

2299627

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Trabalho de Formatura

NOTA 8,0 (oito) *FF*

Avaliação e projeto de sistema de acionamento para empilhadeira. Acionamento por redutor contínuo.

Autor: Wagner José Karat

Orientador: Prof. Valter F. Arruda Alves

1 9 8 1

" O presente trabalho é parte integrante dos
requisitos do curso de Engenharia Mecânica da
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo."

Agradecimentos

" À todas as pessoas que, direta ou indiretamente, prestaram informações que possibilitaram o desenvolvimento deste estudo.

Às empresas consultadas, pela atenção prestada, pelos informes e catálogos."

Sumário

Um dos problemas das indústrias, atualmente, é a estocagem de material. Este problema advém da falta de espaço destinado à estocagem de material. Esta falta de espaço, ocasiona uma elevação nos custos de estocagem (Cr\$/m² é alto).

Uma opção que vem sendo adotada por inúmeras empresas é a verticalização dos estoques. Isto é conseguido utilizando-se prateleiras (rack) dispostas uma ao lado da outra, formando ruas ou matrizes. Cada rua possui dois lados, cada lado possui várias linhas e várias colunas.

Com este sistema podemos cadastrar , indexar e estocar materiais em uma área relativamente reduzida.

Para manipular estes materiais, existem máquinas especiais. Estas máquinas são empilhadeiras que funcionam com dois motores de corrente contínua, alimentados por baterias, para seu deslocamento, e um terceiro motor para o sistema de elevação de carga.

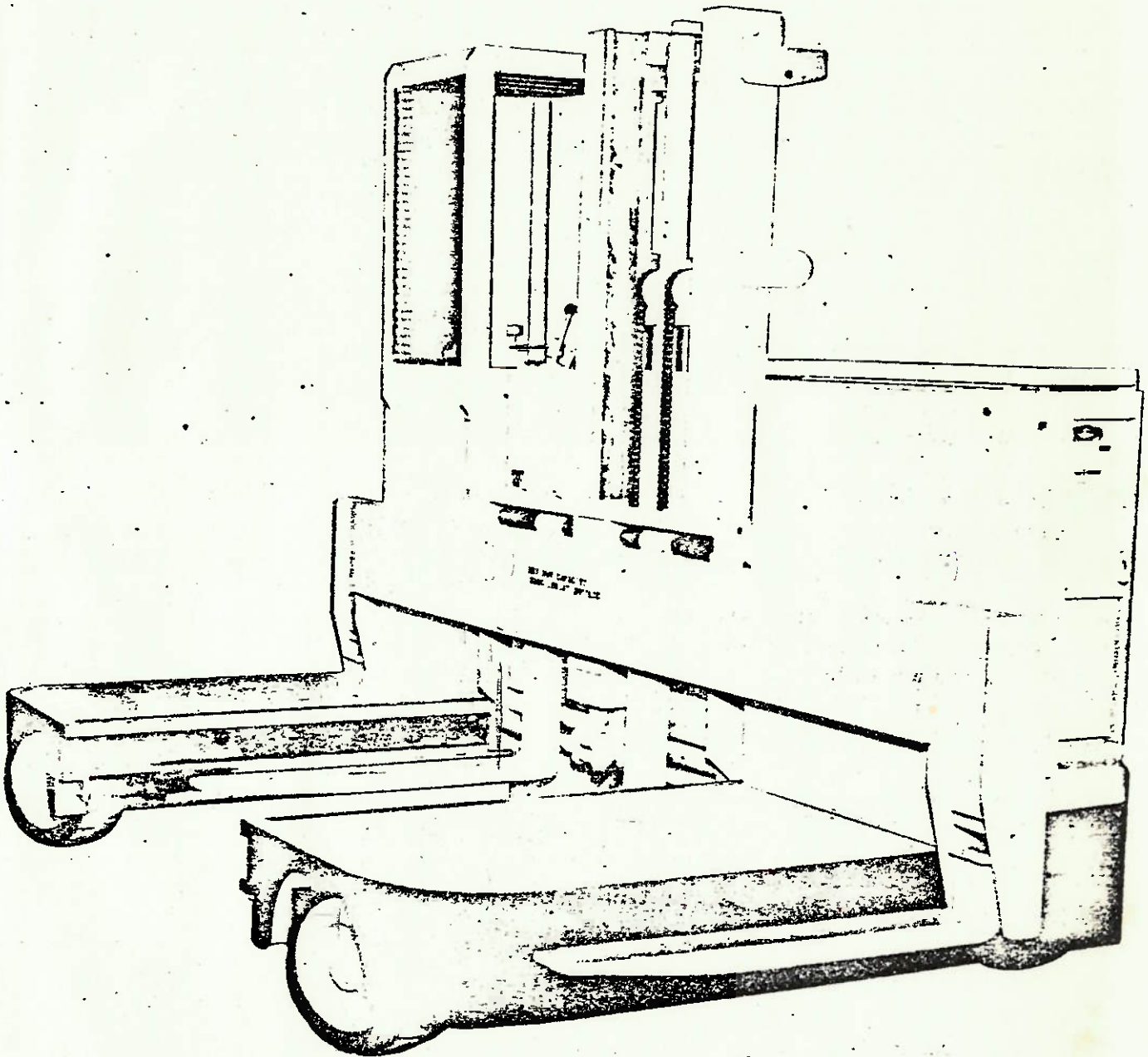
Uma destas empilhadeiras é ilustrada nas páginas seguintes.

Um grande inconveniente destas empilhadeiras é serem alimentadas por baterias, que tem um limite reduzido de carga. Isto implica em recargas periódicas.

Esta limitação condiciona o uso destas empilhadeiras a um máximo de 6 a 8 horas de trabalho ininterrupto a plena carga.

