

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO MECÂNICO

2301080

UNIDADE DE BOMBEIO PARA PETRÓLEO

Autor: Carlos Agostinho Martins

Orientador: Prof. Dr. José M. S. Jabardo

1984

AGRADECIMENTOS

Especiais agradecimentos ao Engenheiro Edêlcio e Engenheiro Robbe pela ajuda e orientação.

Agradeço a todos que direta ou indiretamente colaboraram para a conclusão deste trabalho.

SUMÁRIO

O presente trabalho tem por objetivo a elaboração do projeto básico de uma Unidade de Bombeio de Petróleo.

O método elaborado poderia ser aplicado ao projeto de uma unidade de qualquer capacidade. Escolhemos uma unidade API-160-173-64 como exemplo de aplicação do método. Este equipamento, como qualquer outro para extração de petróleo, é normalizado pela API, American Petroleum Institute. A maior parte dos parâmetros necessários ao projeto foram obtidos das normas editadas pela API.

A necessidade deste projeto surge do impedimento da Petrobrás de importar unidades de bombeio para suprir sua demanda.

Foi feita uma análise cinemática e dinâmica da unidade e, com estes resultados foram dimensionados os seus diversos componentes mecânicos.

A próxima etapa deste trabalho seria o projeto executivo, com o detalhamento de todos os subconjuntos e componentes.

ÍNDICE

Capítulo I - O BOMBEIO MECÂNICO	4
Capítulo II - ANÁLISE DA UNIDADE DE BOMBEIO GENÉRICA	7
II.1 - Geometria	7
II.2 - Cinemática	12
II.3 - Esforços estáticos	14
Capítulo III - BALANCEAMENTO	18
Capítulo IV - SIMULAÇÃO DO FUNCIONAMENTO	21
Capítulo V - DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES MECÂNICOS	27
V.1 - Estrutura	27
V.2 - Mancais	28
V.3 - Redutor	31

I. O BOMBEIO MECÂNICO

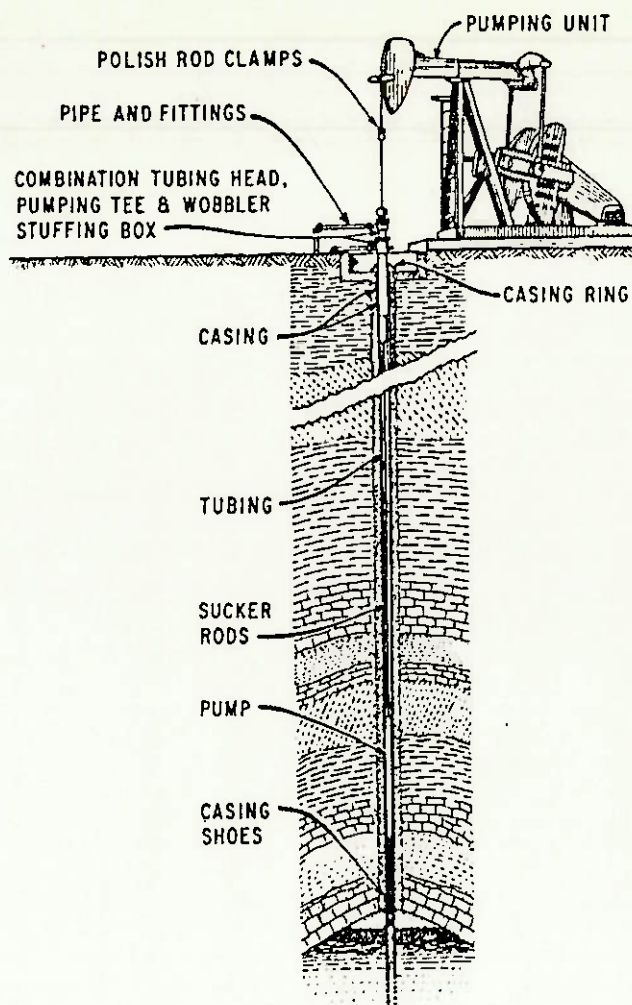
Quando, em uma jazida petrolífera, a presença de óleo ocorre simultaneamente com a presença de gás, o óleo jorra naturalmente. Todavia esta situação é a menos comum, normalmente os poços não contêm gás ou acaba-se após algumas horas. Nestas situações torna-se necessário o emprego de algum método artificial de bombeio do óleo.

Os métodos artificiais são variados. Existe a injeção de ar comprimido, injeção de água, bombas elétricas submersíveis e outros. Dentre todos os métodos, o mais difundido, econômico e prático é o bombeio mecânico.

O bombeio mecânico consiste basicamente de uma bomba subsuperficial, da haste polida e da unidade de bombeio.

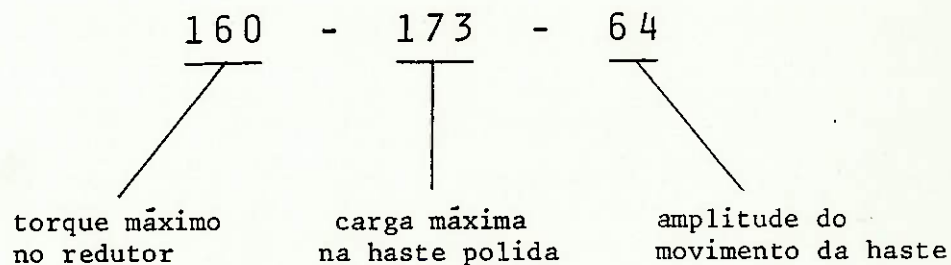
A bomba de superfície é uma bomba volumétrica de pistão e de duplo efeito, pois quando a câmara superior expulsa o óleo pela tubulação a câmara inferior enche-se de óleo proveniente do poço.

