

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ELIAS MACEDO QUIRINO**

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO  
UMA RODA HIDRÁULICA DE LADO COMO MÁQUINA MOTRIZ**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2017**



ELIAS MACEDO QUIRINO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA  
ELÉTRICA UTILIZANDO UMA RODA HIDRÁULICA DE LADO COMO MÁQUINA  
MOTRIZ**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2017



## FOLHA DE APROVAÇÃO

### DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA UTILIZANDO UMA RODA HIDRÁULICA DE LADO COMO MÁQUINA MOTRIZ

Elias Macedo Quirino

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 13/11/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

---

Prof. Dr. Robson Goncalves Trentin  
UTFPR - Departamento Acadêmico De Mecânica

---

Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini  
UTFPR - Departamento Acadêmico De Mecânica

---

Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues  
UTFPR - Departamento Acadêmico De Mecânica

Orientador

---

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros  
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica



## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, familiares e amigos que sempre me apoiaram no decorrer do curso, pois vocês foram parte essencial na minha formação





## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais pelo amor que sempre me deram e por me apoiarem incondicionalmente em meio a diversas dificuldades.

Agradeço a Universidade Tecnológica Federal do Paraná, campus Pato Branco, juntamente com os professores e servidores, que tornaram a realização deste sonho uma experiência única e de extrema qualidade.

Agradeço as amizades que fiz durante todos esses anos, que me serviram de base para finalizar este curso de forma satisfatória, mesmo estando longe da minha família.

Agradeço a todos meus familiares pelo apoio e incentivo.

Agradeço o meu orientador Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues por ter aceitado acompanhar, corrigir, me ajudar durante a realização deste trabalho.

Enfim, agradeço a todos que de uma forma ou de outra me deram apoio e suporte durante todos esses anos.



## RESUMO

QUIRINO, Elias Macedo. Dimensionamento de um Sistema para Geração de Energia Elétrica Utilizando uma Roda Hidráulica de Lado como Máquina Motriz. 2017. 127 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

Este trabalho, além de apresentar um dimensionamento de uma roda hidráulica em conjunto com um multiplicador de velocidade, traz também uma pesquisa mais aprofundada sobre este tipo de máquina motriz, visto que no acervo científico nacional a quantidade de literatura acerca do tema não é grande. A finalidade deste trabalho é dimensionar um sistema que possa ser utilizado para gerar eletricidade, de forma sustentável, em regiões que possuem baixa queda d'água. A roda do tipo de lado foi a escolhida. Como estas rodas possuem baixa rotação e um gerador necessita de uma certa velocidade de giro, foi necessário dimensionar um mecanismo de aumento de velocidade, o qual possui um estágio planetário e dois paralelos, todos utilizando engrenagens. Para uma diferença de altura de 1,5 metro, foi possível dimensionar um sistema capaz de gerar 5 kW de potência utilizando um gerador de ímãs permanentes, com rotação nominal de 200 rpm, sendo que a roda girará entre, aproximadamente, 7 e 8 rpm, com um rendimento estimado para a roda de aproximadamente 70%. Foi desenvolvida também uma metodologia de dimensionamento para este tipo de roda, que poderá ser utilizada em um dimensionamento real. Com este tipo de máquina motriz é possível gerar energia elétrica de forma eficiente e sustentável.

**Palavras-chave:** Roda hidráulica de lado, Roda d'água, Hidrogeração, Baixa queda d'água, Multiplicador de velocidade



## ABSTRACT

QUIRINO, Elias Macedo. Sizing of a System for Electric Power Generation Using a Breastshot Water Wheel as Driving Machine. 2017. 127 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2017.

This work, in addition to presenting a sizing of a hydraulic wheel with a speed multiplier, also brings a further research about this type of machine, since in the national scientific collection the amount of literature about this theme is not great. The purpose of this work is to design a system that can be used to generate electricity, in a sustainable manner, in regions that have low head differences. The breastshot waterwheel was chosen for this purpose. These wheels have low rotation and a generator needs a certain speed, so it was necessary to size a speed multiplier mechanism, with a planetary and two parallels stages, all using helical gears. For a head difference of 1.5 meters, it was possible to size a system capable of generating 5 kW of power using a permanent magnet generator with a nominal rotation of 200 rpm, and the wheel will rotate between, approximately, 7 to 8 rpm, with an estimated efficiency of approximately 70%, for the wheel. A sizing methodology developed in this work for this type of wheel, can be used in a real project. With this type of machine, it is possible to generate electricity in an efficient and sustainable way.

**Keywords:** Breastshot Water wheel, Water wheel, Hydrogenerator, Low head differences, Speed multiplier



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Funcionamento de uma roda de cima .....	30
Figura 2 – Roda de baixo .....	31
Figura 3 – Roda flutuante .....	32
Figura 4 – Roda de lado .....	33
Figura 5 – Tipos de rodas de lado. a) roda de lado baixa; b) roda de lado média; c) roda de lado alta .....	34
Figura 6 – Roda hidráulica de lado enviada ao Japão .....	34
Figura 7 – Esquema e localização das diferentes perdas em uma roda de lado .....	36
Figura 8 – Trem de engrenagens simples .....	39
Figura 9 – Trem de engrenagens composto sem reversão .....	40
Figura 10 – Trem composto com reversão .....	41
Figura 11 – Trem de engrenagens planetário com engrenagem anel .....	41
Figura 12 – Correias .....	43
Figura 13 – Geometria de contato das engrenagens .....	47
Figura 14 – Nomenclatura dos aspectos de uma engrenagem .....	48
Figura 15 – Diagrama da direção das forças em engrenagens helicoidais .....	49
Figura 16 – Forças nas engrenagens helicoidais .....	50
Figura 17 – Exemplo de aplicação da teoria de velocidade de um corpo rígido .....	55
Figura 18 – Esquema básico do princípio de geração de energia .....	56
Figura 19 – Esquemático do funcionamento de um gerador .....	56
Figura 20 – Formato de onda de tensão em função da posição do rotor .....	57
Figura 21 – Etapas do desenvolvimento .....	59
Figura 22 – Variáveis para cálculo .....	65
Figura 23 – Diagrama de velocidades no bordo de entrada .....	67
Figura 24 – Parâmetros de perda a ser estimados .....	69
Figura 25 – Esquema do multiplicador de velocidade .....	77
Figura 26 – Esquema de velocidades do trem planetário .....	78
Figura 27 – Forças atuantes no braço e nas engrenagens do trem planetário – a) Braço; b) engrenagem planetária; c) engrenagem sol. ....	81
Figura 28 – Tensão de resistência a fadiga de flexão AGMA .....	85
Figura 29 - Tensão de resistência a fadiga superficial AGMA .....	85
Figura 30 – Diagrama de esforços eixo sol .....	89

Figura 31 – Gráfico do momento do eixo da engrenagem sol .....	89
Figura 32 – Diagrama de esforços eixo estágio 2 e 3.....	90
Figura 33 – Gráfico do momento do eixo estágio 2 .....	90
Figura 34 – Diagrama de esforços do eixo do último estágio .....	91
Figura 35 –Gráfico do momento do eixo no último estágio.....	91
Figura 36 – Diagrama de esforços do eixo da roda .....	91
Figura 37 – Gráfico do momento do eixo da roda.....	92
Figura 38 – Tipos de arranjos para rolamentos de contato angular.....	93
Figura 39 – Roda Dimensionada.....	99
Figura 40 – Multiplicador de velocidades calculado.....	101
Figura 41 – Trem planetário helicoidal com engrenagens duplas.....	102



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados experimentais do trabalho de Quaranta e Revelli (2015) .....	38
Tabela 2 – Consumo de alguns equipamentos elétricos .....	63
Tabela 3 – Diferenças de altura para duas cubas consecutivas .....	74
Tabela 4 – Parâmetros calculados nesta seção .....	79
Tabela 5 – Forças aplicadas nas Engrenagens .....	82
Tabela 6 – Fator geométrico de flexão J da AGMA para $\Phi = 25^\circ$ , $\psi = 30^\circ$ .....	82
Tabela 7 – Parâmetros para cálculo das tensões nas engrenagens.....	84
Tabela 8 – Tensões de flexão e de superfície .....	84
Tabela 9 – Fatores de cálculo da SKF para seleção de rolamentos de contato angular .....	94
Tabela 10 – Parâmetros calculados para as duas rotações da roda .....	97
Tabela 11 – Parâmetros calculados para as engrenagens .....	100
Tabela 12 - Fatores de segurança para as engrenagens.....	100
Tabela 13 – Rotação e torque em cada estágio .....	102
Tabela 14 – Maiores deflexões dos eixos .....	104
Tabela 15 – Capacidade de carga calculada para cada rolamento .....	105
Tabela 16 – Coeficientes de segurança para as chavetas.....	105
Tabela 17 – Inércia de massa e o trabalho realizado pelas principais peças do sistema .....	106



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\vec{r}_{BA}$ : distância vetorial

$\vec{V}_B, \vec{V}_A$ : velocidades vetoriais

$\vec{F}_i$ : força vetorial de impulso

$P_{out}$ : potência de saída

$S_y$ : tensão de escoamento

$\vec{T}_i$ : torque vetorial de impulso

$a_c$ : abertura da comporta

$A_f$ : área do espaço entre as pás e o fundo do canal

$a_g$ : posição angular do bordo de entrada

$a_n$ : constante de Neuber

$b_e$ : largura de entrada do canal

$b_p$ : largura da roda

$b_s$ : largura da saída do canal

$C_d$ : coeficiente de descarga

$C_f, C_{superf}$ : fator de superfície

$C_p$ : coeficiente elástico

$C_{ve}$ : coeficiente de velocidade

$F_z$ : força axial

$H_5$ : energia do fluido retido na cuba abaixo do eixo

$H_D$ : energia do fluido no anal de saída

$h_e$ : altura do lençol líquido na saída da roda

$H_e$ : energia do fluido logo depois da comporta

$H_t$ : diferença entre as energias de entrada e saída

$H_u$ : energia do fluido antes da comporta

$I_G$ : inércia de massa

$I_s$ : inércia de área

$K_a, C_a$ : fatores de vida

$K_B$ : fator de espessura de borda

$K_L, C_L$ : fatores de vida

$K_f$ : fator de ciclo de carga  
 $K_m, C_m$ : fatores de distribuição de carga  
 $K_R, C_R, C_{conf}$ : fatores de confiabilidade  
 $K_S, C_S, C_{tamanho}$ : fatores de tamanho  
 $K_T, C_T, C_{temp}$ : fatores de temperatura  
 $K_v, C_v$ : fatores dinâmicos  
 $L_c, L_h$ : perdas hidráulicas  
 $L_{imp}, L_t$ : perdas devido ao impacto  
 $L_{min}$ : comprimento das linhas de contato  
 $\dot{m}$ : vazão mássica do fluído (kg/s);  
 $M_a$ : momento alternante  
 $M_m$ : momento médio  
 $m_N$ : razão de divisão de carga  
 $m_p$ : razão de contato  
 $m_v$ : Razão global de trem  
 $n_a$ : parte fracionária da razão de contato axial  
 $n_b$ : número de pás  
 $N_d$ : número de dentes  
 $N_P, N_R, N_f$ : coeficientes de segurança  
 $n_r$ : parte fracionária da razão de contato transversal  
 $N_v$ : quantidade de vãos entre pás  
 $P_d$ : passo diametral  
 $p_n$ : passo normal  
 $P_R$ : período do ciclo de enchimento das cubas  
 $p_t$ : passo transversal  
 $p_x$ : passo axial  
 $\vec{R}$ : raio vetorial da roda (m)  
 $R_1, R_2$ : raio das engrenagens  
 $r_e$ : raio de entalhe  
 $r_p$ : raio do pinhão  
 $R_R$ : raio da roda hidráulica

$S_e$ : resistência a fadiga corrigida

$S_f'$ : limite de fadiga não corrigido

$S_{fb}$ : resistência corrigida de fadiga à flexão

$S_{fb}'$ : resistência não corrigida de fadiga à flexão

$S_{fc}$ : resistência corrigida de fadiga superficial

$S_{fc}'$ : resistência não corrigida de fadiga superficial

$T_a$ : torque alternante

$T_c$ : energia cinética

$T_m$ : torque médio

$T_p$ : torque do pinhão

$T_R$ : torque no eixo da roda

$\bar{v}$ : é a velocidade de escoamento;

$\vec{V}$ : velocidade vetorial média do escoamento (m/s).

$V_1, V_2, V_3, V_4$ : velocidade de translação

$V_1$ : velocidade do fluido no reservatório

$V_3$ : velocidade do fluido logo antes de atingir a inclinação

$V_t$ : velocidade tangencial

$W_a$ : força axial

$W_r$ : força radial

$W_t$ : força tangencial

$x_1$ : comprimento da inclinação do bordo de entrada

$y_1$ : diferença entre a elevação total do fluido e a do canal antes da inclinação

$y_3$ : altura do fluido logo antes de atingir a inclinação

$\beta_c$ : é o fator de correção do fluxo de momento

$\eta_R$ : eficiência da roda

$\rho_g$ : raios de curvaturas da engrenagem

$\rho_p$ : raios de curvaturas do pinhão

$\sigma_b$ : tensão de flexão

$\sigma_c$ : tensão de superfície

$\Phi_n$ : ângulo de pressão normal

$\psi_b$ : ângulo de hélice da base

$\vec{\omega}$ : rotação vetorial

$g$ : aceleração da gravidade

$\rho$ : densidade da água

$\dot{w}_m$ : potência fornecida;

$\dot{w}_h$ : potência hidráulica

$Q$ : vazão

$a$ : adendo

$A$ : altura entre a base inferior do canal e a entrada da água

$b$ : dedendo

$C$ : ângulo entre velocidade relativa e velocidade absoluta

$c$ : distância entre o centroide da seção transversal até a borda externa

$C_{carrg}$ : fator de carregamento

$C_e$ : distância entre centros

$D$ : diâmetro da roda

$d$ : profundidade das pás

$d_g$ : diâmetro de referência da engrenagem

$E$ : módulo de elasticidade

$F$ : largura da face

$H$ : diferença de altura do fluído

$H_i$ : altura do fluído retido em cada cuba

$I$ : fator AGMA de geometria – superfície

$J$ : fator AGMA de geometria – flexão

$K_t, K_{fm}, K_{fsm}$ : fatores concentração de tensão

$L_g, L_{bed}$ : perdas devido ao atrito

$m$ : módulo

$M$ : momento

$m_a$ : massa

$N, N_s$ : rotação

$N$ : rotação

$p$ : é a pressão;

$P_{net}$ : potência total do sistema

$Q'$ : momento de primeira ordem

q: sensibilidade a flexão  
 $Q_f, Q_{f,s}, Q_{f,e}$ : vazões entre as pás e o fundo do canal  
 $Q_l$ : vazão lateral das cubas  
qs: sensibilidade a torção  
R: comprimento do braço do trem planetário  
r: raio de curvatura da pá  
s: distância entre a roda e a base do canal  
 $S_H, S_F$ : fatores de segurança para engrenagens  
 $S_{ut}$ : tensão máxima de resistência  
t: espessura da seção transversal  
T: torque.  
 $V'$  : cortante  
V: velocidade absoluta  
W: velocidade relativa  
x: altura da inclinação do bordo de entrada  
z: altura do escoamento.  
Z: comprimento de ação  
 $\beta$ : posição angular de saída das pás da água  
 $\delta, B$ : ângulos entre a velocidade relativa e tangencial  
 $\Delta h_f$ : diferença de altura entre duas cubas consecutivas  
 $\Delta s$ : deslocamento angular  
 $\theta$ : distância angular entre pás  
 $\nu$ : constante de Poisson  
 $\sigma'_a$ : tensão de von Mises alternada  
 $\sigma'_m$  : tensão de von Mises média  
 $\sigma$ : coeficiente de efluxo  
 $\Phi$ : ângulo de pressão  
 $\varphi$ : ângulo entre velocidade absoluta e tangencial  
 $\Psi$ : ângulo de hélice  
 $\omega$ : velocidade angular;





## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>27</b>
1.1 OBJETIVOS.....	28
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>29</b>
2.1 RODAS HIDRÁULICAS.....	29
<b>2.1.1 Roda de Cima</b> .....	<b>30</b>
<b>2.1.2 Roda de Baixo</b> .....	<b>31</b>
<b>2.1.3 Roda Flutuante</b> .....	<b>32</b>
<b>2.1.4 Roda de Lado</b> .....	<b>32</b>
2.1.4.1 Potência Hidráulica.....	35
2.1.4.2 Número de Pás.....	37
2.1.4.3 Rotação.....	37
2.2 MULTIPLICADORES DE VELOCIDADE.....	38
<b>2.2.1 Trens de Engrenagens</b> .....	<b>39</b>
2.2.1.1 Trem de engrenagens simples.....	39
2.2.1.2 Trem de engrenagens composto.....	39
2.2.1.3 Trem de engrenagens planetários ou epicíclicos.....	41
<b>2.2.2 Elementos Mecânicos Flexíveis</b> .....	<b>42</b>
2.2.2.1 Correias.....	42
2.2.2.2 Corrente de Rolos.....	43
2.3 COMPONENTES MECÂNICOS.....	44
<b>2.3.1 Eixo</b> .....	<b>44</b>
<b>2.3.2 Chaveta</b> .....	<b>45</b>
<b>2.3.3 Mancal</b> .....	<b>46</b>
<b>2.3.4 Teoria das engrenagens</b> .....	<b>46</b>
2.3.4.1 Engrenagens helicoidais.....	49
2.3.4.2 Tensão de flexão.....	50
2.3.4.3 Tensão superficial.....	52
2.3.4.4 Materiais.....	53
2.3.4.4.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.....	53
2.3.4.4.2 RESISTÊNCIA À FADIGA DE FLEXÃO.....	53
2.3.4.4.3 RESISTÊNCIA À FADIGA DE SUPERFÍCIE.....	54
2.4 VELOCIDADE DE CORPO RÍGIDO.....	55

2.5 GERADOR DE ELETRICIDADE .....	55
<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>58</b>
3.1 RODA E CANAL DE ENTRADA DO ESCOAMENTO .....	60
3.2 COMPONENTES DE MÁQUINA E EFICIÊNCIA.....	60
3.3 MODELAGEM E ESCOLHA DO GERADOR.....	61
<b>4 DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>63</b>
4.1 CÁLCULO DA RODA HIDRÁULICA .....	63
<b>4.1.1 Dados de entrada .....</b>	<b>64</b>
<b>4.1.2 Número de pás .....</b>	<b>64</b>
<b>4.1.3 Geometria das pás e largura da entrada e saída do canal .....</b>	<b>65</b>
<b>4.1.4 Ângulos de posicionamento das pás.....</b>	<b>66</b>
<b>4.1.5 Determinação das velocidades de entrada.....</b>	<b>67</b>
<b>4.1.6 Estimativa da eficiência da roda.....</b>	<b>69</b>
4.1.6.1 Perdas hidráulicas.....	70
4.1.6.2 Perda devido ao impacto.....	72
4.1.6.3 Perdas volumétricas e de vazamento .....	73
4.1.6.4 Perdas devido ao atrito .....	74
<b>4.1.7 Torque e eficiência.....</b>	<b>75</b>
<b>4.1.8 Estrutura da roda .....</b>	<b>75</b>
4.2 DIMENSIONAMENTO DO MULTIPLICADOR DE VELOCIDADE.....	76
<b>4.2.1 Razão de velocidades .....</b>	<b>77</b>
<b>4.2.2 Características construtivas das engrenagens.....</b>	<b>79</b>
<b>4.2.3 Forças nas engrenagens .....</b>	<b>80</b>
<b>4.2.4 Tensões de flexão e superficial .....</b>	<b>82</b>
<b>4.2.5 Material .....</b>	<b>84</b>
<b>4.2.6 Fatores de Segurança.....</b>	<b>86</b>
4.3 EIXOS .....	86
<b>4.3.1 Diagramas de esforços.....</b>	<b>88</b>
4.3.1.1 Fixação Dos Elementos Girantes e Seleção dos Rolamentos.....	92
4.4 TORQUE DE PARTIDA .....	94
<b>5 RESULTADOS E DISCUSÕES .....</b>	<b>97</b>
5.1 RODA HIDRÁULICA .....	97

5.2 MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES .....	99
5.3 EIXOS .....	103
5.3 ROLAMENTOS E CHAVETAS .....	104
5.4 IMPULSO INICIAL .....	105
<b>6 CONCLUSÃO.....</b>	<b>109</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>111</b>
<b>APÊNDICE A – DESENHOS DETALHADOS .....</b>	<b>113</b>
<b>APÊNDICE B – PARÂMETROS E GEOMETRIA DA RODA HIDRÁULICA .....</b>	<b>117</b>
<b>ANEXO A – FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO .....</b>	<b>119</b>
<b>ANEXO B – ROLAMENTOS .....</b>	<b>121</b>
<b>ANEXO C – DIMENSÕES DA CHAVETA .....</b>	<b>125</b>
<b>ANEXO D – GERADOR .....</b>	<b>127</b>



## 1 INTRODUÇÃO

Energia em si, é algo necessário à manutenção da existência de todos os seres vivos (PINHO et al., 2008). Em sua forma elétrica, que foi possível de ser conseguida com a evolução tecnológica das últimas décadas, se tornou algo de grande utilidade e, em alguns casos, de extrema necessidade. Apesar de tamanha importância, é perceptível que a presença desta, principalmente em grandes centros, se tornou algo corriqueiro, devido à facilidade de acesso e a quantidade produzida. No entanto, em várias regiões rurais a disponibilidade de eletricidade é escassa, chegando a ser nula em áreas mais remotas.

Utilizar recursos naturais de uma região para se conseguir energia elétrica, ajuda a melhorar a qualidade de vida, tanto de produtores rurais que não possuem eletricidade em suas dependências, quanto dos que detêm desta, pois a geração de sua própria energia diminui a taxa de consumo mensal.

Para se ter um discernimento da relevância energética dos recursos hídricos no Brasil, este é o que demanda maior nível de potência instalada e fiscalizada, chegando a 98.080.107 kW (65,89%) seguida da fóssil, que é de 26.941.481 kW (17,41%). O total é de 151.554.847 kW (ANEEL, 2017).

Muitas zonas rurais possuem recursos hídricos que podem ser utilizados como fonte de geração de eletricidade. Córregos são bons exemplos destes recursos, todavia, em muitos casos, a disponibilidade de “quedas d’água”, com altitudes consideráveis é limitada ou inexistente. Isto faz com que a utilização do peso da água como meio de se produzir energia seja impraticável.

Uma forma de aproveitar a força da água, sem a presença de grandes diferenças de altura, é a partir conversão da energia cinética devido ao escoamento da água. Isto pode ser feito com a utilização de rodas d’água de lado.

As rodas d’água possuem tecnologia sustentável e eficiente para produção de energia, porém, pouca atenção foi gasta com esta máquina motriz no século passado. Um motivo provável é devido a imagem pública de estrutura “romântica” e não de uma máquina capaz de gerar eletricidade de forma eficiente. Contudo, nos últimos anos, pesquisas sobre rodas d’água tiveram uma pequena intensificação e nos dias atuais um pequeno número de empresas estão fabricando as, principalmente pelo seu baixo custo (QUARANTA; REVELLI, 2015).

Apesar de sua baixa rotação, como será apresentado posteriormente, as rodas hidráulicas são um ótimo meio de se conseguir gerar eletricidade para baixas diferenças de altura e velocidade de escoamento de forma limpa, ambientalmente falando. Porém, não existe uma grande quantidade de literatura acerca do tema, principalmente na língua portuguesa, muitas ainda não são deste século. A forma de se contornar este problema é buscar estudos recentes, até de outras nacionalidades para se ter uma referência teórica mínima.

## 1.1 OBJETIVOS

De modo geral, o objetivo deste trabalho é dimensionar uma roda hidráulica de lado para gerar energia elétrica.

Os objetivos específicos são:

1. Dimensionar sistema de captação de água bem como os sistemas de transmissão de potência;
2. Dimensionar elementos de construção mecânica para roda d'água;
3. Realizar estudos de eficiência para o equipamento mecânico tipo roda d'água;
4. Elaborar desenhos mecânicos para o dispositivo.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção estão apresentados conceitos fundamentais e pesquisas recentes referentes ao tema deste trabalho.

### 2.1 RODAS HIDRÁULICAS

De acordo com Macintyre (1983), também conhecidas como rodas d'água, as rodas hidráulicas são máquinas motrizes rudimentares com bom rendimento, em que a água atua com a predominância de uma das modalidades de energia que possui, conforme a natureza da roda. Ele complementa dizendo que seu uso está restrito a fazendas, sítios e pequenas indústrias e podem, eventualmente, acionar geradores elétricos, além de serem usadas para movimentar moinhos, engenhos de serra e bombas.

Tendo isso em mente, as rodas hidráulicas podem ser classificadas como turbinas, pois turbinas, segundo Fox et al. (2013), são máquinas que retiram energia de um fluido na forma de trabalho (ou potência) e são denominadas *turbinas hidráulicas* quando o fluido de trabalho é a água, na condição de escoamento incompressível.

Turbinas são divididas em dois grandes tipos de conversores de energia: turbinas de reação (Kaplan, Francis, etc), em que é utilizada uma diferença de pressão, e turbinas de impulso (roda Pelton), na qual o momento de uma massa de água é utilizado para gerar torque no eixo. Rodas d'água não pertencem a nenhum destes tipos, pois elas utilizam a energia potencial sobre pressão atmosférica. Sendo assim, as rodas d'água podem ser classificadas como conversoras de potencial (MÜLLER; KAUPPERT, 2004).

O projeto destas máquinas motrizes visa evitar, o máximo possível, a ocorrência de choques nas cubas<sup>1</sup> devido a entrada da água. Isto é possível quando a velocidade da água na entrada é tangente as pás. De modo geral, não existe um interesse em se estabelecer uma teoria para as rodas hidráulicas, devido a sua construção se basear, quase que unicamente, em dados experimentais (MACINTYRE, 1983). Sendo assim, existe a necessidade de se buscar pesquisas de

---

<sup>1</sup> Local por onde a água passa ou é retida, dependendo do modelo de roda.

cunho empírico relacionadas ao tema, uma vez que o escopo deste projeto não contempla a coleta de dados práticos.

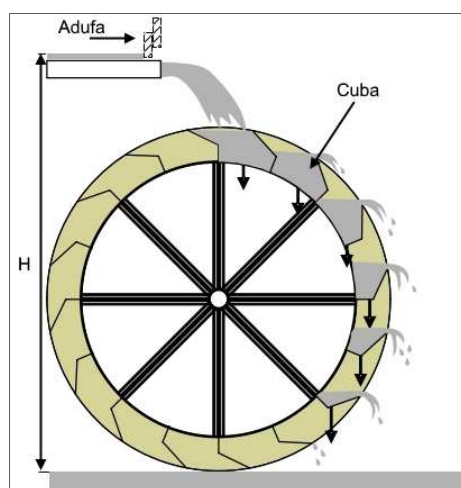
A classificação das rodas hidráulicas se baseia na forma como a água entra em contato com a mesma, sendo assim, existem os seguintes tipos: roda de cima, roda de baixo, roda flutuante e roda de lado.

### 2.1.1 Roda de Cima

Do inglês *overshot water wheel*, Macintyre (1983) denomina que são rodas na qual a água atua exclusivamente pelo seu peso. Diferentemente das turbinas, a água não exerce nenhuma ação de impulsão sobre as pás. Neste caso, as pás formam as paredes para as cubas.

Nessa classificação, como a própria nomenclatura já indica, a água entra por cima. De acordo com Müller e Kauppert (2004), a sua instalação consiste em três elementos: canal com controlador de fluxo (adufa), roda d'água e o canal de saída da água. Eles definem que, rodas “modernas” são feitas em aço galvanizado com cubas de distintas geometrias, assim como adufas especialmente projetadas. A Figura 1 apresenta um esquemático do funcionamento de uma típica roda de cima.

Figura 1 – Funcionamento de uma roda de cima



Fonte: Adaptado de Júnior et al. (2007)

Müller e Kauppert (2004) ainda colocam que para este tipo de roda, a altura “H”, que representa a diferença de altura entre os níveis da água na entrada e



descarga, deve estar entre 2,5 – 10 m e com uma taxa de fluxo de 0,1 – 0,2 m<sup>3</sup>/s por metro de largura. Ainda de acordo com estes autores, a eficiência desta roda chega a 85%, com uma vazão de 20% da máxima indicada.

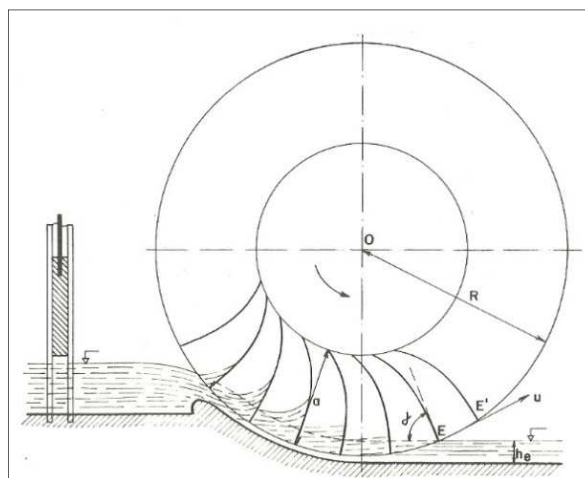
### 2.1.2 Roda de Baixo

Do inglês *undershot water wheel*, Macintyre (1983) coloca que neste modelo, com ação em uma zona abaixo do eixo, a água atua quase que unicamente por velocidade, assim como nas turbinas. Ainda segundo ele, este conceito de roda é empregado em pequenas diferenças de altura, com a possibilidade de se utilizar um vertedouro com fundo fixo ou possuir um equipamento que permite alterar sua altura, com a finalidade de se controlar eventuais variações do nível da água no canal adutor.

Estas rodas são indicadas para serem utilizadas em diferenças de altura entre 0,5 e 2,5 m, e com alta taxa de fluxo (0,5 – 0,95 m<sup>3</sup>/s por metro de largura). Para diferenças de altura muito baixas (0,5 – 1 m) a eficiência destas rodas é reduzida, chegando a 60% (0,5 m) e 68% (1 m). Um estudo feito pela Universidade Técnica de Stuttgart, na Alemanha em 1979, utilizando uma roda construída em 1886, constatou uma eficiência de 77% quando se utilizava uma vazão de 50% da máxima de projeto e 71% para vazão total (MÜLLER; KAUPPERT, 2004).

A Figura 2 apresenta um desenho do funcionamento de uma roda de baixo.

Figura 2 – Roda de baixo



Fonte: Macintyre (1983)

### 2.1.3 Roda Flutuante

São rodas de rendimento reduzido, de pouco uso, empregadas somente para aproveitamento da energia do curso da água, com baixa correnteza. Neste modelo o eixo é fixado em duas balsas, em que as pás estão em contato com a água, fazendo com que se movimentem devido a força da correnteza. As balsas são fixadas as margens do canal. Faz se necessário o uso de uma transmissão para que seja efetiva a utilização da máquina (MACINTYRE, 1983).

Turnock et al. (2007) desenvolveram e testaram um protótipo de roda hidráulica flutuante para geração de energia. Neste projeto primeiramente foi utilizada uma velocidade de correnteza média de 0,55 m/s, o que gerou 6,4 W de potência com rotação de 2,4 rpm, em seguida foi utilizada uma velocidade média de 1,19 m/s, o que gerou uma potência de 45 W com rotação de 6,4 rpm. Eles estimaram que construindo um projeto comercial de 10 m de diâmetro, é possível gerar 172.609,15 kWh de energia, com um custo de £33.480,00 e com *payback* de 1,94 anos (ver referência para mais informações). A Figura 3 mostra a roda flutuante construída por Turnock et al. (2007).

Figura 3 – Roda flutuante



Fonte: Turnock et al. (2007)

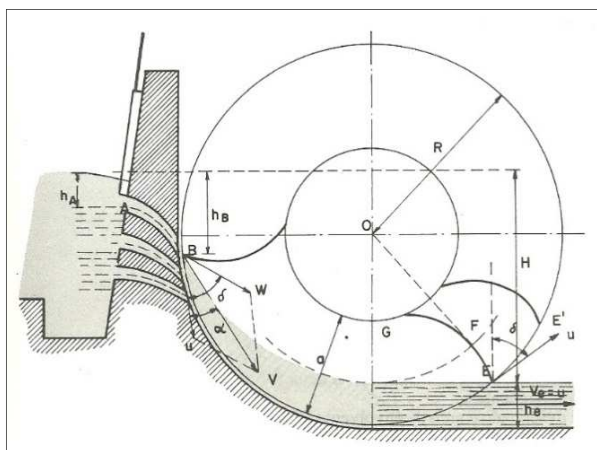
### 2.1.4 Roda de Lado

Do inglês *breastshot water wheel*, nesta roda o nível de água no canal de entrada está, aproximadamente, na altura do eixo. De acordo com Müller e Kauppert

(2004), para este tipo de roda são empregadas diferenças de altura de 1,5 a 4 m, com uma taxa de vazão de 0,35 a 0,65  $m^3/s$  por metro de largura.

Para Macintyre (1983), a constituição desta forma de roda se assemelha bastante a das rodas de cima, porém o perfil das pás, por obedecerem critérios bem diversos, são diferentes. As pás neste modelo tem por objetivo receber a impulsão da água, sem impacto. Müller e Kauppert (2004) indicam que o formato das cubas devem ser de tal forma que, o vetor da velocidade resultante da água que entra seja paralelo às suas paredes (pás) e que estas saiam da água, a jusante da roda, com um ângulo reto, para evitar perdas neste ponto. A Figura 4 apresenta um esquema com detalhes de uma roda de lado.

Figura 4 – Roda de lado

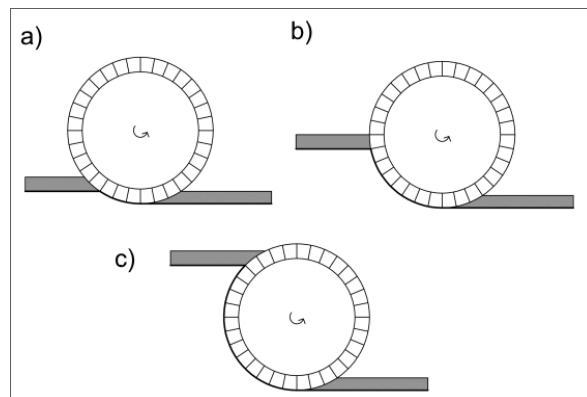


Fonte: Macintyre (1983)

A eficiência desta roda é bastante considerável. Macintyre (1983) coloca que quando a admissão da água é feita acima do eixo, a eficiência varia entre 60 e 80% e quando for na altura do eixo, a eficiência está entre 70 e 85%. Ele ainda indica um intervalo de diâmetros recomendáveis, que são: de 4,5 a 8,5 m (admissão acima do eixo) e de 5 a 8,5 m (admissão na altura do eixo).

