

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CAMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

JHEFFERSON RAFAEL MACEDO
LUCAS ROBERTO CÉLICO

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DE REDUTOR PARA 15
TONELADAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016

JHEFFERSON RAFAEL MACEDO
LUCAS ROBERTO CÉLICO

DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DE REDUTOR PARA 15 TONELADAS

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, apresentado ao Curso Superior de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR do Campus de Cornélio Procópio, como requisito parcial para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Rogerio Akihide Ikegami

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016



Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Cornélio Procópio
Departamento Acadêmico de Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica



FOLHA DE APROVAÇÃO

Jhefferson Rafael Macedo
Lucas Roberto Célico

DESENVOLVIMENTO DE UM PROTÓTIPO DE REDUTOR PARA 15 TONELADAS

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 14:00 hs do dia 13 de junho de 2016 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

Prof(a). Dr(a). Rogério Akihide Ikegami - Presidente (Orientador)

Prof(a). Me(a). Adriano Silva Borges - (Membro)

Prof(a). Me(a). José Aparecido Lopes Junior - (Membro)

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.

Dedicamos este trabalho primeiramente a Deus, por ser essencial em nossas vidas, aos nossos familiares, e a todos os professores do curso, que foram muito importantes para desenvolvimento do nosso conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos a Deus, por nos dar saúde e força para superar os momentos difíceis e chegar onde estamos.

Reverenciamos o Professor Dr. Rogério Akihide Ikegami por sua dedicação e orientação deste trabalho, e por meio dele, reportamos a toda comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) pelo apoio.

Agradecemos ao Professor Dr. Adriano Silva Borges e ao Professor Me. Jose Aparecido Lopes Junior pelas orientações nas pesquisas realizadas, e pelos momentos de aprendizado.

A todas as empresas que contribuíram para a concretização dos resultados alcançados neste trabalho.

Agradecemos também as nossas famílias, pois acreditamos que sem eles seria muito difícil vencer esse desafio.

RESUMO

MACEDO, J. R.; CÉLICO, L. R. **Protótipo de um redutor coroa sem-fim para 15 toneladas**. 2016. 84 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Curso Superior de Engenharia Mecânica), Departamentos Acadêmicos de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Cornélio Procópio, 2016.

O presente trabalho de conclusão de curso se caracteriza com o projeto e fabricação de um redutor, utilizado em uma plataforma hidráulica, que tem como objetivo tracionar veículos com carga máxima de 15 toneladas.

O início deste estudo se deu acerca de assuntos relacionados a mecanismos, elementos de máquinas, e resistência dos materiais, sendo estas teorias de fundamental importância no desenvolvimento de componentes desse equipamento.

Todas as modelagens do projeto foram realizadas juntamente com o auxílio dos softwares SolidWorks, e AutoCad. Os cálculos foram realizados no Microsoft Office Excel, permitindo a criação de tabelas de dados com diferentes valores de entradas, com a finalidade de estudar o comportamento da transmissão em relação à mudança de variáveis.

Utilizando o sistema de transmissão Coroa e Parafuso Sem-Fim, foram dimensionados os componentes mecânicos (transmissão, mancais, eixos, rolamentos, etc.) que compõe o conjunto, através de cálculos específicos, procurando atender o mercado no seguimento de equipamentos hidráulicos.

Palavras chave: Redutor. Projeto Mecânico. Engrenagem. Sem-fim. Plataforma.

ABSTRACT

MACEDO, J. R.; CÉLICO, L. R. **15 ton crowl and worm gear winch prototype.** 2016. 84 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Curso Superior de Engenharia Mecânica), Departamentos Acadêmicos de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Cornélio Procópio, 2016.

The present graduation Project has the intention to manufacture a winch, used in hydraulic platforms, that has the purpose of pulling vehicles with gross weight of 15 tons.

The study began with mechanism related subjects, machining elements, resistance materials; therefore, the studies of these theories are of extreme importance in order to develop the components of this equipment.

The Project modeling was accomplished with computer aided software, such as Solidworks and Autocad. The calculation was done using Microsoft Excel, allowing the creation of spreadsheets with different inputs, with the purpose of studying and analyzing the behavior of the transmission in relation to several variables.

Using a crown and worm gear based transmission system; the mechanical components (transmission, bushings, bearings, axis, etc) were designed through specific calculation, with the purpose to supply the hydraulic equipment Market.

Keywords: Winch, mechanical Project, gears, endless gears, platform.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Rosca Sem-fim e Engrenagem	9
Figura 2 - Inclinação da plataforma.....	11
Figura 3 - Diagrama de corpo livre	12
Figura 4 – Estudo do Tambor	14
Figura 5 – Acoplamento Estriado.....	27
Figura 6 – Seções Transversais de Estrias Retas	28
Figura 7 - Lubrificação banho com salpico	31
Figura 8 – Engrenagem 3D	32
Figura 9 – Eixo Sem-Fim 3D	33
Figura 10 – Carcaça da transmissão 3D	33
Figura 11 – Eixo Árvore	34
Figura 12 – Cubo da Engrenagem	34
Figura 13 - Transmissão 3D	35
Figura 14 – Montagem Completa.....	35
Figura 15 – Fabricação do Conjunto de Transmissão	36
Figura 16 – Processo de Fundição da Engrenagem	37
Figura 17 – Usinagem do Eixo Sem-Fim	38
Figura 18 – Soldagem do Tambor/Carretel	39

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	OBJETIVOS	10
1.2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	10
2	PROJETO	11
2.1	CONSIDERAÇÕES DE PROJETO	11
2.2	DIMENSIONAMENTO DO CABO DE AÇO	13
2.3	TORQUE DE SAÍDA	14
2.4	DIMENSÕES DA TRANSMISSÃO	14
3	ANÁLISE DE TENSÃO – EQUAÇÃO AGMA	20
4	CALCULO DE DESGASTE	23
5	DIMENSIONAMENTO DE EIXOS	25
6	ESTRIAS	27
7	ROLAMENTOS	29
8	LUBRIFICAÇÃO	31
9	MODELAGEM	32
10	FABRICAÇÃO	36
10.1	PROCESSO DE FUNDIÇÃO	36
10.2	PROCESSO DE CORTE A PLASMA	37
10.3	PROCESSO DE USINAGEM	38
10.4	PROCESSO DE SOLDAGEM	39
11	CONCLUSÃO	40

1 INTRODUÇÃO

Redutores abrangem uma grande gama de modelos podendo variar suas toneladas de reduções, no entanto estudam-se os de médio porte podendo variar de 10 a 20 toneladas.

O início deste estudo se deu acerca de assuntos relacionados a mecanismos e elementos de máquinas, sendo estas teorias de fundamental importância no desenvolvimento de componentes desse equipamento.

Segundo Norton (2010, p. 488) para obter elevadas reduções utilizam-se transmissões por engrenagens, sendo os mais utilizados trens de engrenagens, planetárias, rosca sem fim e coroa.

O desenvolvimento de uma transmissão por rosca sem-fim e engrenagem conforme mostrado na Figura 1, dispõe de um conjunto que possui alta relação de transmissão, onde a rosca possui normalmente um único dente, e a relação se dá através de um para o número de dentes da coroa (NORTON, 2010, p. 490).

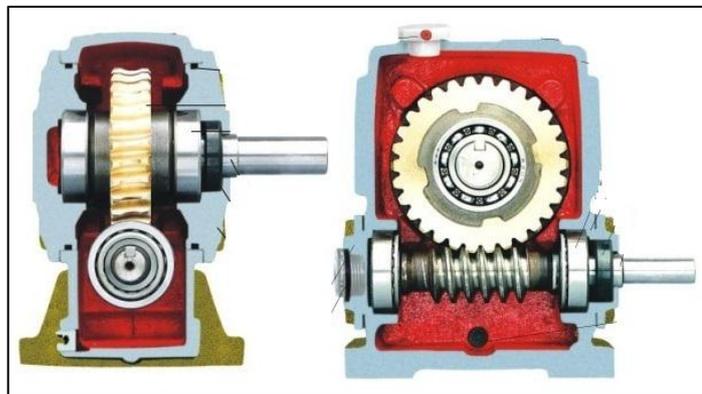


Figura 1 – Rosca Sem-fim e Engrenagem
Disponível em: <alinetrading.com.au/product-catalogue>
Acesso em: 09/03/2016

O trabalho tem a finalidade de apresentar os cálculos de desenvolvimento do redutor de 15 toneladas, enfatizando nos elementos de transmissão (engrenagem e rosca sem-fim) e nas principais partes do equipamento como os eixos, acoplamentos, rolamentos, lubrificantes, cabo de aço, modelagem 3D e fabricação.

1.1 OBJETIVOS

Projetar e Calcular os materiais e métodos para fabricação de uma redução de 15 toneladas, utilizando o sistema coroa e rosca sem fim semelhante à Figura 1.

Identificar as peças adequadas que irão conter no projeto/fabricação; Dimensionar os componentes dentro de normas (fator de segurança); Confeccionar um protótipo; e comparar com os modelos já existentes.

1.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A terminologia para os dentes de engrenagens retas está ilustrada conforme o “ANEXO A”. Os números mínimos recomendados pela AGMA para dentes de engrenagem sem-fim como uma função do ângulo de pressão são mostrados no “ANEXO B”. A nomenclatura de um par sem-fim é mostrada no “ANEXO C”. É comum especificar o ângulo de avanço λ no sem-fim e o ângulo de hélice ψ_G na coroa; ambos são iguais para um ângulo entre eixos de 90° . O ângulo de avanço do parafuso é o complemento do ângulo de hélice da coroa (SHIGLEY, 2005, p. 647).

Outra vantagem desse tipo de transmissão sem-fim sobre outros é sua habilidade de ser autotravante (Norton, 2013, p. 769).

O sem-fim é bastante tensionado e requer um aço endurecido. Aços de baixo carbono, como AISI 1020, 1117, 8620 ou 4320, são usados e endurecidos a HRC 58-62. A engrenagem sem-fim necessita ser feita de um material brando e complacente o suficiente para engrenar e moldar-se ao sem-fim duro em condições de escorregamento elevado. O bronze fundido em molde areia, molde metálico, por centrifugação ou forjado é geralmente usado para engrenagem sem-fim. Fósforo e bronze estanho são usados para aplicações de potência elevada e manganês bronze, para sem-fim pequeno e de baixa velocidade (NORTON, 2013, p. 770). O material utilizado na fabricação da engrenagem é mostrado no “ANEXO D”.

2 PROJETO

Será projetado um protótipo de redutor coroa sem-fim, utilizado em plataformas hidráulicas para elevação de veículos com carga máxima de 15 toneladas, estando essa carga sobre rodas, pois para arraste ou destombamento faz-se necessário conhecer o fator de atrito ou a carga resultante. O projeto consiste essencialmente no conjunto engrenagem e rosca sem-fim, tambor/carretel de rolagem do cabo de aço, chapas de sustentação, eixo de transmissão e rolamentos mostrados de acordo com o esboço no “ANEXO E”.

2.1 CONSIDERAÇÕES DE PROJETO

Pesquisas de campo forneceram dados sobre a inclinação máxima atingida por uma plataforma conforme mostra a Figura 2.



Figura 2 - Inclinação da plataforma
Fonte: própria.