A unidade de bombeio, objeto deste estudo, é responsável pelo acionamento da bomba através da haste polida.



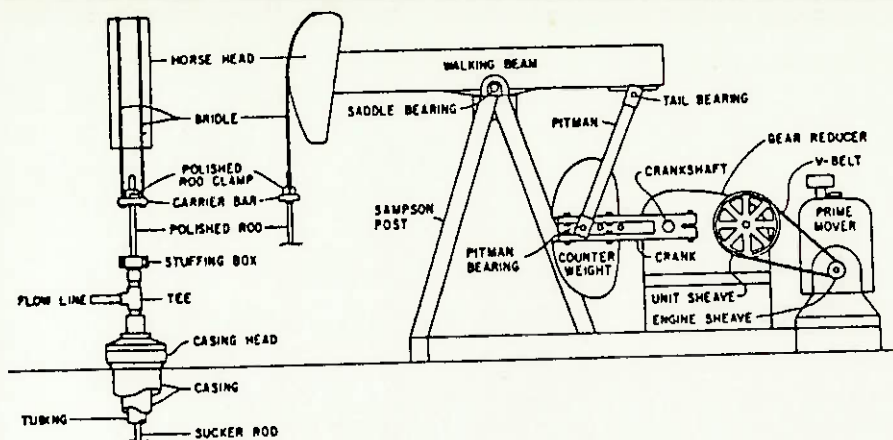
equipamento de bombeio mecânico

As unidades de bombeio têm a sua nomenclatura definida pela API, da seguinte forma:

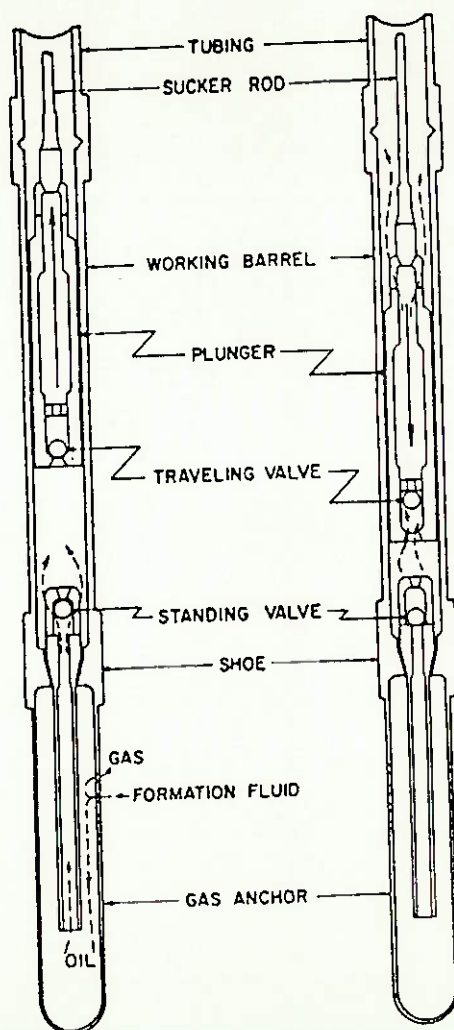


Dessa maneira, a unidade que escolhemos como exemplo tem um redutor dimensionado para um torque máximo de 160.000 lb.in, ou seja, kgf.m; tem uma estrutura capaz de suportar uma carga de 17300 lb ou 8000 kgf, na haste polida; a amplitude do movi-

mento da haste é de 64 polegadas ou 1,63 metros.



unidade de bombeio

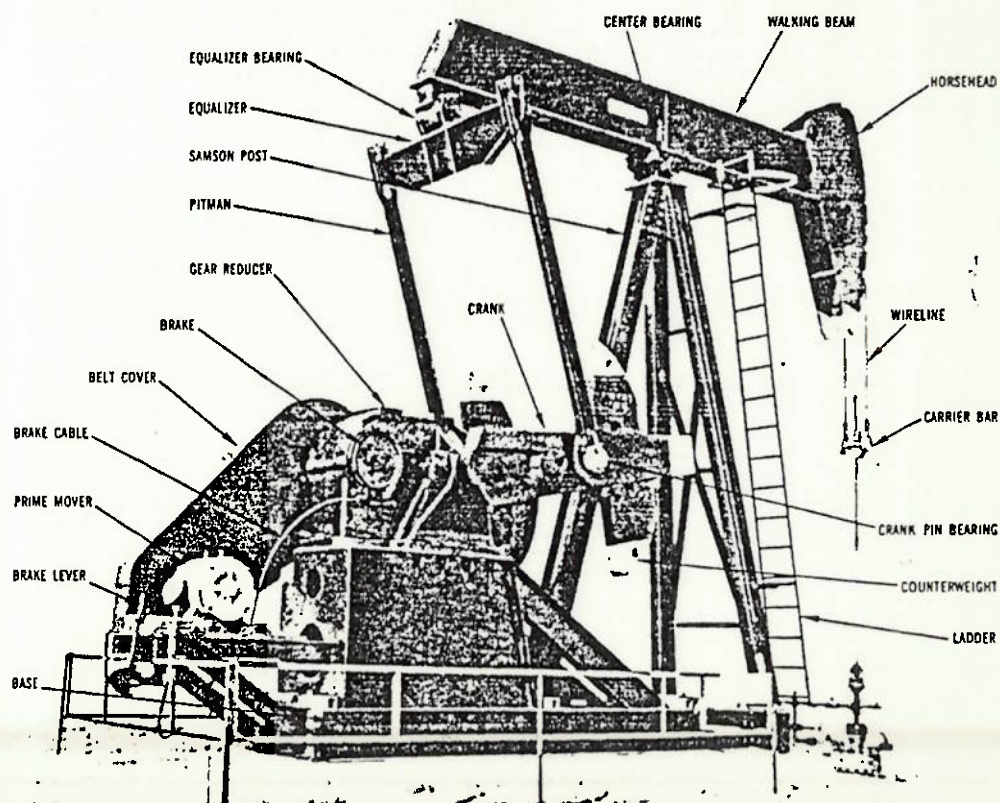


bomba de subsuperfície

II. ANÁLISE DA UNIDADE DE BOMBEIO GENÉRICA

II.1 GEOMETRIA

Apresentamos a seguir a geometria para unidades de bombeio do tipo convencional, ou seja, do tipo que consta das normas API.



unidade convencional de bombeio

Para o nosso estudo é conveniente a definição de uma nomenclatura adequada para todos os elementos da unidade de bombeio.