De acordo com Quaranta (2017), as rodas de lado ainda podem ser subdivididas em mais três tipos: altas, médias e baixas, de acordo com a altura que a água entra na roda. Ainda de acordo com ele, as rodas de lado média tem diâmetros  $D$  pouco maiores que o dobro da diferença de altura  $H$ , ou seja, o raio dessas rodas são levemente maiores que diferença de altura  $H$ . A Figura 5 mostra como são divididas as rodas de lado.

Figura 5 – Tipos de rodas de lado. a) roda de lado baixa; b) roda de lado média; c) roda de lado alta



Fonte: Adaptado de Quaranta (2017)

A Refocus (2005) publicou uma notícia informando que uma roda de lado média foi enviada ao Japão. De acordo com a notícia, foi uma fabricante alemã chamada HydroWatt que desenvolveu a roda. Esta empresa produz diversos modelos de rodas d'água destinadas à geração de energia por mais de 12 anos. A roda enviada consegue gerar 180.000 kWh por ano (15.000 kWh por mês), com uma taxa de fluxo de 2000 litros por segundo e com diâmetro de 6 metros. De acordo com a Refocus (2005), esta quantidade de energia é suficiente para abastecer 60 casas médias. A Figura 6 apresenta esta roda.

Figura 6 – Roda hidráulica de lado enviada ao Japão



Fonte: Refocus (2005)

### 2.1.4.1 Potência Hidráulica

Em uma turbina a potência hidráulica é dada como sendo a taxa de energia mecânica retirada do fluido em escoamento. Esta potência é calculada pela equação 1 (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2013):

$$\dot{W}_h = \rho Q g H_t \quad (1)$$

Onde:

$\dot{W}_m$ : potência fornecida (W);

$\rho$ : densidade do fluido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$Q$ : vazão ( $\text{m}^3/\text{s}$ );

$g$ : aceleração da gravidade ( $\text{m}/\text{s}^2$ );

$H_t$ : diferença entre as energias de entrada e saída (m).

Segundo Fox et al. (2013), em uma turbina hidráulica a potência cedida por um rotor, ou seja, a potência mecânica é menor do que a potência extraída do fluido, devido a necessidade do rotor superar perdas por atrito viscoso e mecânico. Sendo assim, a eficiência de uma turbina é dada pela equação 2:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_m}{\dot{W}_h} = \frac{\omega T}{\rho Q g H_t} \quad (2)$$

Onde:

$\eta_t$ : eficiência (adimensional);

$\dot{W}_m$ : potência fornecida (W);

$\omega$ : velocidade angular ( $\text{rad}/\text{s}$ );

$T$ : torque (Nm).

A partir das equações 1 e 2 nota-se que para aumentar a potência fornecida por uma turbina deve se diminuir ao máximo as perdas no sistema. Outro ponto, seria aumentar a diferença de energia  $H_t$ . De acordo com Fox et al. (2013), esta diferença de energia pode ser calculada a partir da equação 3 :

$$H_t = \left( \frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + z \right)_{\text{entrada}} - \left( \frac{p}{\rho g} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + z \right)_{\text{saída}} \quad (3)$$

Onde:

$p$ : é a pressão (atm);

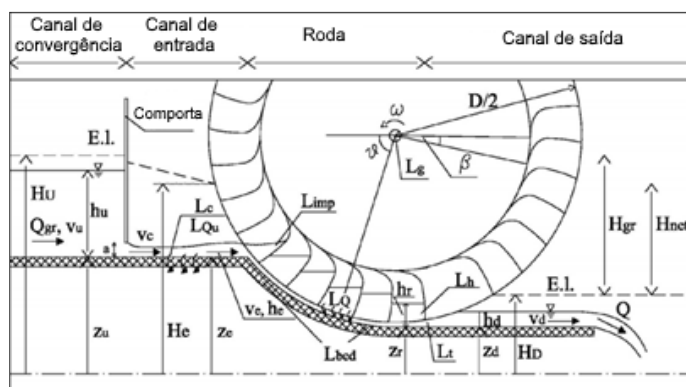
$\bar{v}$ : é a velocidade de escoamento (m/s);

$z$ : altura do escoamento (m).

Quaranta e Revelli (2015) formularam equacionamentos para o cálculo da potência mecânica no eixo de uma roda de lado, com um erro de 9% da formulação teórica para os valores práticos. Para isto, eles consideraram que a redução de potência existente nestas rodas é proveniente das seguintes perdas: hidráulicas ( $L_h$  e  $L_c$ ), impacto ( $L_{imp}$  e  $L_t$ ), atrito ( $L_{bed}$  e  $L_g$ ), volumétrica ( $L_{QU}$ ) e vazamento ( $L_Q$ ).

A Figura 7 apresenta um esquema geral da localização das perdas nas rodas de lado, em que as variáveis “H” e “z” possuem o mesmo significado apresentado acima, onde os subscritos “u” e “d” indicam, respectivamente, o valor das cotas antes e depois da passagem pela roda. O subscrito “e” indica o valor após a passagem pela comporta, porém, antes do escoamento entrar na roda. Já o subscrito “r” representa as costas na posição central da passagem do escoamento pela roda. E por fim, a cota “h” se refere a profundidade da água com seus subscritos contendo os mesmos significados mencionados anteriormente.

Figura 7 – Esquema e localização das diferentes perdas em uma roda de lado



Fonte: Adaptado de Quaranta e Revelli (2015)

$H_{gr}$  é a diferença entre as energias de entrada e saída ( $H_U - H_D$ ) e  $H_{net}$  é a energia cedida à roda.  $v_c$  e  $v_e$  são as velocidades do escoamento na passagem pela comporta e logo antes da entrada na roda, respectivamente.

#### 2.1.4.2 Número de Pás

Quaranta e Revelli (2016) fizeram uma análise do comportamento hidráulico e da performance de rodas de lado para diferentes números de pás. Neste trabalho foram simuladas diferentes condições hidráulicas, posteriormente validadas experimentalmente, para os seguintes números de pás: 16, 32, 48 e 64. O aumento da eficiência, no intervalo de 16 até o número ideal de pás, foi de 12 a 16%, em função das condições experimentadas. O número ótimo encontrado foi de 48 pás, para uma roda com 2,12 m de diâmetro e 0,65 m de largura.

Já Macintyre (1983) aconselha utilizar uma distância entre pás de 0,5 – 0,7 m. Com esta condição satisfeita, as pás devem estar equidistantes entre si pelo perímetro da roda.

Quaranta e Revelli (2016) concluíram ainda que, quanto menor o número de pás, maior a perda de energia potencial durante o processo de enchimento, e cinética, mais significativas são as oscilações da água nas cubas e mais antecipadamente ocorre a liberação da água na descarga da roda. Eles ainda comentam que um número elevado de pás também acarretar em perdas, pois isto provoca um efeito de interferência na entrada da roda.

#### 2.1.4.3 Rotação

As rodas hidráulicas, se bem projetadas, conseguem atingir altos valores de eficiência, todavia a rotação dessas máquinas motrizes é baixa ou pelo menos insuficiente para atingir a rotação mínima de um gerador.

Júnior et al. (2007) indicam que a rotação das rodas d'água estão em um intervalo de 1 a 20 rpm. Já Macintyre (1983) prega que este valor está no intervalo de 4 a 8 rpm. Esta discrepância pode ser devida as formas construtivas consideradas, como: dimensões, características hidráulicas, entre outras. Deve se considerar também o período em que essas pesquisas foram feitas, pois o conceito de roda hidráulica evoluiu com o passar dos anos.

Quaranta e Revelli (2015), com o intuito de calcular as perdas de potência, construíram um protótipo com uma escala de 1:2, com semelhança dimensional. Este modelo tem um diâmetro da roda de 2 m, com largura de 0,67 m, 32 pás e um peso

aproximado de 3500 N. A Tabela 1 apresenta alguns resultados da pesquisa para diferentes configurações de fluxo.

Tabela 1 – Resultados experimentais do trabalho de Quaranta e Revelli (2015)

Q (m <sup>3</sup> /s)	v <sub>e</sub> (m/s)	ω (rad/s)	P <sub>exp</sub> <sup>2</sup> (W)
0,04	1,0	0,4	87
0,06	2,5	1,2	225
0,07	0,8	0,9	192
0,08	2,1	0,7	249
0,10	1,9	1,3	324

Fonte: Quaranta Revelli (2015)

Pela tabela nota-se que a menor rotação informada foi de 0,4 rad/s e 1,3 rad/s para a máxima.

## 2.2 MULTIPLICADORES DE VELOCIDADE

“Os multiplicadores de velocidade consistem de dispositivos compostos por engrenagens ou por correias e polias, que proporcionam aumento das velocidades de rotação” (JÚNIOR; BITENCOURT; FILHO, 2007, p. 38).

Uma grande desvantagem das rodas hidráulicas é a sua baixa velocidade angular, que é insuficiente para acionar um gerador. Uma forma de solucionar este problema é utilizando multiplicadores de velocidade rígidos (trens de engrenagens) ou flexíveis (correias, correntes, etc.).

De acordo com Müller e Wolter (2004), em instalações de rodas de cima e de baixo, o custo da transmissão de velocidade chega a 25% (roda de baixo) e 45% (roda de cima) do valor total do sistema. Ainda segundo os autores, a utilização de um acionador de correia sincronizada (ou de tempo) em cascata, para substituir uma transmissão de velocidades por engrenagem, reduz significativamente o custo total. No entanto, estas correias podem aumentar as perdas em cerca de 8 a 9% (comparadas as engrenagens, que são de 2 a 3%). Eles ainda colocam que a redução de custos do *power train* nas rodas de lado está na ordem de £3100–3500/kW da capacidade instalada, utilizando-se estas correias.

<sup>2</sup> Potência mecânica no eixo.



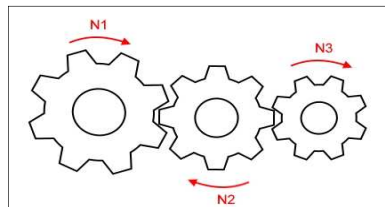
### 2.2.1 Trens de Engrenagens

Um trem de engrenagens é qualquer agrupamento de duas ou mais engrenagens conectadas. A forma mais simples de um trem que existe, é a junção de um par de engrenagens, na qual a razão de velocidade não pode ultrapassar 10:1. Razões acima implicam em engrenagens maiores e de mais difíceis de acoplar. Os trens de engrenagens podem ser **simples**, **compostos** ou **planetários** (NORTON, 2013).

#### 2.2.1.1 Trem de engrenagens simples

Neste tipo de trem, cada eixo está conectado a uma engrenagem somente. Cada par contribui para a razão global do trem, no entanto, neste caso específico, somente a razão entre a primeira e última engrenagem que fornece o valor final da variação de velocidade (NORTON, 2013). A Figura 8 apresenta um esquemático do funcionamento de um trem de engrenagens simples.

Figura 8 – Trem de engrenagens simples



Fonte: Autoria própria

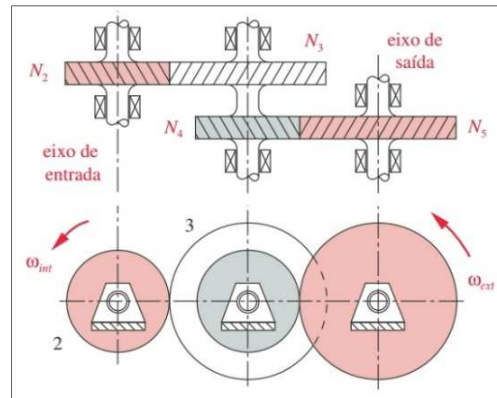
De acordo com Norton (2013), as engrenagens intermediárias (vazias ou sem carga) só afetam o sinal do resultado da razão global, indicando o sentido de giro (positivo, mesmo sentido). Logo, a utilização de uma engrenagem vazia de qualquer diâmetro, interfere apenas no sentido de giro final do trem.

#### 2.2.1.2 Trem de engrenagens composto

Uma forma de se conseguir uma razão de velocidades maior que 10, é compondo o trem. Neste caso, pelo menos um eixo tem mais de uma única engrenagem. O arranjo pode ser em série ou série – paralelo, diferentemente dos

trens simples, que utilizam conexões puras em série (NORTON, 2013). A Figura 9 apresenta um trem composto sem reversão com quatro engrenagens.

Figura 9 – Trem de engrenagens composto sem reversão



Fonte: Norton (2013)

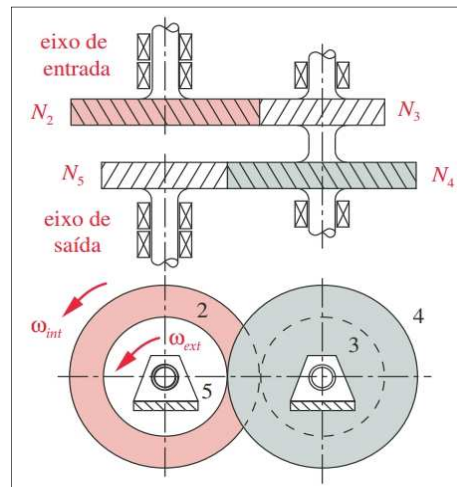
Na figura 9, as engrenagens 3 e 4 estão conectadas por um eixo, sendo assim, elas possuem a mesma velocidade angular. Agora a razão global  $m_v$ , que é adimensional, é dada pela equação 4 (NORTON, 2013):

$$m_v = \pm \frac{\text{produto do número de dentes nas engrenagens motoras}}{\text{produto do número de dentes nas engrenagens movidas}} \quad (4)$$

Diferentemente do trem de engrenagens simples, a adição de uma engrenagem intermediária afetará o valor da razão global. O sinal positivo ou negativo depende do número e forma de engrenamento no trem, se interno ou externo (NORTON, 2013).

Ainda existe os trens compostos revertidos, que desigualmente dos trens não revertidos (Figura 8), possuem o eixo de saída concêntrico ao eixo de entrada. Isto significa dizer eu há “reversão de trem”. Em algumas ocasiões, essa configuração de eixos é desejável ou necessária, como em transmissões de carro por exemplo (NORTON, 2013). A Figura 10 apresenta um esquema construtivo de um trem composto revertido.

Figura 10 – Trem composto com reversão

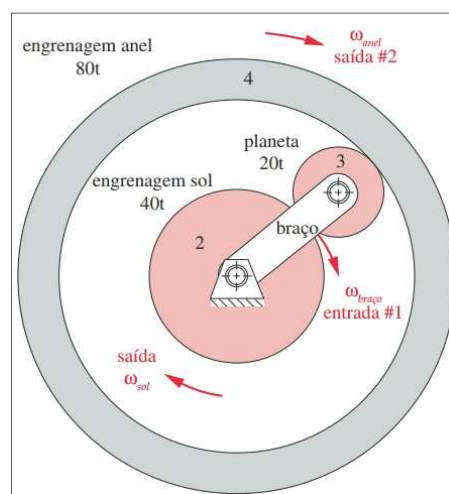


Fonte: Norton (2013)

### 2.2.1.3 Trem de engrenagens planetários ou epicíclicos

Diferentemente dos outros modelos de trem de engrenagens, o planetário possui dois graus de liberdade (os demais possuem 1). Este modelo tem grandes vantagens sobre os trens convencionais. Norton (2013, p. 699) descreve as seguintes: “[...] obtenção de razões de trem maiores em pacotes menores, reversão garantida e saídas simultâneas, concêntricas, bidirecionais a partir de um entrada única unidirecional.”. A Figura 11 demonstra uma forma de se aplicar o conceito de trem planetário, utilizando a engrenagem anel como saída.

Figura 11 – Trem de engrenagens planetário com engrenagem anel



Fonte: Norton (2013)

Grande parte dos trens planetários utilizam engrenamento com anel para se conseguir o movimento planetário. A expressão 5, mostra como calcular a razão global (NORTON, 2013).

$$\pm \frac{\text{produto do número de dentes em engrenagens motoras}}{\text{produto do número de dentes em engrenagens movidas}} = \frac{\omega_L - \omega_{\text{braço}}}{\omega_F - \omega_{\text{braço}}} = m_V \quad (5)$$

Onde:

$\omega_{\text{braço}}$ : velocidade angular do braço;

$\omega_F$ : velocidade angular da primeira engrenagem no trem (escolhida em qualquer extremidade);

$\omega_L$ : velocidade angular da última engrenagem no trem (na outra extremidade).

## 2.2.2 Elementos Mecânicos Flexíveis

São elementos de máquinas elásticos ou flexíveis, destinados ao transporte e transmissão potência para, relativamente, longas distâncias. Frequentemente são utilizados para substituir engrenagens, eixos, mancais e outros tipos rígidos de transmissão. Uma vantagem interessante destes elementos, é a características de absorver impactos e isolar possíveis vibrações. Estas propriedades aumentam a vida de uma máquina. Tem a desvantagem de não disporem, na maioria dos casos, de vida infinita, porém, a utilização deste equipamentos reduz substancialmente o custo de uma máquina (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

### 2.2.2.1 Correias

São classificadas em: plana, redonda, em V e de tempo. As correias planas são utilizadas em polias coroadas, já as redondas e em V utilizam polias ranhuradas ou acanaladas. As de tempo requerem rodas dentadas ou catracas. Em todos os modelos, os eixos devem estar separados a uma distância mínima, que depende do tipo de correia, para garantir bom desempenho (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

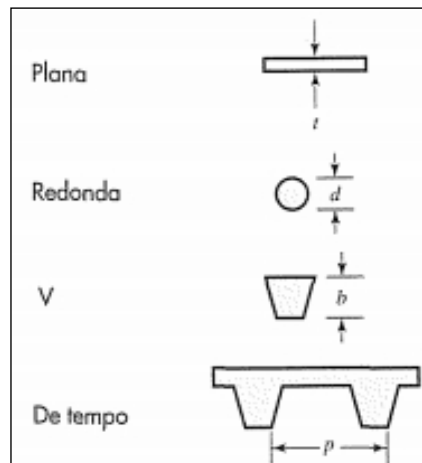
Shigley et al. (2005) ainda apontam as seguintes características das correias:

- Há um escorregamento e deformação lenta, o que torna a razão de velocidades inconstante. As correias de tempo não têm este “problema”;

- Dependendo do caso, polias intermediárias podem ser utilizadas para evitar futuros ajustes de velocidade, devido ao envelhecimento ou instalação de novas correias.

A Figura 12 ilustra o modelo de cada correia.

Figura 12 – Correias



Fonte: Shigley et al. (2005)

Ainda de acordo com Shigley et al. (2005), transmissões modernas com correias planas proporcionam uma eficiência de cerca de 98%, que é bem próxima a de uma transmissão por engrenagens. As em V fornecem um rendimento inferior, em que varia por volta de 70 a 96%. Eles ainda completam dizendo que as correias planas, além de produzirem pouco barulho, absorvem um nível maior de vibração torcional do sistema, quando comparadas a engrenagens e correia em V.

As correias de tempo são as que possuem maior rendimento (97 – 99%), além de poderem trabalhar em um amplo intervalo de velocidades (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

#### 2.2.2.2 Corrente de Rolos

Estas correntes possuem razão constante de velocidade angular, pois não há escorregamentos nem deformação envolvida. Diferentemente das correias, possuem vida longa. Outra vantagem é a habilidade de acionar eixos de uma única origem de potência. As suas dimensões são padronizadas pela ANSI (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

## 2.3 COMPONENTES MECÂNICOS

Nesta seção serão abordados os componentes mecânicos que irão, de alguma forma, ser utilizados no desenvolvimento deste trabalho.

### 2.3.1 Eixo

Também denominados como eixos de transmissão, este componente é utilizado em máquinas rotativas para realizar transmissão de torque e rotação, de um ponto à outro (NORTON, 2013).

O desenvolvimento deste componente envolve muito trabalho preliminar antes do início efetivo de seu projeto. As características construtivas da máquina, de modo geral, é que irão dizer se há necessidade da utilização de engrenagens, polias, mancais e outros elementos, bem como seus posicionamentos e dimensões. Nesta etapa inicial, os seguintes pontos devem ser analisados (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005):

#### 1. Deflexão e rigidez

- Deflexão flexional;
- Deflexão torcional;
- Inclinação em mancais e em elementos suportados do eixo;
- Deflexão de cisalhamento decorrente de carregamento transversal de eixos curtos.

#### 2. Tensão e resistência

- Resistência estática;
- Resistência de fadiga;
- Confiabilidade.

A escalonagem, que são ressaltos do diâmetro no decorrer do comprimento, de um eixo é uma importante forma de posicionar, precisamente, seus elementos girantes (engrenagens, mancais, polias e outros) (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Com relação aos materiais empregados para confecção de um eixo, o aço é mais o mais utilizado no sentido de minimizar as deflexões, devido ao seu alto módulo de elasticidade. Ferros fundidos também são empregados, principalmente quando o

elemento girante é fundido junto ao eixo. Quando se tem corrosão, bronze e inoxidáveis são os mais usados. A dureza do eixo também deve ser levada em consideração em locais onde o eixo se apoia no mancal de deslizamento (NORTON, 2013).

A combinação de torque e momento fletor, segundo Norton (2013), cria um estado tensões multiaxiais complexas para fadiga. Ele ainda complementa afirmando que para as tensões multiaxiais serem simples ou complexas, depende da direção da tensão alternante principal em um determinado elemento do eixo.

Percebe-se que o projeto deste componente não é nem um pouco trivial. Ele ainda se complica, pois, ainda de acordo com Norton (2013), concentrações de tensões estão presentes nas partes do eixo onde deverá haver rebaixos, rasgos para chaveta, sulcos pra eventuais anéis de retenção entre outras descontinuidades necessárias.

### 2.3.2 Chaveta

Shigley et al. (2005, p. 427) define: “As chavetas são utilizadas para habilitar a transmissão de torque do eixo ao elemento por este suportado”. Sendo assim, as chavetas podem ser usadas para “segurar” os elementos girantes, tais como engrenagens ou polias.

Elas podem ser **paralelas**: estas são formadas por seções quadradas ou retangulares com altura e largura constantes no decorrer de seu comprimento. **Cônicas**: ou afunilada, são chavetas em que sua largura é constante, porém, diferentemente das paralelas, a altura afunila linearmente, na ordem de 1/8 de polegada por pé, e é acomodada no cubo com um rasgo cônico até permanecer travada, ainda podem ter uma cabeça com formato de quilha, no sentido de facilitar sua remoção. E por último, existem as **Woodruff**: com formato semicircular plano e largura constante, que cabe em uma abertura no eixo feita por uma fresa com um cortador circular padrão (NORTON, 2013).

Segundo Norton (2013), as chavetas paralelas são as mais utilizadas, porém, assim como as Woodruff, necessitam de outros meios (anel de retenção ou colares, por exemplo) para travarem o cubo axialmente no eixo, já as cônicas são utilizadas para este propósito.

### 2.3.3 Mancal

Mancal é o termo utilizado para definir o movimento relativo ente duas partes, sem levar em conta a forma ou configuração. Os mancais podem rolar, deslizar ou fazer ambos ao mesmo tempo (NORTON, 2013).

Os mancais de rolamento, que são uma classe de mancais em que a carga principal é transferida pelo contato entre elementos rolantes, são fabricados para receberem cargas radiais puras, de empuxo ou a combinação das duas. Os elementos rolantes podem ser esferas, rolos, rolo cônicos, rolo esférico, agulha, entre outros. Estes mancais são definidos também pela forma de contato entre as partes (angular ou não). Existe uma padronização para sua manufatura (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Outra forma de mancal são os de deslizamento. São formados por dois materiais que deslizam entre si, ou com uma manga (buchas) ao redor do eixo, ou pelo contato com de superfície plana com outra que escorrega. No caso dos mancais planos o material utilizado em uma das partes móveis é o aço, ferro fundido ou qualquer outro material estrutural, em que se tenha resistência e dureza necessárias. Já a parte que irá receber o movimento são feitas de material de apoio como bronzes, *babbitt* ou qualquer polímero não metálico (NORTON, 2013).

Vale ressaltar que em todas as formas construtivas dos mancais, existe a necessidade de lubrificação para redução de fricção, do desgaste e do aquecimento das partes que estão em contato com movimento relativo (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

### 2.3.4 Teoria das engrenagens

De acordo com Norton (2013), uma maneira de se transmitir rotação de um eixo para outro, é com a utilização de cilindros em contatos fixados nos eixos. O contato entre cilindros pode ser de forma interna ou externa. Contudo, a quantidade de movimento e torque transmitido dependem do grau de atrito entre os mesmos. Para melhorar a quantidade de rotação, torque e uma melhor sincronia, são adicionados dentes aos cilindros, os transformando em engrenagens.

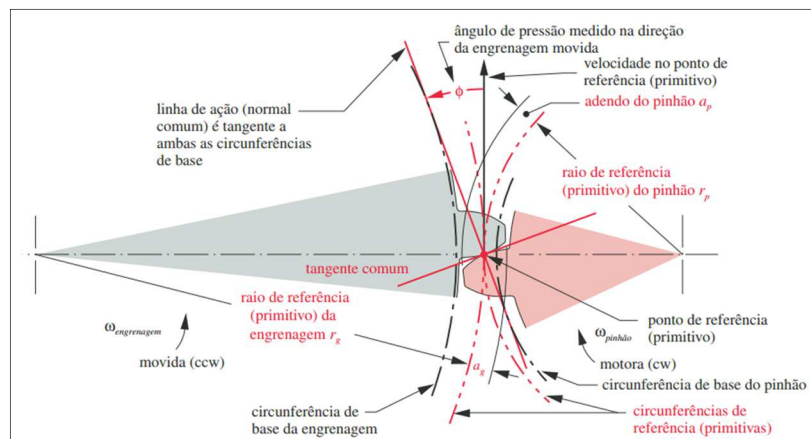


O conjunto formado por duas engrenagens é denominado *par de engrenagens*, e se costuma dizer que a menor se denomina pinhão e a maior engrenagem. Existe uma lei fundamental do engrenamento que estabelece que a razão de velocidades angular entre um par de engrenagens, será constante durante o engrenamento. Esta razão de velocidade  $m_v$  é obtida pela equação 4. Já a razão de torque é recíproca a esta razão (NORTON, 2013).

Para que a lei fundamental de engrenamento seja satisfeita, é necessário que o contorno dos dentes da engrenagem com os dentes engrenantes (pinhão) sejam conjugados. A forma de se conseguir esta condição, é desenhando dentes com curvas que provoquem, de forma satisfatória, esta exigência. Na prática, apenas dois tipos de curvas são utilizados: cicloide e involuta, sendo que a última é mais utilizada (NORTON, 2013).

Existe um ângulo formado entre a linha de ação, ou normal comum, e a direção da velocidade no ponto primitivo/referência, que é denominado ângulo de pressão. Estes ângulos são padronizados pelos fabricantes de engrenagens, seus valores são:  $14,5^\circ$ ,  $20^\circ$  e  $25^\circ$ , em que o segundo ângulo é mais comumente utilizado e o primeiro mais obsoleto. A Figura 13 apresenta a geometria de contato e o ângulo de pressão entre um par de engrenagens (NORTON, 2013).

Figura 13 – Geometria de contato das engrenagens



Fonte: Norton (2013)

Com relação a geometria de engrenamento, a lei fundamental exige que a normal comum entre o perfil do dente, deve passar por um ponto fixado na linha de contato central das engrenagens, definido como ponto de referência. Isto deve ocorrer em todos os pontos de contato no decorrer do engrenamento. A distância entre o

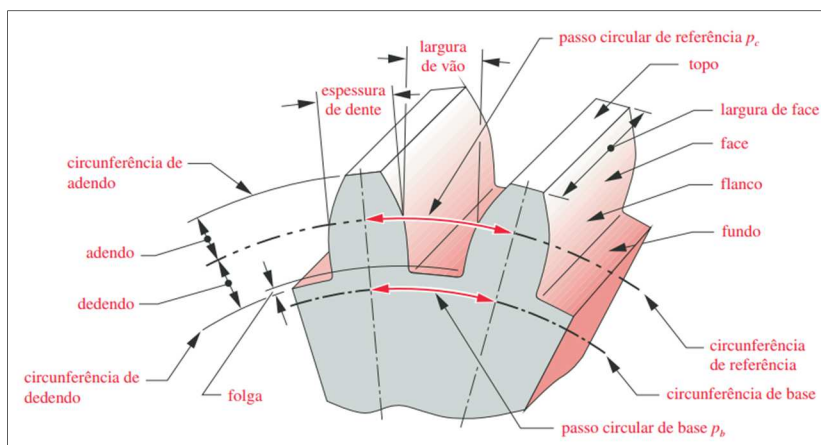
ponto de contato no início do engrenamento e o ponto final (ao longo da linha de ação) é denominado de comprimento de ação  $Z$ , dado em milímetros (NORTON, 2013).

As demais nomenclaturas das engrenagens são mostradas na Figura 14. Além do passo circular e do passo de base, outra maneira, e mais conveniente, de definir o tamanho do dente é utilizando o passo diametral  $P_d$ . Sua unidade de medida é um sobre polegada. O sistema SI utiliza o módulo  $m$  para a mesma finalidade, que na verdade seu valor, nada mais é, que o recíproco do passo diametral, porém com sua unidade em milímetros. As equações 6 e 7 mostram como calcular estes valores, onde  $d_g$  é o diâmetro de referência (em polegadas ou milímetros) e  $N_d$  é o número de dentes (NORTON, 2013).

$$P_d = \frac{N_d}{d_g} \quad (6)$$

$$m = \frac{d_g}{N_d} \quad (7)$$

Figura 14 – Nomenclatura dos aspectos de uma engrenagem



Fonte: Norton (2013)

Existem engrenagens com dentes helicoidais e com dentes retos, entre outras. Uma vantagem de se utilizar engrenagens helicoidais, ao invés das de dentes retos, é o fato destas possuírem engrenamento mais suave, serem menos barulhentas e gerarem menos vibração. (ANEKAR; DESHMUKH; NIMBALKAR, 2016).

### 2.3.4.1 Engrenagens helicoidais

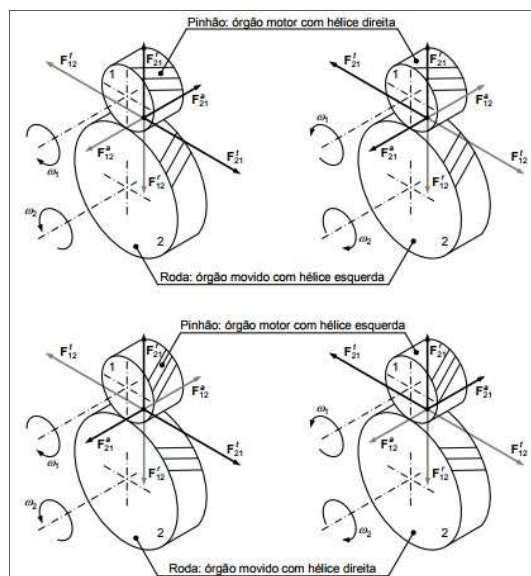
Estas engrenagens são similares as de dentes retos, no entanto um outro ângulo ( $\psi$ ) é acrescido, que justamente dará a inclinação nos dentes para que a engrenagem se torne helicoidal. Normalmente o ângulo de hélice  $\psi$  varia de 10 a 45 graus (NORTON, 2013).

Devido a sua forma construtiva, estas engrenagens geram forças axiais e radiais nos mancais. Em engrenagens helicoidais, a diagonal cruzando a face do dente é por onde que a linha de contato segue. Esta configuração, em conjunto com transferência suave da carga de um dente para outro, é que permite a este tipo de engrenagem transmissão de grande força em alta velocidade (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Devido a sua forma construtiva, as engrenagens helicoidais possuem outros passos, estes são: passo circular nominal  $P_n$ , passo axial  $P_x$  e o passo diametral normal (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Nas engrenagens helicoidais, o sentido da força axial depende da direção de giro da engrenagem e também do fato delas terem hélices direitas ou esquerdas. A Figura 15 mostra o funcionamento das forças neste tipo de engrenagem (FLORES; GOMES, 2015).

Figura 15 – Diagrama da direção das forças em engrenagens helicoidais



Fonte: Adaptado de Flores e Gomes (2015)

Por fim, a Figura 16 apresenta como as forças estão distribuídas neste tipo de engrenagem. Para o cálculo das forças atuantes, Norton (2013) destaca que a força tangencial pode ser calculada pela equação 8, a radial pela equação 9, axial pela equação 10, todas em Newtons (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

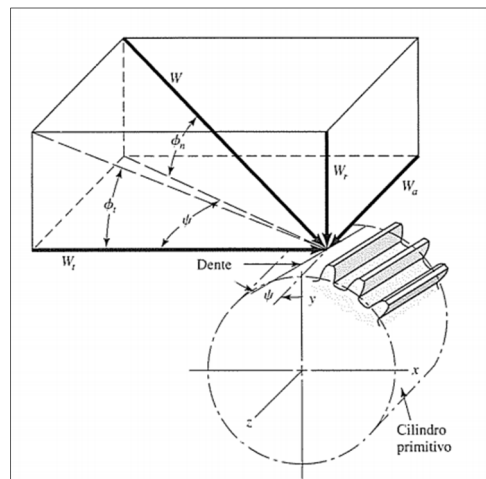
$$W_t = \frac{T_p}{r_p} \quad (8)$$

$$W_r = W_t \tan(\Phi) \quad (9)$$

$$W_a = W_t \tan(\psi) \quad (10)$$

Onde  $T_p$  e  $r_p$  são o torque (Nm) e raio do pinhão (mm), respectivamente.

Figura 16 – Forças nas engrenagens helicoidais



Fonte: Shigley et al. (2005)

#### 2.3.4.2 Tensão de flexão

Os cálculos das tensões presentes nas engrenagens dependem de diversos critérios. A AGMA, a partir da equação de W. Lewis, desenvolveu uma equação com o intuito de se calcular a resistência a flexão. A validade das equações apresentadas aqui, são aplicáveis para as seguintes hipóteses (NORTON, 2013):

- Razão de contato entre 1 e 2;
- Inexistência de interferência entre as pontas e as raízes dos dentes acoplados e não há adelgaçamento dos dentes abaixo do início do perfil ativo;
- Dentes não pontudos;

- Existência de folga no engrenamento;
- Filetes das raízes são suaves;
- Atrito desprezível;
- Para engrenagens de dentes internos, procurar padronização AGMA.

O cálculo AGMA para tensões de flexão é feito a partir da equação 11. Os fatores K são modificadores adimensionais para que diversas considerações sejam aplicadas, em que m é o módulo e F é a largura, ambos em milímetros, e a força tangencial  $W_t$  em Newtons (NORTON, 2013).

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (11)$$

O fator geométrico J (adimensional) é uma atualização do fator utilizado por Lewis. Este fator leva em conta a geometria do dente da engrenagem para avaliar a real resistência no filete da raiz, além de avaliar os efeitos de concentração de tensão neste mesmo ponto. Esta segunda afirmação foi a atualização para o fator geométrico de Lewis (NORTON, 2013).

