

2299586

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE FORMATURA

TÍTULO: ANÁLISE DINÂMICA E DE PROJETO DE UM  
COMPACTADOR DO TIPO SOQUETE VIBRATÓRIO

95  
10-12-81  
CREA. Nº 39702

AUTOR: CLÁUDIO SANTILLI  
ORIENTADOR: CILAS MOLINARI

625.085 Santilli, Claudio

S59a

Análise dinâmica e de projeto de um  
compactador do tipo soquete vibratório;  
orientador Prof. Cilas Molinari. São  
Paulo, EPUSP, 1981.

63 p.ilus.tab.graf. 32 cm

Bibliografia: p.61

Máquina de compactar 625.085

t

## INDICE

	Pág.
1. OBJETIVO	01
2. INTRODUÇÃO	01
2.1 Princípio de funcionamento	01
2.2 Necessidade do projeto	02
2.3 Descrição do produto	02
2.4 Detalhamento do sistema de transmissão	04
2.5 Problemas apresentados durante os testes com protótipos	04
2.6 Transferência do projeto para DYNAPAC-BRASIL	05
2.7 Conclusões obtidas das observações e estudos iniciais	05
2.7.1 Modelo dinâmico - Mecanismo de Transmissão por Garfo	05
2.7.2 Centro de gravidade da máquina	12
2.7.3 Rotação do motor e sistema de redução	12
2.8 Observação final	13
3. SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA GARFO	13
3.1 Deslocamento do braço oscilante (função de excitação $x$ )	13
3.2 Velocidade do braço oscilante ( $V$ )	16
3.3 Conclusões	17
3.4 Momento-motor	19
3.5 Conclusões sobre momento-motor	21
3.6 Força de excitação	23
3.7 Conclusões sobre a força de excitação	25

	Pág.
4. SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR BIELA-MANIVELA	27
4.1 Otimização dos valores geométricos do sistema	27
4.2 Deslocamento do braço oscilante (função de excitação $x$ )	30
4.3 Velocidade do braço oscilante	32
4.4 Conclusões sobre o mecanismo de <u>biela</u>	33
4.5 Momento-motor	36
4.6 Conclusões sobre o momento-motor	38
4.7 Resumo das conclusões	39
5. MODELAGEM DINÂMICA DA MÁQUINA	40
5.1 Equacionamento	40
5.2 Resolução do sistema de equações diferenciais lineares I (placa-base encostada no solo)	43
5.3 Resolução do sistema de equações diferenciais lineares II (placa-base descolada do solo)	46
5.4 Conclusão	48

## 1. OBJETIVO

Estudo da dinâmica do sistema de transmissão de um compactador do tipo soquete vibratório.

Análise do desenvolvimento do projeto.

Modelagem dinâmica e análise do funcionamento e desempenho da máquina.

## 2. INTRODUÇÃO

### 2.1 - Princípio de funcionamento

Os soquetes vibratórios ("tamper") trabalham com base no princípio de compactação por impacto. Isto quer dizer, compactar o solo através de um martelamento repetitivo, transferindo energia ao solo (na forma de quantidade de movimento).

Dentre as formas de compactação, o impacto oferece uma força maior sobre a superfície do solo em relação à oferecida pela compactação por pressão estática, e fornece também um maior efeito de profundidade.

Os soquetes têm um efeito de compactação muito bom mas sua capacidade, medida em volume compactado por hora, é limitada, restringindo seu uso a pequenas áreas de compactação (é especialmente projetado para compactar valetas).

Seu poder de compactação é muito bom em praticamente todos os tipos de solos. Em virtude das grandes pressões dinâmicas nos impactos contra a superfície do aterro, pode ser usado para compactar argila e outros materiais coesivos.

O princípio do impacto ainda provê movimentação às partículas do solo por efeito de vibração, eliminando o atrito interno do solo, tornando possível a obtenção de maiores densidades em menor número de passadas.

## 2.2 Necessidade do projeto

Dentro da linha de soquetes vibratórios, a DYNAPAC MASKIN AB, situada em Karlskrona, Suécia, desenvolveu o CO-05, (vide figura 1) atendendo aos seguintes objetivos de projeto:

- uma máquina para compactar lugares inaccessíveis aos equipamentos normais de compactação, como valetas, fundações e pisos limitados por paredes ou pilastras, aterros de muro de arrimo e cabeceiras de pontes,

- máquina leve e pequena, atendendo aos requisitos de operacionalidade e fácil transporte.

- a necessidade de um "tamper" menor atendendo ao requisito de economia de energia, colocando à disposição do mercado o porte de máquina adequado ao tipo de trabalho a ser executado.

- alta eficiência na compactação de solos argilosos, siltosos, arenosos ou cascalho.

- resistência mecânica às severas condições de serviço, que lhe garantiria uma vida útil desejada.

- fácil acesso aos componentes da máquina, facilitando a manutenção

## 2.3 - Descrição do produto

A figura 1 mostra o aspecto da máquina desenvolvida na Suécia para atender aos requisitos de projeto citados anteriormente.

Partes principais da máquina, referidas na fig.1.:

- 1) Motor 2 tempos a gasolina, 1 cilindro
- 2) Cabo operacional
- 3) Caixa de transmissão
- 4) Braço oscilante ou excitador
- 5) Travessa superior das molas
- 6) Molas helicoidais
- 7) Pino guia

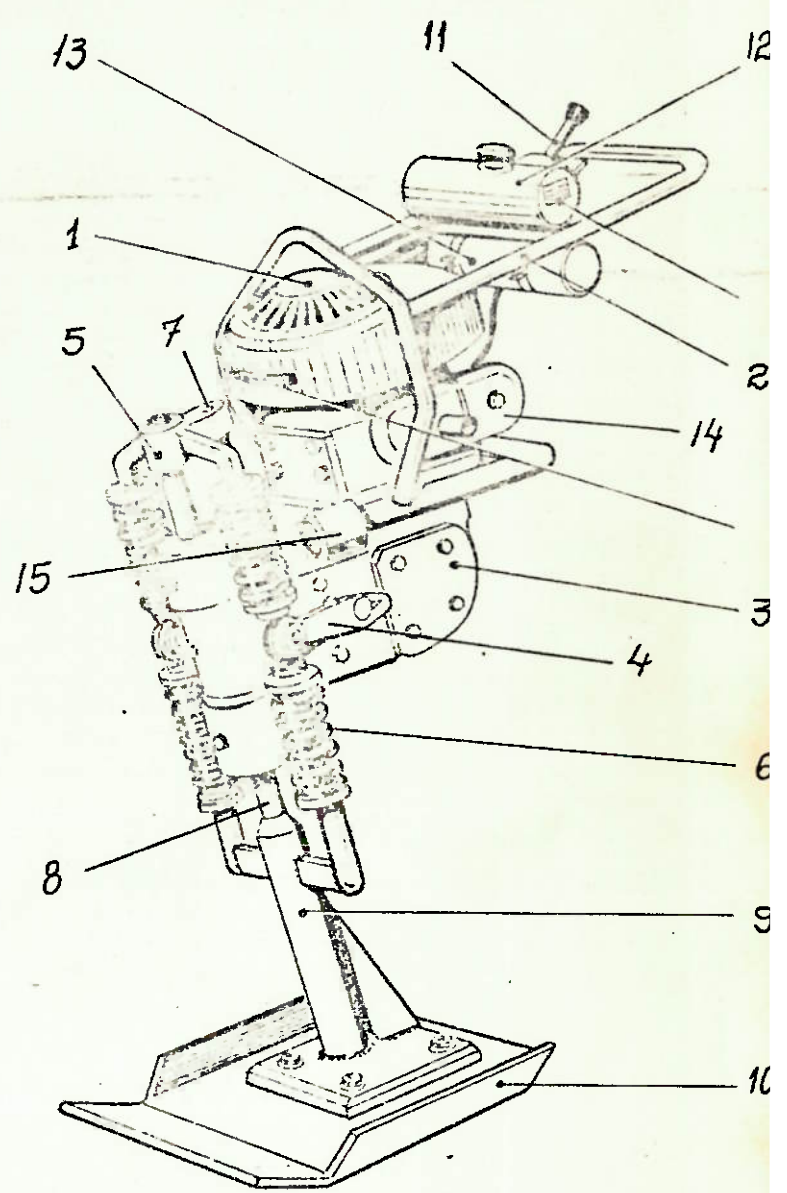


Fig. 1

C005-

- 8) coluna principal
- 9) Suporte inferior das molas
- 10) Base da máquina que atua sobre o solo, compactando-o
- 11) Acelerador
- 12) Tanque de combustível
- 13) Filtro de ar
- 14) Silenciador
- 15) Coxim de borracha (suspensão do cabo)

#### 2.4 - Detalhamento do sistema de transmissão (desenho anexo)

As figura 2 e 3 ilustram o que será explanado adiante.

Um motor Sacks Stamo 76L (dois tempos a gasolina, 1 cilindro, 76cc de cilindrada, 1,8hp a 3000 rpm) aciona, por meio de uma embreagem centrífuga, um par de engrenagens cônicas. O eixo da coroa cônica é o próprio eixo de manivelas (virabrequim), acionando o garfo que transforma a rotação em movimento oscilatório.

Transmitido aos braços oscilantes (dois braços no eixo do garfo se movimentam em rotação alternada) esse movimento oscilatório é transferido à base da máquina por intermédio de molas.

A compactação do solo se dá, portanto, através de choques repetidos comandados por este mecanismo de transmissão.

#### 2.5 - Problemas apresentados durante os testes com protótipos

1) No início da compactação, quando o solo ainda estava fofo, o desempenho da máquina era muito bom. Entretanto, à medida que o solo se tornava mais compactado, o que equivale a dizer mais elástico, a máquina apresentava um funcionamento irregular. Para o operador tornava-se impossível controlá-la, pois a mesma apresentava movimentos bruscos, saltan-

do muito e de forma imprevisível. A frequência de compactação não era mantida e a rotação do motor também variava muito .

2) A máquina apresentava muita instabilidade, tom bando com facilidade.

3) O movimento das vibrações passavam para o cabo, deixando o operador excessivamente fatigado.

4) Ocorrêram fraturas nas seguintes partes da mã quina:

- base da máquina (conjunto soldado ao suporte inferior das molas
- suporte inferior das molas
- chapa da base (chapa de impacto)
- braço excitador
- molas
- caixa de transmissão (carcaça fundida)
- garfo

## 2.6 - *Transferência do projeto para DYNAPAC-BRASIL*

Devido aos problemas apresentados, o projeto do CO-05 foi tranferido para a DYNAPAC-Brasil. Um elemento da equipe de engenharia brasileira foi enviado à Suécia para observar pessoalmente os protótipos, conversar com os projetistas suecos e formular um plano de trabalho.

Ao mesmo tempo em que se observou a CO-05, as mã quinas similares de outros concorrentes também foram obser- vadas, testadas e analisadas. Os "tamper" testados foram : WACKER, MIKASA, WEBER, MEIWA, TAIRYOKU e VIBROMAX.

As conclusões destas observações serão relatadas a seguir.

## 2.7 - *Conclusões obtidas das observações e estudos iniciais*

### 2.7.1 - *Modelo dinâmico - Mecanismo de transmissão por garfo*

O modelo dinâmico do CO-05 seria basicamente o se

guinte:

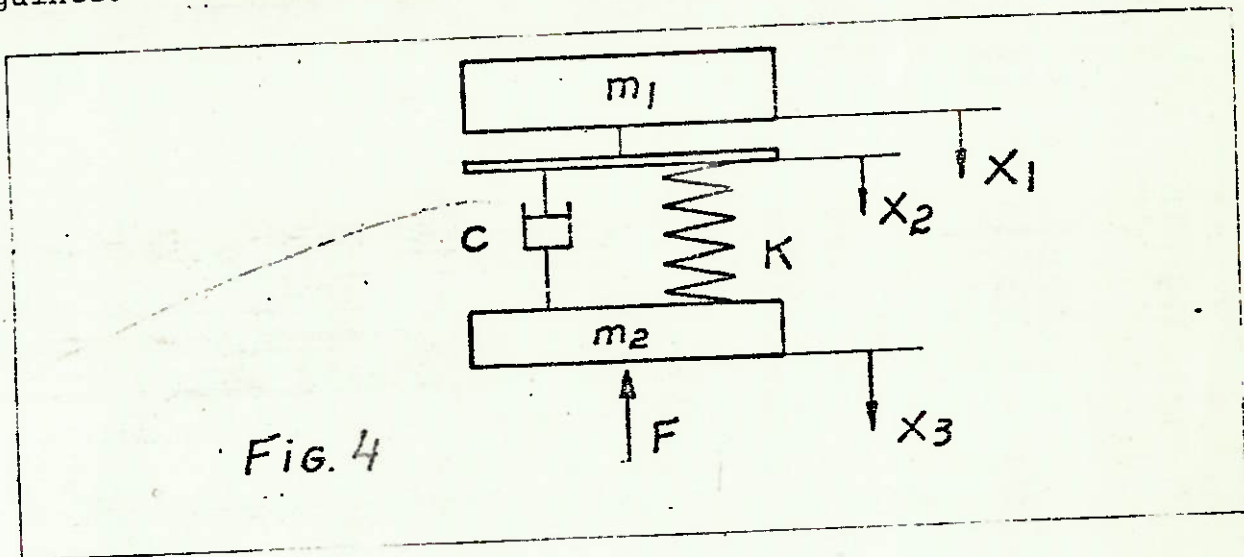


Fig. 4

onde:

$m_1$  = massa da caixa de transmissão, motor, cabo operacional, tanque de combustível, etc.

$m_2$  = massa da base, apoio inferior e superior das molas, coluna

$K$  = constante de mola

$C$  = constante de amortecimento (atrito da coluna com caixa de transmissão e histerese das molas)

$x_1$  = deslocamento da massa  $m_1$

$x_2$  = deslocamento do braço oscilante

$x_3$  = deslocamento da massa  $m_2$

$F$  = força de reação do solo

Segundo estudos desenvolvidos na Suécia, a função de excitação ideal, medida pela variável  $x_2$  seria uma função harmônica do tipo:

$$x_2 = x_1 + A \text{ sen}(wt) \quad \text{onde:}$$

$A$  = constante que depende da geometria do mecanismo de transmissão

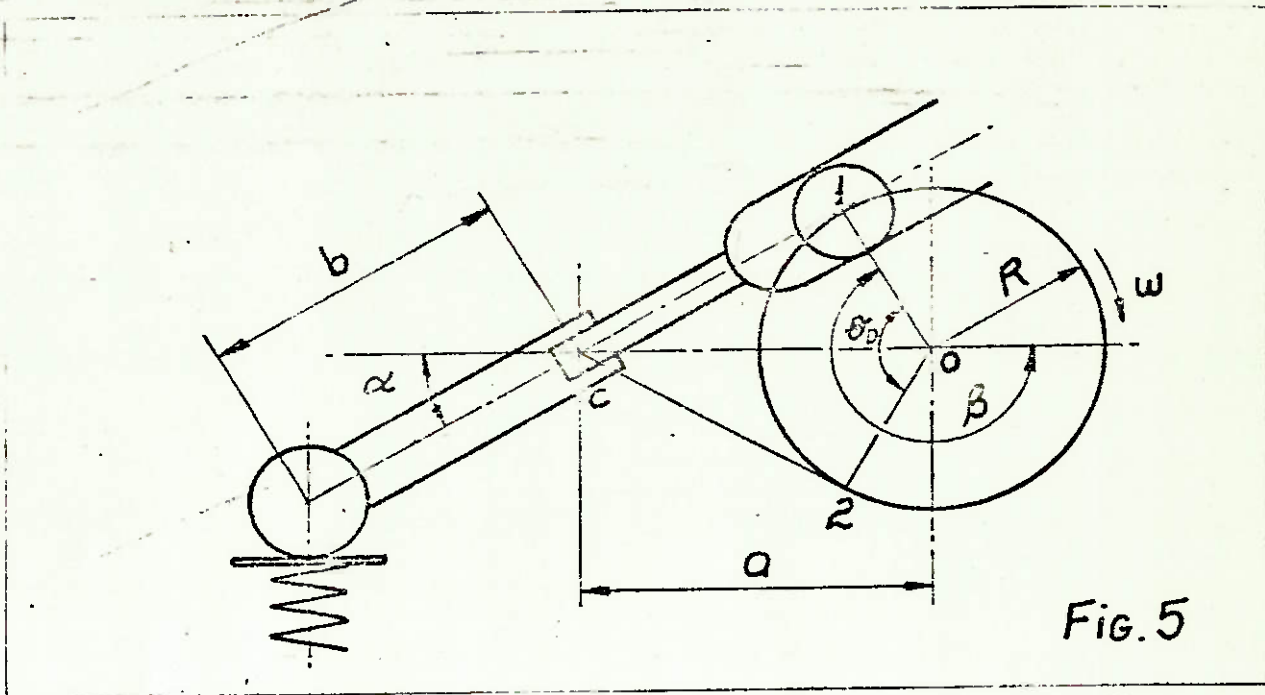
$w$  = velocidade angular do girabrequim

$t$  = tempo

Entretanto, na análise do mecanismo de transmissão

por garfo, concluiu-se que a função de excitação se afastava e muito da função ideal (teórica).