A nomenclatura a seguir refere-se ao esquema apresentado na figura 5:

A - distância do mancal central (C) à linha de centro da haste polida.

R₁ - distância do mancal central (C) ao eixo de saída do redutor (O).

R₂ - distância do eixo de saída do redutor (O) ao mancal da manivela (A).

R₃ - distância do mancal da manivela (A) ao mancal equalizador (B).

R₄ - distância do mancal central (C) ao mancal equalizador (B).

J - distância do mancal central (C) ao mancal da manivela (A).

I - componente horizontal de R .

B - componente vertical de R .

ϕ - ângulo entre eixo vertical e R .

θ - ângulo entre eixo vertical e R .

α - ângulo entre R_2 e R_3 .

ψ - ângulo entre R_4 e R_1 .

β - ângulo entre R_3 e R_4 .

χ - ângulo entre R_4 e J .

ρ - ângulo entre R_1 e J .

$\overline{PR}$ - posição da haste de bombeio, expressa como fração do curso total, tendo como zero o ponto morto inferior.

$\overline{TF}$ - fator de torque, dimensão em unidade de comprimento, que multiplicada pela força na haste de bombeio resulta em torque no eixo de saída do redutor.

α - ângulo entre R_2 e R_3 .

ψ - ângulo entre R_4 e R_1 .

β - ângulo entre R_3 e R_4 .

χ - ângulo entre R_4 e J .

ρ - ângulo entre R_1 e J .

$\overline{PR}$ - posição da haste de bombeio, expressa como fração do curso total, tendo como zero o ponto morto inferior.

$\overline{TF}$ - fator de torque, dimensão em unidade de comprimento, que multiplicada pela força na haste de bombeio resulta em torque no eixo de saída do redutor.

O equacionamento que se segue tem o objetivo de obter todas as grandezas geométricas necessárias às próximas etapas da análise. As grandezas geométricas ficarão em função de parâmetros invariáveis como dimensões gerais da unidade e de um parâmetro variável que é o ângulo θ , da manivela com a horizontal.

$$\phi = \arctan \frac{l}{B} \quad (1)$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{R_1^2 + R_2^2 - R_1^2 - R_2^2 + 2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta - \phi)}{2 \cdot R_3 \cdot R_4} \right) \quad (2)$$

$$J = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos(\theta - \phi)} \quad (3)$$

$$\chi = \arcsin \frac{R_3 \cdot \sin \beta}{J} \quad (4)$$

$$\rho = \arcsin \frac{R_2 \cdot \sin(\theta - \phi)}{J} \quad (5)$$

$$\psi = \chi - \rho \quad (6)$$

$$\alpha = \beta + \psi - \theta + \phi \quad (7)$$

$$\overline{TF} = \frac{A \cdot R_2 \cdot \sin \alpha}{R_4 \cdot \sin \beta} \quad (8)$$

$$\psi_B = \arccos \frac{R_4^2 + R_1^2 - (R_3 + R_2)^2}{2 \cdot R_1 \cdot R_4} \quad (9)$$

$$\psi_T = \arccos \frac{R_4^2 + R_1^2 - (R_3 - R_2)^2}{2 \cdot R_1 \cdot R_4} \quad (10)$$

$$\Theta_T = \phi + 180 - \arccos \frac{R_1^2 + (R_3 - R_2)^2 - R_4}{2 \cdot R_1 \cdot (R_3 - R_2)} \quad (11)$$

$$\Theta_B = \phi - \arccos \frac{R_1^2 + (R_3 + R_2)^2 - R_4}{2 \cdot R_1 \cdot (R_3 + R_2)} \quad (12)$$

$$\overline{PR} = \frac{\psi_B - \psi}{\psi_B - \psi_T} \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} - \Theta \quad (14)$$

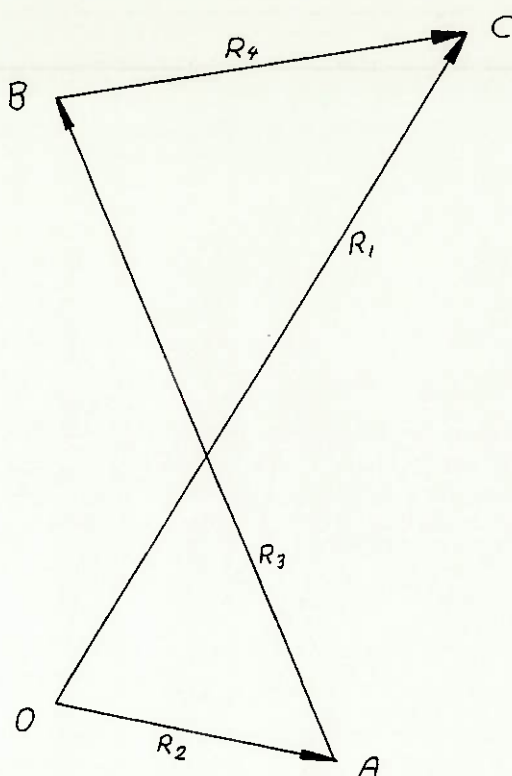
$$\alpha_3 = \frac{3\pi}{2} - \alpha - \Theta \quad (15)$$

$$\alpha_4 = \beta - \alpha - \Theta - \pi/2 \quad (16)$$

Toda a formulação foi feita para uma unidade de bombeio genérica, devemos pois fornecer os valores de A, B, I, R_2 , R_3 e R_4 , para obtermos todos os resultados das equações de 1 a 16 em função do valor do ângulo Θ .

