim necessitando apenas os necessários para a fadiga de contato.

Na fadiga de contato necessitaremos saber o material utilizado e o tratamento térmico e mecânico para a obtenção do material que será utilizado para a fabricação da engrenagem, além de sua dureza e outros fatores relacionados a sua aplicação e geometria. Assim concluímos todos os dados de entrada e podemos obter todos os valores finais.

Após clicar em finalizar temos acesso as tensões de flexão, tensão de contato, os fatores de segurança além do que será a maior ameaça ao seu projeto, para podermos alertá-los do que seria o mais provável problema e risco de falha no uso e desgaste da engrenagem para que assim o projetista possa escolher como moldar e modificar os parâmetros necessários para atingir o produto que deseja.

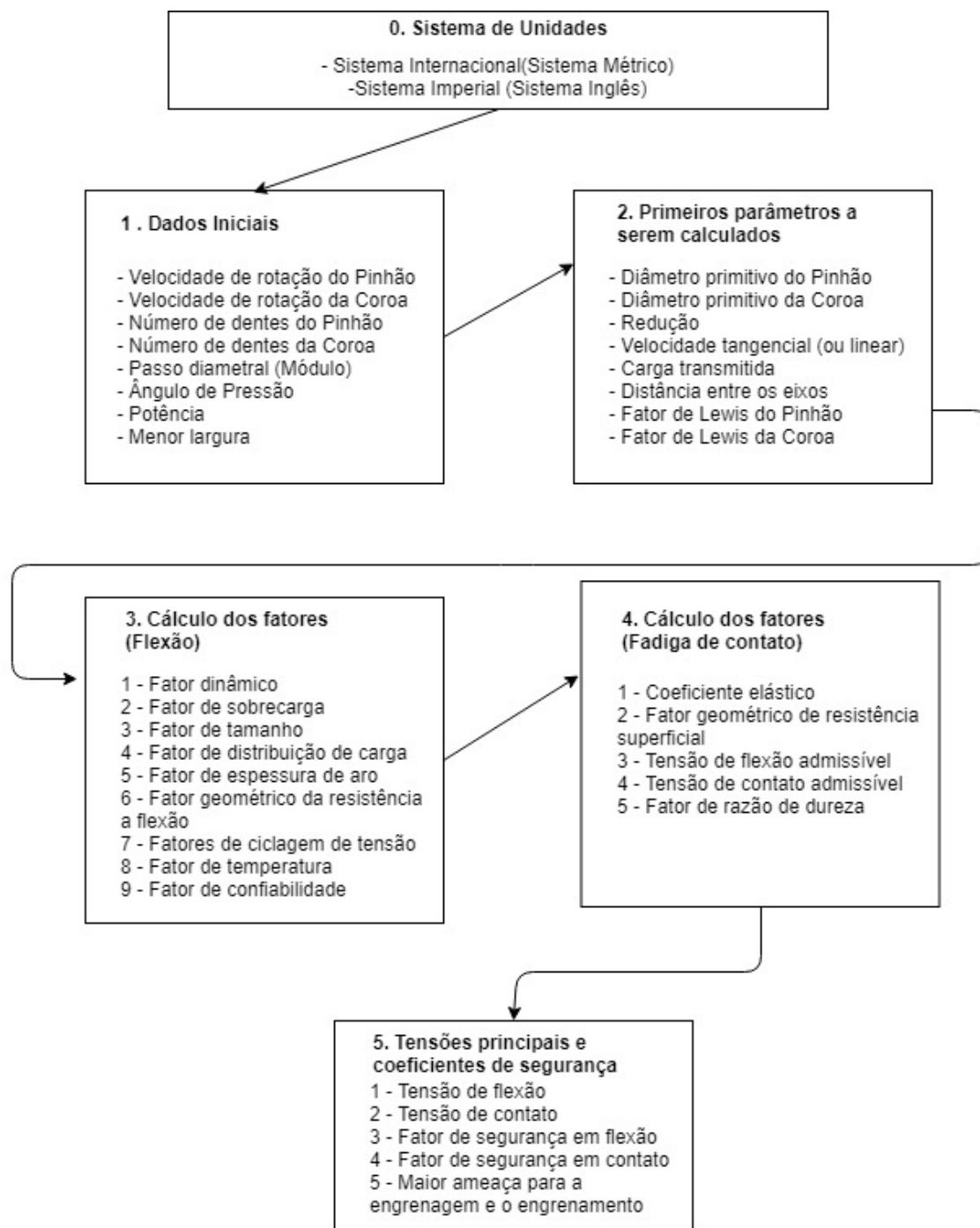
#### **4 DESENVOLVIMENTO DE UMA SOLUÇÃO WEB, TOMANDO COMO BASE A NORMA AGMA, PARA DIMENSIONAR ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**