Na transmissão por garfo (fig.5) temos a seguinte geometria:



$w$  = velocidade de rotação angular

$a$  = distância entre centros = 85 mm

$b$  = comprimento do braço oscilante = 86 mm

$R$  = raio de giro de virabrequim (excêntrico) = 20 mm

$\beta$  = ângulo de manivela

$\alpha$  = ângulo do braço oscilante

Na figura está representada a posição inferior do braço. Pelo triângulo retângulo  $O2C$  :

$$\text{sen}(\alpha_{\text{max}}) = \frac{R}{a} = \frac{20}{85}$$

$$\alpha_{\text{max}} = 13,6^\circ$$

Para a posição 1, o ângulo de manivela correspondente será:

$$\beta_1 = \alpha_{\text{máx}} + 90^\circ \implies \beta_1 = 103,6^\circ$$

Como o sentido de rotação é horário; supondo  $w$  constante e sabendo que as posições 1 e 2 são simétricas, teremos:

$\theta_s$  = ângulo correspondente à subida do braço oscilante (de 1 para 2)

$$\theta_s = 2\beta_1 \implies \theta_s = 207,2^\circ$$

$\theta_D$  = ângulo correspondente à descida do braço oscilante (de 2 para 1)

$$\theta_D = 360^\circ - \theta_s \implies \theta_D = 152,8^\circ$$

Como  $\theta_s = wt_s$  e  $\theta_D = wt_D$

$t_s$  = tempo de subida do braço

$t_D$  = tempo de descida do braço

$$w = 2\pi f \quad e \quad f = 666,7 \text{ rpm (frequência de excitação)}$$

$$w = 69,8 \text{ rd/s}$$

$$t_s = 0,052 \text{ s}$$

$$t_D = 0,038 \text{ s}$$

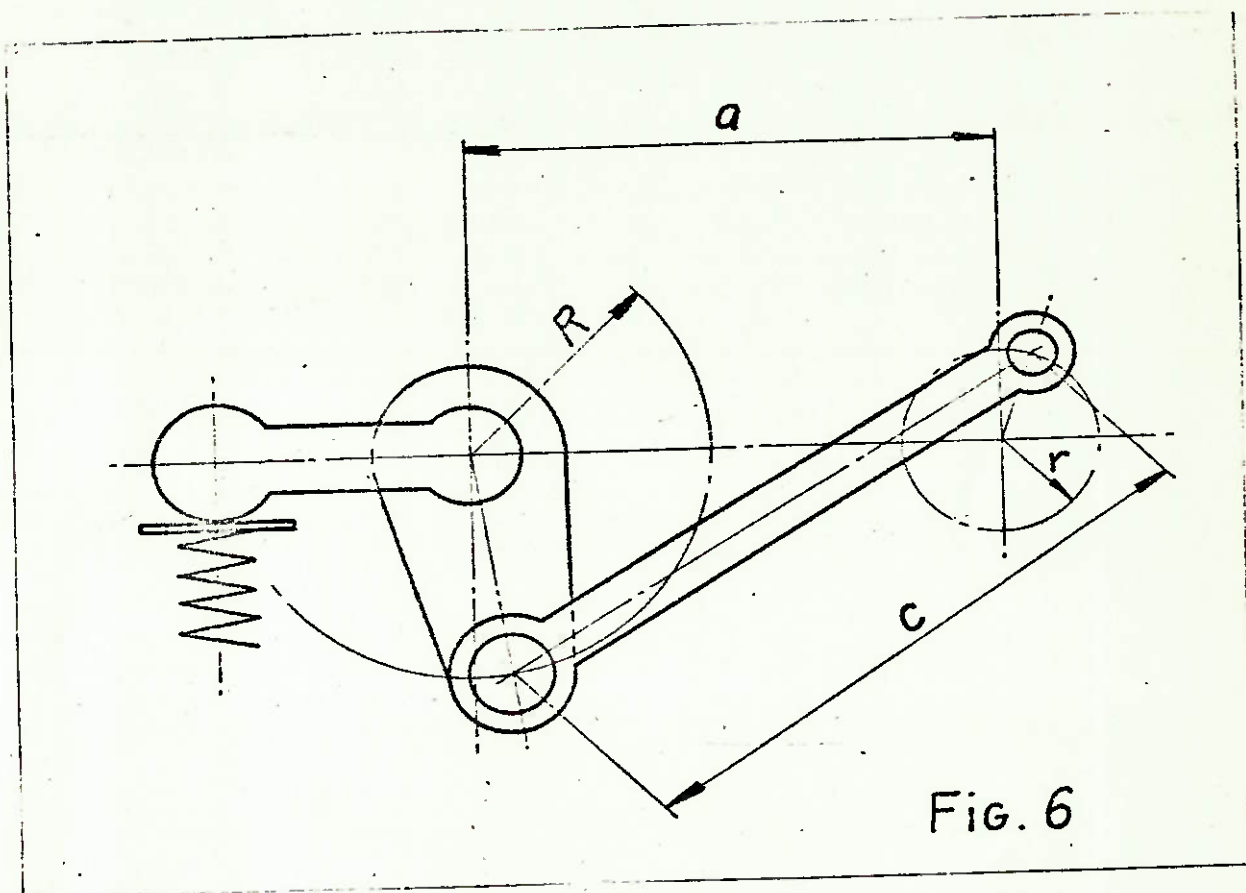
Sendo o tempo de descida menor, a velocidade média no curso descendente do braço será maior que a velocidade média no curso ascendente.

Em solos elásticos, grande parte da energia de impacto retornava à massa  $m_2$  (fig.4). A velocidade de subida  $\dot{x}_3$  da massa  $m_2$  era maior do que a velocidade de subida ( $\dot{x}_2$ )

do braço.

Esse fato marcava o início da falta de sincronismo entre a base da máquina e os braços oscilantes, o que tornava o comportamento dinâmico do soquete vibratório completamente irregular.

O grande objetivo do re-projeto seria conseguir uma função de excitação mais próxima possível da harmônica. A partir deste raciocínio surgiu a idéia de mudar o projeto mecanismo de transmissão de garfo para um mecanismo de 4 barras (biela e manivela), cujo esquema é mostrado na figura 6.



Intuitivamente, e baseado no estudo desenvolvido por Tai-Sung Yoo e Ernest T.Selig (referência bibliográfica 3) sobre dinâmica de compactadores de rolos vibratórios, percebeu-se que:

- a) quanto menor a massa  $m_2$  maior a eficiência de compactação, medida pela relação entre energia fornecida ao sistema de transmissão pela ener

gia absorvida pelo solo.

- b) quanto maior a massa  $m_1$  maior a eficiência de compactação e menor a vibração no cabo operacional (cansando menos o operador).

Então, a orientação do projeto seria no sentido de aliviar o peso da base da máquina (e tudo que estivesse solidário a ela), mantendo ou aumentando o peso  $m_1$ , de tal forma a não alterar substancialmente o peso global de conjunto.

É importante ressaltar que numa experiência feita na Suécia ao acaso, a largura do pé da máquina foi reduzida<sup>(1)</sup> e o funcionamento da mesma melhorou sensivelmente, confirmando a importância em se diminuir a massa da base do soquete vibratório.

Outro aspecto analisado refere-se ao projeto mecânico do garfo.

Já dissemos que nos ensaios com protótipos diversos garfos sofreram fratura. O garfo (fig.7), feito de aço fundido, recebia uma camada de stellite (depósito especial de solda de alta resistência à abrasão) nas faces a sofrerem os esforços da manivela (rolete excêntrico). Posteriormente, esta camada era retificada mas esse processo deixava inevitavelmente marcas de saída da ferramenta (rebolo) na peça. A partir dessas marcas tinha origem uma ruptura por fadiga no garfo. Antes da fratura o garfo se deformava plasticamente (abrindo-se) para depois fraturar na seção mais solicitada (vide figura 7).

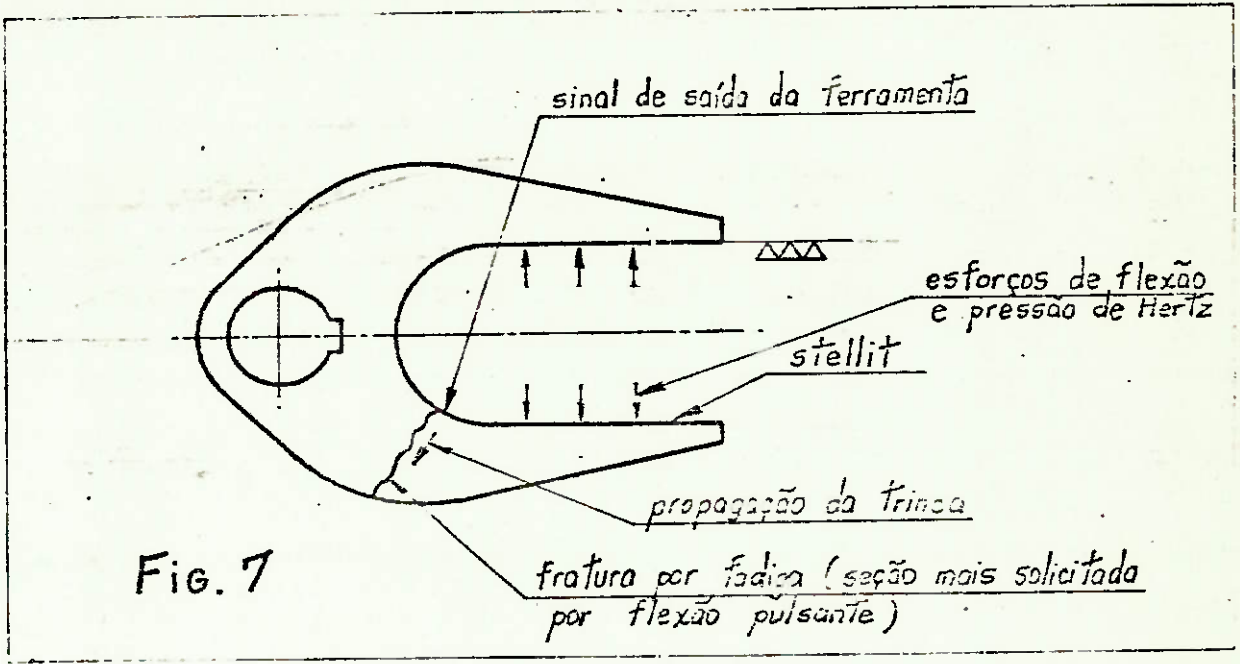
Como o desenho do garfo estava limitado às dimensões da carcaça, o dimensionamento do mesmo passou a ser um problema crítico e a adoção de um mecanismo de 4 barras eliminava definitivamente esse problema.

É importante ressaltar que o projeto mecânico da biela e da manivela é relativamente mais simples pelo fato das peças estarem submetidas unicamente a esforços de tra-

---

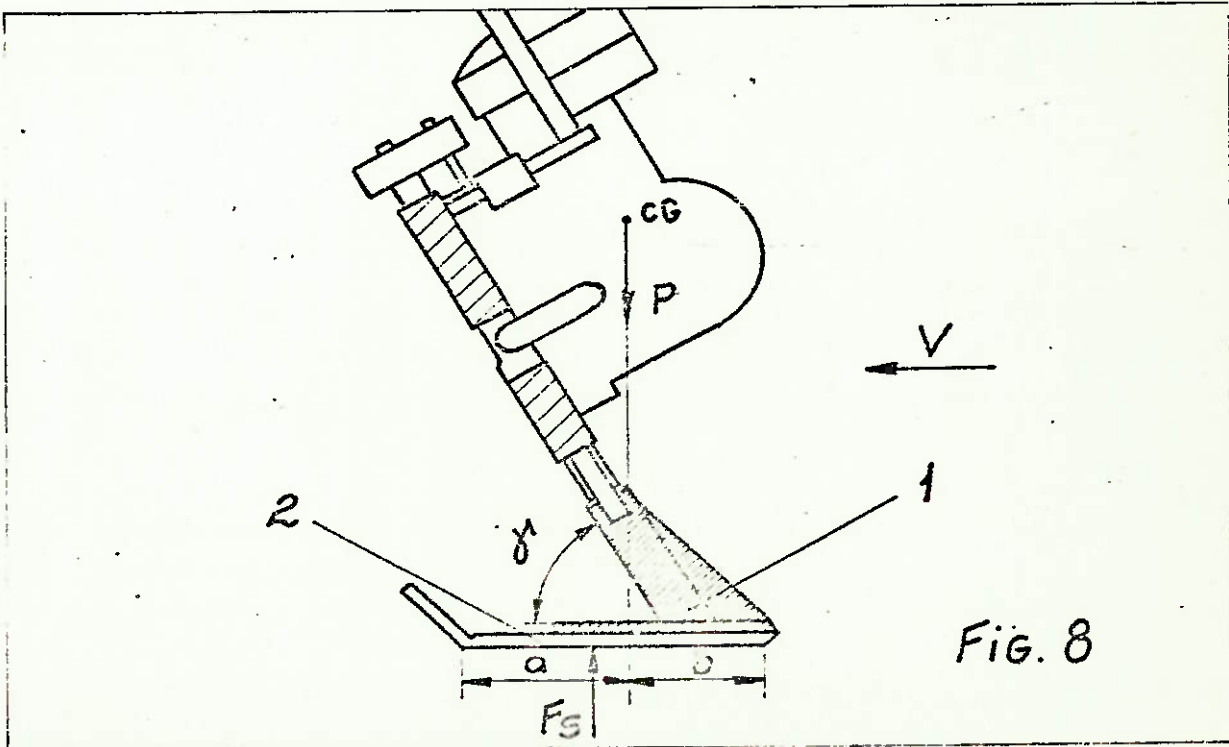
(1) (por necessidade de trabalho, serviço de compactação no espaço entre dois tubos situados numa valeta).

ção ou compressão.



A preocupação com o comportamento irregular da máquina em solos elásticos levou a uma outra análise.

Observando a figura 8, faremos algumas considerações.



A máquina possui um ângulo de inclinação  $\gamma$  que permite à mesma deslocar-se, em operação, para frente. Quanto maior o ângulo  $\gamma$ , maior a velocidade  $V$ .

Como a base da máquina (peça 1 da fig.8, hachurada) estava deslocada do centro da placa de impacto (peça 2, da fig.8); e como a força peso do conjunto, que atua no centro de gravidade da máquina, tinha sua linha de ação passando pelo centro geométrico da base da máquina (e consequentemente  $a \gg b$ ), o sistema se comportava como uma mola, excitada pela reação do solo  $F_S$  e pelo peso  $P$ .

Quando batia no solo,  $\gamma$  tendia a diminuir. No retorno, a tendência desse "sistema-mola" era impulsionar a máquina para cima, forçando-a a dar pinotes.

Para evitar este problema, decidiu-se fazer a peça 1 de tal forma a ficar fixada no centro da chapa de impacto 2. Para manter a linha de atuação da força  $P$  passando pelo centro da base da máquina, aumentar-se-ia o ângulo  $\gamma$  com consequente diminuição da velocidade de deslocamento  $V$ .

### 2.7.2 - Centro de gravidade da máquina

A causa da instabilidade da máquina (facilidade para tombar) foi atribuída ao fato do centro de gravidade do conjunto estar muito alto. A orientação era abaixar o centro de gravidade e, ao mesmo tempo, fazer com que a força peso do conjunto continuasse a ter sua linha de atuação passando pelo centro geométrico da placa base.

### 2.7.3 - Rotação do motor e sistema de redução

O sistema de redução havia sido dimensionado para que a frequência de excitação fosse em torno de 660 vpm. Para que isto ocorresse, o motor deveria funcionar a aproximadamente 2600 rpm, que seria a rotação de torque máximo.

Entretanto, o motor funciona, efetivamente, a uma

rotação superior (oscilando entre 4000 e 5000 rpm), que corresponde à rotação de potência máxima. Como a redução é constante, obtida por intermédio de um par de engrenagens cônicas, a frequência de excitação era bem superior à desejável, acentuando os problemas dinâmicos apresentados em teste.

A solução era dimensionar um novo par de engrenagens que fornecesse uma relação de transmissão maior.

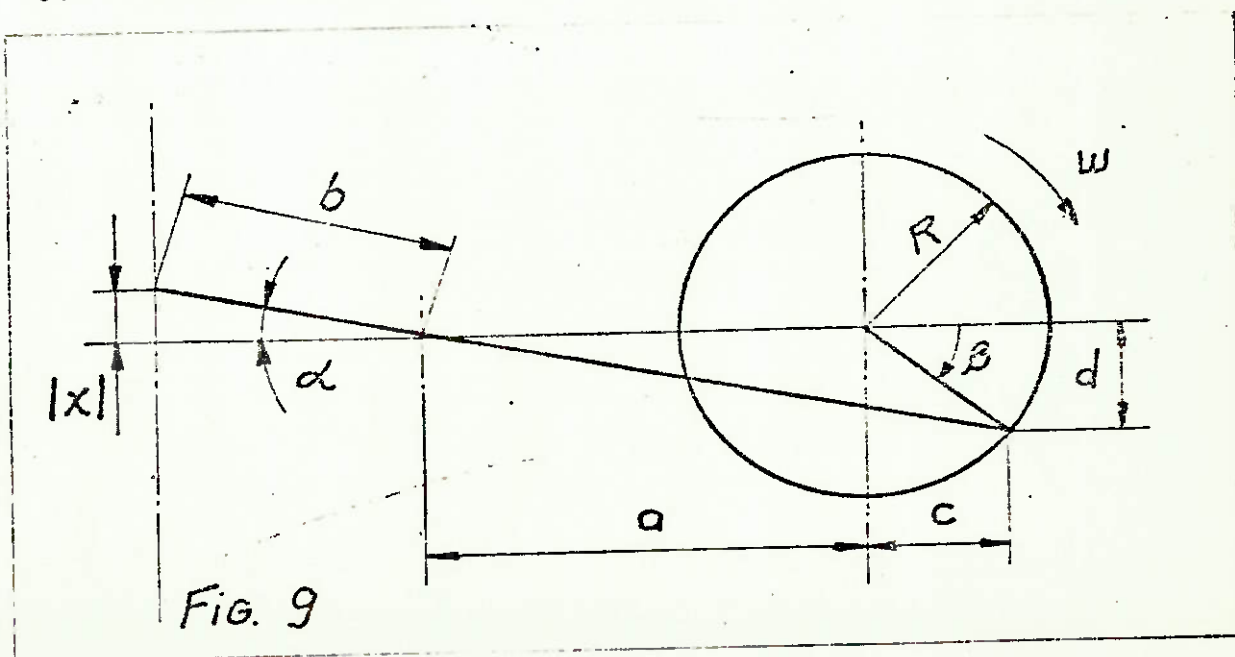
Admitindo rotação de motor de 4200 rpm, a relação de transmissão passaria de  $i=4,0$  para  $i=6,3$ , mantendo a rotação de saída em torno de 660 rpm.

### 2.8 - Observação final

Esta primeira fase do trabalho teve como objetivo dar uma visão geral da máquina e do desenvolvimento do projeto. Desenvolveremos agora, com detalhes, um estudo sobre a dinâmica do sistema de transmissão, primeiramente o sistema de garfo e posteriormente o de biela.

## 3. SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR GARFO

### 3.1 - Deslocamento do braço oscilante (função de excitação $x$ )



O esquema da figura 9 refere-se ao sistema de transmissão por garfo, onde:

- b = comprimento do braço oscilante = 86 mm
- x = deslocamento do braço oscilante
- a = distância entre centros = 85 mm
- R = raio de excentricidade do girabrequim = 20mm
- $\beta$  = ângulo de manivela
- $\alpha$  = ângulo do braço oscilante
- w = velocidade de rotação angular

Relações geométricas

$$x = b \operatorname{sen} \alpha$$

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{d}{\sqrt{d^2 + (a+c)^2}}$$

$$d = R \operatorname{sen} \beta$$

$$c = R \operatorname{cos} \beta$$

$$\text{Então: } x = b \left| \frac{d}{\sqrt{d^2 + (a+c)^2}} \right| = b \left| \frac{R \operatorname{sen} \beta}{\sqrt{R^2 \operatorname{sen}^2 \beta + (a+R \operatorname{cos} \beta)^2}} \right|$$

$$x = b \left| \frac{R \operatorname{sen} \beta}{\sqrt{R^2 \operatorname{sen}^2 \beta + a^2 + 2aR \operatorname{cos} \beta + R^2 \operatorname{cos}^2 \beta}} \right|$$

$$x = \frac{bR \operatorname{sen} \beta}{\sqrt{a^2 + 2aR \operatorname{cos} \beta + R^2}}$$

$$b, R, a \text{ constantes, } x = x(\beta)$$

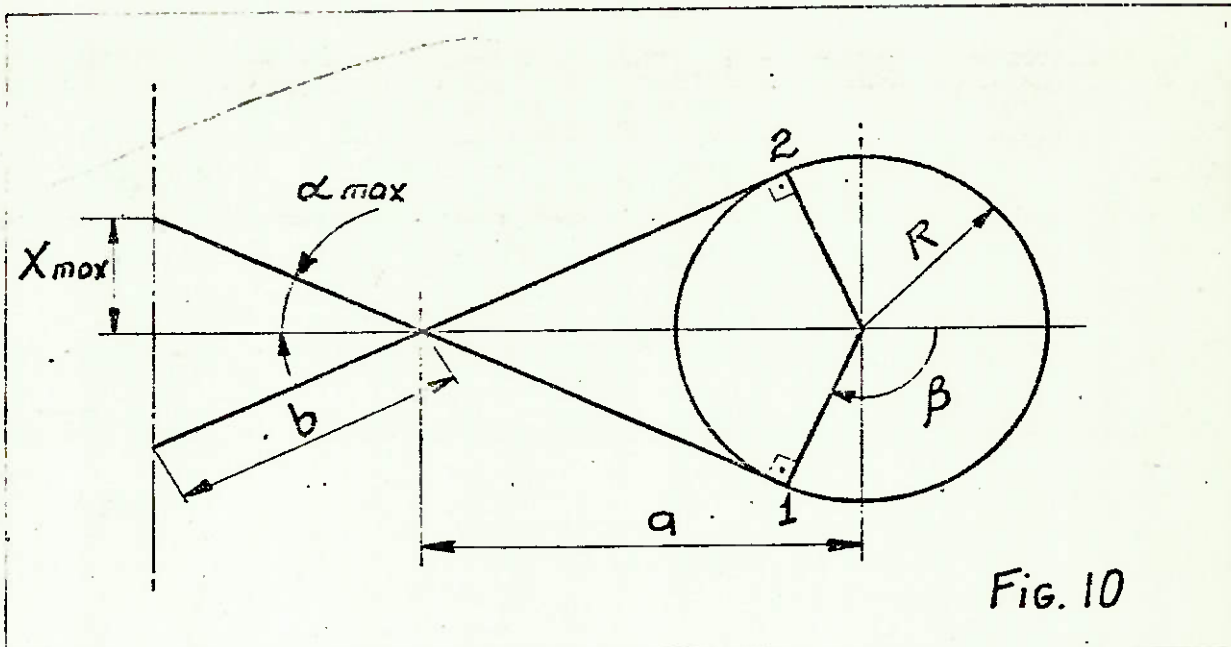
Valores numéricos: Para  $a = 85 \text{ mm}$ ,  $b = 86 \text{ mm}$

$R = 20 \text{ mm}$ , temos:

$$x = \frac{1720 \operatorname{sen} \beta}{\sqrt{7625 + 3400 \operatorname{cos} \beta}} \quad 0 \leq \beta \leq 360^\circ$$

Valores de  $x = x(\beta)$  computados na tab.1 e no gráfico 1.