II.2 CINEMÁTICA

A seguir faremos uma análise cinemática da unidade de bombeio, para isto consideraremos cada barra como um vetor conforme esquematizado abaixo:



II.2.1 VELOCIDADES ANGULARES

A soma de todos os vetores partindo-se do ponto C e retornando-se a ele é zero.

$$-\vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{R}_3 + \vec{R}_4 = 0$$

ou

$$-r_1 \cdot e^{i\alpha_1} + r_2 \cdot e^{i\alpha_2} + r_3 \cdot e^{i\alpha_3} + r_4 \cdot e^{i\alpha_4} = 0$$

Sendo $e^{i\alpha} = \cos \alpha - i \sin \alpha$

Derivando-se em ambos os lados, temos:

$$\frac{d\vec{R}}{dt} = -i \cdot \omega_1 \cdot r_1 \cdot e^{i\alpha_1} + i \cdot \omega_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\alpha_2} + i \cdot \omega_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\alpha_3} + i \cdot \omega_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\alpha_4} = 0$$

$$i \cdot e^{i d_2} = - \frac{\omega_2 \cdot r_2}{\omega_2 \cdot r_2} \cdot i \cdot e^{i d_4} - \frac{\omega_3 \cdot r_3}{\omega_2 \cdot r_2} \cdot i \cdot e^{i d_3}$$

$$e^{i d_2} = - \frac{\omega_4 \cdot r_4}{\omega_2 \cdot r_2} \cdot e^{i d_4} - \frac{\omega_3 \cdot r_3}{\omega_2 \cdot r_2} \cdot e^{i d_3}$$

Separando-se as partes real e imaginária:

$$\cos d_2 = - \frac{\omega_4 \cdot r_4}{\omega_2 \cdot r_2} \cos d_4 - \frac{\omega_3 \cdot r_3}{\omega_2 \cdot r_2} \cos d_3$$

$$\sin d_2 = - \frac{\omega_4 \cdot r_4}{\omega_2 \cdot r_2} \sin d_4 - \frac{\omega_3 \cdot r_3}{\omega_2 \cdot r_2} \sin d_3$$

Resolvendo-se as equações acima:

$$\omega_3 = \frac{\omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin(d_4 - d_3)}{r_3 \cdot \sin(d_3 - d_4)} \quad (17)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin(d_3 - d_2)}{r_4 \cdot \sin(d_4 - d_3)} \quad (18)$$

II.2.2 ACELERAÇÕES ANGULARES

Derivando-se novamente em relação ao tempo, temos:

$$\frac{d^2 R}{dt^2} = i \cdot r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot e^{i d_2} + r_3 \cdot \dot{\omega}_3 \cdot e^{i d_3} + i \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot e^{i d_3} + r_4 \cdot \dot{\omega}_4 \cdot e^{i d_4} + i \cdot r_4 \cdot \omega_4^2 \cdot e^{i d_4} = 0$$

De onde obtemos:

$$\gamma_3 = \frac{\omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \cos d_2 \cdot \cos d_4 + \omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \sin d_2 \sin d_4 + r_3 \omega_3^2 \cos(d_3 - d_4) + r_4 \omega_4^2}{r_3 \cdot \sin(d_4 - d_3)} \quad (19)$$

$$\gamma_4 = \frac{\omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \cos d_2 \cdot \cos d_3 + \omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \sin d_2 \sin d_3 + r_4 \omega_4^2 \cos(d_3 - d_4) + r_3 \omega_3^2}{r_4 \cdot \sin(d_3 - d_4)} \quad (20)$$

II.2.3 ACELERAÇÕES LINEARES

Vamos determinar as acelerações lineares dos baricentros dos barras 3 e 4.

$$\vec{A}_{G_3} = \vec{A}_A + \vec{A}_{G_3A}$$

$$\vec{A}_{G_3A} = \vec{A}_{G_3A}^r + \vec{A}_{G_3A}^v = \gamma_3 \cdot l_3 \left| \alpha_3 + \beta_3 + 90^\circ \right| - l_3 \cdot \omega_3^2 \left| \alpha_3 + \beta_3 \right|$$

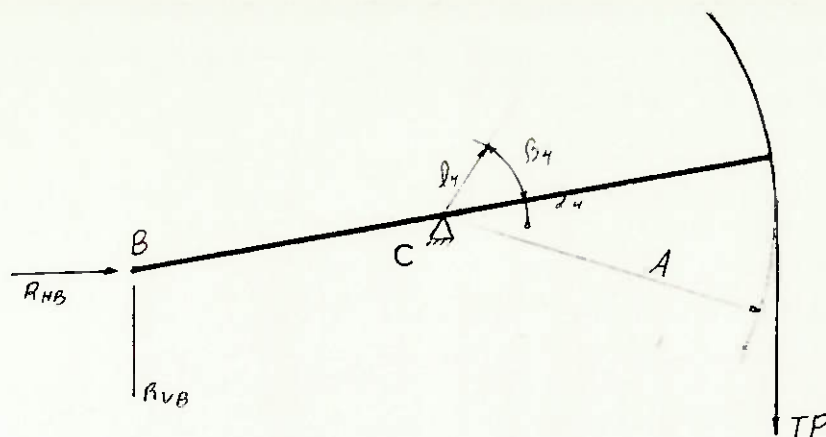
$$\vec{A}_A = -\omega_2^2 \cdot R_2 \left| \alpha_2 \right|$$

$$\vec{A}_{G_3} = l_3 \cdot \omega_3 \left| \alpha_3 + \beta_3 + 90^\circ \right| - l_3 \omega_3^2 \left| \alpha_3 + \beta_3 \right| - \omega_2^2 R_3 \left| \alpha_2 \right|$$

$$\vec{A}_{G_4} = \vec{A}_C + \vec{A}_{G_4C}^r + \vec{A}_{G_4C}^v$$

$$\vec{A}_{G_4} = \gamma_4 l_4 \left| (\alpha_4 - \beta_4 + 270^\circ) \right| - \omega_4^2 \cdot l_4 \left| \alpha_4 + 180^\circ - \beta_4 \right|$$