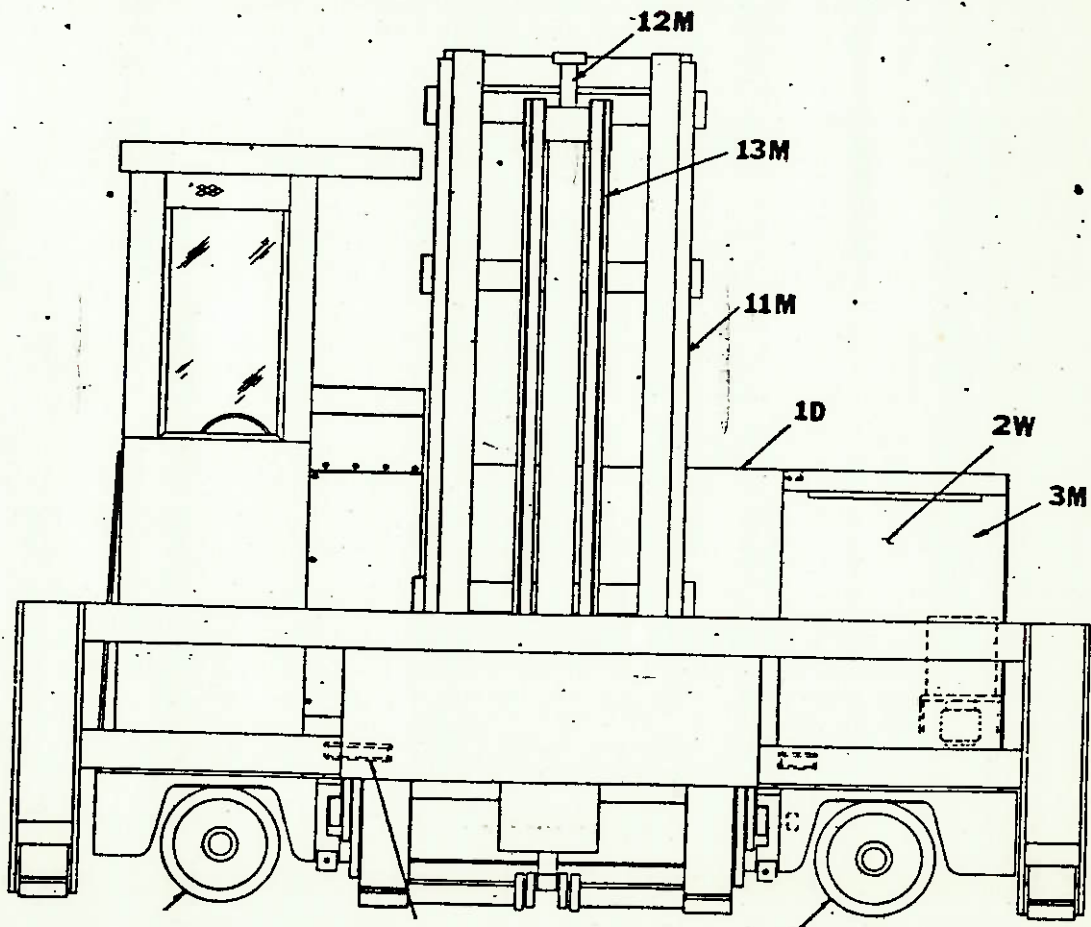
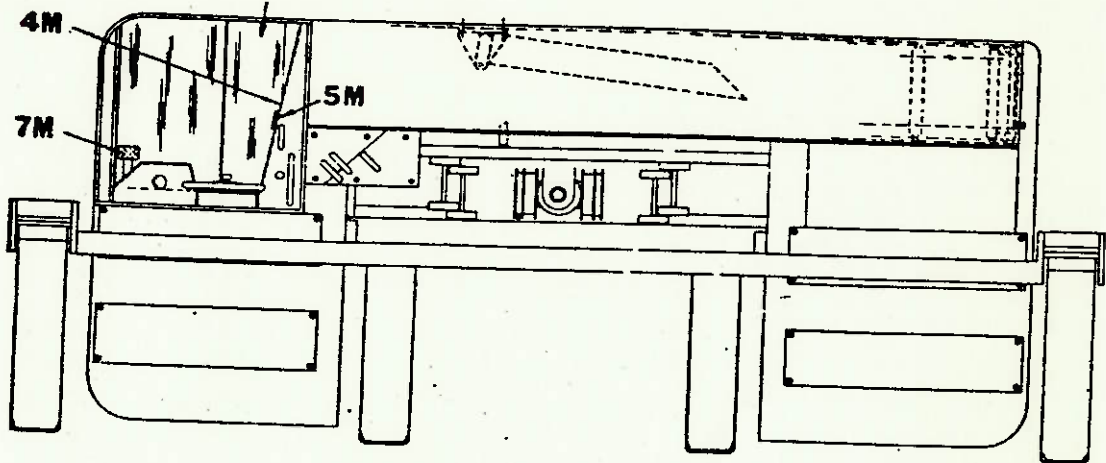
As empresas que trabalham em dois ou mais turnos, precisam ter outra empilhadeira para trabalhar,

enquanto a primeira recarrega suas baterias. Isto obriga as empresas manterem o dobro do número de máquinas^{de} que necessitam.



Este estudo visa avaliar outras alternativas de solução para acionamento destas empilhadeiras, para que possam operar movidas a motores de corrente alternada.

Estas máquinas trabalham em lugares restritos,



geralmente confinadas às ruas entre duas prateleiras. Esta adaptação possibilita o uso destas empilhadeiras sem a necessidade de recarga, além de reduzir o número de empilhadeiras em empresas que trabalham em mais de um turno.

A empilhadeira que serviu de base para este estudo, possui quatro velocidades, conseguidas através de uma associação de resistências. As velocidades se sucedem em quatro trancos.

Nos deteremos neste estudo, à avaliação de um mecanismo de mudança contínua de velocidades, acionado por um motor de corrente alternada à uma rotação constante.

Índice

	Cap. 1	pg.
1.1	Primeira solução	1
1.2	Críticas à primeira solução	2
1.3	Aperfeiçoamento da primeira solução	3
	Cap. 2	
2.1	Características da empilhadeira	5
	Cap. 3	
	Dimencionamento básico	7
	Dimensionamento das engrenagens	11
	Determinação do coeficiente de atrito	16
	Dimensionamento do rolo de atrito	18
	Rendimento do par de atrito	23
	Estimativa de vida do anel	24
	Dimensionamento dos eixos	25
	Dimensionamento do anel orbitário	32
	Seleção dos rolamentos	34
	Nomenclatura	39
	Conclusões	42
	Bibliografia	43

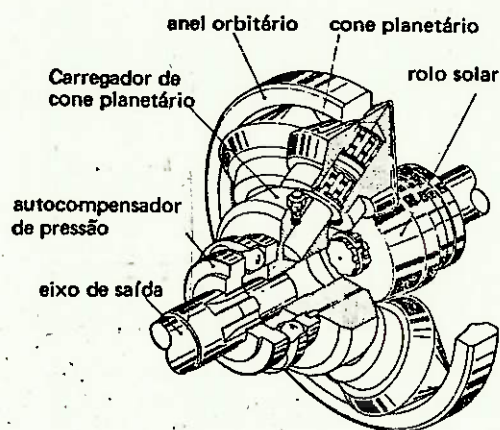
1 - Soluções propostas

1.1 - Primeira solução

Proposta : Dada uma rotação de entrada, variá-la continuamente na saída.

Uma solução para este problema é intercalarmos, entre o motor e o eixo de saída, um variador contínuo de velocidades.

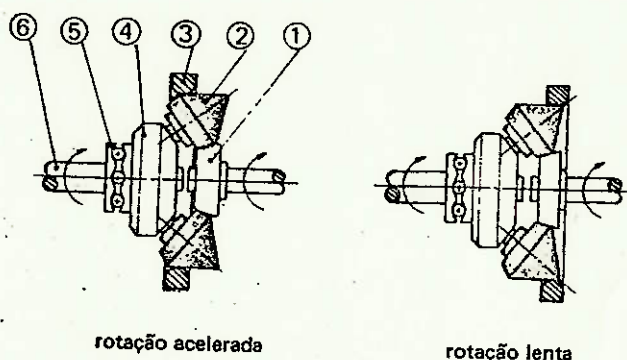
Dentre os varios tipos de variadores contínuos, estudemos o funcionamento de um variador de cone e anel de atrito. Este redutor consta de um sistema planetário, semelhante a um planetário de engrenagens, onde estas engrenagens são substituídas pelos cones e pelo anel externo, conforme a ilustração



As partes principais deste redutor são: volante, cones planetários, anel orbitário fixo e carregador de cones.

Princípio operacional

Quando o rolo solar (1) começa a girar, o cone planetário (2) em contato com o rolo solar (1), gira sobre seu próprio eixo e rola sobre a circunferência interna do anel orbitário fixo (3).



O carregador de cones (4) também gira e como está ligado ao eixo de saída, este também gira.

Deslizando-se o anel orbitário em movimento longitudinal ao longo da superfície dos cones planetários, através de controle manual, a posição de contato do anel com o cone planetário muda, alterando a relação de transmissão. A variação de velocidade depende da relação dos diâmetros no ponto de contato.

1.2 - Críticas à primeira solução

Esta solução, como se propôs anteriormente, proporciona uma variação contínua da rotação de saída, e

consequentemente, uma variação contínua de velocidade. Porém, se esta solução fosse utilizada, haveria necessidade de acoplarmos ao conjunto uma embreagem, para as partidas e paradas, pois este arranjo físico não permite uma variação infinita. Ou seja, com este arranjo não conseguimos uma rotação nula de saída, mantendo-se constante a rotação de entrada.

Apresentaremos a seguir uma outra solução, derivada da primeira, porém, contornando-se este inconveniente exposto.