Posições extremas



Nas posições extremas 1 e 2, a linha do centro do garfo é perpendicular ao raio de giro da manivela.

Relações Geométricas

$$\text{sen } \alpha_{\text{máx}} = \frac{R}{a} = \frac{20}{85}$$

$$\alpha_{\text{max}} = 13,6^{\circ}$$

Ângulos de manivela correspondentes para posições de máximo e mínimo:

$$\beta(1) = \alpha_{\text{max}} + 90^{\circ} \implies \beta(1) = 103,6^{\circ}$$

$$\beta(2) = 256,4^{\circ}$$

Para esses ângulos  $X_{\text{máx}} = 20,24 \text{ mm}$

### 3.2 - Velocidade do braço oscilante (V)

$$V(t) = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\beta} \frac{d\beta}{dt}$$

Como  $\beta = \omega t \Rightarrow \frac{d\beta}{dt} = \omega$  onde  $\omega =$  velocidade angular do girabrequim

$$X = \frac{b R \text{sen } \beta}{\sqrt{a^2 + 2aR \cos \beta + R^2}}$$

Como  $x(\beta) = \frac{u(\beta)}{v(\beta)}$ , teremos:

$$\dot{x}(\beta) = \frac{v(\beta)\dot{u}(\beta) - u(\beta)\dot{v}(\beta)}{v^2(\beta)} \quad \text{com}$$

$$u(\beta) = b R \text{sen } \beta$$

$$v(\beta) = (a^2 + 2aR \cos \beta + R^2)^{1/2}$$

$$u(\beta) = b R \cos \beta$$

$$v(\beta) = -2aR \text{sen } \beta \cdot \frac{1}{2} \times |a^2 + 2a R \cos \beta + R^2|^{-1/2}$$

$$\frac{dx}{d\beta} = \frac{bR \cos \beta \sqrt{a^2 + 2aR \cos \beta + R^2} + \frac{abR^2 \text{sen}^2 \beta}{\sqrt{a^2 + 2aR \cos \beta + R^2}}}{a^2 + 2a R \cos \beta + R^2}$$

$V(t) = \omega \frac{dx}{d\beta}$ ; então, para os valores numéricos adota-

dos  $a = 85 \text{ mm}$ ;  $b = 86 \text{ mm}$ ;  $R = 20 \text{ mm}$

$\omega = 2\pi n/60$ ,  $n$  em rpm

tomando  $n = 666,7 \text{ rpm} \Rightarrow \omega = 69,8 \text{ rd/s}$

$$V(t) = 69,8 \left| \frac{1720 \cos \beta \sqrt{7625 + 3400 \cos \beta} + \frac{2.924.000 \sin \beta}{\sqrt{7625 + 3400 \cos \beta}}}{7625 + 3400 \cos \beta} \right|$$

$$V(t) \text{ em mm/s} \quad 0 \leq \beta \leq 360^\circ$$

Os valores de  $V(t) \times \beta$  estão computados na tabela 2 e no gráfico 1.

### 3.3 - Conclusões

Pela observação e análise do gráfico 1, deduzimos:

- 1) As posições de deslocamento máximo do braço, ou seja, posição superior  $x_{\text{máx}}$  e posição inferior  $x_{\text{min}}$ , são iguais:

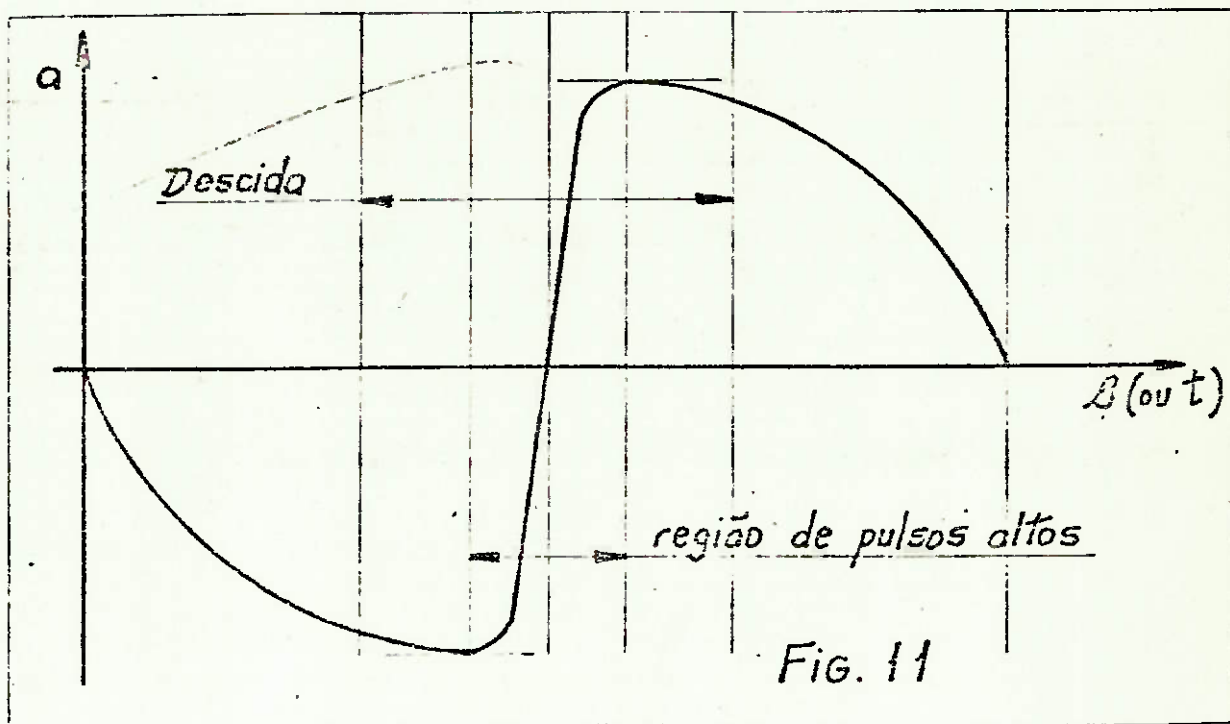
$$x_{\text{máx}} = x_{\text{min}} = 20,24 \text{ mm}$$

- 2) Pelo gráfico 1, o tempo de descida do braço é menor que o tempo de subida (deduzido no item 2.7.1 deste trabalho).
- 3) Nos pontos de  $x_{\text{máx}}$  e  $x_{\text{min}}$  a velocidade é nula.
- 4) No ponto  $x=0$  na descida do braço ocorre a velocidade de descida máxima, que é:  $V_{\text{dms}} = 1,834 \text{ m/s}$   
No ponto  $x=0$  na subida do braço ocorre a velocidade de subida máxima, que é:  $V_{\text{smax}} = 1,132 \text{ m/s}$   
Então,  $V_{\text{d máx}}$  maior que  $V_{\text{s máx}}$ .
- 5) Levantando o gráfico qualitativo das acelerações instantâneas através do gráfico da velocidade, observando que:

$$\frac{dV}{dt} = a \text{ (onde } a \text{ é o valor escalar da aceleração instantânea.)}$$

E lembrando que o valor da derivada é o valor da

tangente à curva  $V = V(t)$  em cada ponto, então levantamos a curva  $a = a(t)$ .



Observa-se pelo gráfico das acelerações que na descida do braço atinge-se os máximos valores de aceleração e desaceleração, enquanto a curva para a subida do braço é bem mais suave. Isso era de se esperar, pois as variações de velocidade são maiores e os intervalos de tempo disponíveis para essas variações, menores.

A derivada em relação ao tempo da aceleração nos fornecerá os pulsos do sistema, e na região de velocidade máxima (descida) observamos que a tangente à curva das acelerações é muito alta, o que nos fornece um pulso altíssimo (tranço).

A idéia do projeto era, neste ponto de velocidade máxima, com pulso altíssimo, transferir o máximo de energia ao solo. Em solos pouco compactos a idéia funcionava, mas em so

los mais elásticos toda essa energia de impacto retornava ao pé de máquina e, como já foi explicado, a máquina entrava em desajuste dinâmico, dando pinotes, tornando-se impossível controlá-la.

### 3.4 - Momento - Motor

Idealizemos a seguinte experiência para o mecanismo, ilustrada na fig. 12.

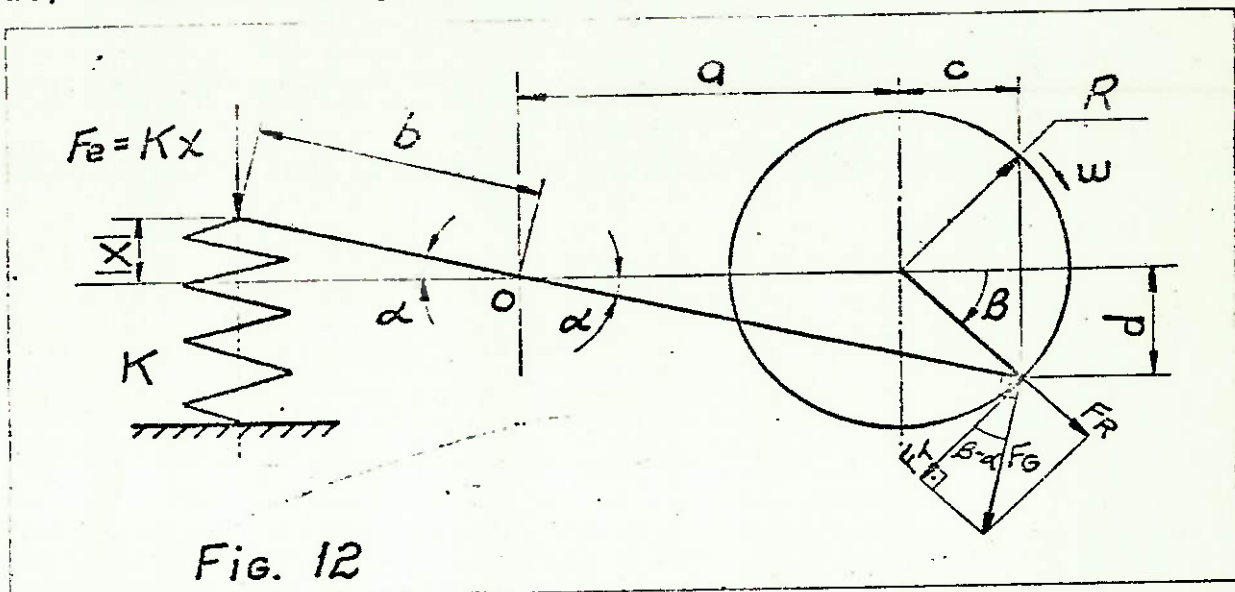


Fig. 12

Onde:

$F_r$  = força de reação na barra A-B

$F_e$  = força na mola =  $Kx$

$K$  = constante da mola

$F_T$  = força tangencial devida ao toque M

$F_G$  = força que atua no garfo (garfo só transmite na perpendicular às suas faces).

Existe uma força de compressão na barra A-B (pino excêntrico), radial, e uma força tangencial  $F_T$  devida ao torque M. Ambas contribuem para vencer a força de resistência devida ao deslocamento da mola

Como não sabemos qual é o esforço radial de compressão, faremos o equilíbrio de momentos em relação ao ponto 0 ( $\Sigma M_0 = 0$ ) e obteremos a força no grafo  $F_G$  a partir da força da mola. É um equilíbrio estático que despreza, portanto, a inércia do sistema. Os esforços nos mancais passam pelo eixo 0 e não exercem momento.

A força tangencial provém do momento-motor M:

$$M = F_T \cdot R \quad (1)$$

$$F_T = F_G \cdot \cos(\beta - \alpha) \quad (2) \quad (\text{relação entre força no grafo e sua componente devida ao torque}).$$

$$\Sigma M_0 = 0 \quad Kx \cdot b \cos \alpha = F_G \sqrt{(a+c)^2 + d^2} \quad (3)$$

$$\text{Pela geometria : } x = b \sin \alpha \quad (4)$$

$$\sin \alpha = \frac{d}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} \quad (5)$$

$$\cos \alpha = \frac{a+c}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} \quad (6)$$

$$\text{Pela trigonometria: } \cos(\beta - \alpha) = \cos \beta \cdot \cos \alpha + \sin \beta \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

$$\text{De (1), usando (2) : } M = F_T \cdot R = F_G R \cos(\beta - \alpha)$$

$$\text{Usando (3): } M = \frac{K \cdot b \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} \cdot R \cos(\beta - \alpha)$$

$$\text{Usando (4) e (7) : } M = \frac{K_b (b \sin \alpha) \cos \alpha R}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} \cdot \left| \cos \beta \cdot \cos \alpha + \sin \beta \cdot \sin \alpha \right|$$

$$\text{Usando (5) e (6): } M = \frac{K_b^2 R d \cdot (a+c)}{\left| (a+c)^2 + d^2 \right|^{3/2}} \cdot \left| \frac{(a+c) \cos \beta}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} + \frac{d \sin \beta}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} \right|$$

Como  $c = R \cos \beta$  e  $d = R \sin \beta$ , temos:

$$M = \frac{Kb^2R (R\text{sen}\beta) (a+R\text{cos}\beta)}{|(a+R\text{cos}\beta)^2 + (R\text{sen}\beta)^2|} \quad | (a+R\text{cos}\beta) \text{cos}\beta + R\text{sen}^2\beta |$$

Finalmente:

---

$$M = \frac{Kb^2R^2 \text{sen } \beta (a+R\text{cos}\beta) (a \text{cos}\beta+R)}{(a^2 + 2aR\text{cos}\beta + R^2)^2}$$

---

Para valores numéricos:

$$\begin{aligned} K &= 6,8 \text{ Kp/mm} \\ a &= 85 \text{ mm} \\ b &= 86 \text{ mm} \\ R &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

---

$$M = \frac{2011712 \text{sen } \beta (85+20 \text{cos}\beta) (85 \text{cos}\beta +20)}{(7625 + 3400 \text{cos } \beta.)^2}$$

---

Os valores  $M = M(\beta)$  estão computados na tab. 3 e no gráfico 2. Este é o momento exigido para que o motor vença a resistência da mola, em situação estática.

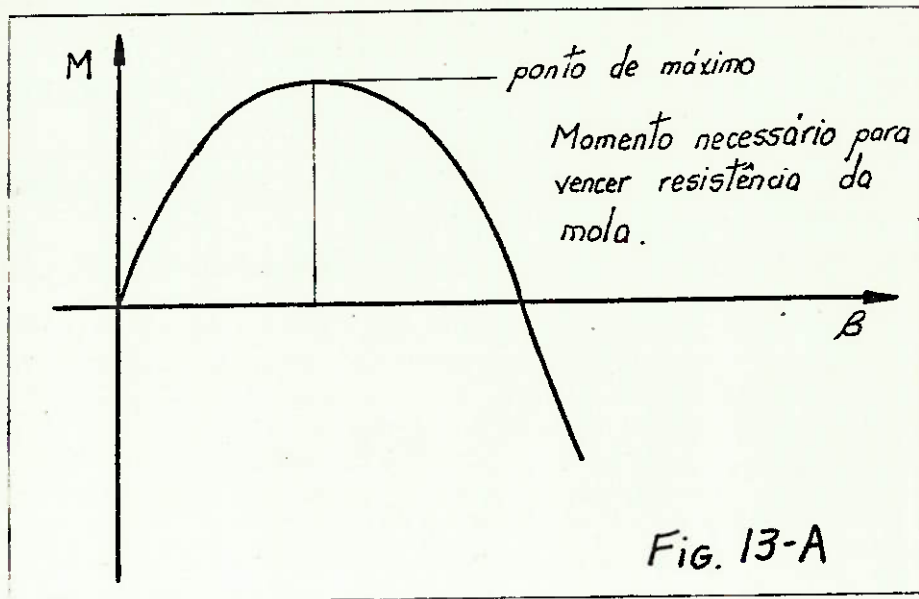
### 3.5 - Conclusões sobre o Momento-Motor

Observando o gráfico 2 e a fig.12, podemos concluir.

3.5.1 Num ciclo, a curva apresenta 5 zeros: para  $\beta = 0^\circ, \beta = 180^\circ$  e  $\beta = 360^\circ$ , o momento se anula porque a força de resistência da mola é nula (deslocamento  $x$  é zero).

Para  $\beta = 103,6^\circ$  e  $\beta = 256,4^\circ$ , a força tangencial é paralela às faces do garfo e toda força da mola é resistida pelo esforço de compressão na barra A-B. Então, o momento necessário para contrabalançar a força da mola é nula.

3.5.2 Na subida, entre os zeros, a força da mola aumenta e, portanto, devido a isso, o momento necessário deveria aumentar. Entretanto, o ângulo  $(\beta - \alpha)$  entre a tangencial e a força de atuação no garfo também aumenta, e cada vez mais quem resiste ao esforço da mola é a força radial de compressão na barra A-B (força de reação).



O gráfico resultante é o apresentado na fig. 13A com um ponto de máximo ao longo do intervalo.

3.5.3 Percebe-se que na subida do braço o motor é muito mais solicitado que na descida. Fica patente essa assimetria que levou a máquina a aparentar os problemas anteriormente citados.

Momento negativo significa que a mola e o motor agem no mesmo sentido, acelerando o braço.

Como nosso modelo pressupõe uma situação estática, sem velocidades nem acelerações, deveremos ter necessariamente um momento frenando o braço (sinal negativo).

3.5.4 Se desprezarmos a situação dinâmica, teremos um momento máximo necessário para o motor de

$$M_{\text{máx}} = 194 \text{ Kpcm}$$

Como a rotação no eixo é de

$$n = 660 \text{ rpm}$$

A potência necessária será:

$$M = 71620 \frac{N}{n} \rightarrow \boxed{N = 1,79 \text{ cv}}$$

É claro que, na realidade, o motor não irá fornecer momentos tão altos. O processo real é dinâmico e a própria velocidade do braço e da placa-base levam a mola às posições extremas (energia cinética das massas em movimento).

### 3.6 Força de excitação

Outra idealização seria a seguinte: supondo o motor funcionando a torque constante, qual seria a força de excitação disponível no braço para deslocar a mola ?

