

80 (ato)
[Handwritten signature]

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR

AUTOR: Antonio Carlos Feres Ruiz

ORIENTADOR: Eng^o Francisco E. B. Nigro

1985

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer aos meus pais, José e Therezinha Feres Ruiz Lainez, às irmãs Sandra Maria e Maria Cristina Feres Ruiz e à minha namorada Maria Teresa Muñoz La Fuente, que, de um modo ou de outro, colaboraram com a minha chegada até aqui.

Gostaria de agradecer, também, aos meus professores, em particular, ao meu professor orientador ' Francisco Emílio Báccaro Nigro, que dispôs de inúmeras horas de seu corrido tempo, para me orientar, sugerir' e corrigir, muitas dúvidas que porventura surgiram.

Finalmente, dirijo meus agradecimentos ao Diretor Administrativo da DIFASA Indústria e Comércio SA Mário Rubens Martins Fontes, que sugeriu, apoiou e contribui com informações a respeito de equipamento, sem isso, a realização desse trabalho não teria sido possível.

Antonio Carlos

ÍNDICE

	Página
I - Introdução	1
II - Cálculo das Molas de Retenção	3
1 - Cálculo da mola de retenção do estágio de alta pressão	3
2 - Cálculo da mola de retenção do estágio de baixa pressão	4
III - Cálculo das Molas das Válvulas Reguladoras de Pressão.	8
1 - Cálculo da mola da válvula reguladora de baixa pressão	8
2 - Cálculo da mola da válvula reguladora de alta pressão	11
IV - Cálculo de Vazão Fornecida Pelo Estágio de Baixa Pressão	13
V - Cálculo do Pistão, do Excêntrico e dos Rolamentos	15
VI - Dimensionamento da Camisa do Pistão	38
VII - Dimensionamento do Parafuso Trava da Camisa	43
Bibliografia	45
Anexos	47

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Este trabalho refere-se à adaptação de uma particular bomba hidrostática, que atualmente existe em fabricação atuando com uma pressão máxima de 700 bar, passando a 2800 bar.

Neste contexto, procurei fazer mínimas alterações que fossem possíveis, para que se viabilize a sua fabricação.

Essa bomba consiste na nacionalização realizada pela indústria de macacos industriais DIFASA, a partir da fabricada pela Simplex Pine, que é uma divisão da Templeton, Kenly and Company, (figura 1 dos Anexos), só que não existindo na versão de 2800 bar.

Ela é composta de um estágio de baixa pressão, cerca de 7 bar, e de um estágio de alta pressão, cerca de 700 bar, cuja troca de operação é feita automaticamente, a partir do aumento de pressão provocado pela entrada de operação em carga (figura 2 dos Anexos).

Para facilitar o entendimento de seu funcionamento, apresento nas figuras 3a e 3b os respectivos esquemas hidráulicos da de 700 e 2800 bar, onde pode-se observar facilmente os dois estágios da operação, dos quais, o estágio de baixa pressão não foi alterado.

A vantagem de se trabalhar com essa altíssima pressão de 2800 bar, é de que quando se deseja realizar um trabalho com uma mesma força, o equipamento se reduz significativamente, com relação a área de atuação da pressão. No caso em questão, consegue-se reduzir de um quarto. Da mesma forma, para uma área consegue-se quatro vezes a força que se conseguiria com a pressão de 700 bar.

Essas considerações tornam-se mais significativas quando trabalha-se com cilindros hidráulicos, como é o caso a que se destina essa bomba, pois trabalha-se com cargas de 100, 200, 500 até 1000 toneladas, o que acarreta em cilindros de grandes diâmetros, que, logicamente, podem ser reduzidos à metade quando passa-se da pressão de 700 ' para 2800 bar.

CÁLCULO DAS MOLAS DE RETENÇÃO

Baseado no princípio de que só alteraria a bomba no seu estágio de alta pressão, as molas de retenção, tanto do estágio de baixa pressão como de alta, não se alteram, pois as molas só atuam sobre o diferencial de pressão, existente entre antes e depois da retenção.

Com isso, os cálculos realizados a seguir, são meramente uma verificação das molas já utilizadas na atual bomba de 700 bar, que serão aproveitadas na de 2800 bar.

1) Cálculo da mola de retenção de estágio de alta pressão.

Parâmetros conhecidos da mola:

$d = 0,8 \text{ mm}$ (diâmetro do fio)

$D = 6,4 \text{ mm}$ (diâmetro médio entre o diâmetro externo e o interno)

$p = 2,6 \text{ mm}$ (passo)

$i = 8$ (nº de espiras úteis)

$H_0 = 22 \text{ mm}$ (comprimento com deflexão nula)

Com isso, temos:

$$C = \frac{D}{d} = 8; K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,18 \text{ (Fator de Wahl)}$$

Para a realização do cálculo dessa mola tenho que obter os valores esquematizados na figura abaixo:

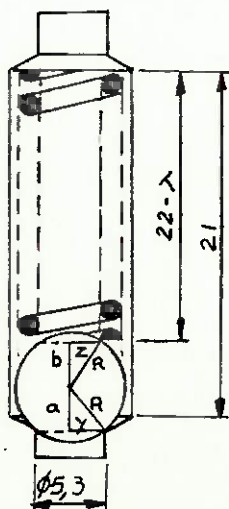


Fig. 1 - Alojamento da mola

$$D_{\text{esf}} = 5/16" = 7,9375 \text{ mm}$$

$$R_{\text{esf}} = 3,969 \text{ mm}$$

$$Z = \frac{D_{\text{int}}}{2} = \frac{5,6}{2} = 2,8 \text{ mm}$$

$$Y = \frac{5,3}{2} = 2,65 \text{ mm}$$

Com isso: $a = 2,95 \text{ mm}$; $b = 2,81 \text{ mm}$ e $a+b = 5,76 \text{ mm}$

Portanto : $21 - (a+b) = 22 - \lambda$

$$\lambda = 6,76 \text{ mm}$$

$$\text{Com isso: } F = \frac{\lambda \cdot 10^5 \cdot d}{i \cdot c^3} = \frac{0,676 \cdot 10^5 \cdot 0,08}{8 \cdot 8^3} = 1,32 \text{ kgf}$$

$$\text{e } P = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{1,32 \cdot 4}{\pi \cdot 0,53^2} = 6,0 \text{ Kgf/cm}^2$$

onde P = pressão de abertura da retenção

Para calcular a tensão de cisalhamento, usamos a seguinte expressão:

$$\tau = \frac{8 \cdot F \cdot C \cdot K}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot P \cdot \pi \cdot d^2 \cdot C \cdot K}{4 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 6,0 \cdot 0,53^2 \cdot 8 \cdot 1,18}{0,08^2}$$

$$\tau = 4972 \text{ kgf/cm}^2$$

que está de acordo com o material da mola : SAE - 1090 temperado e revenido com uma dureza final de 40-44 RC

2) Cálculo da mola de retenção do estágio de baixa pressão.

