

BRUNO COELHO DIAS

**O EXCEL COMO FERRAMENTA DE SOFTWARE NO AUXÍLIO DE PROJETOS
MECÂNICOS VOLTADOS PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO**

Guaratinguetá - SP

2024



BRUNO COELHO DIAS

**O EXCEL COMO FERRAMENTA DE SOFTWARE NO AUXÍLIO DE PROJETOS
MECÂNICOS VOLTADOS PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Francisco José Grandinetti

Guaratinguetá – SP

2024

D541e	<p>Dias, Bruno Coelho</p> <p>O Excel como ferramenta de software no auxílio de projetos mecânicos voltados para sistemas de transmissão / Bruno Coelho Dias - Guaratinguetá, 2024. 91 f: il. Bibliografia: f. 91</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2024.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Francisco José Grandinett</p> <p>1. Excel (Programa de computador). 2. Correias e transmissão por correias. 3. Engrenagens. 4. Projetos de engenharia. I. Título.</p> <p>CDU 621.83</p>
-------	--

BRUNO COELHO DIAS


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Celso Tuna
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FRANCISCO JOSÉ GRANDINETTI
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. ÁLYARO MANOEL DE SOUZA SOARES
UNESP-FEG



Profa. Dra. THAIS SANTOS CASTRO
UNESP-FEG

Janeiro de 2024

BRUNO COELHO DIAS

NASCIMENTO 10.06.1997 – Cambuí/MG

FILIAÇÃO Valmir Donizete Dias
Silvana Coelho Dias

2016/2023 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista – “Júlio de Mesquita Filho”, Campus
de Guaratinguetá.

Dedico este trabalho aos meus pais que sempre me apoiaram nesta jornada. Também dedico este trabalho à minha noiva Thaís Cerqueira Brandi por me apoiar em todos os momentos e ser a minha eterna companheira nesta vida. E por fim as minhas quatro estrelas no céu Vô Geraldo, Vó Yolanda, Vô José e Vó Luiza, vocês estarão sempre em meu coração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente à toda a minha família pelo apoio ao longo destes anos, pelo amor e carinho que todos tiveram comigo ao longo de toda minha trajetória acadêmica, me deram forças e me ajudaram em todas minhas dificuldades.

Agradeço aos meus amigos e companheiros, especialmente da República Cevada & Kana, que me proporcionaram uma segunda família, e claro para nossa segunda mãe Dona Hercilía, mais conhecida como Titia, que nos deu todo suporte e apoio para que conseguíssemos continuar nessa longa jornada

Agradeço à minha namorada, noiva, amiga, companheira, Thaís, por todo suporte que me deu em todos estes anos juntos incondicionalmente em todos os momentos, com certeza isso foi fundamental para completar essa minha jornada.

E por fim agradeço ao meu querido professor e orientado Prof. Dr. Francisco José Grandinetti, por toda paciência e suporte no desenvolvimento deste trabalho, a todos os professores e funcionários que proporcionaram momentos únicos e contribuíram no dia a dia para minha formação.

RESUMO

Os sistemas de transmissão desempenham um papel fundamental na engenharia mecânica e na automação de processos industriais. Eles são responsáveis por transmitir movimento e potência de uma fonte de energia para máquinas e equipamentos, desempenhando um papel crucial em uma variedade de aplicações industriais e mecânicas. Entre os principais componentes destes sistemas, destacam-se as correias e polias, correntes e engrenagens. Este trabalho de graduação visa explorar a intersecção desses dois campos aparentemente distintos: sistemas de transmissão e o programa especialista em Excel. O conhecimento aprofundado em sistemas de transmissão pode ser aplicado no contexto do Excel para melhorar processos, resolver problemas, aprimorar a eficiência e com isso auxiliar em projetos de dimensionamentos de sistemas de transmissão. Assim, o objetivo é criar um programa especialista com utilizando o software Microsoft Excel para auxiliar no projeto de dimensionamento de sistemas de transmissão de correias e polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas. A utilização da ferramenta Excel como suporte para análise, cálculos e modelagem dos sistemas de transmissão. Serão demonstrados exemplos práticos de como a plataforma Excel pode ser usada para simular diferentes cenários, otimizar o projeto de transmissões e avaliar o desempenho de cada sistema. A comparação entre os sistemas de transmissão mecânica será realizada com base em critérios como eficiência de transmissão de potência, durabilidade e aplicabilidade em diferentes contextos industriais. Por fim, serão apresentados casos de estudo e análises quantitativas para embasar a tomada de decisão na escolha do sistema mais adequado para determinadas aplicações.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas de transmissão; Correias e Polias; Correntes; Engrenagens; Excel; Projeto de sistemas de transmissão.

ABSTRACT

Transmission systems occupy an integral position in the fields of mechanical engineering and the mechanization of industrial processes. These systems are essential for transporting movement and power from a primary energy source to various machines and devices, playing an indispensable role in a multitude of industrial and mechanical applications. Among the components of these systems are belts and pulleys, chains and gears. This academic thesis seeks to examine the convergence of two apparently disparate fields: transmission systems and the advanced Excel program. In-depth knowledge of drivetrains can be skillfully applied within Excel to improve procedural efficiency, address complex issues and enhance overall performance, thus making a significant contribution to the design and dimensioning of drivetrains. The aim of this work is to develop a sophisticated program using Microsoft Excel software to facilitate the process of designing transmission systems, specifically those that include belts and pulleys, roller chains and cylindrical gears. The use of Excel as a fundamental tool for the analytical evaluation, computational accuracy and modeling of transmission systems will be rigorously examined. This thesis will present pragmatic examples that elucidate how Excel can be used effectively to simulate various scenarios, optimize the design of transmissions and evaluate the effectiveness of various systems. A comparative analysis of mechanical transmission systems will be carried out, based on parameters such as power transmission efficiency, longevity and adaptability in various industrial contexts. In conclusion, the thesis will present case studies and quantitative evaluations to support decision-making processes in selecting the most suitable system for specific industrial applications.

KEYWORDS: Transmission systems; Belts and pulleys; Chains; Gears; Excel; Design of transmission systems.

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

FEG	Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
UNESP	Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”
ANSI	American National Standards Institute
AGMA	American Gear Manufactures Association

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
2	OBJETIVOS	11
2.1	OBJETIVO GERAL	11
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
3.1	SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: CORREIAS E POLIAS	12
3.1.1	Dimensionamento de correias e polias	14
3.2	SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: CORRENTES	32
3.2.1	Dimensionamento de sistemas de transmissão por correntes de rolos	34
3.3	SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	45
3.3.1	Dimensionamento de Engrenagens cilíndricas de Dentes Retos.....	45
4	METODOLOGIA DO PROJETO ESPECIALISTA EM EXCEL PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	67
4.1	EXCEL E SUA UTILIZAÇÃO EM PROJETOS	67
4.2	A PROGRAMAÇÃO LÓGICA PARA CONSTRUÇÃO DO PROJETO ESPECIALISTA PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	67
4.2.1	Programa especialista: Correias e Polias	68
4.2.2	Programa especialista : Correntes de Rolos.....	72
4.2.3	Programa especialista: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos	74
4.3	VALIDAÇÃO DE PARÂMETROS: CORREIAS E POLIAS, CORRENTES DE ROLOS E ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS	80
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES DO PROGRAMA ESPECIALISTA ...	82
6	CONCLUSÕES.....	88
7	TRABALHO FUTURO	89
	REFERÊNCIAS	91

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de transmissão desempenham um papel fundamental na engenharia mecânica e na automação de processos industriais. Eles são responsáveis por transmitir movimento e potência de uma fonte de energia para máquinas e equipamentos, desempenhando um papel crucial em uma variedade de aplicações industriais e mecânicas. Entre os principais componentes destes sistemas, destacam-se as correias e polias, correntes e engrenagens.

No contexto atual, onde a eficiência e a automação são prioridades em diversas áreas, como a indústria e o mundo corporativo, a compreensão e o uso eficaz desses sistemas de transmissão são essenciais. Além disso, o conhecimento em ferramentas de software, como o Microsoft Excel, é um requisito cada vez mais importante para profissionais de diversas áreas, pois o Excel desempenha um papel crucial na análise de dados e na tomada de decisões baseadas em informações.

Este trabalho de graduação visa explorar a intersecção desses dois campos aparentemente distintos: sistemas de transmissão e o programa especialista em Excel. O conhecimento aprofundado em sistemas de transmissão pode ser aplicado no contexto do Excel para melhorar processos, resolver problemas, aprimorar a eficiência e com isso auxiliar em projetos de dimensionamentos de sistemas de transmissão.

Para atingir esse objetivo, primeiro define-se os principais conceitos relacionados a sistemas de transmissão, incluindo correias e polias, correntes e engrenagens. Vamos analisar suas características, aplicações e considerações de projeto. Em seguida, investigaremos as capacidades e ferramentas oferecidas pelo Excel, destacando como essas podem ser utilizadas para modelagem e análise de sistemas de transmissão.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Criar um programa especialista com utilizando o software Microsoft Excel para auxiliar no projeto de dimensionamento de sistemas de transmissão de correias e polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas de dentes retos para o uso em didática para alunos, ex-alunos e professores da UNESP de Guaratinguetá.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar revisão de literatura para a fundamentação técnica e científica dos temas a serem desenvolvidos no trabalho;
- Analisar os preceitos teóricos para o dimensionamento de sistemas de transmissão tanto em correias e polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas de dentes retos;
- Elaborar um programa especialista utilizando a linguagem de programação do Microsoft Excel para auxiliar no projeto de dimensionamento de sistemas de transmissão, em correias e polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas de dentes retos, e com isso facilitar a didática em sala de aula podendo ser utilizados tanto por alunos, ex-alunos e professores da UNESP de Guaratinguetá.

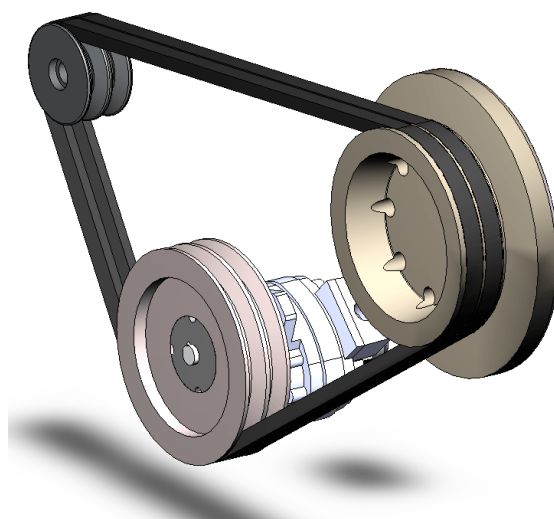
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: CORREIAS E POLIAS

A transmissão mecânica de correias e polias é uma das mais antigas e fundamentais tecnologias de transmissão de movimento e potência na história da engenharia mecânica. Desde seus primórdios até os dias de hoje, esse sistema tem desempenhado um papel crucial em uma variedade de aplicações industriais, estudos apontam que um dos primeiros a utilizarem tal tipo de sistema de transmissão foi Leonardo Da Vinci em 1490 (BELTRÃO,2015) , onde desenvolveu o primeiro sistema CVT, anos depois John Smeaton, “pai da engenharia civil”, por volta do fim do século 18 trouxe significativas contribuições para tal sistema de transmissão aplicando tal tecnologia em projetos de moinhos hidráulicos e também e em fábricas têxteis.

A partir do século 19, com as importantes revoluções industriais, até os dias atuais o sistema de transmissão por correias e polias foi amplamente utilizado em diversos setores da indústria como por exemplo em máquinas agrícolas, locomotivas, máquinas a vapor, motores e máquinas de eixos demonstrado na Figura 1.

Figura 1 – Exemplo sistema de transmissão polia e correia.



Fonte: Fábrica do Projeto (2010).

Neste programa especialista irá se abordar os quatro principais tipos de correias disponíveis e mais utilizados na indústria: Correias planas, redondas, em V e sincronizadas.

Para cada tipo destas correias há um tipo específico de polia a ser utilizado, polias abauladas são utilizadas para correias planas, polias ranhuradas, ou roldadas, são mais adequadas para correias redondas e em V e já as correias sincronizadas requerem uma roda dentada. Tais polias permitem a melhor alocação das correias e uma melhor transmissão de potência.

Ilustra-se alguns tipos de correias e polias utilizadas no programa especialista na Figura 2.

Figura 2 – Tipos de correias e polias.



Fonte: Criada a partir de inteligência artificial ChatGPT (2023).

As correias podem ser utilizadas para grandes distâncias entre centros e em alguns casos pode haver uma polia intermediária ou polia de tração para evitar ajustes de distâncias entre centros uma vez que devido a idade ou a instalação de novas correias passa ser necessário esta adição de polia.

Uma das desvantagens das correias é que pode ocorrer escorregamento ou fluência, fazendo com que a razão da velocidade angular entre os eixos motor e movido não seja contante nem exatamente igual à razão de diâmetros entre as polias, isso não se aplica para correias sincronizadoras.

3.1.1 Dimensionamento de correias e polias

As transmissões modernas de correias planas são constituídas em um núcleo elástico forte envolto por um elastômero, apresentando vantagens distintas sobre transmissões por engrenagens e até mesmo correias em V. A eficiência de transmissões por correias planas pode chegar até 98%, muito próximo da eficiência alcançada por transmissões de engrenagens e superior a eficiência de transmissões por correia em V que pode ser de cerca de 70% a 96%.

Para o dimensionamento de correias tem-se que considerar certos fatores dinâmicos, tais como os ângulos de contato, comprimento da correia, ângulo de abraçamento, velocidade da correia, tração inicial, tração circunferencial causada pela força centrífuga, tração causada pelo torque transmitido, diâmetro da polia, potência transmitida em cavalos e se a correia será projetada de forma aberta ou cruzada com ou sem reversão. Além dos fatores dinâmicos do projeto de transmissões por correias planas os fatores do material da correia também são itens importantes a serem analisados.

O primeiro passo é definir se a transmissão será projetada utilizando correias abertas ou cruzadas. Caso o projeto de transmissão seja de correias abertas os ângulos de contato serão descritos pelas Equações 1 - 5:

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad (1)$$

$$\theta_D = \pi + 2\text{sen}^{-1} \frac{D-d}{2C} \quad (2)$$

Sendo:

d – Diâmetro da polia pequena.

D – Diâmetro da polia grande.

C – Distância entre centros.

Θ – Ângulo de contato.

Determinado os ângulos de contato das polias grande e pequena o próximo passo é calcular o comprimento da correia que é igual a soma dos comprimentos dos dois arcos com duas vezes a distância entre o início e fim do contato, com isso o cálculo do comprimento da correia é descrito na Equação 3:

$$L = [4C^2 - (D - d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}(D * \theta D + d * \theta d) \quad (3)$$

Caso o conjunto de correias seja em sistema cruzado, o ângulo de abraçamento será o mesmo para ambas as polias, portanto as equações seriam as seguintes:

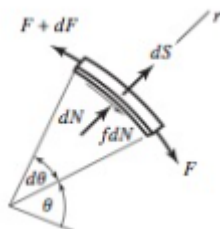
$$\theta = \pi + 2\text{sen}^{-1} * \frac{D+d}{2C} \quad (4)$$

Para o dimensionamento do comprimento para correias cruzadas:

$$L = [4C^2 - (D + d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}(D + d) * \theta \quad (5)$$

A mudança de na correia causadas pelas forças de atrito entre a polia e a correia irá promover a contração e o alongamento da correia, e com isso mover-se pela superfície da polia. Tal movimento é causado pela fluência elástica e é relacionado ao atrito de deslizamento em oposição ao atrito de estático. A ação na polia motora, pela porção do ângulo de contato, que realmente faz a transmissão de potência faz com que a correia se mova mais vagarosamente que a velocidade de superfície da polia por causa da fluência elástica. O ângulo de contato é composto do arco efetivo, pelo qual a potência será transmitida, e o arco inativo (FIRBANK,1972).

Figura 3 – Corpo livre de um elemento infinitesimal de uma correia plana em contato com uma polia.



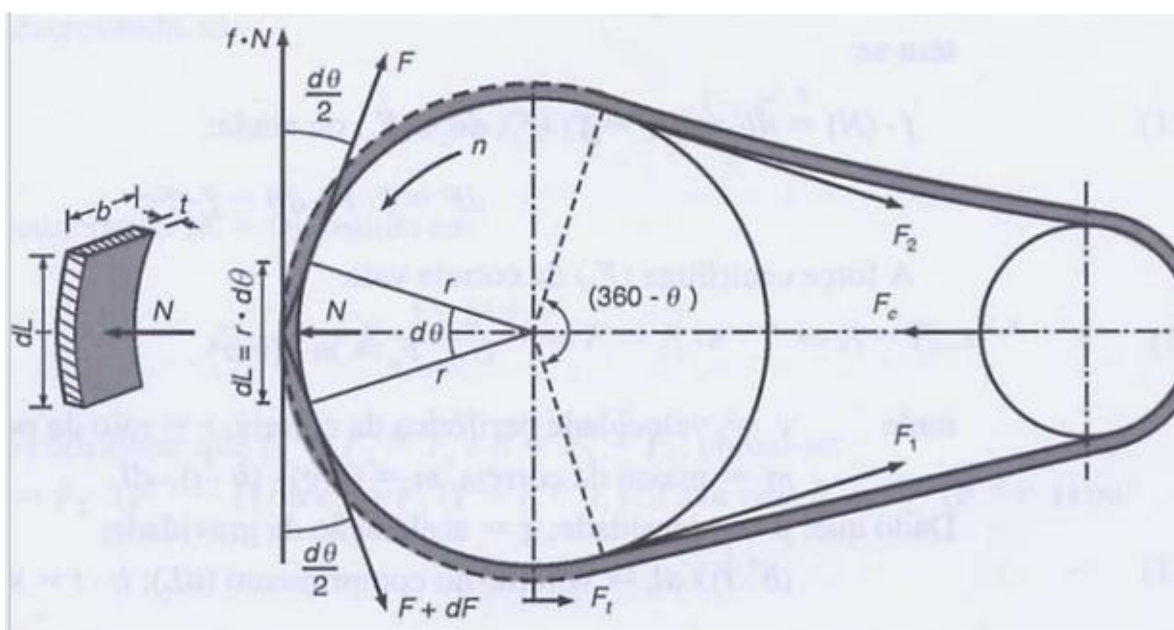
Fonte. Budynas, Richard; Keith Nisbett, (2016).

Ainda segundo Firbank (1972), para a polia motora, primeiro a correia contata a polia com uma tração pelo lado tenso $F1$ e uma velocidade $V1$, que é a mesma que a velocidade superficial da polia. A correia passa pelo arco inativo ainda sem alteração em $F1$

e V1, após esta passagem começa a atuação do contato com deslizamento ou fluência fazendo com que a tração da correia mude de acordo com as forças de atrito. Ao final do arco efetivo a correia deixa a polia com uma tração do lado bambo F_2 e uma velocidade reduzida de V_2 .

A teoria de Firkbank foi utilizada para expressar a mecânica de transmissões por correia plana em forma matemática, com isso foi descoberto que para uma correia tendo núcleo de náilon e superfície de couro o coeficiente de atrito é de 0,70, se o material for trabalhado com acabamentos superficiais especiais este coeficiente pode chegar a 0,90.

Figura 4 – Demonstração de forças em polias.



Fonte: Elemento de Máquinas (2005).

Como pode-se observar na Figura 4, há elementos importantes a serem definidos para definição das forças atuantes na correia durante sua operação no sistema de transmissão, sendo eles e trabalhados nas Equações 6 a 14:

F_1 – Força no ramo tenso da correia (N);

F_2 – Força no ramo frouxo da correia (N);

F_t – Força tangencial (N);

F_c – Força centrífuga (N);

N – Força normal (N);

r – Raio da polia (mm);

n – Rotação (rpm);

f – coeficiente de atrito;

θ – Ângulo de abraçamento da correia (°).