Da fig. 12, usando as relações do item 3.4, temos:

$$F_T = F_G \cdot \cos(\beta - \alpha) \quad (2)$$

$$\Sigma M_O = 0 \quad F_G \sqrt{(a+c)^2 + d^2} = F_e \cdot b \cos \alpha \quad (8)$$

$$\text{De (8), usando (2), vem: } \frac{F_T}{\cos(\beta - \alpha)} \sqrt{(a+c)^2 + d^2} = F_e \cdot b \cos \alpha$$

Usando relações (5), (6) e (7):

$$\frac{F_T \sqrt{(a+c)^2 + d^2}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha + \sin \beta \cdot \sin \alpha} = F_e \cdot b \cos \alpha$$

$$\frac{F_T \sqrt{(a+c)^2 + d^2}}{\frac{\cos\beta(a+c)}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}} + \frac{\text{sen}\beta \cdot d}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}}} = \frac{Fe \cdot b \cdot (a+c)}{\sqrt{(a+c)^2 + d^2}}$$

$$\frac{F_T \left| (a+c)^2 + d^2 \right|^{3/2}}{\cos\beta(a+c) + (\text{sen}\beta) d} = Fe \cdot b \cdot (a+c)$$

Como  $c = R \cos\beta$  e  $d = R \text{sen}\beta$

$$\frac{F_T \left| a^2 + 2aR \cos\beta + R^2 \right|^{3/2}}{a \cos\beta + R} = Fe \cdot b \cdot (a + R \cos\beta)$$

Finalmente:

$$Fe = \frac{F_T \left| a^2 + 2aR \cos\beta + R^2 \right|^{3/2}}{b(a + R \cos\beta) (a \cos\beta + R)}$$

Onde  $Fe$  = força de excitação no braço

Dados práticos: Dos vários motores 2 tempos testados na máquina, o motor YANMAR foi escolhido para obtenção dos dados práticos, pelo fato de funcionar à plena potência (sem folgas).

Da curva do motor, obtemos, para rotação de 4200rpm torque (Mi) de 0,212 Kgf.m e potência (N) de 1,24 cv.

$$Mi = 0,212 \text{ Kgf.m} \quad (\text{a } 4200 \text{ rpm})$$

$$N = 1,24 \text{ cv}$$

Como temos um par de engrenagens cônicas com relação de transmissão  $i = 6,3$  (redução), o momento torçor no eixo de manivelas será:

$$M=i.M_1 = 6,3 \times 0,212 \quad M = 1,3356 \text{ Kgf.m}$$

Como 
$$M = F_T R (1) \quad \text{e } R = 20 \text{ mm}$$
$$F_T = 66,78 \text{ Kgf.}$$

Para os mesmos valores dimensionais, teremos:

---

$$F_e = \frac{66,78 (3400 \cos \beta + 7625)^{3/2}}{86.(85 \cos \beta + 20) (85 + 20 \cos \beta)} \quad (\text{Kgf})$$

---

Os valores de  $F_e = F_e(\beta)$  estão computados na tab. 4 e no gráfico 3.

### 3.7 Conclusões sobre a força de excitação

Observando o gráfico 3 e a fig. 12, temos:

3.7.1 A força tangencial  $\bar{e}$  constante. Nos pontos  $\beta = 0$ ,  $\beta = 180^\circ$  e  $\beta = 360^\circ$ ,  $F_G$  (força no garfo) é igual a  $F_T$  e este é o valor mínimo de  $F_G$ . Então  $F_e$  adquire valor mínimo.

Na subida do garfo o esforço mínimo é maior que na descida, quando mola e motor atuam no mesmo sentido e o motor age freando. Isso ocorre porque o braço de alavanca da força no garfo varia com o ângulo  $\beta$ , diminuindo de  $\beta = 0$  para  $\beta = 180^\circ$ .

3.7.2 Nos pontos de máximo deslocamento a força de excitação disponível tende para infinito, o que garante ao mecanismo conseguir distender a mola, desde que a barra A.B (que recebe todo o esforço de compressão) tenha projeto que resista aos esforços mecânicos exercidos pela mola.

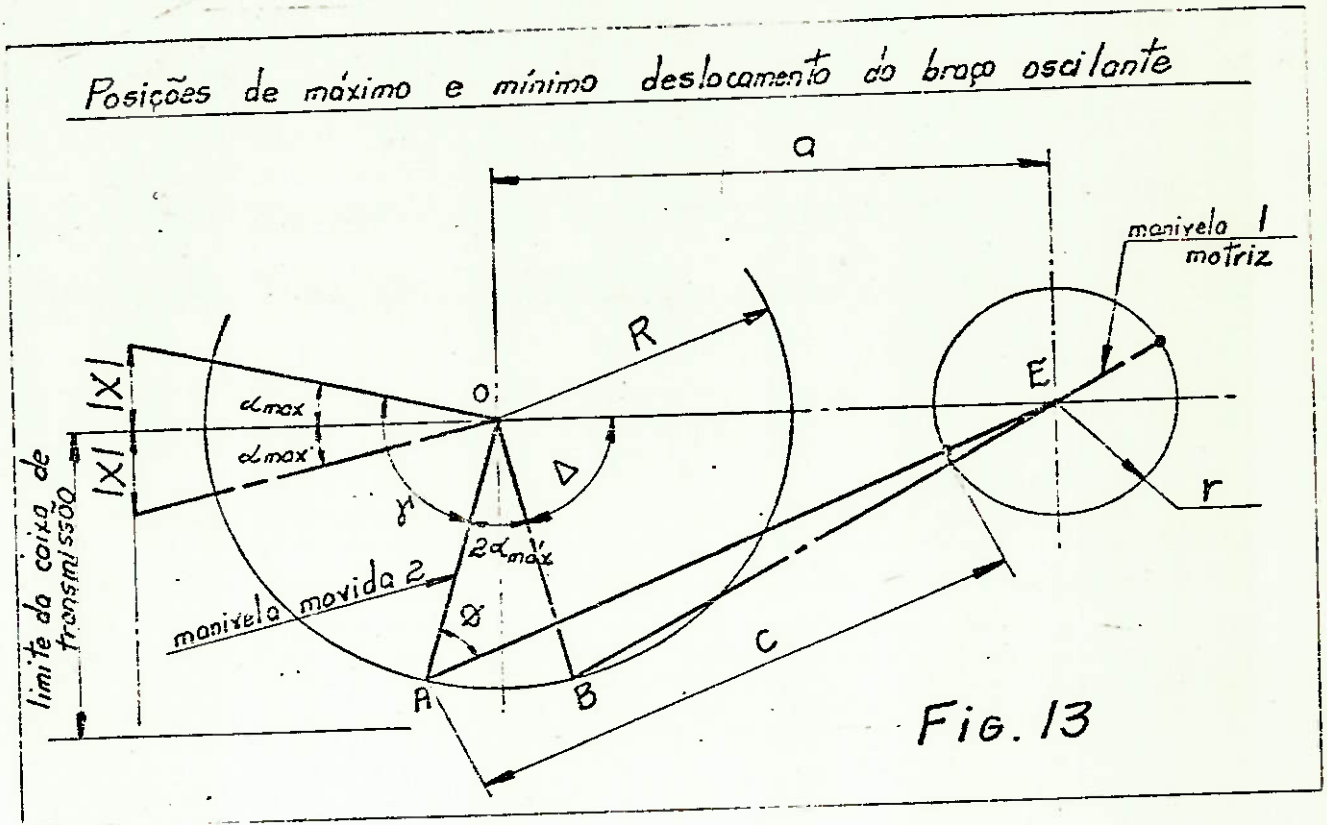
3.7.3 A conclusão principal é de que o sistema de transmissão tem força disponível para vencer a resistência da mola e deslocar o braço oscilante.

É importante perceber que a real função de excitação é o deslocamento da mola; que através deste deslocamento a mola exerce uma força de módulo  $KX$  sobre a base da máquina (e coluna principal). Portanto, é através deste deslocamento que o sistema, como um todo, é excitado e realiza o trabalho de compactação no solo.

#### 4. SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR BIELA-MANIVELA

##### 4.1 Otimização dos valores geométricos do sistema

Posições de máximo e mínimo deslocamento do  
braço oscilante



Onde:

- $a$  = distância entre centros (mantida, portanto  $a=85\text{mm}$ )
- $c$  = comprimento da biela
- $r$  = raio de giro da manivela 1 (motriz)
- $R$  = raio do giro da manivela 2 (movida)
- $\gamma$  = ângulo entre o braço oscilante e a manivela movida (fixo)
- $\alpha_{\text{máx}}$  = ângulo máximo do braço oscilante excitador (manti - do; portanto  $\alpha_{\text{máx}} = 13,6^\circ$ )
- $\theta$  = ângulo entre biela e manivela movida.

Lembramos que as barras articuladas são transmitem

força na direção de seu eixo. Se a biela e a manivela tiverem seus eixos aproximadamente perpendiculares, teremos minimizado os esforços transferidos à manivela movida, aliviando também a carga nos rolamentos do eixo. Portanto, a geometria mostrada na fig. 13 é a ideal.

Outro detalhe construtivo refere-se ao fato de já termos uma biela de comprimento  $c = 88$  mm disponível na fábrica. Resolveu-se, portanto, aproveitá-la e isso fixou um dos parâmetros do mecanismo.

Adotando o ângulo entre braço oscilante e a manivela movida,  $\gamma$ , como sendo de  $90^\circ$ , teremos :

$$\gamma + \alpha_{\text{máx}} + \Delta = 180^\circ$$

$$\gamma = 90^\circ \quad \Delta = 76,4^\circ \quad (\text{veja fig. 13})$$

Adotando  $c = 88$  mm

Lei dos cossenos para  $\Delta OAE$  e  $\Delta OBE$

$$(c+r)^2 = R^2 + a^2 - 2a R \cos (\Delta + 2\alpha_{\text{máx}}) \quad (1)$$

$$(c-r)^2 = R^2 + a^2 - 2a R \cos \Delta \quad (2)$$

$$a = 85 \quad (88+r)^2 = R^2 + 85^2 - 2 \times 85 \times R \cos 103,6^\circ$$

$$(88-r)^2 = R^2 + 85^2 - 2 \times 85 \times R \cos 76,4^\circ$$

Desenvolvendo:

$$88^2 + 176r + r^2 = R^2 + 85^2 + 39,97416 R$$

$$88^2 - 176r + r^2 = R^2 + 85^2 - 39,97416 R$$

de onde tiramos  $R = 4,4028r$  e substituindo numa das equações:

---

$$r = 5,3 \text{ mm}$$

$$R = 23,4 \text{ mm}$$

---

Não adotaremos estas dimensões; dispomos de espaço suficiente na carcaça para aumentar as dimensões  $r$  e  $R$ . Isso facilita nosso projeto mecânico, principalmente no que se refere à manivela movida (raio  $R$ ).

Baseado nas dimensões da carcaça, elegemos o valor:

$$\underline{R = 47 \text{ mm}}$$

Lei dos cossenos para  $\Delta OAE$  e  $\Delta OBE$ : (equações (1) e (2) acima).

$$(88 + r)^2 = 47^2 + 85^2 - 2 \times 85 \times 47 \cos (\Delta + 27,2^\circ)$$

$$(88 - r)^2 = 47^2 + 85^2 - 2 \times 85 \times 47 \cos \Delta$$

Desenvolvendo (1):

$$r^2 + 176r + |-1690 + 7990 \cos (\Delta + 27,2)| = 0 \quad (3)$$

Desenvolvendo (2):

$$r^2 - 176r + |-1690 + 7990 \cos \Delta| = 0 \quad (4)$$

Desenvolvemos um processo iterativo; a partir de valores de  $\Delta$ , calculamos  $r$  nas equações (3) e (4) e comparamos os valores. O processo converge para:

$$\Delta = 64,6^\circ \quad \text{e} \quad r = 10,4 \text{ mm}$$

Portanto, as dimensões adotadas são:

---

$$R = 47 \text{ mm}$$

$$r = 10,4 \text{ mm}$$

$$c = 88 \text{ mm}$$

---

$$\text{Como } \Delta = 64,6^\circ \quad \text{e} \quad \gamma + \alpha_{\max} + \Delta = 180^\circ$$

$$\gamma = 101,8^\circ \quad (\text{ângulo entre braço oscilante e manivela movida}).$$

Observação: Para o caso em que  $\Delta = 76,4^\circ$ , aplicando lei dos Senos para os triângulos  $\Delta OAE$  e  $\Delta OBE$  (posições extremas) encontramos ângulos variando de  $69,8^\circ$  a  $87,4^\circ$ .

Para as dimensões finais adotadas, utilizando-se do mesmo procedimento, encontramos um ângulo  $\theta$  entre biela e manivela movida variando de  $81,7^\circ$  a  $74,9^\circ$ . Para o caso em que  $\Delta 76,4^\circ$ , o raio de giro da manivela movida (R) é menor, o que implica em esforços maiores na manivela e na biela (ou seja, no nó A ou B, fig.13) para haver equilíbrio de momentos em relação ao ponto O.

Portanto, as dimensões adotadas ( $\Delta=64,6^\circ$ ,  $R=47\text{mm}$ ) se mostram mais interessantes do ponto de vista de projeto mecânico.

#### 4.2 Deslocamento do braço oscilante (função de excitação x)

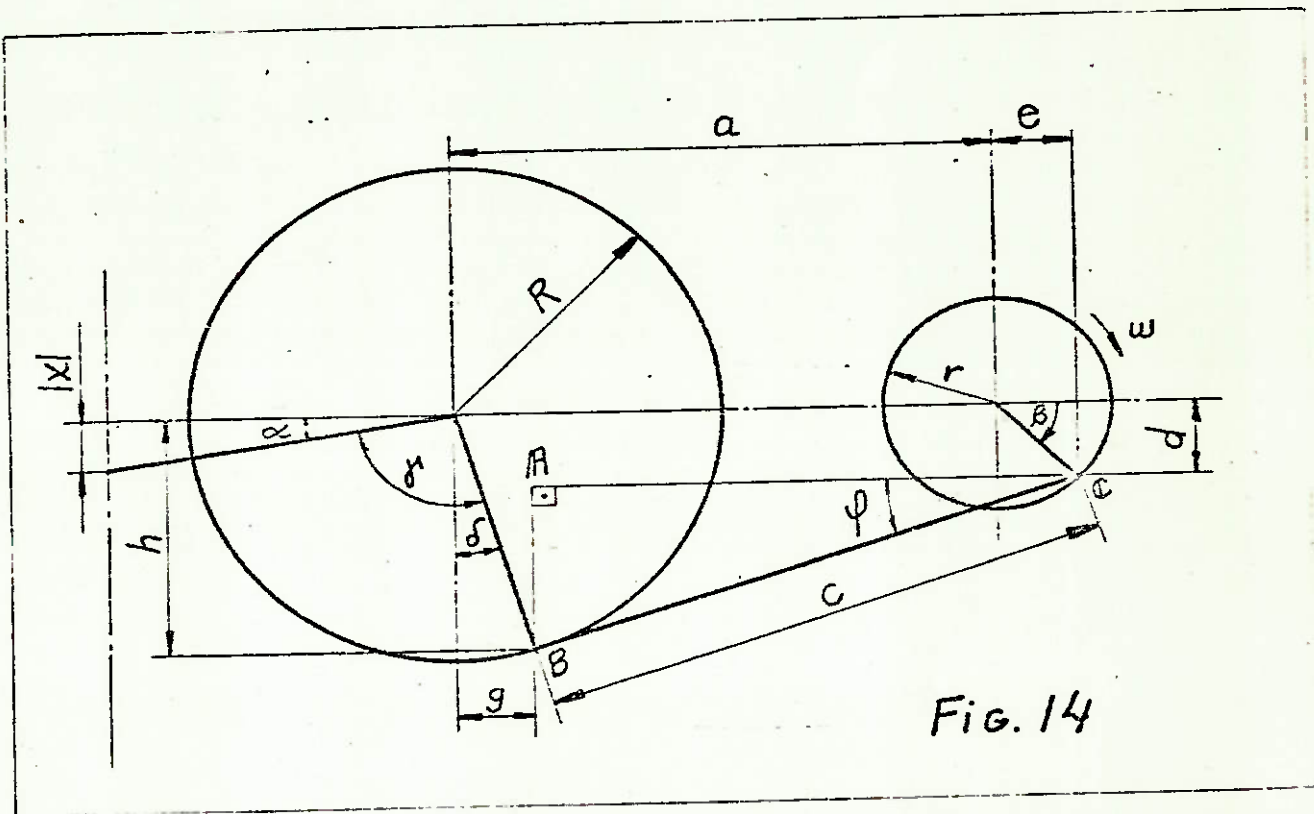


Fig. 14

Observando a figura 14, que é um esquema do sistema de transmissão por biela, temos:

$\alpha + \beta - \delta = 90^\circ$  e como  $\gamma = 101,8^\circ$ , temos:

$$\delta = 11,8 + \alpha \quad (0)$$

$$g = R \operatorname{sen} \delta \quad (1)$$

$$e = r \operatorname{cos} \beta \quad (3)$$

$$h = R \operatorname{cos} \delta \quad (2)$$

$$d = r \operatorname{sen} \beta \quad (4)$$

Das relações (1), (2), (3) e (4) aplicados em (5):

$$c^2 = (a - R \cdot \text{sen} \delta + r \cos \beta)^2 + (R \cos \delta - r \text{sen} \beta)^2 \quad (6)$$

e sabendo que:  $x = b \text{sen} \beta$  (7)

(6) nos dá uma relação entre  $\beta$  e  $\delta$ ; (0) relaciona  $\delta$  com  $\alpha$ , que nos leva ao valor de  $x$ .

Valores numéricos:

- $c = 88$  mm (comprimento da biela)
- $a = 85$  mm (distância entre centros)
- $r = 10,4$  mm (raio da manivela motora)
- $R = 47$  mm (raio da manivela movida)

De (6):

$$88^2 = (85 - 47 \text{sen} \delta + 10,4 \cos \beta)^2 + (47 \cos \delta - 10,4 \text{sen} \beta)^2$$

Desenvolvendo e simplificando, vem:

$$1798,16 + 1768 \cos \beta - 7990 \text{sen} \delta - 977,6 | \text{sen} \delta \cos \beta + \text{sen} \beta \cos \delta | = 0$$

Pela relação (0)  $|\delta = 11,8 + \alpha|$ , obtemos:

$$1798,16 + 1768 \cos \beta - 7990 | \text{sen} 11,8 \cos \alpha + \text{sen} \alpha \cos 11,8 | - \\ - 977,6 | \cos \beta (\text{sen} 11,8 \cos \alpha + \text{sen} \alpha \cos 11,8) + \text{sen} \beta (\cos 11,8 \cos \alpha - \\ - \text{sen} 11,8 \text{sen} \alpha) | = 0 \quad (8)$$

Da Trigonometria:  $\cos \alpha = 1 - 2 \text{sen}^2 \alpha/2$

Como  $|\alpha| < 13,6^\circ$ , usamos a aproximação:  $\text{sen}^2 \alpha/2 = (\text{sen} \alpha/2)^2$

$$\text{e } \cos \alpha = 1 - \frac{\text{sen}^2 \alpha}{2} \quad (9)$$

Substituindo (9) em (8) e reagrupando, teremos:

$$\text{sen}^2 \alpha \left| \frac{7990}{2} \text{sen} 11,8 + \frac{977,6}{2} \text{sen} 11,8 \cos \beta + \frac{977,6}{2} \cos 11,8 \text{sen} \beta \right| + \\ + \text{sen} \alpha \left| -7990 \cos 11,8 - 977,6 \cos 11,8 \cos \beta + 977,6 \text{sen} 11,8 \text{sen} \beta \right| + \\ + |1798,16 + 1768 \cos \beta - 7990 \text{sen} 11,8 - 977,6 \text{sen} 11,8 \cos \beta - 977,6 \cos 11,8 \text{sen} \beta| = 0$$

Lembrando que  $x = b \cdot \text{sen } \alpha$ , substituímos, lembrando que  $b = 86 \text{ mm}$  (comprimento do braço oscilante)

$$\text{sen } \alpha = \frac{x}{86} \quad \text{e} \quad \text{sen}^2 \alpha = \frac{x^2}{86^2}$$

Então:

---

$$\begin{aligned} & x^2 \{0,11046 + 0,06609 |\text{sen}(11,8 + \beta)|\} + \\ & + x \{-90,94361 - 11,36744 |\cos(11,8 + \beta)|\} + \\ & + \{-977,6 |\text{sen}(11,8 + \beta)| + 1768 \cos \beta + 164,23655\} = 0 \end{aligned}$$

---

Desta equação obtemos o deslocamento do braço oscilante em função do ângulo de manivela  $\beta$ , ou seja,  $X = X(\beta)$ . Esses valores constam na tab. 5 e no gráfico 4.