Parâmetros conhecidos da mola:

$d = 0,8 \text{ mm}$ (diâmetro do fio)

$D = 6,4 \text{ mm}$ (diâmetro médio entre o diâmetro externo e o interno)

$p = 2,3 \text{ mm}$ (passo)

$i = 7$ (nº de espiras)

$H_0 = 17 \text{ mm}$ (comprimento com a deflexão nula)

Com isso, temos:

$$C = \frac{D}{d} = 8 \quad ; \quad K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,18 \quad (\text{Fator de Wahl})$$

Para a realização do cálculo dessa mola tenho que fazer duas considerações:

a) Bujão exercendo o máximo aperto:

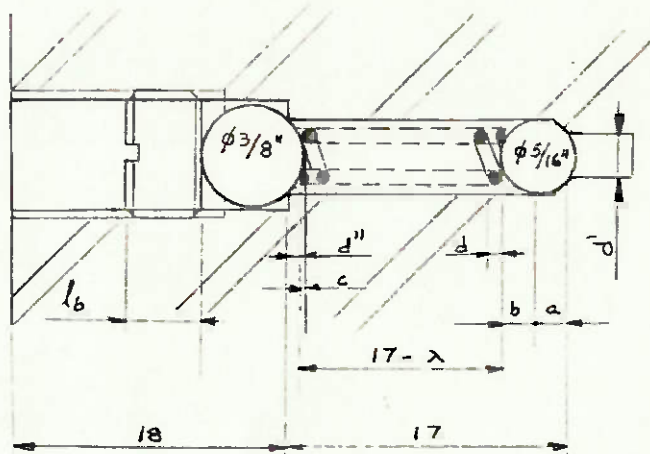


Fig. 2 - Alojamento da mola quando o bujão se encontra no seu máximo aperto.

τ = máxima tensão de cisalhamento

$$\tau = \frac{8.F.C}{\pi.d^2} .K = \frac{8.P.\pi .d'^2.C}{4.\pi .d^2} .K$$

onde P = pressão de abertura = $\frac{F}{A}$

Para o cálculo de P precisamos do cálculo da força de a-

bertura:

$$F = \frac{\lambda \cdot 10^5 \cdot d}{i \cdot C^3}$$

onde λ , tiramos da expressão abaixo:

$$17 - (a+b) - (d'' - c) = 17 - \lambda$$

$$17 - (2,95 + 3,16) - (2,34 - 0,65) = 17 - \lambda$$

$$\lambda = 7,8 \text{ mm}$$

$$\text{Portanto : } F = \frac{0,78 \cdot 10^5 \cdot 0,08}{7,8^3} = 1,74 \text{ kgf}$$

$$\text{Com isso : } P = \frac{F}{\pi \cdot d'^2} \cdot 4 = \frac{1,74 \cdot 4}{\pi \cdot 0,53^2} = 7,89 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Logo : } \sigma = \frac{8 \cdot 7,89 \cdot \pi \cdot 0,53^2 \cdot 8 \cdot 1,18}{4 \cdot \pi \cdot 0,08^2} = 6538 \text{ kgf/cm}^2$$

b) Bujão exercendo o mínimo aperto:

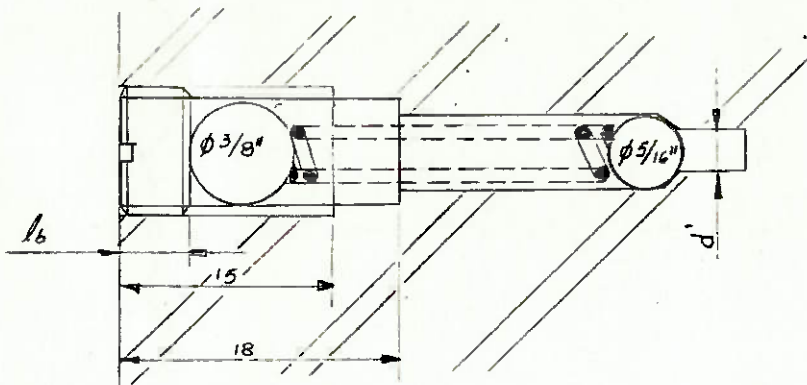


Fig. 3 - Alojamento da mola quando o bujão se encontra no seu mínimo aperto.

$$\lambda' = \lambda - (15 - l_b) ; l_b = 1/2'' = 12,7 \text{ mm (comprimento do bujão)}$$

$$\lambda' = 7,8 - (15 - 12,7) = 5,5 \text{ mm}$$

$$F' = \frac{\lambda' \cdot 10^5 \cdot d}{i \cdot C^3} = \frac{0,55 \cdot 10^5 \cdot 0,08}{7,8^3} = 1,23 \text{ kgf}$$

$$P' = \frac{F'}{A} = \frac{1,23.4}{\pi \cdot 0,53^2} = 5,56 \text{ kgf/cm}^2$$

Mas, a pressão que eu desejo se apresenta no intervalo $7,89 \geq P'' \geq 5,56$. Por analogia à mola da retenção do estágio de alta pressão, visto que eu desejo a mesma pressão de abertura, temos:

$P'' = 6,0 \text{ kgf/cm}^2$, que se encontra no intervalo.

Com isso, a tensão de cisalhamento para essa pressão é dada pela seguinte expressão:

$$\tau'' = \frac{2 \cdot P'' \cdot d'^2 \cdot C \cdot K}{d^2} = \frac{2 \cdot 6,0 \cdot 0,53^2 \cdot 8 \cdot 1,18}{0,08^2} = 4972 \text{ kgf/cm}^2$$

que está de acordo com o material da mola:

SAE - 1090, temperado e revenido com uma dureza final de 40-44 RC.

CAPÍTULO III

CÁLCULO DAS MOLAS DAS VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESSÃO

Essas válvulas são compostas de um corpo, de uma mola, de uma agulha e de um parafuso regulável de acordo com a pressão que se deseja na mola.

Aqui, do mesmo modo que as válvulas de retenção, a válvula reguladora de baixa pressão não é alterada com relação a da bomba de 700 bar.

No entanto, a válvula reguladora de alta pressão terá sua mola reprojetaada, alterando-se de acordo com a finalidade de ser ajustada para 2800 bar de pressão.

1) Cálculo da mola da válvula reguladora de baixa pressão.

Essa válvula regula a pressão em 7 kgf/cm².

Parâmetros conhecidos da mola:

$d = 2,0$ mm (diâmetro do fio)

$D = 6,3$ mm (diâmetro médio entre o diâmetro externo e o interno)

$p = 2,8$ mm (passo)

$i = 8$ (nº de espiras)

$H_0 = 25$ mm (comprimento com deflexão nula)

Com isso, temos:

$$C = \frac{D}{d} = 3,15 \quad ; \quad K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} = 1,54$$

Para o cálculo dessa mola precisamos conhecer as dimensões da agulha, do corpo e do parafuso da válvula.

Agulha:

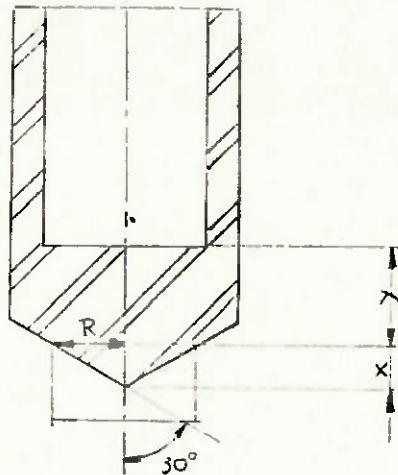


Fig. 1 - Esquema da agulha da válvula.

onde: $R = D/2 = 4\text{ mm}$

$x = 6,9\text{ mm}$

$y+x = 23,7 - 14$; ou seja: $y = 2,8\text{ mm}$

Corpo:

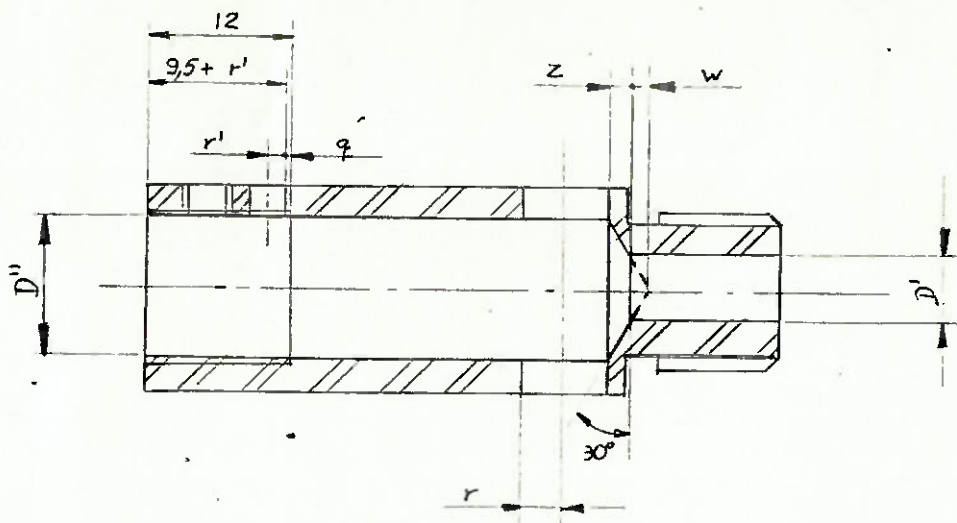


Fig. 2 - Esquema do corpo da válvula.

onde: $z+w = \frac{D''}{2} \text{ tg } 30^0$ e $D'' = 11\text{ mm}$

com isso: $z+w = 3,2$

mas: $w = \frac{D'}{2} \text{ tg } 30^0 = 2,3\text{ mm}$

portanto: $z = 0,9\text{ mm}$

Finalmente, para o cálculo do alojamento da mo-
la, temos que fazer duas considerações:

a) Parafuso rosqueado no seu máximo aperto:

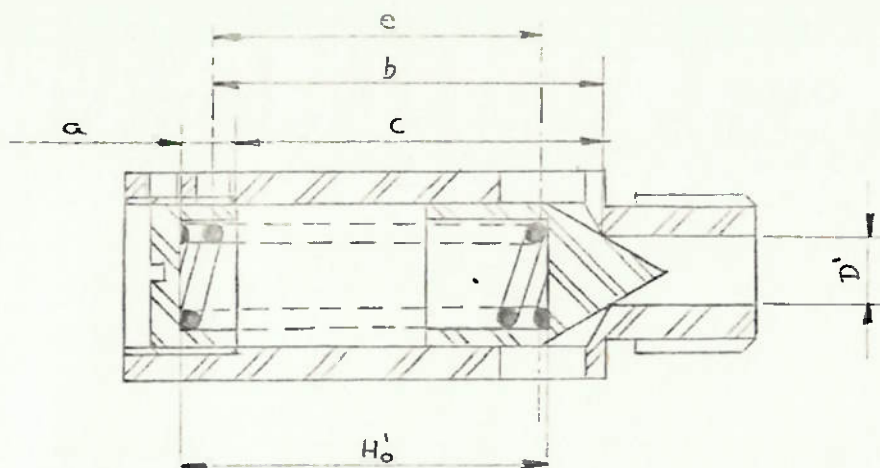


Fig. 3 - Esquema da válvula completa.

$$e = 16,5 \text{ mm}$$

$$b = e+r+z = 16,5 + 4 + 0,9 = 21,4 \text{ mm}$$

$$c = b - r' - q = 21,4 - 1,75 - (12 - 9,5 - 1,75) = 18,9 \text{ mm}$$

$$a = 6,3 \text{ mm}$$

$$H_0' = a+c-y = 22,4 \text{ mm}$$

$$\lambda = H_0 - H_0' = 2,6 \text{ mm}$$

$$F = \frac{\lambda \cdot 10^5 \cdot d}{i \cdot C^3} = 20,8 \text{ kgf}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot D'^2} = \frac{20,8 \cdot 4}{\pi \cdot 0,8^2} = 41,38 \text{ kgf/cm}^2$$

b) Parafuso rosqueado no seu mínimo aperto:

$$h = 9,7 \text{ mm (altura do parafuso)}$$

$$\text{deslocamento do parafuso} = 12 - 9,7 = 2,3 \text{ mm}$$

$$\lambda' = 2,6 - 2,3 = 0,3 \text{ mm}$$

para a pressão de $7,0 \text{ kgf/cm}^2$, implica na posição intermediária, o que está de acordo com as duas condições.

Cálculo da tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot P \cdot d \cdot C \cdot K}{d^2} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 0,8^2 \cdot 3,15 \cdot 1,54}{0,2^2} = 1087 \text{ kgf/cm}^2$$

para o item anterior onde $P = 41,38 \text{ kgf/cm}^2$, temos:
 $= 6424 \text{ kgf/cm}^2$

que está de acordo com o material da mola: SAE-1090, temperado e revenido com uma dureza final de 40-44 RC.

2) Cálculo da mola da válvula reguladora de alta pressão.

Sabemos que esta válvula deve regular a pressão em 2800 kgf/cm², e que o seu material deve ser: SAE-1090, temperado e revenido com uma dureza final de 40-44 RC. Para tanto devemos ter um τ em torno de 6000 a 7000 kgf/cm². Adotei também a condição de que C estivesse no intervalo entre 3 e 12, para que esta apresente boas características, e para λ um intervalo entre 3,0 e 10,0 mm procurando não alterar muito as dimensões da válvula usada para a bomba de 700 bar.

Para os demais valores procurei me aproximar dos já conhecidos da outra bomba, quando se tratava de alterar significativamente as características geométricas.

Desse modo tablei as tentativas de melhor aproximação que consegui, conforme podemos ver abaixo, onde utilizei-me das seguintes equações:

$$F = Pr.S = \frac{2800 \cdot \pi \cdot d'^2}{4}$$

$$F = \frac{\lambda \cdot 10^5 \cdot d}{i \cdot C^3} \quad e \quad \tau = \frac{2 \cdot Pr \cdot d'^2 \cdot C \cdot K}{d^2}$$

d' (cm)	F (kgf)	τ (kgf/cm ²)	C	K	d (cm)	D (cm)	λ (cm)	i
0,2	87,96	6636	4,0	1,40	0,4	1,6	0,84	6
0,2	87,96	13000	4,0	1,40	0,3	1,2	0,75	4
0,2	87,96	6636	3,0	1,58	0,4	1,2	0,77	13
0,15	49,48	6500	3,0	1,58	0,3	0,9	0,67	15

Baseado nesses valores obtidos, optei por aqueles assinalados, pois foram os que mais se aproximaram das condições apresentadas pela bomba de 700 bar, em termos de material e tratamento da mola e dimensões geométricas do corpo da válvula.

CAPÍTULO IV

CÁLCULO DE VAZÃO FORNECIDA PELO ESTÁGIO DE
BAIXA PRESSÃO.

O estágio de baixa pressão constitui-se por uma bomba de palhetas conforme esquematizado na figura abaixo:

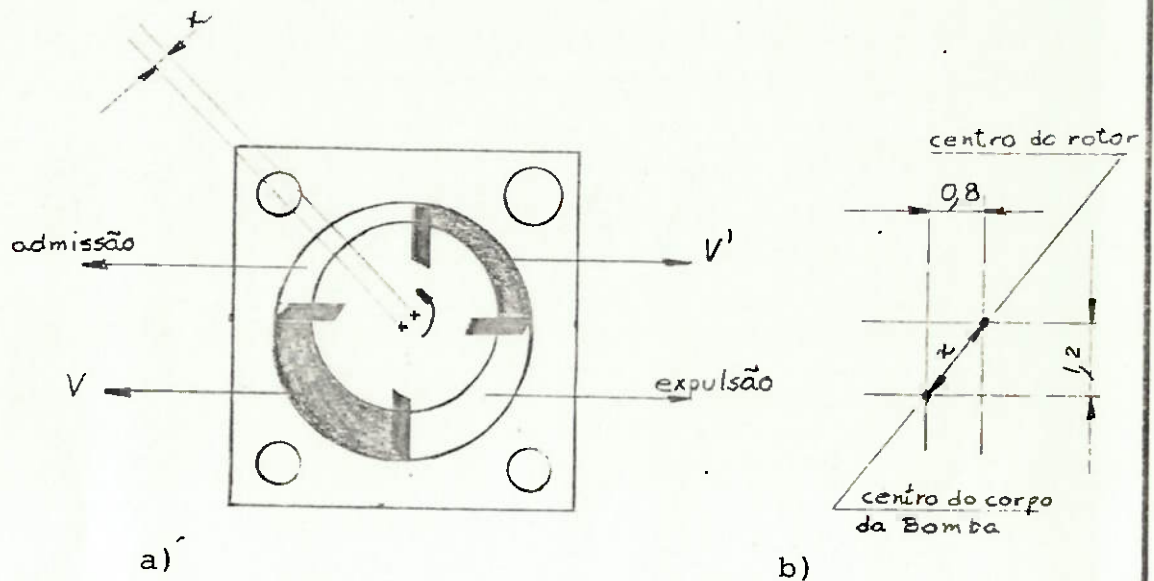


Fig.1 - (a) Vista esquemática da bomba de palhetas
(b) Detalhe que mostra a excentricidade do rotor