Analisando o eixo vertical de atuação das forças tem-se que:

$$f * N + F * \cos \frac{d\theta}{2} - (F + dF) * \cos \frac{d\theta}{2} = 0 \quad (6)$$

Isolando os termos:

$$f * N = dF * \cos \frac{d\theta}{2} \quad (7)$$

Considerando que quando $\frac{d\theta}{2} = 0$ e $\cos 0 = 1$:

$$f * N = dF \quad (8)$$

No eixo horizontal, o eixo tensionado da correia haverá a seguinte descrição para as forças atuantes:

$$Fc + N - \text{sen} \frac{d\theta}{2} - (F + dF) * \text{sen} \frac{d\theta}{2} = 0 \quad (9)$$

Considerando que ($\text{sen} \frac{d\theta}{2} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{d\theta}{2} = 0$):

$$Fc + N - F * d\theta = 0 \rightarrow N = F * d\theta - Fc \quad (10)$$

Com a definição das forças em ambos os eixos para determinação das demais características do sistema por correias:

$$f * (N) = dF \rightarrow dF = f * (F * d\theta - f * Fc) \rightarrow dF = (f * dF * d\theta - f * Fc) \quad (11)$$

A força centrífuga da correia equivale:

$$Fc = m \left(\frac{v^2}{r} \right) \quad (12)$$

Para definir a força centrífuga do sistema de transmissão por correias assume-se a densidade (ρ), a aceleração da gravidade (g), volume do comprimento ($(b * t * dL)$), seção transversal ($b * t$). Com os parâmetros descritos considera-se:

$$dL = r * d\theta \rightarrow m = \left(\frac{\rho}{g}\right) * (b * t) * r * d\theta \quad (13)$$

Portanto a força centrífuga será:

$$Fc = \frac{v^2}{r} * \frac{\rho}{g} * (b * t) * r d\theta \rightarrow Fc = \frac{\rho}{g} * (b * t * v^2) d\theta \quad (14)$$

Combinando a Equação 10 com a Equação 14, tem-se:

$$dF = f * dF * d\theta - f * \frac{\rho}{g} * (v^2 * b * t) * d\theta \quad (15)$$

Considerando $\left(f * \frac{\rho}{g} * (v^2 * b * t) * d\theta\right) = K$, resulta-se a seguinte equação:

$$dF = f * d\theta(F - K) \rightarrow \left(\frac{dF}{F-K}\right) = f * d\theta \quad (16)$$

A partir da Equação 16 pode-se analisar o intervalo entre $F1$ e $F2$ e determinar as forças no lado tenso e frouxo da correia respectivamente:

$$\int_{F1}^{F2} \left(\frac{dF}{F-K}\right) = \int_0^\theta d\theta \rightarrow \ln\left(\frac{F1-K}{F2-K}\right) = f * d\theta \rightarrow \left(\frac{F1-K}{F2-K}\right) = e^{f*\theta} \quad (17)$$

Como a força do lado tenso da correia é muito maior que a força do lado frouxo, reescreve-se o resultado da Equação 17 como:

$$\frac{F2-K}{F1-K} = e^{-f*\theta} \quad (18)$$

Com a Equação 18 é reescrita em função de $F1$ e $F2$:

$$F2 - F1 = (F1 - K) * \frac{1 - e^{-f*\theta}}{e^{f*\theta}} \quad (19)$$

Considerando $K=0$ e isolando $F1$:

$$F2 - F1 = F1 * \frac{1 - e^{-f*\theta}}{e^{f*\theta}} \rightarrow F2 = F1 * e^{-f*\theta} \rightarrow F1 = F2 * e^{f*\theta} \quad (20)$$

O próximo passo será definir os cálculos para a força transmitida (Ft) e a força de reação (R). A força transmitida nada mais é que a diferença entre a força exercida no lado tenso da correia ($F1$) e a força exercida no lado frouxo da correia ($F2$), portanto:

$$Ft = F1 - F2 \quad (21)$$

Já a força de reação será a soma entre *ambas* as forças:

$$R = F1 + F2 \quad (22)$$

Sabe-se que $F1 = F2 * e^{f*\theta}$ pelo resultado da Equação 20, substitui-se na Equação 21 e na Equação 22, tem-se a força transmitida e a força de reação no sistema:

$$Ft = F2 * (e^{f*\theta} - 1) \text{ ou } Ft = F1 * (e^{-f*\theta} - 1) \quad (23)$$

$$R = F2 * (e^{f*\theta} + 1) \text{ ou } R = F1 * (e^{-f*\theta} + 1) \quad (24)$$

Com Ft e R definidos pode-se definir a relação entre a força transmitida e a força de reação, um dos parâmetros essenciais para a escolha do melhor sistema de transmissão.

$$\frac{R}{Ft} = \frac{(e^{-f*\theta} + 1)}{(e^{f*\theta} + 1)} \quad (25)$$

Com esta *relação* pode-se definir também parâmetros de projetos para polias, considerando as seguintes possibilidades.

Para polia maior:

$$\theta = 1,1 * \pi e f = 0,3 \rightarrow \left(\frac{R}{Ft}\right) \cong 2 \quad (26)$$

Para polia menor:

$$\theta = 0,9 * \pi e f = 0,3 \rightarrow \left(\frac{R}{Ft}\right) \cong 2,5 \quad (27)$$

Com a relação $\frac{R}{Ft}$ pode ser definido os melhores tipos de correias para o sistema de transmissão, descrito na Tabela 1:

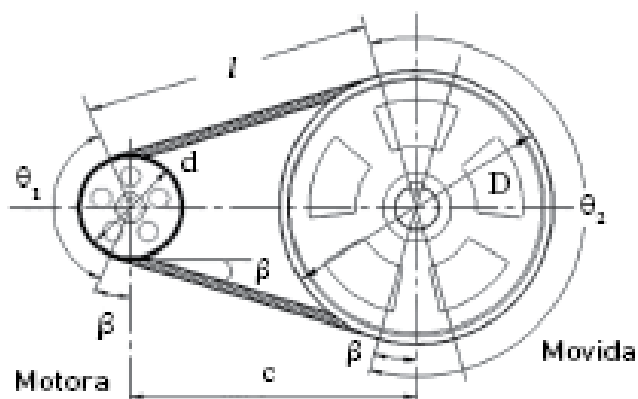
Tabela 1 – Tipos de Correias a partir da relação R/Ft

Tipos de correias	Relação, R/Ft
Planas com esticador	2,5 a 3,5
Planas sem esticador	5,0 a 6,0
Trapezoidais sem esticador	2,5 a 3,5

Fonte: Adaptado de Budynas (2016).

Seguindo para as demais definições para projetos de sistema de transmissão por correias, tem-se que definir o ângulo de abraçamento (θ). O ângulo de abraçamento é a medida do ângulo formada entre a superfície de contato entre a correia e as polias sobre as quais ela está instalada, este ângulo é essencial, tanto em correias planas quanto em correias em V, para determinar a eficiência e a transferência de potência ilustrado na Figura 5.

Figura 5 – Ângulo de abraçamento em sistemas de transmissão por correias.



Fonte: Marco Filho (2022)

O ângulo de abraçamento é definido pela seguinte expressão:

$$\theta = 180^\circ - \frac{60(D-d)}{c} \text{ (}^\circ\text{)} \quad (28)$$

Sendo:

D = diâmetro da polia maior;

d = diâmetro da polia menor;

c = distância entre centros.

A distância entre centros, necessária para definir o ângulo de abraçamento é definida por:

$$c = \frac{k + [k^2 - 32 * (D-d)^2]^{0,5}}{16} \quad (29)$$

Onde:

$$k = 4 * L - 2 * \pi * (D + d) \quad (30)$$

$$L = 2 * c + \frac{\pi}{2} * (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 * c} \quad (31)$$

Sendo L o comprimento nominal da correia. Define-se também a distância entre centros real entre as polias (Cr), já que o comprimento real da correia (Lr) é definido por meio dos catálogos.

Considerando:

$$c = 0,5 * D + 1,5 * d \quad (32)$$

Substituindo na Equação 31, utilizando os valores de Lr definidos por meio do quadro a seguir e em função da distância real entre centros, tem-se:

$$Cr = (0,5 * Lr - \left[0,785 * (D - d) + \frac{D+d}{1 * Lr} \right]) \quad (33)$$

Figura 6 – Comprimentos de correias a partir dos perfis de correias

Perfil A		Perfil B		Perfil C		Perfil D		Perfil E		Perfil .3V		Perfil 5V	
Ref.	Lr	Ref.	Lr	Ref.	c	Ref.	Lr	Ref.	Lr	Ref.	Lr	Ref.	Lr
A 26	695	B 35	935	C 51	1370	D 120	3130	E 180	4685	250	635	500	1270
A 27	720	B 37	985	C 55	1470	D 128	3335	E 195	5065	265	675	530	1345C
A 31	820	B 38	1010	C 58	1545	D 136	3540	E 202	5245	280	710	560	1420
A 32	845	B 39	1035	C 60	1600	D 144	3740	E 210	5450	300	760	600	1525
A 33	870	B 42	1115	C 63	1675	D 158	4095	E 225	5830	315	800	630	1600
A 35	920	B 46	1215	C 68	1800	D 162	4200	E 2.40	6120	335	850	670	1700
A 37	975	B 48	1265	C 71	1875	D 173	4480	E 270	6885	355	900	710	1805

Fonte. Adaptado de Marco Filho (2022).

A partir destes dados define-se o ângulo de abraçamento, a distância entre os centros das polias e os comprimentos ideais de correias para cada perfil desejado.

Retomando a Equação 23 tem-se a definição algébrica da força transmitida pela correia, porém pode-se definir esta força a partir de características padronizadas por catálogos. No caso da força transmitida pode-se definir a partir da largura da correia e a tração admitida. A expressão que descreve este comportamento, é descrita na Equação 34:

$$F_t = b * p \quad (34)$$

Sendo:

b = largura da correia;

p = tração admitida.

Figura 7 – Valores admitidos de tração (p) por largura.

Valores da tração admissível (p) em (N/mm)						
Larguras (m)	25	40	63	80	100	140
Cargas (p)	8	9	11	12,5	14	16

Fonte. Adaptado Marco Filho (2022).

A largura pode ser calculada também para verificar acuracidade das larguras tabeladas, sendo a expressão que define a largura igual a:

$$b \cong \frac{N_e}{s * v * K n} \quad (35)$$

Onde:

N_e = potência efetiva;

s = espessura da correia;

v = velocidade tangencial;

K_n = constante em função da velocidade da correia.

Os valores de s , K_n e v , são tabelados, sendo o valor considerado da espessura da correia utilizado para essas definições igual a 4,0 mm, como descrito na Figura 8.

Figura 8 – Valores de K_n pelo diâmetro da polia e velocidade da correia

Valores de K_n em N/mm ² para correias de couro com espessura de 4,00(mm)						
Diâmetro da polia (mm)	(Kn) em função da velocidade da correia (m/s)					
	15	20	30	40	50	60
100	70	72,5	76	80	83	88
160	90	99	106	110	113	116
280	140	148	160	170	176	181

Fonte: Marco Filho (2022).

A potência efetiva (N_e) é definida pela seguinte equação:

$$N_e = N_r * \left(\frac{F_s}{F_{\theta}} \right) \quad (36)$$

Onde:

N_r = potência da correia;

F_s = fator de serviço;

F_{θ} = fator de correção do ângulo de abraçamento.

Figura 9 – Fator de correção do ângulo de abraçamento.

Valores do fator de correção do arco com referência à polia menor												
Ângulo de Abraçamento (θ)	180,00	175,00	170,00	160,00	150,00	140,00	130,00	120,00	110,00	100,00	90,00	70,00
Fator (F θ)	1,00	0,99	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,79	0,74	0,69	0,58

Fonte. Adaptado Marco Filho (2022).

O fator de serviço também é tabelado de acordo com a solicitação desejada quanto pela máquina motora, como pode-se ser descrito na Figura 10:

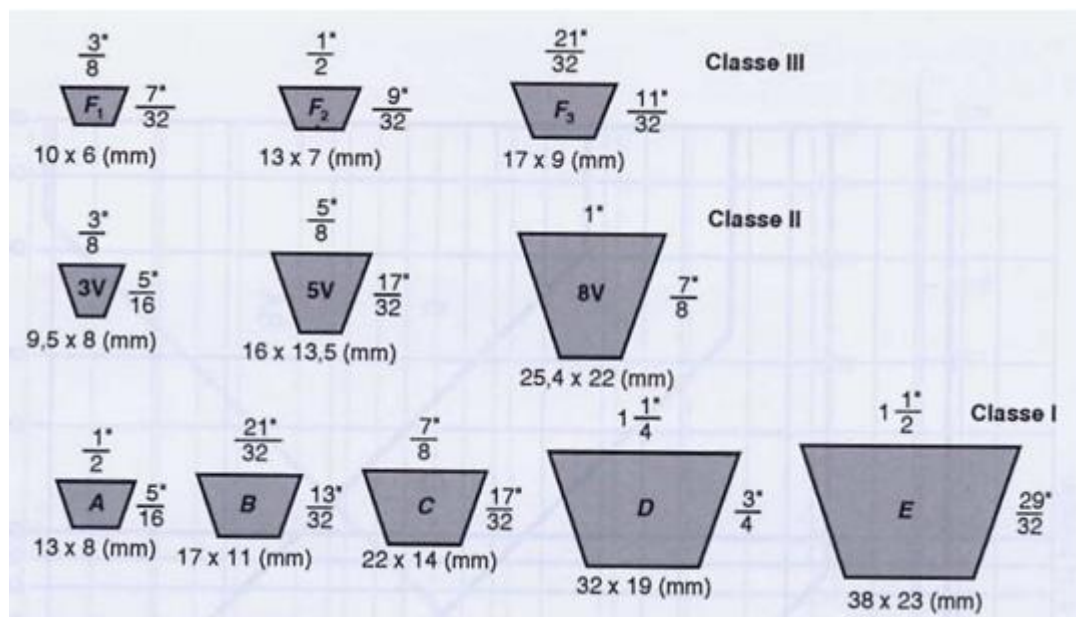
Figura 10 – Fator de serviço por máquinas condutoras

Fator de Serviço (Fs)								
Máquina condutora								
Motores DC: Enrolados em derivação (shunt)			Motores DC: Com enrolamento em série ou misto					
Motores AC: Torques baixo e médio; Síncronos ou em curto-circuito; Monofásicos automáticos; Paralelos e de rotor gaiola de anéis. Turbinas hidráulicas e a vapor; Motores de combustão interna de vários cilindros.			Motores AC: Torque alto, escorregamento alto; Monofásicos em série; De indução, com condensador; De anéis coletores e em curto com condensador; Máquinas a vapor; embreagens; Motores de combustão um cilindro.					
Tipo de serviço			Tipo de serviço					
Descontínuo (3 a 5h)			Normal (8 a 10h)		Contínuo (16 a 24h)			
Descontínuo (3 a 5h)			Normal (8 a 10h)		Contínuo (16 a 24h)			
Exemplos Gerais								
Ventiladores e exaustores pequenos; Compressores ---- bombas centrífugas; Agitadores e misturadores leves; Máquinas-ferramentas pequenas; Transportadores leves;			1,00	1,10	1,20	1,10	1,20	1,30
Máquinas-ferramentas grandes; Correias transportadoras pesadas; Geradores e ventiladores grandes; Eixos de transmissão; Máquinas para estampagem; Peneiras vibratórias e máquinas gráficas; Máquinas de lavar			1,10	1,20	1,30	1,20	1,30	1,40

Fonte. Adaptado Marco Filho (2022).

Outro fator importante a ser analisado na escolha da correia e da polia correta, é o perfil de correia que será utilizado, existem 3 classes de perfis, sendo eles *Classe I*, *Classe II* e *Classe III* e 11 tamanhos diferentes de polias que podem variar desde 10 x 6 (mm) até 38 x 23 (mm), tais determinações são válidas para correias trapezoidais. Isso pode ser exemplificado na Figura 11:

Figura 11 – Perfis de correias trapezoidais e tamanhos



Fonte. Adaptado Marco Filho (2022).

Para correias planas e redondas tem-se as seguintes definições para o tamanho das polias de acordo com o tamanho das correias.

Figura 12 – Relação de tamanhos de polias para correias planas e redondas

Material	Especificação	Tamanho, mm	Dímetro mínimo de polia, mm	Tração permissível por unidade de largura a 3 m/s, (10 ³) N/m	Peso específico, kN/m ³	Coefficiente de atrito
Couro	1 camada	<i>t</i> = 4,5	75	5	9,5–12,2	0,4
		<i>t</i> = 5	90	6	9,5–12,2	0,4
	2 camada	<i>t</i> = 7	115	7	9,5–12,2	0,4
		<i>t</i> = 8	150	9	9,5–12,2	0,4
		<i>t</i> = 9	230	10	9,5–12,2	0,4
Poliamida ^b	F-0 ^c	<i>t</i> = 0,8	15	1,8	9,5	0,5
	F-1 ^c	<i>t</i> = 1,3	25	6	9,5	0,5
	F-2 ^c	<i>t</i> = 1,8	60	10	13,8	0,5
	A-2 ^c	<i>t</i> = 2,8	60	10	10,0	0,8
	A-3 ^c	<i>t</i> = 3,3	110	18	11,4	0,8
	A-4 ^c	<i>t</i> = 5,0	240	30	10,6	0,8
	A-5 ^c	<i>t</i> = 6,4	340	48	10,6	0,8
	Uretano ^d	w = 12,7	<i>t</i> = 1,6	Ver	1,0 ^e	10,3–12,2
w = 19		<i>t</i> = 2,0	tabela	1,7 ^e	10,3–12,2	0,7
w = 32		<i>t</i> = 2,3	17–3	3,3 ^e	10,3–12,2	0,7
Redonda		<i>d</i> = 6	Ver	1,4 ^e	10,3–12,2	0,7
		<i>d</i> = 10	tabela	3,3 ^e	10,3–12,2	0,7
		<i>d</i> = 12	17–3	5,8 ^e	10,3–12,2	0,7
		<i>d</i> = 20		13 ^e	10,3–12,2	0,7

Fonte. Budynas; Nisbett (2016).

O próximo passo no projeto de sistemas de transmissão por correias é definir a velocidade periférica (V_p) do sistema, que se baseia em relação ao tamanho da polia menor. A velocidade periférica pode ser definida pela seguinte equação:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{1000} \left(\frac{m}{min} \right) \quad (37)$$

Sendo:

n_1 = rotação da polia menor em (rev./min).

A velocidade periférica é necessária para definir os tamanhos das polias a partir da velocidade e da classe de polia utilizada, descrita no quadro seguir:

Figura 13 – Valores recomendados de diâmetros de polias

Valores recomendados para os diâmetros		
Classes	Valores (mm)	Degraus (mm)
Classe (I)		
Perfil "A"	75 a 180	5,00
Perfil "B"	120 a 240	5,00
Perfil "C"	180 a 400	10,00
Perfil "D"	300 a 450	20,00
Perfil "E"	450 a 900	25,00
Classe (II)		
Perfil "3V"	70 a 240	10,00
Perfil "5V"	180 a 400	10,00
Perfil	320 a 660	20,00

Fonte: Richard; Nisbett (2016).

Sendo que Classe I opera a uma velocidade periférica de 1800 (m/min) e a Classe II opera a 1980 (m/min).

Além dos tamanhos das polias a partir das velocidades periféricas, pode-se definir a potência da correia (N_c), informação que em alguns catálogos são consideradas para escolher a melhor correia para o projeto. A equação utilizada para definir a potência da correia é esta a seguir:

$$N_c = 0,7457 * V_p * \left[C_1 - \left\{ \frac{C_2}{D} + C_3 * (V_p^2) + C_4 * \log(V_p) \right\} \right] + N_i \text{ (kW)} \quad (38)$$

Sendo:

V_p = velocidade periférica;

C_1, C_2, C_3 e C_4 = constantes tabeladas dependentes do perfil da correia;

N_i = potência complementar decorrente da relação de transmissão (i).