Existe um erro de transmissão, que nada mais é do que uma variação na condição de velocidade em um par de engrenagens. As causas deste erro podem ser diversas (vibração, fricção entre os dentes, etc). A AGMA, na tentativa de controlar este efeito, definiu um conjunto de números de controle de qualidade ( $Q_v$ ), onde os valores de 3 a 7 são utilizados em engrenagens comerciais e os de 8 a 12 definem sistemas de maior precisão. O fator dinâmico  $K_v$  é calculado com base nestes números (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

O fator  $K_m$  objetiva levar em consideração a distribuição não uniforme na largura da face, pois, qualquer desalinhamento axial ou um desvio na forma do dente, poderá fazer com que a força tangencial seja distribuída desigualmente na largura da engrenagem (NORTON, 2013).

O fator  $K_a$  é destinado a levar em consideração variações nas forças aplicadas nos dentes em função do tempo. Caso a ocorrência de choques sejam uniformes, este fator pode ser considerado igual a 1, caso contrário, seu valor deve ser aumentado (NORTON, 2013)

O fator de tamanho  $K_s$  leva em consideração a não-uniformidade das propriedades do material da engrenagem devido ao seu tamanho. Ele depende de diversos fatores (tamanho do dente, diâmetro da peça, etc). A AGMA não definiu este

fator em casos em que os efeitos de tamanho sejam prejudiciais, em tais casos deve ser utilizado valores maior que a unidade, caso não seja constatado pelo projetista tamanhos prejudiciais, a AGMA sugere usar seu valor igual a 1 (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

O fator de espessura de borda  $K_B$  é utilizado quando a espessura da borda não é suficiente para proporcionar a engrenagem resistência suficiente a raiz do dente. Neste caso, a falha por fadiga ocorre ao longo da borda e não o filete do dente (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Quando há uma engrenagem intermediária em um engrenamento, ela está sujeita a mais ciclos por unidade e tempo e a cargas alternantes. O fator de ciclo de vida  $K_I$  é utilizado para levar em conta esta situação (NORTON, 2013).

#### 2.3.4.3 Tensão superficial

A AGMA desenvolveu uma equação para se ter uma aproximação da tensão superficial  $\sigma_c$ , em MPa, aplicada nos dentes das engrenagens. Ela se baseia na equação desenvolvida por Buckingham, que foi quem investigou pela primeira vez essa tensão de forma sistemática. Seu trabalho levou ao desenvolvimento de uma equação para tensões superficiais nos dentes de engrenagens que, como foi feito com a equações e Lewis, AGMA incorporou e desenvolveu fatores para ter uma aproximação do resultado obtido. A equação 12 é a desenvolvida pela AGMA. Os fatores  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  e  $C_s$  tem os mesmos valores dos coeficientes  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$  e  $K_s$ , respectivamente (NORTON, 2013).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F l d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (12)$$

O coeficiente elástico  $C_p$  (MPa) considera as diferenças entre os materiais utilizados nos dentes. Ele depende dos módulos de elasticidade e Poisson para o pinhão e coroa (NORTON, 2013).

O coeficiente de acabamento superficial  $C_F$  é utilizado para levar em conta acabamentos extremamente grosseiros nos dentes da engrenagem. A AGMA não estabeleceu critérios para este fator de acabamento, no entanto, ela recomenda a utilização deste valor igual a 1, quando as engrenagens são feitas por métodos

convencionais. Quanto mais grosseiro for o acabamento, maior deverá ser este fator (NORTON, 2013).

De acordo com Norton (2013), nas engrenagens helicoidais, o valor do fator de geometria  $I$ , que é adimensional, requer a utilização da equação 13, onde  $\rho_g$  e  $\rho_p$  são os raios, em milímetros, de curvaturas da engrenagem e pinhão, respectivamente,  $\Phi$  é o ângulo de pressão,  $d_p$  é o diâmetro de referência do pinhão e  $m_N$  é a razão de divisão de carga (adimensional). A forma de calcular estes termos estará presente no desenvolvimento deste trabalho.

$$I = \frac{\cos(\Phi)}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p m_N} \quad (13)$$

#### 2.3.4.4 Materiais

Aços, ferros fundidos e ferros maleáveis e nodulares são as melhores escolhas entre os metais e ligas para a fabricação de engrenagens. Além disso, nas ligas em que seja possível, o endurecimento superficial ou total é indicado para se obter uma resistência a flexão suficiente, além de resistência ao desgaste. O ambiente também deve ser considerado na escolha do material, pois, dependendo do local em que a engrenagem for empregada, somente o bronze poderá ser utilizado, principalmente pela resistência a corrosão (NORTON, 2013).

##### 2.3.4.4.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Como já foi dito, ambas as tensões (flexão e superfície) envolvem carregamento de fadiga, com isso a AGMA desenvolveu equações de resistências à fadiga exclusivamente para engrenagens. Isto é porque os princípios envolvidos não são os convencionais (NORTON, 2013). A seguir, será apresentado as equações desenvolvidas pela AGMA, juntamente com seus fatores de correção.

##### 2.3.4.4.2 RESISTÊNCIA À FADIGA DE FLEXÃO

De acordo com Norton (2013), o cálculo da resistência a fadiga por flexão, introduzida pela AGMA, na verdade não passa de valores parcialmente corretos, já que foram feitas a partir de peças apropriadamente tendo a mesma geometria que as engrenagens a serem projetadas.

Os valores de resistência à fadiga e flexão da AGMA foram feitos com a vida de  $5E7$  ciclos de tensão repetida e para 99% de confiabilidade. A equação 14 mostra como calcular a resistência a fadiga corrigida  $S_{fb}$ , em MPa, na qual os fatores  $K$  representam condições diversas.  $S_{fb}'$  (MPa) é a resistência não corrigida à este tipo de fadiga publicada pela AGMA (NORTON, 2013).

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (14)$$

O fator de vida  $K_L$  representa a correção da resistência à fadiga para valores de vida diferente dos experimentos pela AGMA. O número de ciclos neste caso, é dado como sendo a quantidade de contatos de engrenamento com carga, que a engrenagem analisada está recebendo (NORTON, 2013).

Para o fator de temperatura  $K_T$ , a temperatura do óleo lubrificante da engrenagem pode ser utilizada como base para a temperatura da mesma. Para temperaturas de até 250 °F, o  $K_L$  pode ser igual a 1 (NORTON, 2013).

O fator de confiabilidade  $K_R$ , para confiabilidade igual a 99%, pode ser igual a 1, para confiabilidades maiores seu valor é aumentado (NORTON, 2013).

#### 2.3.4.4.3 RESISTÊNCIA À FADIGA DE SUPERFÍCIE

Para o cálculo da resistência à fadiga de superfície da AGMA, é necessário especificar quatro fatores de concentração de tensão. Os coeficientes  $C_T$  e  $C_R$  são os iguais aos  $K_T$  e  $K_R$ , respectivamente, e podem ser estimados da mesma forma (NORTON, 2013).

O fator de vida  $C_L$  é definido igual ao fator  $K_L$ , no entanto este coeficiente se refere a um gráfico diferente (NORTON, 2013).

O fator de dureza  $C_H$  é função da razão de engrenamento e dureza relativa entre engrenagem e pinhão. Ele sempre será maior ou igual a um, o que o faz atuar para aumentar a resistência aparente da engrenagem. Nele é considerado situações onde o dente do pinhão é mais duro do que da engrenagem, o que faz endurecer a superfície da engrenagem quando está em funcionamento. Vale ressaltar que este valor é sempre levado em consideração somente para a resistência do dente da engrenagem. A resistência à fadiga de superfície corrigida  $S_{fc}$  (MPa) pode ser



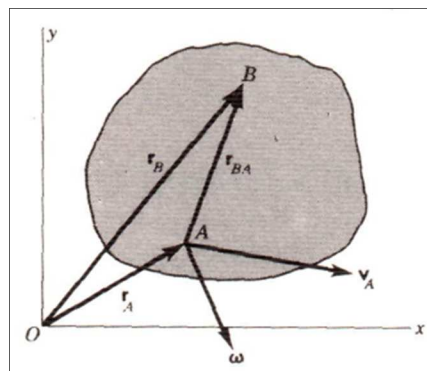
calculada pela equação 15.  $S_{fc}'$  (MPa) é a resistência a este tipo de fadiga publicada pela AGMA (NORTON, 2013).

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (15)$$

## 2.4 VELOCIDADE DE CORPO RÍGIDO

Quando um corpo tem um movimento combinado de rotação e translação e se necessita saber qual a velocidade em ponto específico do corpo, a partir de um referencial qualquer dentro do corpo, é possível aplicar a equação de velocidade de corpo rígido. Tendo como referência a Figura 17, a equação 16 mostra como calcular a velocidade em um ponto qualquer (SHIGLEY, 1970).

Figura 17 – Exemplo de aplicação da teoria de velocidade de um corpo rígido



Fonte: Shigley (1970)

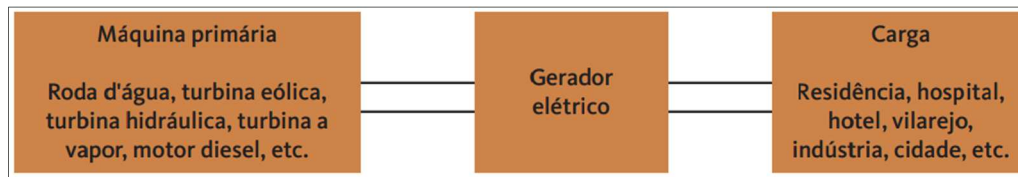
$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega} \times \vec{r}_{BA} \quad (16)$$

Ou seja, a velocidade no ponto onde se quer descobrir, é igual a velocidade do ponto de referência, mais a velocidade do ponto a se descobrir em relação ao ponto de referência.

## 2.5 GERADOR DE ELETRICIDADE

Para existir geração de eletricidade, é necessário que haja uma máquina primária giratória (no caso deste trabalho será uma roda hidráulica) e com seu eixo acoplado a um gerador, que pelo movimento rotativo gerará tensões em seus terminais, que alimentam pequenas ou grandes cargas (PINHO et al., 2008). A Figura 18 exemplifica esta definição.

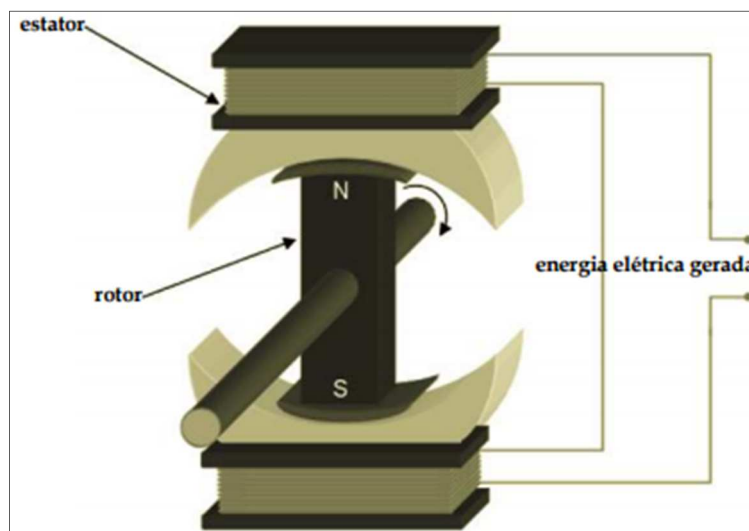
Figura 18 – Esquema básico do princípio de geração de energia



Fonte: Pinho et al. (2008)

O funcionamento de um gerador se baseia no princípio de tensão induzida pelo movimento de um campo magnético. Mais precisamente, o gerador visa otimizar este processo, aonde o campo magnético é produzido por um rotor, que possui dois polos (norte e sul), que ao seu entorno se tem um estator, no qual está fixo a máquina e que possui bobinas por onde a corrente elétrica é induzida (JÚNIOR; FILHO, 2007). A Figura 19 ilustra o funcionamento descrito aqui.

Figura 19 – Esquemático do funcionamento de um gerador

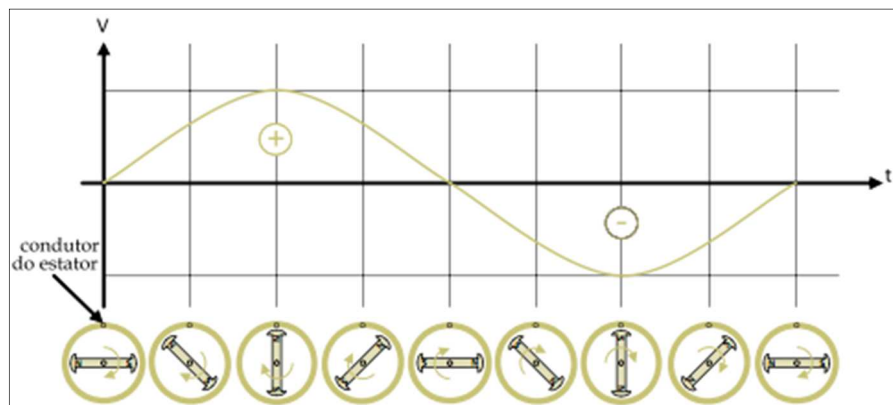


Fonte: Júnior e Filho (2007)

Como já mencionado previamente, os geradores de eletricidade necessitam de uma velocidade mínima para prover energia, seja ele de baixa rotação ou não. Outro ponto a ser esclarecido é que, dependendo do gerador, existe uma imposição que é de se ter uma rotação constante, para que haja um funcionamento adequado na geração de eletricidade.

Segundo Júnior e Filho (2007), de acordo com o movimento giratório do rotor, o campo magnético varia de um valor máximo à um mínimo, produzindo corrente alternada (CA) e que no caso de um gerador de um polo Norte e um Sul, a cada  $180^\circ$  ocorre inversão de polaridade, mudando o sentido do campo magnético nos condutores do estator. Sendo assim, segundo os autores, a tensão gerada irá variar de acordo com a posição do rotor, indo de zero à um valor máximo, com alternância de sinal (hora positivos, hora negativos). A Figura 20 possui um gráfico que exemplifica esta definição.

Figura 20 – Formato de onda de tensão em função da posição do rotor



Fonte: Júnior e Filho (2007)

Müller e Kauppert (2004) colocam que, geradores de corrente alternada devem trabalhar em uma rotação constante para poderem corresponder as fases da rede. De acordo com eles, nas rodas hidráulicas a operação de geradores com velocidades variadas também é possível, desde que se utilize um sistema com retificador, controle e inversor, o que torna seu custo elevado. Além disso, é necessária uma espécie de controlador de vazão pilotado pela descarga da roda (ou algo do tipo), para que a vazão atue em um ponto de máxima eficiência.

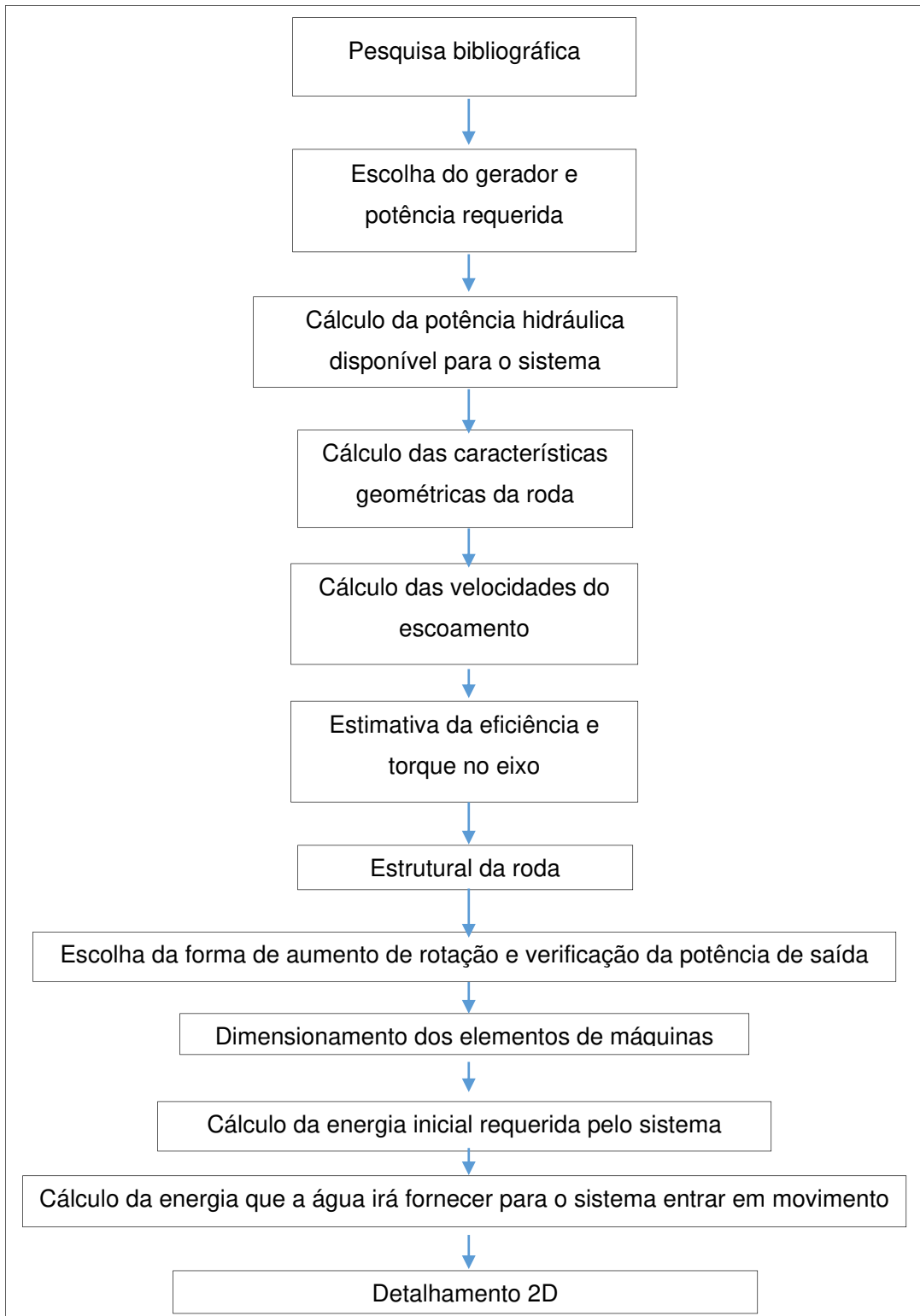
Estas “soluções” para utilização de geradores, citadas no parágrafo acima, de certa forma também são aplicadas em micro centrais hidrelétricas. Nogueira e Filho (2007) definem que existem duas formas de se regular a velocidade de rotação do conjunto gerador: ajustando se a água que passa pela turbina ou utilizando um regulador de carga. Este último tenta manter constante a potência dissipada no lastro e a potência criada pelo gerador, por meio de um circuito eletrônico.



### 3 METODOLOGIA

A Figura 21 exemplifica como estão dispostas as etapas de desenvolvimento deste trabalho:

Figura 21 – Etapas do desenvolvimento



Fonte: Autoria Própria

### 3.1 RODA E CANAL DE ENTRADA DO ESCOAMENTO

O projeto da roda em si irá se basear, quase que exclusivamente, em pesquisas experimentais. As buscas por estes trabalhos foram feitas em grande parte pela plataforma *ScienceDirect*, visto o tamanho do acervo presente neste site. Outros meios de pesquisas também foram utilizados, como o portal de periódicos CAPES. Parte desta pesquisa está apresentada no referencial teórico deste trabalho, a outra será mostrada no desenvolvimento.

É necessário ter um dimensionamento básico da forma como água irá entrar em contato com a roda, para poder estimar a velocidade do escoamento na entrada das cubas, e a partir disso estimar a sua velocidade angular. Para isto, será utilizado a metodologia de estimativa de eficiência abordada por Quaranta Revelli (2015), em conjunto com a teoria de escoamento incompressível de fluídos não viscosos apresentada por Fox et al. (2013).

A forma como a roda e o canal de entrada estarão dispostos se assemelhará bastante com a forma apresentada por Quaranta Revelli (2015), como está ilustrada na Figura 7. Em suma, será dimensionado um sistema de geração utilizando uma roda hidráulica de lado média.

### 3.2 COMPONENTES DE MÁQUINA E EFICIÊNCIA

Com relação ao multiplicador de velocidades, será dimensionado somente os seus principais componentes, pois a intenção é encontrar qual o trabalho realizado pelos componentes em regime de rotação máxima, para que se possa ser verificado se a força aplica pela água será o suficiente para colocar o sistema em funcionamento. Deverá ser encontrado qual o torque de partida que deverá ser aplicado ao sistema, para colocá-lo em movimento.

O dimensionamento dos componentes mecânicos dos multiplicadores de velocidade, rígidos ou flexíveis, e do eixo da roda hidráulica, propriamente dito, juntamente com seus elementos fixantes, seguirá uma interação entres as metodologias abordadas por Norton (2013) e Shigley et al. (2005).

O cálculo da potência disponível no eixo da roda hidráulica, será feito estimando as seguintes perdas: hidráulicas, devido ao impacto da água, devido ao

atrito, volumétrica e dos vazamentos, seguindo as equações desenvolvidas por Quaranta e Revelli (2015).

### 3.3 MODELAGEM E ESCOLHA DO GERADOR

Os desenhos mecânicos serão feitos utilizando o software CAD 3D Inventor®. Este software também será utilizado para se calcular os diagramas de esforços no eixo, cálculo das inércias dos componentes de máquina e gráfico da deflexão do eixo, além do detalhamento 2D de todas as peças do sistema.

Para evitar excessivas razões de velocidades da transmissão, será utilizado um gerador de eletricidade de baixa rotação. A escolha será feita a partir de uma pesquisa simples de algum fornecedor deste equipamento, tendo em vista que o projeto deste componente não está no escopo deste trabalho.





## 4 DESENVOLVIMENTO

### 4.1 CÁLCULO DA RODA HIDRÁULICA

Como o presente trabalho não é destinado a gerar eletricidade em uma quantidade predeterminada e o dimensionamento do gerador também não está entre os objetivos deste trabalho, logo será escolhido um gerador que se adeque às particularidades do sistema. Os geradores encontrados podem gerar energia dentro de um intervalo razoável de rotação, o que é interessante para ser aplicado aqui, visto que, por mais que a água a montante da roda esteja praticamente em repouso, variações na velocidade do fluido podem ocorrer.

Os geradores da Alterima podem garantir o fornecimento de energia à uma grande faixa de rotação (600/1200 rpm), sem grandes alterações na energia gerada, pois possuem um estabilizador de para grandes oscilações (ALTERIMA).

A AMG Power Solutions produz geradores que podem ser utilizados, tanto para turbinas eólicas, quanto hidro turbinas. Assim como a Alterima, a AMG produz geradores de ímã permanente, porém sua faixa de rotação é menor. Um gerador de 5 kW, tem uma faixa de rotação de 0 a 240 rpm (SOLUTIONS). Para se ter um discernimento da quantidade de energia que utilizada em uma residência mensalmente, foi construída a Tabela 2 com alguns equipamentos elétricos comuns de serem encontrados em residências.

Tabela 2 – Consumo de alguns equipamentos elétricos

Equipamento	Qtd	Potência (W)	Dias de Uso	Tempo de Uso	Total (kWh/mês)
Ar Condicionado	1	1400	30	24 horas	1008
Chuveiro	1	4400	30	30 min	66
Computador	2	200	30	24 horas	288
Ferro de Passar	1	1000	30	2 horas	60
Geladeira	1	190	30	24 horas	136,8
Lâmpada Flu. 40w	8	40	30	24 horas	230,4
Lavadora de Roupa	1	1000	30	2 horas	60
Microondas	1	1500	30	2 horas	90
Televisão	2	150	30	24 horas	216
Ventilador	2	80	30	24 horas	115,2
<b>Total</b>					<b>2270,4</b>

Fonte: Cemig

#### 4.1.1 Dados de entrada

Para o cálculo da potência da roda, primeiro necessitasse saber qual é a energia potencial disponível no local onde será instalado o sistema. Aqui foi escolhido que todo o sistema irá fornecer 5 quilowatts de potência (3600 kWh/mês), que é um valor comercial para geradores de eletricidade, além de suprir a quantidade calculada na Tabela 2. Tendo em mente que haverá perdas de potência na roda, na caixa multiplicadora de velocidade e no próprio gerador, deve ser estimado uma potência disponível acima da que irá ser efetivamente entregue.

Como a ideia geral deste trabalho é desenvolver um sistema de geração de energia para baixa altura de elevação, será estipulada uma diferença de altura  $H$  de 1,5 metros e “chutada”, inicialmente, uma vazão que corresponda a uma potência que esteja dentro do critério especificado no parágrafo anterior. Utilizando a Equação 1, foi encontrado um valor para potência disponível de 10,297 kW, com uma vazão  $Q$  de  $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ . A partir destes valores é escolhido o diâmetro da roda e com ele, fixando uma velocidade tangencial, é calculada a rotação da roda. Macintyre (1983) indica que nas rodas de lado a velocidade periférica, que deve ser a mesma na saída da roda, deve estar compreendida entre 1,6 e 2,2 m/s, ele informa também que a rotação máxima destas máquinas motrizes é de 8 rpm. Como posteriormente será estimada a eficiência da roda, foi escolhido um diâmetro  $D$  de 3,5 m e fixado a rotação  $N$  (rad/s) em um valor bem próximo a máxima informada acima. Foi colocado na equação 17 que a velocidade tangencial será de 1,5 m/s, na qual  $R_R$  é o raio da roda.

$$N = \frac{V_t}{R_R} \quad (17)$$

#### 4.1.2 Número de pás

No trabalho desenvolvido por Quaranta e Revelli (2016), foram feitas normalizações dos parâmetros de análise dos experimentos, que podem ser utilizadas para calcular a altura, vazão e rotação equivalentes as experimentadas, com a finalidade de se utilizar os valores de eficiência encontrados na pesquisa sem grandes erros, para um certo número de pás. No entanto, nenhuma das normalizações formuladas na pesquisa equivalem aos dados de entrada escolhidos neste presente trabalho. Assim sendo, a estimativa da eficiência da roda será feita de outra forma.

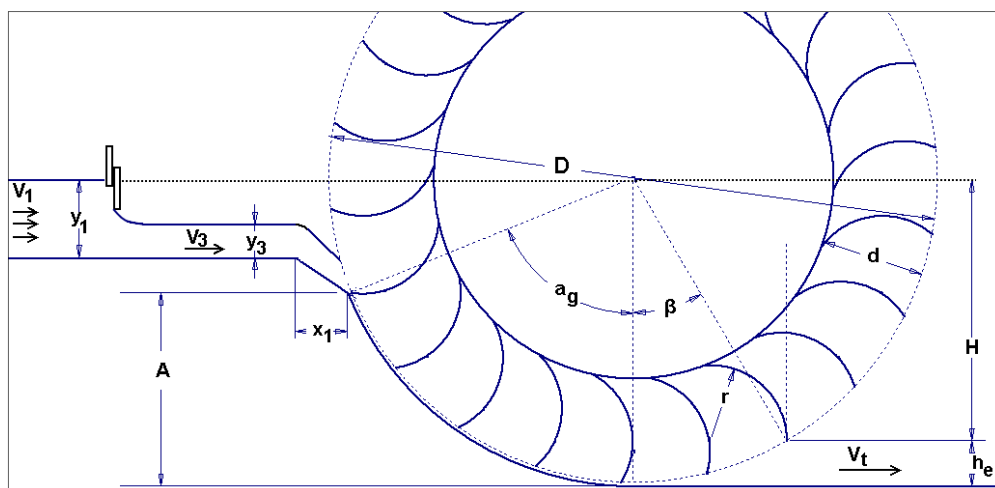
O número de pás que será utilizado aqui será escolhido de acordo com a metodologia de Macintyre (1983). O número de pás  $n_b$  e a distância angular  $\theta$  entre elas serão calculados com as equações 18 e 19. Onde  $\Delta s$  (rad) é o deslocamento angular, fixado em 0,5 m.

$$\theta = \frac{\Delta s}{R_R} \quad (18)$$

$$n_b = \frac{2\pi}{\theta} \quad (19)$$

A Figura 22 ilustra as variáveis a se determinar no dimensionamento da roda hidráulica. O significado de cada incógnita será definido no decorrer desta seção. A distância  $s$ , entre a base do canal e o diâmetro externo da roda, é de 20 mm.

Figura 22 – Variáveis para cálculo



Fonte: Autoria Própria

#### 4.1.3 Geometria das pás e largura da entrada e saída do canal

A largura  $b_p$  das pás para este tipo de roda hidráulica, segundo Müller e Kauppert (2004), deve fazer com que a vazão de trabalho esteja compreendida no intervalo de 0,35 a 0,65 m<sup>3</sup>/s por metro de largura. Já para a profundidade  $d$  (mm), Macintyre (1983) indica que esta deve ser de 2,5 a 3 vezes a altura  $h_e$  (m) do lençol líquido na saída da roda. Esta altura é calculada pela equação 20, na qual a variável  $b_s$  é a largura do canal de saída em metros,  $V_t$  é a velocidade tangencial em metros por segundo e  $Q$  é a vazão em metros cúbicos por segundo.

$$h_e = \frac{Q}{V_t b_s} \quad (20)$$

A escolha do perfil da pá foi feita a partir do trabalho realizado por Quaranta e Revelli (2017), onde os autores, a partir de uma análise fluidodinâmica computacional, investigaram os efeitos na performance em uma roda hidráulica de lado existente, utilizando três tipos diferentes de perfis para as pás: o perfil original da roda, um perfil elíptico e um perfil circular otimizado. A partir dos testes, eles chegaram à conclusão de que o perfil circular melhorou a eficiência da roda em 4% na média, em comparação aos demais. Em uma aplicação prática, os autores recomendam a utilização deste perfil respeitando que a inclinação na ponta da pá deverá ser paralela ao fluxo de entrada da água e a pá deverá sair, aproximadamente, com um ângulo normal em relação ao nível da água na saída do canal e ao mesmo tempo o perfil deve ser capaz de explorar o impulso do fluxo da água, evitando os fenômenos de separação do fluido. Na pesquisa, os autores escolheram o raio da pá  $r$  como sendo um quarto do raio da roda, esta relação também será utilizada no desenvolvimento deste trabalho.

Macintyre (1983) informa que a largura do canal na descarga  $b_s$  costuma ser pouco superior a largura da roda  $b_p$ . Para evitar grandes perdas, o canal de entrada  $b_e$  será maior que a largura da roda e inferior a largura de descarga. Todos estes valores são em metros.

#### 4.1.4 Ângulos de posicionamento das pás

O ângulo  $\beta$  em graus, que inicia a partir do centro da roda, representa a posição de saída da pá na altura do canal de descarga. Respeitando a condição de saída a noventa graus imposta por Quaranta e Revelli (2017), automaticamente será formado um ângulo entre uma linha imaginária tangencial a roda na saída e o nível da água na descarga, que será igual ao ângulo  $\beta$ . Com essas observações, é possível identificar, a partir de uma simples análise trigonométrica, que o  $\beta$  é encontrado utilizando a equação 21 e que o ângulo  $\delta$  também em graus, que está compreendido entre a velocidade relativa e tangencial da água no bordo de entrada da roda, é noventa graus menos  $\beta$ . A altura de descarga deve ser reduzida em 20 mm, pois esta é a distância entre a base do canal e o diâmetro da roda.

$$\beta = \arccos\left(\frac{R_R - h_e}{R_R}\right) \quad (21)$$

A posição angular do bordo de entrada  $a_g$  (em graus) é calculada utilizando a equação 22, em que  $N_v$  é a quantidade de vãos entre pás da entrada a saída do escoamento. Vale ressaltar que este ângulo se inicia a partir do centro da roda. Com este valor em mãos, é possível determinar a altura  $A$  em metros entre a base inferior do canal e a entrada da água utilizando a equação 23.

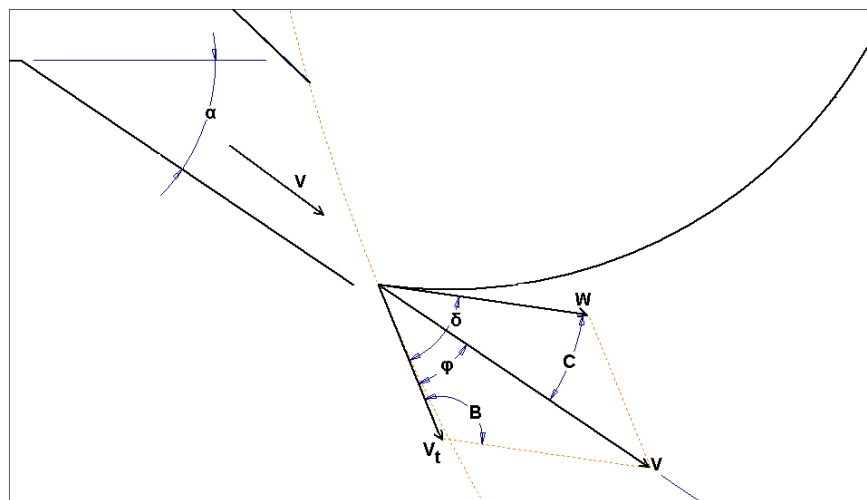
$$a_g = N_v \theta - \beta \quad (22)$$

$$A = R_R - R_R \cos(a_g) - s \quad (23)$$

#### 4.1.5 Determinação das velocidades de entrada

A Figura 23 apresenta um esquema de como a velocidade é distribuída no bordo de entrada. Para que a água entre de forma paralela a pá, uma inclinação representada pelo ângulo  $\alpha$  é estipulada em 34 graus para o presente trabalho.