Agora abordada a metodologia que será utilizada, o trabalho mostrará a implementação de uma interface *web* utilizando as linguagens de marcação e estilização HTML5 e CSS3, além do uso de JavaScript para se fazer os cálculos e manejos de interface. Optou-se por tal abordagem pela grande usabilidade e facilidade de acesso das máquinas atualmente a *web* e pela modernização e inclusão dos usuários que desejam acessá-la.

Para chegar em um resultado favorável a solução desenvolvida também traz os resultados das interpolações necessárias, como por exemplo para se obter o fator de Lewis, que é dado em função ao número de dentes da engrenagem. A diante o trabalho explicará a estrutura e os passos que a solução desenvolvida fará para trazer seus resultados. Essa estrutura será organizada em forma de fluxograma para facilitar o entendimento.

Dando início com a Figura 4.1, o objetivo é a compreensão holística sobre o desenvolvimento e como a solução apresentada funciona. A princípio há a necessidade de se inserir os dados iniciais, e em seguida calculará com requisitos que se foi proposto. A tecnologia usada para a leitura e os cálculos desses dados na plataforma é o JavaScript e ainda com ele, se utiliza também a biblioteca jQuery para a busca dos dados nas células de formulário da página.

Figura 4.1 - Funcionamento do programa principal



Fonte: Elaborada pelo autor

Para começar, realiza-se os cálculos das variáveis que estão no segundo bloco do fluxograma como os diâmetros primitivos, a velocidade, a carga, entre outros. Esses fatores serão essenciais para calcular os mais diferentes parâmetros pois as mesmas serão utilizadas nas mais diversas fórmulas e cálculos com a finalidade de evitar

retrabalho recalculando valores para cada procedimento que necessitar realizar. Vale salientar que o cálculo do fator de Lewis tanto do pinhão quanto da coroa talvez seja necessário fazer uma interpolação linear entre os valores tabelados já mostrados na Tabela 3.2. A solução *web* já utiliza os valores da tabela ou interpola automaticamente quando não encontrado valores tabelados, tudo isso graças ao poder da linguagem de programação JavaScript.

Já no terceiro bloco do fluxograma da Figura 4.1, iniciaremos calculando o fator dinâmico. Para o cálculo do fator, é utilizado duas variáveis sendo uma a velocidade tangencial, obtida no bloco 2 e será necessário um novo dado de entrada que é a qualidade AGMA  $Q_v$ , que é explicado anteriormente na sessão 3.1.2 deste mesmo trabalho. Assim, conseguimos calcular as duas variáveis A e B para chegar a saída calculada do fator dinâmico.

Agora, deverá ser calculado o fator de sobrecarga. Ele necessitará de uma entrada do usuário indicando o tipo de choque causado na engrenagem movida (carga) e no acionamento (engrenagem motora) para assim ter o seu retorno como já foi discutido na sessão deste fator na sua respectiva sessão 3.1.3. Para dar os dados é necessário apenas escolher em opções fornecidas como botões de rádio que a página automaticamente ajustará sua escolha conforme a tabela fornecida pela literatura.

Para ter a possibilidade de determinar o fator de tamanho precisamos utilizar como entrada a menor largura, o passo diametral e dos valores dos coeficientes de Lewis tanto do pinhão quanto da coroa utilizando, quando necessário, a técnica de interpolação. Entretanto esses dados já foram dados pelo usuário na primeira parte da página não sendo necessário repeti-los. Também aqui a solução se mostra extremamente eficiente já que não necessitará consulta a literatura dos usuários para o cálculo deste fator nem o cálculo manual da interpolação. Para calculá-lo seguiremos as instruções já devidamente explanadas na sessão 3.1.4

Em seguida chegaremos no fator de distribuição de carga, que funciona de acordo a sessão 3.1.5 com seus detalhes e fórmulas bem explicados. Este ponto é de extrema importância pois o usuário saberá, além do fator de distribuição de carga que necessita calcular, também se a engrenagem cilíndrica de dentes retos que está

projetando possui *crowning*, ou seja, coroamento que é um abaulamento em sua ponta, que fará toda a diferença principalmente no momento de se adquirir o coeficiente de segurança. A informação adquirida do coroamento será de extrema importância em outros fatores que serão calculados a frente, como exemplo o coeficiente de segurança. Além disso ele necessita de entradas sobre localização do pinhão nos mancais e o tipo de engrenamento. Para isso a solução apresentada trará em botões para o usuário possa escolher e fazer seu projeto recalculando como mais lhe for conveniente as propriedades que são aí apresentadas.