1.3 - Aperfeiçoamento da 1ª solução

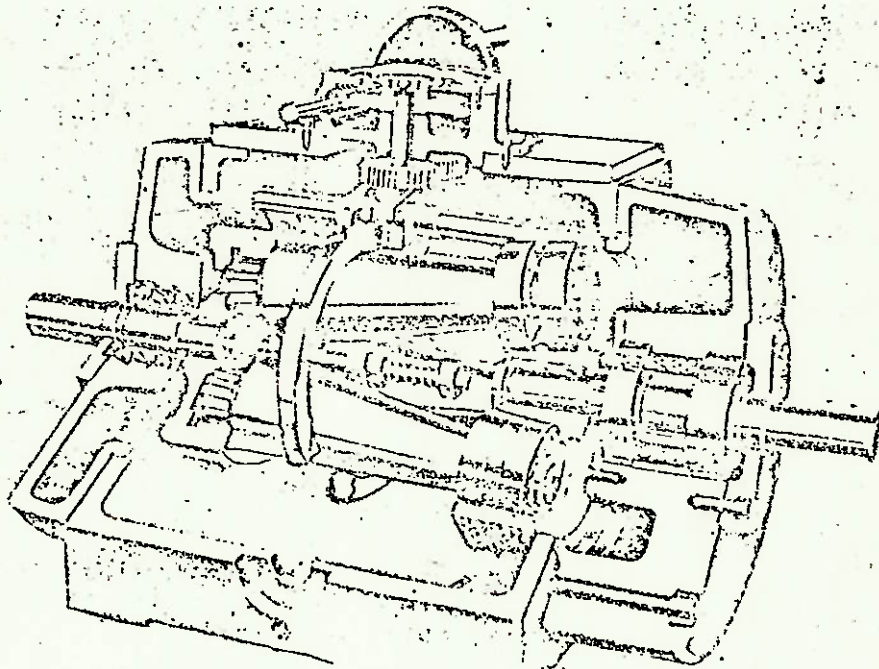
Este novo arranjo geométrico nos permite obter uma rotação nula de saída, sem desacoplamento do motor.

Este arranjo é semelhante ao de rolo cônico e anel, porém com um sistema planetário, de engrenagens, ligado ao eixo de saída.

Nesta combinação de cones planetários anel orbitário e um dispositivo planetário, o eixo de entrada arrasta consigo o carregador de cones, o que faz com que os cones planetários rolem sobre a pista interna do anel orbitário, que é solidário à carcaça.

Como na primeira solução, a variação da relação de transmissão é dada pelo posicionamento do anel orbitário sobre os cones. O anel é acionado manualmente por um sistema de alavanca.

A pressão de contato é garantida pela força centrífuga e pré-tensão dos cones contra o anel orbitário.



Cada cone está ligado a uma engrenagem do sistema planetário, cuja coroa está solidária ao eixo da saída .

A condição de rotação nula de saída é atingida quando a velocidade angular de entrada se iguala à velocidade angular dos centros dos cones ao redor de sua linha de centro mutual.

Desenvolveremos esta solução, nos capítulos seguintes, procurando dentro das limitações, manter inalteradas as características iniciais de velocidade e performance da empilhadeira, as quais relacionaremos a seguir.

2 - Características da empilhadeira

Empilhadeira Raymond modelo E4SLTT

Velocidade de deslocamento $V = 1341$ cm/min

Pesos:

Truk.....9500 lb

Baterias.....2500 lb

Acionamento principal:

Dois motores CA 3 HP a 1500 rpm

Diâmetro das rodas

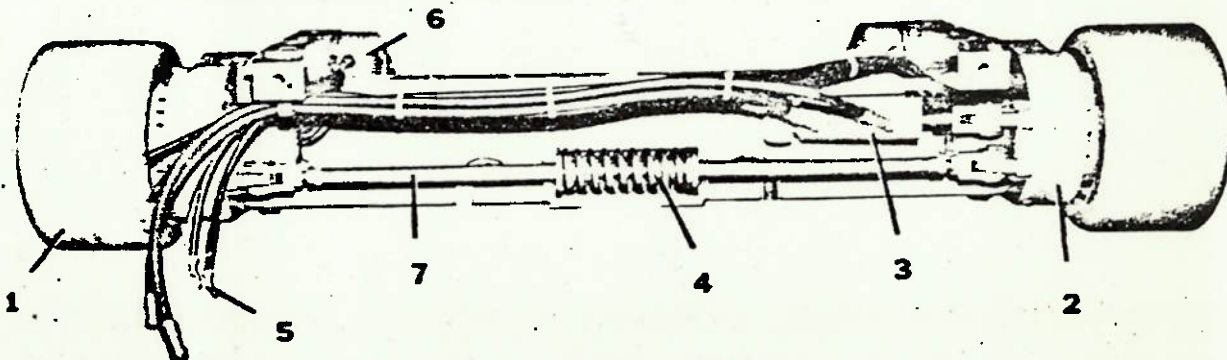
$$D = 15" = 38,1 \text{ cm}$$

O novo sistema de acionamento será impulsionado por dois motores trifásicos, marca WEG, modelo 100 - L, 220 V e potência de 3 HP a 1700 rpm.

A rotação de saída é dada por:

$$n_s = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{1341}{\pi \cdot 38,1} = 11,2 \text{ rpm}$$

Disposição dos elementos no eixo:

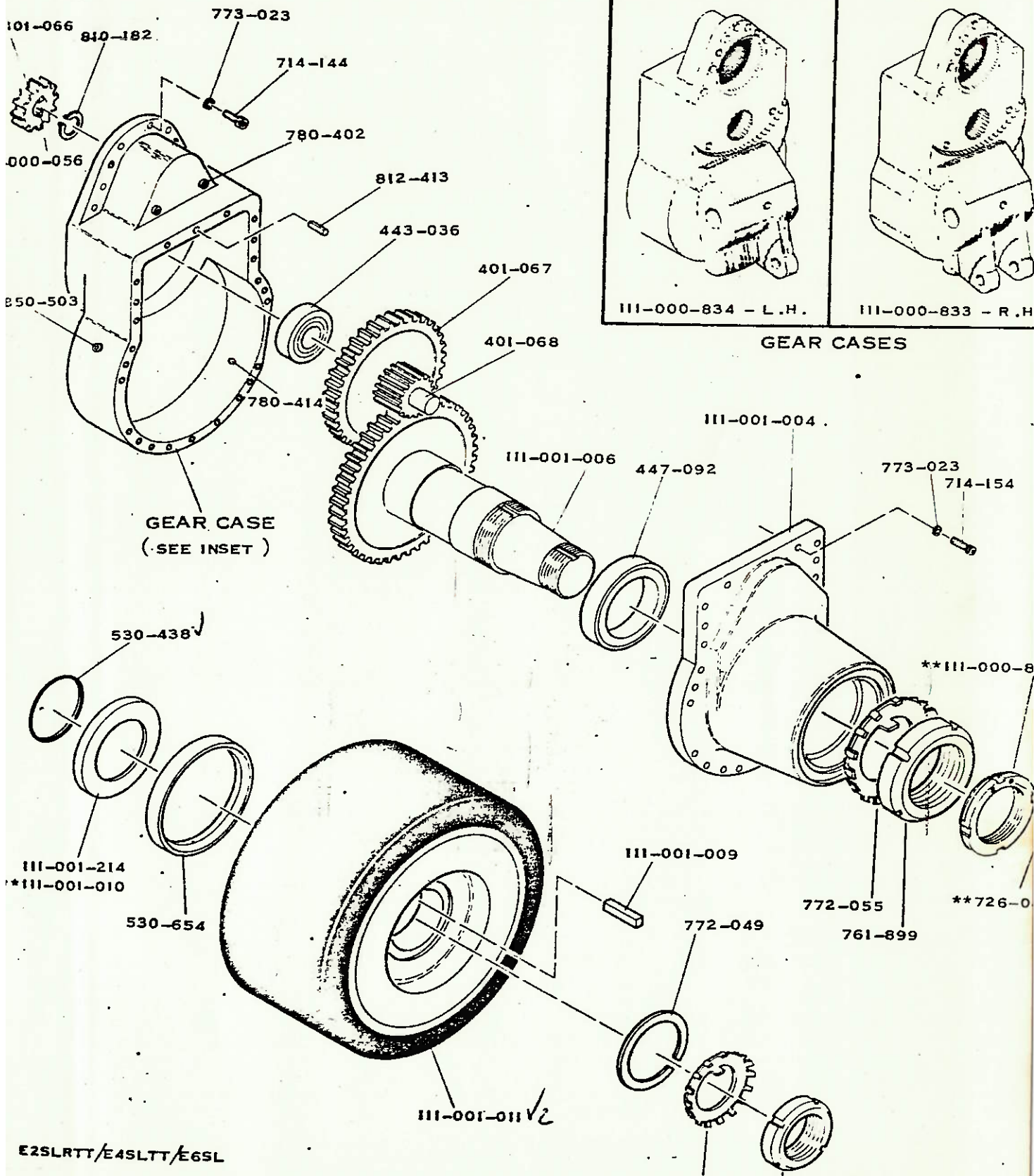


(2) - Unidade de redução

(6) - motor

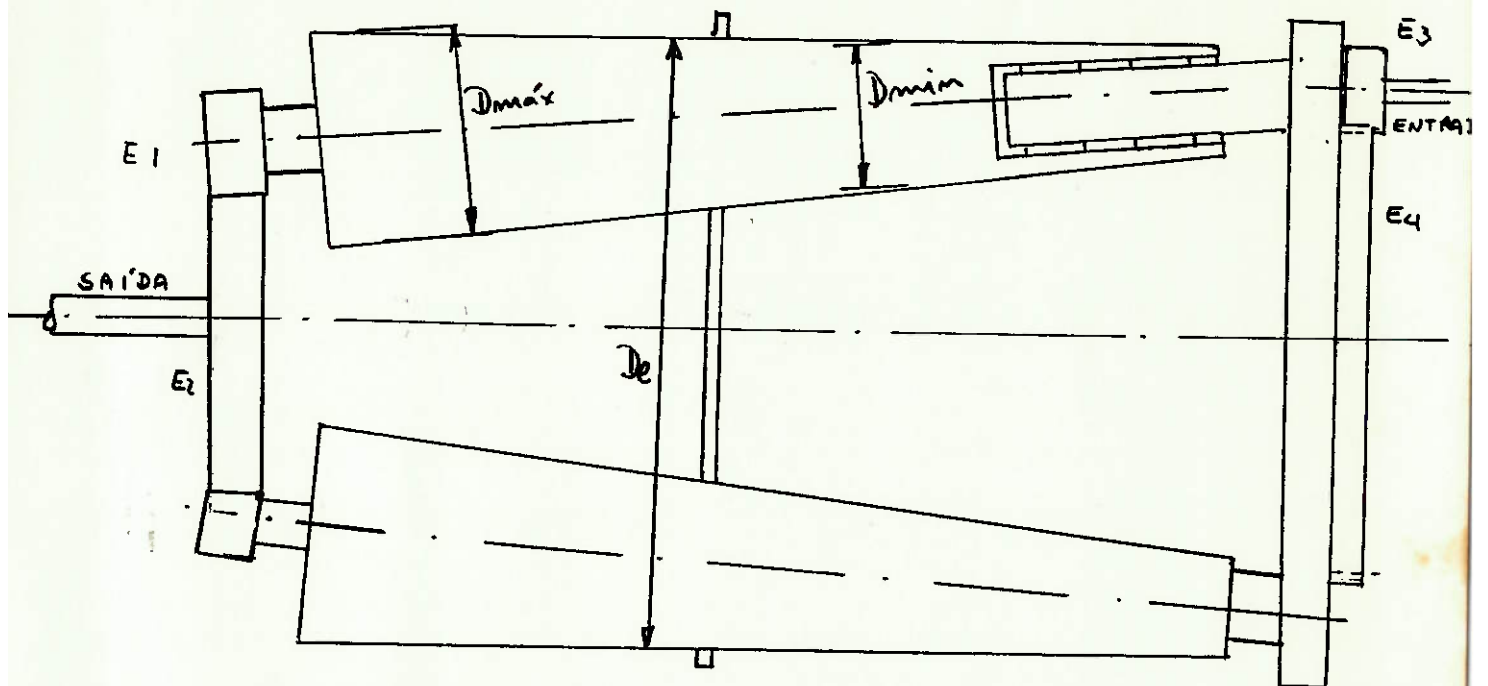
(1) - pneu

Detalhe da unidade de redução:



3 - Dimensionamento básico dos componentes e dados de funcionamento.

As relações a seguir, referem-se ao esquema abaixo



- Relações geométricas para que seja satisfeita a condição de rotação nula de saída

$$\frac{D_e}{D_{max}} = i_{max} = \frac{D_2}{D_1}$$

Façamos uma pré redução da rotação de entrada, através do engrenamento $D_3 - D_4$, de modo que:

$$\frac{D_4}{D_3} = 4,7$$

Então a rotação do porta cones será

$$n_e = \frac{1700}{4,7} = 362 \text{ rpm}$$

A relação de transmissão, a menos da redução de entrada, é dada por:

$$i_j = \frac{n_e}{n_s} = \frac{1}{1 - \frac{D_e \cdot D_1}{D_j \cdot D_2}}$$

Adotemos os seguintes valores:

$$D_e = 150 \text{ mm}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{3}$$

Quando a rotação de saída for nula, a relação de transmissão será:

$$i_{\max} = \frac{1}{1 - \frac{150}{D_{\min}} \cdot \frac{1}{3}} = \infty$$

$$\therefore D_{\min} = 50 \text{ mm}$$

A maior rotação se dará quando a rotação de saída for igual a $n_s = 11,20 \text{ rpm}$, nesta condição,

$$i = i_{\min} = \frac{n_e}{n_s} = \frac{362}{11,20} \approx 32,25$$

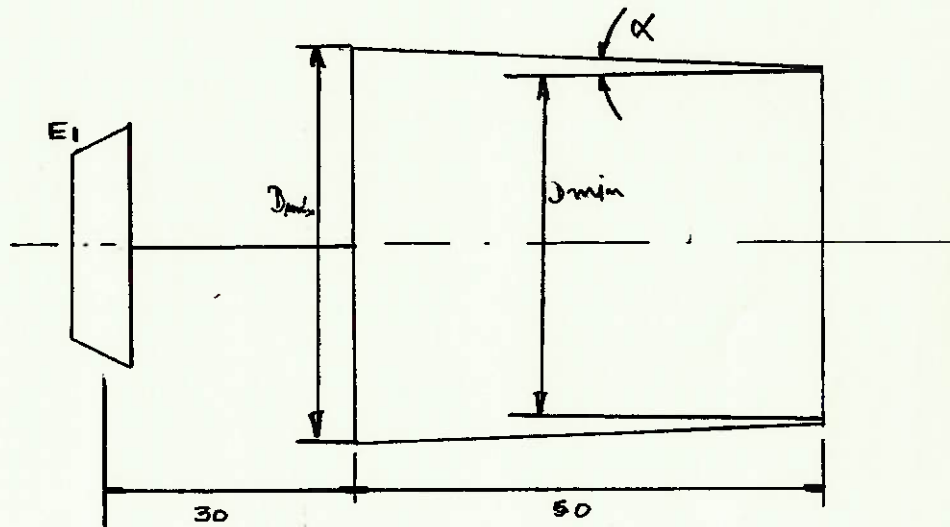
então,

$$i_{\min} = \frac{1}{1 - \frac{150}{D_{\max}} \cdot \frac{1}{3}} = 32,25$$

$$D_{\max} = 51,60 \text{ mm}$$

Determinação dos diâmetros D_1 e D_2 :