Figura 23 – Diagrama de velocidades no bordo de entrada



Fonte: Autoria própria

Utilizando-se a regra do paralelogramo, é possível notar que o ângulo  $B$  é igual a 180 graus menos o ângulo  $\delta$ . Os ângulos  $\varphi$  e  $C$  são dados pelas equações 24 e 25, respectivamente, todos em graus.

$$\varphi = a_g - \alpha \quad (24)$$

$$C = 180^\circ - B - \varphi \quad (25)$$

A velocidade absoluta  $V$  (m/s), é encontrada utilizando a lei dos senos, sendo conhecida a velocidade tangencial  $V_t$  (m/s). Já a velocidade  $W$  (m/s), relativa ao movimento da roda, é encontrada subtraindo vetorialmente a velocidade tangencial da velocidade absoluta ( $\vec{W} = \vec{V} - \vec{V}_t$ ). A velocidade  $V$  pode ser encontrada pela equação 26.

$$V = V_t \frac{\text{sen}(B)}{\text{sen}(C)} \quad (26)$$

Na Figura 222, a velocidade  $V_3$ , que é a qual o fluído escoava antes entrar na parte inclinada do canal, pode ser obtida utilizando a princípio de Bernoulli. De acordo com Çengel e Cimbala (2007) a equação de Bernoulli consiste em uma relação aproximada de pressão, velocidade e diferença de altura em locais em que o regime do escoamento é permanente e o fluído é incompressível, onde as forças de atrito podem ser desconsideradas. Esta relação é constante entre dois pontos de um escoamento ao longo de uma linha de corrente, desde que obedeça aos critérios acima. Utilizando esta relação, é possível obter de forma bem aproximada a velocidade  $V_3$ , em metros por segundo, requerida para que a velocidade absoluta possa ser atingida. A equação 27 é desenvolvida a partir deste princípio, onde  $g$  é a aceleração da gravidade em  $\text{m/s}^2$  e  $x$  em metros.

$$V_3 = \sqrt{\left(\frac{V^2}{2} - g x\right)^2} \quad (27)$$

Já para encontrar o valor da velocidade  $V_1$  (m/s) que o fluído necessita ter antes de passar pela comporta, utiliza-se o princípio da continuidade, pois o regime deverá ser permanente, ou seja, a vazão antes da comporta é mesma após esta. A equação 28 estima esta velocidade.

$$V_1 = \frac{Q}{b_e y_1} \quad (28)$$

A variável  $x$  se refere a elevação da inclinação do bordo de entrada e  $y_1$  é a altura resultante da diferença entre a elevação total do fluído e a do canal antes da inclinação. Estes valores são encontrados a partir das equações 29 e 30, respectivamente.

$$x = x_1 \tan(\alpha) \quad (29)$$

$$y_1 = (H - (A - (h_e - s))) - x \quad (30)$$

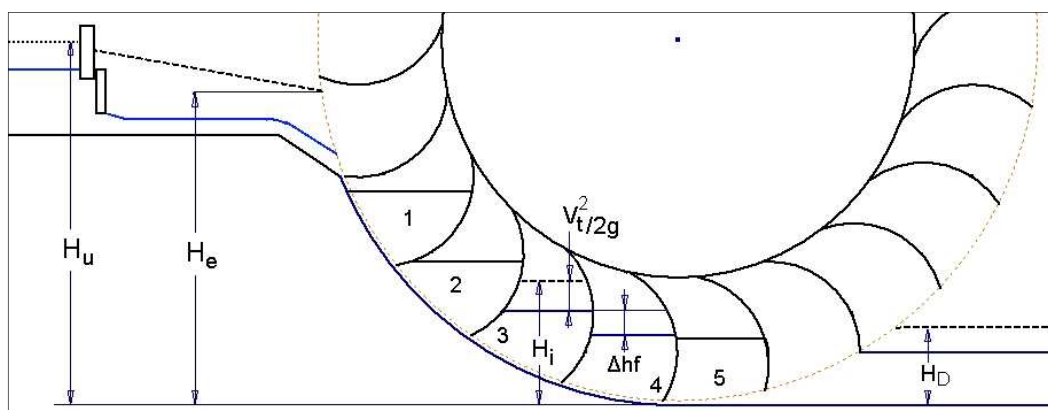
#### 4.1.6 Estimativa da eficiência da roda

Antes de se estimar as perdas presentes na interação entre água e roda, é necessário estipular algumas condições de contorno para que se possa aplicar as equações. Como mencionado no referencial teórico, Quaranta e Revelli (2015) desenvolveram alguns equacionamentos para se ter uma aproximação, com um erro relativamente pequeno, da eficiência de uma roda de lado. Estas equações serão utilizadas aqui.

Para que as equações possam ser aplicadas, Quaranta (2017) destaca que o modelo teórico supõe que o campo do fluido na roda d'água e no canal é unidimensional e que a água nas cubas em movimento estão em repouso, com uma superfície horizontal livre. Suas investigações feitas por análise computacional fluidodinâmica indicaram que o volume nas cubas oscila, entretanto, a sugestão de que a água está em repouso é proposta para se abordar teoricamente o problema.

A Figura 24 apresenta alguns dos parâmetros relacionados as perdas de carga, aos quais serão estimados ao decorrer desta subseção. As energias  $H_e$  e  $H_u$ , ambas em metros, são encontradas pelas equações 31 e 32. As demais serão definidas posteriormente.

Figura 24 – Parâmetros de perda a ser estimados



Fonte: Autoria própria

$$H_e = \frac{V_3^2}{2g} + y_3 + A + x \quad (31)$$

$$H_u = \frac{V_1^2}{2g} + H + h_e + s \quad (32)$$

#### 4.1.6.1 Perdas hidráulicas

A perda hidráulica  $L_c$ , em watts, é caracterizada pela diferença de energia resultante da passagem do fluxo por uma comporta. A função da comporta é justamente regular a passagem da água que vai em direção ao bordo de entrada da roda. Por ela consegue-se limitar o intervalo admissível para velocidade e/ou vazão que o fluxo deve ter.

Uma comporta ao se abrir, faz com que o fluído a montante seja acelerado em sua direção. Ao chegar na comporta, ele atinge a velocidade crítica, e ao sair dela o fluído é acelerado mais uma vez até atingir velocidades supercríticas. A descarga do fluído, quando o jato de líquido sai da comporta para a atmosfera, é denominada de saída de escoamento livre e quando o fluído ao sair retorna e submerge, é denominado escoamento afogado ou submerso. Neste último caso, o jato passa por um salto hidráulico, fazendo com que o escoamento se torne subcrítico a jusante, e ainda se falando deste tipo de escoamento, é gerada uma turbulência e escoamento reverso, ocasionando uma grande perda de carga (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

É possível estimar a velocidade, pressão e elevação entre dois pontos em uma linha de corrente, no entanto para as comportas, a equação de Bernoulli não se aplica devido ao fato descrito no parágrafo anterior. A perda de carga (atrito) está presente em quantidade bastante considerável. Para corrigir o problema da perda de carga, Çengel e Cimbala (2007) explicam que existe um *coeficiente de descarga*  $C_d$ , adimensional, que tem como finalidade estimar as perdas nas comportas. Eles ainda complementam dizendo que este coeficiente tem valor igual a 1 para escoamento idealizados, logo, nas comportas este valor é reduzido, valendo 0,5 a 0,6 para saída livre, e é reduzido drasticamente quando se tem a saída submersa. Utilizando este coeficiente como sendo 0,5, a equação 33 calcula o valor da abertura para se ter a vazão de trabalho da roda.

$$a_c = \frac{Q}{C_d b_e \sqrt{2 \cdot g \cdot y_1}} \quad (33)$$



Onde:

$a_c$ : abertura da comporta (m)

$Q$ : vazão ( $m^3/s$ )

$b_e$ : largura do canal de entrada (m)

$g$ : aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

$y_1$ : altura entre a elevação total do fluido e a do canal antes da inclinação (m)

Além disso, quando há uma variação na seção do canal de convergência do fluido,  $L_c$  é ainda maior. A equação 34 fornece esta perda de potência (QUARANTA; REVELLI, 2015).

$$L_c = \rho g Q (H_u - H_e) \quad (34)$$

Onde:

$L_c$ : perda hidráulica

$Q$ : vazão ( $m^3/s$ )

$\rho$ : densidade da água ( $kg/m^3$ )

$g$ : aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

$H_e$ : energia do fluido após a comporta (m)

$H_u$ : energia do fluido antes a comporta (m)

Outra perda hidráulica  $L_h$  (Watts) ocorre no canal de descarga, ela consiste na diferença de energia entre a última cuba (abaixo do eixo) e fluxo do canal de saída. Vale ressaltar que se o valor desta perda for menor que zero, isso significa dizer que o fluido no canal de descarga possui mais energia que a água na última cuba, gerando um acréscimo na eficiência da roda. Entretanto, esta energia não é avaliável para produzir energia mecânica e nem elétrica. A equação 35 indica como obter o valor de

$L_h$ . Onde  $H_D = h_e + s + \frac{V_t^2}{2g}$  (QUARANTA; REVELLI, 2015).

$$L_h = \rho g Q (H_5 - H_D) \quad (35)$$

Onde:

$L_h$ : perda hidráulica

$Q$ : vazão ( $m^3/s$ )

$\rho$ : densidade da água ( $kg/m^3$ )

$g$ : aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )

$H_5$ : energia do fluido retido na cuba abaixo do eixo (m)

$H_D$ : energia do fluido no anal de saída (m)

#### 4.1.6.2 Perda devido ao impacto

Esta perda ocorre de duas formas: impacto da entrada da água contra as pás ( $L_{imp}$ ) e o impacto das pás contra a água no canal de descarga ( $L_t$ ). A segunda perda só ocorre se a velocidade tangencial da roda for maior que a velocidade do fluido no canal de descarga (QUARANTA; REVELLI, 2015). No entanto, como condição aproximada deste projeto, a água sai das cubas com velocidade igual à descarregada, condição que também é admitida por Macintyre (1983).

Já a perda  $L_{imp}$  é expressa como sendo função da velocidade relativa  $W$ . A perda ocorre durante o processo de enchimento das cubas e a forma como ela é efetuada na pá não é algo trivial. Para entender a ocorrência desta perda, é necessário dividir o processo de enchimento em três etapas. A primeira etapa é quando a cuba está começando a encher e com isso a água provoca uma pressão sobre a pá; com a continuação do movimento da roda, começa a ocorrer a segunda etapa, que é basicamente uma mudança na pressão; assim que na terceira etapa a cuba termina de encher, em um período  $P_R$  ( $\theta/N$ ) e o ciclo recomeça com a pá antecessora. Contudo, a energia trocada entre o escoamento e a pá, assim como a reação da pá que provoca o torque no eixo, não podem ser encontradas de imediato (QUARANTA; REVELLI, 2015).

De acordo com Quaranta e Revelli (2015), a força de reação na pá depende da pressão total que o escoamento faz sobre sua superfície. Ainda segundo os autores, o processo é afetado pelas propriedades hidráulicas do fluxo (velocidade e turbulência) e a geometria da pá. Já o volume acumulado na cuba tem o efeito de dissipar a energia cinética do escoamento, o que simultaneamente faz com que gere um efeito de torque, devido ao peso da água: na primeira etapa (explicada no parágrafo anterior) o torque devido ao impacto é maior do que o provido pela segunda etapa. Os autores completam explicando que quando o processo de enchimento é finalizado, o torque é totalmente proveniente do peso da água nas cubas e na posição final (abaixo do eixo) a cuba é esvaziada. A equação 36 estima a perda proveniente do impacto.

$$L_{imp} = \rho g Q \left( \frac{W^2}{2g} \right) \quad (36)$$

Onde:

$L_{imp}$ : perda devido ao impacto (kW);

$Q$ : vazão ( $m^3/s$ );

$\rho$ : densidade da água ( $kg/m^3$ );

$g$ : aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );

$W$ : velocidade relativa ( $m/s$ ).

#### 4.1.6.3 Perdas volumétricas e de vazamento

As perdas volumétricas  $L_{QU}$  ocorrem somente a montante da roda, e seus efeitos não alteram a eficiência da roda, mas sim na instalação inteira. Ela é proveniente de espaços por onde um volume de água possa passar sem entrar em contato com a entrada da roda (QUARANTA; REVELLI, 2015). Neste trabalho, apesar da largura do canal antes da roda ser maior que a largura da roda, foi estipulado que todo o fluxo na entrada deve ser defletido em direção ao bordo, reduzindo este tipo de perda.

A perdas de vazamento  $L_Q$  ocorrem dentro das cubas durante a rotação. Dentro das cubas pode ocorrer vazamento por dois espaços: pela lateral da roda ( $Q_l$ ) e pelo espaço entre as pás e o fundo do canal ( $Q_f$ ) (QUARANTA; REVELLI, 2015). Para reduzir estas perdas, a roda deste trabalho utilizará “paredes” laterais para que não haja o primeiro tipo de vazamento.

A perda de volume  $Q_f$  em metros cúbicos por segundo, depende da diferença de altura  $\Delta h_f$ , em metros, de dois níveis de água consecutivos retidos dentro das cubas. Esta perda é estimada pela equação 37 (QUARANTA; REVELLI, 2015).

$$Q_f = C_{ve} A_f \sigma \sqrt{\frac{2 g \Delta h_f}{1 + \sigma \frac{s}{\Delta h_f}}} \quad (37)$$

O coeficiente de velocidade  $C_{ve}$  é, aproximadamente, igual a 0,98; O coeficiente de efluxo  $\sigma$  pode ser considerado como 0,61, quando  $s/\Delta h_f$  é aproximadamente zero;  $A_f$  é a área por onde o volume é perdido, dado como sendo  $A_f = sb$  em metros quadrados. Em cada cuba haverá uma vazão de entrada e outra de saída (QUARANTA, 2017).

Considerando que o volume nas cubas permanecerá constante, o que é uma estimativa aceitável, tendo em vista que vazão de volume é pouca em comparação a todo volume retido entre as pás, pode se calcular a diferença  $\Delta h_f$  da seguinte forma:

calcula-se a quantidade de volume que entrou, pela rotação e vazão; como a largura é constante, pode-se dividir o volume por ela e assim encontrar a área com líquido preenchido que cada cuba deverá ter; por fim, com a utilização de um software CAD, é fácil encontrar a altura do líquido para cada confinamento de água e assim encontrar a diferença  $\Delta h_f$  entre duas pás consecutivas e a altura  $H_i$ . A Tabela 3 apresenta as alturas encontradas. A cuba de número 4, é a que está antecedendo a que está abaixo do eixo.

Tabela 3 – Diferenças de altura para duas cubas consecutivas

Nº da cuba	$H_i$ (mm)	$\Delta h_f$ (mm)
1	1038,922	340,947
2	697,975	236,415
3	461,56	121,795
4	339,765	16,747

Fonte: Autoria própria

Segundo Quaranta e Revelli (2015), a perda de energia instantânea no tempo  $t$  em uma cuba genérica  $i$  é expressa pela equação 38. E a perda total por vazamento é dada pela equação 39.

$$dE_{Qf} = \rho g Q_f \frac{d\theta}{N} (H_i - H_D) = \rho g (Q_{f,s} - Q_{f,e}) \frac{d\theta}{N} (H_i - H_D) \quad (38)$$

$$L_Q = \frac{\int_t^{t+P_R} \sum_{i=1}^n dE_{Qi} + dE_{Qf}}{P_R} \quad (39)$$

Onde  $Q_{f,s}$  e  $Q_{f,e}$  são as vazões de entrada e saída para uma cuba genérica, respectivamente, e a letra  $n$  se refere a quantidade de cubas que estão preenchidas, que fazem pressão contra as pás.  $dE_{Qi}$  pode ser considerado igual a zero, pois não há vazão lateral.

#### 4.1.6.4 Perdas devido ao atrito

Quaranta e Revelli (2015) determinaram equações para encontrar as perdas devido ao atrito no canal de entrada da roda  $L_{bed}$  (após a comporta) e do atrito no suporte  $L_g$  (rolamento) do eixo. No entanto estas perdas serão desprezadas neste trabalho, pois seus valores são pequenos, esta constatação também foi feita pelos autores.

#### 4.1.7 Torque e eficiência

A potência de saída  $P_{out}$  em quilowatts entregue pela roda ao eixo, é a subtração das perdas pela potência total instalada  $P_{net}$ , também em quilowatts. É possível que haja alguma variação da velocidade absoluta  $V$ . Tendo isso em mente, foi considerado que a roda poderá ter uma redução na rotação de até 1 rpm, mais especificamente, a velocidade tangencial pode variar entre 1,5 e 1,3 m/s, sendo o aconselhável que fique sempre próxima a 1,5 m/s. A eficiência da roda  $\eta_R$  é dada pela equação 40

$$\eta_R = \frac{P_{out}}{P_{net}} \quad (40)$$

O torque entregue pela roda  $T_R$  em kNm, é calculado dividindo a potência de saída (em kW) pela rotação (em rad/s), como é mostrado na equação 41.

$$T_R = \frac{P_{out}}{N} \quad (41)$$

Após dimensionar a geometria de toda a roda e canal, com velocidade tangencial de 1,5 m/s, os valores encontrados foram fixados e os cálculos foram refeitos para a roda com velocidade tangencial de 1,3 m/s.

#### 4.1.8 Estrutura da roda

A roda será feita toda em aço galvanizado. As pás serão feitas de chapa de aço 24 (0,6 mm), pois a força da água não será tão grande, visto que ela será distribuída por toda pá. A lateral, por ser utilizada somente para retenção do líquido nas cubas, será feita em chapa 30 (0,3 mm). Serão fixadas por um perfil metálico L de 1 polegada, com 4,76 mm de espessura. Este conjunto será fixo à uma chapa de  $\frac{1}{4}$  de circunferência com  $\frac{5}{16}$  polegada de espessura.

Um flange soldado à uma bucha será responsável por ligar a roda ao eixo. Será utilizado 16 perfis U's de 3 polegadas, 8 para cada lado da roda. Para evitar excessos de deformação, tirantes serão colocados em diversos pontos da roda, ligando suas laterais. Toda fixação será feita por parafusos, imaginando que exista a possibilidade de se efetuar trocas das peças.

A resistência dos raios da roda (perfil U) será feita utilizando as tensões equivalentes de Von Misses, e as comparando a sua tensão de escoamento. A força aplicada será aproximada como sendo a divisão do torque no eixo da roda pelo seu

raio e será considerado que 4 raios estão recebendo esta força, pois somente 4 perfis estarão em contato simultaneamente com o fluxo de água.

Todos os parafusos terão 10 mm de diâmetro (M10). O cálculo de sua resistência é calculado como sendo a força descrita no parágrafo anterior. A área de cisalhamento será multiplicada pela quantidade de parafusos em contato com a força. Os coeficientes de segurança para o raio da roda e para o parafuso são encontrados pela equação 42 e 43.

$$N_R = \frac{S_y}{\sqrt{\left(\frac{Mc}{I}\right)^2 + 3\left(\frac{V' Q'}{I_s t}\right)^2}} \quad (42)$$

$$N_P = \frac{S_y}{\frac{V'}{A_{cis}}} \quad (43)$$

Onde:

$I_s$ : momento de inércia da área da seção transversal ( $\text{mm}^4$ );

$c$ : distância entre o centroide da seção até a borda externa (mm);

$V'$ : esforço cortante (N)

$Q'$ : momento de primeira ordem da área abaixo de centroide da seção transversal, vezes a distância entre os centroides das áreas, total e abaixo do centroide ( $\text{mm}^3$ );

$t$ : espessura da seção (mm).

#### 4.2 DIMENSIONAMENTO DO MULTIPLICADOR DE VELOCIDADE

Com os valores de esforços encontrados na seção anterior, agora começa a se dimensionar o multiplicador de velocidades. Como foi possível perceber, a menor rotação produziu o maior torque, o que era esperado, e como o multiplicador irá ter que entregar 200 rpm (rotação nominal do gerador) a partir dessa rotação de entrada, em todos os sentidos (cinemáticos e dinâmicos) essa menor rotação representará o pior caso, logo assim sendo, o caso de projeto.

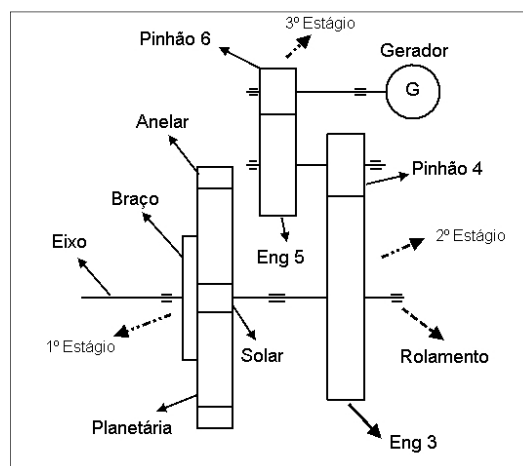
Como a rotação é baixa e o esforço é grande, optou-se por fazer o multiplicador em três estágios, em que o primeiro será feito por um trem planetário e os subsequentes será um trem composto. No sentido de se evitar uma enorme

multiplicação de velocidade, optou-se por utilizar o gerador da AMG Power Solutions como base de cálculo.

#### 4.2.1 Razão de velocidades

Uma aplicação específica para um trem planetário, utilizando engrenagens helicoidais, é em diversos tipos de turbinas, incluindo turbinas eólicas (ANEKAR; DESHMUKH; NIMBALKAR, 2016). Com isso, multiplicador de velocidade será constituído de um trem de engrenagem epicicloidal acoplado a um trem de engrenagem composto sem reversão. Esta configuração resulta em um mecanismo de 3 estágios de aumento de velocidade. A Figura 255 ilustra como o mecanismo está disposto.

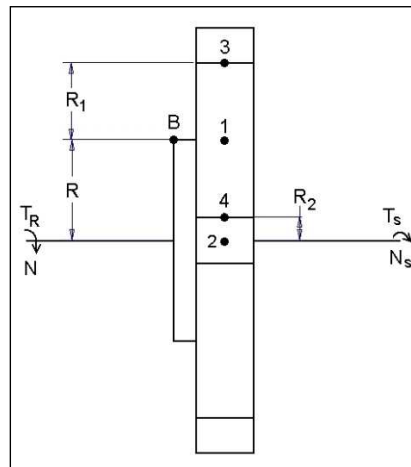
Figura 25 – Esquema do multiplicador de velocidade



Fonte: Autoria própria

Para início do dimensionamento das engrenagens, é preciso saber qual a razão de multiplicação de velocidade requerida. No presente trabalho, a menor velocidade admissível da roda deve ser aumentada de 7,095 para 200 rpm, resultando em um aumento de 28,5714 vezes. Este aumento, quando aplicado a uma rotação de entrada de 8,185 rpm, deverá retornar uma velocidade na saída de no máximo 240 rpm, devido a limitação da faixa de rotação especificada para o gerador (0-240 rpm). Para o cálculo da razão, primeiro deve ser encontrada o aumento de rotação do planetário. A Figura 26 apresenta um esquemático das velocidades no trem planetário.

Figura 26 – Esquema de velocidades do trem planetário



Fonte: Autoria própria

A rotação de entrada será aplicada no braço do trem planetário e a engrenagem anelar estará fixa. Devido a esta configuração a velocidade de translação no ponto 1 será a mesma no ponto B, já as velocidades nos pontos 2 e 3 serão nulas, além disso o sentido de giro do braço e da engrenagem sol são iguais. No segundo estágio, a engrenagem 3 receberá a velocidade angular da engrenagem sol, a ampliando para o pinhão 4. O terceiro estágio será idêntico ao segundo. A rotação do pinhão 6 é a velocidade requerida pelo gerador. Utilizando o princípio descrito na seção “Velocidade de corpo rígido”, presente no referencial teórico, pode se dizer que as velocidades nos pontos B, 2 e 3 podem ser calculadas pelas equações 44, 45 e 46, respectivamente. Adotando que o diâmetro da engrenagem planeta seja 190 mm, a rotação de entrada 7,095 rpm e a rotação da engrenagem sol igual a 44 rpm, é possível encontrar os diâmetros das engrenagens planetas e sol, o tamanho do braço R e a velocidade de translação e angular da planetária. Utilizando estas três equações, em conjunto com a condição de mesma velocidade nos pontos 1 e B e com mais uma condição de contorno (equação 47), é possível resolver o sistema linear formado. Todas as velocidades são em m/s, os raios em metros e as rotações em rad/s.

$$V_1 = N \cdot R \quad (44)$$

$$V_2 = -V_4 + N_s \cdot R_2 \quad (45)$$

$$V_3 = -V_4 + 2 \cdot N \cdot R_1 \quad (46)$$

$$V_1 = V_3 + N \cdot R_1 \quad (47)$$



As razões de velocidades dos estágios 2 e 3 devem ser o suficiente para que o pinhão 6 atinja a rotação de 200 rpm. Como a rotação da engrenagem sol será de 44 rpm, razão restante necessária será de 4,545. Considerando que os aumentos de velocidade nos dois engrenamentos serão iguais, a razão para cada trem será igual a raiz quadrada da razão restante.

A Tabela 4 apresenta os valores calculados das variáveis descritas nesta subseção.

Tabela 4 – Parâmetros calculados nesta seção

Variável	Resultado	Unidade
V1	0,0932	m/s
$\omega_1$	10,472	rpm
R2	40,461	mm
V4	0,1864	m/s

Fonte: Autoria própria

#### 4.2.2 Características construtivas das engrenagens

O módulo foi escolhido como sendo 5 mm para as engrenagens do trem planetário e 5 mm para as do trem composto. Os ângulos de hélice são 30° e os de pressão 25°. Com o módulo em mãos, em conjunto com o diâmetro de referência das engrenagens, é possível encontrar o número de dentes em qualquer engrenagem/pinhão reorganizando os termos na equação 17. Os passos transversal, normal e axial são calculados pelas equações 48, 49 e 50. Onde o passo diametral  $P_d$  é dado em polegadas na menos 1.

$$p_t = \frac{\pi}{P_d} \quad (48)$$

$$p_n = \frac{p_t}{\cos(\psi)} \quad (49)$$

$$p_x = \frac{p_n}{\sin(\psi)} \quad (50)$$

De acordo com Norton (2013), o tamanho do adendo  $a$  e dedendo  $b$  nas engrenagens seguem uma certa padronização e seus valores são  $1/P_d$  e  $1,25/P_d$ , respectivamente, para profundidade completa. Já a distância entre centros  $C_e$ , é simplesmente a soma dos raios da coroa e pinhão, para qualquer engrenamento.

Nas engrenagens helicoidais, o ângulo de pressão traz uma razão de contato  $m_F$  adimensional, que indica o grau de entrelaçamento dos dentes, e seu valor deve

ser no mínimo igual a 1,15. Este valor depende da largura da face F em polegadas, que pode ser encontrada a partir de uma regra prática, que indica que a largura deve estar compreendida entre  $8/P_d$  a  $16/P_d$ . Outra razão muito importante é a razão de contato  $m_p$  (adimensional), que se refere a quantidade de dentes em contato ao mesmo tempo, ou seja, se seu valor for igual a 1, isto indica que exatamente quando um dente deixa o contato, outro está entra em contato, o que não é o indicado, pois um pequeno erro causado no vão (uma vibração, por exemplo) causará variação de velocidade. Sendo assim, quanto maior a  $m_p$ , melhor, sendo que seu valor deve ser no mínimo igual a 1,2. O mínimo preferível é 1,4 e seu cálculo depende do comprimento de ação Z (mm), exemplificado no referencial teórico. O valor de Z,  $m_p$  e  $m_F$  são encontrados pelas equações 51, 52 e 53, com  $C_e$  sendo a distância entre centros em milímetros (NORTON, 2013)

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos(\Phi))^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos(\Phi))^2} - C_e \sin(\Phi) \quad (51)$$

$$m_p = \frac{p_d Z}{\pi \cos(\Phi)} \quad (52)$$

$$m_F = \frac{F}{p_x} \quad (53)$$

Onde  $r_p$  e  $r_g$  são os raios do pinhão e engrenagem, respectivamente;  $a_p$  e  $a_g$  são os adendos do pinhão e engrenagem, respectivamente. Todos estes valores em milímetros.

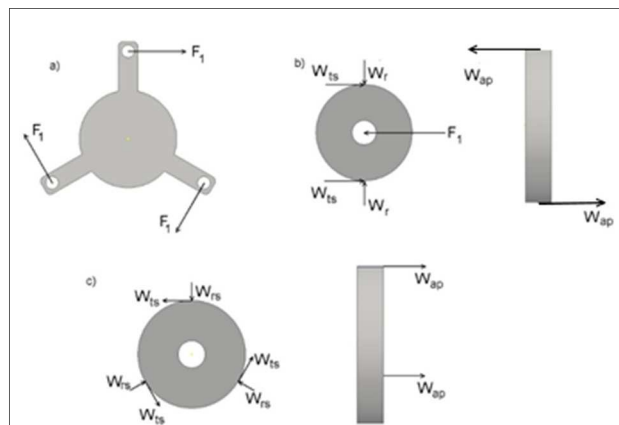
#### 4.2.3 Forças nas engrenagens

As forças nas engrenagens são devidas ao torque aplicado no eixo, com isso, é necessário saber qual o torque aplicado nos eixos de cada estágio do multiplicador, para poder as estimar. Sabendo a razão de velocidade para cada engrenamento, pode-se obter o torque transmitido, pois, como já dito, a razão de torque é recíproca a de velocidades. Será utilizado o maior torque estimado que a roda produz, pois, esta condição se refere ao pior caso.

Para calcular os esforços atuantes no trem epicíclico, é necessário traçar o diagrama de corpo livre de cada componente com suas forças atuantes. Para reduzir a força tangencial das engrenagens, foi estipulado que o trem terá três braços, ou

seja, 3 engrenagens orbitando a engrenagem sol. A Figura 277 apresenta os diagramas. A força atuante no braço é encontrada dividindo-se o torque do eixo pelo comprimento do braço e dividindo novamente este valor por 3. Esta força causará duas reações, de mesmo valor, na engrenagem planeta, uma reação será aplicada na engrenagem anelar, e a outra será igual a força tangencial nos dentes da engrenagem sol. Por fim, o torque na saída será igual a 3 vezes a força tangencial vezes o raio da engrenagem sol. A força radial e axial não geram torque, porém elas devem ser relacionadas no diagrama de corpo livre do eixo. Estas últimas forças são calculadas como descrito no referencial teórico. No trem composto, o torque aplicado na engrenagem 3 será o torque exercido pela engrenagem sol. Dividindo este torque pelo raio da engrenagem (ou pinhão) retornará a força tangencial, recebida tanto pela engrenagem 3, como no pinhão 4. No terceiro estágio, ocorrerá o mesmo que no estágio 2, porém com forças reduzidas, pois o torque será reduzido. As demais forças são calculadas como explicado no referencial teórico.

Figura 27 – Forças atuantes no braço e nas engrenagens do trem planetário – a) Braço; b) engrenagem planetária; c) engrenagem sol.



Fonte: Autoria própria

Como mencionado na seção de trens de engrenagens, as engrenagens planetárias comportam-se como vazias, ou seja, elas não transmitem potência, influenciam somente no sentido de giro da saída. Como as forças radiais estão na direção do eixo, elas também não produzem torque. As forças axiais estão paralelas ao eixo de rotação, sendo assim, elas não transmitem torque ao eixo, no entanto elas geram momentos transversais no eixo e tensão axial.

Tabela 5 apresenta os valores calculados das variáveis descritas nesta subseção. As componentes  $W_{t1}$ ,  $W_{a1}$  e  $W_{r1}$  são as componentes tangenciais, axiais e radiais nas engrenagens dos seus respectivos estágios. A força  $F_1$  aplicada no braço é de 24,285 kN.

Tabela 5 – Forças aplicadas nas Engrenagens

Componentes	Estágio 1	Estágio 2	Estágio 3
$W_t$	12,143 kN	16,473 kN	8,585 kN
$W_a$	7,011 kN	9,511kN	4,957 kN
$W_r$	5,662 kN	7,682kN	4,003 kN

Fonte: Aatoria própria

#### 4.2.4 Tensões de flexão e superficial

Os fatores geométricos de flexão AGMA J, foram encontrados a partir da interpolação linear da Tabela 6 correspondente, tanto para o pinhão, quanto para a engrenagem. Foi considerado a quantidade de dentes nos pinhões como sendo 17 (pior caso)

Tabela 6 – Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\Phi = 25^\circ$ ,  $\psi = 30^\circ$

Dentes na engrenagem	Dentes no pinhão	
	17	
	P	G
26	0,53	0,57
35	0,54	0,59
55	0,54	0,62

Fonte: Norton (2013)

Para o cálculo do fator dinâmico, foi definido que o número  $Q_v$  deve ser 11 (transmissões automobilísticas) e foi utilizado as maiores velocidades em cada trem no seu cálculo. Todas as engrenagens terão fatores de distribuição de carga  $K_m$  igual a 1,7, pois suas larguras excedem 50 mm e são menores que 150 mm. Apesar do projeto permitir que a rotação da roda possa ser variada, o coeficiente de aplicação  $K_a$  será igual a 1, pois a variação não será intermitente e o choque não será alto, visto que o reservatório antes da comporta tende a se manter estático devido sua velocidade de escoamento ser baixa. Os fatores de tamanho e borda serão mantidos iguais a um, pois o projeto não exige situações em que seus valores sejam

aumentados. Por fim, o fator de ciclo será 1 para as engrenagens do trem composto e 1,42 para o trem planetário. Este último valor foi escolhido pelo fato das engrenagens planetas se comportarem como engrenagens vazias.

O fator de acabamento foi escolhido igual a 1, considerando que a engrenagem será feita a partir de métodos convencionais de fabricação. Como todas as engrenagens serão feitas de aço, com constante de Poisson  $\nu$  e módulo de elasticidade  $E$  iguais a 0,28 e 206,8 MPa, foi calculado o fator elástico  $C_p$  em MPa pela equação 54. O índice “p” é para o material do pinhão e o “g” para engrenagem. O ângulo de pressão normal é encontrado pela equação 55.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (54)$$

$$\Phi_n = \text{atan}(\cos(\psi) \tan(\Phi)) \quad (55)$$

Para o cálculo do fator geométrico de superfície I, pela equação 13, deve-se primeiramente descobrir a razão de divisão de carga  $m_N$  (equação 56), no entanto, este valor depende do comprimento das linhas de contato  $L_{\min}$ . O valor deste comprimento depende das condições das partes fracionárias da razão de contato transversal  $m_p$  ( $n_r$ ) e da razão de contato axial  $m_F$  ( $n_a$ ). Se  $n_a$  for menor ou igual a 1 menos  $n_r$ , então a equações 57 deve ser usada para encontrar  $L_{\min}$ , caso contrário, deve ser utilizada a equação 58, onde os fatores são os mesmos discutidos anteriormente, diferente do  $\psi_b$ , que é encontrado pela equação 59 (NORTON, 2013).

$$m_N = \frac{F}{L_{\min}} \quad (56)$$

$$L_{\min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos(\psi_b)} \quad (57)$$

$$L_{\min} = \frac{m_p F - (1 - n_a)(1 - n_r) p_x}{\cos(\psi_b)} \quad (58)$$

$$\psi_b = \cos^{-1} \left( \cos \psi \frac{\cos \Phi_n}{\cos(\Phi)} \right) \quad (59)$$

O  $\rho_p$  e  $\rho_g$ , considerando engrenamento externo, podem ser obtidos pela equação 60 e pela equação 61.

$$\rho_p = \sqrt{(0,5[(r_p + a_p) + (C_e - r_g - a_g)])^2 - (r_p \cos(\Phi))^2} \quad (60)$$

$$\rho_g = C \sin \Phi - \rho_p \quad (61)$$

A Tabela 7 apresenta os valores calculados das variáveis descritas nesta subseção.

Tabela 7 – Parâmetros para cálculo das tensões nas engrenagens

Parâmetros	Estágio 1	Estágio 2	Estágio 3
J	0,54 e 0,589	0,54 e 0,598	0,531 e 0,623
I	0,13398	0,1331	0,1304
K <sub>a</sub>	1	1	1
K <sub>m</sub>	1,7	1,7	1,7
K <sub>s</sub>	1	1	1
K <sub>B</sub>	1	1	1
K <sub>I</sub>	1,42	1	1
C <sub>F</sub>	1	1	1
C <sub>p</sub>	188,979 MPa	188,979 MPa	188,979 MPa
ρ <sub>p</sub>	48,854 mm	48,854mm	46,14 mm
ρ <sub>g</sub>	10,313 mm	12,426 mm	9,857 mm

Fonte: Autoria própria

Com os valores encontrados na Tabela 7, utilizando as equações 11 e 12, se determina as tensões de flexão e de superfície nos dentes das engrenagens. Os valores encontrados estão dispostos na Tabela 8.