Figura 14 – Tabela das constantes em relação à classe e perfil da correia

Classes	Valores das constantes			
	C_1	C_2	C_3	C_4
Classe I				
Perfil "A"	0,02401	0,86574	$5,7160 \times 10^{-10}$	0,00376
Perfil "B"	0,03625	1,86778	$9,4207 \times 10^{-10}$	0,00526
Perfil "C"	0,05809	4,36276	$1,6006 \times 10^{-9}$	0,00850
Perfil "D"	0,11323	12,62481	$3,1049 \times 10^{-9}$	0,01502
Perfil "E"	0,12113	12,37016	$3,3017 \times 10^{-9}$	0,01628
Classe II				
Perfil "3V"	0,01929	0,6302	$4,8561 \times 10^{-10}$	0,00215
Perfil "5V"	0,04696	3,2636	$1,1761 \times 10^{-9}$	0,00351
Perfil "8V"	0,13625	15,7000	$3,1104 \times 10^{-9}$	0,01462

Fonte: Richard; Nisbett (2016).

Figura 15 –Potência complementar decorrente da relação de transmissão em kW

Valores em kW		Faixas de valores da relação de transmissão (i)							
		1,02 a	1,04 a	1,06 a	1,09 a	1,13 a	1,17 a	1,23 a	1,31 a
Perfis	rpm	1,03	1,05	1,08	1,12	1,16	1,22	1,38	1,48
"A"	200	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
	6800	0,10	0,21	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,84
"B"	200	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06
	4800	0,18	0,35	0,53	0,71	0,88	1,06	1,24	1,41
"C"	100	0,01	0,01	0,03	0,04	0,04	0,05	0,07	0,07
	3300	0,31	0,61	0,92	1,22	1,53	1,83	2,14	2,45
"D"	50	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,03	0,12
	1950	0,57	1,13	1,69	2,26	2,83	3,39	3,96	4,53
"E"	50	0,02	0,04	0,07	0,10	0,13	0,15	0,18	0,21
	1300	0,62	1,25	1,90	2,55	3,22	3,91	4,64	5,41

Fonte. Richard; Nisbett (2016).

A relação de transmissão pode ser definida através da seguinte equação:

$$\frac{\text{rotação motora}}{\text{rotação movida}} = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (39)$$

Sendo:

N1 = rotação da polia menor;

N2 = rotação da polia maior.

A relação de transmissão pode ser definida também em relação a velocidade tangencial das polias. Sabendo que a velocidade tangencial nas polias é a mesma tem-se a seguinte equação para descrever a relação de transmissão:

$$V = \pi * D * n \quad (40)$$

$$V_1 = V_2 = n_1 * r_1 = n_2 r_2 \rightarrow \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (41)$$

Com a potência da correia calculada tem-se que calcular a quantidade de correias que serão utilizadas no sistema de transmissão e as dimensões das polias utilizadas.

Para o cálculo da quantidade de polias é utilizada a seguinte equação:

$$Qc = \frac{Nm * Fs}{(Nc + Ni) * Fc * F\theta} \quad (42)$$

Sendo:

Q_c = quantidade de polias;

N_m = potência do motor;

F_c = fator de correção do comprimento;

F_θ = fator de correção do ângulo de abraçamento;

F_s = fator de serviço.

O fator de correção do comprimento é definido pela tabela descrita na Figura 16.

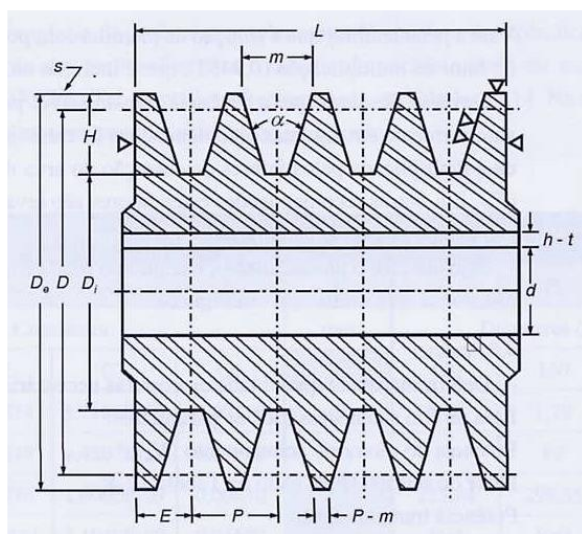
Figura 16 – Tabela de valores dos fatores de correção de comprimento

Perfil A		Perfil B		Perfil C		Perfil D		Perfil E		Perfil 3V		Perfil 5V	
Ref.	F_c	Ref.	F_c	Ref.	F_c	Ref.	F_c	Ref.	F_c	Ref.	F_c	Ref.	F_c
A 26	0,75	B 35	0,77	C 51	0,77	D 120	0,86	E 180	0,92	250	0,83	500	0,85
A 27	0,76	B 37	0,78	C 55	0,79	D 128	0,88	E 195	0,93	265	0,84	530	0,86
A 31	0,79	B 38	0,79	C 60	0,81	D 144	0,90	E 210	0,95	280	0,85	560	0,87
A 32	0,80	B 39	0,80	C 68	0,83	D 158	0,92	E 240	0,97	300	0,86	600	0,88
A 33	0,81	B 42	0,81	C 71	0,84	D 162	0,92	E 270	0,99	315	0,87	630	0,89
A 35	0,82	B 46	0,83	C 75	0,86	D 173	0,94	E 300	1,01	335	0,88	670	0,90
A 37	0,84	B 48	0,84	C 81	0,87	D 180	0,94	E 330	1,03	355	0,89	710	0,91
A 38	0,85	B 52	0,86	C 85	0,88	D 195	0,96	E 360	1,04	375	0,90	750	0,92
A 41	0,86	B 55	0,88	C 90	0,90	D 210	0,98	E 390	1,06	400	0,92	800	0,93
A 42	0,87	B 60	0,90	C 96	0,91	D 225	0,99	E 420	1,07	425	0,93	850	0,94

Fonte: Richard; Nisbett (2016).

Definido o número de correias que será utilizado calcula-se os parâmetros das polias que serão utilizadas. O primeiro a ser calculado é o tamanho da polia, descrito na Figura 17.

Figura 17 – Elementos da polia



Fonte: Richard; Nisbett (2016).

O cálculo do comprimento da polia é descrito pela seguinte equação:

$$L_p = (Qc - 1) * P + 2 * E \quad (43)$$

Sendo:

L_p = comprimento da polia;

P e E = elementos da polia tabelados.

Os elementos da polia tabelados estão descritos na Figura 18:

Figura 18 – Elementos tabelados das polias de acordo com seus perfis

TABELA 12.15 Dimensões da polia referente à Figura 12.8						
Perfis	Nom (D)	α (°)	H	P	E	m
A	Até 139	34	11,7	15,9	9,5	12,60
	> 139	38			(+2,3/-1,6)	12,80
B	Até 176	34	14,0	19,00	12,7	16,20 (+/-) 0,15
	> 176	38			(+3,0/-1,7)	16,50 (+/-) 0,15
C	Até 205	34	19,1	25,40	17,5	22,30 (+/-) 0,18
	205 a 305	36			(+4,1/-1,8)	22,50 (+/-) 0,18
	> 305	38				22,70 (+/-) 0,18

Fonte. Budynas, Nisbett (2016).

Sendo:

D = diâmetro primitivo da polia;

α = ângulo do canal da polia;

H = profundidade do canal da polia;

P = distância entre centros de dois canais consecutivos;

E = distância de centro do primeiro canal e a face da polia;

m = largura superior do canal.

Após a definição das características geométricas das polias utilizadas calcula-se a força tangencial, a força estática nas correias e as forças de deslocamento máximas e mínimas.

A força tangencial pode ser definida pelas seguintes equações:

$$T = 9740 * \frac{N}{n} \quad (44)$$

$$F_t = \frac{2000 * T}{D} \quad (45)$$

Sendo:

N = rotação da polia maior;

n= rotação da polia menor;

D = diâmetro primitivo da polia maior;

Ft = força tangencial.

A força estática na correia pode ser definida pela seguinte equação:

$$F_{es} = 27000 * \frac{F_c * (2,5 * F\theta) * (N_c + N_i)}{V_p} * C_{es} * (V_p)^2 \quad (46)$$

Onde:

Fc = fator de correção do comprimento da correia;

Fθ = fator de correção do ângulo de abraçamento;

Nc = potência admissível na correia;

Ni = potência complementar referente à relação de transmissão (i);

Ces = constante estática.

A constante estática é tabelada a partir da disposição da correia, se ela é individual ou conjugada, e pelo tipo de perfil de correia utilizado como pode ser descrito na Tabela 19.

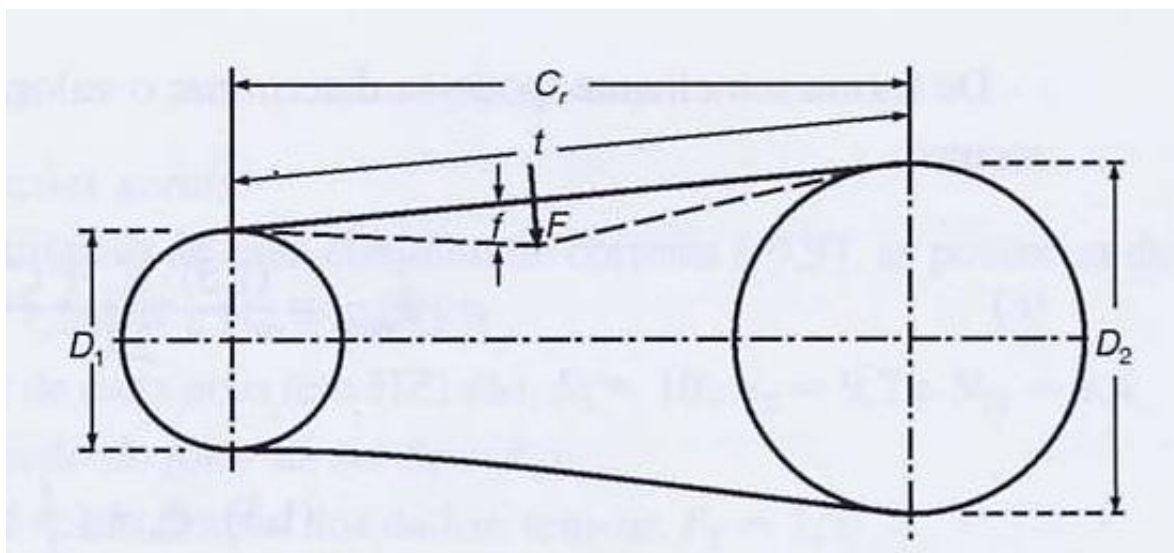
Figura 19 – Valor da constante estática em relação ao perfil utilizado

Perfis	Correias individuais		Correias conjugadas	
	C_{es}	C_d	C_{es}	C_d
A	$2,5000 \times 10^{-5}$	12,80	$3,3333 \times 10^{-5}$	12,80
B	$3,8889 \times 10^{-5}$	15,70	$5,0000 \times 10^{-5}$	15,70
C	$7,5000 \times 10^{-5}$	32,40	$8,8890 \times 10^{-5}$	33,40
D	$1,4444 \times 10^{-4}$	50,00	$1,6390 \times 10^{-4}$	52,00
E	$2,1111 \times 10^{-4}$	102,00	$2,3890 \times 10^{-4}$	109,00
3V	$1,6667 \times 10^{-5}$	7,10	$2,2500 \times 10^{-5}$	7,10
5V	$4,7222 \times 10^{-5}$	19,60	$5,8330 \times 10^{-5}$	19,60
8V	$1,2780 \times 10^{-4}$	39,20	$1,4720 \times 10^{-4}$	39,20

Fonte: Richard; Nisbett (2016).

A Figura 20 demonstra os demais componentes da força tangencial:

Figura 20 – Demonstração dos componentes da Força Estática na correia.



Fonte: Richard; Nisbett (2016).

A componente tangencial do lado frouxo da correia (t) é definida pela seguinte equação:

$$t = Cr * \left[1 - 0,125 * \left(\frac{D-d}{Cr} \right)^2 \right] (mm) \quad (47)$$

Com os parâmetros anteriores calculados é possível calcular as forças de deslocamento máximo e mínimo em vigor nas correias do sistema de transmissão, isso pode ser descrito nas seguintes equações:

Força de deslocamento mínimo para duas correias ou mais:

$$F_{dmin} = \frac{F_{es} + C_d}{25} \quad (48)$$

Força de deslocamento mínimo para sistema de uma correia:

$$F_{dmin} = \frac{F_{es} + \left(\frac{t}{Lr} \right) * Cd}{25} \quad (49)$$

Força de deslocamento máximo para uma ou mais correias:

$$F_{dm\acute{a}x} = \frac{(1,5*F_{es})+C_d}{25} \quad (50)$$

Com os fatores calculados previamente descritos na Equação 1 a 48, tem-se todos os componentes essenciais para projetos de sistemas de Transmissão por correias planas, redondas, síncronas e trapezoidais.

3.2 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: CORRENTES

As correntes são outro tipo de sistema de transmissão flexível muito utilizado em diversas indústrias, como por exemplo a indústria naval, automobilístico, nuclear, de mineração, máquinas transportadoras e diversos outros meios de transmissão de potência.

O primeiro desenho de sistemas transmissão por correntes foi datado em meados do século XVI, quando Leonardo da Vinci desenhou o primeiro projeto de correntes feitas de aço, porém os créditos da criação deste sistema são de Hans Renolds, que patenteou a primeira corrente de rolos (ou roletes) em 1880.

Desde então as correntes vêm sendo amplamente utilizadas na indústria mecânica, por este motivo alguns parâmetros devem ser analisados de forma cautelosa para a seleção do melhor tipo de corrente a ser utilizado. Esses parâmetros são:

- Potência transmitida;
- Relação de transmissão (i) ou as velocidades do eixo motor e do movido.
- Características da máquina movida e motora;
- Espaço a ser utilizado (a distância entre eixos);
- Vida e confiabilidade exigida;
- Condições de operação (se há presença de poeira ou sujeiras, temperatura etc.);
- Custo

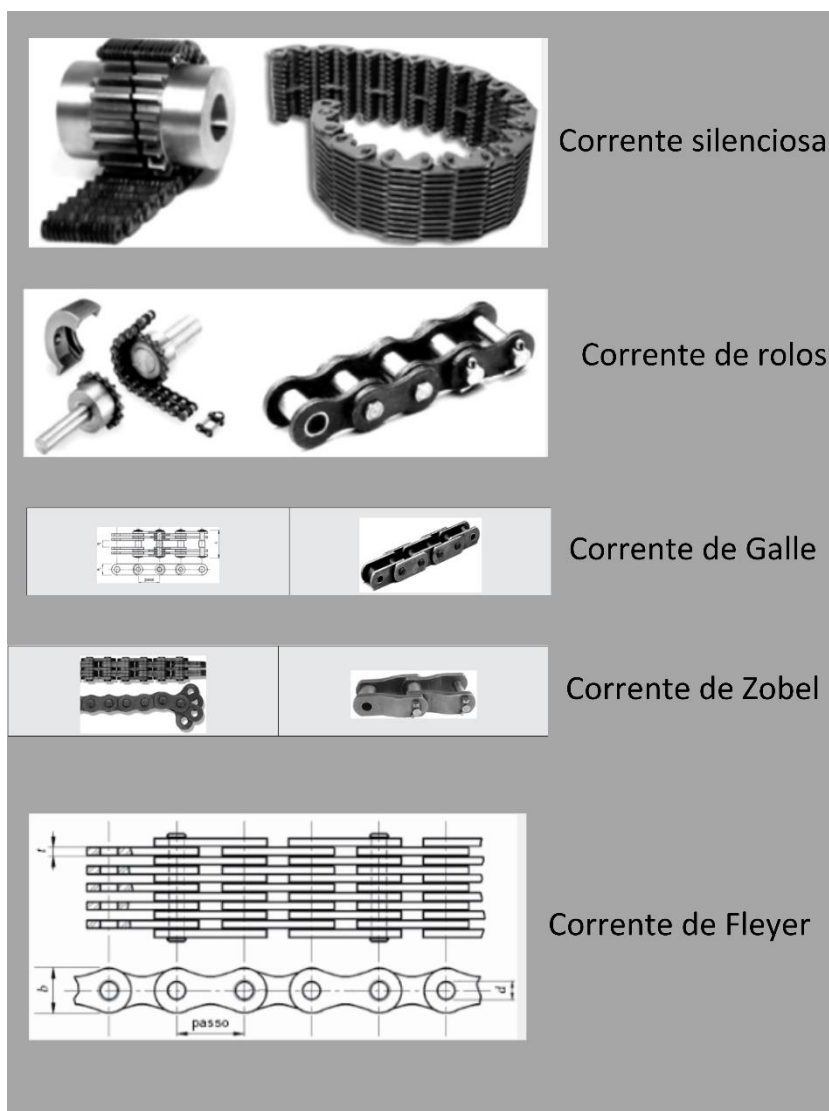
As correntes possuem características intrínsecas que em determinadas operações na indústria mecânica tais como:

- Maior adequação a grande distância entre eixos;
- Transmissão maior de potência (comparando com correias);
- Permite variação do comprimento com a remoção ou adição de elos;
- Menor carga nos mancais, pois não necessita de carga inicial;
- Sem perigo de deslizamento;
- Bons rendimentos e eficiência (98% a 99%);
- Longa vida;
- Permite grandes reduções ($i < 7$)
- São mais tolerantes em relação a desalinhamento de centros;
- Articuladas em somente um plano;
- Sofrem desgaste devido à fadiga e à tensão superficial;
- Ruídos, choques e vibrações;
- Necessidade de lubrificação;
- Necessidade de proteção contra poeira e sujeiras;
- Menor velocidade.

Devido a estas características os materiais que compõe as correntes devem ser bem escolhidos tendo que atender a determinados requerimentos como, alta resistência, alta suscetibilidade ao tratamento térmico, alta resistência aos esforços de fadiga, baixa temperatura de transição dúctil-frágil, baixa sensibilidade ao impacto, excelentes possibilidades de usinagem, conformação, corte e solda. Com tais requerimentos para a escolha do material a ser utilizado na fabricação de correntes os principais materiais que se adequam são aços especiais, com tratamento de cromo-níquel por exemplo, aços tratados termicamente (têmpera e revenido). Aços inox também podem ser utilizados na fabricação de correntes assim como ferro e ferro fundido.

Existem cinco tipos de correntes para sistemas de transmissão, sendo eles, a corrente tipo Galle, a Zobel ou Lamelar, a Fleyer, as correntes silenciosas (ou dentes invertidos) e a corrente de rolos (ou *Roller Chain*). Neste projeto irá focar na corrente de rolos, uma vez que a mais utilizada em sistemas de transmissões na indústria atualmente.

Figura 21 – Exemplos dos tipos de correntes



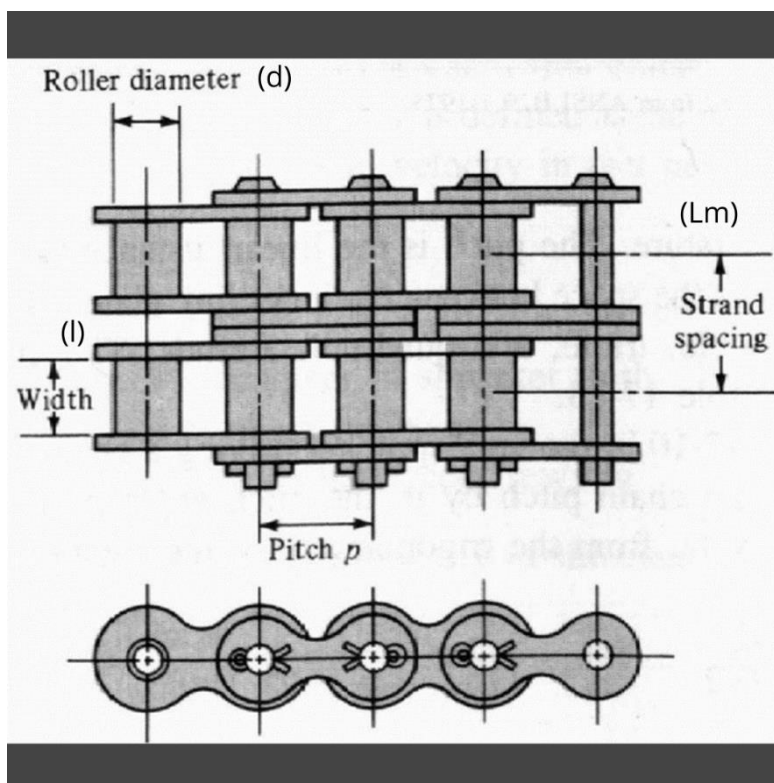
Fonte: Marco Filho (2022).