Após a retirada de dados das seguintes medidas, por razões trigonométricas mostradas na equação (1), chegamos a um valor para o ângulo máximo de inclinação da plataforma θ_p .

$$\theta_p = \sin^{-1} \left[\frac{1,45}{7} \right] = 11,95 \cong 12^\circ \quad (1)$$

Segundo pesquisas em sites relacionados à engenharia encontramos que o coeficiente de resistência ao atrito para pneus de automóvel, rodando sobre pista com pavimento duro como o asfalto ou o concreto, usualmente é da ordem de 0,06.

Assim, foi realizado um diagrama de corpo livre mostrado na Figura 3, para obter a força de máxima tração resultante no cabo de aço que será enrolado pelo redutor, considerando que a plataforma transporta veículos com uma carga máxima de 15 toneladas, com um fator de atrito $\mu=0,06$.

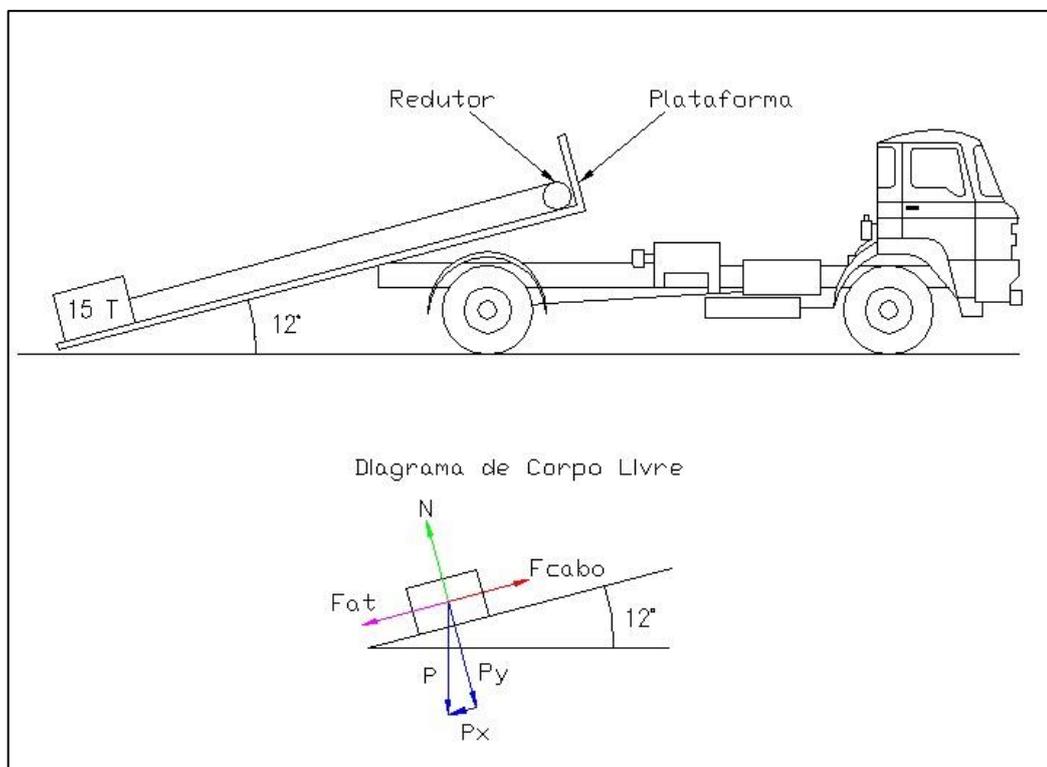


Figura 3 - Diagrama de corpo livre
Fonte: própria.

O cálculo da força atuante no sistema é dado pela Segunda Lei de Newton, onde a massa sofre a aceleração da gravidade.

Sabendo que a carga de arraste está a uma inclinação de 12° obtemos o digrama de corpo livre para distribuir as forças nas componentes dos eixos X e Y, assim determinamos as componentes Px e Py de acordo com a Figura 3.

Realizando a somatória no eixo Y, encontramos a força Normal para definir a força de atrito.

Através da somatória na direção X, encontramos a força de tração no cabo de aço de: 39230,27 N que é equivalente a 4000 kgf.

2.2 DIMENSIONAMENTO DO CABO DE AÇO

O cabo de aço opera conforme a carga de trabalho, que é a massa máxima que o mesmo está autorizado a sustentar. O fator de segurança (FS) é a relação entre a carga de ruptura mínima (CRM) do cabo e a carga de trabalho (CT). Um fator de segurança adequado garantirá segurança na operação de movimentação de carga, desempenho, durabilidade do cabo de aço e conseqüentemente economia.

A tabela no “ANEXO F” recomenda os fatores de segurança (FS) mínimos, usamos um fator de segurança FS=4 assim se obtêm a carga de ruptura mínima através da equação (2).

$$FS = \frac{CRM}{CT} \rightarrow CRM = 4000 \text{ Kgf} * 4 = 16.000 \text{ Kgf} \approx 16 \text{ tf} \quad (2)$$

Consultando a Tabela do “ANEXO G”, o que melhor atendeu as necessidades do projeto foi o cabo com diâmetro de 5/8 polegadas. E o comprimento do cabo será de 15 metros, que satisfaz o comprimento da plataforma com folga.

2.3 TORQUE DE SAÍDA

Através de pesquisas, determinamos que o tambor utilizado para enrolar o cabo nesse tipo de equipamento possuirá o diâmetro de 145 mm, portanto faz-se necessário um comprimento de tambor com 250 mm para que seja possível enrolar os 15 metros de cabo em apenas 02 camadas, conforme ilustra a Figura 4.

Através do diâmetro do tambor e a força de tração no cabo de aço temos o torque de saída dado pela equação (3).

$$T_s = 39230,27 * \frac{0,193}{2} = 3.785,72 \text{ Nm} \quad (3)$$

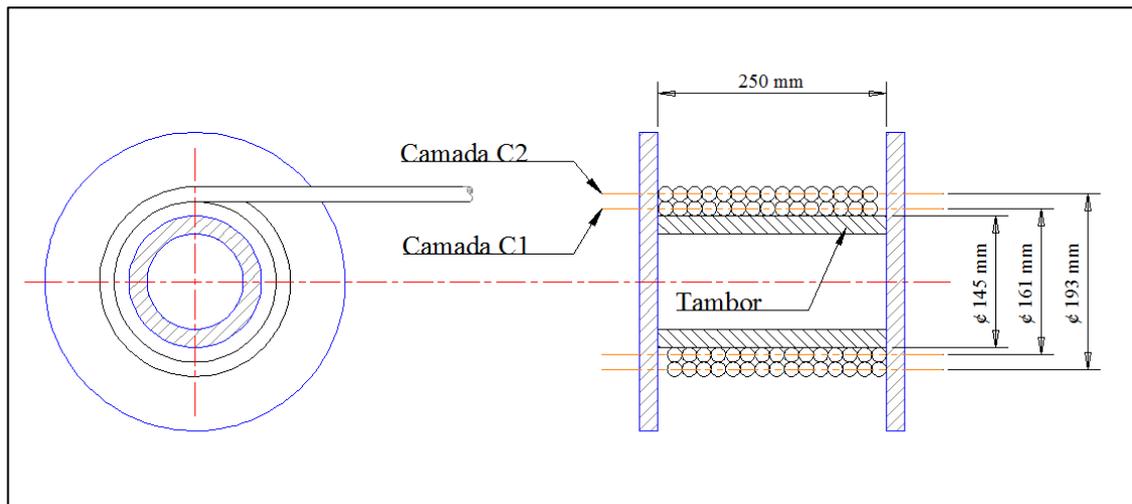


Figura 4 – Estudo do Tambor
Fonte: Própria.

2.4 DIMENSÕES DA TRANSMISSÃO

No redutor será acoplado um motor acionado por uma bomba com vazão de aproximadamente 50 litros por minuto, conforme padrão encontrado nas plataformas. Sendo assim, o motor que melhor atendeu nossas necessidades foi o

DH 100, que segundo o “ANEXO H” fornecerá uma rotação ao pinhão de 500 rpm e um torque de 170 Nm com eficiência de 70%. Desse modo, a rotação e torque úteis serão, respectivamente, 350 rpm e 119 Nm.

Sabendo o torque de entrada e o torque de saída, temos a relação de transmissão pela equação (4).

$$i = \frac{T_s}{T_e} = \frac{3.785,72}{119} = 31,81 \quad (4)$$

Assim equação (5) determina o numero de dentes da coroa (NG).

$$NG = N_w * i = (1) * 31,81 \cong 32 \text{ dentes} \quad (5)$$

Através de análises pelo Excel em tabelas de dados de acordo com o “ANEXO I”, foram interpolados diversos valores, na qual os módulos de 5 a 9 atenderam às necessidades do projeto. Sendo assim, adotamos o módulo 7 por se tratar de uma ferramenta usual nas empresas de fabricação de engrenagens, tornando o projeto mais viável.

Segundo Melconian (2008) o apoio da engrenagem está relacionado com sua largura e diâmetro primitivo conforme “ANEXO J”, tornando possível a utilização da engrenagem em balanço.

O diâmetro do sem fim (d_w) não está relacionado ao número de dentes, ou seja, pode ter qualquer diâmetro primitivo. Esse diâmetro deve, contudo, ser o mesmo que o de passo da fresa caracol utilizada para cortar os dentes da engrenagem sem-fim. Segundo Shigley (2005) o diâmetro do parafuso sem-fim deve ser selecionado de modo a cair no intervalo da equação (15), onde C representa a distância entre os centros. Então, para um correto dimensionamento do pinhão temos um diâmetro primitivo $d_w = 2,5$ polegadas, que satisfaz a condição proposta.

$$\frac{C^{0,875}}{3,0} \leq dw \leq \frac{C^{0,875}}{1,7} \quad (6)$$

$$1,519 \leq 2,5 \leq 2,848$$

O diâmetro primitivo da engrenagem é dado pela equação (7).

$$dG = Ng * m = 32 * \left(\frac{7}{25,4}\right) = 8,819 \text{ pol} \quad (7)$$

Como regra geral, as engrenagens de dentes retos têm uma largura de face (F) entre 3 e 5 vezes o passo circular p dado pela equação (8) e equação (9) (SHIGLEY, 2005, p. 687).

$$p = \frac{\pi * d}{N} = \frac{\pi * (8,819)}{32} = 0,8658 \text{ pol} \quad (8)$$

$$F = 3 * (0,8658) \text{ pol} = 2,6 \text{ pol} \quad (9)$$

Após determinar esses parâmetros do projeto, podemos calcular todas as dimensões necessárias seguindo a rotina de cálculo apresentada no Shigley, para fabricação da coroa e do pinhão.