#### 4.3 Velocidade do Braço Oscilante

Sabemos que:  $V(t) = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt}$  e como:

$$\frac{d\beta}{dt} = w \quad \text{e } w = 69,8 \text{ rd/s (constante)}$$

---

$$V(t) = w \frac{dX}{d\beta}$$

---

Temos uma função deslocamento, apresentada no item 4,2, da seguinte forma:

$$\Sigma f(x): g(\beta) = 0$$

Diferenciando em relação ao tempo, teremos:

$$\frac{d}{dt} |\Sigma f(x) \cdot g(\beta)| = 0 \rightarrow \Sigma \left| \frac{d}{dt} (f(x) \cdot g(\beta)) \right| = 0$$

$$\Sigma \left| \frac{df(x)}{dt} \cdot g(\beta) + f(x) \cdot \frac{dg(\beta)}{dt} \right| = 0$$

$$\Sigma \left| \frac{df}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \cdot g(\beta) + f(x) \cdot \frac{dg}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} \right| = 0$$

$$\Sigma \left| \frac{df}{dx} \cdot v \cdot g + f \cdot \frac{dg}{d\beta} \cdot w \right| = 0 \quad (1)$$

Como temos:

$$x^2 | 0,11046 + 0,06609 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) | + x | -90,94361 - 11,36744 \cos(11,8 + \beta) | + | -977,6 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) + 1768 \cos \beta + 164,23655 | = 0$$

Aplicando (1)

$$2 \cdot x \cdot v | 0,11046 + 0,06609 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) | + x^2 \cdot w \cdot 0,06609 \cos(11,8 + \beta) + v | -90,94361 - 11,36744 \cos(11,8 + \beta) | + x \cdot w \cdot 11,36744 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) + w | -977,6 \cos(11,8 + \beta) - 1768 \operatorname{sen} \beta | = 0$$

De onde tiramos:

---


$$v = \frac{-x^2 w \cdot 0,06609 \cos(11,8 + \beta) - x w 11,36744 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) + 977,6 w \cos(11,8 + \beta) + 1768 w \operatorname{sen} \beta}{2x | 0,11046 + 0,06609 \operatorname{sen}(11,8 + \beta) | - 90,94361 - 11,36744 \cos(11,8 + \beta)}$$


---

Os valores  $v = v(\beta)$  constam da tab.6 e do gráfico 5.

#### 4.4 Conclusões sobre o MÉCANISMO DE BIELA

Observando os gráficos 4 e 5, concluímos:

4.4.1. Os valores de máximo deslocamento do braço foram manti

dos por imposição geométrica. Denominando:

$\Delta\theta_S$  = ângulo percorrido pela manivela motora entre os pontos de máximo deslocamento, na subida.

$\Delta\theta_D$  = ângulo percorrido pela manivela motora na descida

Do gráfico:  $\Delta\theta_S = 185^\circ$

$\Delta\theta_D = 175^\circ$

pois: ponto de máximo deslocamento inferior:  $\beta = 325^\circ$

ponto de máximo deslocamento superior:  $\beta = 150^\circ$

Nos pontos  $x = 0$ , temos velocidade máxima:

$V_{\max S}$  = velocidade máxima na subida = 1,352 m/s

$V_{\max D}$  = velocidade máxima na descida = -1,475 m/s

Então, praticamente,  $|V_{\max D}| \approx |V_{\max S}|$

De onde conclui-se que o braço desce e sobe com, aproximadamente, iguais velocidades. Isso elimina o problema anterior de desajuste dinâmico (e realmente a máquina funcionou satisfatoriamente). É bem verdade que em solos pouco compactados a máquina transfere, menos energia ao solo (na forma de quantidade de movimento), pois a velocidade de descida é menor que aquela obtida para o garfo. Mas o desempenho dinâmico torna-se perfeito, e portanto, a máquina torna-se viável tecnicamente.

#### 4.4.2 Função deslocamento ideal

A função deslocamento ideal seria, como já foi citado:

$$x = A \sin \omega t$$

$$\text{com } \beta = \omega t$$

$$x = A \sin \beta$$

Mantendo o deslocamento máximo (Amplitude)

$$A = 20,22 \text{ mm}$$

Teremos:

$$\underline{x = 20,22 \text{ sen}\beta}$$

cujos valores constam da tab. 7 e do gráfico 6.

Derivando, teremos:

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt} = w \frac{dx}{d\beta}$$

$$v = 20,22 w \cos\beta$$

$$w = 69,8 \text{ nd/s}$$

$$\underline{v = 1,41 \cos\beta \text{ (m/s)}}$$

cujos valores constam da tab.8 e o gráfico 8.

A comparação entre as curvas de velocidades e deslocamentos do braço para transmissão por biela e para deslocamento ideal nos mostra que há uma semelhança de movimentos muito grande (descontada a defasagem angular).

Portanto, o deslocamento do braço através de um mecanismo de biela nos leva a uma função quase senoidal.

4.5 Momento - Motor

Observando a fig. 15

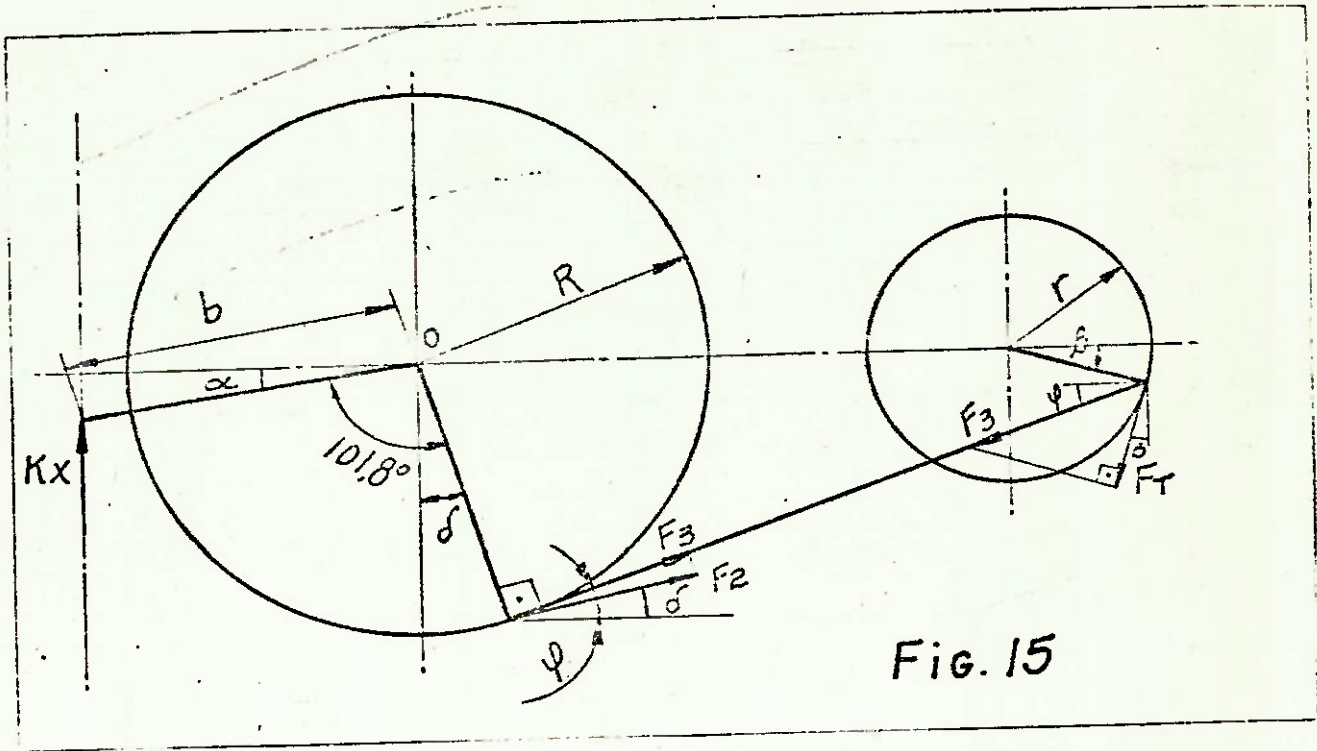


Fig. 15

Partindo do esforço na mola  $F_e = Kx$ , determinamos por composição de esforços a Força tangencial necessãria (e portanto o momento necessãrio) para equilibrar a força ...

$$Kx \cdot (\Sigma M_o = 0)$$

$$Kx \cdot b \cdot \cos \alpha = F_2 \cdot R \quad (1)$$

$$F_3 = F_2 \cos(\psi - \delta) \quad (2)$$

$$Kx \cdot b \cdot \cos \alpha = \frac{F_3 \cdot R}{\cos(\psi - \delta)}$$

| (2) em (1) |

(3)

$$F_T = F_3 \cos(90 - \psi - \beta) = F_3 \sin(\psi + \beta)$$

Usando (3): 
$$Kx b \cos \alpha = \frac{F_T \cdot R}{\text{sen}(\psi+\beta) \cos(\psi-\delta)}$$

Sabemos que 
$$\alpha = \delta - 11,8 \quad \text{e} \quad x = b \text{ sen} \alpha$$

$$M = F_T \cdot r$$

Então temos:

$$K(b \text{ sen} \alpha) b \cos \alpha = \frac{M R}{r \text{ sen}(\psi+\beta) \cos(\psi-\delta)}$$

Finalmente:

$$M = \frac{K r b^2}{R} \text{ sen}(\beta+\psi) \cdot \cos(\psi-\delta) \cdot \text{sen}(\delta-11,8) \cdot \cos(\delta-11,8)$$

Relações geométricas da fig. 14

$$g = R \text{ sen} \delta \quad \text{e} \quad e = r \cos \beta$$

$$h = R \cos \delta \quad \text{e} \quad d = r \text{ sen} \beta$$

$$c^2 = (a-g+e)^2 + (h-d)^2$$

$$c^2 = (a-R \text{ sen} \delta + r \cos \beta)^2 + (R \cos \delta - r \text{ sen} \beta)^2$$

Desenvolvendo e usando a aproximação  $\cos \delta = 1 - \frac{\text{sen}^2 \delta}{2}$

( $\delta$  pequeno):

$$(R \text{ sen} \beta) \text{ sen}^2 \delta + (-2aR - 2Rr \cos \beta) \text{ sen} \delta + (2aR \cos \beta - 2Rr \text{ sen} \beta + a^2 + R^2 + r^2 - c^2) = 0$$

Desta expressão tiramos os valores de  $\delta$  em função do ângulo da manivela motora  $\beta$ .

Da fig. 14 tiramos:

$$\operatorname{sen}\psi = \frac{h-d}{c} = \frac{R \cos\delta - r \operatorname{sen}\beta}{c}$$

---

$$\psi = \operatorname{arc\,sen} \left| \frac{R \cos\delta - r \operatorname{sen}\beta}{c} \right|$$

---

Desta expressão tiramos os valores de  $\psi$  em função de  $\delta$  e  $\beta$ .

Finalmente, temos uma forma de expressar o momento  $M$  para cada ângulo  $\beta$ .

Para os valores dimensionais adotados:

$$R = 47 \text{ mm}$$

$$r = 10,4 \text{ mm}$$

$$c = 88 \text{ mm}$$

$$a = 85 \text{ mm}$$

$$b = 86 \text{ mm}$$

temos a função  $M = M(\beta)$  representada na tab. 9 e no gráfico 7.

#### 4.6 Conclusões sobre o momento - motor

4.6.1 Para  $\beta = 65^\circ$  e  $\beta = 235^\circ$ , o deslocamento da mola é nulo; portanto, a força de resistência da mola é nula e o momento necessário é zero.

Nos pontos de máximo deslocamento do braço,  $\beta=150^\circ$  (máximo superior) e  $\beta = 325^\circ$  (máximo inferior), a biela se alinha com a manivela motora e toda força da mola é resistida pelo esforço de compressão na manivela. Então, o momento necessário para contrabalançar a força da mola é nulo.

4.6.2 Quando o mecanismo está armando a mola, o momento necessário é positivo. No retorno, quando mola é momento agem no mesmo sentido, o momento é negativo.

Nossa hipótese é de uma situação estática, com os esforços se compensando. Na realidade, o que ocorre é uma aceleração do braço na descida, para fazer a placa-base atingir o solo com velocidade máxima.

4.6.3 Percebe-se que a curva do momento-motor para biela é bem mais simétrica que a curva para garfo. Os momentos máximos positivos e negativos são aproximadamente iguais, o que garante um funcionamento mais regular do motor.

O momento máximo necessário para o motor é, pelo gráfico 7.

$$M_{\text{máx}} = 121 \text{ Kpcm}$$

Como a rotação no eixo é de  $n = 660 \text{ rpm}$ , a potência necessária será:

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

$$N = 1,12 \text{ cv}$$

#### 4.7 Resumo das Conclusões

A análise comparativa entre as duas soluções para sistema de transmissão do compactador, uma por garfo e outra por biela, nos levou às seguintes constatações:

4.7.1 No sistema de transmissão por garfo, o braço desce mais rapidamente do que sobe enquanto o movimento por biela é harmônico, havendo velocidades de subida e descida aproximadamente iguais em módulo.

4.7.2 O projeto mecânico do sistema por garfo é mais complexo, haja visto os problemas construtivos do garfo e os esforços cíclicos de flexão a que está submetido. No sistema por biela, as barras são articuladas e só recebem esforços normais aos seus eixos.

4.7.3 O torque exigido do motor para sistema por biela é mais harmônico, e a potência exigida, para o mesmo tipo de serviço é menor.

Potência do motor para biela = 1,12 cv

Potência do motor para garfo = 1,79 cv

4.7.4 Os ensaios com protótipos evidenciaram todas essas vantagens obtidas com sistema de transmissão por biela. A máquina foi alterada, no seu projeto mecânico, em quase toda a sua totalidade, melhorando a resistência e a vida dos seus componentes, otimizando a melhor concepção de cabo operacional (com mínimo de vibrações e ótima operacionalidade); diminuindo a massa da base da máquina (apoio inferior e superior das molas, coluna e pé) de forma a aumentar a eficiência de compactação.

O produto final é mostrado em fotografias na próxima página. (pg. 62 e 63)

Não incluímos, no escopo do trabalho, os detalhes do projeto mecânico do compactador. Nossa atenção voltou-se, neste trabalho, para uma análise da dinâmica da máquina, e especificamente, a dinâmica do sistema de transmissão.

## 5. MODELAGEM DINÂMICA DA MÁQUINA:

### 5.1 Equacionamento

Um soquete vibratório pode ser modelado, para uma análise do fenômeno físico de vibração, em termos de massas,

molhas e amortecedores. Para a nossa máquina, a modelagem é a seguinte:

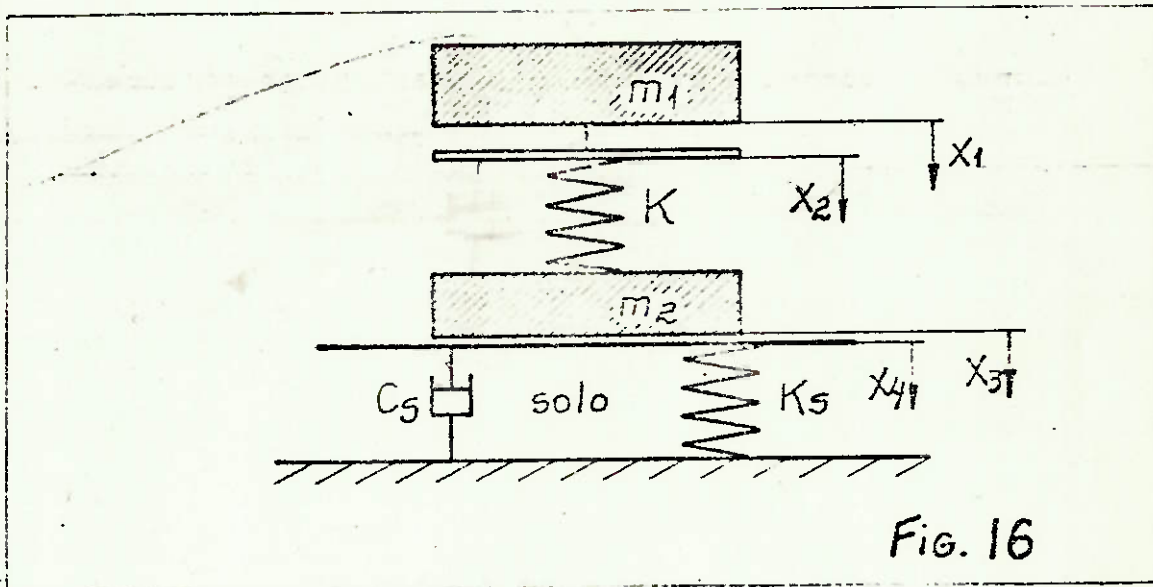


Fig. 16

Onde:

- $m_1$  = massa do motor, caixa de transmissão, cabo operacional e tudo mais que estiver solidário.
- $m_2$  = massa da base da máquina, apoio superior e inferior das molhas, e coluna.
- $K$  = constante de mola da máquina.

A constante de amortecimento da máquina (carcaça deslizando pela coluna e histerese da mola) será desprezada.

- $C_s$  = constante de amortecimento do solo.
- $K_s$  = constante de mola do solo.
- $x_1$  = deslocamento da massa  $m_1$ .
- $x_2$  = deslocamento de excitação do braço oscilante.
- $x_3$  = deslocamento da chapa base
- $x_4$  = deslocamento do solo.

A força transmitida ao solo será:  $F_s = K_s x_3 + C_s \dot{x}_3$

O deslocamento de excitação será suposto da forma:

$$x_2 = x_1 + A \text{ sen } \omega t \quad (1)$$

Existem 2 situações que devem ser equacionadas: a primeira quando a placa base está encostada no solo e recebe a reação do mesmo. Neste caso,  $x_3 = x_4$ . A segunda quando a máquina descola do solo e fica sujeita a um movimento de queda livre.