3.2.1 Dimensionamento de sistemas de transmissão por correntes de rolos

Para o dimensionamento de sistemas de transmissão por correntes de rolos, é importante antes dos cálculos conhecer seus componentes e parâmetros. Os primeiros parâmetros que devem-se ter conhecimento são o passo (p), largura (l), o diâmetro do rolete (d) e a distância entre as correntes (Lm) caso seja um sistema de dupla corrente.

Tais parâmetros podem ser ilustrados na Figura 22:

Figura 22 – Parâmetros da corrente de rolos



Fonte: Marco Filho (2022).

A corrente de rolo é composta por partes simétricas com elos internos e externos que são montados alternadamente. Um elo é composto em quatro partes: duas placas e dois pinos. Em correntes de rolos do tipo contrapino, o pino é prensado em uma placa que atravessa segunda deixando uma folga para o pino subsequente ser instalado. Já no tipo de corrente de rolos por rebite, os pinos são prensados e rebitados em ambas as placas. O elo interno é constituído de seis partes: dois rolos com giro livre sobre duas buchas, que são prensadas em ambos os lados das placas.

Figura 23 – Ilustração de construção de elos de uma corrente de rolos



Fonte. American Chain Association. *Standard Handbook of Chains: Chains of Power Transmission and Material Handling* (2006).

Na Tabela 2 tem-se os componentes do sistema de transmissão por correntes, suas funções e os esforços aos quais eles se submetem.

Tabela 2 – Componentes da corrente de rolo suas funções e esforços

Componentes das correntes de rolos	Funções	Esforço
Pinos	Suportar esforços da transmissão	Tração, cisalhamento, flexão e fadiga
Buchas	Envolver o pino protegendo-o contra o impacto do engrenamento	Fadiga e desgaste
Roletes	Amortecer o impacto do engrenamento	Impacto, fadiga e desgaste
Placas laterais internas e externas	Fixar pinos e buchas e suportar a carga do conjunto	Tração, fadiga e choque

Fonte. Marco Filho, Flávio (2022).

Na Figura 24 ilustra a montagem dos componentes na construção de uma corrente de rolos.

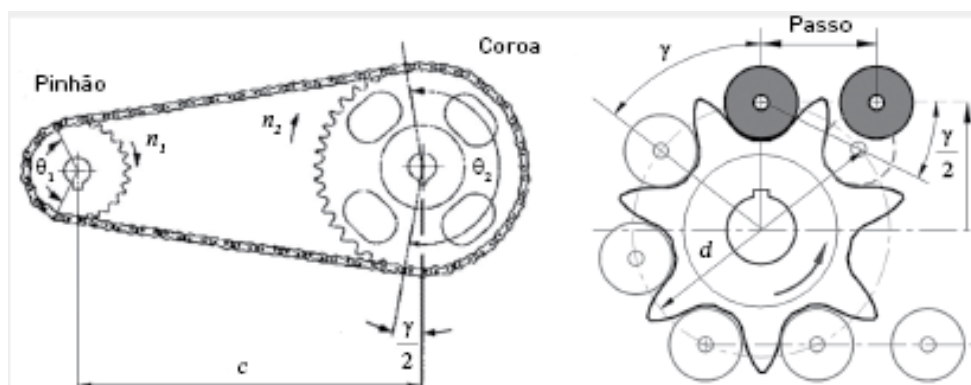
Figura 24 – Montagem de Correntes de rolos.



Fonte. American Chain Association. *Standard Handbook of Chains: Chains of Power Transmission and Material Handling* (2006).

A partir dos conhecimentos a respeito dos componentes de construção de uma corrente por rolos pode-se definir os parâmetros de dimensionamento para sistemas de transmissões que contenham tal componente. A Figura 20 ilustra os principais parâmetros.

Figura 25 – Parâmetros de dimensionamento de transmissões por correntes de rolos



Fonte: Fundamentals of Machine Component Design (1983).

Os parâmetros que serão utilizados para o dimensionamento das correntes e nos cálculos do projeto especialista são:

- γ - ângulo de articulação;
- $n_{1,2}$ - rotação do pinhão e da coroa respectivamente;
- $Z_{p,c}$ - número de dentes do pinhão e da coroa;
- c - distância entre centros;
- F - carga na corrente;
- P - potência transmitida
- p - passo;
- i - relação de transmissão;

Em comparação com o sistema de transmissão por correias, a relação de transmissão em correntes de rolo segue a mesma lógica, podendo ser descrita na seguinte equação:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_c}{d_p} \quad (51)$$

Sendo:

d_c - diâmetro da coroa;

d_p - diâmetro do pinhão

O ângulo de articulação pode ser definido pela relação entre as circunferências do pinhão ou da coroa e a quantidade de dentes de cada uma delas, sendo assim a Equação 52 define o melhor ângulo de articulação:

$$\gamma = \frac{2 * \pi}{Z_{p,c}} = \frac{360}{Z_{p,c}} \quad (52)$$

A partir do ângulo de articulação pode-se calcular o diâmetro primitivo da roda dentada, onde será alocada a corrente. Esta definição pode ser descrita na Equação 53 abaixo:

$$\text{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{p}{\frac{D}{2}} \rightarrow D = \left(\frac{p}{\text{sen} \left(\frac{180}{Z} \right)} \right) \quad (53)$$

Com o passo da corrente definido e com os valores dos diâmetros da coroa e do pinhão pode-se definir através da Equação 54 descrita abaixo, o valor da velocidade da corrente:

$$v = \frac{(z*p)*n}{60} \quad (54)$$

A velocidade máxima de saída da corrente utilizando é descrita pela Equação 55:

$$v_{máx} = \frac{\pi*n*p}{12*sen\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (55)$$

Já a velocidade mínima de saída da corrente ocorre no diâmetro menor do sistema, ou seja, no pinhão. A velocidade mínima de saída da corrente pode ser descrita na Equação 56:

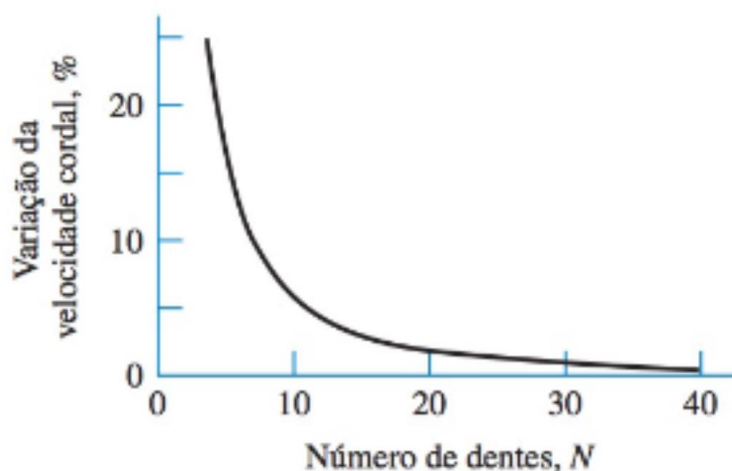
$$v_{mín} = \frac{\pi*p*n}{12} * \frac{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{sen\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (56)$$

Com as velocidades mínima e máxima definida se descreve a variação da velocidade, denominada como variação de velocidade cordal, efeito de oscilação causado pelo encaixe poligonal do apoio da corrente com o pinhão e coroa, a Equação 57 descreve este efeito no sistema:

$$\frac{\Delta v}{V} = \frac{v_{máx}-v_{mín}}{V} = \frac{\pi}{z} * \left(\frac{1}{sen\left(\frac{180}{z}\right)} - \frac{1}{tan\left(\frac{180}{z}\right)} \right) \quad (57)$$

A variação de velocidade cordal é um efeito inerente deste sistema, porém pode causar uma perda de eficiência. A variação da velocidade cordal é inversamente proporcional a quantidade de dentes, como pode-se perceber no gráfico da Figura 21:

Figura 26 – Gráfico Variação de velocidade cordal (%) x Número de dentes



Fonte: Budynas, Nisbett (2016).

Após determinar as velocidades máxima e mínima de saída e a variação de velocidade cordal deve-se calcular as velocidades máxima e mínima de entrada da corrente, no pinhão e na coroa. O cálculo destas velocidades pode ser definido nas equações 58 a 61:

No pinhão:

$$V_{chp,máx} = \omega_1 * r_1 \quad (58)$$

$$V_{chp,mín} = \omega_1 * r_1 * \cos\left(\frac{180}{z_p}\right) \quad (59)$$

Sendo:

ω_1 -velocidade angular do pinhão;

r_1 - raio do pinhão.

Na coroa:

$$V_{chp,máx} = \omega_2 * r_2 \quad (60)$$

$$V_{chp,mín} = \omega_2 * r_2 * \cos\left(\frac{180}{z_c}\right) \quad (61)$$

Sendo:

ω_2 – velocidade angular da coroa;

r_2 – raio da coroa.

As dimensões das correntes de roletes são padronizadas seguindo as orientações da *American National Standards Institute* (ANSI) como é descrito na Figura 27:

Figura 27 – Parâmetros padronizados de correntes de rolo.

Número da corrente ANSI	Passo [mm]	Largura [mm]	Resistencia mínima à tração [N]	Peso médio[N/m]	Diâmetro do rolete [mm]	Distância entre correntes múltiplas [mm]
25	6,35	3,18	3470,00	1,31	3,30	6,40
35	9,52	4,76	7830,00	3,06	5,08	10,13
41	12,70	6,35	6670,00	3,65	7,77	0,00
40	12,70	7,94	13920,00	6,13	7,92	14,38
50	15,88	9,52	21700,00	10,10	10,16	18,11
60	19,05	12,70	31300,00	14,60	11,91	22,78
80	25,40	15,88	55600,00	25,00	15,87	29,29
100	31,75	19,05	86700,00	37,70	19,05	35,76
120	38,10	25,40	124500,00	56,50	22,22	45,44
140	44,45	25,40	169000,00	72,20	25,40	48,87
160	50,80	31,75	222000,00	96,50	28,57	58,55
180	57,15	35,71	280000,00	132,20	35,71	65,84
200	63,50	38,10	347000,00	160,00	39,67	71,55
240	76,70	47,63	498000,00	239,00	47,62	87,83

Fonte: Adaptado de Budynas, Nisbett (2016).

O primeiro fator a ser determinado nos sistemas de transmissão por correntes de rolo é a potência nominal. Esta potência nominal é tabelada pela ANSI (*American National Standards Institute*), como capacidade em cavalos que a corrente pode desempenhar de acordo com o número de revoluções que o sistema de corrente irá realizar, descrito na Figura 28.

Figura 28 - Capacidade em cavalos de correntes de rolos por fila única

Rotação do pinhão [rpm]	25	35	40	41	50	60	80	100	120	140	160	180	200	240
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
150	0.13	0.41	0.99	0.55	1.92	3.32	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200	0.16	0.54	1.29	0.71	2.50	4.30	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400	0.30	1.01	2.40	1.32	4.67	8.03	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	
600	0.44	1.46	3.45	1.90	6.72	11.6	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3	31.0	59.4	89.0	101	112	123		
800	0.56	1.89	4.48	2.46	8.71	15.0	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1000	0.68	2.31	5.48	3.01	10.7	18.3	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9			
1400	0.93	3.13	7.41	2.61	14.4	18.1	22.7	27.2	31.5	35.6				
1600	1.05	3.53	8.36	2.14	12.8	14.8	18.6	22.3	25.8					
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4	15.6	18.7	21.6					
2000	1.27	4.32	7.72	1.52	9.23	10.6	13.3	15.9						
2500	1.56	5.28	5.51	1.10	6.58	7.57	9.56	0.40						
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76	7.25							
Tipo A	Tipo B				Tipo C		Tipo C'							

Fonte: Marco Filho (2022).

Tais definições seguem premissas de funcionamento da corrente e tendo como padrão roda dentada de 17 dentes, sendo elas:

- 15.000 horas de carga completa;
- Fileira única;
- Proporções ANSI;
- Fator de serviço unitário;
- Cem passos no comprimento;
- Lubrificação recomendada;
- Alongamento máximo de 3%;
- Eixos horizontais;
- Duas rodas dentadas de 17 dentes.

Os tipos de lubrificação mais comuns para sistemas de transmissão por correntes de rolos são:

- Tipo A: lubrificação manual ou por gotejamento;
- Tipo B: lubrificação de disco ou por banho;
- Tipo C: lubrificação por corrente de óleo;

Além da padronização feita pela ANSI as condições de serviço do sistema de transmissão por correntes também influenciam na sua capacidade de carga, como por exemplo, a temperatura, o tipo de máquina motora e movida a ser utilizada, vibrações e choques, as condições ambientais e a severidade da transmissão. O fator que considerará estas condições é o fator de serviço (K_s) apresentado na Figura 29.

Figura 29 – Fator de serviço K_s por máquina condutora e severidade de serviço

	Motor de combustão interna com acionamento hidráulico	Motor elétrico ou turbina	Motor de combustão interna com acionamento mecânica
Máquina Movida			
Máquina Motora			
suave	1,00	1	1,2
moderado	1,20	1,3	1,4
pesado	1,40	1,5	1,7

Fonte. Adaptado de Marco Filho (2022).

A partir dos dados tabelados a Equação 62 define o cálculo da potência admitida para o projeto.

$$P_{proj} = K_s * P \quad (62)$$

Sendo:

K_s – Fator de serviço;

P – Potência nominal tabelada pela ANSI.

Já a equação 63 define a potência transmitida pela corrente.

$$P_{corr} = k_1 * k_2 * P_{proj} \quad (63)$$

Em que:

P – Potência nominal para fileira única de correntes tabelada pela ANSI;

k_1 – Fator de correção para número de dentes do pinhão (z_p);

k_2 – Fator de correção para o número de correntes utilizado no sistema.

Os fatores de correção k_1 e k_2 são representados nas Figuras 30 e 31.

Figura 30 – Fator de correção (k_1) para o número de dentes do pinhão

Número de dentes do pinhão (z_p)	Fator de correção do número de dentes (k_1)	Número de dentes do pinhão (z_p)	Fator de correção do número de dentes (k_1)
11,00	0,53	22,00	1,29
12,00	0,62	23,00	1,35
13,00	0,70	24,00	1,41
14,00	0,78	25,00	1,46
15,00	0,85	30,00	1,73
16,00	0,92	35,00	1,95
17,00	1,00	40,00	2,15
18,00	1,05	45,00	2,37
19,00	1,11	50,00	2,51
20,00	1,18	55,00	2,66
21,00	1,26	60,00	2,80

Fonte. Adaptado de Marco Filho (2022).

Figura 31 – Fator de correção (k_2) para o número de correntes do sistema

Número de correntes	Fator de correção k_2
Simplex	1.0
Dupla	1.7
Tripla	2.5
Quádrupla	3.3
Quíntupla	3.9
Sextupla	4.6
Óctupla	6.0

Fonte. Adaptado de Marco Filho (2022).

Para que a corrente seja aprovada para o projeto designado a potência transmitida tem que ser igual ou maior que a potência exigida no projeto ($P_{\text{corr}} \geq P_{\text{proj}}$).

Por fim deve-se calcular o número de passos da corrente que pode ser descrito na Equação 64.

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{z_p + z_c}{2} + \frac{(z_c - z_p)^2 \cdot P}{\frac{4 \cdot \pi^2}{C}} \quad (64)$$

Sendo:

L/p = Número de passos da corrente;

C = Distância entre centros.

A distância entre centros é descrita na Equação 65.

$$C = \frac{dp + dc}{2} \quad (65)$$

Sendo A definido pela Equação 66.

$$A = \frac{z_c + z_p}{2} - \frac{L}{p} \quad (66)$$

Com todos os dados tabelados pela ANSI e com as Equações de 51 – 66, tem-se todos os parâmetros para o projeto de sistemas de transmissão por correntes. O que se pode avaliar além do projeto estar se enquadrando as demandas requeridas é a vida útil da corrente projetada, sua confiabilidade e eficiência, que são apresentadas nas Equações de 67 – 70.

Vida útil da corrente é determinada estaticamente e aproximada de 15.000 horas. Na equação 67 descreve-se a vida útil real da corrente projetada.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (67)$$

Sendo:

C – Capacidade de carga;

F – Carga aplicada.

A confiabilidade (R) desta vida útil tem que estar próxima ou maior que 90%. Caso esteja abaixo algum dos parâmetros anteriormente mencionados pode estar mal dimensionado. A confiabilidade é expressa na Equação 68.

$$R = \exp\left\{\left[\frac{L}{6,97 * L_{10}}\right]^{1,17}\right\} \quad (68)$$

Sendo:

L – Vida útil requerida de 15.000 horas.

A eficiência de um sistema de transmissão por correntes de rolos é alta, podendo variar em torno de 97 a 99%, a Equação 69 descreve a eficiência de uma corrente de rolos.

$$\eta = \frac{P}{P + \delta} \quad (69)$$

Sendo:

P – Potência transmitida em kW;

δ – Perdas por atrito das articulações em kW.

As perdas podem ser definidas pela Equação 70.

$$\delta = 4,902 * P * \mu * \left(\frac{D_{rol}}{D_{pin}}\right) \quad (70)$$

Sendo:

μ – Coeficiente de atrito ($\mu_{wet} = 0,005$; $\mu_{dry} = 0,150$);

D_{rol} – Diâmetro do rolete;

D_{pin} – Diâmetro do pinhão;

Outras validações que o projeto de correntes de rolos:

- Relação de transmissão não deve ultrapassar o valor de 7 ($i \leq 7$). Caso este valor seja ultrapassado é recomendado o dobramento;
- O número de dentes do pinhão tem que ser maior ou igual a 17 ($z_p \geq 17$) para minimizar o efeito poligonal;

- O número de dentes de ambas as engrenagens (coroa e pinhão) deve somar 50 e não ultrapassar o valor de 120.
- O número de elos da corrente não deve ser múltiplo do número de dentes do pinhão ou da coroa, para evitar com que dentes e roletes se encontrem com frequência, diminuindo o desgaste;
- A distância de centros indicada é entre $30p \leq C \leq 50p$, nunca ultrapassando o valor de $80p$ evitando assim a flecha excessiva devido ao peso da corrente e consequentemente a perda de eficiência do sistema de transmissão;
- A distância mínima entre centros recomendada pode ser descrita na Equação 71:

$$C_{\text{mín}} = \frac{d_{\text{pinhão}} + d_{\text{coroa}}}{2} \quad (71)$$

3.3 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO: ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

As engrenagens cilíndricas de dentes retos têm seu início datado no século 3 a.C. foram criadas por um inventor grego, Tesibius no século 3 a.C. porém foi somente no século XV d.C. que foram encontrados os primeiros registros quando Leonardo Da Vinci documentou os primeiros projetos de sistemas de transmissão de potência. Já na revolução industrial seu uso foi amplamente adaptado, começando a utilizar metais e aços para atender as demandas técnicas exigidas nas indústrias.