Agora, partiremos para o fator de espessura de aro ou borda, que a literatura diz que é necessário leva-lo em consideração apenas quando a espessura do aro não é o suficiente para proporcionar suporte completo a raiz do dente, e apenas nesse caso necessitará de valores de entrada como o dedendo, o adendo. Além delas, há a necessidade de também dar como entrada do usuário raio do furo. Ou seja, ela só será diferente de uma unidade quando se encaixar nessas duas condições. Vale salientar a facilidade que a solução apresentada oferece, já que o projetista não necessitará de consulta a literatura para determinar o fator, pois os valores da mesma já se encontram dentro da nossa solução, apenas entrar com os dados caso necessário.

Necessitamos também calcular o fator de geométrico de resistência a flexão, e seu resultado é encontrado baseando-se no gráfico situado no anexo A. Ou seja, a partir do gráfico o usuário deve inserir o valores do coeficiente tanto para o pinhão quanto para a coroa, incluindo os seus fatores de correções relacionados. Já que não houve disponibilização das equações utilizadas nos gráficos pela literatura, faz-se necessário a consulta direta do usuário para determinar o seu fator. Para isso irá ser necessário o número de dentes tanto do pinhão quanto da coroa de acordo com o já discutido na sessão 3.1.7. A página desenvolvida consta com a tabela que é acessada apenas com um toque para que possa dar como entrada os valores necessários do fator geométrico de resistência a flexão tanto do pinhão quanto da coroa.

Agora iremos discutir o fator de ciclagem de tensão. Para este fator necessitamos algumas entradas imediatas como o número de ciclos que o pinhão estará submetido, no caso a entrada é necessário apenas a ordem do expoente do número de ciclos.

Como no fator anterior, também disponibilizamos os gráficos para se tirar os resultados dos coeficientes e expoentes necessários para se calcular o  $Y_n$  e o  $Z_n$ . Com isso o programa já calcula também os fatores de ciclagem de tensão da coroa, com base na redução já calculada no bloco 2 da Figura 4.1.

Em seguida calcularemos fatores mais simples de serem determinados. No caso do **fator de temperatura** obtemos o seu valor calculando de uma forma muito simples, caso a temperatura de trabalho seja inferior a  $120^\circ\text{C}$  não há a necessidade de se conhecer o seu valor, apenas caso contrário. Com o **fator de confiabilidade** não é diferente, apenas é necessário apenas que se determine antes a confiabilidade que se deseja trabalhar. Para isso, dispusemos das equações já explicadas no devido tópico com base na norma AGMA.

Agora entramos no terceiro bloco da Figura 4.1, onde se trata do cálculo dos fatores para o dimensionamento por fadiga de contato. Inicialmente teremos a necessidade de entrada do material das engrenagens, tanto do pinhão quanto da coroa para calcular o coeficiente elástico, como já falado na sessão 3.2.1. A partir da entrada dos seus materiais se utiliza de uma tabela já programada na página como a do Anexo C, que trará o valor do coeficiente elástico novamente eliminando a necessidade de consulta de tabelas.

Já no caso do fator geométrico de resistência superficial há uma decisão extremamente simples, que tange a geometria e aplicação da engrenagem que é o seu modelo, ou seja, se ela será externa ou interna. Com apenas essa entrada a página calcula automaticamente o seu fator geométrico de resistência superficial.

No caso da tensão de flexão admissível algo muito prático pode-se encontrar na solução *web* proposta, pois uma caixa de escolha é sugerida para o tipo de tratamento térmico/mecânico ou até mesmo químico que o material e a engrenagem recebeu. As opções da caixa mudam de acordo com o material que foi escolhido no coeficiente plástico, para evitar incoerências como escolher o material como aço e usar o tratamento do pinhão para pegar o valor tabelado da tensão de flexão admissível de um bronze fundido em areia. Após a seleção do tratamento adequado também, em alguns casos, se faz necessária a entrada da dureza do pinhão em dureza Brinell.