Para calcular a força tangencial admissível no dente da coroa sem-fim, outros parâmetros são analisados, iniciando pela distância entre centro dada pela equação (10).

$$C = \frac{dw + dG}{2} = \frac{2,5 + 8,8189}{2} = 5,6594 \text{ pol} \quad (10)$$

O passo diametral pela equação (11).

$$P_t = \frac{NG}{dG} = \frac{32}{8,8189} = 3,62857 \text{ dentes/pol} \quad (11)$$

O passo circular axial pela equação (12).

$$p_x = \frac{\pi}{P_t} = \frac{\pi}{3,62857} = 0,86579 \text{ dentes/pol} \quad (12)$$

O adendo a e o dedendo b são respectivamente dados pelas equações (13) e (14).

$$a = \frac{p_x}{\pi} = \frac{0,8658}{\pi} = 0,27559 \text{ pol} \quad (13)$$

$$b = 1,157 * \frac{p_x}{\pi} = 1,157 * \frac{0,8658}{\pi} = 0,31887 \text{ pol} \quad (14)$$

A profundidade completa ht é mostrada na equação (15).

$$ht = \frac{2,157 p_x}{\pi} = \frac{2,157 * (0,8658)}{\pi} = 0,59445 \text{ pol} \quad (15)$$

O diâmetro externo d_o , do pinhão sem-fim é dado pela equação (16).

$$d_o = d_w + 2a = 2,5 + 2 * (0,27559) = 3,05118 \text{ pol} \quad (16)$$

O diâmetro de raiz d_r do pinhão sem-fim é dado pela equação (17)

$$d_r = d_w - 2b = 2,5 - 2 * (0,31887) = 1,86226 \text{ pol} \quad (17)$$

O diâmetro de garganta da coroa sem-fim D_t é dado pela equação (18).

$$D_t = d_G + 2a = 8,8189 + 2 * (0,27559) = 9,37008 \text{ pol} \quad (18)$$

O diâmetro de raiz D_r da coroa sem-fim é dado pela equação (19).

$$D_r = d_G - 2b = 8,8189 - 2 * (0,31887) = 8,18116 \quad (19)$$

A folga c é dada pela equação (20).

$$c = 0,31887 - 0,27559 = 0,04328 \text{ pol} \quad (20)$$

A largura de face (máxima) da coroa $(F)_{max}$ é mostrada na equação (21).

$$(F)_{max} = \sqrt{\left(\frac{Dt}{2}\right)^2 - \left(\frac{dG}{2} - a\right)^2} = 4,4094 \text{ pol} \quad (21)$$

Portanto a largura de face da coroa com 2,6 polegadas que foi dimensionada na equação (9) foi então satisfatória.

Agora podemos calcular as velocidades críticas do pinhão, equação (22), e da engrenagem, equação (23). O avanço L é dado pela equação (24) e o ângulo de avanço pela equação (25).

$$V_w = \pi * d_w * n_w = \frac{\pi * (2,5) * (350)}{12} = 229,07 \text{ ft/min} \quad (22)$$

$$V_G = \pi * d_G * n_G = \frac{\pi * (8,8189) * (10,934)}{12} = 25,26 \text{ ft/min} \quad (23)$$

$$L = p_x * N_w = 0,86579 \text{ pol} \quad (24)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{0,86579}{\pi * 2,5} = 6,29^\circ \quad (25)$$

3 ANÁLISE DE TENSÃO – EQUAÇÃO AGMA

A American Gear Manufacturers Association' (AGMA) tem sido, por vários anos, a autoridade responsável pela disseminação do conhecimento pertinente ao projeto e à análise de engrenagens. Os métodos que ela apresenta são de uso geral nos Estados Unidos, quando resistência e desgaste constituem considerações primordiais. Em vista desse fato, é importante que o procedimento da AGMA para o problema seja aqui apresentado.

Haja vista serem essencialmente engrenagens sem-fim sem envoltório, as engrenagens helicoidais cruzadas são consideradas juntamente com outras engrenagens sem-fim. Uma vez que os dentes de engrenagens sem-fim apresentam contato pontual mudando para contato em linha à medida que as engrenagens são usadas, diz-se que as engrenagens sem-fim "desgastam dentro", ao passo que outros tipos de engrenagens "desgastam fora".

Segundo Shygly (2005), podem-se relacionar dimensões comuns a pinhão e coroas cilíndrico sem-fim conforme o "ANEXO K".

Após obter as dimensões da transmissão, o próximo passo é o cálculo do passo diametral normal segundo a equação (26) e o passo circular axial pela equação (27), para seguir no cálculo de flexão no pé do dente da engrenagem sem fim.

$$P_n = \frac{Pt}{\cos \lambda} = \frac{3,62857}{\cos 6,29} = 3,6505 \quad (26)$$

$$p_x = \frac{\pi}{P_n} = \frac{\pi}{3,6505} = 0,86058 \quad (27)$$

Muitos experimentos revelaram que o coeficiente de atrito na transmissão é dependente da velocidade relativa ou de deslizamento. Vetorialmente, $V_w = V_G + V_s$, e se relaciona com as equações (28) e (29).

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} = \frac{229,07}{\cos 6,29} = 230,45 \text{ ft/min} \quad (28)$$

$$f = 0,103 \exp(-0,11 V_s^{0,45}) + 0,012 \quad V_s > 10 \text{ ft/min} \quad (29)$$

$$f = 0,103 \exp(-0,11 (230,45^{0,45}) + 0,012 = 0,0408$$

Quando o pinhão governa o conjunto de engrenagens, a eficiência mecânica e é dada pela equação (39).

$$e = \frac{\cos \phi - f \tan \lambda}{\cos \phi + f \cot \lambda} = \frac{\cos 20^\circ - 0,0408 * \tan 6,29}{\cos 20^\circ + 0,0408 * \cot 6,29} = 0,7136 \quad (30)$$

A superfície de um espécime de viga rotativa é altamente polida, com um polimento final na direção axial que visa a alisar completamente quaisquer riscos circunferentes. O fator de modificação depende da qualidade do acabamento da superfície da peça real e da resistência à tração do material que a constitui. Para encontrar expressões quantitativas para acabamentos comuns de peças de máquina (retificado, usinado ou repuxado a frio, laminado a quente e como forjado), as coordenadas dos pontos de dados foram recatadas de um gráfico de limite de resistência versus resistência à tração de dados coletados por Lipson e Noll e reproduzidos por Horger. A equação (31) é o resultado da análise de regressão por Mischke.

Utilizamos um fator de modificação para superfície usinada em que S_{ut} é a resistência à tração mínima e a e b são encontrados a partir do “ANEXO L”.

$$K_a = a * S_{ut}^b = 4,51 * (770)^{-0,265} = 0,8 \quad (31)$$

Como não existem fatores externos significativos, o fator de projeto $n_d = 1$.

A potência de Saída H_o é o produto do torque pela rotação de saída e é dada pela equação (32).

$$H_o = 33506 * 10,934 * \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ pol}} \right) = 30529,55 \frac{\text{ft} * \text{lb} \cdot \text{f}}{\text{min}} = 0,93 \text{ hp} \quad (32)$$

A força tangencial na coroa, segundo a equação (33) é representada por WGt , e a força tangencial no pinhão conforme a equação (34) é representada por Wwt .

$$WGt = \frac{33000 * nd * Ka * Ho}{VG * e} = \frac{33000 * 1 * 0,8 * 0,93}{25,26 * 0,7136} \cong 1310,2 \text{ lbf} \quad (33)$$

$$Wwt = WGt \frac{(\cos \phi * \sin \lambda + f * \cos \lambda)}{(f * \sin \lambda) - (\cos \phi * \cos \lambda)} \quad (34)$$

$$Wwt = 1310,2 * \frac{(\cos 20 * \sin 6,25 + 0,0408 * \cos 6,25)}{(0,0408 * \sin 6,25) - (\cos 20 * \cos 6,25)} \cong -201,33 \text{ lbf}$$

Visto que os dentes do pinhão sem-fim são inerentemente mais fortes que os da coroa sem-fim, eles não são considerados. Os dentes em coroas sem-fim são curtos e espessos nas extremidades da face; o meio plano eles são mais finos, assim como curvados. Buckingham adaptou a equação de Lewis, que é mostrada pela equação (35).

$$\sigma_a = \frac{(WG)t}{pn * (F)G * y} \quad (35)$$

$$\sigma_a = \frac{1310,2}{0,8605 * 2,6 * 0,125} \cong 4.685 \text{ psi}$$

Portanto a tensão no dente da coroa (4685 psi = 32,3 Mpa) é satisfatória em relação à tensão admissível do material que é (170 Mpa).

4 CALCULO DE DESGASTE

A AGMA relaciona a força tangencial admissível no dente da coroa sem-fim $(Wt)_{all}$, a outros parâmetros mediante a equação (36). Em que C_s = fator material; D_m = diâmetro médio da coroa, in (mm); F = largura efetiva de face da coroa, in (mm); C_m = fator de correção da razão de velocidades e C_v = fator de velocidade.

$$(Wt)_{all} = C_s * D_m^{0,8} * (F)G * C_m * C_v \quad (36)$$

Consideramos as condições da empresa de fundição para determinar o fator material dado na equação (37) para engrenagens fundidas em areia.

$$C_s = 1190 - 477 \log(8,8189) = 740 \quad (37)$$

A equação (38) define o fator de correção da razão de velocidades.

$$C_m = 0,0107 \sqrt{-32^2 + (56 * 32) + 5145} = 0,8228 \quad (38)$$

A equação (39) dimensiona o fator de velocidade.

$$C_v = 0,659 \exp(-0,0011 (230,45)) = 0,511 \quad (39)$$

Assim, a força tangencial admissível é dada por:

$$(Wt)_{all} = 740 * (8,8189)^{0,8} * 2,6 * 0,8228 * 0,511 = 4616 \text{ lbf}$$

Logo $WGt < (Wt)_{all}$, o que garante uma boa vida útil da transmissão.

5 DIMENSIONAMENTO DE EIXOS

Eixos são elementos de máquinas que trabalham fixos ou em rotações, suportando poias, engrenagens, carros de máquinas, etc. Os eixos árvores com $d < 150$ mm são torneados ou trefilados a frio; os de maiores diâmetros e os que possuem grandes rebaixos geralmente são forjados; posteriormente torneados ou retificados para centro perfeito (ANTUNES, 1998).

Para dimensionar o eixo do tambor/carretel, consideramos o torque de saída 3.785,72 Nm que é equivalente a 38.600 kgf.cm, e a força de tração no cabo de 4000 kgf, assim desenvolvemos o diagrama de força e momento conforme o “ANEXO M”.

A tensão de escoamento para o material do eixo (Aço SAE 1045) é dada pelo “ANEXO N”.

Portanto, calculamos o diâmetro do eixo árvore, e espessura do tambor/carretel em relação aos esforços de torção e flexão, utilizando fator de serviço igual a 2, onde a tensão admissível ao cisalhamento (τ) é igual a dois terços da tensão admissível á flexão (σ).

A equação (40) mostra o Dimensionamento a flexão para o Eixo Árvore.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M}{\pi * \sigma e}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 50000}{\pi * 1500}} = 6,97 \text{ cm} \quad (40)$$

A equação (41) apresenta o Dimensionamento a Torção para o Eixo Árvore.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * M}{\pi * \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 38600}{\pi * 1000}} = 5,81 \text{ cm} \quad (41)$$

Sabendo que o diâmetro externo do tambor (D) é igual á 14,5 cm, calculamos a espessura do tubo do carretel através do método de eixos vazados.

A equação (42) apresenta o Dimensionamento a Flexão para o Tambor.