Para a primeira situação, equacionando as massas  $m_1$  e  $m_2$ :

$$m_1 \ddot{x}_1 = -K(x_2 - x_3) + m_1 g \quad m_1 \ddot{x}_1 + K(x_2 - x_3) - m_1 g = 0 \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_3 = -K_5 x_3 + K(x_2 - x_3) - C_s \dot{x}_3 + m_2 g$$

$$m_2 \ddot{x}_3 + C_s \dot{x}_3 + (K_s + K) x_3 - Kx_2 - m_2 g = 0 \quad (3)$$

Usando relação (1) para (2) e (3):

$$I \quad m_1 \ddot{x}_1 + K(x_1 + A \text{ sen } \omega t - x_3) - m_1 g = 0 \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_3 + C_s \dot{x}_3 + (K_s + K)x_3 - Kx_1 - KA \text{ sen } \omega t - m_2 g = 0 \quad (5)$$

que é o equacionamento para  $x_3 = x_4$

Para  $x_3 \neq x_4$ :

$$m_2 \ddot{x}_3 = K(x_2 - x_3) + m_2 g$$

Usando (1)

$$m_2 \ddot{x}_3 + Kx_3 - Kx_1 - KA \text{ sen } \omega t - m_2 g = 0 \quad (6)$$

que, acrescentada à equação 4, nos fornece o equacionamento para  $x_3 \neq x_4$

$$\begin{aligned} \text{II} \quad m_1 \ddot{x}_1 + Kx_1 + KAsenwt - Kx_3 - m_1g &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_3 + Kx_3 - Kx_1 - KAsewt - m_2g &= 0 \end{aligned}$$

5.2 Resolução do sistema de equações diferenciais lineares I  
(placa-base encostada no solo)

Para  $x_3 = x_4$

$$m_1 \ddot{x}_1 + Kx_1 - Kx_3 + KAsenwt - m_1g = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_3 + C_s \dot{x}_3 + (K_s + K)x_3 - Kx_1 - KAsewt - m_2g = 0$$

Denominando  $x_3 = y$  e  $x_1 = x$ , e usando a notação  
D para  $\frac{d}{dt}$ , teremos:

$$\begin{aligned} (m_1 D^2 + K)x - Ky &= m_1g - KA senwt \\ -Kx + (m_2 D^2 + C_s D + K_s + K)y &= m_2g + KAsewt \end{aligned}$$

Multiplicando a primeira equação por K e a segunda por  $(m_1 D^2 + K)$  e efetuando a soma, sabendo que  $D^2 = \frac{d^2}{dt^2}$ , te-

remos uma equação diferencial em y:

---


$$\begin{aligned} m_1 m_2 \frac{d^4 y}{dt^4} + m_1 C_s \frac{d^3 y}{dt^3} + (m_1 K_s + m_1 K + m_2 K) \frac{d^2 y}{dt^2} + K C_s \frac{dy}{dt} + K K_s y &= \\ = K m_1 g + K m_2 g - m_1 K A w^2 senwt \end{aligned}$$


---

Nota: Iremos resolver o sistema, determinando a função y de deslocamento da placa-base.

A função x de deslocamento da massa  $m_1$  não será determinada neste trabalho.

Valores numéricos

$$m_1 = 50 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 10 \text{ Kg}$$

$$K = 6 \text{ 800Kp/m}$$

$$C_s = 18 \text{ 000 N}_s/\text{m}$$

$$K_s = 5 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$w = 70 \text{ rd/s}$$

$$A = 0,02 \text{ m (amplitude de excitação)}$$

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 1800 \frac{d^3 y}{dt^3} + 5 \times 10^5 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2,4 \times 10^5 \frac{dy}{dt} + 6,8 \times 10^7 y = 8000 - 6,7 \times 10^4 \text{ senwt.}$$

A solução será  $y = Y_H + Y_p$

$Y_H$  = solução da equação homogênea

$Y_p$  = solução particular

Solução da homogênea

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 1800 \frac{d^3 y}{dt^3} + 5 \times 10^5 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2,4 \times 10^5 \frac{dy}{dt} + 6,8 \times 10^7 y = 0$$

Equação característica  $\lambda^4 + 1800\lambda^3 + 5 \times 10^5 \lambda^2 + 2,4 \times 10^5 \lambda + 6,8 \times 10^7 = 0$

Pesquisamos as raízes do polinômio por intermédio do cálculo numérico e achamos:

$$\lambda_1 = 11,66i \quad \lambda_2 = -11,66i \quad \lambda_3 = -1456,9 \quad \lambda_4 = -343,1$$

Então, a solução da homogênea será:

---

$$Y_H = A e^{-343,1t} + B e^{-1456,9t} + C \cos 11,66t + D \sin 11,66t$$

---

Onde as constantes A, B, C e D dependem das condições iniciais.

Nota: Esta solução deverá ser refinada posteriormente.

### Solução Particular

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 1800 \frac{d^3 y}{dt^3} + 5 \times 10^5 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2,4 \times 10^5 \frac{dy}{dt} + 6,8 \times 10^7 y = r(t)$$

onde:  $r(t) = 8000 - 6,7 \times 10^4 \sin \omega t$ .

A solução particular pode ser da forma:

$$y_p = K + M \cos \omega t + N \sin \omega t$$

Substituindo na equação diferencial e igualando os termos em  $\cos \omega t$ , igualando os termos em  $\sin \omega t$  e igualando os termos independentes, teremos:

$$K = 1,176 \times 10^{-4}$$

$$M = -6,796 \times 10^{-6}$$

$$N = 2,668 \times 10^{-5}$$

$$y_p = 1,176 \times 10^{-4} - 6,796 \times 10^{-6} \cos 70t + 2,668 \times 10^{-5} \sin 70t$$

---

### Solução Geral do Sistema I

---

$$Y_I = Y_H + Y_p = A e^{-343,1t} + B e^{-1456,9t} + C \cos 11,66t + D \sin 11,66t +$$
$$+ 1,176 \times 10^{-4} - 6,796 \times 10^{-6} \cos 70t + 2,668 \times 10^{-5} \sin 70t$$

---

5.3 Resolução do sistema de equações diferenciais lineares II  
(para placa-base descolada do solo).

Para  $x_3 \neq x_4$ :

$$m_1 \ddot{x}_1 + Kx_1 - Kx_3 + KAsenwt - m_1g = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_3 + Kx_3 - Kx_1 - KAsenwt - m_2g = 0$$

Denominando  $x_3 = y$  e  $x_1 = x$ , e usando a notação  $D$  para  $\frac{d}{dt}$ ,

teremos:

$$(m_1 D^2 + K)x - Ky = m_1g - KAsenwt$$

$$(m_2 D^2 + K)y - Kx = m_2g + KAsenwt$$

Multiplicando a primeira equação por  $K$  e a segunda por  $(m_1 D^2 + K)$  e efetuando a soma das equações, sabendo que  $D^2 = \frac{d^2}{dt^2}$ , teremos uma equação diferencial com os termos

só em  $y$ :

---

$$m_1 m_2 \frac{d^4 y}{dt^4} + (K m_2 + K m_1) \frac{d^2 y}{dt^2} = (m_1 + m_2) K g - m_1 K A w^2 \text{ sen} wt$$

---

Valores numéricos

$$m_1 = 50 \text{ Kg}$$

$$m_2 = 10 \text{ Kg}$$

$$K = 6800 \text{ Kp/m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$A = 0,02 \text{ m}$$

$$w = 70 \text{ rd/s}$$

Teremos:

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 816 \frac{d^2 y}{dt^2} = 7996,8 - 66640 \operatorname{sen} \omega t$$

Solução:  $y_{II} = y_H + y_p$

$y_H$  = solução da equação homogênea

$y_p$  = solução particular.

Solução da homogênea

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 816 \frac{d^2 y}{dt^2} = 0$$

Equação característica:  $\lambda^4 + 816 \lambda^2 = 0$

Raízes da equação característica:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = 0 \text{ (raiz dupla)}$$

$$\lambda_3 = +28,566i \text{ (complexos conjugados)}$$

$$\lambda_4 = -28,566i$$

---

$$y_H = A + Bt + C \cos 28,566 t + D \operatorname{sen} 28,566 t$$

onde as constantes A. B. C e D dependem das condições iniciais.

Solução Particular

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + 816 \frac{d^2 y}{dt^2} = r(t)$$

$$r(t) = 7996,8 - 66640 \operatorname{sen} \omega t$$

A solução particular pode ser da forma:

$$y_p = Kt^2 + N \operatorname{sen} \omega t$$

Substituindo na equação diferencial  $\frac{d^4 y}{dt^4}$  e  $\frac{d^2 y}{dt^2}$  e igualando os termos em seno e os termos independentes, teremos:

$$K = 4,9$$

$$N = -0,00333$$

Então, a solução particular será:

---

$$y_p = 4,9t^2 - 0,00333 \text{ sen}70t$$

---

Solução geral do sistema II (para y)

---

$$y_{II} = y_H + y_p = A + Bt + C \cos 28,566t + 4,9t^2 - 0,00333 \text{ sen}70t$$

---

#### 5.4 Conclusão

Tanto para o sistema I de equações diferenciais como para o sistema II, y representa o deslocamento da placa-base em relação à sua posição inicial.

As equações I e II se complementam para descrever o movimento total da placa-base. As constantes serão determinadas a partir das condições iniciais.

É oportuno explicar o método que deve ser adotado para levantar a curva do deslocamento da placa-base (y).

Adota-se as condições iniciais

$$y = 0 \quad y' = 0 \quad y'' = 0 \quad y''' = 0$$

Teremos condições de determinar as constantes A, B, C, D da função  $y_I$  (sistema de 4 equações lineares a 4 incógnitas) e levantamos a curva até o ponto em que y volta a ser nulo. A partir desse instante, a chapa descola do solo e passa a ter valor a função  $y_{II}$ , com as condições iniciais a serem determinadas deste ponto (e em consequência as constantes da função  $y_{II}$ ).

Este processo deve ser repetido quantas vezes for necessário, até se obter um regime razoavelmente permanente de deslocamento da placa-base.

As funções serão alterados, pela alteração das condições iniciais em cada intervalo, o que implica em constantes diferentes.

Se a modelagem estiver certa, o processo deverá convergir para uma solução permanente (função cíclica).

Nossa intenção era elaborar um caminho para a abor-  
dagem dinâmica da máquina. Podemos agora determinar, pelo mesmo processo, o deslocamento  $x$  do conjunto com massa  $m_1$ . A partir de variações nas massa  $m_1$  e  $m_2$ , nas ctes de mola,  $K$  da máquina, nas ctes de mola e de amortecimento do solo, na função de excitação, poderemos otimizar a máquina pelos resultados:

- 1) do deslocamento da massa  $m_2$ , que deve ser o menor possível.
- 2) do deslocamento e velocidade da massa  $m_1$ , que devem ser de tal forma a transferir o máximo de potência ao solo.

TABELA 1:  $X = X(\beta)$  Deslocamento do braço  
oscilante - transmissão por garfo

$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)
0	0,00	125	18,70	-250	-20,11
5	1,43	130	17,86	255	-20,23
10	2,85	135	16,83	260	-20,20
15	4,26	140	15,60	265	-20,02
20	5,66	145	14,18	270	-19,70
25	7,03	150	12,57	275	-19,25
30	8,37	155	10,78	280	-18,69
35	9,67	160	8,84	285	-18,02
40	10,93	165	6,76	290	-17,24
45	12,14	170	4,57	295	-16,38
50	13,30	175	2,30	300	-15,43
55	14,40	180	0,00	305	-14,40
60	15,43	185	-2,30	310	-13,30
65	16,38	190	-4,57	315	-12,14
70	17,24	195	-6,76	320	-10,93
75	18,02	200	-8,84	325	- 9,67
80	18,69	205	-10,78	330	- 8,37
85	19,25	210	-12,57	340	- 5,66
90	19,70	215	-14,18	345	- 4,26
95	20,02	220	-15,60	350	- 2,85
100	20,20	225	-16,83	355	- 1,43
105	20,23	230	-17,86	360	0,00
110	20,11	235	-18,70		
115	19,82	240	-19,35		
120	19,35	245	-19,82		

TABELA 2  $V = V(\beta)$  Velocidade do braço  
oscilante - transmissão por garfo

$\beta$ (graus)	$V_{\text{braço}}$ (m/s)	$\beta$ (graus)	$V_{\text{braço}}$ (m/s)	$\beta$ (graus)	$V_{\text{braço}}$ ( m/s)
0	1,132	125	-0,589	250	-0,162
5	1,130	130	-0,742	255	-0,035
10	1,123	135	-0,897	260	0,086
15	1,111	140	-1,053	265	0,199
20	1,095	145	-1,205	270	0,303
25	1,074	150	-1,350	275	0,401
30	1,048	155	-1,484	280	0,491
35	1,017	160	-1,602	285	0,574
40	0,982	165	-1,700	290	0,650
45	0,940	170	-1,773	295	0,720
50	0,894	175	-1,819	300	0,784
55	0,842	180	-1,834	305	0,842
60	0,784	185	-1,819	310	0,894
65	0,720	190	-1,773	315	0,940
70	0,650	195	-1,700	320	0,982
75	0,574	200	-1,602	325	1,017
80	0,491	205	-1,484	330	1,048
85	0,401	210	-1,350	335	1,074
90	0,303	215	-1,205	340	1,095
95	0,199	220	-1,053	345	1,111
100	0,086	225	-0,897	350	1,123
105	-0,035	230	-0,742	355	1,130
110	-0,162	235	-0,589	360	1,132
115	-0,298	240	-0,440		
120	-0,440	245	-0,298		

TAB.3: Momento transmitido pelo motor, em cada posição do mecanismo de GARFO  $M=M(\beta)$

$$M = \frac{2011712 \operatorname{sen} \beta (85+20\cos \beta) (85 \cos \beta +20)}{(7625 + 3400 \cos \beta)^2}$$

$\beta$ (graus)	M (Kpcm)
0	0.00
5	32.95
10	64.90
15	94.90
20	122.07
25	145.64
30	164.96
35	179.56
40	189.15
45	193.59 *
50	192.94
55	187.43
60	177.45
65	163.52
70	146.27
75	126.41
80	104.70
85	81.91
90	58.82
95	36.15
100	14.57
105	- 5.34
110	-23.10
115	-38.31
120	-50.70
125	-60.10

$\beta$ (graus)	M (Kpcm)
130	-66.46
135	-69.78
140	-70.20 *
145	-67.87
150	-63.06
155	-56.04
160	-47.14
165	-36.71
170	-25.13
175	-12.76
180	0.00
185	12.76
190	25.13
195	36.71
200	47.14
205	56.04
210	63.06
215	67.87
220	70.20 *
225	69.78
230	66.46
235	60.10
240	50.70
245	38.31
250	23.09
255	5.34
260	-14.57
265	-36.15
270	-58.82
275	-81.91
280	-104.70
285	-126.41
290	-146.27
295	-163.52

$\beta$ (graus)	M (Kpcm)
300	-177.45
305	-187.43
310	-192.94
315	-193.59 *
320	-189.15
325	-179.56
330	-164.96
335	-145.64
340	-122.07
345	- 94.90
350	- 64.90
355	- 32.95
360	0.00

TAB.4: Força de excitação disponível no braço para deslocar mola - mecanismo de transmissão por garfo

$$F_e = F_e(\beta)$$

$\beta(^{\circ})$	Fe (Kgf)	$\beta(^{\circ})$	Fe (Kgf)
0	81.53	185	-50.90
5	81.70	190	-52.20
10	82.21	195	-54.44
15	83.07	200	-57.76
20	84.31	205	-62.35
25	85.96	210	-68.53
30	88.09	215	-76.78
35	90.77	220	-87.87
40	94.09	225	-103.08
45	98.20	230	-124.67
50	103.31	235	-157.01
55	109.69	240	-209.86
60	117.77	245	-310.13
65	128.17	250	-568.91
70	141.94	255	-2694.91
75	160.81	260	1072.46
80	188.02	265	464.71
85	230.27	270	304.13
90	304.13	275	230.27
95	464.71	280	188.02
100	1072.46	285	160.81
105	-2694.91	290	141.94
110	-568.91	295	128.17
115	-310.13	300	117.77
120	-209.86	305	109.69
125	-157.01	310	103.31
130	-124.67	315	98.20
135	-103.08	320	94.09
140	-87.87	325	90.77
145	-76.78	330	88.09
150	-68.53	335	85.96
155	-62.35	340	84.31
160	-57.76	345	83.07
165	-54.44	350	82.21
170	-52.20	355	81.70
175	-50.90	360	81.53
180	-50.47		

TAB. 5 - Deslocamento do braço oscilante  
Transmissão por biela

$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)
0	17.34	135	-19.25	270	12.09
5	16.48	140	-19.74	275	13.40
10	15.52	145	-20.06	280	14.60
15	14.45	150	-20.20	285	15.69
20	13.28	155	-20.16	290	16.66
25	12.02	160	-19.94	295	17.51
30	10.68	165	-19.54	300	18.24
35	9.25	170	-18.95	305	18.85
40	7.76	175	-18.17	310	19.34
45	6.20	180	-17.23	315	19.70
50	4.60	185	-16.13	320	19.93
55	3.30	190	-14.87	325	20.04
60	1.27	195	-13.47	330	20.02
65	-0.43	200	-11.95	335	19.87
70	-2.14	205	-10.33	340	19.61
75	-3.84	210	-8.62	345	19.22
80	-5.52	215	-6.84	350	18.71
85	-7.18	220	-5.01	355	18.08
90	-8.79	225	-3.16	360	17.34
95	-10.35	230	-1.29		
100	-11.63	235	0.56		
105	-13.24	240	2.39		
110	-14.55	245	4.18		
115	-15.75	250	5.92		
120	-16.84	255	7.59		
125	-17.78	260	9.18		
130	-18.59	265	10.68		

TAB. 6 - Velocidade do Braço Oscilante  
Transmissão por biela

$\beta$ (graus)	V (m/s)	$\beta$ (graus)	V (m/s)	$\beta$ (graus)	V (m/s)
0	0.634	135	0.455	270	-1.076
5	0.722	140	0.323	275	-0.993
10	0.806	145	0.185	280	-0.906
15	0.886	150	0.043	285	-0.816
20	0.962	155	-0.102	290	-0.723
25	1.033	160	-0.249	295	-0.628
30	1.098	165	-0.396	300	-0.531
35	1.157	170	-0.540	305	-0.433
40	1.209	175	-0.680	310	-0.334
45	1.254	180	-0.813	315	-0.235
50	1.291	185	-0.939	320	-0.135
55	1.318	190	-1.054	325	-0.035
60	1.339	195	-1.157	330	0.064
65	1.350	200	-1.248	335	0.162
70	1.352	205	-1.324	340	0.260
75	1.343	210	-1.385	345	0.356
80	1.324	215	-1.430	350	0.451
85	1.296	220	-1.460	355	0.544
90	1.256	225	-1.475	360	0.634
95	1.207	230	-1.475		
100	1.146	235	-1.462		
105	1.077	240	-1.436		
110	0.996	245	-1.398		
115	0.906	250	-1.350		
120	0.806	255	-1.292		
125	0.697	260	-1.227		
130	0.580	265	-1.155		

TAB. 7 - Deslocamento ideal do Braço  
Oscilante

$$x = 20.22 \text{ sen}\beta \text{ (mm)}$$

$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)	$\beta$ (graus)	X (mm)
0	0	135	14.30	270	-20.22
5	1.76	140	13.00	275	-20.14
10	3.51	145	11.60	280	-19.91
15	5.23	150	10.11	285	-19.53
20	6.92	155	8.55	290	-19.00
25	8.55	160	6.92	295	-18.33
30	10.11	165	5.23	300	-17.51
35	11.60	170	3.51	305	-16.56
40	13.00	175	1.76	310	-15.50
45	14.30	180	0	315	-14.30
50	15.50	185	-1.76	320	-13.00
55	16.56	190	-3.51	325	-11.60
60	17.51	195	-5.23	330	-10.11
65	18.33	200	-6.92	335	-8.55
70	19.00	205	-8.55	340	-6.92
75	19.53	210	-10.11	345	-5.23
80	19.91	215	-11.60	350	-3.51
85	20.14	220	-13.00	355	-1.76
90	20.22	225	-14.30	360	0
95	20.14	230	-15.50		
100	19.91	235	-16.56		
105	19.53	240	-17.51		
110	19.00	245	-18.33		
115	18.33	250	-19.00		
120	17.51	255	-19.53		
125	16.56	260	-19.91		
130	15.50	265	-20.14		