A partir dessa figura, obtemos:

$$x^2 = 1,2^2 + 0,8^2$$

$$x = 1,44 \text{ mm}$$

$$h = 9,9 \text{ mm} = 0,99 \text{ cm} \quad (\text{espessura do rotor})$$

$$d = 33,4 \text{ mm} = 3,34 \text{ cm} \quad (\text{diâmetro do corpo})$$

$$d' = 30,6 \text{ mm} = 3,06 \text{ cm} \quad (\text{diâmetro do rotor})$$

- Volume deslocado por volta: (Vdpv)

$$Vdpv = 4 (V - V')$$

$$V = \frac{h}{4} \cdot \frac{\pi}{4} (d^2 - (d' - 0,144)^2)$$

$$V = \frac{2,1}{4} \text{ cm}^3$$

$$V' = \frac{h}{4} \cdot \frac{\pi}{4} (d^2 - (d' + 0,144)^2)$$

$$V' = \frac{0,69}{4} \text{ cm}^3$$

portanto: $V_{dpv} = 2,1 - 0,69 = 1,41 \text{ cm}^3$

mas: $n = 3450 \text{ rpm}$

com isso: $Q = V_{dpv} \cdot n = 4,87 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$

por outro lado, a vazão fornecida pelo catálogo é de $4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$, de modo que temos 92% de rendimento volumétrico.

CAPÍTULO V

CÁLCULO DO PISTÃO, DO EIXO EXCÊNTRICO E DOS ROLAMENTOS

Nesse capítulo, obteremos as dimensões da parte mais crítica de toda a bomba, daí o motivo de ter agrupado o pistão, o eixo excêntrico, o rolamento de agulhas existente na seção excêntrica do eixo, e os dois rolamentos de esferas que correspondem aos pontos de apoio do eixo.

Outro motivo desse agrupamento, deve-se à necessidade de analisar os resultados em conjunto, haja visto que esses componentes estão intimamente ligados.

Primeiramente, impus algumas condições que a chei necessárias para a análise do problema em questão:

- 1) Manter a potência hidráulica, ou seja, como a intenção é levantar cilindros, pretende-se levantar no mesmo tempo que se levava para a bomba de 700 bar. Com isso temos:

$$P_{0t} = Pr \cdot Q = 700 \cdot 1500 = 1050000 \frac{\text{kgf.cm}}{\text{min}}$$

$$\text{para } 2800 \text{ bar, temos: } Q = \frac{P_{0t}}{2800} = 375 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$\text{ou seja: } Q = 0,375 \text{ L/min}$$

- 2) Reduzir o vazamento pistão-camisa ^{por} de $\frac{1}{4}$, já que a vazão real, também cai de $\frac{1}{4}$.

Esse vazamento, para a bomba de 700 bar foi calculado segundo a equação abaixo:

$$Q' = \frac{\pi \cdot d \cdot h^3 \cdot (P - P')}{12 \cdot L \cdot \nu \cdot \rho}$$

Na figura abaixo, podemos observar os parâmetros da equação:

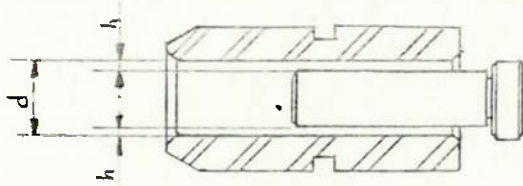


Fig. 1 - Esquema que mostra a folga entre o cilindro e o pistão.

$$d = 7,15 \text{ mm} = 0,715 \text{ cm}$$

$$h = 0,0007 \text{ cm}$$

$$p - p' = 700 \text{ kgf/cm}^2$$

$$L = 19 \text{ mm} = 1,9 \text{ cm}$$

$$\nu = 10 \text{ cst} = 0,1 \text{ cm}^2/\text{s}$$

$$\rho = 0,8 \text{ g/cm}^3 = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$$

$$\text{Portanto : } Q' = \frac{\pi \cdot 0,715 \cdot 0,0007^3 (700)}{12 \cdot 1,9 \cdot 0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6}} = 0,3 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\text{A partir desse valor, tiramos: } Q'' = \frac{Q'}{4} = 0,075 \text{ cm}^3/\text{s}$$

$$\text{e, para 2 pistões: } 2Q'' = 0,15 \text{ cm}^3/\text{s} = 0,009 \text{ L/min}$$

3) Assumir perdas nas retenções como iguais às anteriores.

Essas perdas foram calculadas por eliminação, conhecendo-se a vazão real, a vazão de vazamento pistão-camisinha, a perda de vazão por compressibilidade de óleo e a vazão de catálogo, como veremos a seguir:

Para a bomba de 700 bar, temos:

$$V_p = 321,21 \text{ mm}^3/\text{volta} \quad (\text{volume deslocado por um pistão})$$

$$V_{2p} = 642,42 \text{ mm}^3/\text{volta} \quad (\text{volume deslocado por dois pistões})$$

como: $n = 3450 \text{ rpm}$, temos:

$$Q_{2p} = 2,2 \text{ L/min}$$

*vazão de catálogo
podemos ver a real?*

Para essa mesma bomba, havíamos calculado o vazamento' pistão-camisa, obtendo o seguinte valor:

$$Q' = 0,3 \text{ cm}^3/\text{s} = 0.018\text{L}/\text{min}$$

para 2 pistões:

$$2Q' = 0,036\text{L}/\text{min}$$

Falta-nos calcular apenas a perda de vazão por compressibilidade do óleo.

Sabemos que para cada 2500 p.s.i. temos uma variação do volume de 1% do volume inicial, ou seja, para a pressão de 10000 p.s.i., 4% do volume inicial da câmara apenas' sofre o processo de compressão.