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 * M * D}{\pi * \sigma e}} = \sqrt[4]{14,5^4 - \frac{32 * 50000 * 14,5}{\pi * 1500}} = 14,08 \text{ cm} \quad (42)$$

A equação (43) apresenta o Dimensionamento a Torção para o Tambor.

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{16 * M * D}{\pi * \tau}} = \sqrt[4]{14,5^4 - \frac{16 * 38600 * 14,5}{\pi * 1000}} = 14,26 \text{ cm} \quad (43)$$

Portanto o diâmetro do eixo árvore será de 70 mm com rebaixo para encaixe do rolamento em 65 mm, satisfazendo todas as condições de cálculos.

A espessura mínima do tambor será de 2,1, dada pela metade da diferença entre o diâmetro externo (D) e o diâmetro interno (d).

6 ESTRIAS

Eixos de transmissão sobre torque de alta intensidade que necessita transmitir movimento a outro componente utilizando acoplamentos rígidos (chaveta, estrias, etc.). As Chavetas com determinados torque podem não ter capacidade suficiente para tal. Evitando alto dimensionamento de eixos rotativos, as estrias tem a função de aumentar a capacidade de o acoplamento transmitir o torque exigido, uma vez que as estrias são chavetas integrais uniformemente espaçadas em torno da parte externa de eixos ou internamente a cubos como é mostrado na Figura 5. A usinagem das estrias normalmente possui alturas reduzidas com finalidade de reduzir a concentração de tensão (Collins 2006, p. 312).

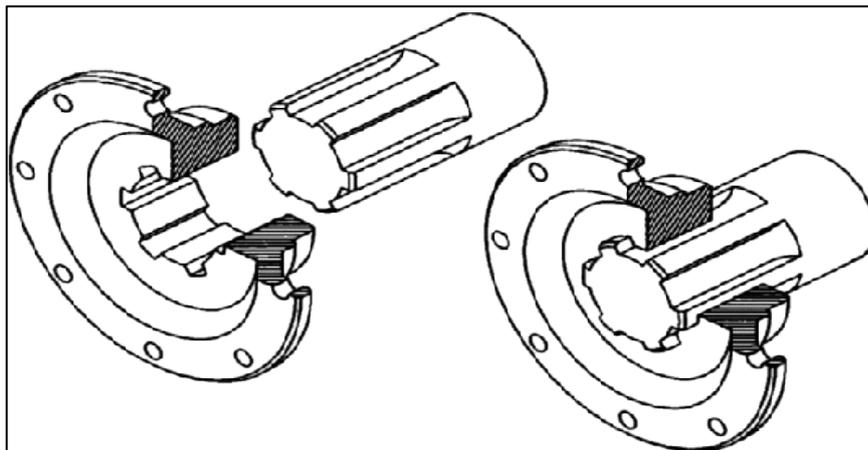


Figura 5 – Acoplamento Estriado
Fonte: SAMUEL (1997).

A determinação das estrias é dada pelo ajuste, Collins 2006 traz três classes de ajuste padronizado para estrias retas:

- ◆ Ajuste classe A: conexão permanente – para não ser movida após a instalação.
- ◆ Ajuste classe B: acomoda deslizamento axial sem toque aplicado.
- ◆ Ajuste classe C: acomoda deslizamento axial com carregamento de torque aplicado.

De acordo com a determinação do ajuste pode-se determinar a tensão de cisalhamento das estrias conforme as equações (44).

$$\tau_{estria} = \frac{2T}{0,25d_p \left(\frac{\pi d_r}{2}\right) l_{estria}} \quad (44)$$

O “ANEXO O” auxilia as equações citadas anteriormente, quanto às dimensões da estria, conforme o ajuste desejado.

Existem basicamente quatro formas distintas para o número de dentes de estrias, representadas na Figura 7.

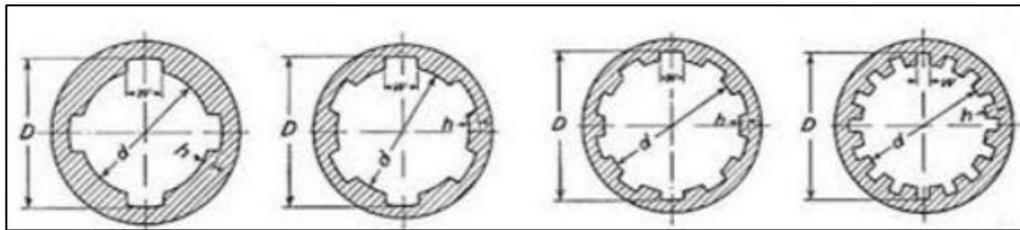


Figura 6 – Seções Transversais de Estrias Retas
Fonte: COLLINS (2006).

O protótipo realizado neste trabalho de conclusão de curso rege o Ajuste de Classe A, na qual o equipamento será desmontado apenas no caso de manutenção.

Para determinação de qual seção transversal adotar, utilizamos o Office Excel na realização dos cálculos, permitindo criar uma tabela ajustável de acordo com os dados de entrada, apresentado no “Anexo P”.

O processo de interpolação trabalha com as equações (44) com o intuito de obter o comprimento que a estria precisa para suportar o torque requerido e a tensão de cisalhamento do material.

O comprimento do cubo possui 75 mm, aproximadamente a mesma largura da coroa dentada. Analisando os resultados adquiridos pela interpolação, notou que qualquer condição é satisfatória. Por critério de escolha e aumento na segurança, adotamos a estria de seis dentes.

7 ROLAMENTOS

Segundo ANTUNES (2000), os rolamentos são elementos constituídos de dois anéis concêntricos separados por elementos que podem ser esferas ou rolos. O objetivo de se usar mancais de rolamentos é de atenuar ao máximo possível os efeitos nocivos do atrito entre as superfícies dos eixos girantes e dos seus apoios. Essa escolha é relativamente simples, desde que se conheçam as características dos diversos tipos, que não encontrados nos catálogos dos fabricantes: FAG, SKF, TIMKEN, etc.

O “ANEXO Q” apresenta vários modelos de rolamentos encontrados no mercado. Após escolha do modelo, iniciam-se os cálculos de dimensionamento.

A equação (45) expressa a Carga Dinâmica Equivalente (P). Desconsideramos a força axial, pois o esforço solicitado é radial. Logo, é necessário saber a força radial resultante (Fr) que é a mesma força exercida no cabo de aço de 4000 Kgf e o fator radial (x) que é determinado pela razão entre a distância em que a força é aplicada e o comprimento útil entre os apoios.

$$P = x * Fr = 0,5 * 4000 = 2000 \text{ Kgf} \quad (45)$$

A escolha do fator de rotação Fn é dada conforma a tabela no “ANEXO S” em relação à rotação máxima que o rolamento terá, assim o fator de rotação será de 1,5 considerando a rotação do eixo menor que 10 rpm.

O fator de forças dinâmicas na equação (46) é obtido pela tabela no “ANEXO R” conforme a aplicação que deseja empregar o rolamento. Assim o fator de força dinâmica será de 2,5 e podemos calcular a capacidade de carga dinâmica e a vida útil do rolamento em horas (Lh).

$$FL = \sqrt[3]{\frac{Lh}{500}} \rightarrow Lh = FL^3 * 500 = 2,5^3 * 500 \cong 7813 \text{ horas} \quad (46)$$

Na escolha do rolamento, calcula-se a capacidade de carga dinâmica (C) segundo a equação (47), onde FL = Fator de forças dinâmicas e F_n = Fator do número de rotação (tabelados, citados anteriormente).

$$C = \frac{FL}{F_n} * P = \frac{2,5}{1,5} * (2000) \cong 3335Kgf \quad (47)$$

Consultando o “ANEXO T” pode verificar que o rolamento que atende as especificações de carga possui diâmetro de 65 mm. Este rolamento também satisfaz o diâmetro mínimo exigido pelo eixo dimensionado. Após determinar o diâmetro, foi realizada a escolha do rolamento 6213.

O eixo do sem fim foi dimensionado de forma que o diâmetro permitisse fácil manutenção. Assim, padronizou-se com o mesmo rolamento do eixo do tambor satisfazendo as condições submetidas.

8 LUBRIFICAÇÃO

O método de lubrificação utilizado para engrenagens sem fim consiste em três bujões instalados de forma estratégica semelhante à Figura 7, um na parte superior para alimentação de óleo, um na parte intermediária para verificação de nível e outro na parte inferior para reposição.

A lubrificação ocorre por circulação e submersão, conforme a Figura 7, onde o nível do lubrificante é mantido na região delimitada, de modo a que os dentes da engrenagem mergulhem no óleo.

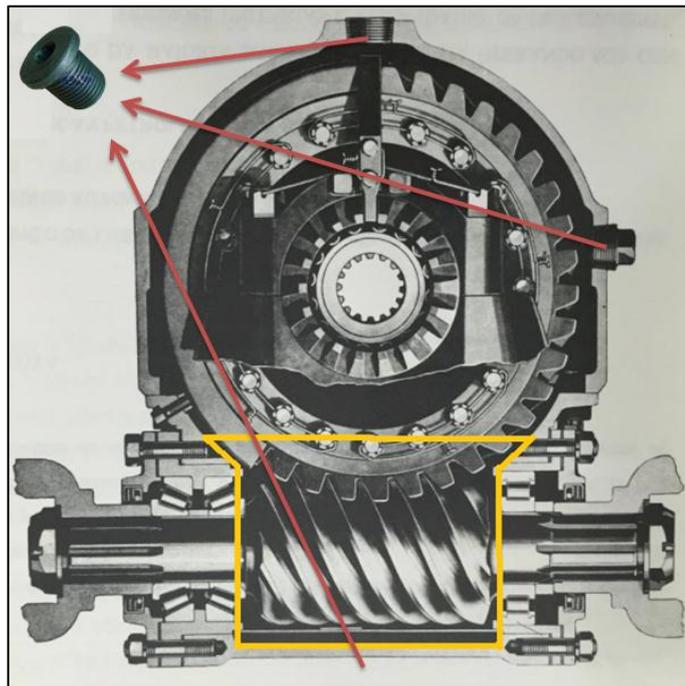


Figura 7 - Lubrificação banho com salpico
Fonte: TEXACO BRASIL S.A.

Seguindo as recomendações Texaco para engrenagens sem-fim conforme a tabela no “ANEXO U”, foi selecionado um óleo de menor custo com as mesmas propriedades do óleo 650 T composto 1000.

A tabela no “ANEXO V” indica a faixa de viscosidade e o número conforme AGMA para os lubrificantes que poderão ser usados.

9 MODELAGEM

Utilizando o software SolidWorks, foram modelados em 3D os componentes dimensionados do protótipo de redutor coroa sem-fim, assim como a montagem do mesmo.

A Figura 8 representa a modelagem da engrenagem.



Figura 8 – Engrenagem 3D
Fonte: Própria.