Por fim o fator de razão de dureza e a tensão de contato admissível já teve suas entradas necessárias dadas ao programa, não se fazendo necessária qualquer tipo de nova entrada para o seu cálculo. Por fim agora basta entrar na opção de finalizar para ver os resultados finais das tensões principais e os coeficientes de segurança que estão sendo trabalhados.

Com as tensões de flexão e contato, além dos fatores de segurança em flexão e os fatores de segurança em desgaste tanto para o pinhão quanto para a coroa pode-se saber a maior ameaça possível para a sua engrenagem e assim poder propor soluções para evita-la. Assim a página se encerra com valores extremamente adequados e de acordo com a literatura vigente.

## 5 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS

Agora abordada a metodologia que será utilizada, o trabalho mostrará a implementação de uma interface *web* utilizando as linguagens de marcação e estilização *HTML5* e *CSS3*, além do uso de *JavaScript* para se fazer os cálculos e manejos de interface. Optou-se por tal abordagem pela grande usabilidade e facilidade de acesso das máquinas atualmente a *web* e pela modernização e inclusão dos usuários que desejam acessá-la. Sua página inicial pode ser observada na Figura 5.1.

Figura 5.1 - Página inicial da solução



Fonte: Elaborada pelo autor

Para identificar falhas e erros, conhecidos como *bugs* foram realizados diversos testes na página e comparando os resultados obtidos com os exercícios resolvidos do livro e também com o seu gabarito. Os resultados prévios foram extremamente satisfatórios, não tendo sido apenas comparado os resultados, mas também cada variável necessária para poder determina-los.

Nos casos de valores que são calculados através de tabela ou equações já modeladas ou funções bem definidas, a solução mostrou um ótimo trabalho de lidar com seus valores e calculá-los precisamente, no caso de gráficos, nem todos puderam ser modelados deixando ao usuário o único trabalho de consultar o gráfico para definir os fatores pedidos mas foi disponibilizado de forma simples e rápida a consulta na solução apresentada.

Agora será tratado e mostrado um exemplo resolvido do livro Elementos de Máquinas de Shigley (2011) para ilustrar e averiguar a eficiência e eficácia da página na solução de um problema. Será trabalhado o exemplo 14-4 do livro, contido na página 774. Os dados fornecidos pelo problema são:

- Número de dentes do pinhão: 17 dentes;
- Número de dentes da coroa: 52 dentes;
- Rotação do pinhão: 1800 rpm;
- Passo diametral: 10 dentes por polegada
- Ângulo de pressão: 20°
- Potência: 4 hp;
- Menor largura 1.5 polegadas;
- Qualidade AGMA 6;
- O carregamento é suave em razão ao tipo de motor e carga;
- Perfil de dente sem coroa;
- Engrenagens montadas entre mancais, ficando com mancais imediatamente adjacentes;
- Uma redutora de engrenagem comercial fechada
- Fator geométrico de resistência a flexão  $J_P = 0,30$  e  $J_G = 0,40$ ;
- Utilizar  $Y_N = 1.3558 \cdot N^{-0,0178}$ ,  $Z_N = 1,4488 \cdot N^{-0,023}$ ;

- Vida assumida de  $10^8$  ciclos;
- Confiabilidade desejada de 90%;
- Material do pinhão: aço de grau 1 de núcleo completamente endurecido de dureza da superfície de dente de 240 Brinell;
- Material da coroa: aço de grau 1 de núcleo completamente endurecido com dureza da superfície do dente de 200 Brinell;

Inserimos esses dados na página e os resultados gerados por ela podem ser vistos na Figura 5.2. Agora compararemos eles com os resultados dados pela bibliografia na Tabela 5.1.

Figura 2 - Resultados gerados pela solução web

**Cálculo dos Fatores para o Dimensionamento por Fadiga de Contato e Tensões Admissíveis**

**Coeficiente Elástico  $C_p (Z_p)$**

Material Pinhão	Aço	Material Coroa	Aço
$C_p (Z_p)$	2300 vpsi		

**Fator Geométrico da Resistência Superficial I ( $Z_f$ )**

Modelo de Engrenagem	* Engrenagem Externa ○ Engrenagem Interna	$I (Z_f)$	0.12110491196992772
----------------------	--	-----------	---------------------

**Tensão de Flexão Admissível  $S_\sigma$**

Tratamento do Pinhão	Endurecido completo Gr1	Tratamento da Coroa	Endurecido completo Gr1
Dureza Pinhão	240	Dureza Coroa	200
$(S_\sigma)_p$	31352 psi	$(S_\sigma)_G$	28260 psi