Seja o comprimento útil dos rolos $L = 50$ mm, medido sobre seu eixo, e a distância entre o fim da parte útil do rolo ao centro da engrenagem $A = 30$ mm ,
então,

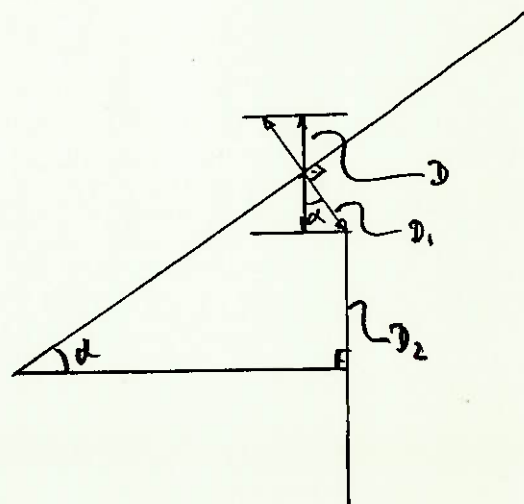


$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2 \cdot L} = 0,016$$

$$\alpha = 0,916^\circ$$

$$D = (25 + 80 \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot \cos \alpha = 26,277$$

$$D_e - 2 \cdot D = D_1 + D_2$$



$$D_1 + D_2 = 150 - 2 \cdot 26,277$$

$$D_1 + D_2 = 97,446 \text{ mm}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{3}$$

$$\begin{cases} D_1 = 24,362 \text{ mm} \\ D_2 = 73,084 \text{ mm} \end{cases}$$

Dimensionamento das engrenagens:

Par $E_1 E_2$:

$$Z_1 = 20 \text{ dentes}$$

$$Z_2 = \frac{D_2}{D_1} \cdot Z_1 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ dentes}$$

$$\frac{D_1}{Z_1} = m_1 \quad m_1 = 1,22 \text{ mm}$$

adotemos então o módulo normalizado $m_1 = 1,25$

portanto, $D = m \cdot Z$

$$\begin{cases} D_1 = 25 \text{ mm} \\ D_2 = 75 \text{ mm} \end{cases}$$

Como temos a soma $D_1 + D_2$ pré fixada, é necessário que se faça uma correção no perfil dos dentes.

Adotaremos um engrenamento " V " com $x_2 = 0$

$$a_0 = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{25 + 75}{2} = 50 \text{ mm}$$

$$a = \frac{97,446}{2} = 48,723$$

$$\cos \alpha_b = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0$$

$$\alpha_0 = 20^\circ$$

$$\cos \alpha_b = \frac{50}{48,723} \cos 20^\circ \approx 0,964$$

$$\alpha_b = 15,350^\circ = 0,2679 \text{ rad}$$

$$x_1 = \frac{-(\text{ev}(\alpha_b) - \text{ev}(\alpha_0)) \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha_0}$$

$$x_1 = \frac{(0,00659 - 0,01490) \cdot (20 + 60)}{2 \cdot \text{tg} 20^\circ}$$

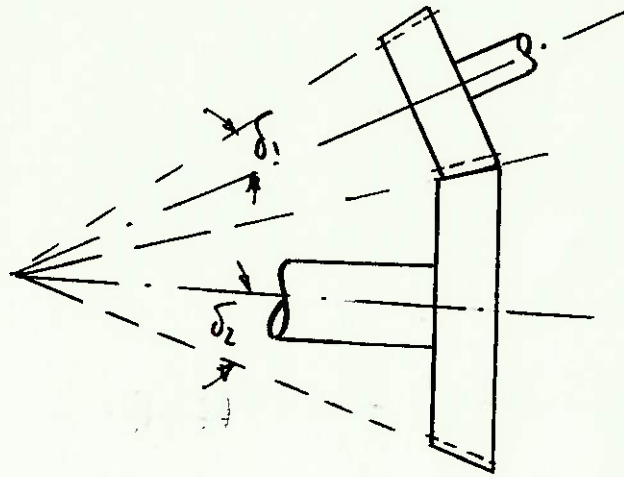
$$x_1 = - 0,9123$$

Cálculo do encurtamento de cabeça:

$$K m = (x_1 + x_2) \cdot m - a_o \left\{ \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_b} - 1 \right\}$$

$$K m = (-0,9123) \cdot 1,25 - 50 \cdot \left\{ \frac{\cos 20^\circ}{\cos 15,35^\circ} - 1 \right\}$$

$$K m = 0,137 \text{ mm}$$



Como δ_1 e δ_2 são pequenos, a largura do pinhão é dada por:

$$b \geq \frac{F_t \cdot q \cdot \psi}{C \cdot m}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D} \quad \text{e} \quad M_t = 71620 \frac{N}{n}$$

No eixo de saída temos

$$M_t = 71620 \frac{3}{11,2} = 19183 \text{ kgf.cm}$$

$$F_t = \frac{2.19183}{7.3084} = 5249 \text{ kgf}$$

Portanto pela ação e reação, teremos em E_1

$$F_t = \frac{5249}{5} = 1049 \text{ kgf}$$

$$\text{aço 20 MnCr 5} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = 11500 \text{ kgf/cm}^2 \\ \bar{\sigma} = 5750 \text{ kgf/cm}^2 \end{array} \right.$$

$$b \geq \frac{1049.34,5.1,25}{5750.1,25} = 6,2 \text{ cm}$$

Adotaremos $b = 70 \text{ mm}$

Par $E_3 E_4$:

Adotemos $D_3 = 30 \text{ mm}$, como $\frac{D_4}{D_3} = 4,7$

$$D_4 = 4,7 \cdot 30 = 141 \text{ mm}$$

Adotemos $Z_3 = 20$ dentes $m = \frac{D_3}{Z_3} = \frac{30}{20} = 1,5 \text{ mm}$

$$Z_4 = \frac{D_4}{m} = \frac{141}{1,5} = 94 \text{ dentes}$$

Cálculo da lagura do pinhão

$$b = \frac{F_t \cdot q \cdot \psi}{\bar{\sigma} \cdot m}$$

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{3}{1700}$$

$$M_t = 127 \text{ kgf.cm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 127}{3}$$

$$F_t = 84,6 \text{ kgf}$$

$$b \geq \frac{84,6 \cdot 32 \cdot 1,25}{1,5 \cdot 3250} \approx 0,7 \text{ cm}$$

Portanto, adotaremos

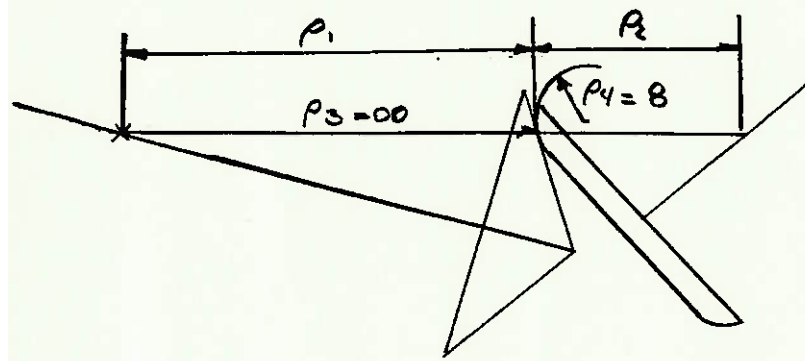
$$b = 15 \text{ mm}$$

Determinação do coeficiente de atrito entre o cone e o
anel orbitário.