A Figura 9 representa a modelagem do eixo sem-fim

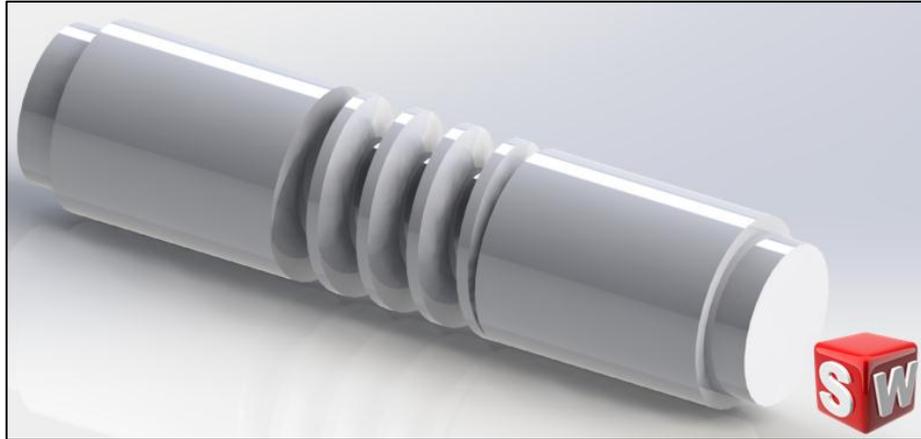


Figura 9 – Eixo Sem-Fim 3D
Fonte: Própria.

A Figura 10 representa a modelagem da carcaça, que protege e suporta a transmissão da engrenagem sem-fim.

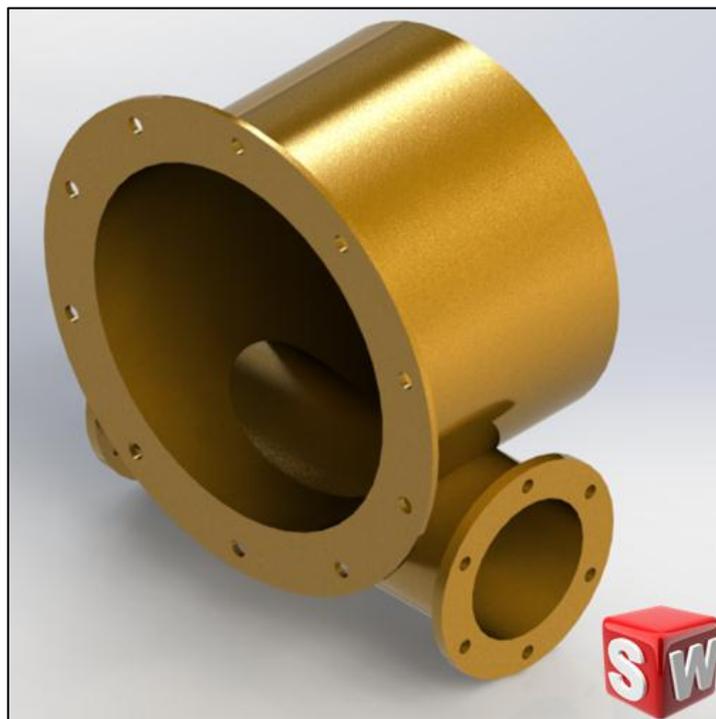


Figura 10 – Carcaça da transmissão 3D
Fonte: Própria.

A Figura 11 representa o eixo árvore.

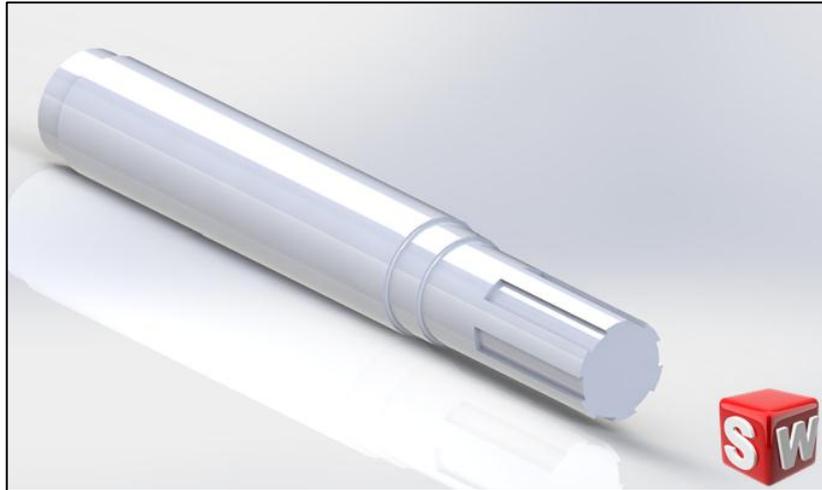


Figura 11 – Eixo Árvore
Fonte: Própria.

A Figura 12 representa a modelagem do cubo da engrenagem.

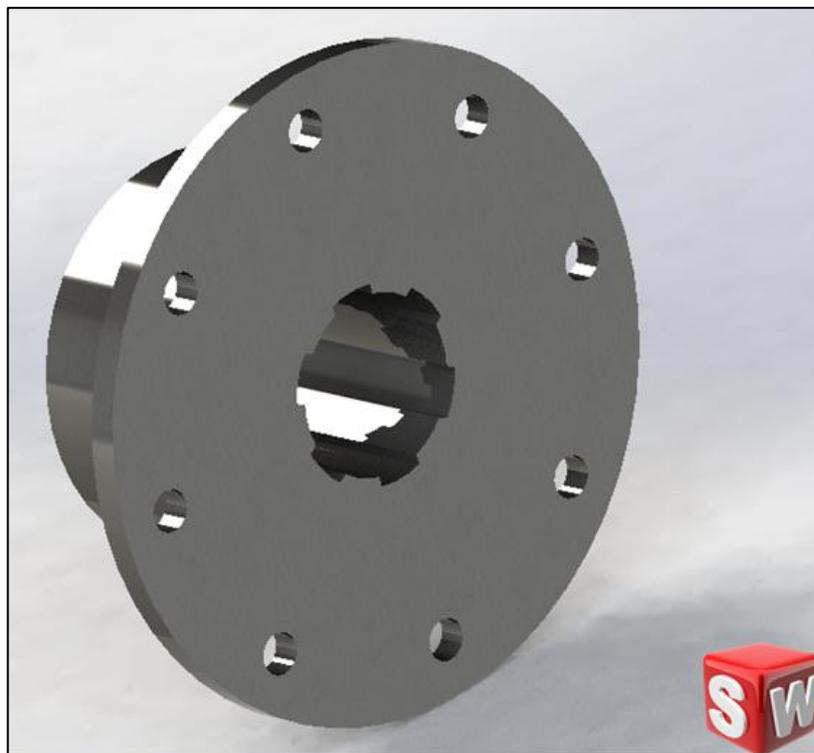


Figura 12 – Cubo da Engrenagem
Fonte: Própria.

A Figura 13 representa a transmissão da engrenagem com o eixo sem-fim.



Figura 13 - Transmissão 3D
Fonte: Própria.

A Figura 14 representa a modelagem completa do protótipo do redutor.

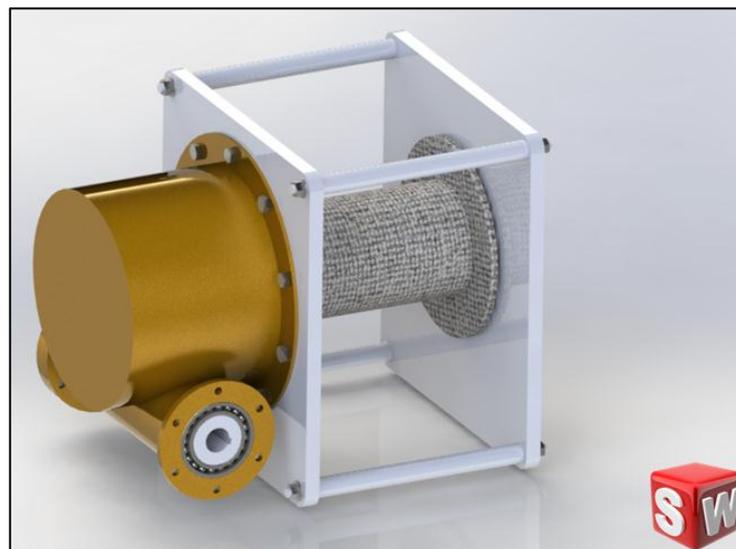


Figura 14 – Montagem Completa
Fonte: Própria.

10 FABRICAÇÃO

A fabricação do protótipo foi realizada juntamente com empresas parceiras que custearam o projeto. Os processos envolvidos foram principalmente de fundição em areia (engrenagem), corte de metais por plasma (como no caso das chapas que sustentam o redutor), usinagem como o conjunto de transmissão mostrado na Figura 15, soldagem e por fim a montagem e a pintura.



Figura 15 – Fabricação do Conjunto de Transmissão
Fonte: Própria.

10.1 PROCESSO DE FUNDIÇÃO

O processo de fundição da engrenagem de bronze foi realizado em areia mostrado na Figura 16. É muito importante maximizar a permeabilidade do molde, permitindo o deslocamento do ar e dos outros gases à medida que o metal líquido penetra na cavidade. Uma desvantagem na fundição é sua fragilidade a quente.

Como a resistência mecânica durante a solidificação é muito baixa qualquer obstáculo que signifique maior resistência à contração resulta no surgimento de trincas. O molde é projetado de modo que os canais permitam o acesso à cavidade por vários pontos diferentes, o que permite que seja possível o vazamento a uma temperatura mais baixa e proporciona melhor sequência de solidificação. A altura de vazamento deve ser suficientemente alta para minimizar a formação de escórias e o aprisionamento de ar dentro do molde.



Figura 16 – Processo de Fundição da Engrenagem
Fonte: Própria.

10.2 PROCESSO DE CORTE A PLASMA

O corte a Plasma é um processo que utiliza um bico com um orifício para constringir o gás ionizado em alta temperatura até que possa se utilizado para cortar secções de metais, como o aço carbono, aço inoxidável, o alumínio e outros metais

eletricamente condutores. O arco Plasma derrete o metal, e a alta velocidade do gás remove o material derretido. Foi utilizado em vários elementos do equipamento, como as chapas de apoio do redutor, e as chapas laterais do tambor.

10.3 PROCESSO DE USINAGEM

A usinagem é a operação que se segue a fundição, com o objetivo de eliminar rebarbas e excessos de metal na engrenagem fundida e também ajustar as dimensões da peça às especificações do produto final. A usinabilidade foi um fator considerável devido à possibilidade de usinar com altas velocidades, o tempo de usinagem das ligas de bronze é relativamente curto, com excelentes resultados, principalmente para as chamadas ligas de corte fácil.

A usinagem é empregada geralmente para produzir formas com elevada tolerância dimensional, bom acabamento superficial e, frequentemente, geometrias complexas que foi o caso dos dentes da engrenagem e da rosca no eixo sem-fim ilustrado na Figura 17.



Figura 17 – Usinagem do Eixo Sem-Fim
Fonte: Própria.

10.4 PROCESSO DE SOLDAGEM

Foi utilizado o processo de soldagem MIG (Metal Inert Gas) o arco elétrico é aberto entre um arame alimentado continuamente e o metal de base. A região fundida é protegida por um gás inerte ou mistura de gases.

Sabemos que os materiais que receberam o processo de soldagem são Aço SAE 1010/1020, sendo um aço de boa soldabilidade. Por meio de confiabilidade vamos optar por uma solda overmatch, quando o cordão de solda possui um limite de escoamento maior que o do material. Através do “ANEXO W” podemos determinar o Limite de escoamento do Aço empregado.