**Tensão de Contato Admissível  $S_c$**

$(S_c)_p$	106380 psi	$(S_c)_G$	93500 psi
-----------	------------	-----------	-----------

**Fator de Razão de Dureza  $C_{II}$**

$C_{II}$	1.0051182352941177
----------	--------------------

Finalizar

**Tensões Principais e Coeficientes de Segurança**

**Tensão de Flexão  $\sigma$**

$(\sigma)_p$	6416.875909266786 psi	$(\sigma)_G$	4852.254036969196 psi
--------------	-----------------------	--------------	-----------------------

**Tensão de Contato  $\sigma_c$**

$(\sigma_c)_p$	70330.7006511816 psi	$(\sigma_c)_G$	70619.43796496022 psi
----------------	----------------------	----------------	-----------------------

**Fator de Segurança em Flexão  $S_f$ ; Fator de Segurança em Desgaste  $S_H$**

$(S_f)_p$	5.550816458875502	$(S_f)_G$	6.749735487127873
$(S_H)_p$	1.6685649145551558	$(S_H)_G$	1.4985911759038788

**Ameaça para a Engrenagem e Engrenamento**

Ameaça Pinhão	Desgaste de contato	Ameaça Coroa	Desgaste de contato
---------------	---------------------	--------------	---------------------

© Philippe Rocha 2014

Fonte: Elaborada pelo autor

Nota-se que os valores estão expressivamente próximos dos valores encontrados no Shigley (2011). Acredita-se ainda que devido ao fato da solução usar mais de dez casas decimais no cálculo, que a solução apresente um resultado mais próximo do real. Na Tabela 5.1 ainda pode-se encontrar a diferença em porcentagem das duas soluções, tendo a maior diferença para as tensões de 0,057% e para os fatores de segurança de 1,429%.

Tabela 5.1 - Comparação entre os valores calculados pela página e pelo Shigley (2011)

Método	Incógnita	Flexão		Fadiga de Contato	
		Pinhão	Coroa	Pinhão	Coroa
Solução web	Tensão (psi)	6416,88	4852,25	70330,7	70619,4
	F.S.	5,55082	6,74974	1,668565	1,49859
Shigley	Tensão (psi)	6417	4854	70360	70660
	F.S.	5,62	6,82	1,69	1,52
Diferença (%)	<b>Tensão</b>	<b>-0,002%</b>	<b>-0,036%</b>	<b>-0,042%</b>	<b>-0,057%</b>
	<b>F.S.</b>	<b>-1,246%</b>	<b>-1,041%</b>	<b>-1,285%</b>	<b>-1,429%</b>

Fonte: Elaborada pelo autor

Era de se esperar diferenças e efeitos acumulativos decorrente dos fatores mas isso não foi encontrado, pelo contrário, houve uma convergência muito significativa de valores. O resultado por fim foi extremamente satisfatório do ponto de vista tanto de precisão, quanto de velocidade para se conseguir os resultados.

## **6 CONCLUSÃO**

Segundo Norton (2013) as falhas mais importantes na fase de projeto e aplicação são as por flexão no pé do dente e por fadiga de contato. Por esse fator a AGMA (American Gear Manufacturers Association) desenvolveu sua abordagem, criando a norma AGMA, para reger os projetos para dimensões e desenvolvimento de engrenagens.

A partir da metodologia proposta foi possível dimensionar, explanando todas as características cruciais e fundamentais que são necessárias para o projeto e, que também, requerem mais cautela aos projetistas devido a sua importância nas aplicações. Visando a atenção e os detalhes do projeto foi desenvolvida uma solução buscando acelerar e otimizar o processo, através dos valores tabelados que são de recomendação na literatura. Desta forma a solução desenvolvida possibilita ainda a alta compatibilidade de acesso, que não restringe a uso de softwares específicos, utilizando apenas o navegador que é nativo em quase a totalidade dos computadores pessoais nos dias de hoje.

Após o desenvolvimento fez-se necessário validar os dados para que a solução apresentada se mostrasse de acordo com as necessidades e precisão requeridas pelo mercado, assim foi possível obter um resultado extremamente próximo ao do Shigley (2011), levando em consideração mais casas decimais, como no exemplo apresentado.

Com resultados extremamente precisos pode-se evidenciar a praticidade da solução que pode ser acessada até mesmo pelo seu *Smartphone* estando em campo, poupando a necessidade de consulta de literatura, dezenas de tabelas e gráficos para se concluir o seu projeto. Por fim, o resultado obtido foi extremamente satisfatório, seguindo o que foi proposto por sua premissa.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

AGMA, **Gear Nomenclature, Definitions of Terms with Symbols. ANSI/AGMA Standard 1012-F90**. American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314, 1990.