Calculamos o volume da câmara a partir da figura abaixo:

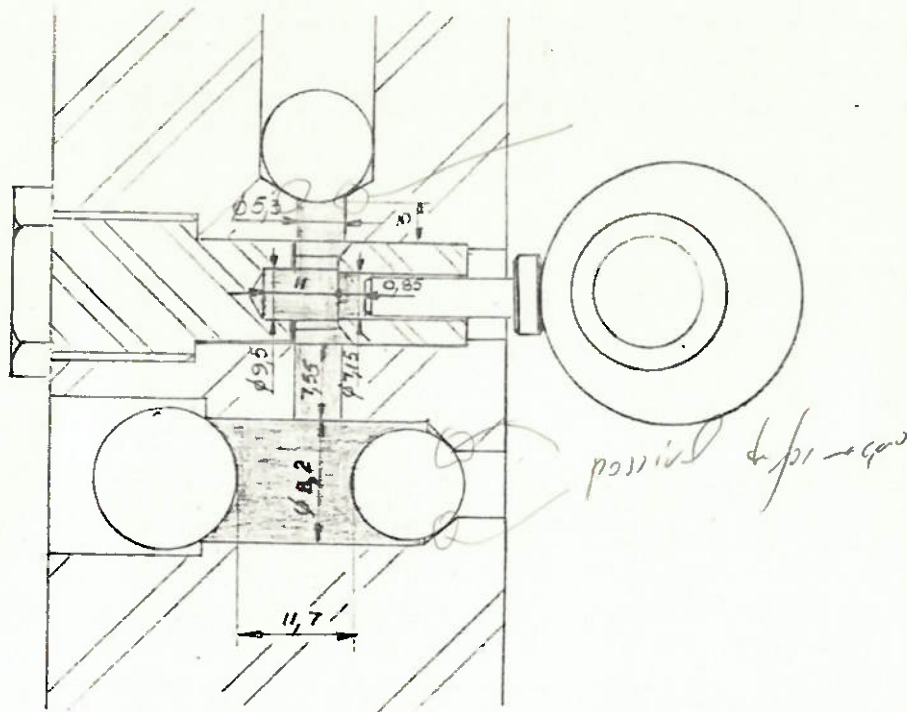


Fig. 2 - Câmara de compressão do estágio de alta pressão

Portanto: $V_0 = 1664,5 \text{ mm}^3$

ou seja: $\Delta V = 66,58 \text{ mm}^3$

o que implica: $Q_c = 66,58 \cdot 3450 \cdot 10^{-6} = 0,23\text{L}/\text{min}$

para dois pistões: $2Q_c = 0,46\text{L}/\text{min}$

Com isso, temos: $Q_{2'p} = Q_{2p} - 2Q' - 2Q''$

$$Q'_{2p} = 2,2 - 0,036 - 0,46 = 1,704 \text{ L}/\text{min}$$

Mas como o valor de catálogo é igual a 1,5 L/min

Logo: $Q_{pr} = 1,704 - 1,5 = 0,204$ L/min (perda nas retenções)

Segundo a minha hipótese, também é válida para a bomba de 2800 bar.

Chegamos, então, à seguinte conclusão:

$$Q_{2p} - 2Q_C = Q + Q_{pr} + 2Q'' = 0,375 + 0,204 + 0,009 = 0,588 \text{ L/min}$$

$$\text{ou seja: } V_{2p} - 2V_C = 170,43 \text{ mm}^3/\text{volta}$$

$$\text{ou, ainda: } V_p - V_C = 85,22 \text{ mm}^3/\text{volta}$$

$$V_C = V + V'$$

onde: V = volume fixo

V' = volume variável em função do diâmetro do pistão baseado na fig.2 desse mesmo capítulo:

$$V = \frac{\pi \cdot 8,2^2 \cdot 11,7}{4} + \frac{\pi \cdot 5,3^2 \cdot 7,55}{4} + \frac{\pi \cdot 5,3^2 \cdot 3,0}{4} = 850,63 \text{ mm}^3$$

$$V' = 850,63 + \frac{\pi \cdot (d_p + 1,5)^2 \cdot 11(I)}{4}$$

Para essa pressão de 2800 bar: $V_C = 0,16 V_0$

$$\text{e: } V_p - V_C = 85,22 \text{ mm}^3/\text{volta}$$

$$\text{Portanto: } V_p - 0,16 V_0 = 85,22$$

$$V_p - 0,16 (V' + V_p) = 85,22$$

$$V_p = \frac{85,22 + 0,16 V'}{0,84} \quad (\text{ II })$$

Podemos obter também, o curso do pistão:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot C \quad ; \quad C = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot d_p^2} \quad (\text{ III })$$

Nesse momento é importante ressaltar que até agora obtive três equações, que são funções apenas da geometria, e dependentes do diâmetro do pistão que eu adotar. Iniciarei agora, um cálculo que envolve a resistência entre o pistão e camisa, pistão e rolamento de a-

A partir da figura, temos:

$R =$ raio externo do rolamento de agulhas . (IV)

Sabemos, que:

$$x = L_0 - (1 - \cos wt) . e \quad (V)$$

Como podemos observar na figura 3, fiz com ' que o pistão ficasse décalado ^{deslocado} em relação ao centro do eixo, de um valor igual à metade da excentricidade, o que nos proporciona valores menores para a componente tangencial da força sobre o pistão, para a pressão média sobre a camisa é para a tensão de flexão no pistão. Permitindo nos, desse modo, manter a cabeça plana para o pistão, o que nos fará ter uma tensão de Hertz menor, em relação a uma tentativa de curvar a cabeça do pistão, com a finalidade de melhorar as tensões, o que tornaria, por sua vez os valores muito altos da tensão de Hertz.

Com isso:

$$\text{sen } \alpha = \frac{\text{sen } wt}{2R} . e \quad (VI)$$

Pará tanto, precisamos saber para que ângulo wt , calcularemos α .

Na equação abaixo, vemos que a força tangencial é proporcional à força normal através da $\text{tg } \alpha$.

$$F_t = F_n . \text{tg } \alpha \quad (VII)$$

Fazendo com que, a situação crítica seja para $wt = 90^\circ$.

Baseado nesse raciocínio, temos:

$$M = F_t . x = F_n . \text{tg } (L_0 - (1 - \cos wt) . e) \quad (VIII)$$

onde M é o momento fletor máximo sobre o pistão, devido a componente tangencial da força atuante sobre o mesmo.

Devido a essa componente tangencial, surge ' uma força de pressão sobre a camisa exercida pela haste ' do pistão, cuja distribuição pode ser vista na fig. 3.

A partir de então, podemos calcular a pressão média pela equação abaixo:

$$P_m = \frac{F'}{d \cdot y} \quad (IX)$$

onde : d = diâmetro da haste do pistão

y = comprimento do cilindro em que está atuando essa pressão (no caso é comprimento total)

F' = força concentrada equivalente à distribuição de forças sobre a camisa aplicada no centro de gravidade dessa distribuição.

Se fizermos o momento em relação ao ponto 1 da figura 3, e o igualarmos a zero, teremos:

$$F' \left(y - \frac{2}{3} y \right) = F_t \left(x + y - \frac{1}{3} y \right)$$

ou seja:

$$F' = \frac{F_t \left(x + 2y/3 \right)}{\left(y/3 \right)} \quad (X)$$

Só nos resta, então, calcular a tensão de flexão que é exercida sobre o pistão. Já havíamos calculado o momento fletor máximo, e a partir dele obteremos a tensão máxima, como vemos a seguir:

$$\sigma_f = \frac{M}{W}$$

onde : W = módulo de resistência, obtido através da expressão abaixo:

$$W = \frac{J}{y'} = \frac{\pi \cdot d^4 / 64}{d/2} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$\text{Portanto: } \sigma_f = \frac{M \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \quad (XI)$$

Cálculo da tensão de Hertz entre a cabeça do pistão e a carcaça do rolamento de agulhas:

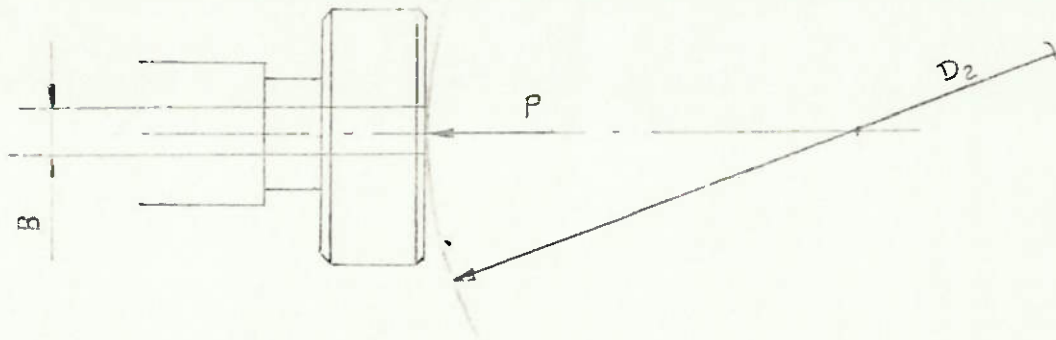


Fig. 5 - Esquema do contato entre a cabeça do pistão e o rolamento.