Cone de aço duro (cementado), lapidado

Anel orbitário da aço sinterizado e oleado

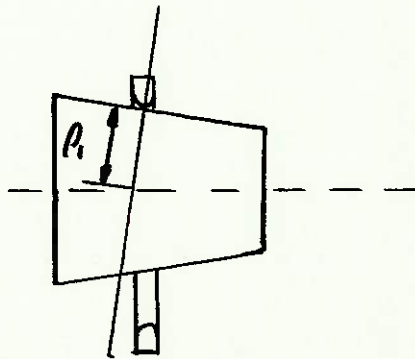
Funcionamento imerso em óleo



$$\rho = \frac{1}{1/\rho_1 + 1/\rho_2}$$

e

$$\rho' = \frac{1}{1/\rho_3 + 1/\rho_4}$$



$$\alpha_1 = 90^\circ - 0,917^\circ = 89,083^\circ$$

$$\rho_1 = \frac{r_1}{\text{sen } \alpha_1} \quad e \quad \rho_2 = \frac{r_2}{\text{sen } \alpha_2}$$

$$\rho_1 = \frac{50 + 51,6}{2 \text{ sen } 89,083^\circ} = 50,806 \text{ mm}$$

$$\rho_2 = \frac{150}{2 \text{ sen } 89,083^\circ} = 75,038 \text{ mm}$$

$$\rho = \frac{1}{\frac{1}{50,806} + \frac{1}{75,038}} = 30,302 \text{ mm}$$

$$\rho' = \frac{1}{\frac{1}{60} + \frac{1}{8}} = 8,0 \text{ mm}$$

$$\rho_k = \frac{2}{\frac{1}{\rho} + \frac{1}{\rho'}} = 12,658$$

$$\mu = \frac{0,2}{(\rho_k)^{1/3}} = \frac{0,2}{(12,658)^{1/3}}$$

$$\mu = 0,086$$

Dimensionamento dos pares de atrito

O torque a ser transmitido é

$$M_t = 71620 \frac{N}{n}$$

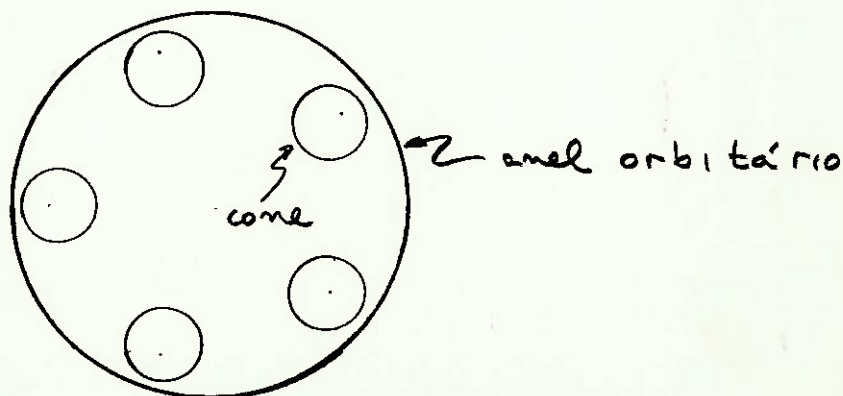
A rotação dos cones é de

$$n = i \cdot n_e = 3 \cdot 361,2 = 722,4 \text{ rpm}$$

$$M_t = 71620 \frac{3}{722,4}$$

$$M_t \approx 198 \text{ kgf.cm}$$

Este momento será transmitido através de 5 cones, conforme a figura



O torque transmitido por cada cone será

$$M_{to} = \frac{M_t}{5} = \frac{198}{5}$$

$$M_{to} = 39,6 \text{ kgf.cm}$$

A força de compressão necessária para transmitir este torque será, levando-se em conta um coeficiente de segurança ao escorregamento $S_r = 1,25$

$$P = \frac{U \cdot S_r}{\mu}$$

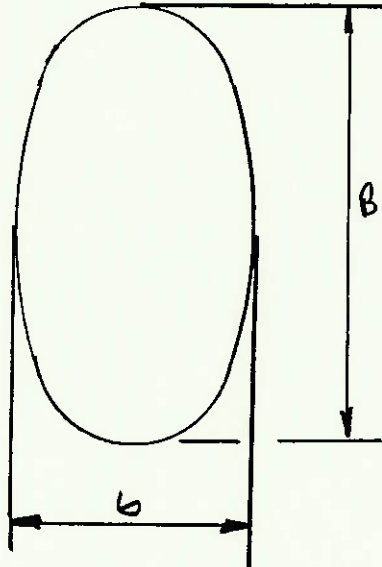
onde

$$U = \frac{2 \cdot M_{to}}{D_{min}} = \frac{2 \cdot 39,6}{5} \approx 16 \text{ kgf}$$

$$P = \frac{16 \cdot 1,25}{0,086}$$

$$P \approx 233 \text{ kgf}$$

Devido à natureza do contato entre o cone e a superfície do anel orbitário, ocasionará uma superfície comprimida elíptica, conforme a figura abaixo



Isto ocorre devido ao contato puntiforme entre as duas superfícies.

Para este tipo de contato teremos:

Carregamento específico

$$k_0 = \frac{P_0}{D_1^2}$$

$$k_0 = \frac{233}{150^2} = 0,010$$

Pressão de rolamento

$$k = k_{lim} = (HB / 380)^2$$

Usaremos o aço 20 Mn Cr 5, HB = 450

$$k = (450/380)^2$$

$$k = 1,4 \text{ kgf/mm}^2$$

O coeficiente de adaptação ψ é dado por

$$\psi = \frac{k_0}{k} = \frac{0,01}{1,4}$$

$$\psi = 0,007$$

A superfície comprimida é dada por

$$\frac{\pi}{4} \cdot b \cdot B = 0,775 \cdot \pi \cdot \psi \cdot D_1^2 \cdot (k/E)^{2/3}$$

"b" e "B" em mm

Suponhamos $B/b = 2,5$

Nessas condições teremos

$$\frac{\pi}{4} \cdot 2,5 \cdot b^2 = 0,775 \cdot \psi \cdot 0,007 \cdot 150^2 \cdot \left(\frac{1,4}{18000} \right)^{2/3}$$

$$b^2 \approx 0,356$$

$$b = 0,596 \text{ mm}$$

$$B = 2,5 \cdot b = 2,5 \cdot 0,596$$

$$B = 1,49 \text{ mm}$$

Podemos calcular agora, a título de verificação, a potência de acionamento

$$N_1 = \frac{U \cdot z \cdot r_1 \cdot n_1}{7,16 \cdot 10^5}$$

$$N_1 = \frac{16 \cdot 5 \cdot 25,8 \cdot 362,3}{7,16 \cdot 10^5}$$

$$N_1 \approx 3,13 \text{ CV} \quad // \text{ ok}$$

Potência de atrito na superfície comprimida

$$N_r = N_1 \cdot q_r \cdot \frac{B}{r}$$

Onde q_r é o coeficiente de perda, tabelado em função de S_r e b/B

$$q_r = 1,23$$

$$N_r = 3,13 \cdot 1,23 \cdot \frac{1,49}{75}$$

$$N_r \approx 0,08 \text{ CV}$$

Rendimento do par de atrito

$$\eta_r = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = \frac{3,13 - 0,08}{3,13}$$

$$\eta_r \approx 0,97 = 97 \%$$

O que é um valor aceitavel, pois η_r está na faixa 95 - 98 %

Estimativa da vida do anel externo

$$L_h = \frac{V_v}{N_r \cdot f}$$

$$V_v = F_r \cdot s$$

$$F_r = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot B$$

$$L_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot s \cdot B}{N_r \cdot f}$$

onde $\begin{cases} s \text{ é a espessura desgastável do anel orbitário} \\ f \text{ é o coeficiente de desgaste do material} \end{cases}$

$$\begin{cases} s = 0,08 \text{ mm} \\ f = 0,4 \text{ mm}^3/\text{CV.h} \end{cases}$$

$$L_h = \frac{2 \cdot \pi \cdot 75 \cdot 1,49 \cdot 0,08}{0,08 \cdot 0,4}$$

$$L_h = 1755 \text{ h}$$

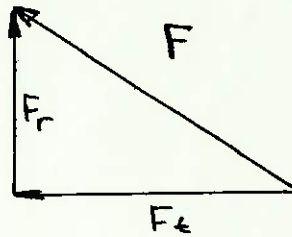
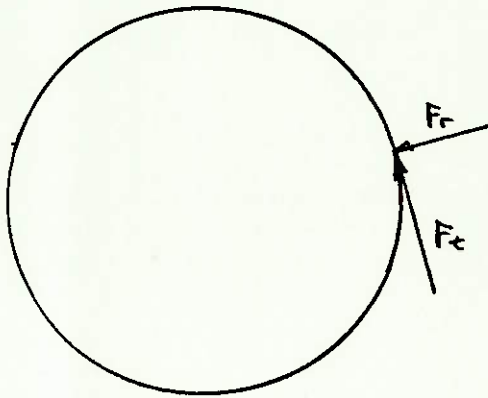
Dimensionamento dos eixos