AGMA, **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. ANSI/AGMA Standard 2001-B88. American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314, 1988.

AGMA, **Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical, and Herringbone Gear Teeth**. ANSI/AGMA Standard 908-B89. American Gear Manufacturers Association, 1500 King St., Suite 201, Alexandria, Va., 22314, 1989.

Apostila para o curso: EM 718 – Elementos de Máquinas II; **Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**; Faculdade de Engenharia Mecânica UNICAMP; Universidade Estadual de Campinas.

BACK, N. (1983) Metodologia de projeto de produtos industriais. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 385p.

BUDYNAS, R. G.; Nisbett, J. Keith. (2011) **Elementos de Máquinas de Shigley** 8. ed. São Paulo: McGraw-Hill.

COLLINS, J. **Projeto mecânico de elementos de máquinas**: uma perspectiva de prevenção de falhas. São Paulo: Editora LTC, 2006.

CUNHA, Lauro Salles, CRAVENCO, Marcelo Padovani. **Manual prático do mecânico**. São Paulo: Ed. Hemus, 2003

FAIRES, V. M. **Elementos orgânicos de máquina**. Rio de Janeiro: Ed. LTC, 1971. v. I e II

FARIA, L. **Folhas de Órgãos de Máquinas**. Instituto Superior Técnico. 1959. Páginas de catálogos:

FERNANDES O.C. (1997) Apostila de elementos de máquinas: introdução ao projeto de engrenagens cilíndricas, Departamento de Engenharia Mecânica, EESC, USP.

FRANCESCHI, A.; Antonello G. M. (2014) **Elementos de Máquinas**. Colégio Técnico Industrial – UFSM.

Gordo, N. Ferreira, J. **Telecurso 2000**, Brasil.

Grupo de Projeto. **Aula 2 - Transmissões por Engrenagens**. Aula de Complementos de Elementos de Máquinas 2, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 48 transparências.

Grupo de Projeto. **Aula 3 - Transmissões por Engrenagens**. Aula de Complementos de Elementos de Máquinas 2, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 48 transparências.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. São Paulo: Ed. Érica Ltda., 2008.

MOURA B., C. Martins Ferreira, J. Domingos da Costa, J. Silva Ribeiro, A. **Projecto de Órgãos de Máquinas**. Fundação Calouste Gulbenkian. 2005.

NASSER, M. (2012). **Desenvolvimento de um programa de verificação de engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais**. Escola de Engenharia de São Carlos, USP.

NIEMANN, G. (1971) Elementos de máquinas. V.1; 2 e 3. São Paulo: Edgard Blücher, Ltda.

NORTON, R. L. (2006) **Machine Design: An Integrated approach**. 3. ed. Worcester, Massachusetts: Pearson Prentice Hall.

PRESSMAN, R. (1996) **Engenharia de software**. São Paulo, McGraw Hill p. 177-229; p.231-279.

PROVENÇA, F. **Projetista de máquinas**. São Paulo: Ed. PROTEC,1978. v. I, II e III.

SANTOS, A. A. (2003) **Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos**. Apostila para os Cursos: Sistemas Mecânicos e Elementos de Máquinas, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, UNICAMP.

SHIGLEY, J.E.; Mischke, C.R.; Budynas, R.G. (2006) **Projeto de Engenharia Mecânica**, Bookman.p.627-724.

SILVEIRA, Z.C. (1999) **Desenvolvimento de um sistema computacional de auxílio ao cálculo e desenho de elementos de máquinas**. Dissertação de mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 180 p.

TELECURSO MECÂNICA. **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro: Ed. Globo, 1984. v. I e II.

<<http://science.howstuffworks.com/>>. Acesso em: 24 jan.2018.

<<http://www.hexagon.com/>>. Acesso em: 12 fev. 2018.

<<http://www.pwr-tools.com/>>. Acesso em: 21 fev. 2018.

<<http://www.mitcalc.com/>>. Acesso em: 14 mar.2018.

<<https://pt.slideshare.net/EduardoMartini2/cap7-engrenagens>> acesso em: 28 de abril 2018

<<http://caixasdevelocidades.com/index.html>>, acesso em Maio de 2018.