Como podemos observar, mantive a cabeça do pistão plana, já que, com esse tipo de contato obtemos valores da tensão de Hertz menores, como será visto posteriormente, quando forem tabelados esses mesmos valores

A partir disso, Raymond J Roark no seu livro FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN nos fornece o seguinte procedimento de cálculo:

$$\text{máx. } \sigma_c = 0,591. \sqrt{\frac{p \cdot 21000}{D_2}} \quad (\text{XII})$$

$$e : B = 2,15. \sqrt{\frac{p \cdot D_2}{21000}} \quad (\text{XIII})$$

$$\text{onde : } p = \frac{P}{L} \quad (\text{XIV})$$

Equações essas, válidas apenas quando :

$$E_1 = E_2 = E \quad e \quad \nu_1 = \nu_2 = 0,3$$

onde : E = módulo de elasticidade do material.

- p/ aço : E = 21000 kgf/mm²

ν = coeficiente de poisson.

- p/ aço : $\nu \cong 0,3$

Essas fórmulas, também são particulares no caso de termos um contato entre uma superfície plana e uma cilíndrica.

Antes de prosseguir com o dimensionamento do eixo, é importante conhecer os valores desses parâmetros para a bomba de 700 bar, como veremos a seguir.

$$R = \frac{43,30}{2} = 21,65 \text{ mm}$$

$$x = 13 - 4 = 9 \text{ mm}$$

$$F_t = 281 \cdot 0,188 = 52,8 \text{ kgf}$$

$$M = F_t \cdot x = 475,2 \text{ kgf mm}$$

$$F' = \frac{52,8 \cdot (9 + 2 \cdot 19/3)}{(19/3)} = 180,6 \text{ kgf}$$

$$P_m = \frac{180,6}{7,15 \cdot 19} = 1,33 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{475,2 \cdot 32}{\pi \cdot 7,15^3} = 13,2 \text{ kgf/mm}^2$$

Já para o cálculo da tensão de Hertz, temos que utilizar das expressões indicadas pelo Roark, para o contato entre o cilindro e plano. pois nessa bomba a cabeça do pistão é plana.

Do mesmo modo, para $E_1 = E_2 = E$ e $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$

temos:

$$p = \frac{P}{L} = \frac{281}{11} = 25,55$$

$$b = 2,15 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot k_d}{E}}, \text{ onde } K_d = D_2$$

$$\text{máx. } \sigma_c = 0,591 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot E}{K_D}}$$

Com isso: $b = 0,5 \text{ mm}$

$$\text{máx } \sigma_c = 65,8 \text{ kgf/mm}^2$$

Com esses valores, então, podemos fazer, posteriormente, uma comparação criteriosa.

- Dimensionamento do eixo excêntrico:

Para a execução desse dimensionamento, precisamos analisar dois casos, como veremos a seguir.

CASO 1 : Aquele em que a força tangencial está apontada para cima, devido ao sentido de rotação.

A figura abaixo nos mostra as duas componentes da reação da força sobre o pistão, no qual, instantaneamente, está agindo a pressão alta. Nos mostra, também, a força sobre o pistão, no qual, está agindo a pressão baixa. Além da força, devido ao movimento de rotação do estágio de baixa pressão, juntamente com as suas projeções nas direções vertical e horizontal. Finalmente, temos nessa figura, as duas componentes das reações nos mancais.

É importante ressaltar que as distâncias entre as forças, se manteve em relação ao eixo da bomba de 700 bar, pois caso haja a necessidade de alguma alteração, será feita e recalculado o eixo.

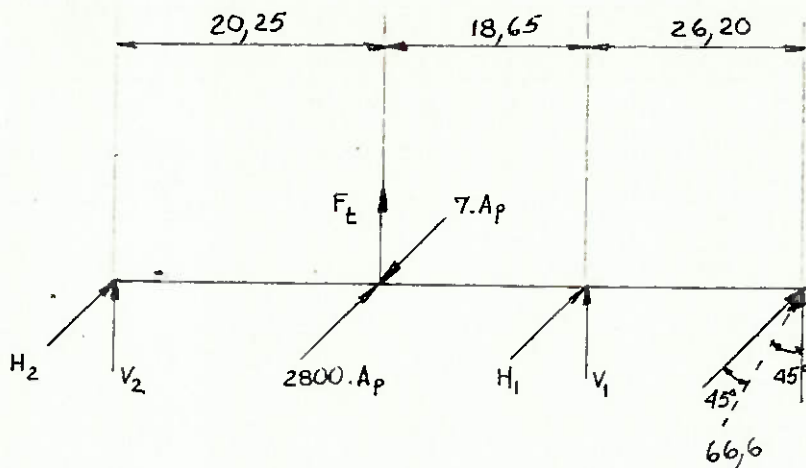


Fig. 6 - Eixo com todas as forças aplicadas.

a) Plano Horizontal

$$\sum M_2 = 0 : (-2800A_p + 7A_p) \cdot 2,025 - (66,6 \cos 45^\circ) \cdot 6,51 = H_1 \cdot 3,89$$

$$H_1 = \frac{-5655,825 \cdot A_p - 306,57745}{3,89} \quad (XV)$$

$$\sum F_H = 0 : H_2 + H_1 + 66,6 \cos 45^\circ + (2800 \cdot A_p - 7 \cdot A_p) = 0$$

$$H_2 = - H_1 - 47,093311 - 2793 A_p \quad (\text{XVI})$$

Com isso, temos:

$$M_{HP} = H_2 \cdot 2,025 \quad (\text{momento no plano horizontal na seção do pistão}) \quad (\text{XVII})$$

$$M_{HR1} = 123,4 \text{ kgf.cm} \quad (\text{momento no plano horizontal na seção do rolamento 1})$$

$$M_{HR2} = 0 \quad (\text{momento no plano horizontal na seção do rolamento 2})$$

b) Plano Vertical

$$\sum M_2 = 0 : - (66,6 \cos 45^\circ) \cdot 6,51 + F_t \cdot 2,025 = V_1 \cdot 3,89$$

$$V_1 = \frac{- 306,57745 - 2,025 F_t}{3,89} \quad (\text{XVIII})$$

$$\sum F_V = 0 : V_2 = -V_1 - 66,6 \cdot \cos 45^\circ - F_t \quad (\text{XIX})$$

Com isso, temos:

$$M_{VP} = V_2 \cdot 2,025 \quad (\text{momento no plano vertical na seção do pistão}) \quad (\text{XX})$$

$$M_{VR1} = 123,4 \text{ kgf.cm} \quad (\text{momento no plano vertical na seção do rolamento 1})$$

$$M_{VR2} = 0 \quad (\text{momento no plano vertical na seção do rolamento 2})$$

CASO 2 : Aquele em que a força tangencial está no sentido contrário ao do caso 1, ou seja, para baixo, devido, também, ao sentido de rotação.