A *American Gears Manufactures Association* (AGMA) disseminou por muito tempo os conhecimentos para projetos de engrenagens cilíndricas de dentes retos. A AGMA é referência em projetos de engrenagens cilíndricas de dentes retos nos Estados Unidos e no mundo uma vez que sua atuação referente ao estudo de desgaste e resistência desse tipo de sistema de transmissão.

3.3.1 Dimensionamento de Engrenagens cilíndricas de Dentes Retos

O dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos possui etapas previamente determinadas pela AGMA, trazendo as determinações necessárias para o projeto deste elemento mecânico essencial para transmissão de potência.

A primeira determinação é regida pela Lei fundamental de engrenamento que afirma que “ a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento” (Norton, 2013 p.683). A razão da velocidade angular (m_v) é igual a razão do raio da engrenagem primitiva (de entrada) para a engrenagem de saída, com o descrita na Equação 72.

$$m_v = \frac{\omega_{ext}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (72)$$

O sinal negativo ou positivo desta relação indica o tipo de alocação das engrenagens, se for um conjunto com uma engrenagem externa o movimento entre o conjunto é invertido por isso o sinal deve ser negativo, já se o conjunto for constituído por uma construção com engrenagem interna o sinal é positivo. Outra razão importante para o início do dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos é a razão de torque ou ganho mecânico (m_a) que seria o inverso da razão da velocidade descrito na Equação 73.

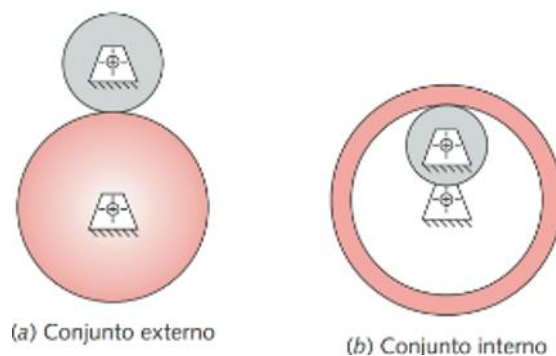
$$m_a = \frac{1}{m_v} = \frac{w_{int}}{w_{ext}} = \pm \frac{r_{ext}}{r_{int}} \quad (73)$$

Um par de engrenagens é descritivamente um mecanismo de troca de torque e velocidade, quanto menor a velocidade maior o torque transmitido e vice-versa, sendo requisitado de acordo com o esforço exigido. Sendo assim toda mudança de velocidade resultará na mudança de torque.

Transcrevendo tal relação para análise de cálculo, a razão de engrenamento (m_g) é uma magnitude da razão de velocidade e de torque, sendo sempre >1 . Como pode-se observar na Equação 74.

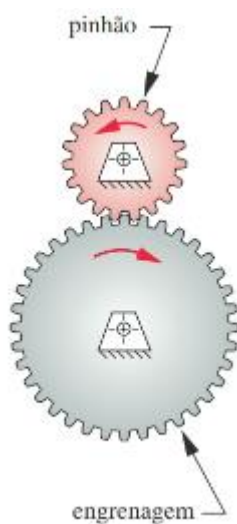
$$m_g = |m_v| > 1 \text{ ou } m_g = |m_a| > 1 \quad (74)$$

Figura 32 – Demonstração de configuração de conjuntos de engrenagens



Fonte: Norton (2013).

Figura 33 – Ilustração da transmissão de torque em engrenagens cilíndricas de dentes retos.

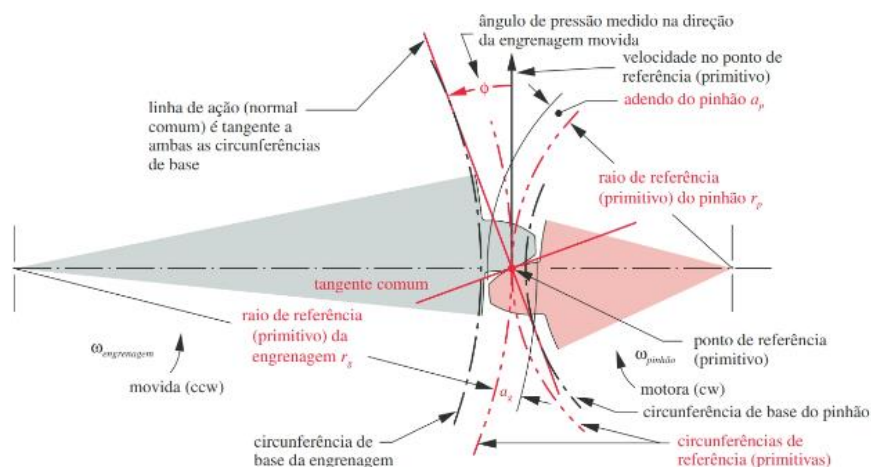


Fonte: Norton (2013).

O próximo fator essencial para o projeto de sistemas de transmissão por engrenagens é a definição do ângulo de pressão (ϕ), que é o ângulo entre a linha de ação (normal comum) e a direção da velocidade no ponto de referência (primitivo).

Este ângulo é tabelado pelas fabricantes sendo iguais a $14,5^\circ$, 20° e 25° . O ângulo de 20° é o mais utilizado na indústria mecânica.

Figura 34 – Ilustração do ângulo de pressão em engrenagens cilíndricas de dentes retos.



Fonte: Norton (2013).

Com a definição do ângulo de pressão e com os pontos de entrada e de saída de ação do engrenamento se determina o comprimento de ação (Z) pela Equação 75.

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p * \cos\phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g * \cos\phi)^2} - C * \sin\phi \quad (75)$$

Onde:

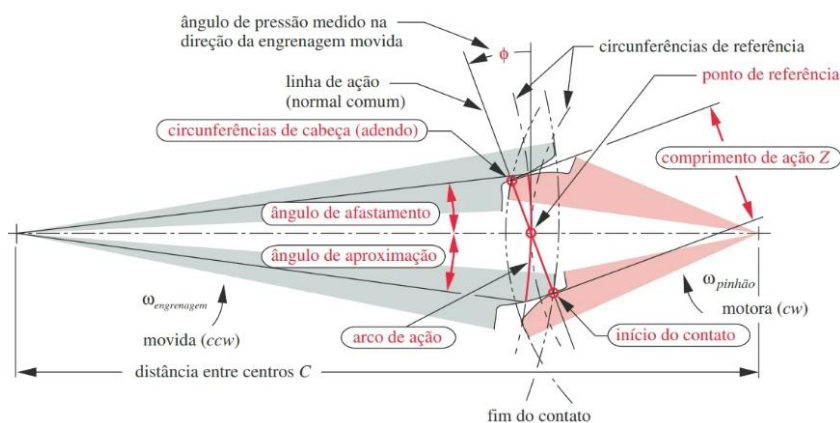
r_p – raio da circunferência relativa ao pinhão;

r_g – raio da circunferência da engrenagem;

a_p – saliência dos dentes do pinhão;

a_g – saliência dos dentes da engrenagem.

Figura 35 – Ilustração do comprimento de ação e seus componentes



Fonte: Norton (2013).

Seguindo para as definições do conjunto de engrenagens, o próximo passo a ser definido são os passos circular, de base e diametral, definidos nas Equações 76 – 78.

$$p_c = \frac{\pi \cdot d}{N} \quad (76)$$

Onde:

p_c – passo circular;

d – diâmetro de referência;

N – número de dentes.

$$p_b = p_c \cdot \cos\phi \quad (77)$$

p_b – passo de base.

$$p_d = \frac{\pi}{p_c} \quad (78)$$

p_d – passo diametral.

A partir dos valores obtidos no passo diametral define-se se a engrenagem e o pinhão são construídos pelas ferramentas de corte de forma grosseira ou fina, observado na Figura 36.

Figura 36 – Passos diametraes de referência padronizados

Passos diâmetrais de referência padronizados	
Grosseiros ($P_d < 20$)	Finos ($P_d > 20$)
1	20
1,25	24
1,5	32
1,75	48
2	64
2,5	72
3	80
4	96
5	120
6	
8	
18	

Fonte: Adaptado de Norton (2013).

A razão de engrenamento descrita na Equação 74 pode ser definida a partir da relação entre os dentes do pinhão e da engrenagem, como demonstrada na Equação 79.

$$m_g = \frac{N_g}{N_p} \quad (79)$$

Sendo:

N_g – número de dentes da engrenagem;

N_p – número de dentes do pinhão.

Essa razão é essencial para a validação da construção do conjunto de engrenagens. O número de dentes também é um fator importante, uma vez que ele vai determinar se na construção do par de engrenagens irá haver interferências ou adelgamentos, para se evitar a interferência há a determinação de um número mínimo de dentes permitido, sendo descrito na Equação 80.

$$N_{min} = \frac{2}{\text{sen}^2 \phi} \quad (80)$$

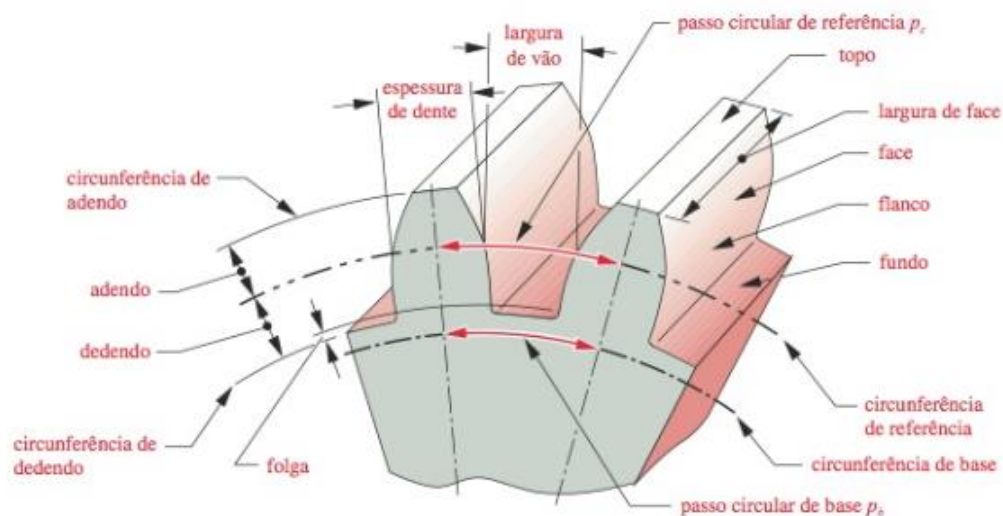
O contato entre o pinhão e a engrenagem é um fator fundamental para o projeto de conjuntos de transmissão de potência uma vez que isto vai definir se vai haver vibrações e ruídos indesejados para o projeto, uma vez que tais adversidades podem diminuir a eficiência do sistema de transmissão desejado. A razão que define isso é a razão de contato (m_p) definida pela Equação 81.

$$m_p = \frac{z}{p_b} \quad (81)$$

Se esta razão for igual a 1, portanto um dente está deixando o contato imediatamente ao próximo dente que entrará em contato, isso não é o adequado para a construção de sistemas de transmissão por engrenagens uma vez que pode ocasionar oscilações velocidades, vibrações e barulhos, portanto esta razão recomenda-se ser sempre maior que 1.

Na Figura 37 tem-se outros componentes na construção de engrenagens.

Figura 37 – Componentes de construção de engrenagens



Fonte: Norton (2013).

A estrutura fundamental para o projeto de engrenagens cilíndricas de dentes retos, como a própria nomenclatura sugere, são os dentes. Para melhor entendimento no projeto de engrenagens de dentes retos, há algumas nomenclaturas referentes aos dentes importantes para conhecimento de projeto e para o dimensionamento da engrenagem.

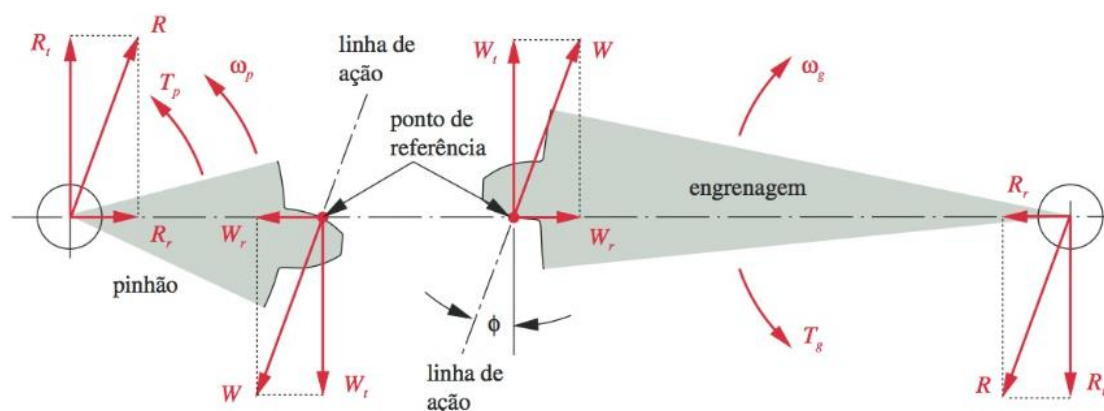
Inicialmente pelo Adendo que é a altura, saliência ou altura de cabeça dos dentes da engrenagem. Outra nomenclatura importante para o dimensionamento de dentes é o Dedendo que é a reentrância ou altura de pé, ambas medidas são referenciadas a partir da circunferência nominal da engrenagem. A reentrância é ligeiramente maior que a saliência, isto promove espaço entre a ponta do dente engrenado e o fundo do vão do outro dente. A profundidade de trabalho do dente é duas vezes o adendo, e a profundidade total é a soma do Adendo com o Dedendo.

A espessura do dente é medida no círculo de referência e a largura do vão é ligeiramente maior que ela, já a largura da face do dente é medida ao longo do eixo da engrenagem. O passo circular é o comprimento do arco ao longo da circunferência do círculo de referência medido de um ponto do dente até o mesmo ponto do próximo dente.

3.3.2 Carregamento, tensões e fatores de correção em Engrenagens Cilíndricas de dentes Retos

Observando-se a Figura 28, nota-se que os dentes de uma engrenagem de dentes retos, no ponto de referência uma força promove o carregamento nos dentes, neste artigo irá denomina-la como força de carregamento W , esta força atua na linha de ação do ângulo de pressão, ainda na Figura 38 pode-se desmembrá-la em duas componentes W_r e W_t , ambas componentes radial e tangencial da força W .

Figura 38 – Força de carregamento W e suas componentes.



Fonte: Norton (2013).

A reação R e suas componentes R_r e R_t , são iguais e de sentido opostos as respectivas forças W e suas componentes W_r e W_t .

As equações que definem a força W e suas componentes são as respectivas a seguir:

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2 \cdot T_p}{d_p} = \frac{2 \cdot T_p \cdot p_d}{N_p} \quad (82)$$

Sendo T_p o torque no eixo do pinhão, r_p é o raio primitivo, d_p é o diâmetro primitivo, p_d é o passo diametral do pinhão e N_p o número de dentes.

A componente radial:

$$W_r = W_t \cdot \tan \phi \quad (83)$$

E a força W por fim é definida por:

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (84)$$

Após o cálculo do carregamento nos dentes de uma engrenagem tem-se que calcular a tensão de flexão imposta nos dentes de uma engrenagem de dentes retos. A primeira equação que descreveu o comportamento da tensão nos dentes foi desenvolvida por W. Lewis, que tratou os dentes de uma engrenagem como uma viga em balanço com sua seção crítica na raiz. A Equação 85 a seguir demonstra este comportamento:

$$\sigma = \frac{W_t * p_d}{F * Y} \quad (85)$$

Onde:

- W_t é a força tangencial;
- p_d é o passo diametral;
- F é a largura da face;
- Y é o fator adimensional da geometria.

Hoje esta equação não é mais utilizada, porém ela ajudou a descrever as equações de flexão de AGMA que são utilizadas atualmente. O fator adimensional de geometria Y foi substituído pelo fator geométrico J e seguem especificações de acordo com o Sistema Internacional (SI). A Equação 86 descreve atualmente a tensão de flexão nos dentes de uma engrenagem:

$$\sigma_b = \frac{W_t * K_a * K_m}{F * m * J * K_v} * K_s * K_b * K_i \quad (86)$$

Onde:

- K_v é o fator dinâmico;
- K_m é o fator de distribuição de carga;
- K_s é o fator de tamanho;
- K_a é o fator de aplicação;
- m é o módulo métrico;
- K_b é o fator de espessura de borda;
- K_i é o fator de ciclo de carga.

Os fatores K_a , K_m e J são tabelados de acordo com as especificações das engrenagens, previamente informadas, K_i é igual a 1,42 quando a engrenagem é uma engrenagem livre (intermediária) ou 1 quando a engrenagem não é solta. Já os fatores K_v e K_b são calculados pelas seguintes equações:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 * V_t}} \right)^B \quad (87)$$

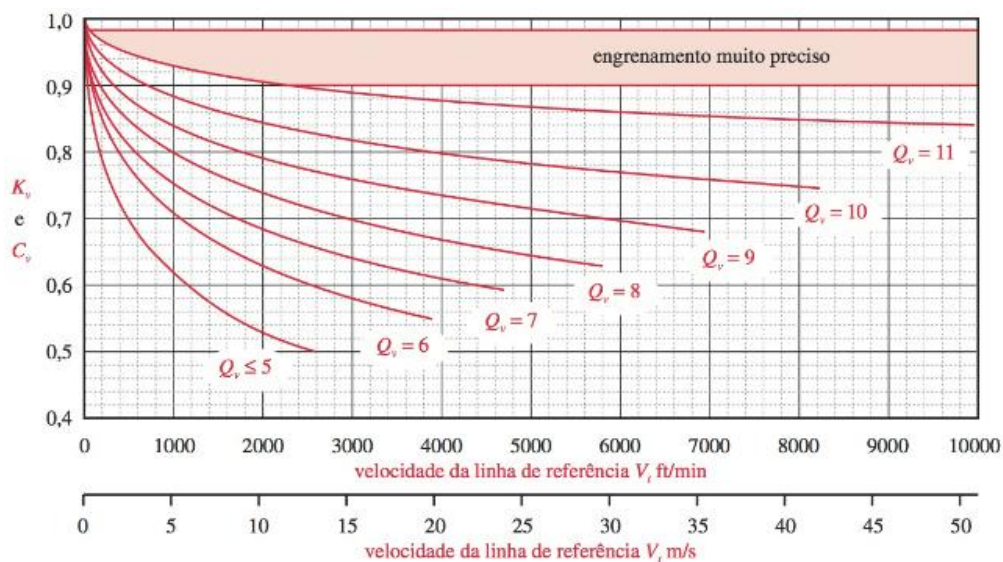
Onde A e B são fatores definidos da seguinte maneira:

$$A = 50 + 56 (1 - B) \quad (88)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad (89)$$

Q_v é o índice de qualidade do engrenamento que pode ser descrito na Figura 29 a seguir:

Figura 39 – Índice de Qualidade de Engrenamento



Fonte: Norton (2013)

Caso o índice de qualidade Q_v seja menor que 5 o fator dinâmico é calculado da seguinte forma:

$$K_v = 50 / (50 + \sqrt{200 * V_t}) \quad (90)$$

Onde:

- V_t é a velocidade da linha de passo.

Sendo calculada através da equação a seguir:

$$V_t = \frac{[A+(Q_v-3)]^2}{200} \quad (91)$$

O fator K_b foi introduzido pela AGMA recentemente e leva em conta quando uma engrenagem de diâmetro maior tem uma profundidade de borda fina em comparação com a profundidade do disco, este tipo de projeto pode falhar tendo uma fatura radial. A AGMA define uma razão de recuo m_b para este tipo de projeto:

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} \quad (92)$$

Onde:

- T_R é a espessura da borda medida do diâmetro raiz do dente até o diâmetro interno da borda;
- H_t é a profundidade total do dente.