Tabela 8 – Tensões de flexão e de superfície

Tensão	Estágio 1		Estágio 2		Estágio 3	
	Planeta	Sol	Eng 3	Pinhão 4	Eng 5	Pinhão 6
σ <sub>b</sub> (MPa)	191,511	208,712	161,744	178,967	80,532	94,624
σ <sub>c</sub> (MPa)	1084,136		1128,677		893,133	

Fonte: Autoria própria

#### 4.2.5 Material

Tanto para as engrenagens do trem epicíclico, quanto as do segundo estágio, serão utilizados aços 4340 AGMA de grau 2 cementados e temperados, com 55 HRC de dureza superficial. As engrenagens do último estágio serão feitas do mesmo

material e tratamento térmico, no entanto, a dureza deverá ser de 45 HRC. Como as durezas de cada engrenamento serão iguais, o fator de dureza  $C_H$  passa a ser 1.

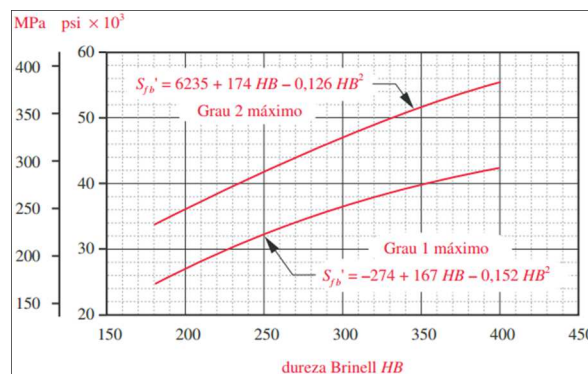
A vida das engrenagens pretendida é de 10 anos, com utilização de 24 horas por dia, com a maior rotação de cada estágio. Com isso sendo o requisito, o fator de vida  $K_L$  é calculado pela equação 62, com a aplicação para condições comerciais.

$$K_L = 1,3558 N^{-0,0178} \quad (62)$$

Onde  $N$ , representa o ciclo de carga.

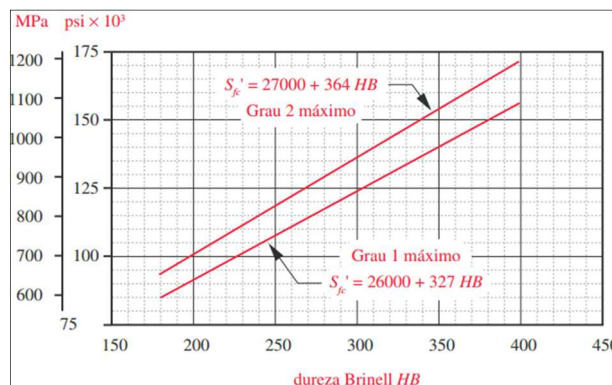
Considerando que a temperatura na caixa não ultrapasse os 120 graus Celsius, devido à baixa velocidade das engrenagens, o fator de temperatura  $K_T$ , passa a ser 1. Estipulando uma confiabilidade de 99%, o fator de  $K_R$  passa a ser 1 também. A resistência a fadiga de flexão e de superfície, publicadas pela AGMA, são calculadas a partir das Figura 28 e Figura 29, que aplicadas nas equações 14 e 15 é possível obter as tensões de fadiga corrigidas.

Figura 28 – Tensão de resistência a fadiga de flexão AGMA



Fonte: Norton (2013)

Figura 29 - Tensão de resistência a fadiga superficial AGMA



Fonte: Norton (2013)

#### 4.2.6 Fatores de Segurança

A AGMA desenvolveu dois fatores de segurança para engrenagens:  $S_F$ , para proteção contra falha por fadiga flexional e  $S_H$ , para proteção contra falha por aparecimento de cavidades. O fator  $S_F$  é a razão entre a resistência a flexão corrigida por completo pela tensão de flexão. Já o  $S_H$  é definido como sendo a resistência superficial corrigida por completo pela tensão superficial (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Para Norton (2013), no cálculo do coeficiente de segurança  $S_H$  deve ser levado em consideração que a tensão de superfície está relacionada com a raiz quadrada da carga, tendo isso em mente, o coeficiente de segurança contra falha superficial é encontrado como sendo o quociente do quadrado da resistência totalmente corrigida contra fadiga superficial, dividido pelo da tensão de superfície estimada.

#### 4.3 EIXOS

O eixo da roda hidráulica será suportado por dois apoios e a roda estará apoiada no eixo por dois apoios também. Os eixos dos engrenamentos deverão suportar o peso das engrenagens e suas forças desenvolvidas.

Como o esforço preponderante é por flexão, o fator devido a solicitação  $C_{carrg}$  será igual a 1. Estimando que os eixos terão dimensões entre 0,3 e 10 polegadas, o fator e tamanho  $C_{tamanho}$  será encontrado pela equação 63, na qual o “ $d_e$ ” é dado em polegadas. Já o fator de superfície  $C_{superf}$  é encontrado a partir da equação 64, considerando que o eixo será usinado, onde  $S_{ut}$  é a tensão máxima de resistência do material em ksi. Como a temperatura será menor do que 450 °C, o fator de temperatura  $C_{temp}$  é mantido igual a 1. Considerando uma confiabilidade de 99,9%, o fator  $C_{conf}$  será de 0,753. O material de todos os eixos será o aço 4140 temperado e revenido a, aproximadamente, 205 °C, com 530 HB de dureza, o que confere 1772 MPa de tensão máxima e 1641 MPa de limite de escoamento (NORTON, 2013).

$$C_{tamanho} = 0,869 d_e^{-0,097} \quad (63)$$

$$C_{superf} = 2,7(S_{ut})^{-0,265} \quad (64)$$



A equação 65 serve para encontrar o limite de fadiga corrigida. Ela é em função do diâmetro do eixo, o que traz a necessidade da resolução da equação para o diâmetro do eixo por iterações, até se encontrar um erro aceitável.

$$S_e(d_e) = C_{\text{carreg}} C_{\text{tamanho}}(d_e) C_{\text{superf}} C_{\text{temp}} C_{\text{conf}} S_f' \quad (65)$$

Onde:

$S_e$ : tensão de fadiga corrigida (MPa);

$S_f'$ : tensão de fadiga sem correção (MPa);

O raio de entalhe será de 0,2 mm. A raiz da constante de Neuber  $a_n$  para flexão e torção é 0,009. Com estes valores, é possível encontrar o fator de sensibilidade a flexão  $q$  e torção  $q_s$ , pela equação 66.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_n}}{\sqrt{r_e}}} \quad (66)$$

Os fatores de concentração de fadiga para tensão normal, flexão e torção  $K_t$  são encontrados pelo Anexo A. Com relação aos fatores de concentração de tensão, relativo à tensão média em fadiga  $K_{fm}$ , estes serão iguais aos  $K_t$ , considerando que não haverá escoamento local. Deve ser ressaltado que haverá um  $K_t$  para cada tipo de carregamento (normal, flexão e torção) e, conseqüente, haverá um  $K_{fm}$  para cada fator.

Quando há flexão variada e a torção constante, sem presença e força axial, que é o caso do eixo da roda, Norton (2013) indica a utilização da equação 67 que estima qual deverá ser o diâmetro mínimo, de acordo com um coeficiente de segurança estipulado. A equação, basicamente, introduz as equações de Von Misses dentro do diagrama modificado de Goodman. A resolução desta equação, envolve a utilização de iterações. A equação deve ser aplicada em cada ponto crítico (variação de diâmetro, alto momento, rasgo de chaveta, etc) e com isso, se tem o perfil do eixo. Este eixo não necessitou de um aumento elevado de sua resistência. Ele é feito da mesma liga dos demais eixos, porém é recozido a 1450 °F.

$$d_e = \left[ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( \frac{K_f M_a}{S_f(d_e)} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (67)$$

Quando há força axial no eixo, deve ser desenvolver outro método de se encontrar os diâmetros críticos. Apesar da equação 67 não se enquadrar nesta

condição, o princípio de seu desenvolvimento é o mesmo. No entanto, a iteração será necessária não somente para resolver o “problema” do fator  $C_{\text{tamanho}}$ , mas também para resolver várias equações ao mesmo tempo. As tensões de Von Misses são encontradas pela equação 68 e 69. A equação do diagrama de Moody modificado é encontrado pela equação 70 (NORTON, 2013).

$$\sigma'_a (d_e) = \sqrt{\left( K_f \frac{32M_a}{\pi d_e^3} \right)^2} \quad (68)$$

$$\sigma'_m (d_e) = \sqrt{\left( K_{fm} \frac{4 F_z}{\pi d_e^2} \right)^2 + 3 \left( K_{fsm} \frac{16T_m}{\pi d_e^3} \right)^2} \quad (69)$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a (d_e)}{S_f (d_e)} + \frac{\sigma'_m (d_e)}{S_{ut}} \quad (70)$$

Onde:

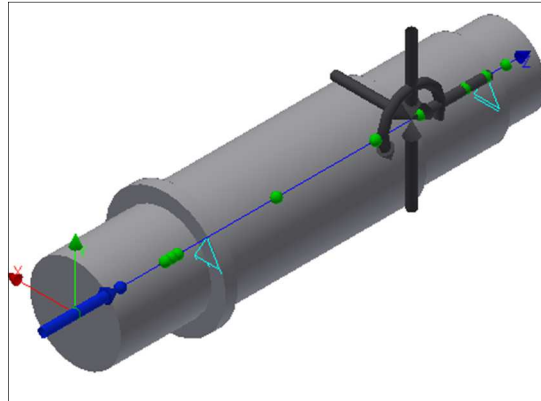
- $\sigma'_a$ : tensão alternante de von Misses (MPa);
- $\sigma'_m$ : tensão média de von Misses (MPa);
- $M_a$ : momento alternante (Nm);
- $T_m$ : torque médio, neste caso será o total (Nm);
- $S_f$ : tensão corrigida de fadiga (MPa);
- $S_{ut}$ : limite de resistência a tração (MPa);
- $N_f$ : coeficiente de segurança;
- $d_e$ : diâmetro do eixo (m).

#### 4.3.1 Diagramas de esforços

Para construção do diagrama do eixo que liga o primeiro estágio ao segundo, é necessário fazer uma análise das forças atuantes. A componente radial não causará reação alguma no eixo, pois as três estão se anulando, a componente tangencial gera o torque, e somente isso, pois suas componentes se anulam também. A força axial deve ser multiplicada por três, pois há três contatos de engrenagens, e todas geram força axial na mesma direção longitudinal do eixo, já a somatória de seus momentos irá se anular. Como a engrenagem sol será usinada diretamente no eixo, seu peso não será considerado. Logo, no ponto onde há a engrenagem sol, somente as componentes axial e tangencial irão interferir nos esforços do eixo.

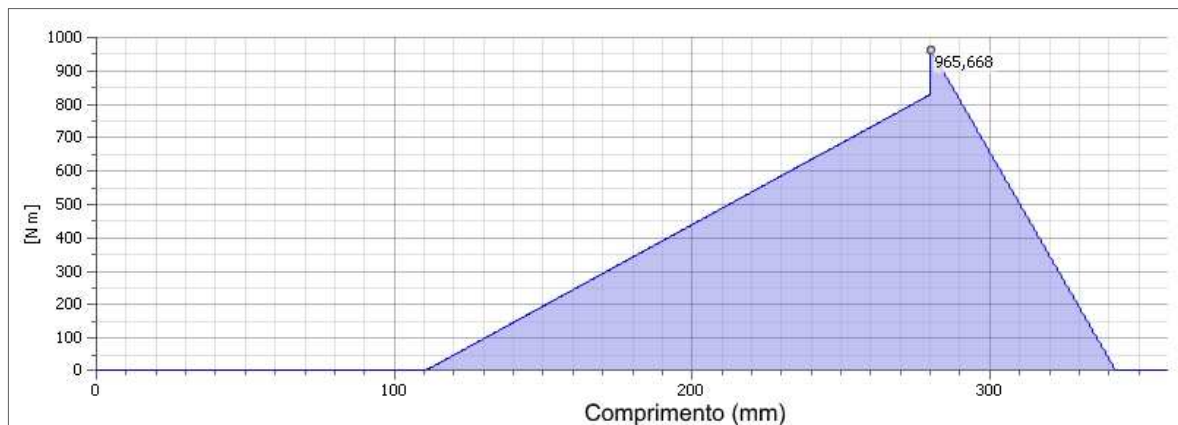
Ainda analisando este eixo, o lado onde se encontra a engrenagem 3, irá ter todas as componentes atuando sobre o eixo, pois não há anulação de componentes. O diagrama de corpo livre e o gráfico do momento para este eixo, estão apresentados nas Figura 30 e Figura 31. No sentido de reduzir a componente radial, a engrenagem três terá a direção hélice oposta a engrenagem sol.

Figura 30 – Diagrama de esforços eixo sol



Fonte: Autoria própria

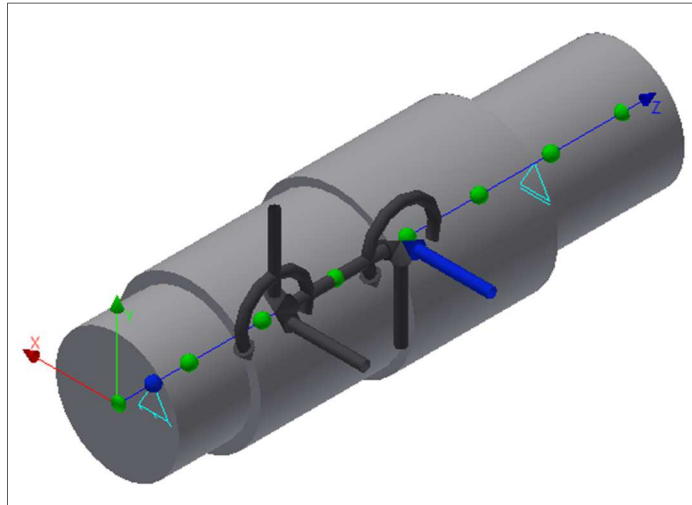
Figura 31 – Gráfico do momento do eixo da engrenagem sol



Fonte: Autoria própria

O diagrama do eixo que liga o segundo estágio ao terceiro, juntamente com o gráfico de momento aplicado, estão apresentados nas Figura 32 e Figura 33.

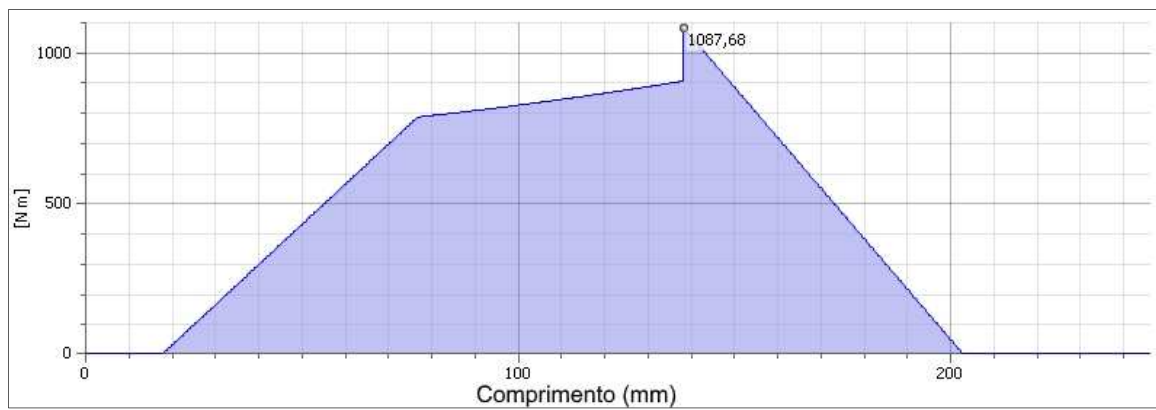
Figura 32 – Diagrama de esforços eixo estágio 2 e 3



Fonte: Autoria própria

Assim como no eixo da engrenagem sol, o pinhão 4 será usinado no eixo, não necessitando de calcular seu peso.

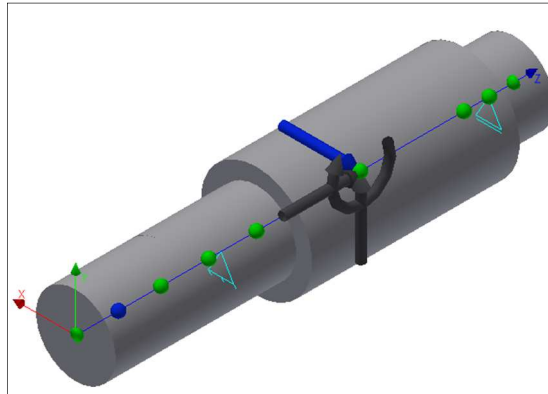
Figura 33 – Gráfico do momento do eixo estágio 2



Fonte: Autoria própria

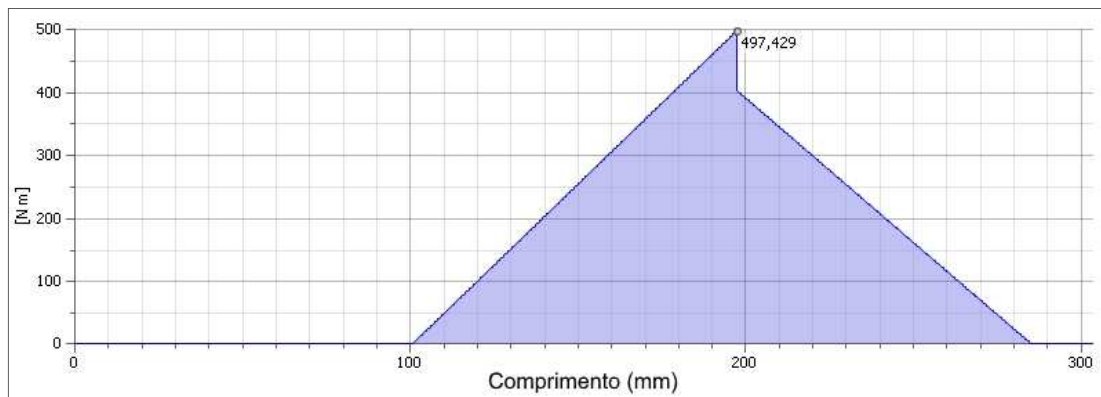
As figuras 34 e 35 apresentam o diagrama de corpo livre e o gráfico de momento, respectivamente, do eixo do último estágio.

Figura 34 – Diagrama de esforços do eixo do último estágio



Fonte: Autoria própria

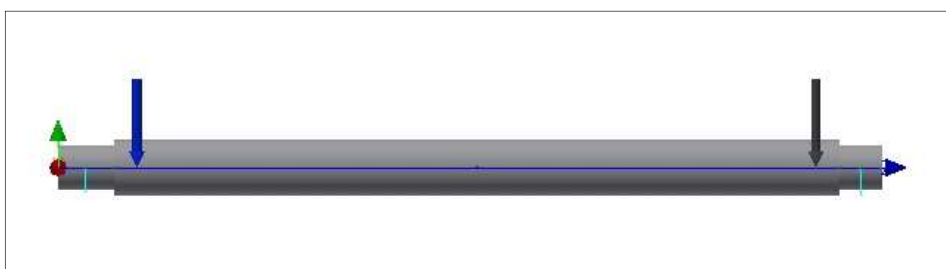
Figura 35 –Gráfico do momento do eixo no último estágio



Fonte: Autoria própria

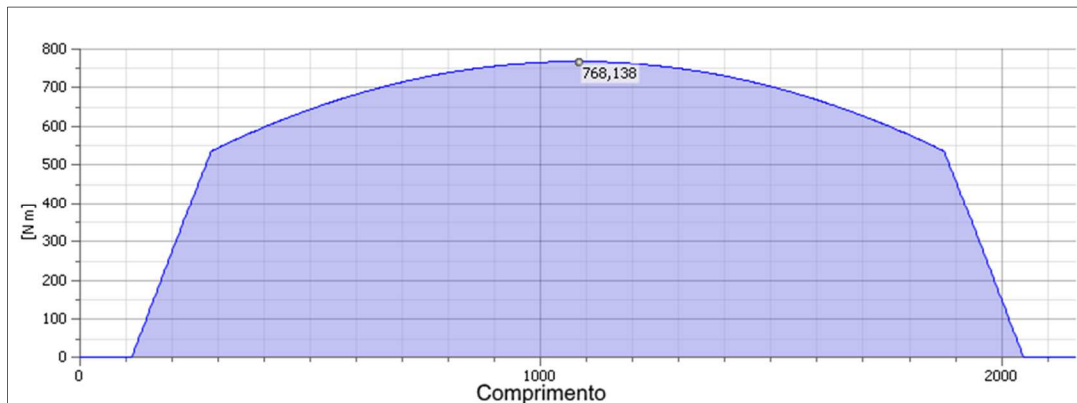
O eixo da roda será o mais simples, visto que não há forças aplicadas em planos diferentes. A Figura 36 e Figura 37 apresentam as forças aplicadas e o diagrama de corpo livre, respectivamente.

Figura 36 – Diagrama de esforços do eixo da roda



Fonte: Autoria própria

Figura 37 – Gráfico do momento do eixo da roda



Fonte: Autoria própria

#### 4.3.1.1 Fixação Dos Elementos Girantes e Seleção dos Rolamentos

A fixação da roda no eixo será feita por uma bucha, onde está estará fixa ao eixo com chaveta. As engrenagens também. A engrenagem planeta é fixa à um rolamento, pois o eixo que suporte não girará. A engrenagem sol e os pinhões 4 e 6 serão usinados no eixo.

As chavetas podem falhar devido a tensão de cisalhamento ou pela tensão de esmagamento. O cálculo para tensão média de cisalhamento é força aplicada dividida pela área sob cisalhamento (comprimento vezes largura). Já a tensão de esmagamento é a força pela área de esmagamento (comprimento vezes profundidade da chaveta no cubo). Como foi considerado que o torque será constante, o cálculo do coeficiente de segurança para as chavetas serão feitos apenas comparando a suas tensões aplicadas, pela tensão de escoamento do material, que no caso será aço SAE 1045. As dimensões das chavetas são encontradas no Anexo C.

A seleção dos rolamentos é feita com base na vida requerida e na carga dinâmica aplicada. A equação 71 pode ser aplicada diretamente, quando não há carga axial no rolamento. Esta equação indica qual a capacidade de carga para o rolamento, que será comparada ao respectivo valor nos catálogos do fabricante (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D n_D 60}{L_{10}} \right)^{\frac{1}{a_m}} \quad (71)$$

Onde:

$C_{10}$ : capacidade de carga de catálogo (kN);

$F_D$ : carga radial (kN);

$L_D$ : vida desejada (horas);

$n_D$ : velocidade desejada (rpm);

$L_{10}$ : quantidade de ciclos (revoluções);

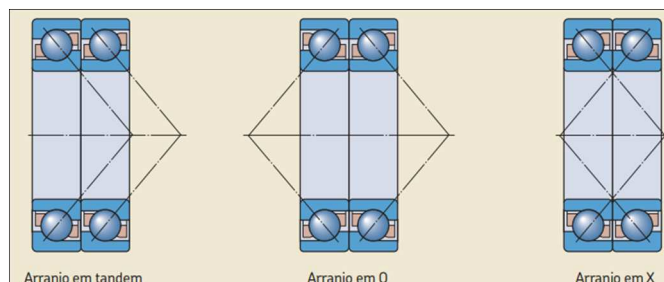
$a_m$ : constante para o tipo de rolamento (adimensional).

Para rolamentos da SKF, o  $L_{10}$  é igual a  $10^6$  revoluções, já a Timken Company utiliza  $90(10)^6$  revoluções. O valor  $a_m$  é igual a 3 para mancais de esferas e  $10/3$  para mancais de rolos cilíndricos e cônicos (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

De acordo com Shigley et al. (2005), quando há força axial aplicada, é necessário obter um valor de força resultante para que a seleção do rolamento seja feita de forma adequada. De acordo com a SKF (2015), rolamentos de esferas de contato angular conseguem suportar cargas axiais, tanto de carreira dupla, como simples.

Quando utilizados em pares, a forma que o rolamento fica disposto influenciará na resistência do mesmo. Existem três tipos de arranjos: tandem, X e O. O arranjo tandem é utilizado quando a capacidade de carga de um único rolamento é inadequada, porém só podem suportar carga axial em uma única direção. O arranjo em X é menos rígido do que quando disposto em O, porém sua sensibilidade ao desalinhamento é maior e nesta montagem, a carga axial só é suportada por apenas um dos rolamentos. Por fim, o arranjo em O proporciona uma junção relativamente rígida, que suportam momentos de inclinação, e, assim como no arranjo X, este tipo de montagem proporciona uma resistência a carga axial em duas direções, no entanto, somente um rolamento suportará a carga em uma direção. A Figura 38 ilustra os três arranjos (SKF, 2015).

Figura 38 – Tipos de arranjos para rolamentos de contato angular



Fonte: SKF (2015)

A carga dinâmica equivalente  $P$ , que substitui o valor  $F_D$  na equação 71, para um rolamento de contato angular de uma carreira dispostos em O, é encontrada pela equação 72, quando a razão da força axial pela radial for inferior ou igual a 1,14, ou pela equação 73, quando o valor for superior (SKF, 2015).

$$P = F_r + 0,55F_a \quad (72)$$

$$P = 0,57F_r + 0,93F_a \quad (73)$$

Para rolamentos de contato angular de duas carreiras, também dispostos em O, a razão de forças deve ser comparada ao fator de cálculo  $e$ . Quando menor ou igual a este valor utiliza-se a equação 74, ou a equação 75 quando maior (SKF, 2015).

$$P = F_r + Y_1F_a \quad (74)$$

$$P = XF_r + Y_2F_a \quad (75)$$

Onde:

$P$ : carga dinâmica equivalente do rolamento (kN);

$F_r$ : força radial resultante (kN);

$F_a$ : força axial (kN);

$X, Y_1, Y_2$ : fatores de cálculo para rolamentos de duas carreiras, dependendo da série do rolamento.

A Tabela 9 apresenta os fatores de cálculos para cada modelo de rolamento fabricado pela SKF.

Tabela 9 – Fatores de cálculo da SKF para seleção de rolamentos de contato angular

Série de rolamento	Fatores de cálculo			
	$e$	$X$	$Y_1$	$Y_2$
32 A, 33 A	0,8	0,63	0,78	1,24
33 D	1,34	0,54	0,47	0,81
33 DNRCBM	1,14	0,57	0,55	0,93

Fonte: SKF (2015)

#### 4.4 TORQUE DE PARTIDA

Para se saber qual o torque inicial que deve ser aplicado na roda para que ela atinja a rotação de trabalho, depois de um certo número de revoluções, é necessário saber qual o trabalho que os componentes do sistema realizam ao atingem a rotação nominal de projeto, para isso existem duas fórmulas. A equação 76 é utilizada quando



o movimento do corpo é rotação pura, já a equação 77 é utilizada quando se tem movimento de translação, além do giro (BEER; JOHNSTON; CORNWELL, 2012).

$$T_c = \frac{1}{2} I_G \omega^2 \quad (76)$$

$$T_c = \frac{1}{2} I_G \omega^2 + \frac{1}{2} m_a V^2 \quad (77)$$

Onde  $T_c$  é a energia cinética (J),  $I_G$  é o momento de inércia de massa ( $\text{kgm}^2$ ),  $m_a$  é a massa do corpo (kg),  $V$  é a velocidade de translação (m/s) e  $\omega$  é a rotação (rad/s).

De acordo com o princípio de impulso e quantidade de movimento para corpos rígidos, considerando que não há torque inicial e desprezando o atrito, o momento de impulso que a roda deverá ter para que atinja a rotação de trabalho após uma certa quantidade de voltas é dado pela equação 78 (BEER; JOHNSTON; CORNWELL, 2012).

$$M_i = \frac{T_f}{\text{rev}} \quad (78)$$

Onde  $T_f$  é o trabalho em Joules realizado pelas peças do mecanismo na rotação de trabalho e rev é a quantidade de revoluções, em radianos, que a roda deverá fazer para que a energia de trabalho seja alcançada, a partir do torque inicial  $M_i$ , em Newton metro.

A força total de um fluido que atua sobre um volume de controle consiste na somatória das forças de campo, agindo sobre todo o volume de controle (força da gravidade, elétrica e magnética, por exemplo), com as forças de superfície, que atuam na superfície de controle propriamente dita (pressão, forças viscosas e reação nos pontos de contato, por exemplo). A equação 79 mostra como a força total é calculada (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$\sum \vec{F} = \sum \vec{F}_{\text{gravidade}} + \sum \vec{F}_{\text{pressão}} + \sum \vec{F}_{\text{viscosa}} + \sum \vec{F}_{\text{outras}} \quad (79)$$

Desconsiderando as forças de campo e considerando um escoamento permanente, após uma série de tratamentos algébricos e com relação a física do fluido, se obtém a equação 80 para cálculo da força do escoamento com uma entrada e uma saída (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$\sum \vec{F} = \left( \sum \beta_c \dot{m} \vec{V} \right)_s - \left( \sum \beta_c \dot{m} \vec{V} \right)_e \quad (80)$$

Onde:

$\vec{F}$ : força vetorial do escoamento (kN);

$\beta_c$ : é o fator de correção do fluxo de momento (adimensional) que pode ser considerado igual a 1 para escoamento uniforme;

$\dot{m}$ : vazão mássica do fluido (kg/s);

$\vec{V}$ : velocidade vetorial média do escoamento (m/s).

Inicialmente, quando a roda está em repouso, a força que a água faz sobre a pá pode ser dada pela equação 81, considerando o instante antes da roda entrar em movimento. O torque causado por esta força no eixo é dado pela equação 82 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

$$\vec{F}_i = \beta \dot{m} \vec{V} \quad (81)$$

$$\vec{T}_i = \vec{R} \times \vec{F}_i \quad (82)$$

Onde:

$\vec{F}_i$ : força vetorial de impulso (N);

$\vec{T}_i$ : torque vetorial de impulso (Nm);

$\vec{R}$ : raio vetorial da roda (m).

Este torque deverá ser maior ou igual ao momento  $M_i$  de impulso, encontrado pela equação 78.

## 5 RESULTADOS E DISCUSÕES

Nesta seção serão mostrados e analisados os resultados encontrados no dimensionamento da roda, do multiplicador de velocidades, dimensionamento dos eixos e seleção dos rolamentos.

### 5.1 RODA HIDRÁULICA

Um inconveniente para o dimensionamento desta máquina, é a pouca bibliografia existente em língua portuguesa, o que levou a busca de literatura desenvolvida em outros países.

Os valores encontrados para a geometria da roda estão presentes no Apêndice B. A Tabela 10 apresenta os resultados encontrados para as perdas, eficiência, potência de saída, torque e velocidade de entrada do fluido para a roda com velocidade tangencial de 1,3 e 1,5 m/s.

Tabela 10 – Parâmetros calculados para as duas rotações da roda

Parâmetro	1,3 m/s (7,095 rpm)	1,5 m/s (8,185 rpm)
$L_c$	886,833 W	354,778 W
$L_h$	526,998 W	551,885 W
$L_{imp}$	968,551 W	1,289 kW
$L_Q$	466,227 W	484,048 W
$\eta_R$	0,723	0,74
$P_{out}$	7,448 kW	7,617 kW
$T_R$	10,027 kN m	8,886 kN m
$V$	2,577 m/s	2,973 m/s

Fonte: Autoria própria

A eficiência da roda ainda se mostrou interessante e dentro do que é encontrado na literatura (70 e 85%), considerando que esta máquina motriz, em vista das turbinas utilizadas nas usinas hidrelétricas atuais, é bastante defasada, no entanto as equações podem apresentar erros, porém estes erros não são elevados. Outro ponto a se enfatizar, é que a captação de água não deve necessariamente ser feita como foi estipulada no trabalho, o importante é manter as condições de velocidade de entrada do fluido na roda dentro do que foi descrito e manter a perda na comporta dentro do que foi encontrado.

A maior perda estimada foi a referente ao impacto. Isto indica que o perfil das pás não está completamente paralelo a entrada do fluido, mas como o intuito do

trabalho era conseguir atingir o nível de potência estipulado, não foi necessário alterar os ângulos das pás.

A velocidade tangencial da roda deve estar sempre próxima a 1,5 m/s, pois foi para esta velocidade que o projeto foi desenvolvido. A eficiência para a menor velocidade apresenta um erro maior, pois a condição de saída a 90° não poderá ser cumprida e a altura do lençol líquido na entrada da roda é maior, causando uma maior interferência.

A velocidade do escoamento antes da comporta é bastante baixa, pode ser considerada quase estática. Com isso em mente, para que todos os parâmetros de projeto sejam atingidos, em uma construção real, é necessário que haja um reservatório com tamanho suficiente para que não haja oscilação da vazão, pois esta foi considerada constante nos dois casos.

O intervalo de velocidade para a roda em questão, não é elevado, criando uma necessidade de controle da velocidade do escoamento preciso. Isto pode ser conseguido construindo um dispositivo que regule a abertura da comporta de acordo com a potência fornecida pela roda, ou até mesmo pela rotação entregue ao gerador. Em aplicações práticas, este intervalo pode ser aumentado se for necessário. Pode ser utilizado também outro tipo de gerador, que permita uma faixa mais ampla de rotação.

A razão da velocidade tangencial da roda pela velocidade de entrada, foi de 0,50454 para a rotação de 8,185 rpm e 0,50463 para a de 7,095 rpm, o que representa que a roda está trabalhando no intervalo de máxima eficiência, pois Müller e Kauppert (2004), a partir de suas pesquisas constataram que para extrair a máxima eficiência das rodas d'água, é necessário que esta razão seja constante no intervalo de 0,4 à 0,6.

A roda, por ser feita somente de aço galvanizado, teve seu peso bastante elevado, próximo a 500 quilogramas. Para evitar este problema, projetistas deste tipo de roda utilizam a madeira em diversas partes da roda, principalmente nas pás. O bom exemplo disso é o trabalho feito por Turnock et al. (2007). No entanto, foi dado mais ênfase em se ter um conceito de um sistema de geração de energia, do que se ter algo financeiramente aplicável na prática.

Uma análise fluidodinâmica computacional é interessante de fazer para se ter uma aproximação mais apurada da eficiência do sistema. Com isso, seria possível ter um melhor aproveitamento da energia presente no escoamento.

O coeficiente de segurança para o perfil U foi de 3,18, considerando que serão feitos de aço ASTM A36. Já os parafusos serão de classe 8.8 e a tensão de cisalhamento encontrada foi próxima a 4 MPa, o que é bem baixa.

A Figura 39 apresenta o desenho 3D da roda calculada pelo presente trabalho. O detalhamento da roda está no Apêndice A.