Nesse caso, continuam válidas todas as considerações feitas no caso 1:

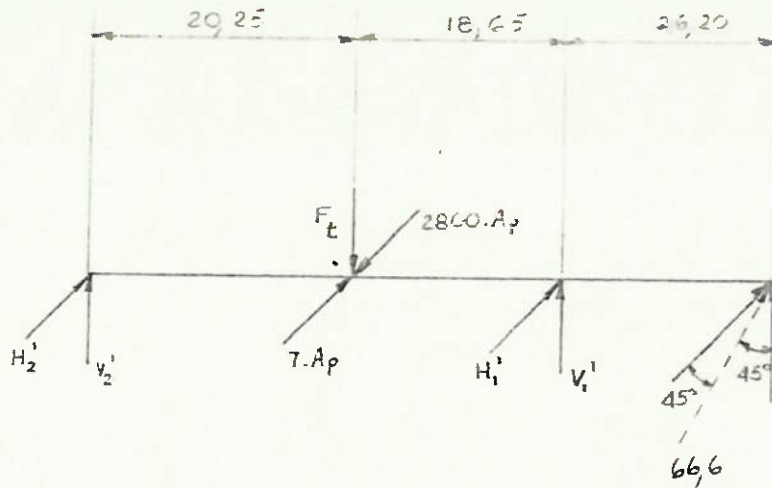


Fig. 7 - Eixo com todas as forças aplicadas.

a) Plano Horizontal

$$\sum M_2' = 0 : (2800-7) \cdot Ap \cdot 2,025 - H_1' \cdot 3,89 - (66,6 \cos 45^\circ) \cdot 6,51 = 0$$

$$H_1' = \frac{5655,825Ap - 306,57745}{3,89} \quad (XXI)$$

$$\sum F_H' = 0 : H_2' + H_1' + 66,6 \cos 45^\circ - 2800 \cdot Ap + 7 \cdot Ap = 0$$

$$H_2' = 2793Ap - 47,0933 \quad (XXII)$$

Com isso, temos:

$$M_{Hp}' = H_2' \cdot 2,025 \quad (\text{momento no plano horizontal na seção do pistão}) \quad (XXIII)$$

$$M_{HR1}' = 123,4 \text{ kgf.cm} \quad (\text{momento no plano horizontal na seção do rolamento 1})$$

$M'_{HR2} = 0$ (momento no plano horizontal na seção do rolamento 2)

b) Plano Vertical

$$\sum M'_2 = 0: -(66,6 \cos 45^\circ) \cdot 6,51 - F_t \cdot 2,025 = V'_1 \cdot 3,89.$$

$$V'_1 = \frac{-306,57745 + 2,025 F_t}{3,89} \quad (XXIV)$$

$$\sum F'_V = 0 : V_2 = -V_1 - 66,6 \cos 45^\circ + F_t \quad (XXV)$$

Com isso, temos:

$$M'_{VP} = V'_2 \cdot 2,025 \quad (\text{momento no plano vertical na seção do pistão}) \quad (XXVI)$$

$$M'_{VR1} = 123,4 \text{ kgfcm} \quad (\text{momento no plano vertical na seção do rolamento 1})$$

$$M'_{VR2} = 0 \quad (\text{momento no plano vertical na seção do rolamento 2})$$

Após uma análise dos resultados, onde apontamos a solução mais crítica, temos:

$$M_f = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} \quad (\text{momento fletor resultante})$$

(XXVII)

$$M_t = 48,44 \text{ kgfcm (momento torsor)}$$

$$M_i = \sqrt{M_F^2 + (\alpha \cdot M_t)^2} \quad (\text{XXVIII})$$

$$\alpha = 0,447$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \cdot \bar{\sigma}_H}} \quad (\text{XXIX})$$

$$\text{onde :} \quad \bar{\sigma}_H = \frac{\sigma_R}{3 \times 1,7} = \frac{\sigma_e}{1,8 \cdot 1,8}$$

que é válida para um eixo sollicitado à flexão pulsante.

Com isso, podemos agora tabelar os resultados obtidos através das equações de (I) a (XXIX), para determinados valores do diâmetro da haste do pistão, e posteriormente executar a seleção da melhor geometria e material adequado às sollicitações que serão obtidas:

item	d_p (mm)	V' (mm ²)	V_p (mm ²)	C (mm)	x (mm)	y (mm)	R (mm)	F_n (kgf)	F_t (kgf)
1	6,0	894,8	271,9	9,6	10,8	23,8	22	791,7	86,89
2	5,0	883,8	269,8	13,7	12,9	25,9	25	549,8	76,61
3	7,0	907,4	274,3	7,0	9,5	22,5	25	1077,6	75,62
4	8,0	921,5	277,0	5,5	8,8	21,8	25	1407,4	78,94
5	8,0	921,5	277,0	5,5	8,8	21,8	20	1407,4	98,76
6	8,0	921,5	277,0	5,5	8,8	21,8	30	1407,4	65,75
7	5,0	883,8	269,8	13,7	12,9	25,9	30	549,8	63,65
8	6,0	894,8	271,9	9,6	10,8	23,8	30	791,7	63,54
9	7,0	907,4	274,3	7,0	9,5	22,5	30	1077,6	62,97
10	6,0	894,8	271,9	9,6	10,8	23,8	40	791,7	47,59

item	M (kgf.mm)	σ_f (kgf/mm ²)	F' (kgf)	P_m (kgf/mm ²)	D' (mm)	$P=F_n$ (kgf)	L (mm)
1	938,41	44,25	292,08	2,05	44	791,7	11
2	988,27	80,53	267,69	2,07	50	549,8	11
3	718,39	21,33	247,03	1,57	50	1077,6	11
4	694,67	13,82	253,48	1,45	40	1407,4	11
5	869,09	17,29	317,12	1,82	60	1407,4	11
6	578,6	11,51	211,12	1,21	60	1407,4	11
7	821,09	66,91	222,41	1,72	60	549,8	11
8	686,23	32,36	213,58	1,50	60	791,7	11
9	598,22	17,77	205,70	1,31	60	1077,6	11
10	513,97	24,24	159,97	1,12	80	791,7	11

item	p (kgf/mm)	b (mm)	σ_c (kgf/mm ²)	A_p (cm ²)	H_1 (kgf)	H_2 (kgf)	M_{Hp} (kgf.cm)
1	71,97	0,83	109,5	0,283	-489,9	-346,90	-702,47
2	49,98	0,74	85,63	0,196	-363,8	-231,70	-469,19
3	97,96	1,04	119,88	0,385	-638,6	-483,37	-978,82
4	127,95	1,19	137,00	0,503	-810,1	-640,91	-1297,84
5	127,95	1,06	153,17	0,503	-810,1	-640,91	-1297,84
6	127,95	1,30	125,07	0,503	-810,1	-640,91	-1297,84
7	49,98	0,81	78,17	0,196	-363,8	-231,70	-469,19
8	71,97	0,97	93,80	0,283	-489,9	-346,90	-702,47
9	97,96	1,14	109,43	0,385	-638,6	-483,37	-978,82
10	71,97	1,13	81,23	0,283	-489,9	-346,90	-702,47

item	M_{HR1} (kgf.cm)	M_{HR2} (kgf.cm)	V_1 (kgf)	V_2 (kgf)	M_{Vp} (kgf.cm)	M_{VR1} (kgf.cm)	M_{VR2} (kgf.cm)
1	123,4	0	-124,0	-9,98	-20,2	123,4	0
2	123,4	0	-118,7	-5,00	-10,1	123,4	0
3	123,4	0	-118,2	-4,51	-9,1	123,4	0
4	123,4	0	-119,9	-6,13	-12,4	123,4	0
5	123,4	0	-130,2	-15,65	-31,7	123,4	0
6	123,4	0	-113,0	0,16	0,3	123,4	0
7	123,4	0	-111,9	1,16	2,3	123,4	0
8	123,4	0	-111,9	1,27	2,6	123,4	0
9	123,4	0	-111,6	1,54	3,1	123,4	0
10	123,4	0	-103,6	8,92	18,1	123,4	0