O “ANEXO X” trás os tipos de matérias soldáveis e as normas que rege sobre eles. Sabendo que o material a soldar é o arame de aço carbono e aços de baixa liga dada Norma AWS A 5.18, identificou-se o tipo do consumível – ER70S-6 - com uma tensão de ruptura de 485 MPa.

Considerando o maior valor para o Limite de Escoamento (350 Mpa), temos o consumível compatível com o critério pré-estabelecido (overmatch), mostrado na Figura 18, com a solda das chapas laterais do tambor.



Figura 18 – Soldagem do Tambor/Carretel
Fonte: Própria.

11 CONCLUSÃO

No presente trabalho de conclusão de curso pode-se notar a eficiente aplicação para o redutor de engrenagem sem-fim no ramo de plataformas hidráulicas, devido a algumas de suas particularidades em relação aos outros tipos de redutores como sua capacidade de auto travamento, elevadas razões de até 360:1, e sua construção que consiste num único par de engrenagens, reduzindo os custos de fabricação.

A pesquisa bibliográfica e também pesquisa de campo foram essenciais para o andamento do projeto, pois se fez necessário conhecer as teorias bem como o ambiente onde o redutor seria empregado. Apesar de existirem diversas literaturas a respeito do cálculo de resistência e desgaste da transmissão, todos os resultados são muito próximos.

No cálculo do projeto pode se notar muitas etapas de tentativa e erro para selecionar elementos de máquinas e de fabricação disponíveis no mercado, como foi o caso do módulo.

A modelagem foi de suma importância para adequação do projeto como encaixe entre eixos e rolamentos, o comprimento dos eixos e verificação de qualquer interferência. Ela também proporciona observar como ficarão os componentes quando fabricados.

A programação de planilhas no software Microsoft Excel poupou muitos retrabalhos com contas, pois somente com alteração nos dados de entrada já realizava todo o recálculo do projeto.

As disciplinas elementos de máquinas, mecanismos, desenho técnico, desenho de máquinas, processos de fabricação entre outras, foram relevantes no desenvolvimento do trabalho, demonstrando assim que para realizar um projeto mecânico é necessário amplo conhecimento.

REFERÊNCIAS

ANTUNES, Izildo. **Elementos de Máquinas**: Construção de Maquinas. Itabaté-sp: Érica Ltda, 1998. Marcos A. C.Freire.

Bosch, R. Manual de tecnologia automotiva. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

CARRETEIRO, Ronald P.; MOURA, Carlos R. S.. **Lubrificantes e Lubrificação**. São Paulo: Makron Books, 1998.

COLLINS, A. Jack. **Projetos Mecânico de Elementos de Máquinas**: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha. Rio de Janeiro: Ltc, 2006. 312 p. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco, D.S.c.

MINAS GERAIS. Marcio Tadeu de Almeida. Federal de Engenharia de Itajubá. **Mecânico Lubrificador**. 2006. Disponível em: <<http://www.abraman.org.br/Arquivos/77/77.pdf>>. Acesso em: 04 maio 2016.

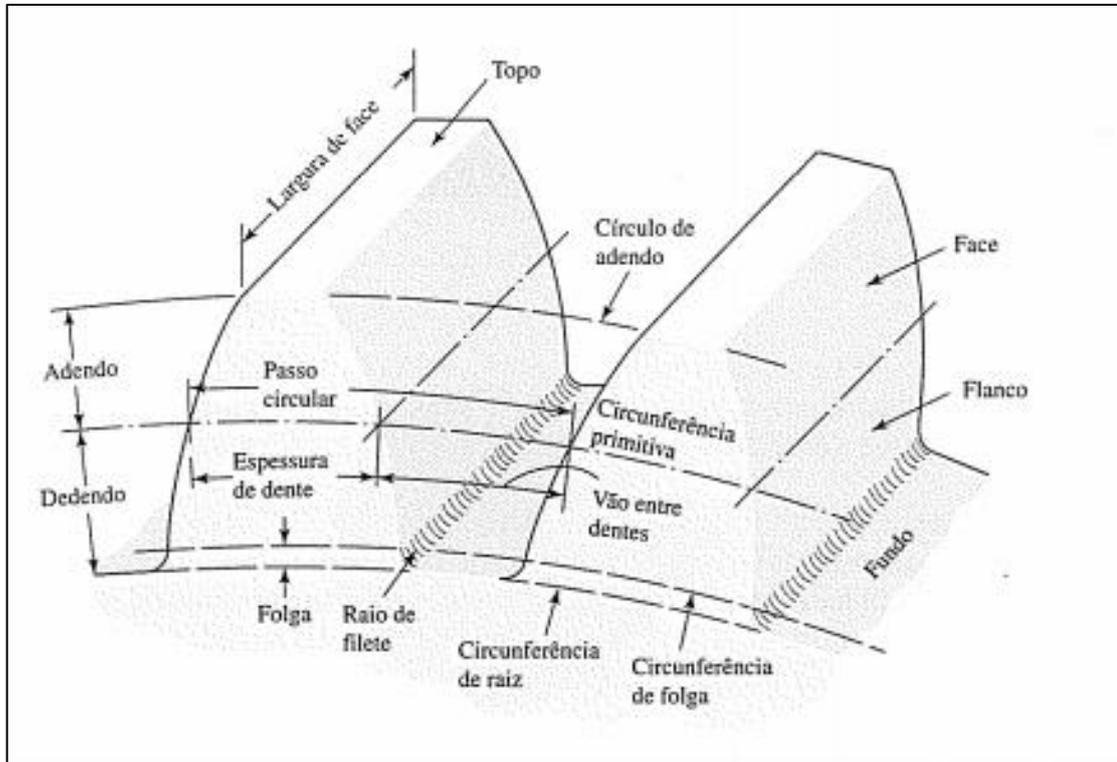
NORTON, Robert L.. **Projetos de Máquinas**: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. Renato machnievscz.

PAULI, Evandro Armini de; ULIANA, Fernando Saulo. **Mecânica Lubrificantes**: Lubrificação. 1997. Ricardo Jose da Silva. Disponível em: <<http://www.abraman.org.br/docs/apostilas/mecanica-lubrificacao.pdf>>. Acesso em: 04 maio 2016.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.. **Projeto de Engenharia Mecânica**: Engenharia Mecânica. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. João Batista de Aguiar.

ANEXOS

ANEXO A – Nomenclatura de Engrenagens



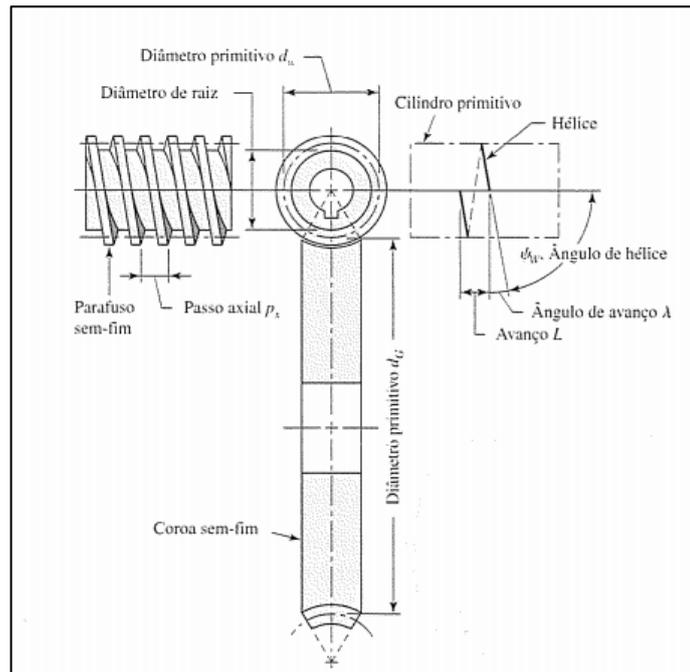
Fonte: Shigley (2005).

ANEXO B – Tabela Número Mínimo de Dentes para Engrenagens

ϕ	Nmín
14,5	40
17,5	27
20	21
22,5	17
25	14
27,5	12
30	10

Fonte: Norton (2013).

ANEXO C – Nomenclatura de Um Par Sem-Fim



Fonte: Shigley (2005).

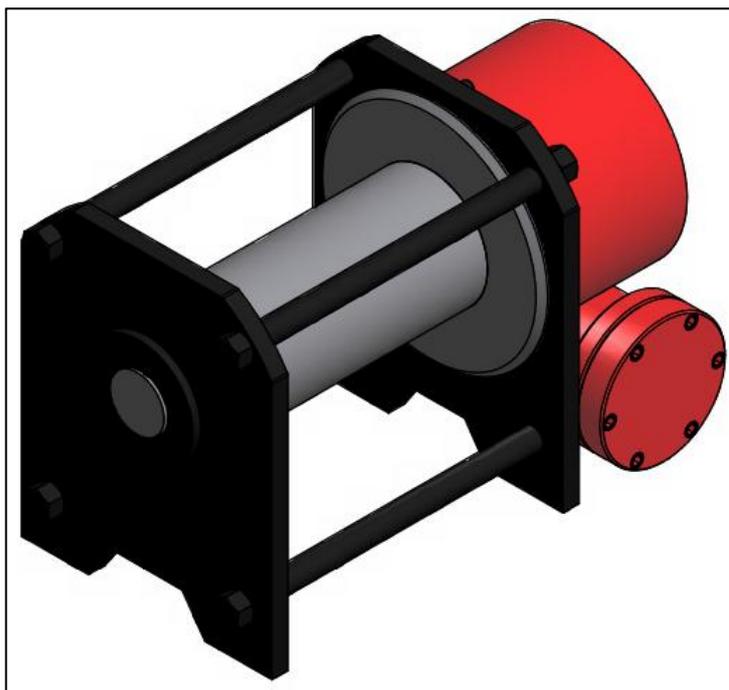
ANEXO D - Propriedades do Bronze

BRONZE SAE 65					
Descrição:					
Resistente à corrosão e choques, tem grande elasticidade e boa condutibilidade termo-elétrica.					
Aplicação:					
Engrenagens, mancais, parafusos, porcas, buchas, válvulas navais, aparelhagens elétricas, buchas de motores, buchas de debastadores, laminadores, etc. Indicada para componentes que requeiram boa resistência ao desgaste e à corrosão.					
Propriedades Químicas		Propriedades Físicas		Propriedades Mecânicas	
Fe	0,15%	Densidade	8,75 g/cm ³	Limite de resistência	343 - 392 Mpa
Cu	88,0 - 90,0%	Condutibilidade Elétrica	10,1% I.A.C.S	Limite de escoamento	170 Mpa
Ni	0,50%	Ponto de Fusão	1000 °C	Alongamento	10%
Al	0,005%	Expansão Térmica	1,84x10 ⁻⁵	Dureza	78 Brinell
S	0,05%	Condutibilidade Térmica	55 w/cm.k	Tempera	M
Sn	10,0 - 12,0%				
Pb	0,50%				
Sb	0,10%				
P	0,03%				
Zn	0,50%				

Disponível em: < <http://www.lunametais.com.br/fichas-tecnicas/bronze/>>

Acesso em: 11/03/2016

ANEXO E – Esboço do protótipo de Redutor



Fonte: Própria.