Figura 39 – Roda Dimensionada



Fonte: Autoria própria

## 5.2 MULTIPLICADOR DE VELOCIDADES

A Tabela 11 apresenta os valores calculados para as engrenagens. Estes valores estão divididos para cada estágio. O módulo escolhido para as engrenagens é o módulo circunferencial, caso deseje-se saber qual o módulo normal, é necessário dividir seu valor (5 mm) pelo cosseno do ângulo de hélice.

Tabela 11 – Parâmetros calculados para as engrenagens

Variável	1º Estágio	2º Estágio	3º Estágio
Passo normal Pn (mm)	18,138	18,138	18,138
Passo transversal Pt (mm)	15,708	15,708	15,708
Passo axial Px (mm)	36,276	36,276	36,276
Adendo a (mm)	5	5	5
Dedendo b (mm)	6,25	6,25	6,25
Razões de contato $M_F$ e $m_p$	1,792 e 1,449	1,654 e 1,455	1,682 e 1,439
Largura F (mm)	65	60	61
Número de dentes $N_d$	18 e 38	18 e 40	17 e 36
Comprimento de contato Z (mm)	20,621	20,717	20,499

Fonte: Autoria própria

Os passos normais, transversais e axiais são todos iguais, pois o passo diametral e o módulo são os mesmos para todas as engrenagens. Todas as engrenagens possuem profundidade completa. As razões de contato encontradas estão dentro do que é indicado por Norton (2013).

Devido a sua baixa rotação, estas rodas geram um alto torque, o que implica em engrenagens mais espessas ou de maior diâmetro. Optou-se por desenvolver engrenagens de menor diâmetro.

Como o torque recebido pelas engrenagens planetas e solar é maior, suas larguras necessitaram ser maiores também. Uma largura de face menor resultaria em uma redução da engrenagem sol.

A Tabela 12 apresenta os coeficientes de segurança para cada par de engrenagens do multiplicador de velocidade.

Tabela 12 - Fatores de segurança para as engrenagens

Fator de segurança	Estágio 1		Estágio 2		Estágio 3	
	Planeta	Sol	Eng 3	Pinhão 4	Eng 5	Pinhão 6
$S_H$	2,012	2,193	2,597	2,347	4,522	3,849
$S_F$	1,801		1,662		1,488	

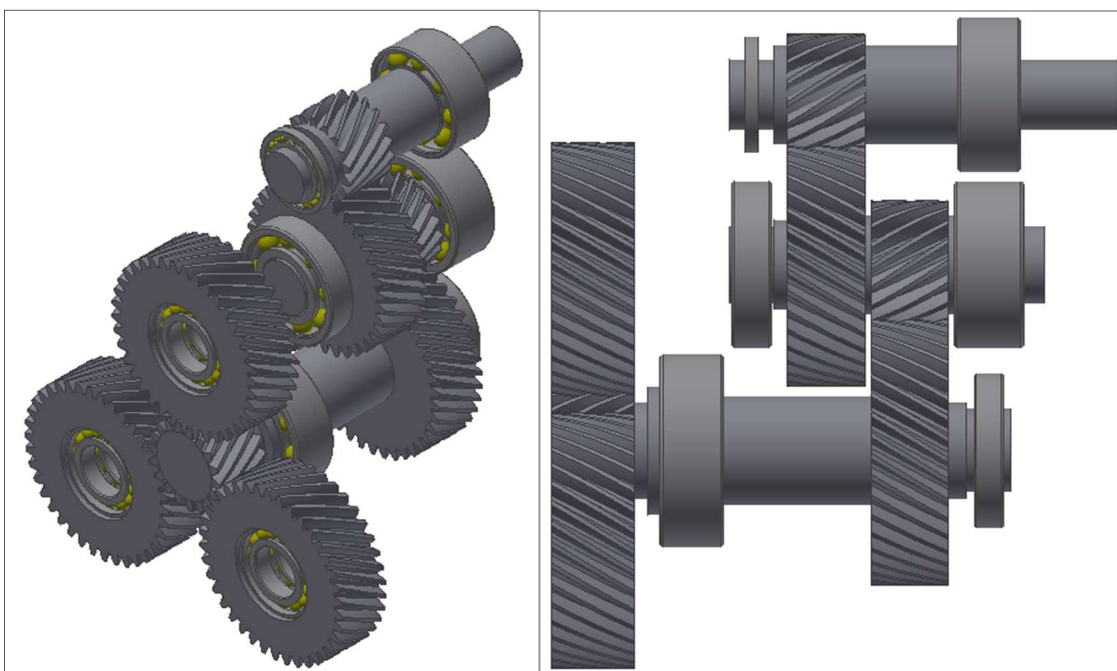
Fonte: Autoria própria

O fator de segurança contra falha superficial deveria ser ao menos igual a 1,5, visto que o aumento deste fator depende muito do grau de endurecimento das engrenagens e de seu tamanho. Este fator varia quadraticamente com a tensão

superficial, o que dificulta seu aumento. Como as engrenagens já possuem dureza elevada, optou-se que a falha superficial poderá ocorrer, até porque a velocidade de rotação não é tão elevada. O fator de segurança para falha superficial, no trem planetário, é maior pois este será mais solicitado superficialmente, devido ao fato da engrenagem planta estar em contato com três engrenagens.

A eficiência do gerador utilizado é de no mínimo 85%, de acordo com o anúncio do fabricante. Como o cálculo da eficiência da roda contém erros, no sentido de contorna-los, foi considerada uma eficiência de 95% para cada estágio de multiplicação, gerando 85,74% de eficiência global. A eficiência do sistema multiplicador-gerador, com essas considerações, é de 72,85%, gerando uma potência na saída, no pior dos casos, de 5,528 kW, que é uma eficiência aceitável. A Figura 40 apresenta o mecanismo de multiplicação. O detalhamento do multiplicador está no Apêndice A.

Figura 40 – Multiplicador de velocidades calculado



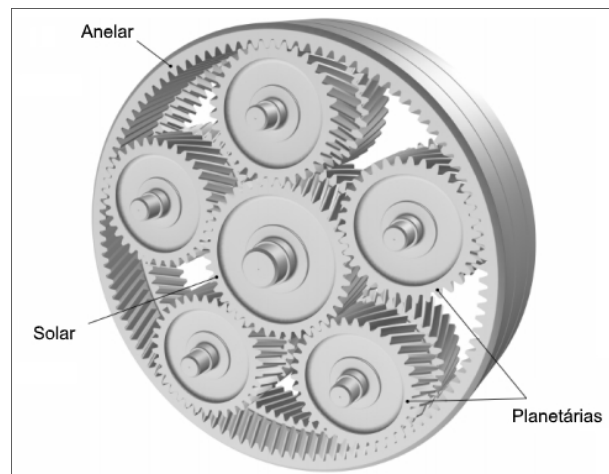
Fonte: Autoria própria

Diferentes formas construtivas dos trens de engrenagens planetários helicoidais são desenvolvidas, por diversos pesquisadores. Modificações nas geometrias dos dentes são feitas, no intuito de se obter uma distribuição uniforme de carga. No novo conceito de design de engrenagens helicoidais, estão sendo utilizados

ângulos de hélices menores e as superfícies são modificadas em relação aos modelos habituais. Com os novos conceitos de geometria, será possível regular a folga do engrenamento, para que haja uma distribuição de carga uniforme e uma redução de erros de transmissão causados pelo desalinhamento (ANEKAR; DESHMUKH; NIMBALKAR, 2016).

Para reduzir as forças axiais que ocorrem nas engrenagens helicoidais, Norton (2013) indica a utilização destes engrenagens em pares e com hélices em direções opostas. Estas são chamadas de engrenagens duplas. A Figura 41 ilustra um exemplo de aplicação deste tipo de configuração.

Figura 41 – Trem planetário helicoidal com engrenagens duplas



Fonte: Adaptado de Anekar et al. (2016)

A Tabela 13 apresenta a rotação e torque entregue em cada estágio de multiplicação.

Tabela 13 – Rotação e torque em cada estágio

Rotação de entrada (rpm)	Estágio 1		Estágio 2		Estágio 3	
	Rotação (rpm)	Torque (kNm)	Rotação (rpm)	Torque (kNm)	Rotação (rpm)	Torque (kNm)
7,095	44	1,647	97,778	0,773	207,059	0,362
8,185	50,763	1,426	112,807	0,642	238,886	0,303

Fonte: Autoria própria



### 5.3 EIXOS

As forças axiais nas engrenagens planetárias acarretam em grandes esforços recebidos pelos eixos, fazendo com que suas dimensões sejam bastante elevadas. Outro agravante para o dimensionamento do mecanismo, é a magnitude do torque. Como essas rodas giram em baixas rotações, seu torque é alto para poder entregar a potência requerida.

Com relação aos diâmetros dos eixos, uma condição deve ser bem analisada antes de prosseguir com os cálculos. O torque aplicado no eixo pode ser variável, pois a roda permite a entrega de dois valores de rotação. Caso seja utilizado o torque como pulsante, ou seja, variando entre dois valores positivos, as tensões de Von Mises serão reduzidas, pois a diferença de torque será pequena, sendo assim, será encontrado um certo valor para o diâmetro do eixo, que será menor do que se considerar que somente o torque maior atuará no sistema, configurando uma solicitação constante. Como a rotação da roda deve estar o mais próximo da rotação máxima, é mais conservador utilizar o torque como constante, pois apresentará o pior caso.

A utilização desta condição conservadora, e a opção de se utilizar engrenagens de diâmetros menores, resultou em eixos consideravelmente espessos para o multiplicador de velocidade. Necessitando de utilizar tratamentos térmicos para se obter uma melhor resistência a fadiga com menor área de seção transversal. Para estes eixos, a tensão de fadiga sem correção ( $S_f'$ ) utilizada foi de 700 MPa, pois a tensão de limite de resistência para o eixo superou o limite de 1400 MPa. No entanto, o eixo da roda não precisou de elevar tanto suas propriedades mecânicas. Este e valor e condição são indicados por Norton (2013).

Todos os eixos foram calculados com coeficiente de segurança igual a 2, pois todo o projeto já representa um pior caso que dificilmente irá acontecer na prática, pois a eficiência da roda poderá ser menor e será difícil manter a roda com rotação constante. Já as deflexões dos eixos foram bem baixas. A Tabela 14 apresenta as maiores deflexões para cada eixo, calculadas pelo software Inventor, e os diâmetros das seções mais críticas (base para dimensionar o restante do eixo).

Tabela 14 – Maiores deflexões dos eixos

Eixo	Flecha ( $\mu\text{m}$ )	Diâmetros (mm)
Eixo da roda	225,505	105,706
Eixo que liga estágios 1 e 2	10,316	70,153
Eixo que liga estágios 2 e 3	7,093	64,563
Eixo do estágio 3	133,976	53,845

Fonte: Aatoria própria

Por falta de informações sobre como a concentração de tensão se comporta nas engrenagens usinadas nos eixos, foi considerada a concentração para chavetas, pois estas culminam em um pior caso, visto que as raízes dos dentes das engrenagens possuem raios maiores do que os raios de entalhe das chavetas.

### 5.3 ROLAMENTOS E CHAVETAS

A seleção dos rolamentos se fez necessária, para que se tenha um comprimento mais exato dos eixos. Para o multiplicador de velocidades, cada eixo estará disposto de um rolamento de contato angular, carreira dupla, e esférico simples. O contato angular será responsável por acomodar a carga axial aplicadas nos eixos. Para a engrenagem planeta, será utilizado dois rolamentos de contato angular simples, espaçados o suficiente para que seja possível ser feita a lubrificação.

O binário causado pela força axial na engrenagem planeta resulta em um momento no eixo, sendo assim, os rolamentos que estarão neste ponto devem suportar este tipo de esforço. A SKF, em seu site, indica que para este tipo de esforço a utilização de rolamentos de duas carreiras, como rolamentos rígidos de esferas e de contato angular, podem ser empregados, contudo os rolamentos de rolos cônicos e rolamentos de uma carreira de esferas de contato angular aos pares, dispostos em O, são mais indicados.

Todos rolamentos foram dimensionados para ter vida útil de 25000 horas, exceto o rolamento de contato angular do eixo sol, que terá 20000 horas. As capacidades de carga de catálogo ( $C_{10}$ ) encontradas para cada rolamento, estão apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 – Capacidade de carga calculada para cada rolamento

Localização	Diâmetro (mm)	Designação da SKF	C <sub>10</sub> (kN)
Eixo que liga estágios 1 e 2	85	3217A	121,772
Eixo que liga estágios 1 e 2	65	6213	38,085
Eixo que liga estágios 2 e 3	60	3312A	88,629
Eixo que liga estágios 2 e 3	60	6312	91,895
Eixo do último estágio	55	3311A	60,115
Eixo do último estágio	55	16011	16,877
Eixo da engrenagem planeta	55	7211 BECBPH	11,16

Fonte: Autoria própria

Com relação as chavetas, foi considerado que as que estão no eixo da roda, em caso de aumento inesperado de esforços, deverão falhar primeiro para que a integridade do mecanismo de multiplicação de velocidades seja mantida. Todas elas são aço de aço SAE 1045 laminados a quente, exceto para chaveta da engrenagem 3, que devido a sua limitação de largura, foi dimensionada para o mesmo aço, porém laminado a frio. A Tabela 16 apresenta os coeficientes de segurança encontrados para cada chaveta.

Tabela 16 – Coeficientes de segurança para as chavetas

Chaveta	Diâmetro do eixo (mm)	Contra cisalhamento	Contra esmagamento
Eixo da roda	110	4,317	1,709
Eixo que liga estágios 1 e 2	75	5,026	2,133
Eixo que liga estágios 2 e 3	70	4,892	2,076

Fonte: Autoria própria

A concentração de tensão para chavetas é bem elevada, isto também ajudou, de forma significativa, na obtenção de grandes diâmetros. Uma forma de se reduzir estes efeitos é utilizando estrias ao invés de chavetas, pois Norton (2013) afirma que as concentrações de tensão para elas são menores.

#### 5.4 IMPULSO INICIAL

Os trabalhos realizados pelas peças, em suas rotações de trabalho máximas, estão dispostos na Tabela 17.

Tabela 17 – Inércia de massa e o trabalho realizado pelas principais peças do sistema

Peça	Massa (kg)	Inércia de massa (kg m <sup>2</sup> )	Trabalho realizado (J)
Roda com o eixo	630,254	989,754	363,573
Engrenagens Planeta	10,657	0,45	0,776 (3 vezes)
Eixo que liga estágios 1 e 2	14,067	0,012	0,163
Engrenagem 3	14,706	0,074	1,041
Engrenagem 5	12,106	0,049	3,434
Eixo que liga estágios 2 e 3	6,984	0,007	0,503
Eixo do último estágio	8,226	0,005	1,569
Total			368,965

Fonte: Autoria própria

Para evitar choques de partida excessivos em todo sistema, foi considerado que a rotação máxima de trabalho será atingida após a roda realizar 1,5 revoluções, ou seja, 9,4248 rad. Com isso, espera-se que todo o sistema não sofra nenhum dano na partida. A energia necessária inicialmente para que o sistema trabalhe em sua rotação máxima após esta quantidade de revoluções, é de 39,148 J.

O torque inicial aplicado nas pás da roda deve ser maior que o valor de energia encontrado acima, pois há perdas dentro do sistema que não foram consideradas no cálculo desta energia. Com isso em mente, a força aplicada pelo fluído inicialmente na roda deve gerar um torque que vença essas perdas, porém não deve ser elevado para que não haja choque inicial no sistema. Utilizando a eficiência estimada para o conjunto multiplicador e gerador (72,85%), é possível supor que a energia necessária inicialmente para que o sistema atinja a rotação máxima, considerando as perdas, é de 53,738 J.

Com uma vazão de 0,132 m<sup>3</sup>/s e com velocidade de 0,32 m/s, o fluído causa uma força de 42,24 N nas pás. Nessas condições, o escoamento terá uma altura de 25 cm. Considerando que raio que causa o momento no eixo iniciasse em um ponto médio da altura do fluído, o torque gerado pela força será de 57,112 Nm, ou seja, será fornecida inicialmente uma energia de 57,112 J para o sistema, que é suficiente para que seja atingida a rotação de trabalho, na quantidade de revolução que foi estipulada.

Estes valores são uma aproximação do que irá ocorrer na prática, ou seja, pode ser que haja a necessidade de uma maior força que o escoamento deverá fazer sobre pá, ou até mesmo uma força menor. De qualquer forma, a conclusão que se retira

daqui é que o escoamento terá força o suficiente para colocar o sistema em funcionamento.



## 6 CONCLUSÃO

A geração de energia elétrica, em regiões que detêm baixas diferenças de altura, é possível utilizando-se rodas hidráulicas de lado como máquina motriz, mas como pode ser percebido na pesquisa, não é o único método. Foi possível notar que nas últimas duas décadas houve um avanço considerável em relação a pesquisas com intuito de se estudar o comportamento destas rodas. Algumas empresas vêm desenvolvendo rodas com grande capacidade de geração de energia e alto nível de eficiência, principalmente na Europa. Existem projetos deste tipo roda que conseguem gerar 20 kW com uma taxa de fluxo de 2000 l/s e com um diâmetro de 6 metros.

O presente trabalho demonstrou que é possível gerar uma 5 kW de potência para uma diferença de altura de 1,5 m e com vazão de 700 litros por segundo. No entanto, nas condições em que este trabalho colocou, o custo envolvido na execução denota ser bem elevado. Uma análise econômica de todos os custos envolvidos é algo interessante a se fazer, antes colocar em prática a fabricação das peças. Outro ponto importante, é que as rodas hidráulicas são máquinas que podem fornecer energia de forma sustentável, com uma eficiência bem interessante.

Com o torque gerado pela roda hidráulica, foi possível dimensionar um multiplicador de velocidades compacto e eficiente, em comparação a um que não utilizaria um estágio planetário, ou até mesmo, um construído inteiramente de polias.

A metodologia desenvolvida aqui pode ser utilizada no desenvolvimento de rodas de maiores ou menores diâmetros, aumentando o acervo nacional para pesquisas relacionadas ao tema. Além disso, para o futuro, é possível desenvolver diferentes estudos sobre o tema, como: realizar uma análise numérica computacional para comparação dos resultados estimados para a eficiência da roda, estudo da viabilidade econômica da implantação do projeto, um estudo mais elaborado das condições de captação do fluido, uma análise numérica e dinâmica da forma construtiva da roda, visando reduzir o peso, e por último, uma análise dinâmica da caixa multiplicadora de velocidade.

De um modo geral, este trabalho envolve diferentes áreas da engenharia mecânica de forma interativa, o que faz com que o dimensionamento deste tipo de máquina motriz não seja algo trivial.





## REFERÊNCIAS

- ALTERIMA. **Alterima**. Disponível em: <<http://www.alterima.com.br>>. Acesso em: 1 out. 2017.
- ANEEL. **BIG - Banco de Informações de Geração**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/Combustivel.cfm>>. Acesso em: 24 mar. 2017.
- ANEKAR, N.; DESHMUKH, S.; NIMBALKAR, S. Planetary Helical Gear System. n. JANUARY 2014, 2016.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. J.; CORNWELL, P. J. Movimento plano de corpos rígidos: métodos de energia e quantidade de movimento. In: **Mecânica Vetorial para Engenheiros - Dinâmica**. 9. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. p. 1085–1149.
- CEMIG, C. E. DE M. G. **Simulador de Consumo**. Disponível em: <[http://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Documents/SimuladorDeConsumo/Cemig - Estime seu Consumo2.htm](http://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Documents/SimuladorDeConsumo/Cemig_Estime_seu_Consumo2.htm)>. Acesso em: 27 out. 2017.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos**. 1. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2007.
- FLORES, P.; GOMES, J. Análise Dinâmica de Engrenagens. In: **Cinemática e Dinâmica de Engrenagens**. [s.l.] Universidade do Minho. Escola de Engenharia (EEng), 2015. p. 38.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- JÚNIOR, Â. S.; BITENCOURT, V. A.; FILHO, G. L. T. **Série Energia Renováveis - Hidráulica**. 1. ed. Itajubá, MG : FAPEPE: CERPCH, 2007.
- JÚNIOR, Â. S.; FILHO, G. L. T. **Série Energia Renováveis - Eletricidade**. Itajubá, MG : FAPEPE: CERPCH, 2007.
- MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara 2, 1983.
- MÜLLER, G.; KAUPPERT, K. Performance characteristics of water wheels. **Journal of Hydraulic Research**, v. 42, n. 5, p. 451–460, 2004.
- MÜLLER, G.; WOLTER, C. The breastshot waterwheel: design and model tests. **Proceedings of the ICE - Engineering Sustainability**, v. 157, n. 4, p. 203–211, 2004.
- NOGUEIRA, F. J. H.; FILHO, G. L. T. **Série Energia Renováveis - Microcentrais hidrelétricas**. Itajubá, MG : FAPEPE: CERPCH, 2007.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PINHO, J. T. et al. **Sistemas Híbridos**. 1. ed. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008.

QUARANTA, E. **Investigation and optimization of the performance of gravity water wheels**. [s.l.] Politecnico di Torino, 2017.

QUARANTA, E.; REVELLI, R. Performance characteristics, power losses and mechanical power estimation for a breastshot water wheel. **Energy**, v. 87, p. 315–325, 2015.

QUARANTA, E.; REVELLI, R. Hydraulic Behavior and Performance of Breastshot Water Wheels for Different Numbers of Blades. **Journal of Hydraulic Engineering**, n. August, p. 4016072, 2016.

QUARANTA, E.; REVELLI, R. CFD simulations to optimize the blades design of water wheels. n. January, p. 1–8, 2017.

REFOCUS. Water wheel shipped to Japan. n. October, p. 10, 2005.

SHIGLEY, J. E. **Cinemática dos Mecanismos**. São Paulo: Edgard Blucher, 1970.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SKF. **Catálogo SKF - Rolamentos De Esferas** Grupo SKF, , 2015. Disponível em: <<http://www.rolamentoscbf.com.br/novo/produto.asp>>

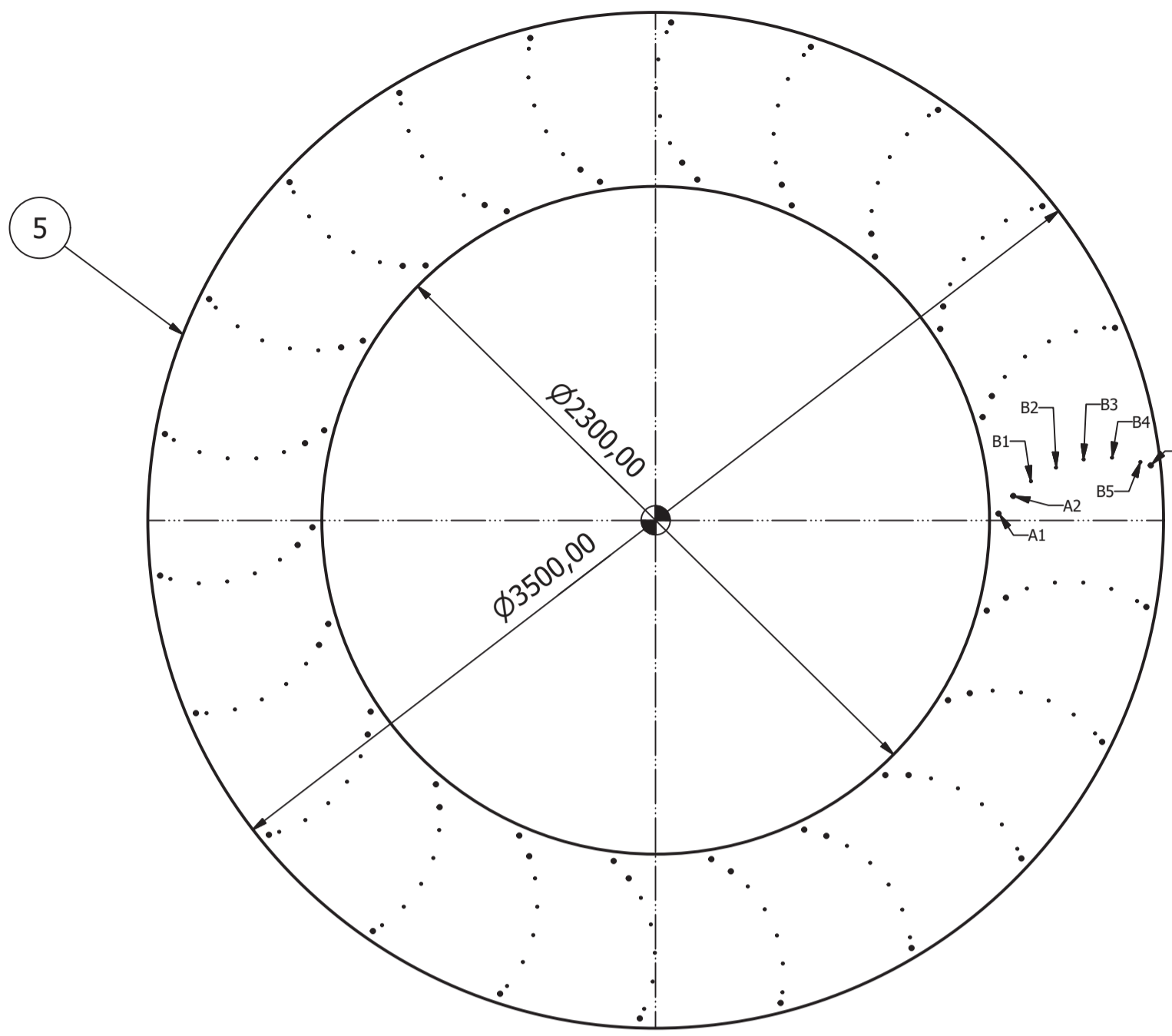
SOLUTIONS, A. P. **AMG Power Solutions Store**. Disponível em: <<https://amgps.pt.aliexpress.com/store/713295?spm=a2g03.10010108.0.0.57fb48abxlHmt4>>. Acesso em: 10 set. 2017.

TURNOCK, S. R. et al. **Development of a floating tidal energy system suitable for use in shallow water**. 7th European Wave and Tidal Energy Conference. **Anais...**Porto, Portugal: 2007Disponível em: <<http://eprints.soton.ac.uk/48752/>>

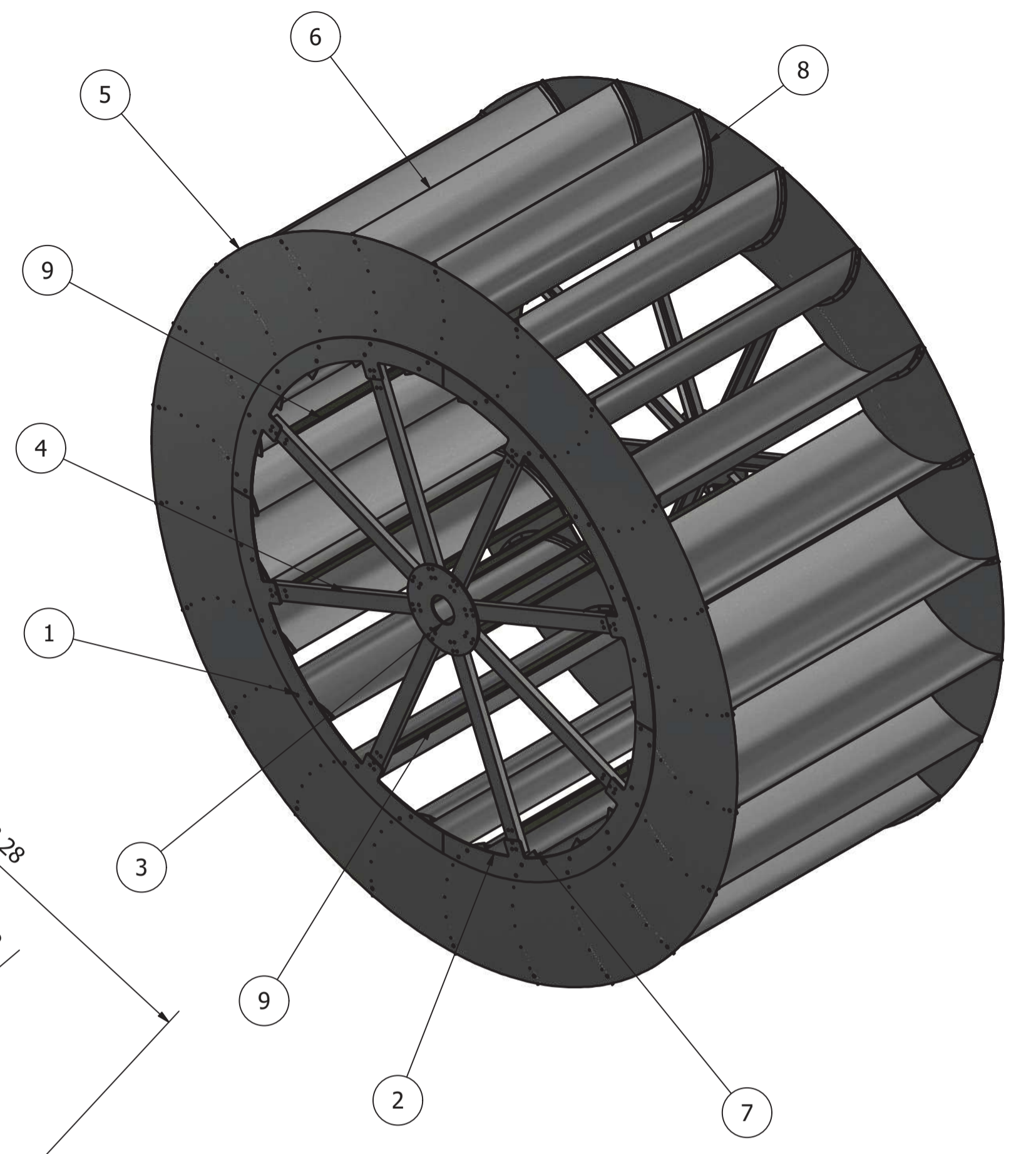
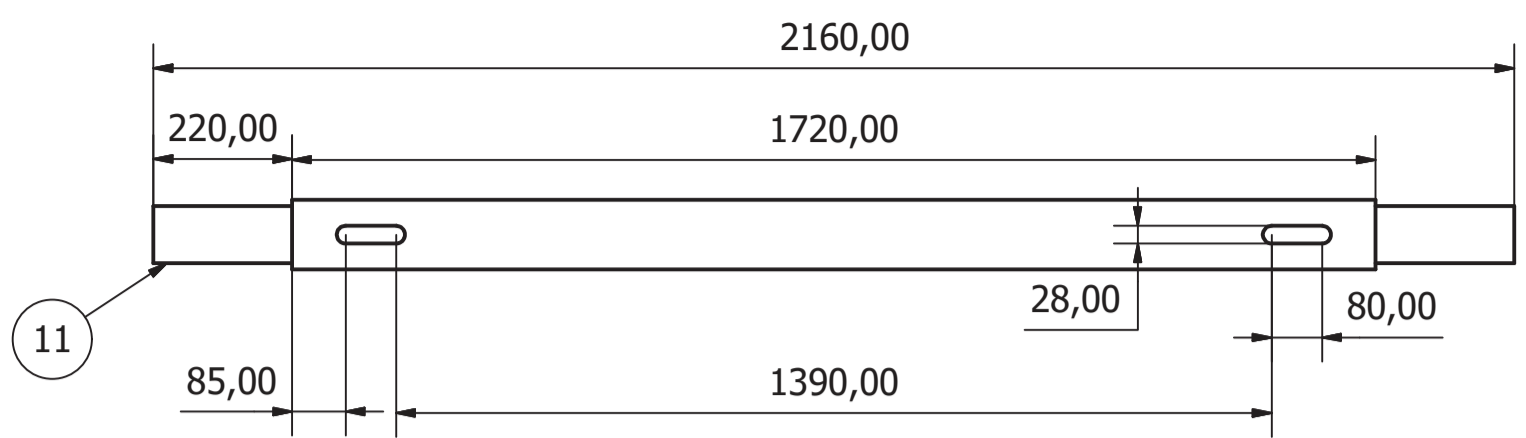
**APÊNDICE A – DESENHOS DETALHADOS**