Eixo de entrada

$$F_t = 84,6 \text{ kgf}$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha = 84,6 \cdot \text{tg } 20^\circ$$

$$F_r = 30,8 \text{ kgf}$$

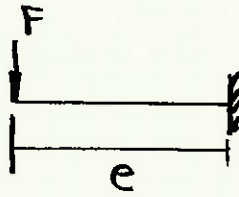


$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$F = \sqrt{(84,6)^2 + (30,8)^2}$$

$$F = 90 \text{ kgf}$$

Tomemos o momento no plano de ação de F



$$e = 2 \text{ cm}$$

$$M_E = F \cdot e = 90 \cdot 2$$

$$M_E = 180 \text{ kgf.cm}$$

$$M_t = 127 \text{ kgf.cm}$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{1}} = \frac{1}{3,8} \quad (\text{flexão simétrica e torção constante})$$

$$M_i = \sqrt{M_E^2 + (\alpha \cdot M_t)^2}$$

$$M_i = \sqrt{(180)^2 + \left\{ \frac{127}{3,8} \right\}^2}$$

$$M_i \approx 183 \text{ kgf.cm}$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\sqrt{r}}{3.3,8} = \frac{6500}{3.3,8} = 570 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \bar{\sigma}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 183}{\pi \cdot 570}} = 1,5 \text{ cm}$$

Adotaremos

$$d = 20 \text{ mm}$$

Eixo de saída

$$M_t = 71620 \frac{3}{11,2} = 19183 \text{ kgf.cm}$$

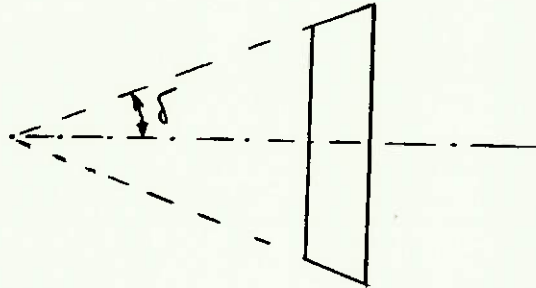
$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 19183}{7,3084}$$

$$F_t = 5249 \text{ kgf}$$

$$F_r = F_t \cdot \left\{ \frac{\text{tg} \alpha_o \cdot \cos \delta}{\cos \beta} - \text{tg} \beta \cdot \text{sen} \delta \right\}$$

Para um engrenamento reto, $\beta = 0^\circ$

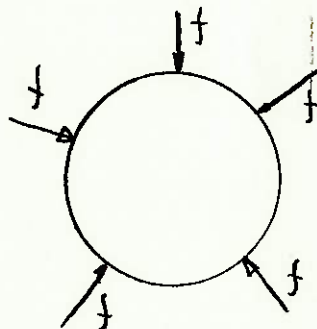
Onde δ é o angulo de cone do pinhão



$$F_r = 5249 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 0,916^\circ$$

$$F_r = 1910 \text{ kgf}$$

Devido à disposição dos esforços no eixo de saída, as forças radiais $f = \frac{F_r}{5}$ se anularão



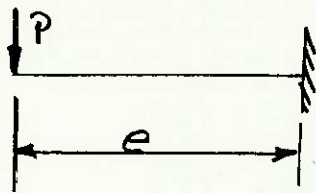
Dimensionaremos então, o eixo de saída somente à torção

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 19183}{\pi \cdot 5750}} = 3,2 \text{ cm}$$

Estes eixos são os mesmos nos quais serão fixadas as rodas
Para uma carga máxima admissível de 20000 kgf

$$P = \frac{20000}{4} = 5000 \text{ kgf}$$



$$M_E = P \cdot e = 5000 \cdot 10$$

$$M_E = 50000 \text{ kgf.cm}$$

$$\alpha = \frac{\sqrt[3]{3}}{\sigma_1} = \frac{1}{3,8}$$

$$M_i = \sqrt{(50000)^2 + \left(\frac{19183}{3,8}\right)^2}$$

$$M_i = 50254 \text{ kgf.cm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 50254}{\pi \cdot 5750}}$$

$$d = 4,5 \text{ cm}$$

adotaremos

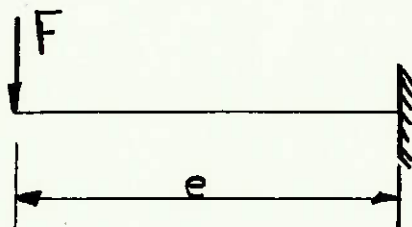
$$d = 70 \text{ mm}$$

Eixo do rolo cônico

$$F = F_{\text{eixo saída}} \cdot \frac{1}{5} \text{ (ação e reação)}$$

$$F = \frac{1}{5} \cdot \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \frac{1}{5} \cdot \sqrt{(1910)^2 + (5249)^2}$$

$$F = \frac{5585}{5} = 1117 \text{ kgf}$$



$$M_E = F \cdot e = 1117 \cdot 1,6$$

$$M_E = 1787 \text{ kgf.cm}$$

$$F_t = \frac{1}{5} \cdot 5249 = 1050 \text{ kgf}$$

$$M_t = \frac{F_t \cdot D}{2} = \frac{1050 \cdot 5}{2} = 2625$$

$$\alpha = \frac{\sigma_1}{\sigma_3} = \frac{1}{3,8}$$

$$M_i = \sqrt{(1787)^2 + \left(\frac{2625}{3,8}\right)^2}$$

$$M_i = 1916 \text{ kgf.cm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1916}{\pi \cdot 5750}} = 1,5 \text{ cm}$$

Adotemos então

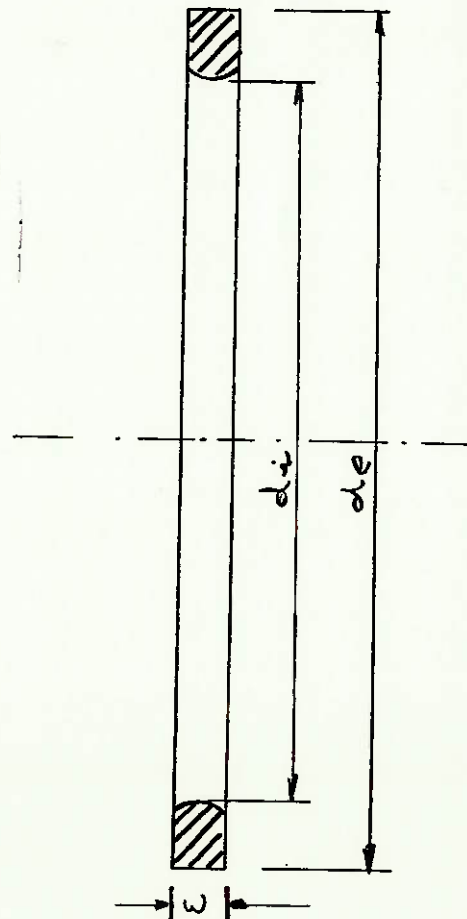
$$d = 20 \text{ mm}$$

Dimensionamento do anel orbitário

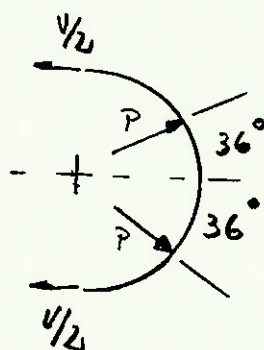
O material utilizado será um sinterizado de aço 37 MnSi 5 temperado por indução