Tendo a razão de recuo calculada, o fator K_b pode ser definido pelas seguintes equações e condições:

Se m_b $0,5 \leq m_b \leq 1,2$:

$$K_b = -2 * m_b + 3,4 \quad (93)$$

Se $m_b > 1,2$:

$$K_b = 1,0 \quad (94)$$

Os valores dos fatores tabelados são apresentados nas figuras a seguir:

Figura 40 – Tabela de Valores Fator de distribuição de carga K_m

Largura da face		
in	(mm)	K_m
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

Fonte: Norton (2013).

Figura 41 - Tabela de Valores Fator de aplicação K_a

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Norton (2013).

Figura 42 – Tabelas de valores do fator geométrico J

Tabela 12-8 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento na ponta⁵

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,24	0,24									
26	U	U	U	U	U	U	0,24	0,25	0,25	0,25							
35	U	U	U	U	U	U	0,24	0,26	0,25	0,26	0,26	0,26					
55	U	U	U	U	U	U	0,24	0,28	0,25	0,28	0,26	0,28	0,28	0,28			
135	U	U	U	U	U	U	0,24	0,29	0,25	0,29	0,26	0,29	0,28	0,29	0,29	0,29	

Tabela 12-9 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,33									
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35							
35	U	U	U	U	U	U	0,34	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39					
55	U	U	U	U	U	U	0,34	0,40	0,37	0,41	0,40	0,42	0,43	0,43			
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49	

Tabela 12-10 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento na ponta

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,27	0,19											
21	U	U	U	U	0,27	0,21	0,27	0,21									
26	U	U	U	U	0,27	0,22	0,27	0,22	0,28	0,22							
35	U	U	U	U	0,27	0,24	0,27	0,24	0,28	0,24	0,28	0,24					
55	U	U	U	U	0,27	0,26	0,27	0,26	0,28	0,26	0,28	0,26	0,29	0,26			
135	U	U	U	U	0,27	0,28	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,29	0,28	0,30	0,28	

Tabela 12-11 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento HPSTC

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,36	0,24											
21	U	U	U	U	0,37	0,26	0,39	0,27									
26	U	U	U	U	0,37	0,29	0,39	0,29	0,41	0,30							
35	U	U	U	U	0,37	0,32	0,40	0,32	0,41	0,33	0,43	0,34					
55	U	U	U	U	0,38	0,35	0,40	0,36	0,42	0,36	0,44	0,37	0,47	0,39			
135	U	U	U	U	0,39	0,39	0,41	0,40	0,43	0,41	0,45	0,42	0,48	0,44	0,51	0,46	

Tabela 12-12 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de profundidade completa com carregamento na ponta

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	0,28	0,28												
17	U	U	0,28	0,30	0,30	0,30										
21	U	U	0,28	0,31	0,30	0,31	0,31	0,31								
26	U	U	0,28	0,33	0,30	0,33	0,31	0,33	0,33	0,33						
35	U	U	0,28	0,34	0,30	0,34	0,31	0,34	0,33	0,34	0,34	0,34	0,34			
55	U	U	0,28	0,36	0,30	0,36	0,31	0,36	0,33	0,36	0,34	0,36	0,36	0,36	0,36	
135	U	U	0,28	0,38	0,30	0,38	0,31	0,38	0,33	0,38	0,34	0,38	0,36	0,38	0,38	0,38

Tabela 12-13 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	0,33	0,33												
17	U	U	0,33	0,36	0,36	0,36										
21	U	U	0,33	0,39	0,36	0,39	0,39	0,39								
26	U	U	0,33	0,41	0,37	0,42	0,40	0,42	0,43	0,43						
35	U	U	0,34	0,44	0,37	0,45	0,40	0,45	0,43	0,46	0,46	0,46	0,46			
55	U	U	0,34	0,47	0,38	0,48	0,41	0,49	0,44	0,49	0,47	0,50	0,51	0,51		
135	U	U	0,35	0,51	0,38	0,52	0,42	0,53	0,45	0,53	0,48	0,54	0,53	0,56	0,57	0,57

Tabela 12-14 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento na ponta

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	0,32	0,20															
14	0,32	0,22	0,33	0,22													
17	0,32	0,25	0,33	0,25	0,34	0,25											
21	0,32	0,27	0,33	0,27	0,34	0,27	0,36	0,27									
26	0,32	0,29	0,33	0,29	0,34	0,29	0,36	0,29	0,36	0,29							
35	0,32	0,31	0,33	0,31	0,34	0,31	0,36	0,31	0,36	0,31	0,37	0,31					
55	0,32	0,34	0,33	0,34	0,34	0,34	0,36	0,34	0,36	0,34	0,37	0,34	0,38	0,34			
135	0,32	0,37	0,33	0,37	0,34	0,37	0,36	0,37	0,36	0,37	0,37	0,37	0,38	0,37	0,39	0,37	

Tabela 12-15 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento HPSTC

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	0,38	0,22															
14	0,38	0,25	0,40	0,25													
17	0,38	0,29	0,40	0,29	0,43	0,29											
21	0,38	0,32	0,41	0,32	0,43	0,33	0,46	0,33									
26	0,39	0,35	0,41	0,35	0,44	0,36	0,46	0,36	0,48	0,37							
35	0,39	0,38	0,41	0,39	0,44	0,39	0,47	0,40	0,49	0,41	0,51	0,41					
55	0,39	0,42	0,42	0,43	0,44	0,44	0,47	0,44	0,49	0,45	0,52	0,46	0,55	0,47			
135	0,40	0,47	0,42	0,48	0,45	0,49	0,48	0,49	0,50	0,50	0,53	0,51	0,56	0,53	0,59	0,55	

Fonte: Norton (2013).

Outra tensão atuante em engrenagens cilíndricas de dentes retos é a tensão de superfície. As tensões de superfície foram primeiramente investigadas por Buckingham que reconheceu que dois cilindros com raios de curvatura igual as dos dentes de engrenagem no ponto de referência e que fossem carregados radialmente em contato com rolamento poderiam simular os contatos dos dentes de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos. A partir dessa análise foram desenvolvidas as equações de AGMA para cálculo deste tipo de tensão, que pode ser descrita na Equação 95.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{((W_t * C_a * C_m) / (F * I * d * C_v)) * C_s * C_f} \quad (95)$$

Onde:

- d é o diâmetro de referência da menor das duas engrenagens;
- I é o fator geométrico superficial;
- C_a, C_m, C_v, C_s são fatores respectivamente iguais a K_a, K_m, K_v, K_s;
- C_p é o coeficiente elástico;

- C_f é o acabamento superficial.

Os fatores I , C_p e C_f podem ser definidos pelas seguintes equações:

$$I = \frac{\cos\theta}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) * d_p} \quad (96)$$

Onde:

- P_p e P_g são os raios de curvatura do pinhão e da engrenagem;
- D_p é o diâmetro de referência do pinhão.

O sinal \pm se refere se o conjunto de engrenagem é interna ou externa, sendo sinal positivo para configurações externas e negativo para configurações internas. Os raios de curvatura da engrenagem e do pinhão podem ser definidos pelas equações a seguir:

$$\rho_p = \left(\sqrt{r_p + \left(\frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} \right) - \frac{\pi}{p_d} * \cos\phi \quad (97)$$

$$\rho_g = C * \sin\phi \mp \rho_p \quad (98)$$

Onde:

- R_p é o raio de referência do pinhão;
- C é a distância entre centros;
- X_p é o coeficiente do adendo do pinhão, caso os dentes sejam padronizados e complexos $X_p = 0$, com adendo de dentes alongados de 25% $X_p = 0,25$.

O sinal \pm da Equação 98 tem o mesmo objetivo de escolha da Equação 96.

O coeficiente elástico considera a diferença entre os materiais dos dentes e pode ser definido pela Equação 99.

$$C_p = \sqrt{1/(\pi * \left[\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p}\right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g}\right) \right])} \quad (99)$$

Onde:

- E_p e E_g são os módulos de elasticidade do pinhão e da engrenagem respectivamente;

- V_p e V_g são os coeficientes de Poisson do pinhão e da engrenagem respectivamente;

O fator C_p é tabelado para cada tipo de material selecionado para construção da Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos. A Figura 33 ilustra os valores do fator de elasticidade para cada material.

Figura 43 – Tabela de valores para o Fator de Elasticidade (C_p)

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)

O C_f é o fator que leva em consideração aqueles acabamentos que são grosseiros na superfície dos dentes das engrenagens cilíndricas, a AGMA recomenda que este fator seja igual a 1.

Além do cálculo das tensões de flexão e superficial é de suma importância o cálculo das resistências à fadiga, sendo elas de flexão e superficial.

Os valores definidos pela AGMA para a resistência de flexão são definidos utilizando peças idealizadas, ou seja, peças dimensionadas de forma igualitária, de forma geométrica, de acabamento superficial etc. Trazendo valores parcialmente corretos, para isso uma equação de correção é utilizada para trazer resultados coerentes. A Equação 100 demonstra algebricamente esta equação.

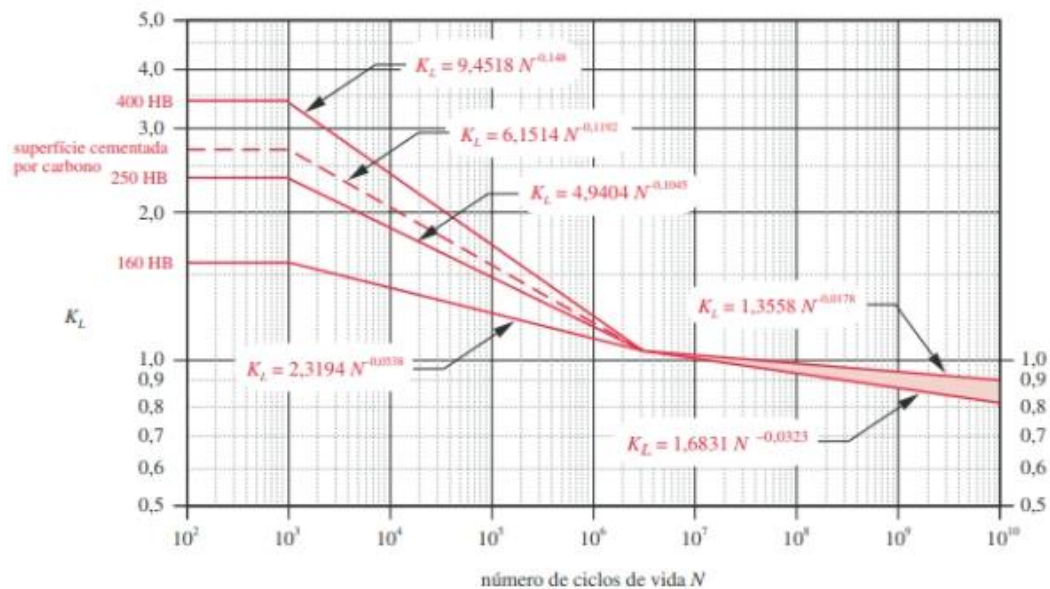
$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T * K_R} * S_{sb}' \quad (100)$$

Onde:

- S_{fb}' é a tensão publicada pela AGMA;
- K_L é o fator de vida;
- K_T é o fator de temperatura do lubrificante;
- K_R é o fator de confiabilidade.

Os valores do fator de vida K_L são definidos para solicitações entre 1 e 7 ciclos, para solicitações de menores ciclos ou maiores é necessário modificações para estabelecer este fator.

Figura 44 – Curva de valores do fator de Vida K_L .



Fonte: Norton (2013).

O fator de temperatura, K_T , pode ser definido pela Equação 101.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (101)$$

Onde T_F é a temperatura do óleo utilizado na lubrificação do conjunto de engrenagens.

A Figura 45 ilustra os valores definidos pela AGMA para a resistência à fadiga de flexão.

Figura 45 – Tabela de valores AGMA para S_{fb}

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 ³	MPa	
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230	
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280	
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325	
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360	
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N ¹	34-45	230-310
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
Ferro recozido	20 30 40	Classe 20 Classe 30 Classe 40	Como fundido		5	35	
			Como fundido	175 HB	8	69	
			Como fundido	200 HB	13	90	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a A-7-c A-7-d A-7-e	60-40-18 80-55-06 100-70-03 120-90-02	Recozido	140 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c A-8-e A-8-f A-8-i	45007 50005 53007 80002		165 HB	10	70	
				180 HB	13	90	
				195 HB	16	110	
				240 HB	21	145	
Bronze	Bronze 2 Al/Br 3	AGMA 2C ASTM B-148 78 liga 954	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40	
			Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160	

Fonte: Norton (2013).

Os valores definidos pela AGMA para a resistência de fadiga por flexão são baseados em 1 falha para cada 100 amostras, ou confiabilidade de 99%, para estes casos o fator de confiabilidade para K_R é igual a 1, caso esta confiabilidade seja maior ou menor os valores de K_R são tabelados na Figura 46.

Figura 46 – Tabela de valores do fator de confiabilidade.

Fator K_R da AGMA	
Confiabilidade %	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fonte: Norton (2013).

Estas mesmas etapas são executadas para a correção do cálculo da resistência à fadiga superficial. A equação que define essa correção é a Equação 102.

$$S_{fc} = ((C_L * C_H)/(C_T * C_R)) * S_{fc}' \quad (102)$$

Onde:

- S_{fc}' é a resistência à fadiga definida pela AGMA;
- C_T , C_R são os mesmos fatores respectivos de K_L , K_T , K_R , e podem ser definidos da mesma maneira que definidos anteriormente;
- C_H é o fator de razão de dureza;
- C_L é o fator de vida de superfície.

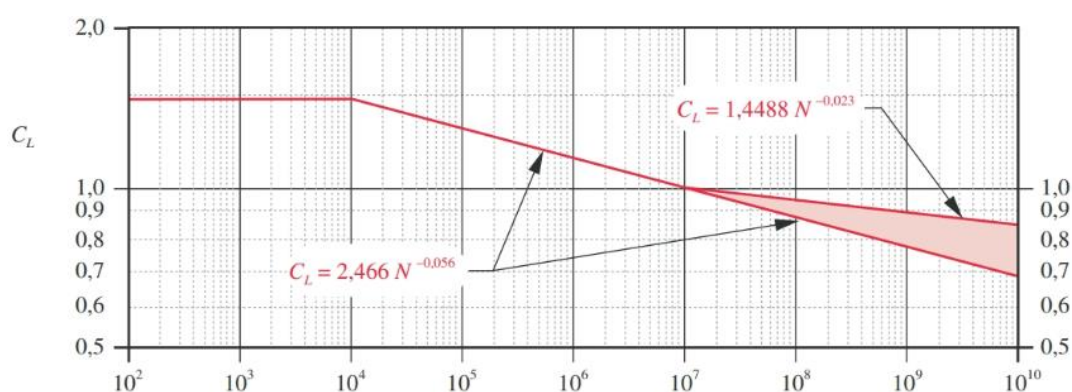
Figura 47 – Tabela de valores de resistência à fadiga superficial AGMA

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi x 10 ³	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N [†]	155-180	1100-1250
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
	Nitroliza 135M	Nitretado	90,0 HR15N	170-195	1170-1350	
	Nitroliza	Nitretado	90,0 HR15N	195-205	1340-1410	
	Cromo 2,5%	Nitretado	87,5 HR15N	155-172	1100-1200	
	Cromo 2,5%	Nitretado	90,0 HR15N	192-216	1300-1500	
Ferro fundido	20	Classe 20	Como fundido		50-60	340-410
	30	Classe 30	Como fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Classe 40	Como fundido	200 HB	75-85	520-590
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	103-126	710-870
Ferro maleável (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65	450

Fonte: Norton (2013).

O fator de vida de superfície C_L é definido também para solicitações entre 1 e 7 ciclos, caso haja solicitações onde o ciclo de vida é menor ou maior será necessário modificações da resistência à fadiga de superfície baseado na relação $S-N$ para o devido material. O número de ciclos de carga é definido pelo número de contatos de engrenamento, sob carga, nos dentes das engrenagens analisadas. A curva demonstrada na Figura 48 demonstra este comportamento.

Figura 48 – Curva $S-N$ para o fator do ciclo de vida de superfície.



Fonte: Norton (2013).

O fator de razão de dureza C_H é definido pela razão de engrenamento e da dureza relativa do pinhão e da engrenagem, sendo sempre maior ou igual a 1,0. Tal fator considera situações em que os dentes do pinhão são mais duros que os dentes da engrenagem. Para definir este fator as Equações 103 são necessárias.

$$C_H = 1 + A * (m_G - 1) \quad (103)$$

Onde:

- M_G é a razão de engrenamento;

A constante A é definida pelas seguintes relações.

$$\text{se } \frac{HB_P}{HB_G} = 1,2, A = 0$$

$$\text{se } 1,2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1,7, A = \frac{0,00898 HB_P}{HB_G} - 0,00829$$

$$\text{se } \frac{HB_P}{HB_G} > 1,7, A = 0,00698$$

Onde HB_p e HB_G são as durezas Brinell do pinhão e da engrenagem respectivamente, para pinhões com superfície endurecida (>48 HRC) e trabalhando contra engrenagens igualmente endurecidas, C_H é encontrado pela Equação 104.

$$C_H = 1 + B(450 - HB_G) \quad (104)$$

Onde:

$$B = 0,00075(e)^{-0,052R_q} \quad (105)$$

Sendo R_q a rugosidade da superfície rms dos dentes do pinhão em $\mu\text{min rms}$.

4 METODOLOGIA DO PROJETO ESPECIALISTA EM EXCEL PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

4.1 EXCEL E SUA UTILIZAÇÃO EM PROJETOS

O Excel é um software produzido pela Microsoft amplamente utilizado em diversos tipos de projetos. Sua versão inicial foi pensada e projetada para o Macintosh em 1985 e somente em 1987 o Excel foi lançado para o Windows com o nome de Excel 2.0. Esta ferramenta faz parte do pacote Microsoft Office e foi a primeira ferramenta a trazer uma interface gráfica para o usuário.

A sua utilização em projetos teve sua demanda acrescida quando linguagens de programação, como VBA (*Virtual Basic for Applications*) e mais atualmente o PowerBI, que ajudaram na manipulação de dados e na análise mais ampla e ágil.

Trazendo tais conceitos ele foi o software escolhido para desenvolver este projeto especialista.

4.2 A PROGRAMAÇÃO LÓGICA PARA CONSTRUÇÃO DO PROJETO ESPECIALISTA PARA SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

Para utilizar o Excel para este projeto especialista deve-se programá-lo para receber as equações previamente descritas nos capítulos anteriores. Além deste quesito é necessário construir um centro de dados tabelados para que as interfaces do Excel interpretem, calculem e apresente os resultados esperados para dimensionar sistemas de transmissão sendo eles, correias e polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Este centro de dados irá apresentar em seu *backoffice* tabelas definidas por órgãos internacionais de padronização, como a ANSI e a AGMA, não podendo ser alteradas pelo usuário, uma vez que a alteração delas poderá acarretar e resultados errôneos.

Pode-se observar que o centro de dados do projeto especialista na Figura 49 a seguir.

Figura 49 – Exemplo de tabelas de dados padronizados

Velocidade da rodentada (RPM)	Número de corrente ANSI					
	25	35	40	41	50	60
50	0,05	0,16	0,37	0,2	0,72	1,24
100	0,09	0,29	0,69	0,38	1,34	2,31
150	0,13	0,41	0,99	0,55	1,92	3,32
200	0,16	0,54	1,29	0,71	2,5	4,3
300	0,23	0,78	1,85	1,02	3,61	6,2
400	0,3	1,01	2,4	1,32	4,67	8,03
500	0,37	1,24	2,93	1,61	5,71	9,81
600	0,44	1,46	3,45	1,9	6,72	11,6
700	0,5	1,68	3,97	2,18	7,73	13,3
800	0,56	1,89	4,48	2,46	8,71	15
900	0,62	2,1	4,98	2,74	9,69	16,7
1000	0,68	2,31	5,48	3,01	10,7	18,3
1200	0,81	2,73	6,45	3,29	12,6	21,6
1400	0,93	3,13	7,41	3,61	14,4	24,8
1600	1,05	3,53	8,36	3,93	16,2	28,1

Fonte: Elaborado pelo Autor.