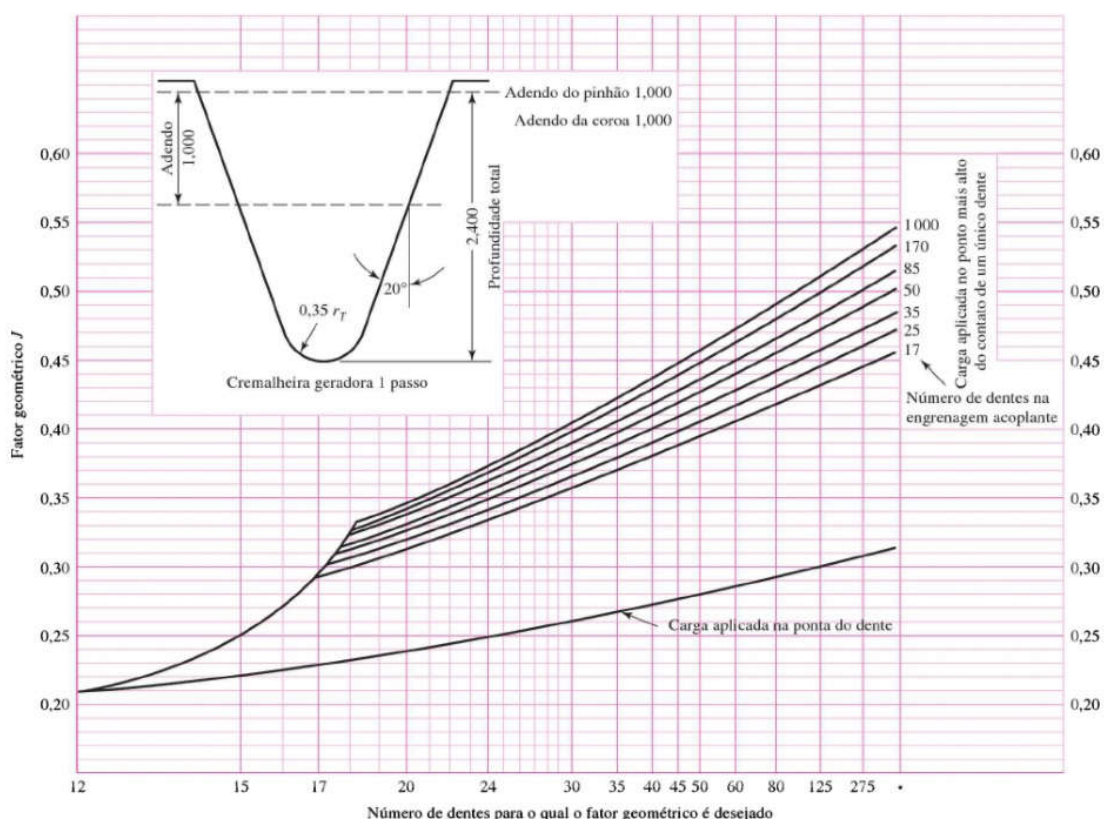
<<http://algarvepontosdevista.blogspot.pt>>, acesso em Maio de 2018.

<<http://www.thinkgeek.com/product/c1de/>>, acesso em Maio de 2018.

<<http://www.rexnord.com>>, acesso em Maio de 2018.