ANEXO F – Fator de Segurança do Cabo de Aço

Aplicações	Fatores de Segurança
Cabos e cordoalhas estáticas	3 a 4
Cabo para tração no sentido horizontal	4 a 5
Guinchos, guindastes, escavadeiras	5
Pontes rolantes	6 a 8
Talhas elétricas	7
Guindastes estacionários	6 a 8
Laços	5 a 6
Elevadores de obra	8 a 10
Elevadores de passageiros	12

Disponível em: < www.internacionalcabos.com.br/CatalogoCimaf.pdf >
 Acesso em: 09/03/2016

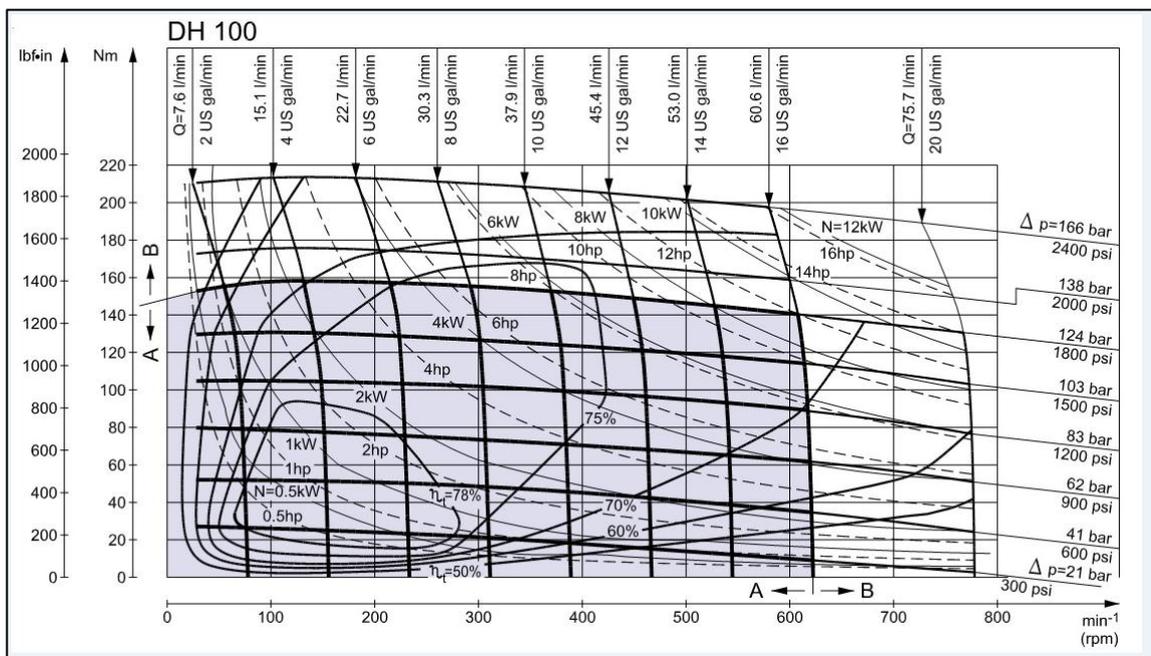
ANEXO G – Especificação Por Diâmetro do Cabo de Aço

Diâmetro		Massa Aprox. (kg/m)	Carga de Ruptura Mínima (tf)	
mm	pol		IPS	EIPS
3,2	1/8"	0.040	0.65	0.73
4,8	3/16"	0.096	1.46	1.64
8	5/16"	0.268	—	4.80
9,5	3/8"	0.352	—	6.86
11,5	7/16"	0.519	—	9.30
13,0	1/2"	0.685	—	12.10
14,5	9/16"	0.868	—	15.20
16,0	5/8"	1.058	—	18.70
19,0	3/4"	1.496	—	26.80
22,0	7/8"	2.036	—	36.10

Disponível em: <www.internacionalcabos.com.br/CatalogoCimaf.pdf>

Acesso em: 09/03/2016

ANEXO H – Especificações do Motor DH 100



Disponível em: <<http://www.hmc.com.br/catalogos-danfoss>>

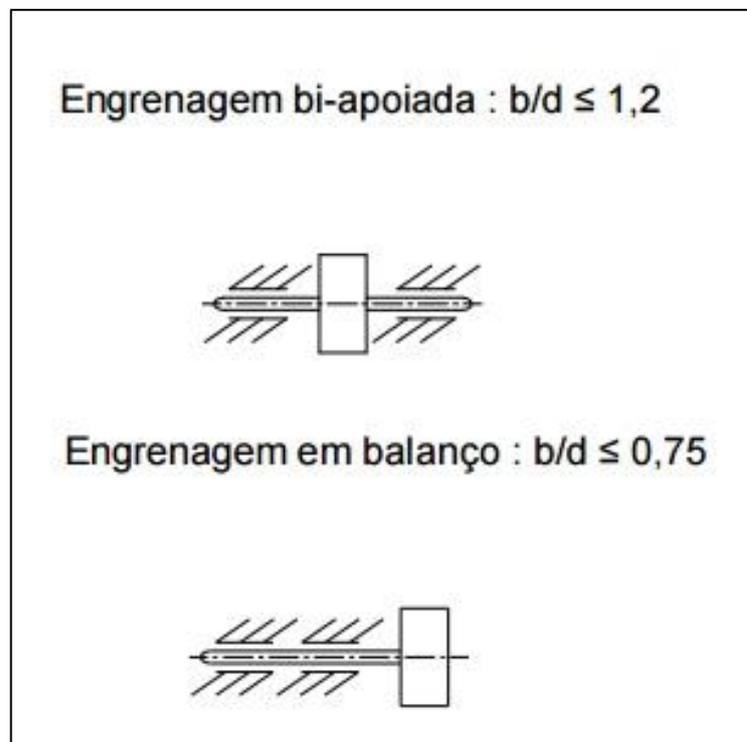
Acesso em: 09/03/2016

ANEXO I – Interpolação de dados pelo EXCEL

Tensão (σ)G		Módulo				
		5	6	7	8	9
4,844862						
Largura da Engrenagem	1,9	10,13026	6,629811	4,661249	3,450603	2,655498
	2	9,623744	6,29832	4,428187	3,278073	2,522723
	2,1	9,16547	5,9984	4,217321	3,121974	2,402593
	2,2	8,748858	5,725746	4,025624	2,980066	2,293384
	2,3	8,368473	5,4768	3,850597	2,850498	2,193672
	2,4	8,019787	5,2486	3,690156	2,731727	2,102269
	2,5	7,698995	5,038656	3,542549	2,622458	2,018178
	2,6	7,40288	4,844862	3,406297	2,521594	1,940556
	2,7	7,128699	4,665423	3,280138	2,428202	1,868683
	2,8	6,874103	4,4988	3,162991	2,341481	1,801945
	2,9	6,637065	4,343669	3,053922	2,26074	1,739809
	3	6,415829	4,19888	2,952124	2,185382	1,681815

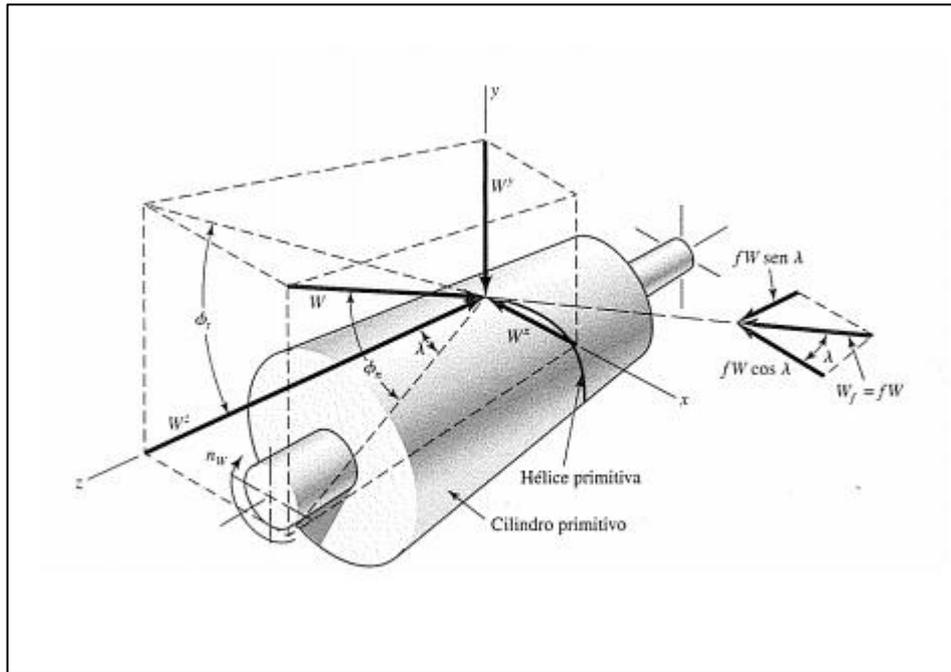
Fonte: Própria.

ANEXO J – Apoio da Engrenagem Sem-Fim



Fonte: Melconian (2008).

ANEXO K - Análise de Forças no Sem-Fim



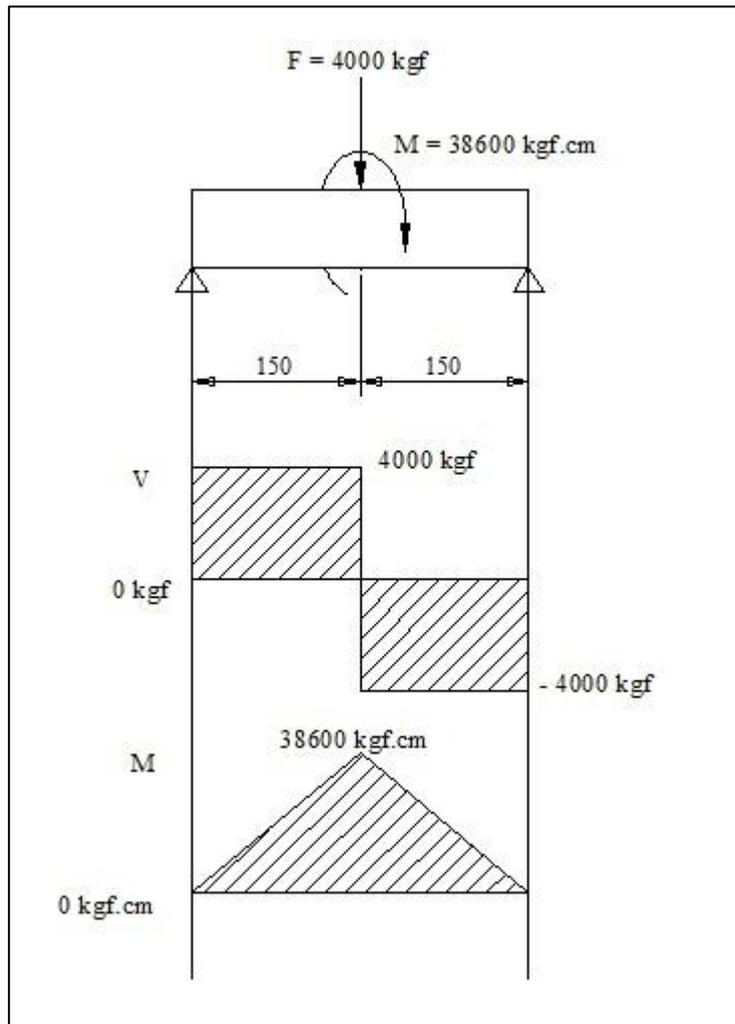
Fonte: Shigley (2005).