4.2.1 Programa especialista: Correias e Polias

O primeiro sistema de transmissão desenvolvido utilizando o Excel foi o de Correias e polias.

A primeira ação que o usuário terá que realizar será escolher através do menu principal qual sistema de transmissão ele desejará dimensionar, correias e polias, correntes de rolos ou engrenagens cilíndricas de dentes retos.

A Figura 40 ilustra o menu principal com os botões configurado para cada página específica. Este menu foi criado a partir da utilização de formas disponibilizadas no Excel e com *hiperlinks* conectados a eles, que ao clicar em determinado botão o usuário é automaticamente levado a página respectiva.

Figura 50 – Menu principal: Projeto Especialista para transmissões



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Ao clicar no botão correias e polias o usuário será automaticamente direcionado para a página de dimensionamento de correias e polias. Nesta tela o usuário terá a possibilidade de inserir os parâmetros de entrada para dimensionamento de correias e polias, sendo eles:

- Diâmetro da polia menor;
- Diâmetro da polia maior;
- Distância entre centros de eixo;
- Potência do motor;
- Potência da correia;
- Tipo de solicitação;
- Tipo de Torque;
- Rotação da polia maior e menor;
- Correia Individual ou Conjugada;
- Categoria de Correia utilizada.
-

Figura 51 – Parâmetros de inserção padrões pelo usuário

Correias e Polias		
PARÂMETROS DO PROJETO		
Diâmetro maior da polia (D)	12	mm
Diâmetro menor da polia (d)	6	mm
Distância ideal entre eixos (c)	120	m
Tipo de motor	Máquinas Grandes	
Potência do motor (Nm)	8	kW
Potência da correia (Nr)	1000	W
Tipo de solicitação	Contínuo	
Tipo de Torque	Alto	
Rotação da polia menor (N1)	10000	rpm
Rotação da polia maior (N2)	5000	rpm
Perfil da correia utilizada	A 26	
Configuração da Correia	Conjugada	
Categoria da correia utilizada	A	

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Após inserir essas informações a partir das demandas de projeto o sistema através do centro de dados previamente configurados, irá se calcular alguns parâmetros utilizando lógicas condicionais nas células à direita dos dados inseridos. Estas células estão configuradas com as fórmulas matemáticas que descrevem o dimensionamento de Correias e Polias e também por lógicas condicionais através da fórmula de condição do Excel “SE” e “SES” que irá condicionar uma lógica ou várias lógicas verdadeiras à retorno de uma validação verdadeira ou falsa. Tais lógicas foram replicadas nos demais sistemas de transmissão.

O primeiro parâmetro calculado é o comprimento real da correia como pode-se observar na Figura 52.

Figura 52 – Cálculo do comprimento Real da Correia

Perfil da correia utilizada	C 71
Configuração da Correia	Individual
Categoria da correia utilizada	B
Comprimento real da correia (Lr)	1875

Fonte: Elaborado pelo Autor.

O valor do comprimento real da polia é tabelado como observamos na Quadro 1, explicitado no capítulo de dimensionamento de correias e polias. A partir da seleção do tipo de perfil trabalhado, o sistema através da equação lógica do Excel “*Procura na Vertical*” (PROCV) irá pesquisar na tabela no centro de dados e evidenciar o valor respectivo do comprimento real da correia utilizada, as medidas que são utilizadas no programa especialista são todas no sistema internacional (SI).

O segundo parâmetro evidenciado pelo programa especialista irá evidenciar é a largura correspondente da correia e a sua respectiva tração admitida. Novamente a fórmula de PROCV, a partir do valor da largura selecionado, irá evidenciar o valor da tração admitida.

Figura 53 – Valores de Largura (b) e Tração admitida (p) da correia.

Largura da correia (b)	140	mm
Tração admitida (p)	16	N/mm

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A partir dos parâmetros configurados pelo usuário, descritos anteriormente, os dados abaixo serão determinados nas tabelas, através da fórmula PROCV:

- C1 , C2,C3,C4 (constantes para designação de forças);
- Fator de correção de comprimento (Fc);
- Fator de serviço (Fs).

Figura 54 – Valores de Constantes determinados através de PROCV.

C1	0,02401
C2	0,86574
C3	5,716E-10
C4	0,00376
Fator de correção de comprimento (Fc)	0,81
Fator de serviço (Fs)	1,2

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Com os dados inseridos pelo usuário e demonstrados através de PROCV é possível configurar as equações de dimensionamento de Correias e Polias, descritas anteriormente, no Excel, calculando-os automaticamente, demonstrado na Figura 55:

Figura 55 – Dimensionamento de Correias e Polias.

CÁLCULOS DO PROJETO		
Razão de transmissão (i)	2,266666667	
Potência complementar (Ni)	0,84	kW
Velocidade periférica (Vp)	534,0707511	m/s
Força transmitida (Ft)	2240	N

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os fatores dimensionados pelo Excel são:

- Razão de transmissão (i);
- Potência complementar (Ni);
- Velocidade periférica (Vp);
- Força transmitida (Ft);

- Potência da Correia (N_c);
- Força (T);
- Força tangencial (F_{tan});
- Distância real entre eixos (C_r);
- Potência efetiva (N_e);
- Constante (k);
- Comprimento nominal da correia (L);
- Ângulo de Abraçamento (θ);
- Fator de correção do ângulo de abraçamento (F_θ);
- Quantidade de correias (Q_c);
- Componente tangencial do lado frouxo (t);
- Constante Estática (C_{es});
- Força Estática (F_{es});
- Constante Dinâmica (C_d);
- Força de deslocamento mínimo ($F_{dmín}$);
- Força de deslocamento máximo ($F_{dmáx}$);
- Rendimento (η);

4.2.2 Programa especialista : Correntes de Rolos

O mesmo procedimento de escolha de escolha do sistema de transmissão no Menu Principal irá ocorrer se o usuário selecionar o botão “Correntes de Rolos”.

Na tela inicial deste tópico o usuário novamente irá inserir os parâmetros iniciais do projeto, ao qual, todos os cálculos irão se basear, sendo eles:

- Diâmetro do Pinhão (d_p)
- Diâmetro da coroa (d_c)
- Velocidade angular do Pinhão (N_1)
- Velocidade angular da Coroa (N_2)
- Número de dentes do Pinhão (Z_p)
- Número de dentes da Coroa (Z_c)
- Número ANSI

Na Figura 56 segue exemplo desta operação:

Figura 56 – Parâmetros iniciais de Correntes de Rolos

PARÂMETROS DO PROJETO		
Diâmetro do Pinhão (dp)	10	mm
Diâmetro da coroa (dc)	50	mm
Velocidade angular do Pinhão (N1)		rpm
Velocidade angular da Coroa (N2)		rpm
Número de dentes do Pinhão (Zp)		
Número de dentes da Coroa (Zc)		
Número ANSI	25	

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A partir dos parâmetros configurados pelo usuário, descritos anteriormente, os dados abaixo serão determinados nas tabelas, através da fórmula PROCV:

- Passo (p)
- Potência transmitida (Pt)
- Carga Admitida (C)
- Fator De Serviço (Ks)
- Fator de correção de dentes do pinhão (K1)
- Fator de correção para o número de correntes (K2)
- Tipo de solicitação de serviço
- Diâmetro do rolete (Drol)
- Condição de lubrificação
- Coeficiente de atrito (μ)

Figura 57 – Valores de Constantes determinados através de PROCV

Passo (p)
Potência transmitida (Pt)
Carga Admitida (C)
Fator De Serviço (Ks)
Fator de correção de dentes do pinhão (K1)
Fator de correção para o número de correntes (K2)
Tipo de solicitação de serviço
Diâmetro do rolete (Drol)
Condição de lubrificação
Coeficiente de atrito (μ)

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Com os dados inseridos pelo usuário e demonstrados através de PROCV é possível configurar as equações de dimensionamento de Correntes de Rolos, descritas anteriormente, no Excel, calculando-os automaticamente:

Figura 58 – Dimensionamento de Correias e Polias.

CÁLCULOS DO PROJETO		
Distância entre centros (c)	30	mm
Ângulo de Articulação de correntes		

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os fatores dimensionados pelo Excel são:

- Distância entre centros (c)
- Ângulo de Articulação de correntes
- Razão de transmissão (i)
- Potência de projeto (Pproj)
- Potência transmitida na corrente (Pcorr)
- Velocidade da corrente (v)
- Velocidade máxima de saída da corrente
- Velocidade mínima de saída da corrente
- Velocidade máxima de entrada da corrente
- Velocidade mínima de entrada da corrente
- Carga aplicada na corrente (F)
- Número de passos da corrente
- Vida Útil da Corrente
- Confiabilidade (R)
- Perda de Carga (δ)
- Rendimento (η)

4.2.3 Programa especialista: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

O mesmo processo descrito para Correias e Polias e Correntes de Rolos, Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos seguirá com a opção do usuário de selecionar o

botão de “Engrenagens Cilíndricas”, automaticamente ele será direcionado para a página de dimensionamento de Engrenagens cilíndricas de dentes retos.

A inserção de parâmetros de entrada também está presente no programa especialista para engrenagens. Os parâmetros que o usuário deve inserir inicialmente são:

- Potência da fonte (W);
- Rotação nominal (rpm);
- Número de dentes pinhão 1 (Np1);
- Número de dentes engrenagem 3 (Ng3);
- Módulo do pinhão 1 (mm);
- Módulo da engrenagem 3 (mm);
- Relação de redução do primeiro e segundo eixo;
- Relação de redução do segundo e terceiro eixo;
- Ângulo de pressão (rad);
- Passo diametral pinhão (mm);
- Condição do passo diametral;
- Relação de Transmissão (i).

A Figura 59 exemplifica tais parâmetros:

Figura 59 – Parâmetros de entrada Engrenagens Cilíndricas de dentes retos

	Dados fornecidos	SI
Potência da fonte (W)	1250,00	-
Rotação nominal (rpm)	1720,00	-
Número de dentes pinhão 1 (Np1)	100,00	-
Número de dentes engrenagem 3 (Ng3)	200,00	-
Módulo do pinhão 1 (mm)	3,00	-
Módulo da engrenagem 3 (mm)	5,00	-
Relação de redução do primeiro e segundo eixo	3,50	1,00
Relação de redução do segundo e terceiro eixo	4,00	1,00
Ângulo de pressão (rad)	0,35	20,00
Passo diametral pinhão	8,47	3,00
Condição do passo diametral	Grossoiro	
Relação de Transmissão	2	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Definidos os parâmetros iniciais o projeto especialista em Excel tem a possibilidade de calcular todos os fatores de dimensionamento de engrenagens cilíndricas de dentes retos, sendo eles:

- Razão de engrenamento (mg);
- Condição de mg;

- Passo circular de referência (P_c);
- Passo de base (P_b);
- Diâmetro primitivo do pinhão (d_p)(mm);
- Diâmetro primitivo da coroa (d_g)(mm);
- Verificação de diâmetro primitivo;
- Distância nominal de centro (C) (mm);
- Adendo (a);
- Dedendo (b);
- Profundidade total dos dentes (h_t)(mm);
- Folga de engrenamento(c)(mm);
- Diâmetro externo pinhão(mm);
- Diâmetro externo coroa(mm);
- Raio de circunferência de referência(r_p);
- Raio de circunferência de referência(r_g);
- Cos em radianos;
- Sen em radianos;
- Comprimento de ação(Z) parte pinhão(mm);
- Comprimento de ação(Z) parte coroa(mm);
- Comprimento de ação(Z)total(mm);
- Razão de contato do engrenamento (m_p);
- N_{g3} ;
- N_{g5} ;
- Rotação de eixo menor (rpm);
- Rotação de eixo maior (rpm);
- Torque na árvore a (N.m);
- Eficiência entre a e b (N_a/b);
- Torque na árvore b (N.m);
- Eficiência entre b e c (N_a/b);
- Torque na árvore c (N.m);
- Passo diametral 1 (P_d1) (dentes/in);
- Passo diametral 2 (P_d2) (dentes/in);

- Diâmetro primitivo Pinhão 2 (dp_2) (in);
Diâmetro primitivo Engrenagem 3 (dp_2) (in);
- Diâmetro primitivo Pinhão 4 (dp_4) (in);
- Diâmetro primitivo Engrenagem 5 (dp_5) (in);
- Força tangencial no eixo 2 (W_{t2}) (N);
- Força radial no eixo 2 (W_{r2})(N);
- Força total no eixo 2 (W_2)(N);
- Força tangencial no eixo 4 (W_{t4}) (N);
- Força radial no eixo 4 (W_{r4}) (N);
- Força total no eixo 4 (W_4)(N).

Neste projeto dimensiona uma árvore de engrenagens, sendo este projeto com cinco engrenagens diferentes. Os demais fatores calculados a partir dos dados inseridos pelo usuário são referentes à geometria da engrenagem projetada e ao tratamento da superfície, sendo tais parâmetros:

Tratamento geométrico da engrenagem cilíndrica de dentes retos

- Relação de Pd;
- Estimativa de face de eixo 2 e 3 ($F_{2/3}$) (in);
- Estimativa de face de eixo 4 e 5 ($F_{4/5}$) (in);
- Fator de aplicação (K_a);
- Fator de distribuição de carga dos eixos 2 e 3 ($K_{m2/3}$);
- Fator de distribuição de carga dos eixos 4 e 5 ($K_{m2/3}$);
- Velocidade do eixo 2 (m/s);
- Índice de qualidade (Q_v);
- Dedendo;
- Adendo;
- Fator de velocidade 2(K_{v2});
- Velocidade do eixo 4 (m/s);
- Fator de velocidade 4 (K_{v4});
- Fator de tamanho (K_s);
- Engrenagens de disco sólido (K_b);

- Fator de ciclo de carga (K_i);
- Fator de flexão J_2 ;
- Fator de flexão J_4 ;
- Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 2-3 (Pa);
- Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 4-5(Pa);

Tratamento Superficial de engrenagens

- Fator de aplicação(C_a);
- Fator de distribuição de carga 2 (C_{m2});
- Fator de distribuição de carga 4 (C_{m4});
- Fator de velocidade 2(C_{v2});
- Fator de velocidade 4 (C_{v4});
- Carga transmitida 2 (N);
- Carga transmitida 4 (N);
- Coeficiente de elasticidade do material (E) (MPa);
- Coeficiente elástico (C_p) (MPa);
- Fator de acabamento superficial (C_f);
- Condição de Fator de acabamento superficial (C_f);
- Raio de curvatura do pinhao 2 (in);
- Raio de curvatura da engrenagem 2 (mm);
- Fator de Geométrico de superfície (I_{p2});
- Raio de curvatura do pinhao 2 (in);
- Raio de curvatura da engrenagem 5 (in);
- Fator de Geométrico de superfície (I_{p4});
- Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 2 engrenagens 3 (MPa);
- Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 4 engrenagens 5(MPa).

Tais fatores são evidenciados pelas Figuras 60 e 61:

Figura 60 - Cálculos de estimativa de largura de face e suas tensões de flexão.

Cálculos de estimativa de largura de face e suas tensões de flexão		Transformações (SI)
Relação de Pd	$8/Pd < F/Pd < 16/Pd$	-
Estimativa de face de eixo 2 e 3 (F2/3) (in)	1,416765053	36
Estimativa de face de eixo 4 e 5 (F4/5) (in)	2,362204724	60
Fator de aplicação (Ka)	1	-
Fator de distribuição de carga dos eixo 2 e 3 (Km2/3)	1,6	-
Fator de distribuição de carga dos eixo 4 e 5 (Km2/3)	1,7	-
Velocidade do eixo 2 (m/s)	27,00706412	-
Índice de qualidade (Qv)	6	-
Debedo	0,825481812	-
Adendo	59,77301852	-
Fator de velocidade 2(Kv2)	0,515883898	-
Velocidade do eixo 4 (m/s)	6,432784957	-
Fator de velocidade 4 (Kv4)	0,678398202	-
Fator de tamanho (Ks)	1	-
Engrenagens de disco sólido (Kb)	1	-
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	-
Fator de flexão J2	0,25	-
Fator de flexão J4	0,28	-
Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 2-3 (Pa)	5318729	5,318728621
Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 4-5(Pa)	5759636	5,759635778

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Figura 61 - Cálculos de tensões de superfícies em engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Cálculos de tensões de superfícies		Transformações (SI)
Fator de aplicação(Ca)	1	-
Fator de distribuição de carga 2 (Cm 2)	1,6	-
Fator de distribuição de carga 4 (Cm4)	1,7	-
Fator de velocidade 2(Cv2)	0,515883898	-
Fator de velocidade 4 (Cv4)	0,678398202	-
Carga transmitida 2 (N)	46,28418678	-
Carga transmitida 4 (N)	193,0679004	-
Coefficiente de elasticidade do material (E) (MPa)	206300	-
Coefficiente elástico (Cp) (MPa)	188,750646	-
Fator de acabamento superficial (Cf)	1	-
Condição de Fator de acabamento superficial (Cf)	convencionais	-
Raio de curvatura do pinhao 2 (in)	1,9933061	50,62997495
Raio de curvatura da engrenagem 2 (mm)	180,1427664	-
Fator de Geométrico de superfície (Ip2)	0,123844163	-
Raio de curvatura do pinhao 2 (in)	1,893078537	48,08419485
Raio de curvatura da engrenagem 5 (in)	165,6783947	-
Fator de Geométrico de superfície (Ip4)	0,140082	-
Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 2 engrenagem 3 (MPa)	61860022,06	61,86002206
Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 4 engrenagem 5(MPa)	90570925,29	90,57092529

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Todos os valores apresentados são calculados diretamente na célula, utilizando as equações descritas no capítulo de Engrenagens, dispensando a utilização de tabelas e padronizações fora do sistema especialista. Por fim os últimos parâmetros calculados são as especificações do material da engrenagem, descrito na Figura 59.

Figura 62 – Valores e Especificações do material de Engrenagem

Especificação dos materiais		Transformações (SI)
S'fb (MPa)	47185	325,3292506
Fator de vida KI	1	-
Ciclos de vida eixo 2 (N2)	990720000	-
Ciclos de vida eixo 4(N4)	283062857,1	-
Fator de vida KI2	0,937708177	-
Fator de vida KI4	0,958853183	-
Fator de temperatura KT	1	-
Fator de confiabilidade Kr	1,25	-
Resistência a fadiga corrigida Sfb2	244,0511187	-
Resistência a fadiga corrigida Sfb4	249,5543899	-
Resistencia a fadiga superficial nao corrigida	136200	939,066312
Fator de vida CI2	0,899707966	-
Fator de vida CI4	0,926008836	-
Fator de temperatura CT	1	-
Fator de confiabilidade Cr	1,25	-
Fator de razão de dureca Ch	1	-
Resistencia a fadiga superficial corrigida Sfc2 (MPa)	675,9083535	-
Resistencia a fadiga superficial corrigida Sfc4 (MPa)	695,6669623	-
Coefficiente de segurança para flexão (Nbp2)	45,88523614	-
Coefficiente de segurança para flexão (Nbp4)	43,32815469	-
Coefficiente de segurança para falha de fadiga na superfície (NSf2)	10,9264163	-
Coefficiente de segurança para falha de fadiga na superfície (NSf4)	7,680908195	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

4.3 VALIDAÇÃO DE PARÂMETROS: CORREIAS E POLIAS, CORRENTES DE ROLOS E ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS

Com os sistemas de transmissão definidos e calculados no projeto especialista o último item será validar os resultados de acordo a Tabela 3 a seguir, que evidencia valores ideais para o melhor funcionamento de cada sistema de transmissão.