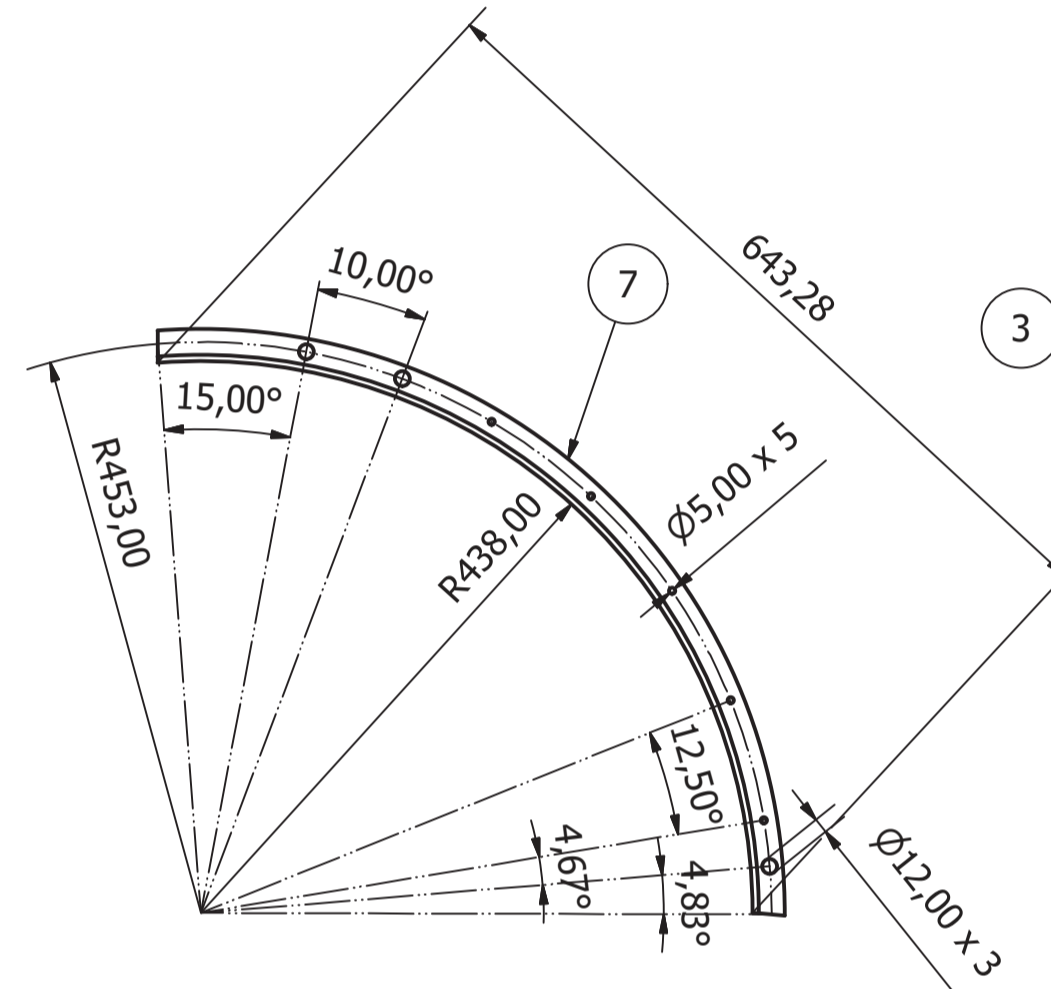
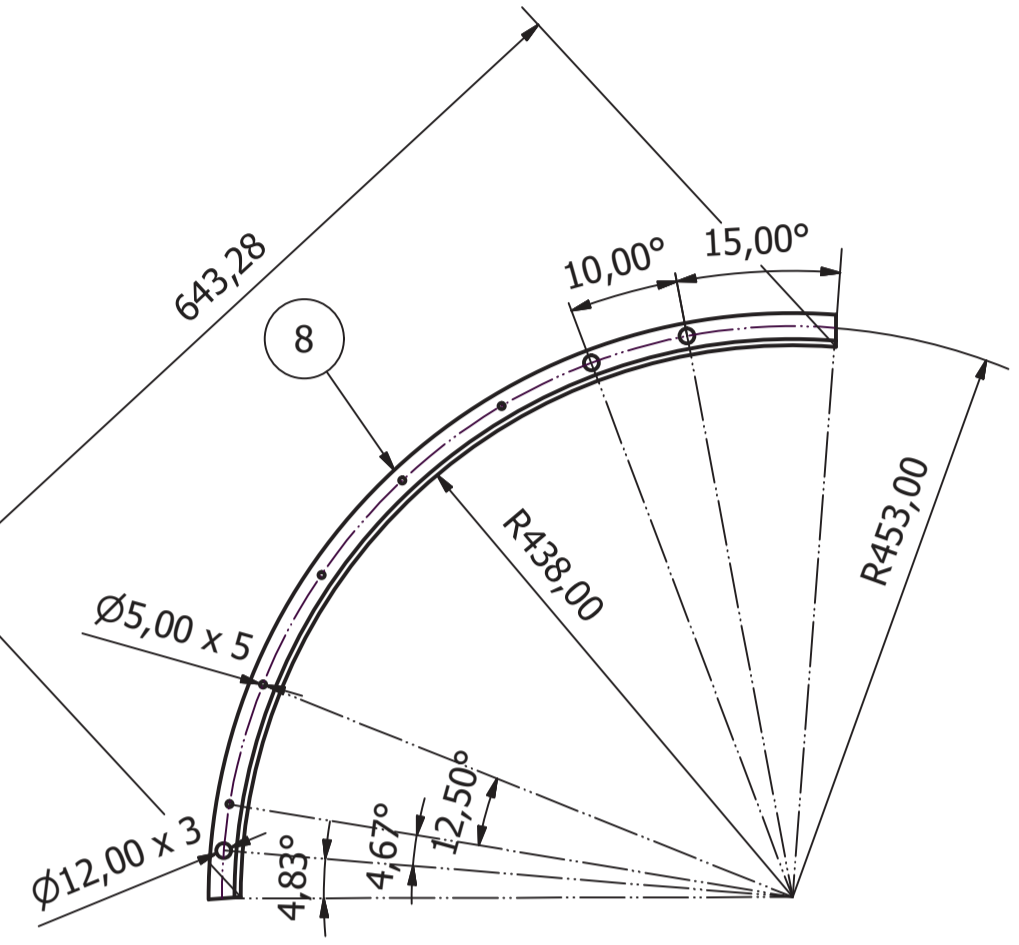
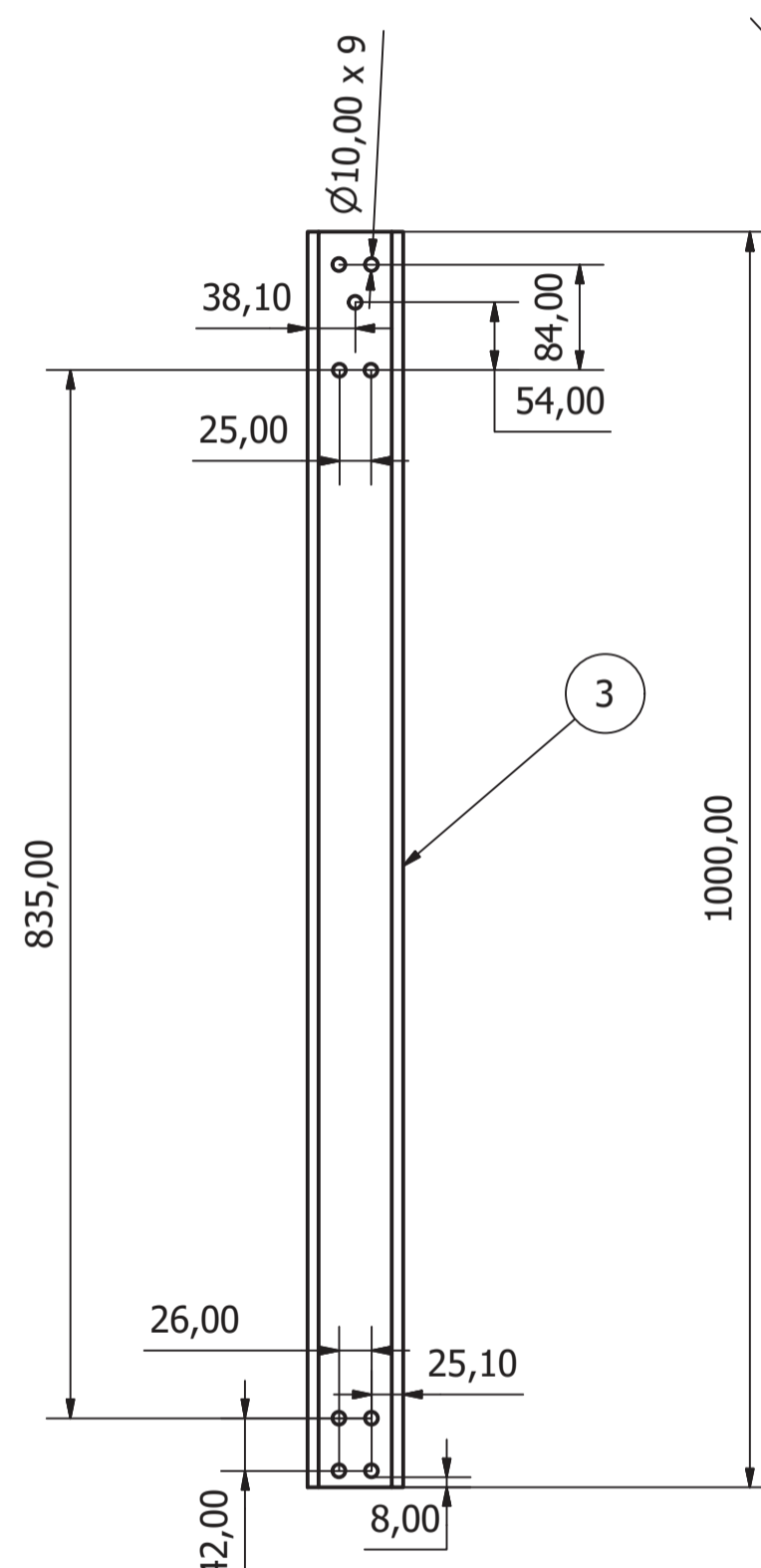
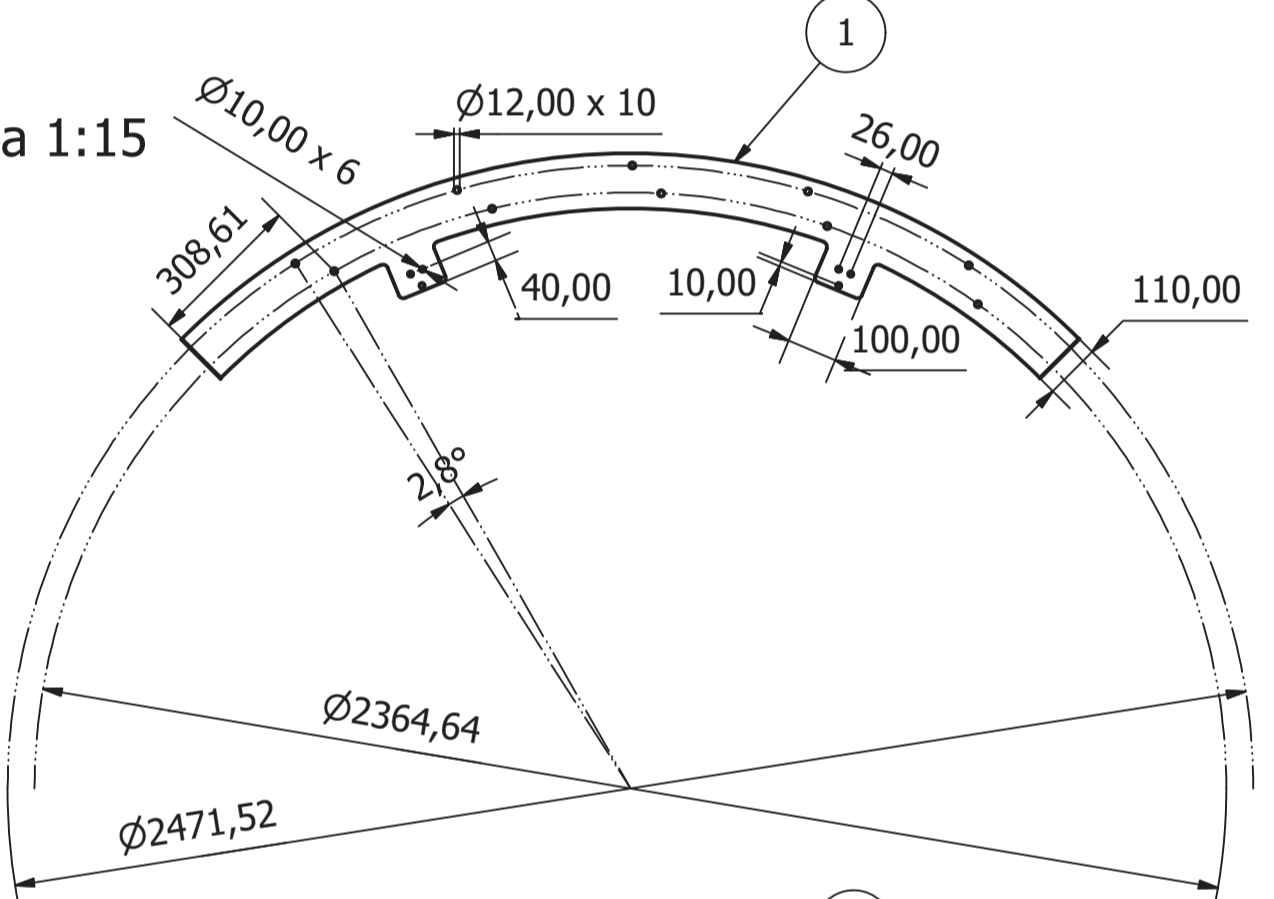
Escala 1:20



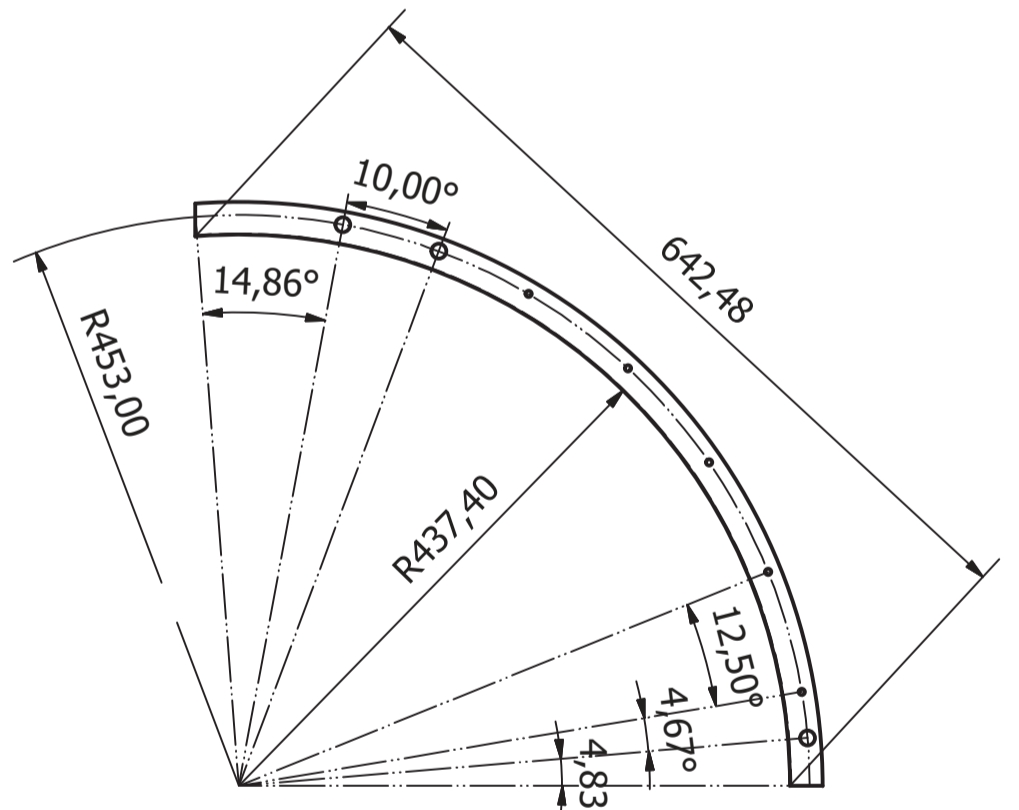
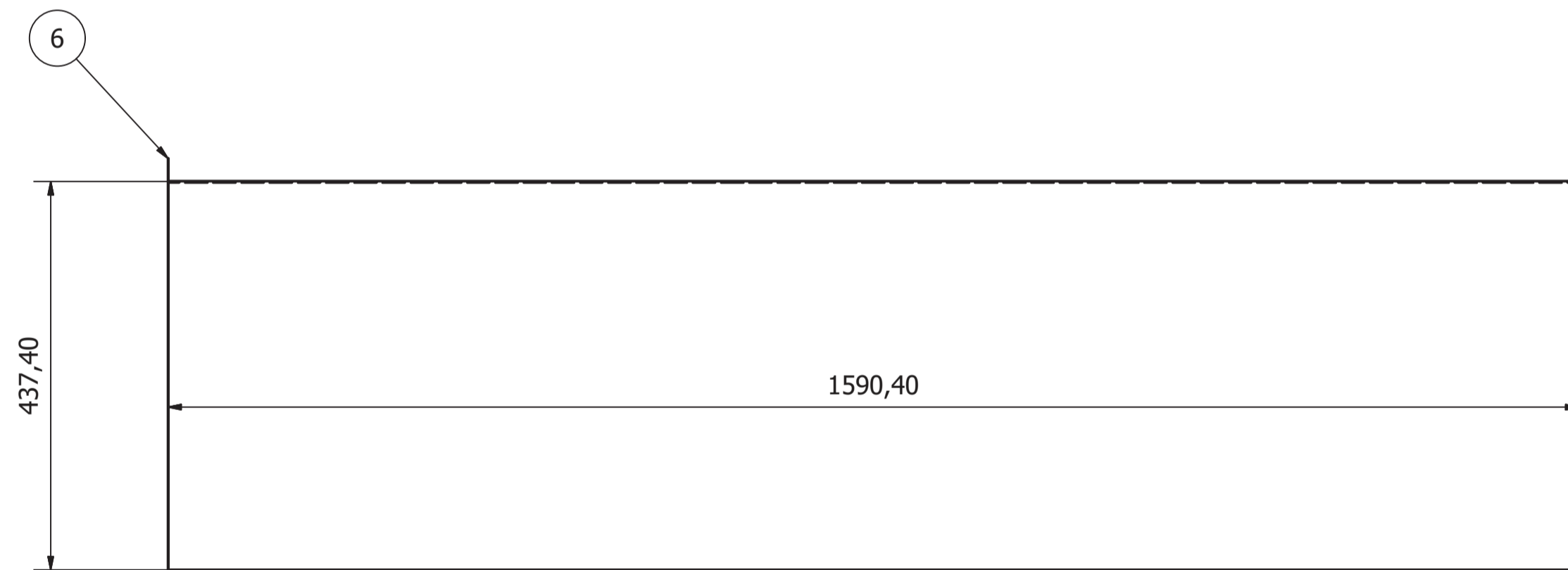
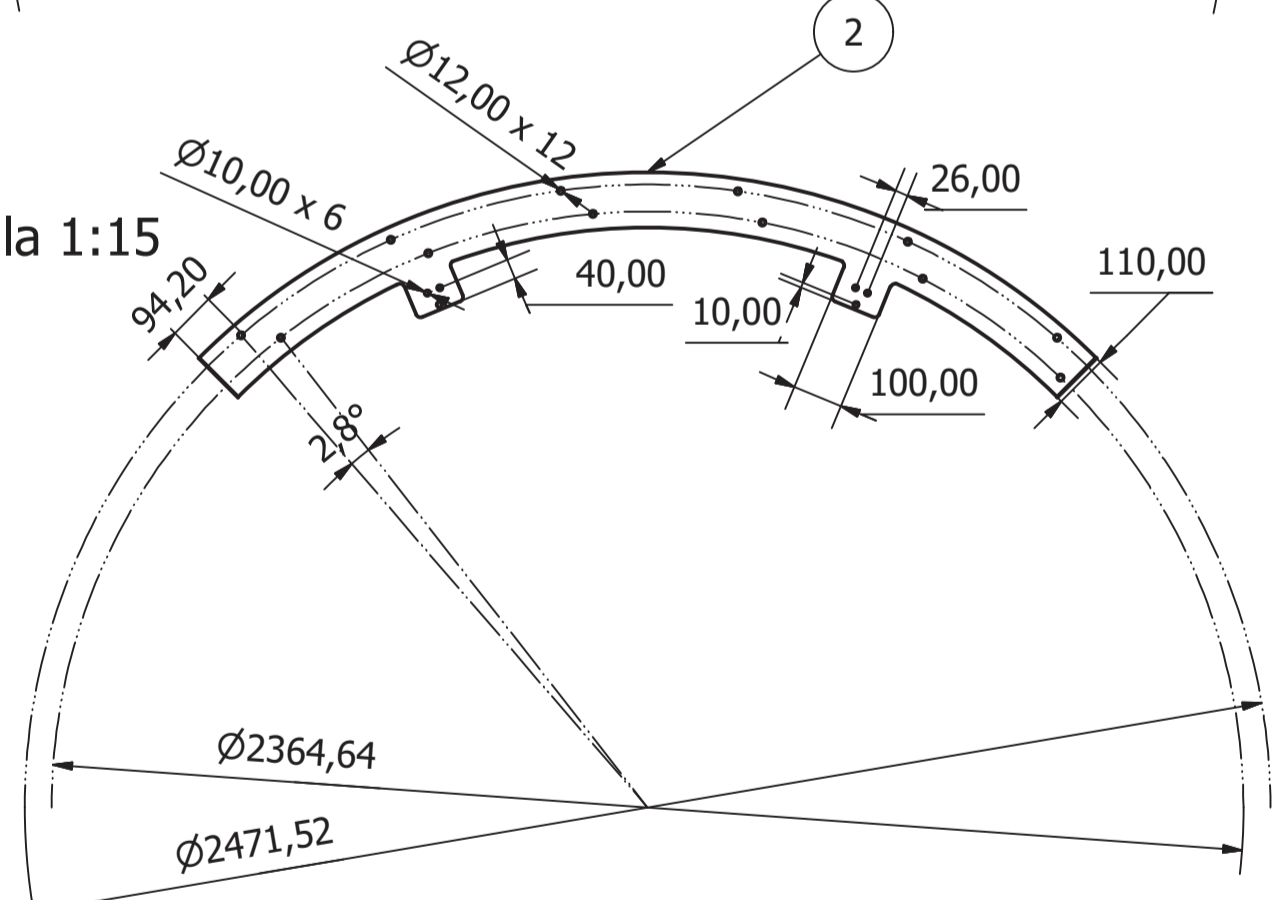
Lista de Furos			
Furo	Posição em X	Posição em Y	Diâmetro
A1	1182,08	23,91	Ø12,00 -0,30 DEEP
A2	1232,88	84,36	Ø12,00 -0,30 DEEP
A3	1705,78	190,24	Ø12,00 -0,30 DEEP
B1	1293,40	135,07	Ø5,00 -0,30 DEEP
B2	1379,91	182,45	Ø5,00 -0,30 DEEP
B3	1474,63	209,98	Ø5,00 -0,30 DEEP
B4	1573,06	216,35	Ø5,00 -0,30 DEEP
B5	1670,53	201,28	Ø5,00 -0,30 DEEP



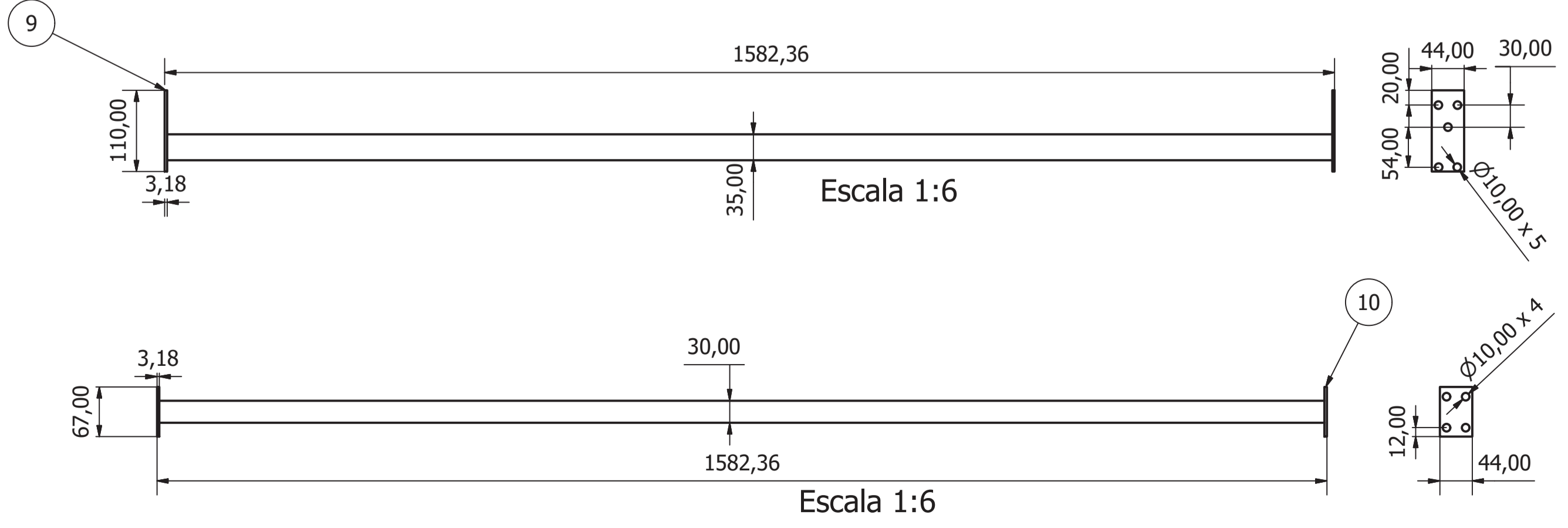
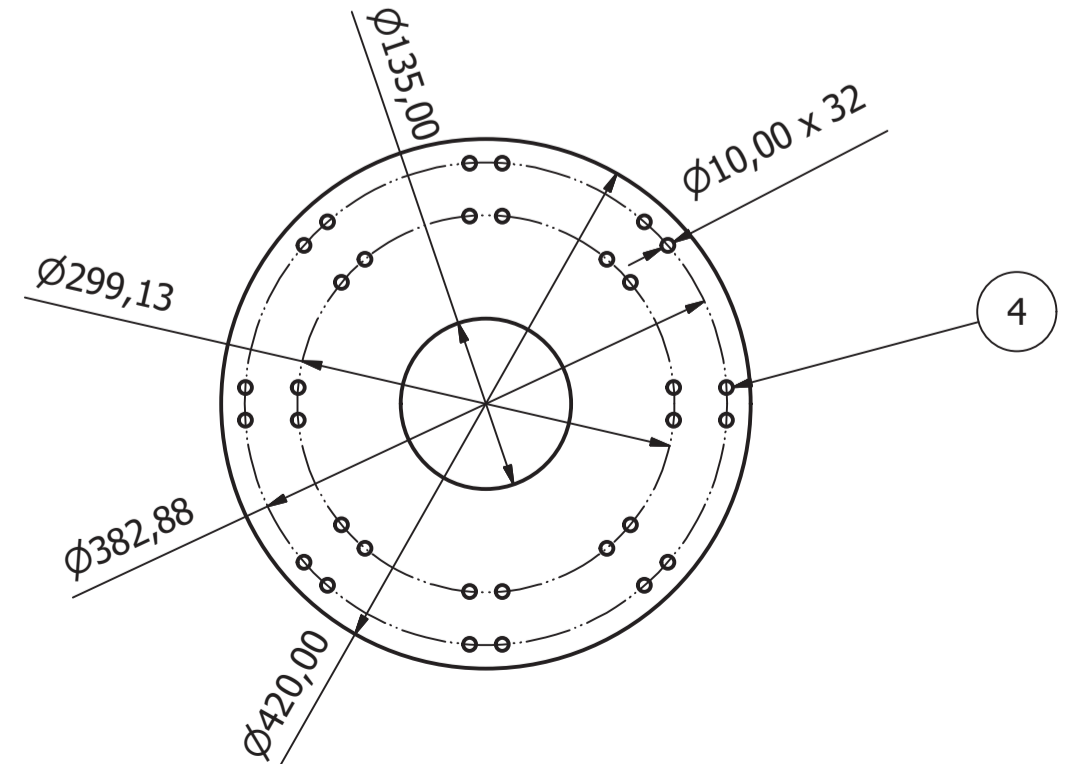
Escala 1:15