ANEXO L – Fatores de Acabamento Superficial

Acabamento Superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} Kpsi	S_{ut} MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,256
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Como forjado	39,9	27,2	-0,995

Fonte: Shigley (2005).

ANEXO M – Diagrama Força e Momento



Fonte: Própria.

ANEXO N – Tabela de Composição do Aço Carbono

DIN	COMPOSIÇÃO	SAE	TENSÃO DE	DUREZA
			ESCOAMENTO	BRINELL
			$\sigma_e(\text{Kgf/cm}^2)$	$H_b(\text{bgf/cm}^2)$
St. 42.11	C 0,25 Si 0,2 Mn	1025	2300	120 a 140
St. 50.11	C 0,35 Si 0,7 Mn 0,7	1035	2700	140 a 170
St. 60.11	C 0,45 Si 0,2 Mn 0,8	1045	3000	170 a 195
St. 70.11	C 0,50 Mn 0,8	1060	3500	195 a 240

Fonte: ANTUNES, 1998

ANEXO O – Dimensões Padronizadas para Dentes Retos de Estrias

Número de Dentes da Estria	w (para todos os ajustes)	Ajuste Classe A (montagem permanente)		Ajuste Classe B (para deslizar sem carga)		Ajuste Classe C (para deslizar com carga)	
		h	d	h	d	h	d
Quatro	0,241D	0,075D	0,850D	0,125D	0,750D	—	—
Seis	0,250D	0,050D	0,900D	0,075D	0,850D	0,100D	0,800D
Dez	0,156D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D
Dezesseis	0,098D	0,045D	0,910D	0,070D	0,860D	0,095D	0,810D

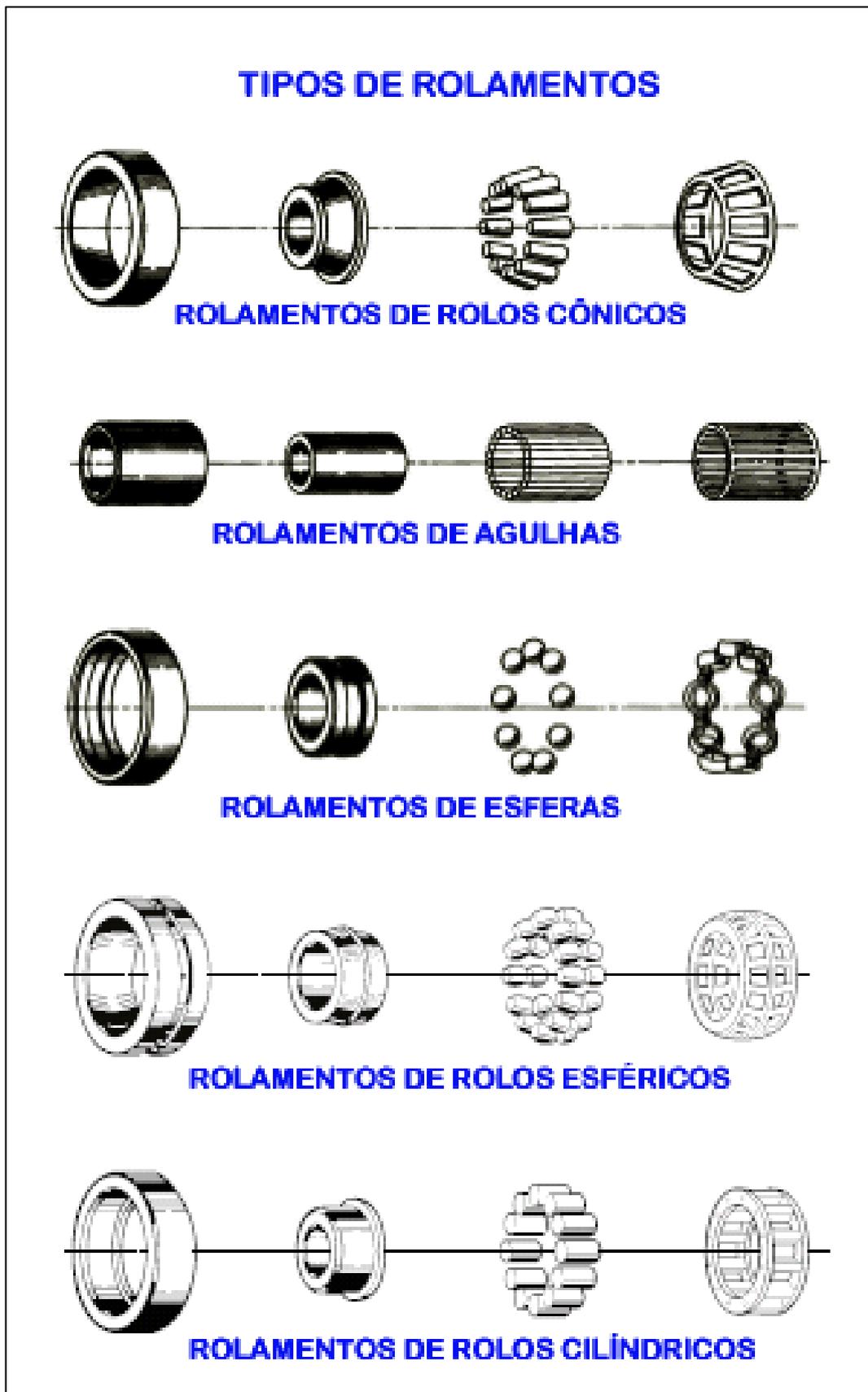
Fonte: COLLINS (2006).

ANEXO P – Interpolação de Dados do Acoplamento

ESTRIA				
DADOS ENTRADA			Valores	Unidade
Diâmetro do Eixo			6,00	cm
Torque			23674,15	Kgf.cm
Tensão Cisalhamento			750	Kgf/cm²
Ajuste Classe A (montagem permanente)				
Numero de estria	Quatro	Seis	Dez	Dezesseis
$d =$ diâmetro interno	5,1	5,4	5,46	5,46
L estria	6,180774	5,513098	5,392597	5,3925969

Fonte: Própria.

ANEXO Q – Modelos de Rolamentos



Fonte: Adapto (ROLAMENTOS)

ANEXO R – Fator de Força Dinâmica para Rolamento (FL)

Aplicação	f_L
Construção mecânica geral	
Engrenagens universais pequenas	2,5 a 3,5
Engrenagens universais médias	3,0 a 4,0
Ventiladores pequenos	2,5 a 3,5

Fonte: (Antunes, 2000).

ANEXO S – Fator de Rotação f_n para Rolamentos de Esferas

n (rpm)	f_n
10	1,494
11	1,447
12	1,405
13	1,369
14	1,336

Fonte: (Antunes, 2000).

ANEXO T – Propriedades de Rolamento Fixos de uma Carreira

Designação Execução	Medias				Capacidade de Carga	
	d	D	B	r	Dinâmica C (Kg)	Estática C_0 (Kg)
6200	10	30	9	1	465	270
6201	12	32	10	1	540	315
6202	15	35	11	1	610	360
6203	17	40	12	1	750	455
6204	20	47	14	1,5	1000	630
6205	25	52	15	1,5	1120	720
6206	30	62	16	1,5	1530	1020
6207	35	72	17	2	2000	1400
6208	40	80	18	2	2280	1600
6209	45	85	19	2	2550	1800

(continuação)

Designação Execução Normal, Z, 2Z, RS, 2RS	Designação Execução Normal, Z, 2Z, RS, 2RS				Designação Execução Normal, Z, 2Z, RS, 2RS	
	d	D	B	r	Dinâmica C	Estática
					(Kg)	C ₀ (Kg)
6210	50	90	20	2	2850	2120
6211	55	100	21	2,5	3400	2550
6212	60	110	22	2,5	4105	3150
6213	65	120	23	2,5	4650	3600
6214	70	125	24	2,5	4900	3800
6215	75	130	25	2,5	5200	4150
6216	80	140	26	3	5700	4550
6217	85	150	28	3	6550	5400
6218	90	160	30	3	7200	6100
6219	95	170	32	3,5	8500	7100
6220	100	180	34	3,5	9650	8000
6221	105	190	36	3,5	10400	9150
6222	110	200	38	3,5	11200	10200
6224	120	215	40	3,5	11400	10400
6226	130	230	40	4	13200	12700
6228	140	250	42	4	14000	14000
6230	150	270	45	4	13700	14000
6232	160	290	48	4	15600	16600
6234	170	310	52	5	16600	18300
6236	180	320	62	5	17600	20000
6238	190	340	66	5	18600	21600
6240	200	360	68	5	21200	25500

Fonte: (Antunes, 2000).

ANEXO U – Recomendações TEXACO para Engrenagens Sem-Fim

Tipo de Engrenagens	Descrição	AGMA*	
		Lubrificantes N°	Produto
Sem-Fim	AGMA 250.02		Pinnacle Composto 680
	Engrenagens Industriais fechada	7 Comp	650 T Composto 1000
		8 Comp	Meropa (de grau adequado)

Fonte: TEXACO BRASIL S.A.

ANEXO V – Especificações AGMA/Produtos TEXACO

Lubrificante AGMA, N°.	Faixa de Viscosidade SSU/100°F	Lubrificantes TEXACO
7 EP	1919-2346	Meropa 460
8	2837-3467	Pinnacle Mineral 680
8 Comp	2837-3467	Pinnacle Composto 680
8 EP	2837-3467	Meropa 680
8 A Comp	4171-5098	650 T Composto 1000

Fonte: TEXACO BRASIL S.A.

ANEXO W – Propriedades Mecânicas do Aço

SAE/AISI	Processamento	LR (Mpa)	Le (Mpa)	A (2")%	Z (%)	HB
1010	Laminado	320	180	28	50	95
	Trefilado	370	300	20	40	105
1015	Laminado	340	190	28	50	101
	Trefilado	390	320	18	40	111
1020	Laminado	380	210	25	50	111
	Trefilado	420	350	15	40	121

Disponível em: < <http://brasil.arcelormittal.com.br/pdf/quem-somos/guia-aco.pdf> >

Acesso em: 28/04/2016

ANEXO X – Especificação do Arame de Solda

Norma	Material a soldar
AWS A 5.3	Arames de alumínio e suas ligas
AWS A 5.6	Arames de cobre e suas ligas
AWS A 5.9	Arames de aço inoxidável e aços com alto teor de Cr
AWS A 5.14	Arames de níquel e suas ligas
AWS A 5.16	Arames de titânio e suas ligas
AWS A 5.18	Arames de aço carbono e aços de baixa liga
AWS A 5.19	Arames de magnésio e suas ligas

Disponível em: < http://www.infosolda.com.br/biblioteca-digital/livros_senai/processos/176-processo-mig-mag-consumiveis.html >

Acesso em: 28/04/2016