## ANEXO A – FATOR GEOMÉTRICO DE FLEXÃO J DA AGMA SEGUNDO SHIGLEY (2011)

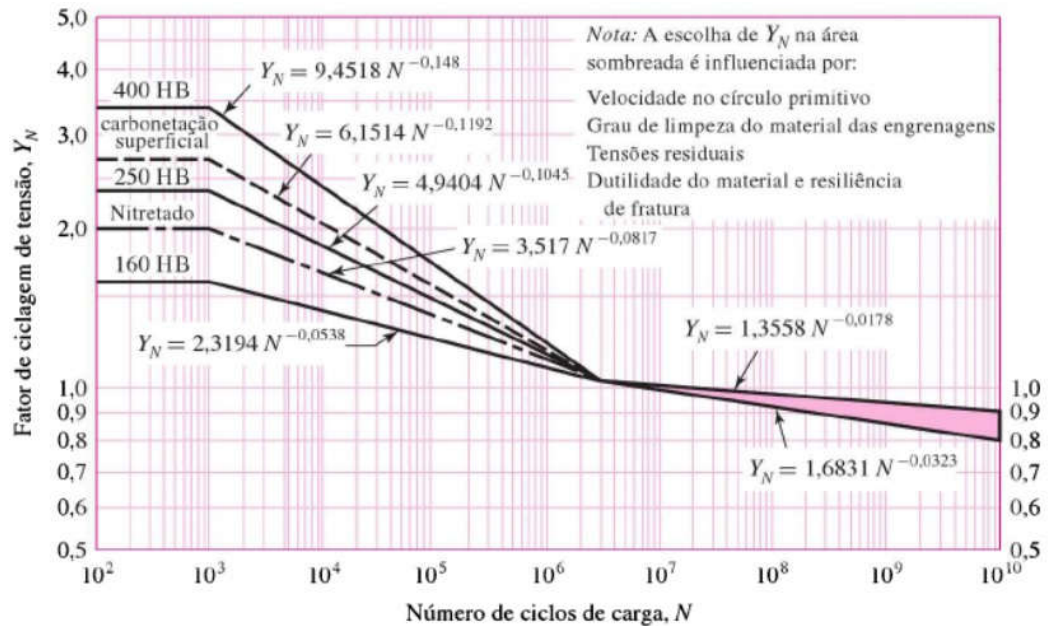
Figura A.1: Fatores geométricos de flexão de engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: O gráfico é da AGMA 218.01, que é consistente com dados tabulares da presente AGMA 908-B89. O gráfico é conveniente para fins de projeto.

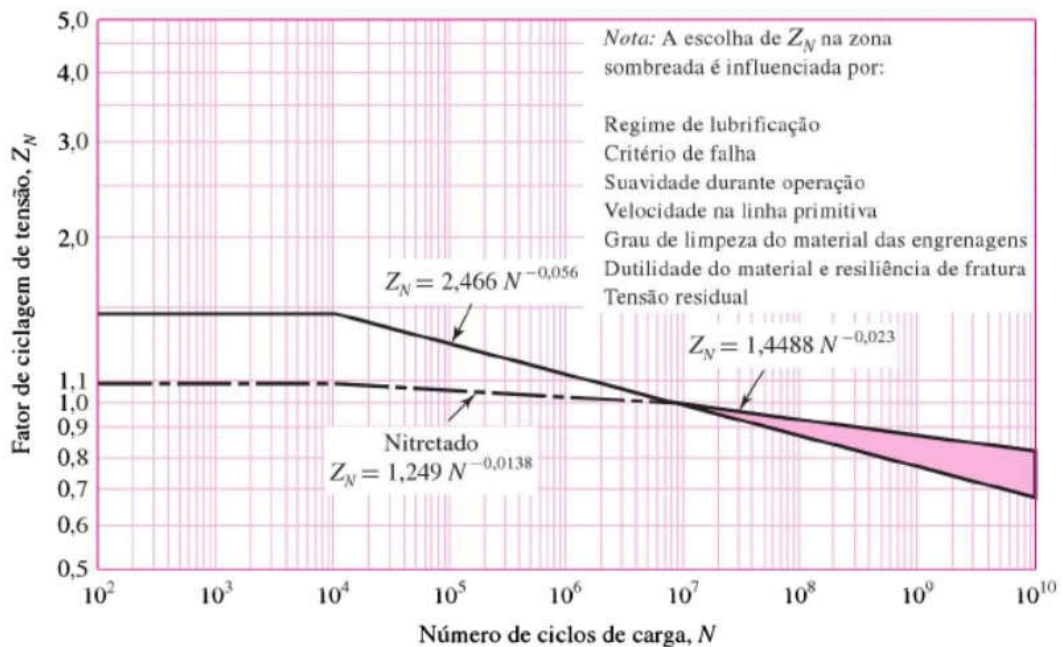
ANEXO B – FATORES DE CICLAGEM DE TENSÃO  $Y_N$  E  $Z_N$  SEGUNDO SHIGLEY  
(2011)

Figura B.1: Fator de ciclagem de tensão  $Y_N$  para a resistência de flexão sob carregamento repetido.



Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011)

Figura B.2: Fator de ciclagem de tensão para a resistência ao crateramento  $Z_N$ .



Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011)

ANEXO C – COEFICIENTE ELÁSTICO  $C_p$  DA AGMA SEGUNDO NORTON (2013)Figura C.1: Coeficiente elástico  $C_p$  da Agma em unidades de  $(\text{psi})^{0,5}$  ( $[\text{MPa}]^{0,5}$ )**Tabela 12-18 O coeficiente elástico  $C_p$  da AGMA em unidades de  $(\text{psi})^{0,5}$  ( $[\text{MPa}]^{0,5}$ )\* †**

Material pinhão	$E_p$ psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: Norton (2013)