Escala 1:15

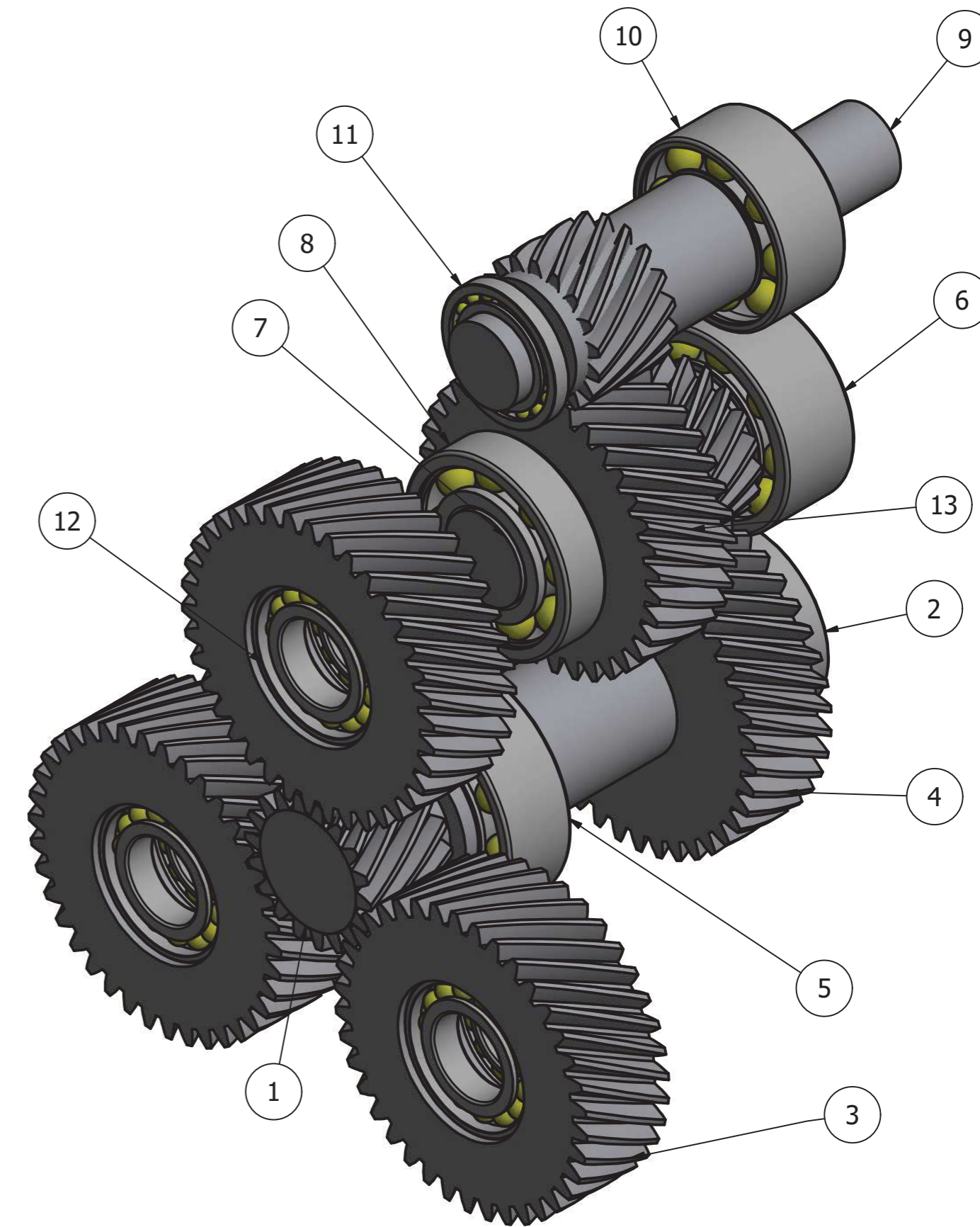
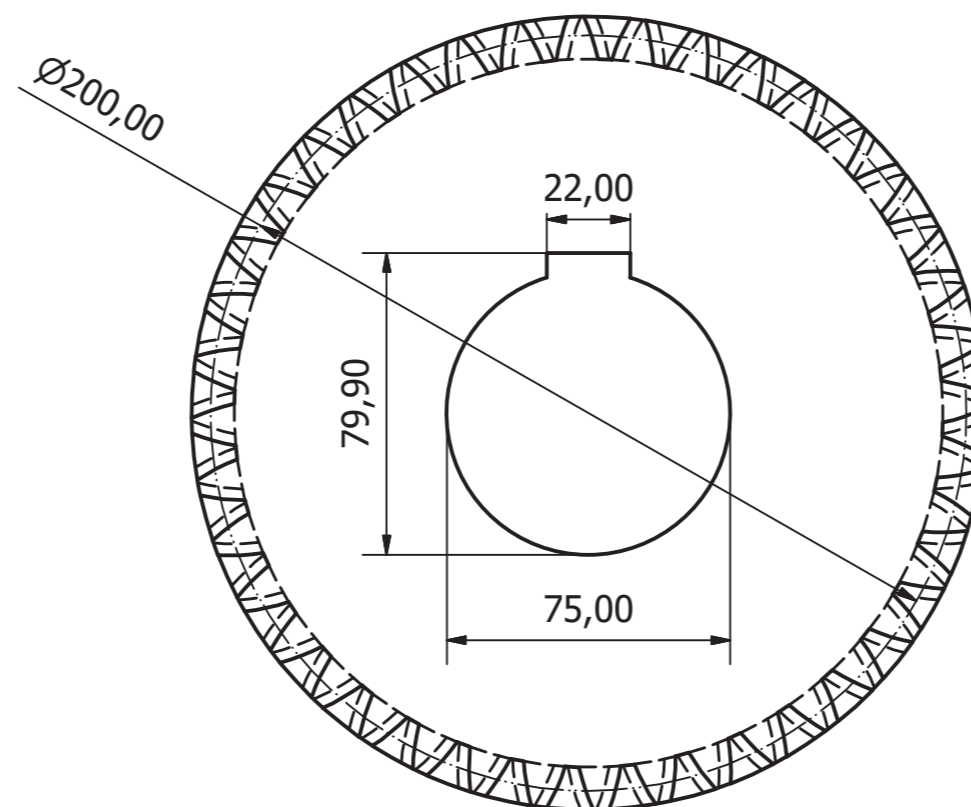
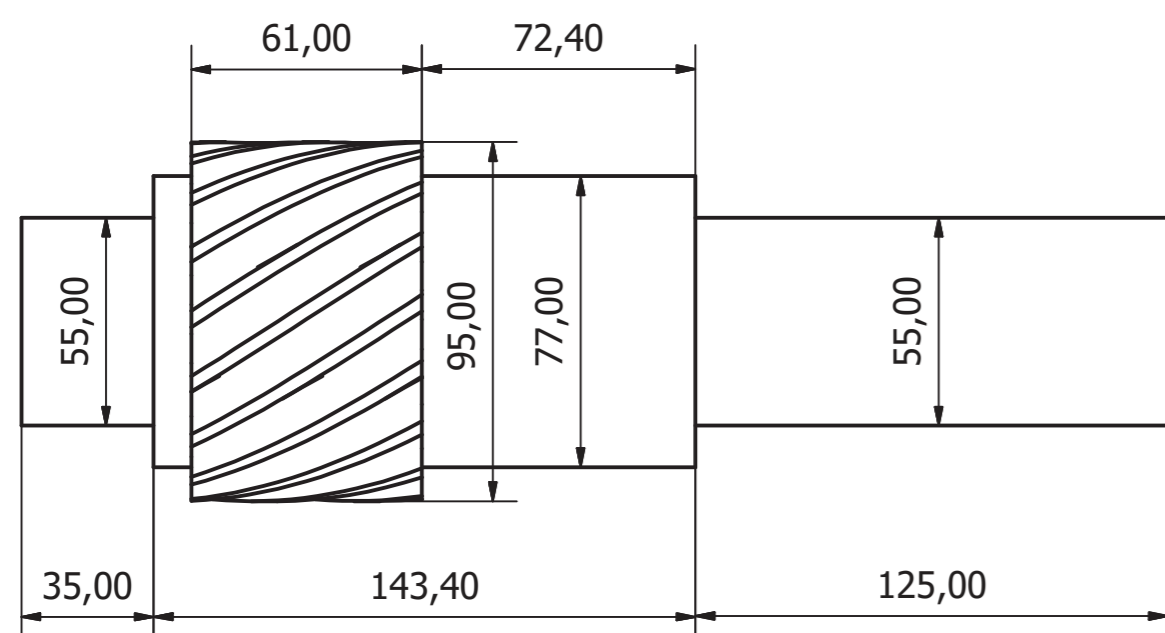
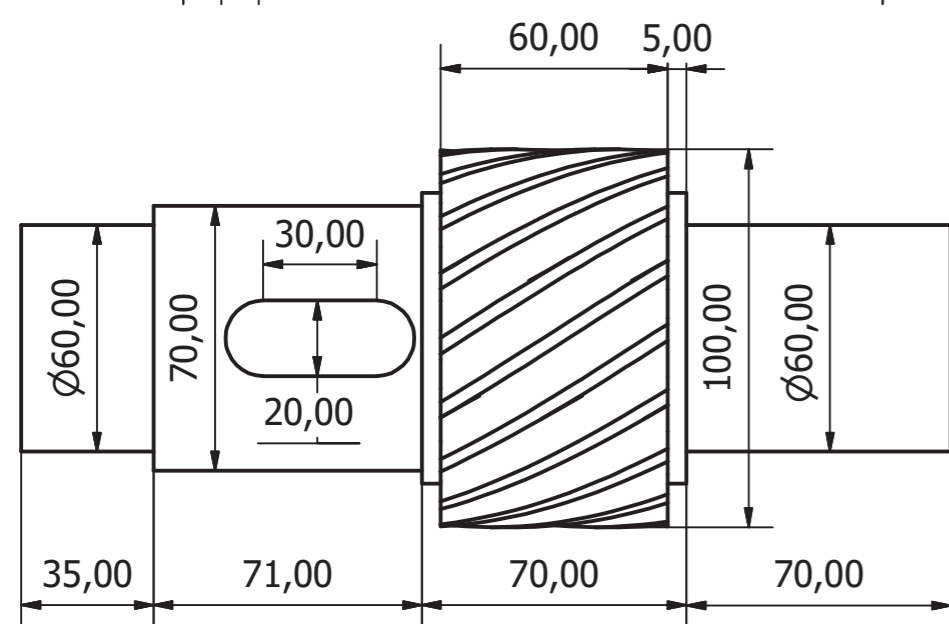
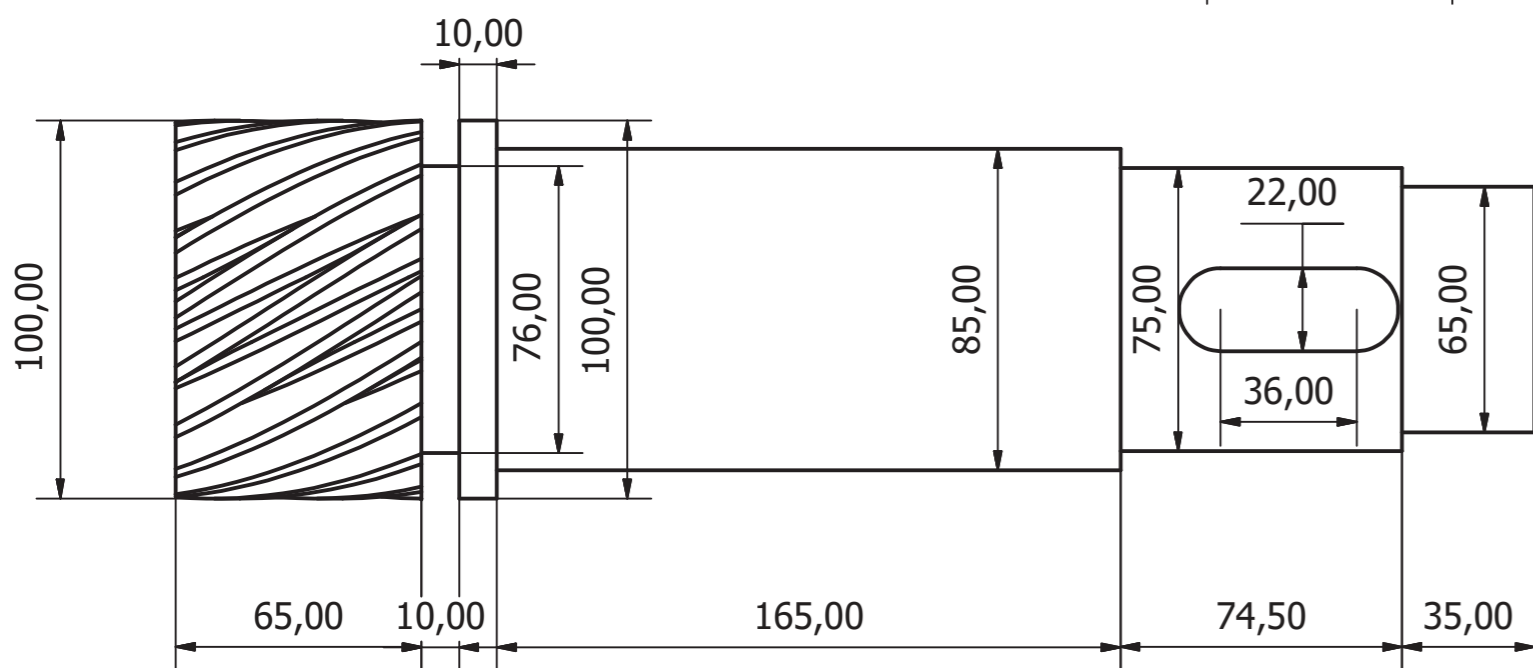
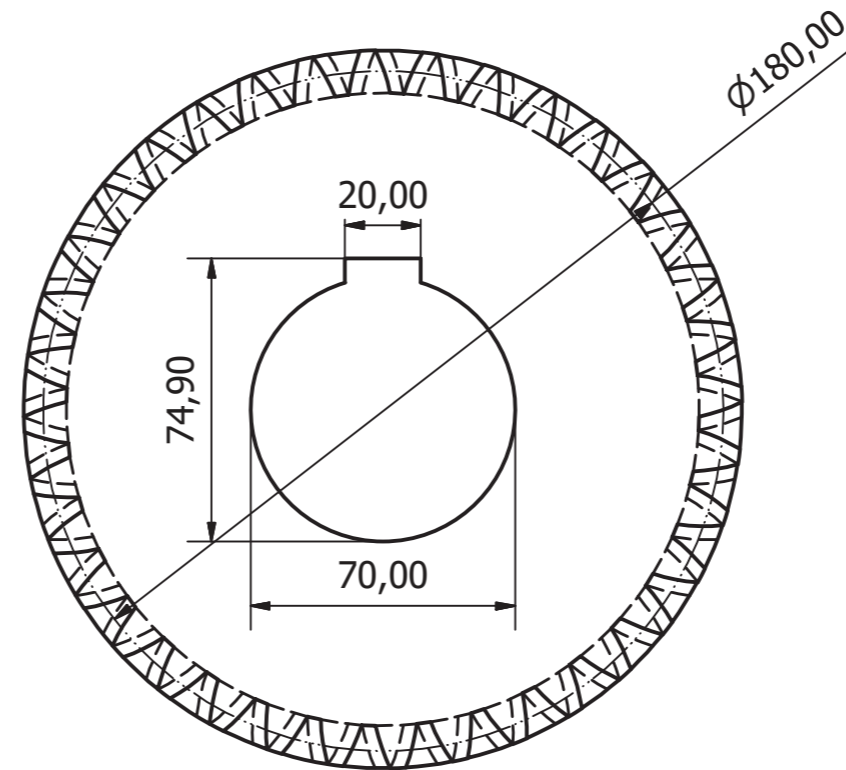
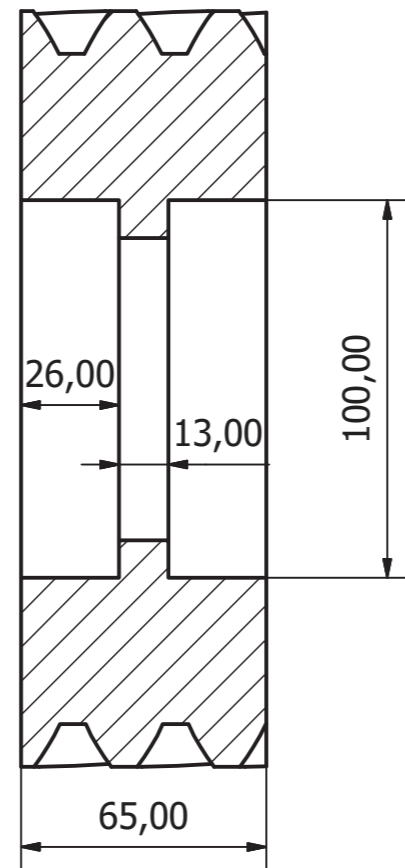
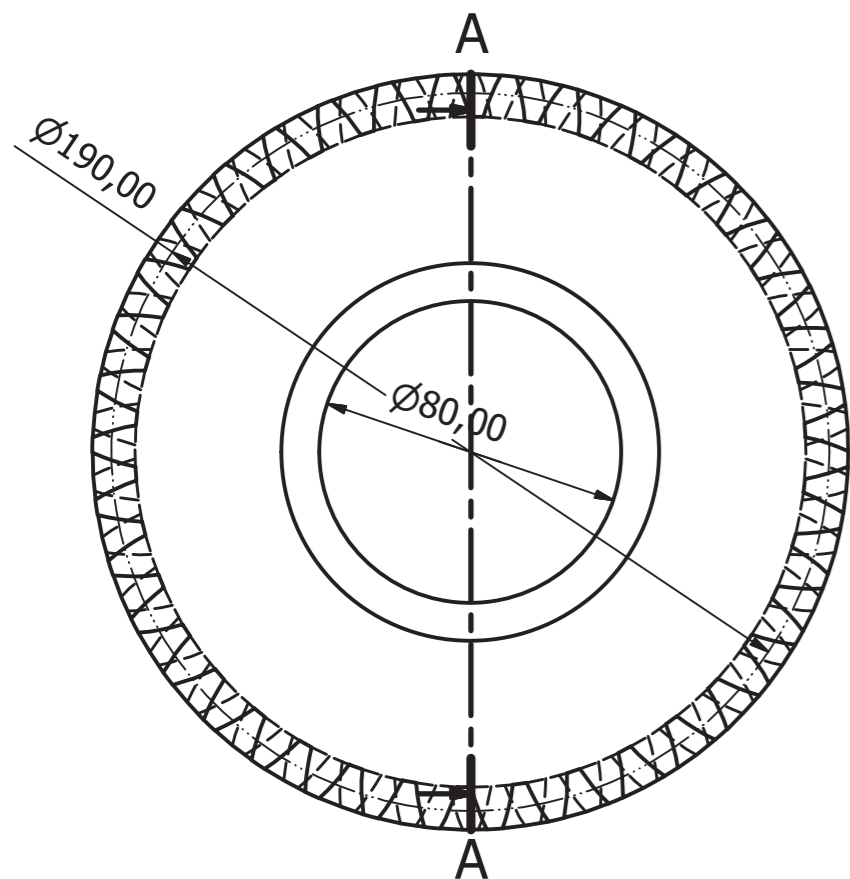


Escala 1:6



ITEM	QTD	Peça	Descrição
11	1	Eixo da roda	4140 - Recozido a 1450 °F
10	8	Haste Inferior	Tubo quadrado 30x20x0,9
9	8	Haste Superior	Tubo retangular 35x25x1,2
8	22	Suporte para pá - Lado B	Perfil L 1"
7	22	Suporte para pá - Lado A	Perfil L 1"
6	22	Pá	Chapa 0,6 mm
5	2	Lateral	Chapa 0,3 mm
4	16	Suporte Estrutural Central	Chpa redonda 3/8 "
3	2	Raio	Perfil U 3"
2	4	Suporte Estrutural - lado B	Semi-círculo 5/16 "
1	4	Suporte Estrutural - lado A	Semi-círculo 5/16 "

A-A (1:2)



ITEM	QTD	Denominação	Descrição
13	1	Engrenagem 5	36 dentes. 4340 Cementado e temperado. 45HRC
12	6	Rolamento 7211 BECBPH	SKF
11	1	Rolamento 16011	SKF
10	1	Rolamento 3311A	SKF
9	1	Eixo do último estágio	17 dentes. 4140 - temperado e revenido a 400°F
8	1	Rolamento 6312	SKF
7	1	Eixo que liga estágios 2 e 3	18 dentes. 4140 - temperado e revenido a 400°F
6	1	Rolamento 3312A	SKF
5	1	Rolamento 3217A	SKF
4	1	Engrenagem 3	40 dentes. 4340 Cementado e temperado. 55HRC
3	3	Engrenagem Planeta	38 dentes. 4340 Cementado e temperado. 55HRC
2	1	Rolamento 6213	SKF
1	1	Eixo que liga estágios 1 e 2	18 dentes. 4140 - temperado e revenido a 400°F
ITEM	QTD	Denominação	Descrição

## APÊNDICE B – PARÂMETROS E GEOMETRIA DA RODA HIDRÁULICA

### Geometria da roda e do canal

Variável	Resultado
Profundidade das pás $d$ (mm)	598
Raio de curvatura da pá $r$ (mm)	438
Posição de saída $\beta$	30,313 °
Posição de entrada $\alpha$	67,869 °
Base inferior do canal e a entrada $A$ (m)	1,111
Elevação da inclinação do bordo de entrada $x$ (mm)	202
Comprimento da inclinação do bordo de entrada $x_1$ (mm)	300
Largura das pás $b_p$ (m)	1,591
Largura do canal de entrada $b_e$ (m)	1,65
Largura do canal de saída $b_s$ (m)	1,8

Fonte: Autoria Própria

### Ângulo das Pás

Ângulo	Resultado (°)
$\alpha$	34
$\delta$	59,687
$\varphi$	33,869
B	120,313
C	25,818

Fonte: Autoria Própria

### Velocidades e Alturas

Variável	7,095 rpm	8,185 rpm
Velocidade absoluta $V$ (m/s)	2,577	2,973
Velocidade tangencial $V_t$ (m/s)	1,3	1,5
Velocidade relativa $W$ (m/s)	1,664	1,919
Velocidade $V_3$ (m/s)	1,637	2,207
Velocidade $V_1$ (m/s)	0,873	0,951
$h_e$ (mm)	299	259
$y_1$ (mm)	486	446
$y_3$ (mm)	259	192,209
$a_c$ (mm)	287	275

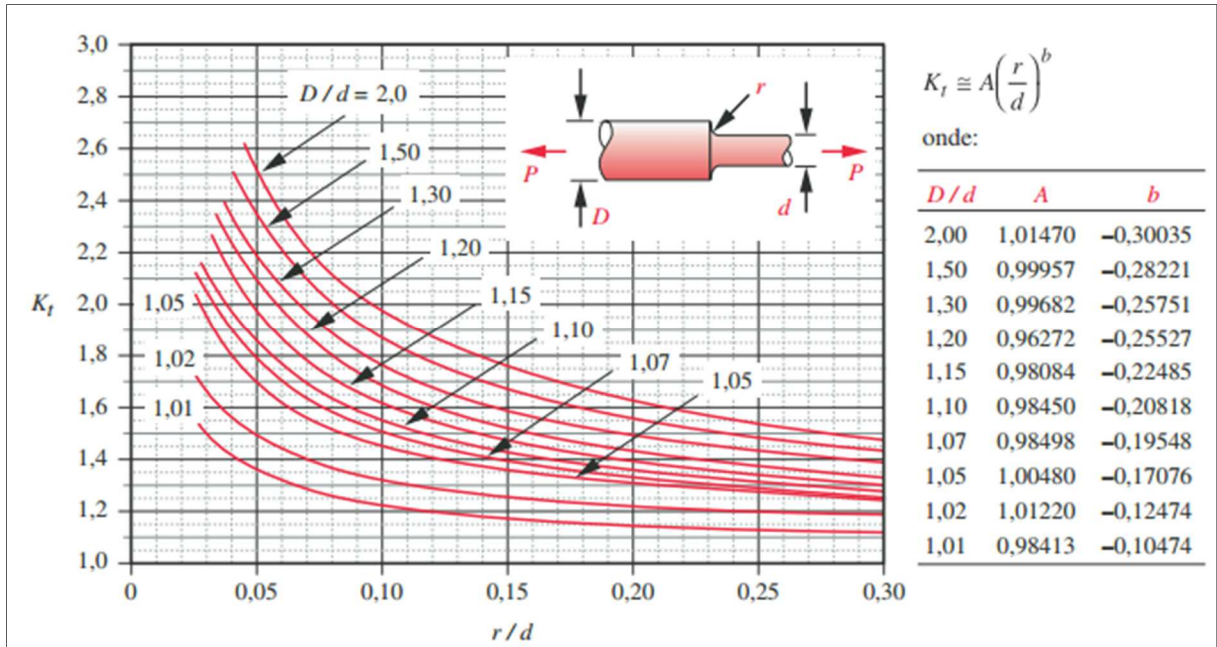
Fonte: Autoria Própria





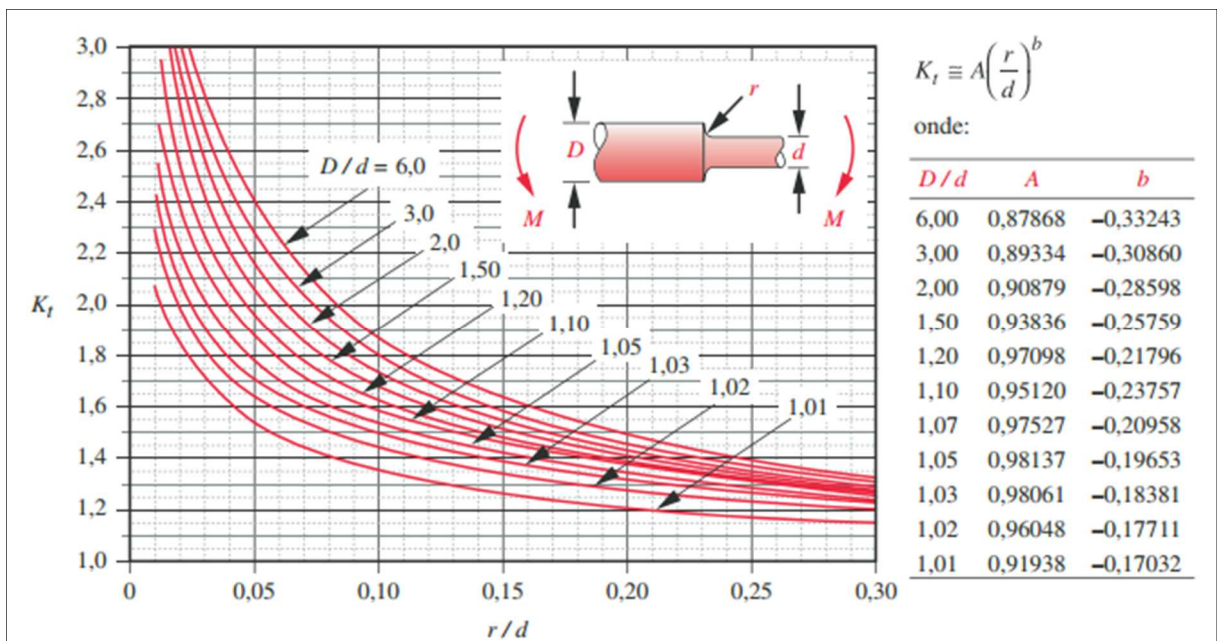
## ANEXO A – FATORES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO

Fator geométrico de tensão para um eixo com rebaixo em tração axial



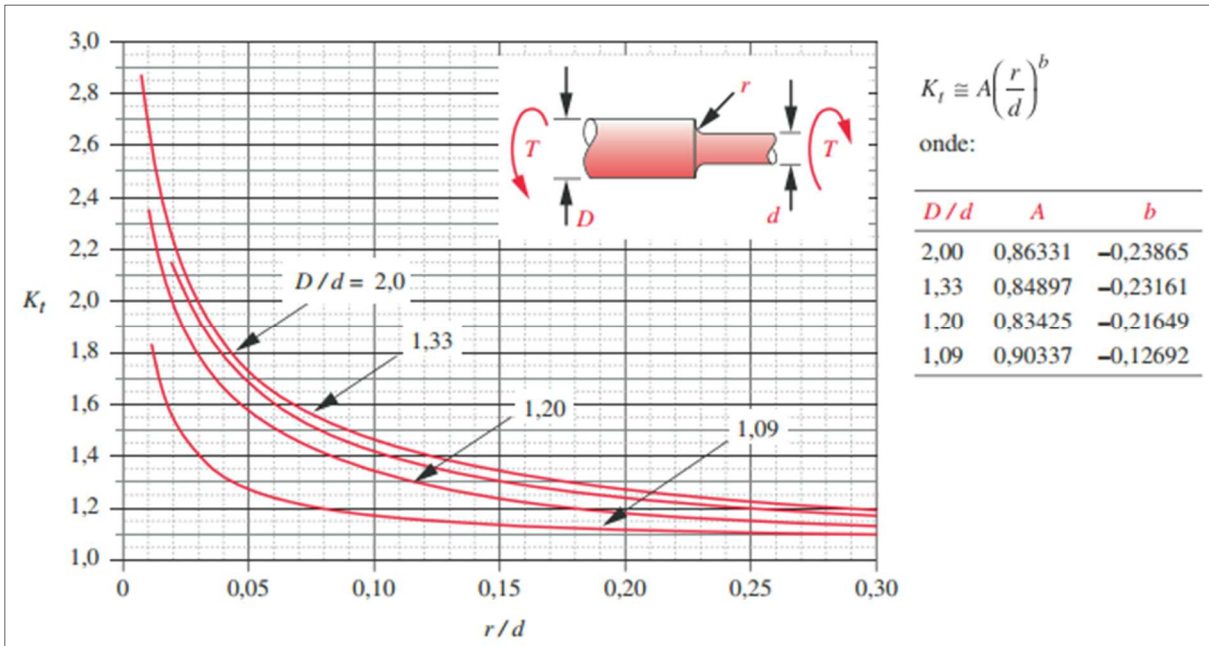
Fonte: Norton (2013)

Fator geométrico de tensão para um eixo com rebaixo em flexão



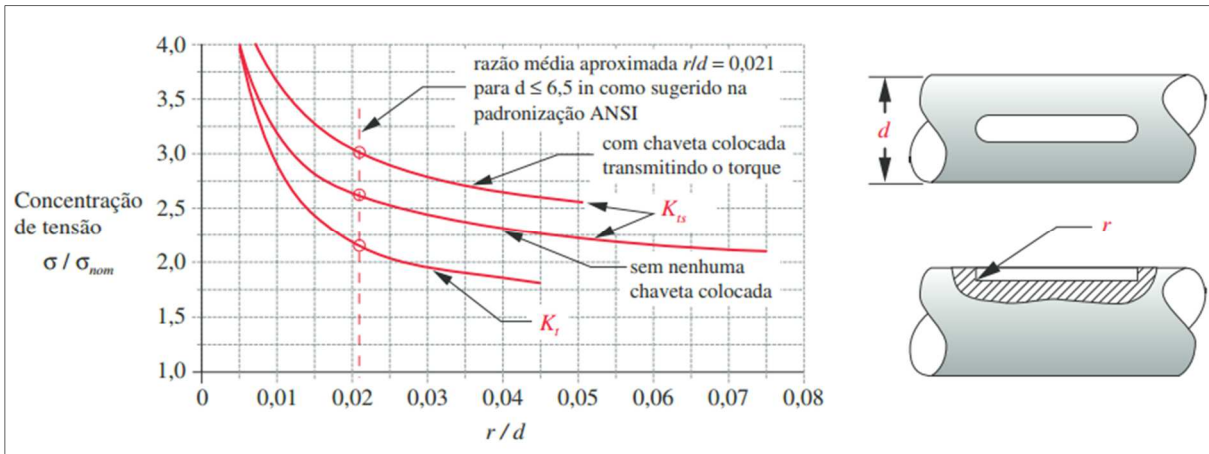
Fonte: Norton (2013)

Fator geométrico de tensão para um eixo com rebaixo em torção



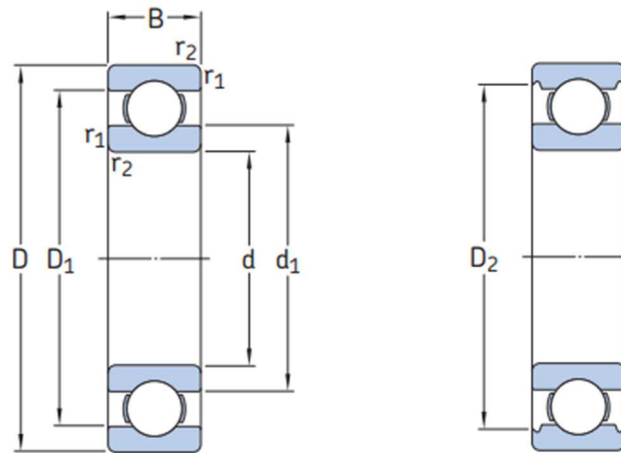
Fonte: Norton (2013)

Fator geométrico de tensão para uma chaveta

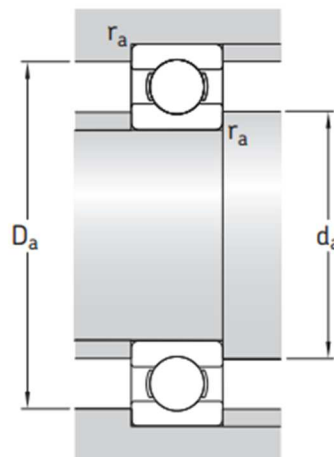


Fonte: Norton (2013)

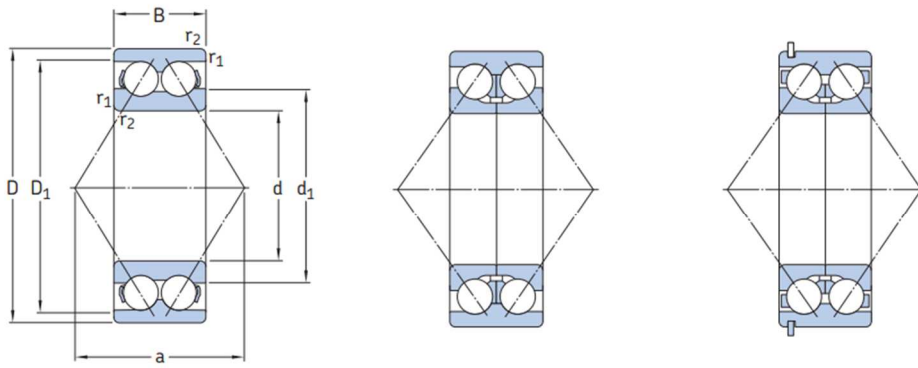
## ANEXO B – ROLAMENTOS



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga $P_u$	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática $C_0$		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
<b>65</b>	120	23	58,5	40,5	1,73	12 000	7 500	1	* 6213
<b>60</b>	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* 6312
<b>55</b>	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011



Dimensões					Dimensões de encosto e raio			Fatores de cálculo	
d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> mín.	d <sub>a</sub> mín.	D <sub>a</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>
mm					mm			-	
<b>65</b>	83,3	103	106	1,5	74	111	1,5	0,025	15
<b>60</b>	81,8	108	113	2,1	72	118	2	0,03	13
<b>55</b>	67	78,1	-	0,6	58,2	86,8	0,6	0,02	14

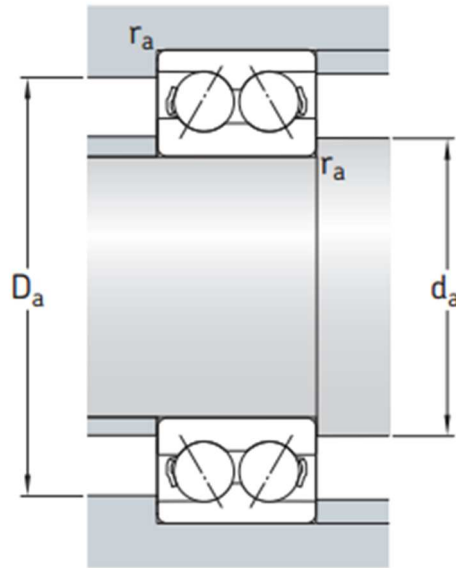


32..A, 33..A

33..D

33..DNRCBM<sup>1)</sup>

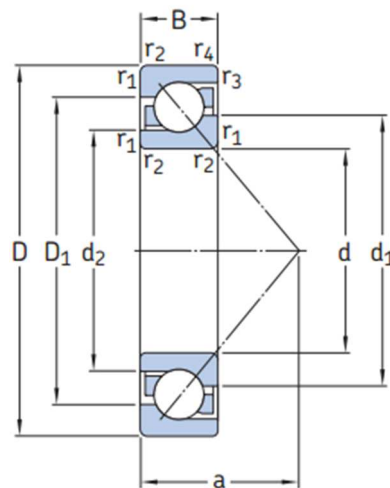
Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga $P_u$	Classificações de velocidade		Massa	Designações <sup>2)</sup>	
d	D	B	dinâmica C	estática $C_0$		Velocidade de referência	Velocidade-limite		Rolamento com gaiolas de metal	gaiola em poliamida
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
85	150	49,2	124	110	4,4	3 600	3 800	3,4	3217 A	-
60	130	54	127	95	4,05	5 000	5 000	2,8	* 3312 A	-
55	100	33,3	60	47,5	2	6 300	6 300	0,91	* 3211 A	* 3211 ATN9



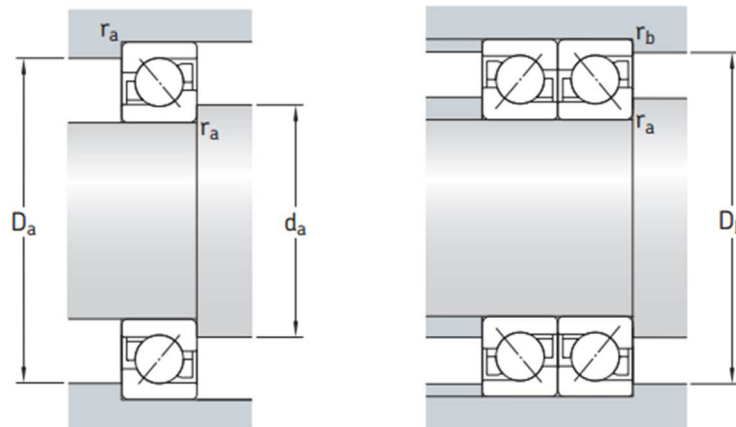
Dimensões

Dimensões de encosto e raio

d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	a	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.
mm					mm		
85	104	128	2	88	96	139	2
60	74,3	118	2,1	78	72	118	2
55	63,2	92,3	1,5	57	63	91	1,5



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga $P_u$	Classificações de velocidade		Massa	Designações <sup>1)</sup> Rolamento de pareamento universal	Rolamento de projeto básico
d	D	B	dinâmica C	estática $C_0$		Velocidade de referência	Velocidade-limite			
mm			kN		kN	r/min	kg	-		
55	100	21	49	40	1,66	8 000	8 000	0,62	* 7211 BECBPH	-

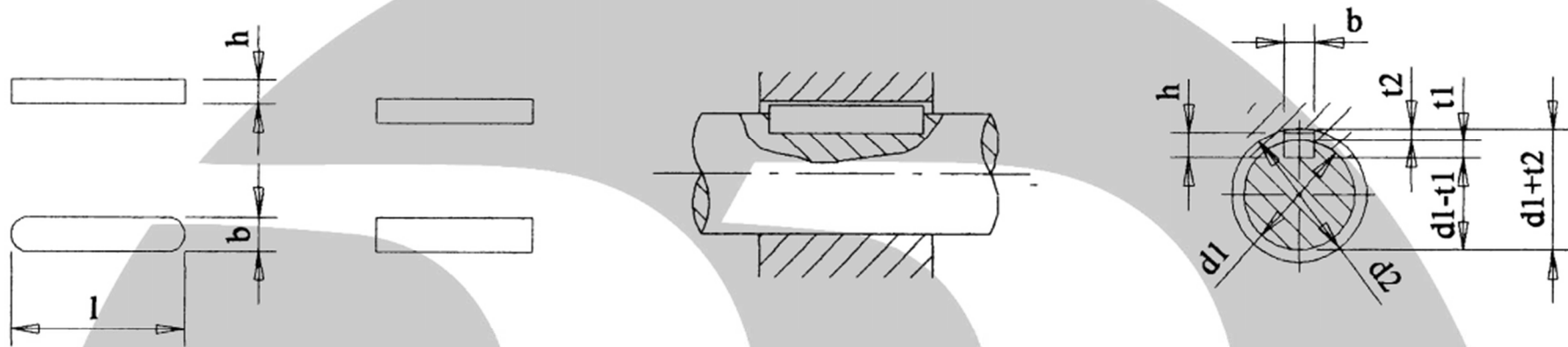


Dimensões							Dimensões de encosto e raio				
d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	D <sub>b</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.	r <sub>b</sub> máx.
mm							mm				
55	72,7	63,6	83,3	1,5	1	43	64	91	94	1,5	1



ANEXO C – DIMENSÕES DA CHAVETA

 <b>REZLER</b>	<b>CHAVETAS PARALELAS</b>	<b>DIN 6885</b>
--	---------------------------	-----------------



SEÇÃO DE CHAVETAS PARALELAS (Aço de acordo com DIN 6880)		Base b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
Altura h		h	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14	16	18	20	22	25	28	32	32	36	40	45
Para eixos com diâmetro (d1)		acima	6	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380
		até	8	10	12	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
Rasgo no eixo	Largura b	Ajuste apertado P9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
	Profundidade	Ajuste deslizante N9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
		t1	1,2	1,8	2,5	3	3,5	4	5	5	5,5	6	7	7,4	9	9	10	11	12	13	15	17	20	20	22	25	28
		tolerância			+ 0,1								+ 0,2										+ 0,3				
Rasgo no cubo	Largura b	Ajuste apertado P9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
	Profundidade	Ajuste deslizante JS9	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90
		t1	0,5	0,9	1,2	1,7	2,2	2,4	2,4	2,4	2,9	3,4	3,4	3,9	4,4	4,4	4,4	5,4	6,4	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1	11,1	13,1	14,1
		tolerância			+ 0,1								+ 0,2										+ 0,3				
d2 mínimo			2,5	3,5	4	5	6	8	8	8	9	11	11	11	14	14	16	18	21	23	26	28	32	32	36	40	45





## ANEXO D – GERADOR



### REAL SHOT



### SPECIFICATIONS

Technical Details	
Rated Power(KW):	5
Rated Speed(RPM):	200
Rated Torque(N*M):	238.75
Rated Voltage(V):	DC230
Rated Current(A):	21.74
Insulation Class:	F
Efficiency ( > % ) :	85
PMG Collocation:	Y Connection, Three Phase Three Wires, Alternator
Service Life:	More Than 20 years
Working Environment:	-25Centigrade—40Centigrade
Speed Range:	0-240rpm
Mechanical Details	
Mounting Means:	Horizontal
Weight(Kg):	175
Start Torque( < N*M):	4.8
Mechanical Details	
Mounting Means:	Horizontal
Weight(Kg):	175
Start Torque( < N*M):	4.8
Material Details	
Shaft Material:	45# Carbon Round Steel with quenching and tempering Treatment40Cr Steel with quenching and tempering Treatment
Bearing:	C&U or for your order
Shell Material:	Casting
Winding Temperature Class:	150 Centigrade
Permanent Magnet Material:	Rare Earth NdFeB
Permanent Magnet Material Temperature Class:	150 Centigrade
Core:	High Grade Cold Rolling Silicon Sheet 50WW470
Protection Grade:	IP54

Fonte: Disponível em

<https://amgps.pt.aliexpress.com/store/713295?spm=a2g03.search0104.3.4.iZuPhw>