$$\sigma = 21,3 \text{ kgf/mm}^2$$

Dureza nos flancos 595 HB



$$V = 2.P.\cos 36^\circ$$



$$\frac{V}{2} = P \cdot \cos 36^\circ = 233 \cdot \cos 36^\circ$$

$$\frac{V}{2} \approx 190 \text{ kgf}$$

$$S_{\min} = \frac{V}{2 \cdot \bar{\sigma}} = \frac{190}{2 \cdot 21,3}$$

$$S_{\min} \approx 4,5 \text{ mm}^2$$

Adotaremos então

$$\left\{ \begin{array}{l} d_i = 150 \text{ mm} \\ d_e = 172 \text{ mm} \\ w = 8 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Seleção dos rolamentos

Eixo de entrada

$$P_a = 0$$

$$x = 1, \quad y = 0$$

$$P = x \cdot P_r + y \cdot P_a$$

$$P_r = 90 \text{ kgf}$$

$$P = P_r = 90 \text{ kgf}$$

Como serão colocados dois rolamentos,

$$P = \frac{90}{2} = 45 \text{ kgf}$$

para uma vida de 50000 h a 362 rpm,

$$C/P = 8,38$$

$$C = 8,38 \cdot 45$$

$$C = 377 \text{ kgf}$$

Rolamento 30204
DIN 720

$$\left\{ \begin{array}{l} d = 20 \text{ mm} \\ D = 47 \text{ mm} \\ B = 15 \text{ mm} \\ C = 1600 \text{ kgf} \end{array} \right.$$

$$C/P \approx 35$$

$$L_h \approx \infty$$

Eixo de saída

$$P_r = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{(1910)^2 + (5249)^2}$$

$$P_r = 5585 \text{ kgf}$$

$$P_a = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \operatorname{sen} 0,916^\circ$$

$$P_a \approx 31 \text{ kgf}$$

$$\frac{P_a}{P_r} \approx 0,006$$

$$x = 1, \quad y = 0$$

$$P = x \cdot P_r + y \cdot P_a$$

$$P = P_r = 5585 \text{ kgf}$$

Para vida de 50000 h a 16 rpm,

$$C/P = 3,19$$

$$C = 3,19 \cdot 5585$$

$$C = 17800 \text{ kgf}$$

Usando-se dois rolamentos,

$$C = 17800 \cdot 0,5 = 8900 \text{ kgf}$$

Rolamento 32214 DIN 720

$$\left. \begin{array}{l} d = 70 \text{ mm} \\ D = 125 \text{ mm} \\ B = 33,5 \text{ mm} \\ C = 10200 \text{ kgf} \end{array} \right\}$$

$$C/P = 3,6$$

$$L_h = 180000 \text{ h}$$

Rolamentos dos rolos dos cones planetários

$$P = P_r = 233 \text{ kgf}$$

Para uma vida de 50000 h a 1083 rpm,

$$C/P = 11,0$$

serão usados dois rolamentos

Portanto

$$C/P = 11 \cdot 0,5 = 5,5$$

$$C = 5,5 \cdot 233$$

$$C = 1290 \text{ kgf}$$

Rolamento Na 20 DIN 617

$$\left\{ \begin{array}{l} d = 20 \text{ mm} \\ D = 42 \text{ mm} \\ B = 20 \text{ mm} \\ C = 1600 \text{ kgf} \end{array} \right.$$

$$C/P = 13,7$$

$$L_h = 100000 \text{ h}$$

Rolamento do dispositivo de compressão

Serão utilizados dois rolamentos

3200x , DIN 628

$$\left\{ \begin{array}{l} d = 10 \text{ mm} \\ D = 30 \text{ mm} \\ B = 14 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Nomenclatura

a	mm	distância entre centros
b	mm	largura engrenagem, elipse
B	mm	largura rolamento, elipse
C	kgf	capacidade de carga do rolamento
d, D	mm	diâmetros
$E_{1,2,3,4}$	-	engrenagens
E	kgf/mm ²	módulo de elasticidade
e	cm	braço do momento
ev	-	função evolvente
f	mm ³ /CVh	coeficiente de desgaste
F	kgf	força
F_t	kgf	componente tangencial da força
F_r	kgf	componente radial da força
H_B	-	dureza Brinell
i	-	relação de transmissão
k	kgf/mm ²	pressão de rolamento
k_o	kgf/mm ²	carregamento estecífico
K	-	coeficiente para encurtamento de cabeça
L	mm	comprimento útil do cone
L_h	h	vida
m	mm	módulo
M_t	kgf.cm	momento torsor
M_i	kgf.cm	momento ideal
M_E	kgf.cm	momento fletor total
n	rpm	rotação
N	CV	potência
P	kgf	força de compressão

P_a	kgf	força axial no rolamento
P_r	kgf	força radial no rolamento
q_r	-	coeficiente de perda
r	mm	raio de curvatura
s	mm	espessura de desgaste do anel de atrito
S_r	-	coeficiente de segurança ao escorregamento
U	kgf	força tangencial no par de atrito
V	kgf	força de ruptura no anel
V_v	mm ³	volume desgastado
V	cm/min	velocidade da empilhadeira
w	mm	espessura do anel
x	-	coeficiente de deslocamento do perfil
Z	-	numero de dentes da engrenagem
ϵ	-	fator de correção do momento torsor
α	graus	ângulo de inclinação do cone
α_o, α_b	graus	ângulo de engrenamento
α_1, α_2	graus	ângulo de cone do pinhão, coroa
σ_r	kgf/cm ²	tenção de ruptura do material
σ_a	kgf/cm ²	tenção admissível do material
ϕ	-	fator de serviço, coef. adaptação
ρ	mm	raios de curvatura
μ	-	coeficiente de atrito
η	-	rendimento
β	graus	ângulo de inclinação do dente

Indices

s	saída
e	entrada
máx	valor máximo da grandeza
min	valor minimo da grandeza

Conclusões

Podemos constatar, ao final deste trabalho, que a idéia inicial de que o tipo de empilhadeira em estudo pode ser acionada por um conjunto motor corrente alternada - redutor contínuo é exequível tecnicamente.

Os pares de atrito metal duro - metal duro, com o anel externo sinterizado, mostram-se, na prática, eficientes e sem o inconveniente de danificação dos cones planetários.

Outro ponto a ser examinado, é o da eletrificação das áreas onde operará a empilhadeira.

Uma solução seria a eletrificação aérea, semelhante à usada pelos tróleibus, que apesar de parecer, à primeira vista, dispendiosa, pouco representa quando comparada ao custo de uma empilhadeira a menos devido ao fato de podermos ter e manter apenas uma empilhadeira, se adotada esta solução.

Este trabalho deve servir de base a outros estudos, caso se deseje levar avante esta solução.

Bibliografia

1 - Livros

- Niemann, Gustav
Elementos de máquinas
Edgard Blücher - 1971

- Dobrovolski, Victor
Elementos de máquinas
Editora MIR - 1970

2 - Catalogos

- Graham Transmissions
Stowell Industries Inc.
Wisconsin - USA

- Ringcone, variadores de velocidades
Shimpo do Brasil
São Paulo - Brasil

3 - Periódicos

- Machine Design, Março 81