II.3.3 VIGA PRINCIPAL



$\vec{F}$	i	j	$\vec{r}$	i	j
R_B	R_{HB}	R_{VB}	r_B	$-R_4 \cdot \cos \alpha_4$	$-R_4 \cdot \sin \alpha_4$
R_C	R_{HC}	R_{VC}	r_C	0	0
P_4	0	$-P_4$	r_{P_4}	$-l_4 \cos(\alpha_4 - \beta_4)$	$-l_4 \sin(\alpha_4 - \beta_4)$
TP	0	$-TP$	r_{TP}	A	0

$$\vec{R} = R_{HB} + R_{HC} = 0$$

$$\vec{F} = R_{VB} + R_{VC} - P_4 - TP = 0$$

$$(\vec{F} \times \vec{r}) = R_{HB} \cdot R_4 \cdot \sin \alpha_4 - R_{VB} \cdot R_4 \cdot \cos \alpha_4 + P_4 \cdot l_4 \cdot \cos(\alpha_4 - \beta_4) - TP \cdot A = 0$$

II.3.4 SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES

Resolvendo as nove operações apresentadas neste capítulo obtemos as soluções abaixo:

$$R = \frac{1}{(\operatorname{tg} \alpha_3 - \operatorname{tg} \alpha_4)} \frac{P_4 \cdot l_4 \cdot \cos(\alpha_4 + \beta_4) - TP \cdot A}{R_4 \cdot \cos \alpha_4} + \frac{P_3 \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha_3 + \beta_3)}{R_3 \cdot \cos \alpha_3}$$

$$R_{HA} = - R_{HB}$$

$$R_{HO} = R_{HB}$$

$$R_{HC} = - R_{HB}$$

$$R_{VB} = \frac{1}{(\operatorname{ctg} \alpha_4 - \operatorname{ctg} \alpha_3)} \frac{P_4 \cdot l_4 \cdot \cos(\alpha_4 + \beta_4) - TP \cdot A}{R_4 \cdot \sin \alpha_4} + \frac{P_3 \cdot l_3 \cdot \cos(\alpha_3 + \beta_3)}{R_3 \cdot \sin \alpha_3}$$

$$R_{VA} = - R_{VB} - P_3$$

$$R_{VO} = R_{VB} + P_2 + P_3 + CP$$

$$R = - R_{VB} + P_4 + TP$$

$$QW = - R_{HB} \cdot R_2 \cdot \sin \alpha_2 + (R_{VB} + P_3) \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 + P_2 \cdot l_2 \cdot \cos(\alpha_2 + \beta_2) + CP \cdot C \cdot \cos \alpha_2$$

As funções acima farão parte do programa elaborado para cálculo dos esforços estáticos na unidade de bombeio. Este programa será apresentado nos próximos capítulos.

III. BALANCEAMENTO

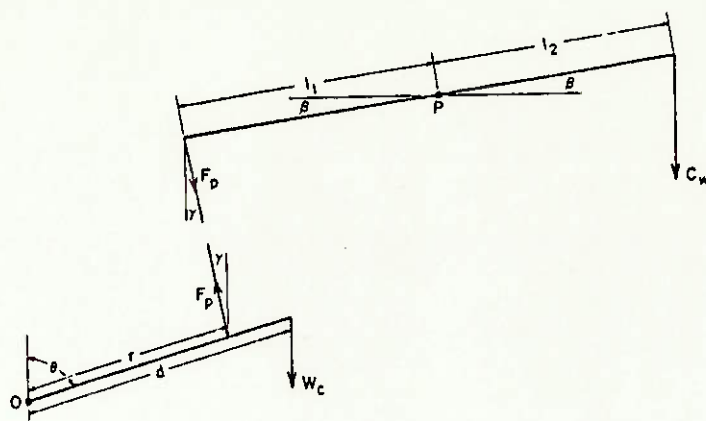
O trabalho em uma unidade de bombeio consiste em elevar uma coluna de fluido, através da haste polida. Este trabalho somente é requerido em uma metade do ciclo, ou seja, durante o golpe de subida, exatamente no mesmo período em que a máxima carga da haste e fluído estivesse sendo suspendida. Durante a outra metade do ciclo, golpe de descida, o motor de acionamento estaria sendo acelerado devido à força de gravidade que atua na haste, fluído e bomba de fundo.

Consequentemente, se a unidade de bombeio não fosse ba-lanceada, o motor de acionamento haveria de fornecer todo o tra-balho útil requerido na primeira metade do ciclo. Isto requeri-ria um motor de acionamento mais potente e um redutor de maior capacidade, além de ser menos eficiente na função de bombeamen-
to.

Com a finalidade de reduzir estes efetios, o sistema é dotado de contrapesos que fornecem um torque igual a média entre torque máximo no golpe de descida e o torque máximo no golpe de subida.

Dessa maneira, numa situação ideal, teríamos torque cons

tante no redutor. A situação ideal seria o carregamento da haste com uma carga constante.