Tabela 3 – Relações de validação para sistemas de transmissão

Fator de Escolha	Correias	Correntes de Rolo	Engrenagens
Velocidade Periférica	$5 < V_p < 60$ (m/s)	< 17 m/s	< 200 (m/s)
Velocidade Angular	$9.000 < V_a < 30.000$ (rpm)	< 6000 (rpm)	< 100.000 (rpm)
Potência	$300 < P < 1.100$ (kW)	< 4.000 (kW)	$750 < P < 18.000$ (kW)
Razão de Transmissão	< 11	< 7	< 20
Rendimento	94 – 98%	97-98%	96-98%

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Estas informações foram inseridas em células específicas do projeto especialista para verificar se o projeto dimensionado pelo usuário atenderia as recomendações previamente estabelecidas. Utilizando a lógica condicional da fórmula SE do Excel o programa indica se

este o projeto dimensionado atende ou não às especificações de projeto. Isto pode ser observado na Figura 53.

Figura 63 – Validação de dimensionamento de Sistemas de Transmissão

VALIDAÇÕES			
Velocidade periférica (v)	17	m/s	NÃO ATENDE
Velocidade angular (N_1)	0	rpm	ATENDE
Potência (P_{corr})	0	kW	ATENDE
Razão de Transmissão (i)	#DIV/0!		#DIV/0!
Rendimento (η)	#DIV/0!	%	#DIV/0!

Fonte: Elaborado pelo Autor.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES DO PROGRAMA ESPECIALISTA

Para validar os resultados do programa especialista irá ser utilizado três questões teóricas, uma questão para comparar resultados de dimensionamento de correias e polias, uma para correntes de rolos e uma para engrenagens cilíndricas de dentes retos. Todas estas questões foram retiradas dos livros de Budynas e Nisbett (2016) e Marco Filho (2022).

O primeiro exercício é referente ao dimensionamento de correntes de rolos, retirado do livro Marco Filho (2022), o enunciado é observado abaixo na Figura 54.

Figura 64 – Exercício de dimensionamento de Correntes de Rolos

1. Especifique a corrente adequada para o acionamento abaixo.

Motor de combustão interna com acionamento hidráulico e choque pesado
 $P = 3,73 \text{ kW}$ e 300 rpm

$n_{\text{coroa}} = 200 \text{ rpm}$

$n_{\text{pinhão}} = 300 \text{ rpm}$
 $z_{\text{pinhão}} = 20$

Fonte: Desenvolvido pelo autor.

Fonte: Marco Filho (2022).

Pelo enunciado tem-se os seguintes dados:

- Potência Transmitida = 3,73 kW;
- Rotação do Pinhão = 300 rpm;
- Rotação da Coroa = 200 rpm;
- Número de dentes do pinhão = 20;
- Número de dentes da coroa = 40;
- Diâmetro do Pinhão = 81,2 mm;
- Diâmetro da Coroa = 121,5 mm;
- Conjunto simples de correntes;
- Motor de combustão interna com acionamento hidráulico e choque pesado.

Definindo estes parâmetros como dados de entrada calcula-se a potência transmitida, a potência da corrente, rendimento, número de elos. Os respectivos resultados se encontram na Figura 65.

Figura 65 – Resultados comparativos Programa Especialista X Exercício proposto

	Resultados do Programa Especialista Correntes de Rolo	Resultados Exercício	Erro
Potência transmitida	1360,67315	1350,325	0,77%
Potência na corrente	5224,690696	5219	0,11%
Carga Admitida	13920	13920	0,00%
Rendimento	98,5829	98,7565	0,18%

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os parâmetros de validação do programa especialista também indicaram que o projeto proposto também é adequado, como pode-se observar na Figura 66 abaixo.

Figura 66 – Validação de parâmetros Programa especialista Correntes de Rolos.

VALIDAÇÕES			
Velocidade periférica (v)	1,27	m/s	ATENDE
Velocidade angular (N_1)	300	rpm	ATENDE
Potência (P_{corr})	2,24783204	kW	ATENDE
Razão de Transmissão (i)	1,5		ATENDE
Rendimento (η)	98,58290	%	ATENDE

Fonte: Elaborado pelo Autor.

O segundo exercício escolhido é referente ao sistema de transmissão por correias e polias. O exercício selecionado será do livro Budynas e Nisbett (2016), exposto na Figura 67.

Figura 67 – Exercício proposto para dimensionamento de Correias e Polias

Uma correia plana A-3 de poliamida com 150 mm de largura é utilizada para transmitir 11 kW sob condição de choques leves em que $K_s = 1,25$, e um fator de segurança igual ou maior que 1,1 é apropriado. Os eixos de rotação das polias são paralelos e estão no plano horizontal. Os eixos distam de 2,4 m. A polia motora de 150 mm roda a 1750 rev/min de tal forma que o lado bambo é o de cima. A polia movida tem diâmetro de 450 mm. Ver Figura 17-10. O fator de segurança deve referir-se a exigências não quantificáveis.



Fonte: Budynas; Nisbett (2016).

Utilizando os dados transcritos no exercício proposto no programa especialista obtém-se os seguintes resultados:

Figura 68 – Resultados comparativos Programa Especialista X Exercício proposto

	Resultados do Programa Especialista Correntes de Rolo	Resultados Exercício	Erro
Velocidade periférica (m/s)	15,3153	13,7	11,79%
Velocidade angular (rpm)	1750	1750	0,00%
Potência (kW)	109,612	108	1,49%
Razão de Transmissão	1,02	1,02	\
Rendimento (%)	94,7368	94	0,78%

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Os parâmetros de validação do programa especialista também indicaram que o projeto proposto também é adequado, como pode-se observar na Figura 69.

Figura 69 - Validação de parâmetros Programa especialista Correias e Polias

VALIDAÇÕES			
Velocidade periférica	15,3153	m/s	ATENDE
Velocidade angular	1950	rpm	ATENDE
Potência	109,612	kW	ATENDE
Razão de Transmissão	1,02041		ATENDE
Rendimento	120	%	ATENDE

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para o sistema de transmissão por Engrenagens Cilíndricas de dentes retos será utilizado um estudo de caso com os seguintes parâmetros ilustrados na Figura 64.

Figura 70 – Dados de entrada para projeto de Engrenagens cilíndricas de Dentes Retos

	Dados fornecidos	SI
Potência da fonte (W)	1250,00	-
Rotação nominal (rpm)	1720,00	-
Número de dentes pinhão 1 (Np1)	100,00	-
Número de dentes engrenagem 3 (Ng3)	200,00	-
Módulo do pinhão 1 (mm)	3,00	-
Módulo da engrenagem 3 (mm)	5,00	-
Relação de redução do primeiro e segundo eixo	3,50	1,00
Relação de redução do segundo e terceiro eixo	4,00	1,00
Ângulo de pressão (rad)	0,35	20,00
Passo diâmetral pinhão	8,47	3,00
Condição do passo diâmetral	Grossoiro	
Relação de Transmissão	2	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Para estes dados propostos para um trem de engrenagens tem-se os seguintes parâmetros calculados, ilustrados nas Figuras 71 e 72.

Figura 71 – Parâmetros calculados pelo programa especialista Engrenagens de Dentes Retos

Cálculos de parâmetros		
Fatores calculados	Valores	Valores transformados(SI)(mm)
Razão de engrenamento (mg)	2,00	-
Condição de mg	aprovado	-
Passo circular de referencia (Pc)	0,37	9,421068879
Passo de base(Pb)	8,85	-
Diâmetro primitivo do pinhão (dp)(mm)	300,00	-
Diâmetro primitivo da coroa (dg)(mm)	600,00	-
Verificação de diâmetro primitivo	aprovado	-
Distância nominal de centro (C) (mm)	450,00	-
Adendo (a)	0,12	2,998819362
Dedendo (b)	0,15	3,748524203
Profundidade total dos dentes (ht)(mm)	6,75	-
Folga de engrenamento(c)(mm)	0,75	-
Diâmetro externo pinhão(mm)	306,00	-
Diâmetro externo coroa(mm)	606,00	-
raio de circunferência de referência(r)	150,00	-
raio de circunferência de referência(r)	300,00	-
Cos em radianos	1,00	-
Sen em radianos	0,34	-
Comprimento de ação(Z) parte pinhão(r)	30,14	-
Comprimento de ação(Z) parte coroa(r)	42,52	-
Comprimento de ação(Z)total(mm)	-81,24	-
razão de contato do engrenamento (n)	3,40	-
Condição da razão de contato (mp)	aprovado	-
Condição de velocidade periférica	aprovado	-
Condição de velocidade angular	aprovado	-
Condição de rendimento	aprovado	-
Condição de potência	aprovado	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Figura 72– Parâmetros calculados pelo programa especialista Engrenagens de Dentes Retos

Cálculos de parâmetros			Transformações (SI)
Ng3	350	-	-
Ng5	50	-	-
Rotação de eixo menor (rpm)	491,4285714	-	-
Rotação de eixo maior (rpm)	122,8571429	-	-
Torque na árvore a (N.m)	6,939895774	-	-
Eficiência entre a e b (Na/b)	0,993571429	-	-
Torque na árvore b (N.m)	24,13348756	-	-
Eficiência entre b e c (Na/b)	0,9875	-	-
Torque na árvore c (N.m)	95,32727584	-	-
Passo diametral 1 (Pd1) (dentes/in)	8,47	-	-
Passo diametral 2 (Pd2) (dentes/in)	5,08	-	-
Diâmetro primitivo Pinhão 2 (dp2) (in)	11,80637544	0,299881936	-
Diâmetro primitivo Engrenagem 3 (dp2) (in)	41,32231405	1,049586777	-
Diâmetro primitivo Pinhão 4 (dp4) (in)	9,842519685	0,25	-
Diâmetro primitivo Engrenagem 5 (dp5) (in)	39,37007874	1	-
Força tangencial no eixo 2 (Wt2) (N)	46,28418678	-	-
Força radial no eixo 2 (Wr2)(N)	16,8460663	-	-
Força total no eixo 2 (W2)(N)	49,25460279	-	-
Força tangencial no eixo 4 (Wt4) (N)	193,0679004	-	-
Força radial no eixo 4 (Wr4) (N)	70,27096895	-	-
Força total no eixo 4 (W4)(N)	205,4585682	-	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A partir dos valores calculados anteriormente o Programa Especialista irá calcular as tensões na superfície e de flexão nas engrenagens.

Figura 73 – Cálculo de tensão de Flexão em Engrenagens Cilíndricas de Dentes retos

Cálculos de estimativa de largura de face e suas tensões de flexão		Transformações (SI)
Relação de Pd	8/Pd < F/Pd < 16/Pd	-
Estimativa de face de eixo 2 e 3 (F2/3) (in)	1,416765053	36
Estimativa de face de eixo 4 e 5 (F4/5) (in)	2,362204724	60
Fator de aplicação (Ka)	1	-
Fator de distribuição de carga dos eixo 2 e 3 (Km2/3)	1,6	-
Fator de distribuição de carga dos eixo 4 e 5 (Km2/3)	1,7	-
Velocidade do eixo 2 (m/s)	27,00706412	-
Índice de qualidade (Qv)	6	-
Dedendo	0,825481812	-
Adendo	59,77301852	-
Fator de velocidade 2(Kv2)	0,515883898	-
Velocidade do eixo 4 (m/s)	6,432784957	-
Fator de velocidade 4 (Kv4)	0,678398202	-
Fator de tamanho (Ks)	1	-
Engrenagens de disco sólido (Kb)	1	-
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	-
Fator de flexão J2	0,25	-
Fator de flexão J4	0,28	-
Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 2-3 (F)	5318729	5,318728621
Tensão de flexão nos dentes da engrenagem pinhão 4-5(P)	5759636	5,759635778

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Figura 74 – Tensões de superfície em Engrenagens cilíndricas de dentes retos

Cálculos de tensões de superfícies		Transformações (SI)
Fator de aplicação(Ca)	1	-
Fator de distribuição de carga 2 (Cm 2)	1,6	-
Fator de distribuição de carga 4 (Cm4)	1,7	-
Fator de velocidade 2(Cv2)	0,515883898	-
Fator de velocidade 4 (Cv4)	0,678398202	-
Carga transmitida 2 (N)	46,26418678	-
Carga transmitida 4 (N)	193,0679004	-
Coefficiente de elasticidade do material (E) (MPa)	206300	-
Coefficiente elástico (Cp) (MPa)	188,750646	-
Fator de acabamento superficial (Cf)	1	-
Condição de Fator de acabamento superficial (Cf)	convencionais	-
Raio de curvatura do pinhao 2 (in)	1,9333061	50,62997495
Raio de curvatura da engrenagem 2 (mm)	180,1427664	-
Fator de Geométrico de superfície (Ip2)	0,123844163	-
Raio de curvatura do pinhao 2 (in)	1,893078537	48,08419485
Raio de curvatura da engrenagem 5 (in)	165,6783947	-
Fator de Geométrico de superfície (Ip4)	0,140082	-
Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 2 engrenagem 3 (MF)	61860022,06	61,86002206
Tensão de superfície para o engrenamento pinhão 4 engrenagem 5(MF)	90570925,29	90,57092529

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Por fim o programa traz as especificações para a escolha do melhor material para o conjunto de engrenagens.

Figura 75 – Especificações de materiais Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos

Especificação dos materiais		Transformações (SI)
S'fb (MPa)	47185	325,3292506
Fator de vida KI	1	-
Ciclos de vida eixo 2 (N2)	990720000	-
Ciclos de vida eixo 4(N4)	283062857,1	-
Fator de vida KI2	0,937708177	-
Fator de vida KI4	0,958853183	-
Fator de temperatura KT	1	-
Fator de confiabilidade Kr	1,25	-
Resistência a fadiga corrigida Sfb2	244,0511187	-
Resistência a fadiga corrigida Sfb4	249,5543899	-
Resistencia a fadiga superficial nao corrigida	136200	939,066312
Fator de vida CI2	0,899707966	-
Fator de vida CI4	0,926008836	-
Fator de temperatura CT	1	-
Fator de confiabilidade Cr	1,25	-
Fator de razão de dureca Ch	1	-
Resistencia a fadiga superficial corrigida Sfc2 (MPa)	675,9083535	-
Resistencia a fadiga superficial corrigida Sfc4 (MPa)	695,6669623	-
Coefficiente de segurança para flexão (Nbp2)	45,88523614	-
Coefficiente de segurança para flexão (Nbp4)	43,32815469	-
Coefficiente de segurança para falha de fadiga na superficie (NSf2)	10,9264163	-
Coefficiente de segurança para falha de fadiga na superficie (NSf4)	7,680908195	-

Fonte: Elaborado pelo Autor.

Todos os resultados calculados pelo programa especialista são padronizados para o sistema internacional (SI).

O Projeto Especialista – Sistemas de Transmissões é fundamentado para a melhor experiência do usuário, proporcionando o dimensionamento, de Correias e Polias, Correntes de Rolos e Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos, ágil, simples e educativa.

Para acessar o programa especialista bata clicar no e realizar o *download* em máquina local [link](#) e pode ser carregado para planilhas do Google entre outras que compartilhem lógicas semelhantes ao Excel.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho demonstrou de maneira sucinta e abrangente a eficácia do Excel como ferramenta importante no auxílio de projetos mecânicos, especificamente nos sistemas de transmissão como correias, polias, correntes de rolos e engrenagens cilíndricas de dentes retos. Através da análise profunda realizada, foi possível verificar que o Excel, além de ser um programa amplamente acessível e de fácil manuseio, possui uma capacidade inestimável de processamento de dados e cálculos complexos, essenciais no campo da engenharia mecânica.

A implementação de um programa especialista no Excel para o design e otimização de sistemas de transmissão mecânica oferece uma solução robusta, eficiente e ágil. Este programa permite o cálculo preciso de variáveis críticas, para o dimensionamento destes sistemas de transmissão dissertados neste trabalho, além da análise de eficiência de transmissão de potência, e a determinação de parâmetros ótimos para o funcionamento adequado.

Além disso, a flexibilidade do Excel em integrar fórmulas complexas e a capacidade de simular diferentes cenários de projeto tornam-no uma ferramenta multifacetada para profissionais e estudantes de engenharia mecânica. Este programa especialista possibilita uma análise detalhada e personalizada de cada sistema, garantindo uma tomada de decisão mais informada e eficaz.

Portanto, a utilização do Excel como ferramenta de suporte para a análise, cálculo e modelagem de sistemas de transmissão mecânica não apenas fornece um meio eficiente de otimização de projetos, mas também facilita significativamente o processo educacional, permitindo uma compreensão mais aprofundada e prática desses sistemas.

7 TRABALHO FUTURO

Para o melhor desenvolvimento do programa especialista voltado para projetos mecânicos de sistemas de transmissão poderá ser utilizado a lógica de inteligências artificiais generativas, como por exemplo o ChatGPT, da empresa de software norte americana OpenAI , que através de lógicas semelhantes as utilizadas no programa especialistas e combinadas com a lógica de Prompts.

Nesta lógica foi realizado o upload de bases de conhecimento, como livros voltados para sistemas de transmissão e as mesmas lógicas de dimensionamento transcritas anteriormente. Com isso um programa especialista também foi desenvolvido com lógicas generativas de inteligência artificial que captam diversas informações disponibilizadas na internet e compilam em um tópico específico, no caso um programa especialista para sistemas de transmissões mecânicas.

Este programa especialista pode funcionar tanto como um guia para projetos mecânicos em uma linguagem de entendimento para iniciantes quanto para lógicas mais profundas e complexas, desenvolvendo inclusive códigos para a programação.

Como este software, por ser adquirido de forma paga, e não conter integrações com o Excel até o presente momento, o programa especialista em inteligência artificial não fora implementado junto ao programa especialista em Excel.

Nas Figuras 76 e 77 há exemplificações deste programa especialista.

Figura 76 – Programa especialista em Inteligência Artificial Genereativa



Fonte: Elaborado pelo Autor.

Figura 77 – Demonstração de lógica da Inteligência Artificial voltada para sistemas de transmissão mecânica.



Você

Me escreva um script para que eu consiga acessar as fórmulas de dimensionamento de correias e polias, de preferência em VBA



Especialista IA para Sistemas de Transmissão

Para criar um script em VBA que permita acessar as fórmulas de dimensionamento de correias e polias, você pode integrar a fórmula específica que mencionou no Excel.

Abaixo, segue um exemplo de script em VBA que você pode usar:

1. **Abra o Excel e acesse o editor VBA:**

- Pressione `Alt + F11` para abrir o Editor do VBA.

Fonte: Elaborado pelo Autor.

REFERÊNCIAS

ALEXANDER, M.; WALKENBACH, J. **Programando Excel VBA Para Leigos**. Editora Alta Books, 2021. E-book. ISBN 9786555202342. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786555202342/>. Acesso em: 13 out. 2023.

BELTRÃO, C. Da Vinci: Monalisa, Homem Vitruviano, Ornitóptero, CVT[...]. **Arte na Rede**, São Paulo, v. 1, 21 abr. 2015. Disponível em: <http://artenarede.com.br/blog/index.php/da-vinci-monalisa-homem-vitruviano-ornitoptero-c-vt/>. Acesso em: 13 set. 2023.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley**. Amgh Editora, 2009.

DAISAN PRODUTOS INDUSTRIAIS. Como calcular as correias de transmissão? **Rexon**, Cotia, [s.d.]. Disponível em: <https://rexon.com.br/como-calcular-as-correias-de-transmissao/>. Acesso em: 11 nov. 2023

MANZANO, A. L. N. G.; MANZANO, J. A. N. G. **Estudo Dirigido de Microsoft Excel 2019 - Avançado**. São Paulo: Editora Saraiva, 2019. E-book. ISBN 9788536532318. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788536532318/>. Acesso em: 25 out. 2023.

MARCO FILHO, F. **Elementos de transmissão flexíveis**. . Jundiaí: Paco e Littera, 2022. NORTON, R. L.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013. E-book. ISBN 9788582600238. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788582600238/>. Acesso em: 25 out. 2023.

SAILOR. Engrenagens industriais: quais são os tipos e funções? **Sailor**, Santana de Parnaíba, 2019. Disponível em: <https://sailor.ind.br/engrenagens-industriais-quais-sao-os-tipos-e-funcoes>. Acesso em: 11 nov. 2023.