TAB. 8 - Velocidade ideal do Braço Oscilante

$$v = 1.41 \cos \beta \text{ (m/s)}$$

$\beta$ (graus)	V (m/s)	$\beta$ (graus)	V (m/s)	$\beta$ (graus)	V (m/s)
0	1.41	135	-1.00	270	0
5	1.40	140	-1.08	275	0.12
10	1.39	145	-1.16	280	0.24
15	1.36	150	-1.22	285	0.36
20	1.32	155	-1.28	290	0.48
25	1.28	160	-1.32	295	0.60
30	1.22	165	-1.36	300	0.71
35	1.16	170	-1.39	305	0.81
40	1.08	175	-1.40	310	0.91
45	1.00	180	-1.41	315	1.00
50	0.91	185	-1.40	320	1.08
55	0.81	190	-1.39	325	1.16
60	0.71	195	-1.36	330	1.22
65	0.60	200	-1.32	335	1.28
70	0.48	205	-1.28	340	1.32
75	0.36	210	-1.22	345	1.36
80	0.24	215	-1.16	350	1.39
85	0.12	220	-1.08	355	1.40
90	0	225	-1.00	360	1.41
95	-0.12	230	-0.91		
100	-0.24	235	-0.81		
105	-0.36	240	-0.71		
110	-0.48	245	-0.60		
115	-0.60	250	-0.48		
120	-0.71	255	-0.36		
125	-0.81	260	-0.24		
130	-0.91	265	-0.12		

TAB. 9 Momento transmitido pelo motor, em cada posição do mecanismo de biela

$$M = M(\beta)$$

$\beta$ (graus)	M (Kp cm)	$\beta$ (graus)	M (Kp cm)	$\beta$ (graus)	M (Kp cm)
0	-104.99	145	27.60	290	111.74
5	-115.86	150	6.36	295	102.86
10	-121.66	155	-14.98	300	91.33
15	-124.44	160	-35.69	305	77.53
20	-123.97	165	-55.04	310	61.72
25	-120.21	170	-72.45	315	44.36
30	-113.29	175	-87.20	320	25.95
35	-103.07	180	-98.84	325	6.93
40	-90.00	185	-106.92	330	-12.30
45	-74.30	190	-111.12	335	-31.29
50	-56.42	195	-111.27	340	-49.50
55	-36.74	200	-107.34	345	-66.64
60	-15.88	205	-99.43	350	-82.16
65	5.49	210	-87.77	355	-95.81
70	26.84	215	-72.91	360	-104.99
75	47.29	220	-55.35		
80	66.30	225	-35.72		
85	83.40	230	-14.87		
90	97.79	235	6.62		
95	109.01	240	27.83		
100	116.77	245	48.03		
105	120.78	250	66.71		
110	120.83	255	83.27		
115	116.95	260	96.98		
120	109.31	265	107.94		
125	98.24	270	115.51		
130	83.98	275	119.60		
135	67.06	280	120.25		
140	48.09	285	117.61		

BIBLIOGRAFIA

1. FORSSBLAD, Lars, Manual de Compactação Vibratória, Dynapac Equipamentos Industriais Ltda, São Paulo.
2. CASAGRANDE, A e SHANNON, W.L., Research on Stress - Deformation and Strength Characteristics of Soils and Soft Rocks under Transiente Loading, Harvard University Soil Mechanics Series nº 31, Junho 1948.
3. YOO, Tai-Sung and SELIG, Ernest T., Journal of the Geotechnical Engineering Division, Dynamics of Vibratoru-roller Compaction, ASCE, vol. 105, nº GT-10, October 1979.
4. Engineering Depto. Sweden, Technical report - Dynamics of CA-rollers, a calculation model - nº TKO 309 - 27.05.1980.
5. AYRES JR., Frank, Equações Diferenciais, Editora Ao Livro Técnico - Rio de Janeiro, 1959.
6. VIERCK, Robert K., Vibration Analysis, Pennsylvania, University Park, Setember 1967.
7. KREYSZIG, Erwin, Matemática Superior - vol.1, Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Editoda S.A., 1978.
8. BARROS, Ivan de Queiroz, Introdução ao cálculo numérico, Editora Edgard Blücher Ltda, 1972.

Produto Final - Soquete Vibratório  
DYNAPAC LC-55



Fig. 17



Fig. 18

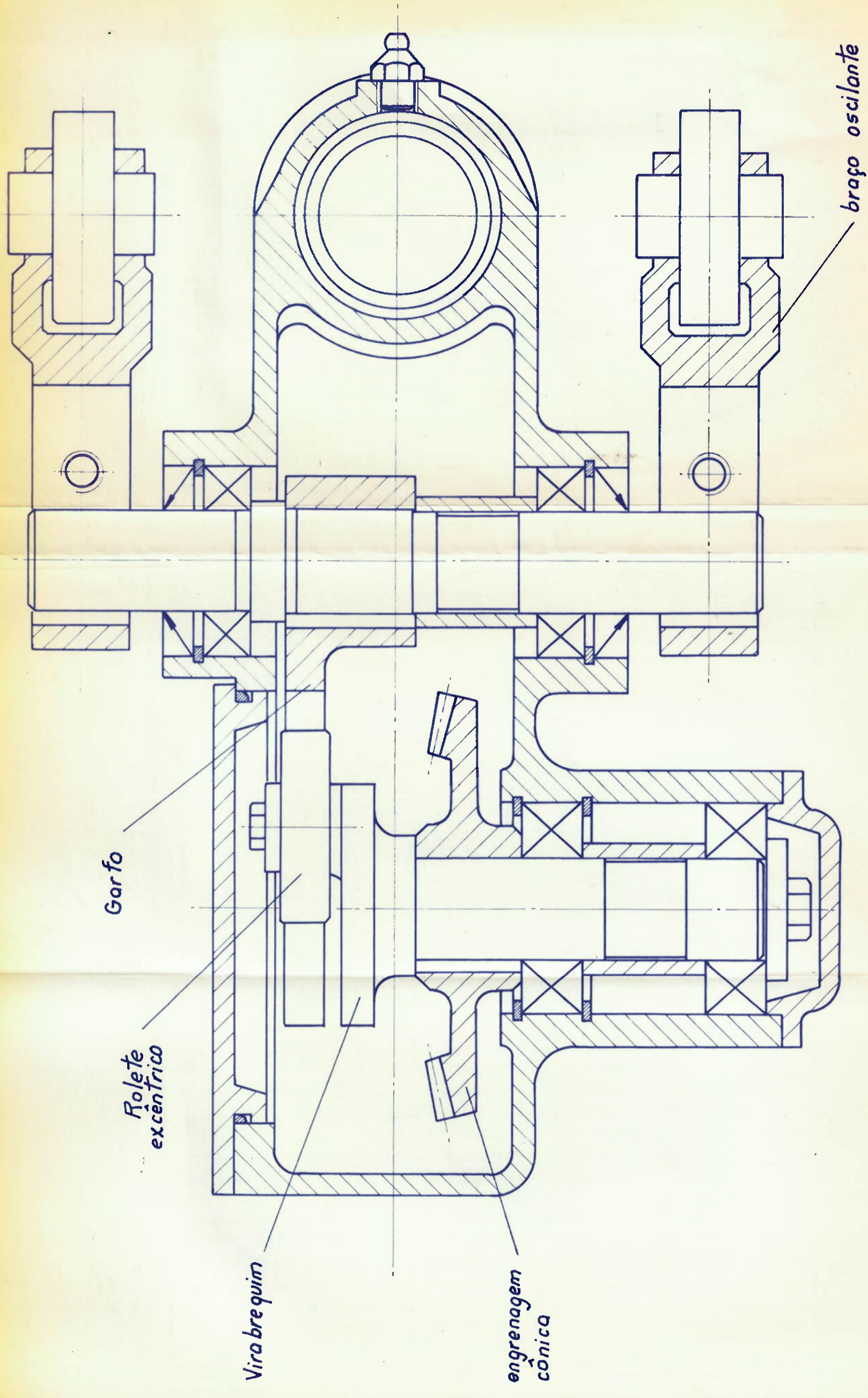


Fig. 2 Sistema de Transmissão por Garfo

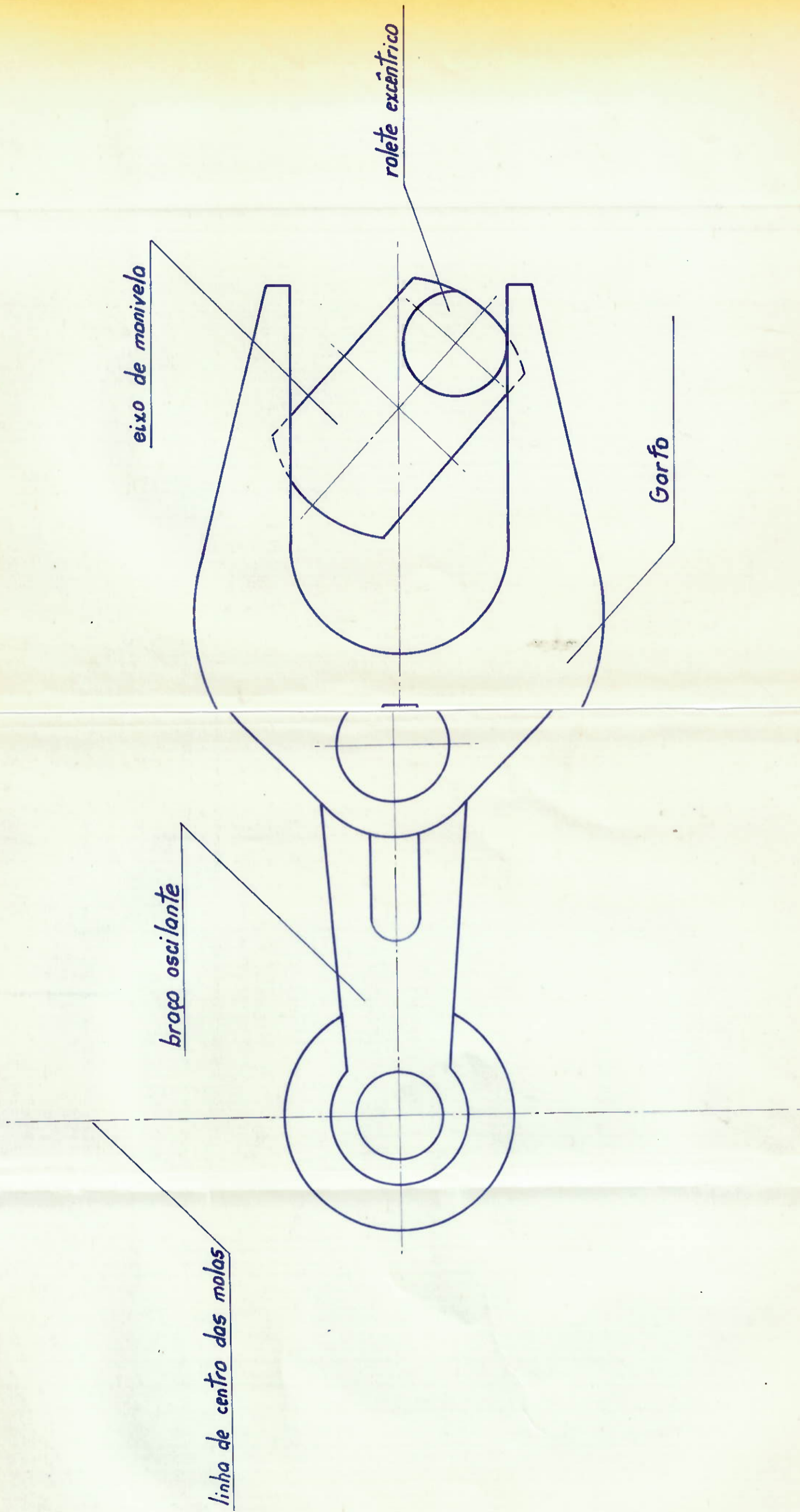
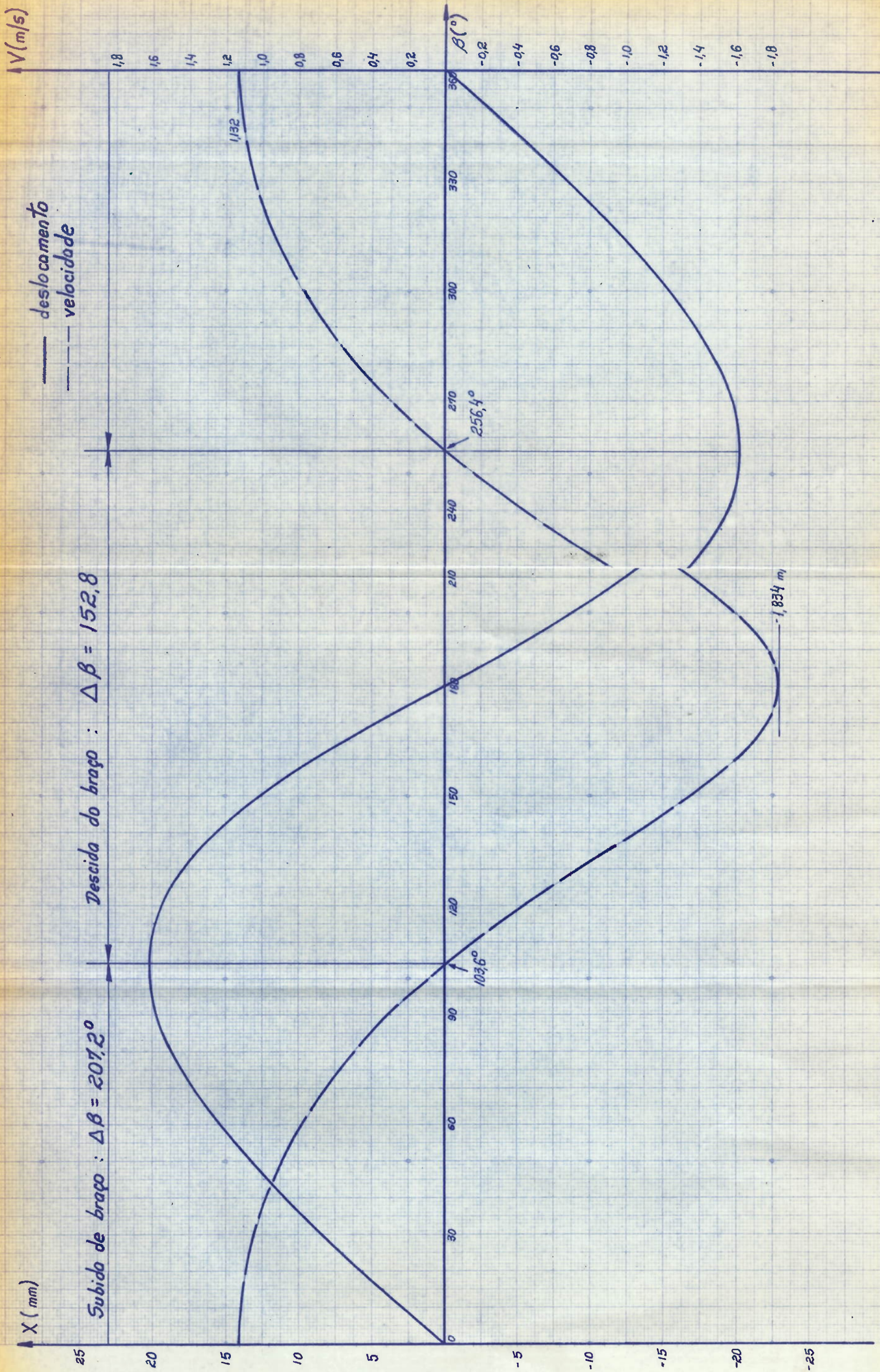
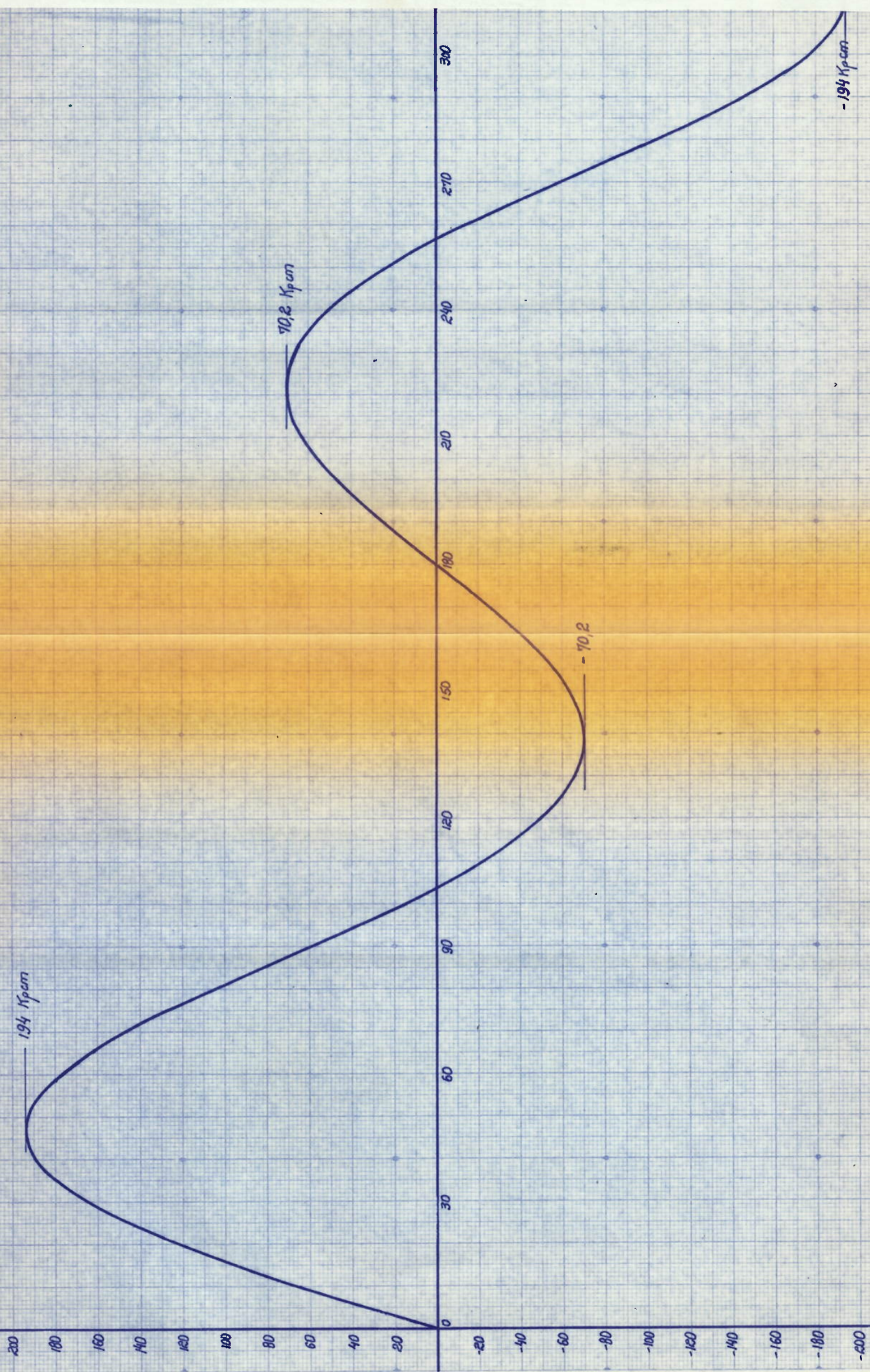