C_w = efeito de balanceio

F_p = força de tração do b. equalizador

W_c = contrapeso

M_c = momento de contrabalanceio

$$C_w = W_c \left(\frac{d}{r} \right) \left(\frac{l_1}{l_2} \right)$$

mas:

$$\left(\frac{l_1}{l_2} \right) = \frac{1}{TF} \text{ (para } \Theta = 90^\circ) \text{ e } W_c \cdot \frac{d}{r} = M_c$$

Além do efeito dos contrapesos há o efeito da própria estrutura da unidade de bombeio, chamado de contrabalanceio estrutural C_s . Podemos entender isso admitindo que, se deixarmos a viga da unidade na horizontal e a liberarmos, pode acontecer que a cabeça sobe ($C_s > 0$), desce ($C_s < 0$) ou não sai da horizontal ($C_s = 0$). Temos, portanto:

$$C_w = C_s + W_c \left(\frac{d}{r} \right) \left(\frac{l_1}{l_2} \right)$$

Para o nosso caso, poderemos considerar $C_s = 0$, pois os pesos dos componentes da estrutura ainda são desconhecidos. E, já sabemos de casos anteriores, que C_s é sempre bem pequeno.

A Petrobrás tem verificado que as suas unidades nunca trabalham com os contrapesos na sua posição de máximo efeito. Por isso, para diminuir o preço da unidade, somente é exigido um efeito de contrabalanço para C igual à máxima carga da estrutura.

$$C_w = 0,65 \times 17300 \text{ lb}$$

$$C_w = 5180 \text{ kgf}$$

$$C_w = \frac{M_c}{TF}$$

$$M_c = 5180 \cdot 0,78$$

$$M_c = 4000 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

Usaremos uma manivela e contrapesos como mostrado mais adiante. Está em anexo a curva de torque da unidade sem contrabalanço, só dos contrapesos e da unidade balanceado.

IV. SIMULAÇÃO DE FUNCIONAMENTO

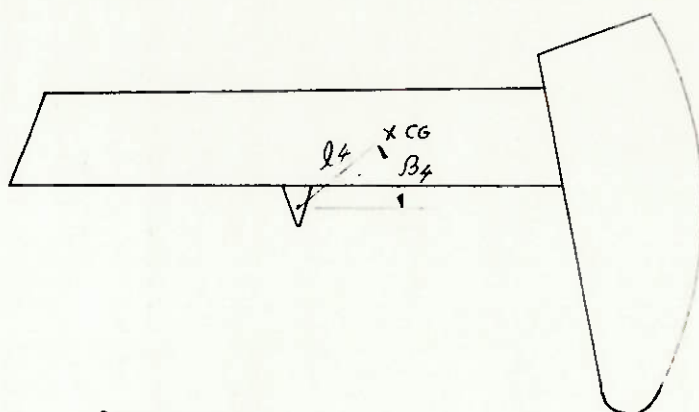
Nesta parte iremos simular o funcionamento da unidade em um poço típico para unidades deste porte. A curva do poço foi ajustada de maneira que a força máxima na haste de bombeio seja a máxima admissível na estrutura, conforme recomendação API.

θ	$\overline{PR}$	W
0	0,0	2070
15	0,02	3770
30	0,08	4710
45	0,15	5780
60	0,31	6220
75	0,44	6280
90	0,58	6280
105	0,69	6280
120	0,80	6280
135	0,88	6090
150	0,94	5840
165	0,99	5650
180	1,00	4830
195	0,99	4400
210	0,96	3770
225	0,90	3450
240	0,81	3140
255	0,70	2700
270	0,55	3140
285	0,45	2390
300	0,32	2390
315	0,20	2390
330	0,10	2390
345	0,03	1880

Faremos, agora, a estimativa dos pesos próprios dos diversos componentes da unidade, para entrar nas fórmulas apresen

tadas no capítulo II e fornecer os resultados de esforços nos mancais.

a) VIGA PRINCIPAL

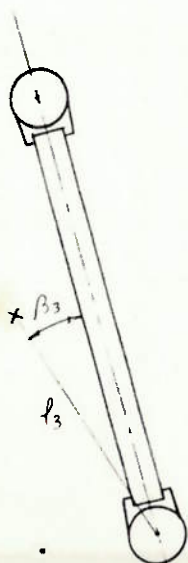


$$P_4 = 800 \text{ kgf}$$

$$l_4 = 500 \text{ mm}$$

$$\beta_4 = 25^\circ$$

b) BRAÇO EQUALIZADOR

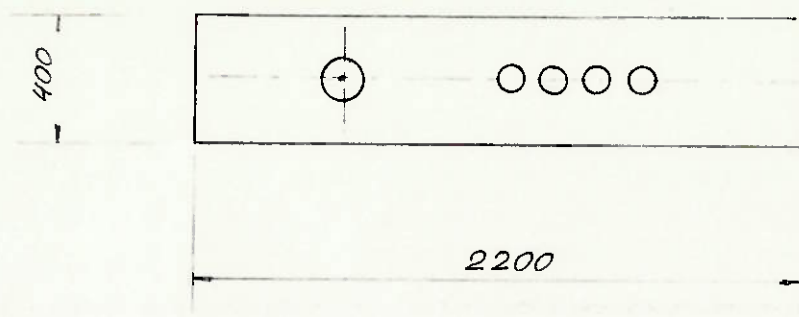


$$P_3 = 160 \text{ kgf}$$

$$l_3 = 1200 \text{ mm}$$

$$\beta_3 = 0^\circ$$

c) MANIVELA E CONTRAPESOS



Do capítulo III sabemos que o momento de contrabalanço deve ser $M_c = 4000 \text{ kgf}\cdot\text{m}$.

$$\frac{M_c}{2} = \text{Manivela} + M_{CP}$$

Estimamos peso de manivela igual a 700 kg e braço de alavanca igual a 0,7 m. Os dois contra pesos terão braço de alavanca igual a 1,2 m assim podemos determinar o peso de cada contra peso.

$$\frac{4000}{2} = 700 \cdot 0,7 + 2 \cdot CP \cdot 1,2$$

donde: $CP = 1880 \text{ kgf}$

Assim temos:

$$P_2 = 1640 \text{ kgf}$$

$$l_2 = 700 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 0^\circ$$

Agora estamos em condições de calcular todos os esforços nos mancais e outras grandezas de nosso interesse. Para isto vamos entrar com os dados obtidos até agora no programa listado abaixo e obter como resposta a tabela em anexo.

```

10 F=-2.8444:F=.87
  *SIN (E-D)/U/SI
  G=D-F)
20 F=T*B*SIN (D-C)
  *SIN (E-D)
30 G=(T*B*B*COS D
  COS E+B*T*SIN
  C+SIN C+G*P*P
  COS (D-E)+V*F*F
  /U)
40 D=G/SIN (D-C)
50 H=(T*B*B*COS L+
  COS D+B*T*SIN
  C*SIN D+V*F*F*F
  COS (D-E)+U*P*P
  /2V)
60 H=H/SIN (D-C)
70 PRINT "M3="P,"
  "G="F,"GAMA3="
  "H,"GAMA4="H
80 GOTO #2

```

56 2070 #3

```

10  =.301*QR (1-
    +*I):N=PTN (1/
20  IF N<40=N+130
30  RETURN

```

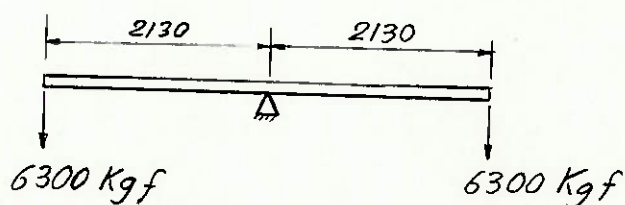
75302-29

V. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES MECÂNICOS

Agora, de posse dos valores dos esforços atuantes nas diversas partes da unidade de bombeio, podemos dimensionar todos os componentes mecânicos principais como: estrutura, mancais e redutor.

V.1 ESTRUTURA

a) VIGA PRINCIPAL



$$M = F \cdot b$$

$$M_{\max} = 13400 \text{ kgf.m}$$

Usaremos perfil I 20 x 7 polegadas com $W = 2622 \text{ cm}^3$; I_0

$$\sigma = \frac{M}{W} = 511 \text{ kgf/cm}^2$$

Isso fornece um coeficiente de segurança aproximadamente igual a 8, o que é satisfatório:

b) BRAÇOS EQUALIZADORES

Temos que a força máxima na barra é 6500 kgf.

Usaremos tubo mecânico de 3,5 polegadas, com área de 18 cm². Logo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = 360 \text{ kgf/cm}^2$$

V.2 MANCAIS

Os mancais serão todos dimensionados para uma vida de 5 anos ou aproximadamente 50.000 horas.

a) MANCAL CENTRAL

Usaremos um mancal de dois rolamentos cônicos com monta-

gem em x e pré-carga na capa, através de espaçadores calibrados.

$$F_r = 0$$

$$P = F_r = \frac{135000}{2} = 67500$$

$$L_h = 50000 \text{ horas} \quad f_L = 3,98$$

$$n = 20 \text{ rpm} \quad f_r = 1,19$$

$$C = \frac{P \cdot f_L}{f_r} = \frac{67500 \cdot 3,98}{1,19} = 226000 \text{ N}$$

Usaremos o rolamento 31318 o qual fornece uma capacidade de carga $C = 245000 \text{ N}$.

b) MANCAL EQUALIZADOR

Este mancal tem a função de impedir que algum desalinhamento existente na unidade de bombeio possa gerar esforços não previstos. Por este motivo usaremos um mancal de rolamento autocompensador de rolos.

$$P = F_r = 66000$$

$$L_h = 50000 \text{ horas} \quad f_L = 3,98$$

$$n = 20 \text{ rpm} \quad f_n = 1,19$$

$$C = \frac{P \cdot fL}{f_r} = \frac{66000 \cdot 3,98}{1,19} = 220000 \text{ N}$$

Usaremos o rolamento 20317 o qual fornece uma capacidade de carga de 228000 N.

c) MANCAL DA MANIVELA

Este mancal, que fica situado na parte inferior do braço equalizador, encessita ser autocompensador. Isto é necessário para permitir os movimentos do equalizador.

$$F_r = 0$$

$$P = F_r = 30000$$

$$L_h = 50000 \text{ horas} \quad fL = 3,98$$

$$n = 20 \text{ rpm} \quad f_n = 1,19$$

$$C = \frac{P \cdot fL}{f_n} = \frac{30000 \cdot 3,98}{1,19} = 100000$$

Usaremos o rolamento 20311 o qual fornece uma capacidade de carga de 102000 N.

V.3 REDUTOR

Devemos ter um redutor com relação de redução 1:12 e com torque admissível no eixo de saída igual a 114000 lb.pol ou 134000 kgf.cm.

Do manual da FALK obtemos o redutor Y2-2090. É um redutor paralelo, com dois pares de engrenagens helicoidais e distância entre eixos de 508 mm.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) API Specification for Pumping Units, API STD 11E, January 1971.
- (2) The Technology of Artificial Lift Methods - Brown, Kernit E.
- (3) Análise de um Sistema de Bombeio Mecânico, Petrobrás.
- (4) Catálogos da Lufkin Industries, Inc.