FIG. 3 - SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR GARFO

# Gráfico 1 : Deslocamento e Velocidade do Braço O:nte - Transmissão por Garfo



M (Kgf.cm)      Gráfico 2 : Momento motor - Transmissão por Garfo



$F_e$  (Kgf)

Gráfico 3: Força de excitação -  
Transmissão por Garfo

1000  
900  
800  
700  
600  
500  
400  
300  
200  
100  
0  
-100  
-200  
-300  
-400  
-500  
-600  
-700  
-800  
-900  
-1000

300

270

256,4°

240

210

180

150

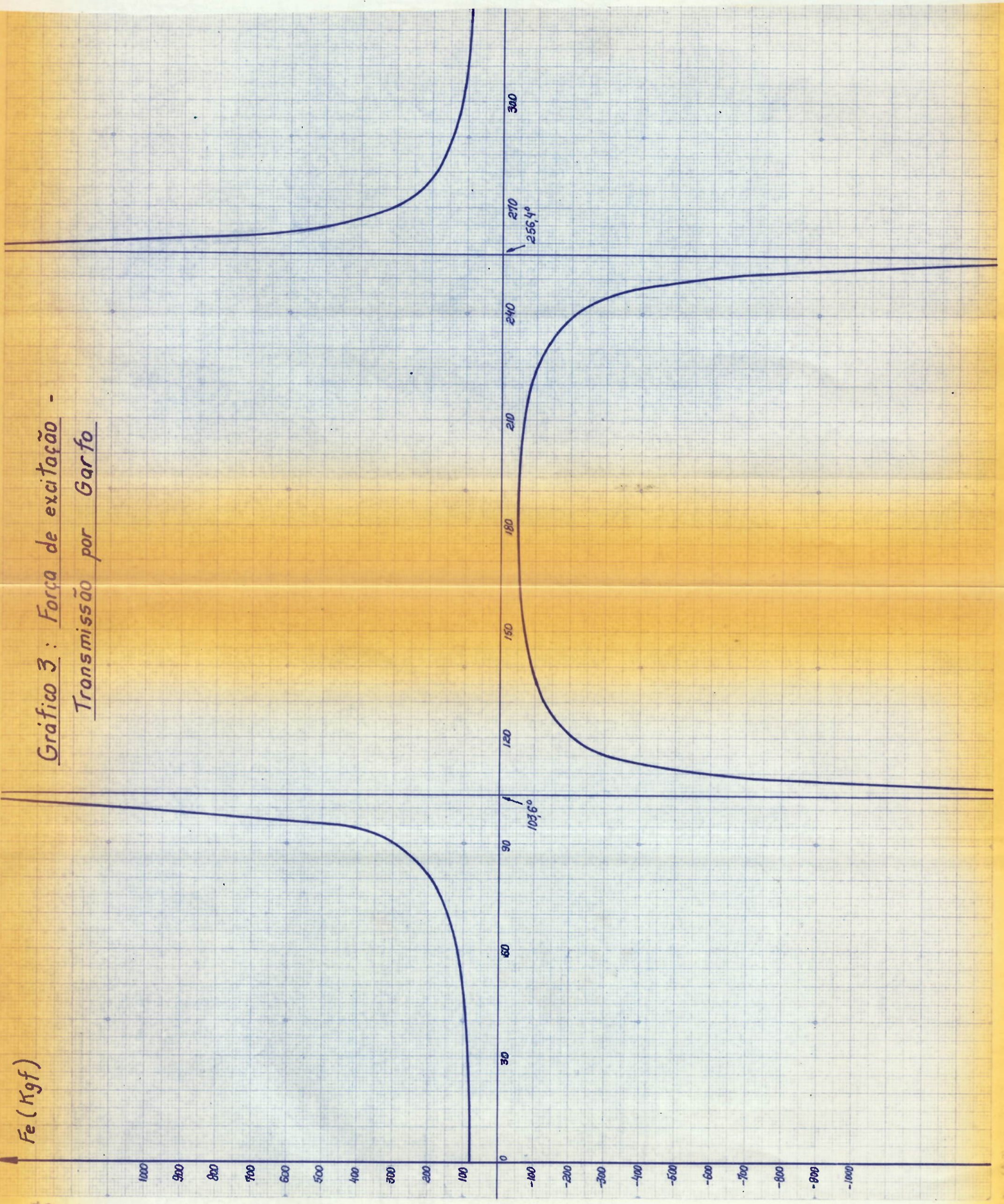
120

90

60

30

103,6°



X (mm)

Gráfico 4 : Deslocamento do braço oscilante - Transmissão por biela

Subida do braço :  $\Delta\beta = 185^\circ$

Descida do braço :  $\Delta\beta = 175^\circ$

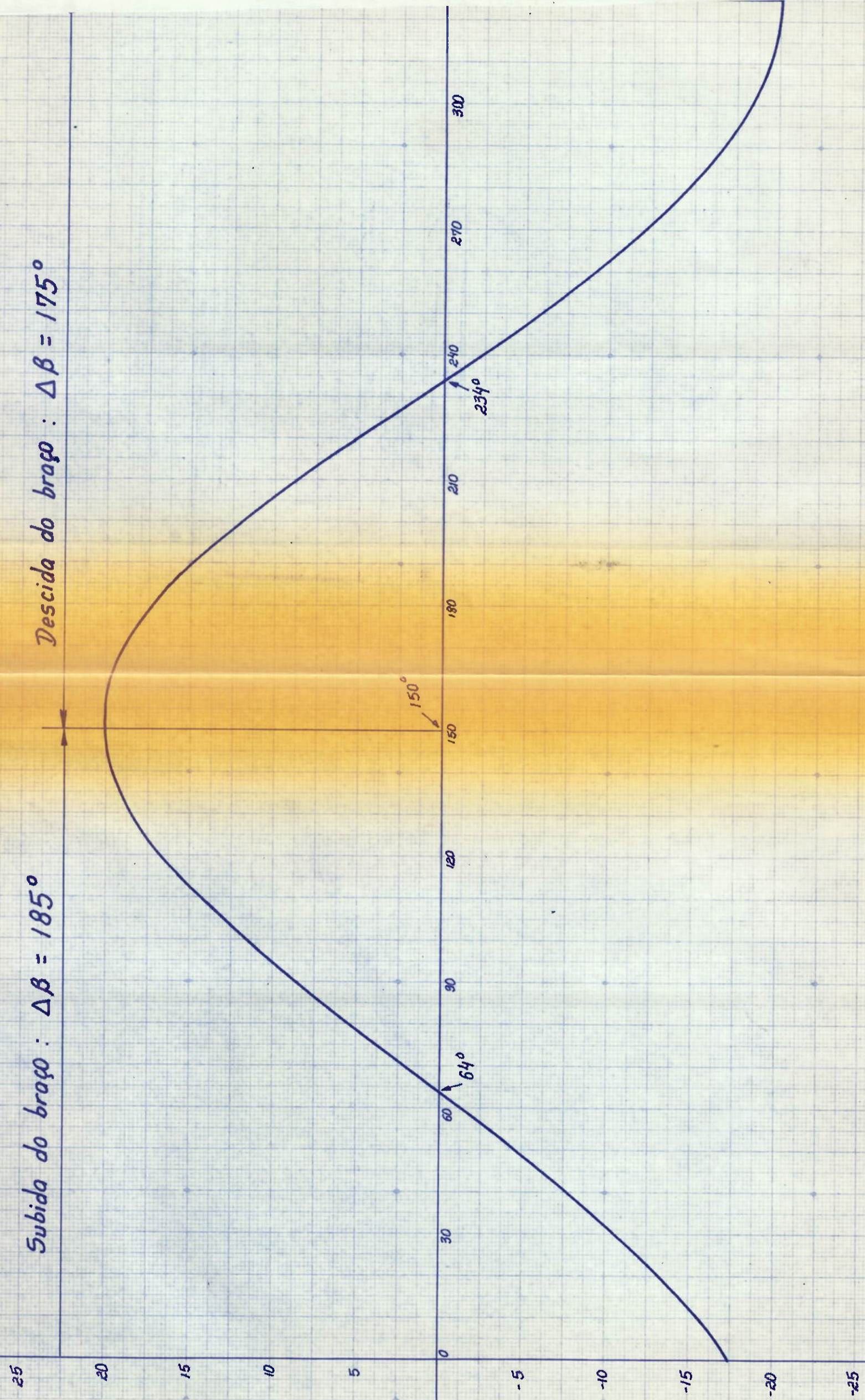


Gráfico 5: Velocidade do Broço Oscilante - Transmissão por biela

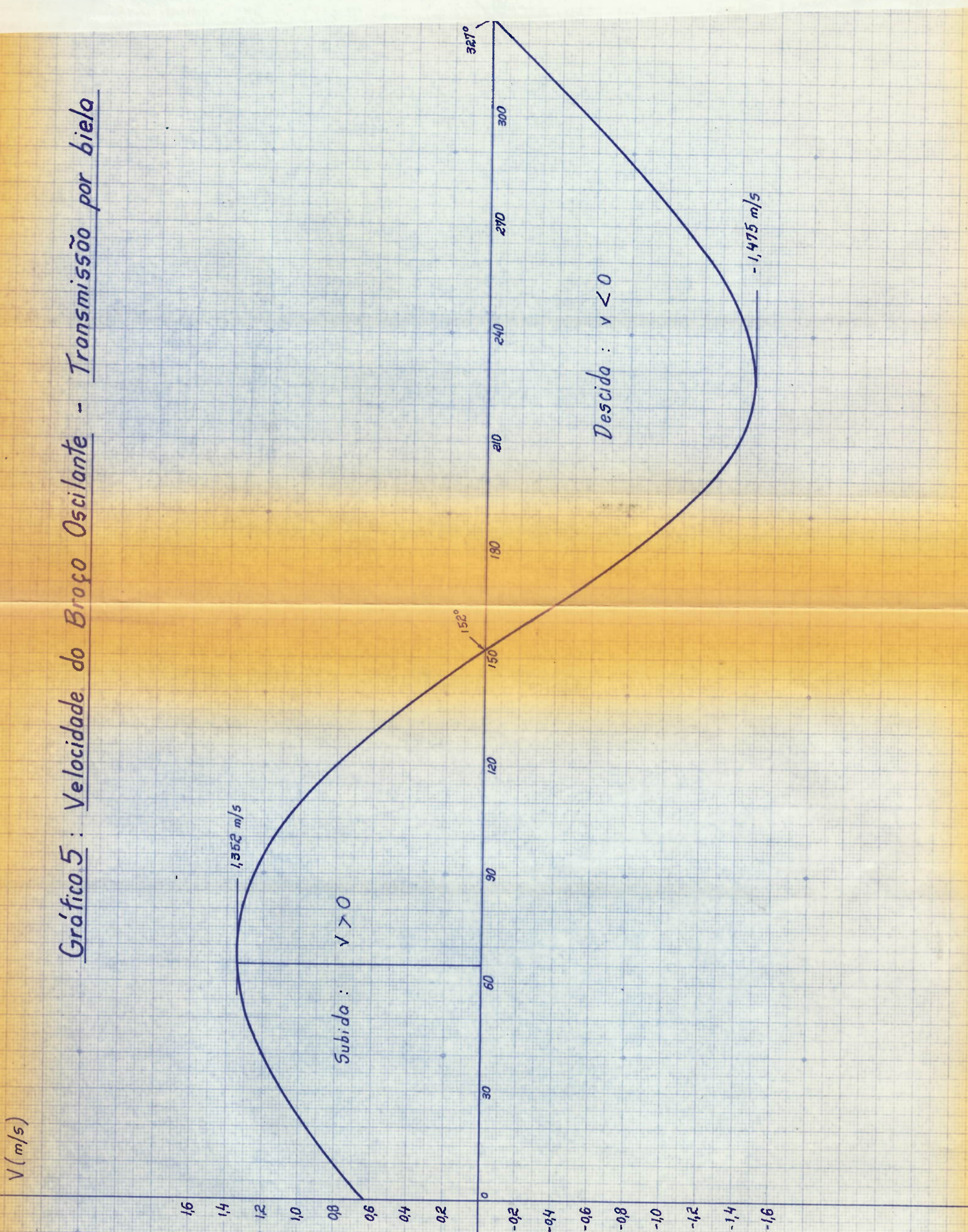
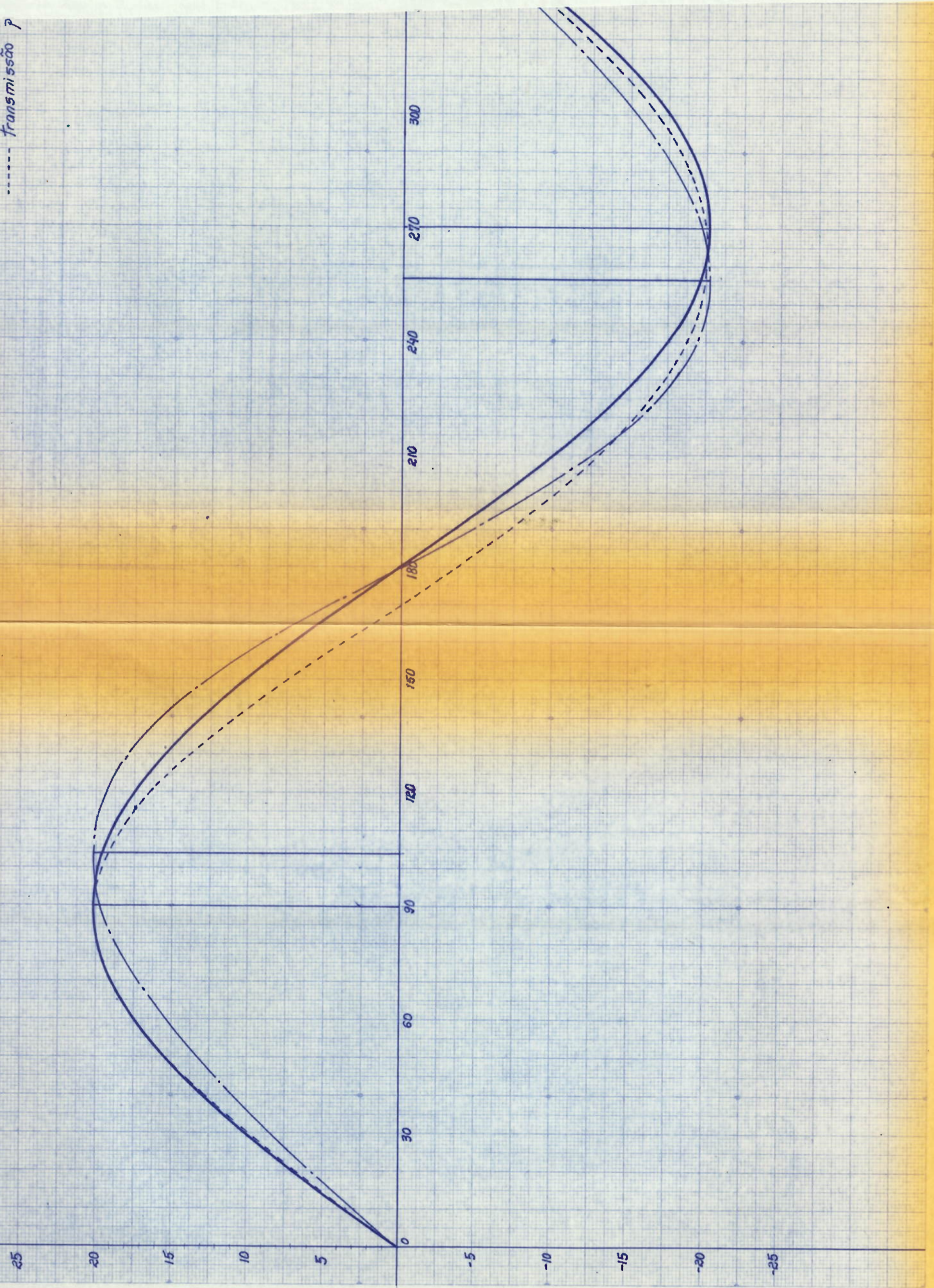


Gráfico 6 : Comparação entre deslocamentos do braço oscilante

— deslocamento ideal  
- - - transmissão por  $p$

X (mm)



M (Kgf.cm)

Gráfico 7: Momento motor - Transmissão por biela

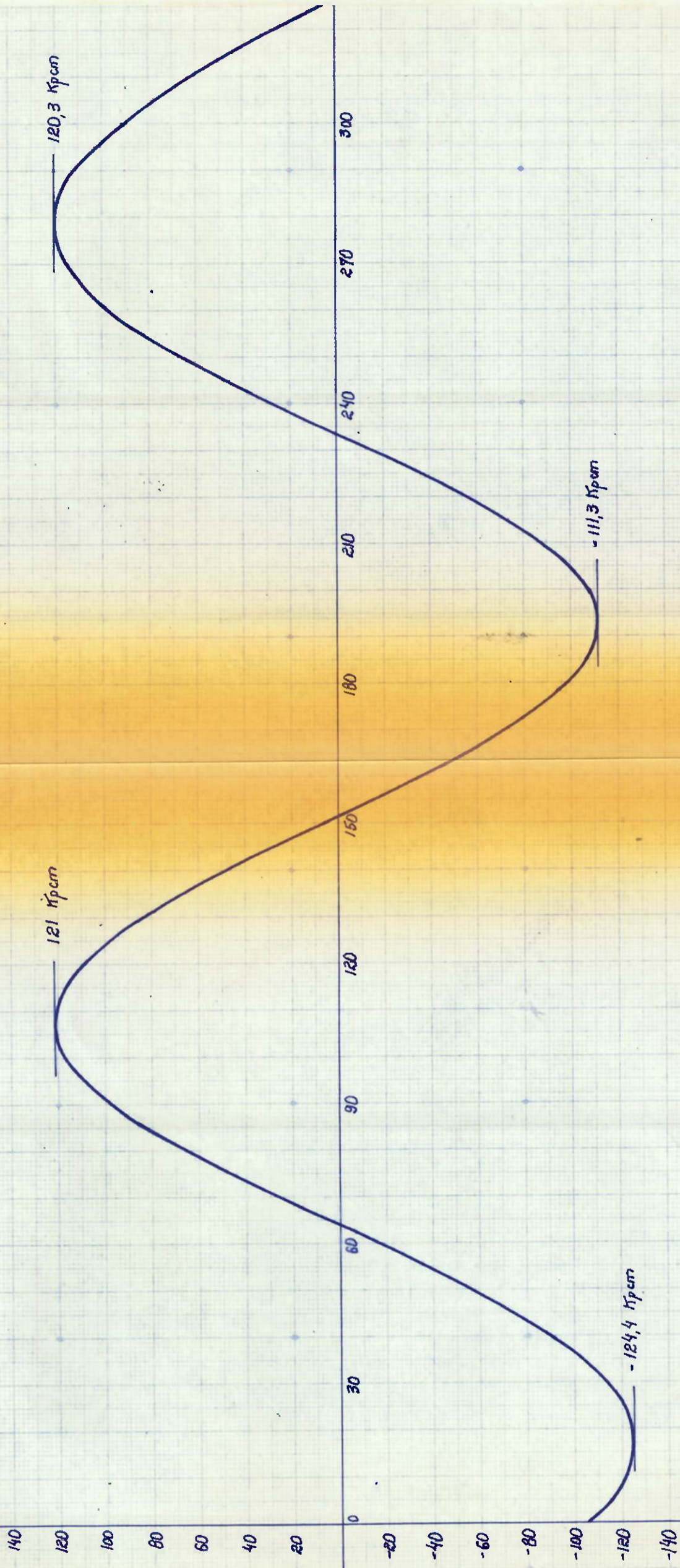


Gráfico 8 : Comparação entre velocidades do braço oscilante