RESULTADOS DO PROCESSAMENTO

θ	α_2	α_3	α_4	TF (m)	PR
0	30	86,1	-23,1	-0,06	0,00
15	75	90,9	-22,4	0,24	0,02
30	60	96,0	-19,3	0,52	0,08
45	45	100,9	-15,3	0,73	0,18
60	30	104,9	-9,7	0,84	0,31
75	15	107,3	-3,7	0,85	0,44
90	0	108,0	2,1	0,78	0,58
105	-15	107,0	7,2	0,68	0,69
120	-30	104,6	11,3	0,56	0,80
135	-45	101,0	15,1	0,44	0,89
150	-60	96,5	17,5	0,32	0,84
165	-75	91,5	19,6	0,19	0,98
180	-90	87,0	20,4	0,05	1,00
195	-105	82,4	20,2	-0,16	0,99
210	-120	78,5	18,8	-0,29	0,96
225	-135	75,4	16,1	-0,47	0,90
240	-150	73,3	12,3	-0,62	0,81
255	-165	72,2	7,5	-0,73	0,70
270	-180	71,9	2,0	-0,80	0,58
285	-195	72,5	-3,7	-0,81	0,45
300	-210	73,8	-9,3	-0,77	0,32
315	-225	75,8	-14,8	-0,68	0,20
330	-240	78,5	-19,7	-0,53	0,10
345	-255	81,9	-21,7	-0,32	0,03

θ	w_3 (rd/s)	w_4 (rd/s)	δ_3 (rd/s ²)	δ_4 (rd/s ²)	a_{G3} (m/s ²)	a_{G4} (m/s ²)
0	0.63	-0.05	0.70	2.23	3.98/257°	1.11/222°
15	0.70	0.23	0.35	2.30	4.16/252°	1.16/224°
30	0.71	0.51	-0.26	2.01	3.89/249°	1.01/283°
45	0.65	0.72	-1.03	1.29	2.9/247°	0.69/251°
60	0.46	0.82	-1.68	0.42	1.76/236°	0.40/167°
75	0.29	0.83	-1.92	-0.27	1.09/193°	0.37/173°
90	-0.22	0.77	-1.93	-0.57	1.45/151°	0.45/127°
105	-0.55	0.67	-1.65	-0.85	2.01/136°	0.42/45°
120	-0.77	0.95	-0.45	0.55	2.40/128°	0.42/58°
135	-0.55	0.44	-0.53	0.55	2.65/121°	0.42/58°
150	-0.55	0.31	-0.55	-0.55	2.80/114°	0.50/77°
165	-0.55	0.13	-0.55	-1.55	2.90/126°	0.54/83°
180	-0.55	0.04	0.55	-1.55	3.02/138°	0.55/155°
195	-0.60	-0.11	0.55	-1.55	3.00/190°	0.67/72°
210	-0.50	-0.27	0.96	-1.55	3.00/180°	0.70/180°
225	-0.36	-0.43	1.10	-1.55	2.90/167°	0.67/72°
240	-0.23	-0.57	1.10	-1.55	2.70/150°	0.57/158°
255	-0.09	-0.77	1.00	-0.77	2.50/130°	0.44/136°
270	0.00	-0.77	0.95	-0.77	2.50/178°	0.55/155°
285	0.13	-0.57	0.60	0.11	2.50/114°	0.35/135°
300	0.23	-0.43	0.77	0.55	2.60/136°	0.39/177°
315	0.33	-0.37	0.95	0.55	2.50/158°	0.55/155°
330	0.43	-0.11	0.95	1.55	3.11/177°	0.79/125°
345	0.54	0.11	0.95	1.55	3.50/168°	0.79/125°

Θ	R_A (ton)	R_B (ton)	R_C (ton)	R_D (ton)
0	1.8 / 86°	2.0 / 266°	4.3 / 88°	1.5 / 95°
15	3.7 / 91	3.3 / -89	8.5 / 90	0.47 / -30
30	4.9 / 96	5.0 / -84	10.5 / 93	1.6 / -71
45	6.1 / 101	6.2 / -79	12.8 / 95	2.9 / -66
60	6.5 / 105	6.5 / -75	13.5 / 97	3.4 / -61
75	6.4 / 108	6.5 / -73	13.5 / 98	3.4 / -56
90	6.2 / 108	6.4 / -70	13.3 / 98	3.3 / -53
105	6.1 / 107	6.2 / -70	12.2 / 98	3.1 / -54
120	6.0 / 105	6.1 / -76	12.1 / 97	2.9 / -59
135	5.8 / 101	6.0 / -79	12.8 / 95	2.7 / -65
150	5.7 / 107	5.8 / -83	12.0 / 93	2.4 / -74
165	5.6 / 92	5.8 / -88	12.2 / 91	2.4 / -86
180	5.0 / 87	5.1 / 267	10.8 / 89	1.7 / 261
195	4.7 / 82	4.8 / 263	10.0 / 86	1.5 / 245
210	4.0 / 78	4.2 / 259	8.7 / 85	1.1 / 220
225	3.7 / 75	3.8 / 250	8.0 / 83	0.99 / 196
240	3.3 / 73	3.4 / 254	7.3 / 82	0.77 / 176
255	2.7 / 72	2.8 / 253	6.2 / 83	1.1 / 137
270	3.0 / 71	3.2 / 252	7.0 / 82	1.1 / 156
285	2.1 / 72	2.3 / 253	5.4 / 83	1.4 / 118
300	2.1 / 73	2.2 / 254	5.1 / 85	1.4 / 113
315	2.1 / 75	2.2 / 256	5.4 / 84	1.4 / 112
330	2.1 / 78	2.2 / 259	5.4 / 85	1.3 / 110
345	1.6 / 82	1.74 / 262	4.4 / 87	1.7 / 128

CAVALO DE PAU 160-173-64