item	H_1' (kgf)	H_2' (kgf)	M_{Hp}' (kgf.cm)	M_{HR1}' (kgf.cm)	M_{HR2}' (kgf.cm)	V_1' (kgf)	V_2' (kgf)
1	332,7	410,62	831,51	123,4	0	-33,6	73,40
2	206,7	294,13	595,61	123,4	0	-38,9	68,42
3	481,0	546,78	1107,23	123,4	0	-153,4	181,93
4	652,5	705,29	1428,21	123,4	0	-37,7	69,55
5	652,5	705,29	1428,21	123,4	0	-27,4	79,07
6	652,5	705,29	1428,21	123,4	0	-44,6	63,26
7	206,2	294,13	595,61	123,4	0	-45,7	62,26
8	332,7	410,62	831,51	123,4	0	-45,7	62,15
9	481,0	546,78	1107,23	123,4	0	-46,0	61,88
10	332,7	410,62	831,51	123,4	0	-54,0	54,50

item	M'_{Vp} (kgf.cm)	M'_{VR1} (kgf.cm)	M'_{VR2} (kgf.cm)	$M'_F (P)$ (kgf.cm)	$M'_i (P)$ (kgf.cm)	$d (P)$ (mm)	$\bar{\sigma}'_I (P)$ (kgf.cm ²)
1	148,6	123,4	0	718,0	718,3	28,8	866,0
2	138,6	123,4	0	489,2	489,7	33,0	449,7
3	368,4	123,4	0	1045,9	1046,1	26,2	1523,9
4	140,8	123,4	0	1305,5	1305,7	24,8	2123,0
5	160,1	123,4	0	1307,7	1307,9	24,8	2126,5
6	128,1	123,4	0	1304,1	1304,3	37,3	937,5
7	126,1	123,4	0	485,8	486,3	15,6	2000,0
8	125,9	123,4	0	713,7	714,0	35,0	582,9
9	125,3	123,4	0	986,8	987,0	40,0	616,9
10	110,4	123,4	0	711,1	711,4	40,4	435,9

item	$M'_F (R_1)$ (kgf.cm)	$M'_i (R_1)$ (kgf.cm)	$d (R_1)$ (mm)	$\bar{\sigma}'_I (R_1)$ (kgf/CM ²)	$M'_F (R_2)$ (kgf.cm)	$M'_i (R_2)$ (kgf.cm)	$d (R_2)$ (mm)	$\bar{\sigma}'_II (R_2)$ (kgf.cm)
1	174,5	175,9	20	439,8	0	21,7	25	34,7
2	174,5	175,9	25	281,4	0	21,7	30	24,1
3	174,5	175,9	25	281,4	0	21,7	30	24,1
4	174,5	175,9	25	281,4	0	21,7	30	24,1
5	174,5	175,9	20	439,8	0	21,7	25	34,7
6	174,5	175,9	30	195,4	0	21,7	35	17,7
7	174,5	175,9	30	195,4	0	21,7	35	17,7
8	174,5	175,9	30	195,4	0	21,7	35	17,7
9	174,5	175,9	30	195,4	0	21,7	35	17,7
10	174,5	175,9	30	195,4	0	21,7	40	13,6

Tab. 1 - Resultados obtidos através das equações de I a XXIX, partindo-se de um determinado diâmetro da haste do pistão.

OBS. 1 - A tabela foi dividida em vários seguimentos devido ao espaço que ela ocuparia caso fosse feita num só seguimento.

OBS. 2 - O valor da coluna "d(P)" foi obtido através da seguinte equação:

$$d(P) = \frac{D'_i}{2} - e$$

onde: D'_i = diâmetro interno do rolamento de agulhas

Isto porque, calculei a tensão apenas no diâmetro inscrito na seção excêntrica do eixo, concêntrico ao mesmo. Estando, desse modo, a favor da segurança.

Com isso, baseado nos resultados obtidos na tabela, selecionei o item de número 10, pois é o que apresenta, de um modo geral, as tensões mais baixas.

Para o eixo excêntrico seleciono o material SAE-4320 que tenha sofrido um pré-tratamento de normalização e de recozimento, para poder ser cementado, com uma profundidade de cementação de 1,2mm, aumentando o teor de carbono em 1%.

Pode parecer exagero, à primeira vista, devido às tensões obtidas, mas todo esse tratamento é causado pela prevenção do desgaste superficial provocado pelas agulhas do rolamento.

Falta-nos, ainda, para garantir que a escolha do eixo é satisfatória, a verificação à fadiga do mesmo, que será o nosso próximo passo.

- Verificação à fadiga

Iniciaremos calculando o coeficiente de segurança à torsão ($\eta_{f\tau}$), dado pela equação abaixo, pelo critério de Soderberg:

$$\eta_{f\tau} = \frac{1}{\frac{K_s \cdot \tau_a}{\sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot \tau_f} + \frac{\tau_m}{\tau_e}}$$

Mas: $\tau_a = 0$, pois τ é constante com o tempo:

$$\text{Portanto : } \eta_{f\tau} = \frac{\tau_e}{\tau_m} = \frac{\sigma_e/2}{M_t/W_t} = \frac{4000/2}{48,44/0,2 \cdot 40,4} = 334$$

Calcularemos, agora, o coeficiente de segurança à flexão ($\eta_{f\sigma}$), dado pela equação abaixo:

$$\eta_f = \frac{\eta_{f\sigma} \cdot \eta_{f\tau}}{\sqrt{\eta_{f\tau}^2 + \eta_{f\sigma}^2}}$$

Falta-nos saber quanto vale η_f , que é coeficiente global de segurança à fadiga.

Esses valores são tabelados de acordo com determinados critérios.

Para o nosso caso, onde o material é medianamente conhecidos, as condições razoavelmente conhecidas e as tensões calculadas normalmente, podemos adotar:

$$\eta_f = 2,0$$

Com isso, temos:

$$2,0 = \frac{334 \cdot \eta_{f\sigma}}{\sqrt{334^2 + \eta_{f\sigma}^2}}$$

$$4,0 \cdot (334^2 + \eta_{f\sigma}^2) = 334^2 \cdot \eta_{f\sigma}^2$$

$$4,0 \cdot 334^2 + 4 \cdot \eta_{f\sigma}^2 = 334^2 \eta_{f\sigma}^2$$

$$\eta_{f\sigma} = 4$$

Finalmente, podemos calcular σ_f , que podemos extraí-la da equação abaixo:

$$\eta_{f\sigma} = \frac{1}{\frac{K_f}{\epsilon_1 \cdot \epsilon_2} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e}} \quad (XXX)$$

onde: $K_f = 1 + (K_t - 1) \cdot q$

K_t obtendo dos gráficos de concentração de tensão de dados por H. R. Peterson em STRESS CONCENTRATION fornecido na figura 4 dos anexos.

Para entrar no gráfico preciso conhecer os seguintes valores:

$$\frac{d}{D} = \frac{30}{50} = 0,6$$

$$e: \frac{r}{d} = \frac{1,5}{30} = 0,05$$

Portanto : $K_t = 2,1$

Por outro lado, da figura 5 dos anexos, obtemos " q ", índice de sensibilidade:

$$r = 1,5$$

aço recozido e normalizado

$$q = 0,77$$

$$\text{Logo: } K_f = 1 + (2,1 - 1) \cdot 0,77 = 1,847$$

Através das figuras 6 e 7 dos anexos obtemos os dois últimos coeficientes, ξ_1 e ξ_2 :

$$\text{Para } 70 \text{ kgf/mm}^2 \text{ de } \sigma_r \text{ e retificado: } \xi_1 = 0,94$$

Para $D = 50 \text{ mm}$ e aço com tratamento térmico, temos:

$$\xi_2 = 0,83$$

Sabemos também:

$$\sigma_m = \sigma_a, \text{ pois trata-se de uma flexão pulsante.}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{M}{W} = \frac{711,4}{0,1 \times 3,0^3} = 263,5 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{e } \sigma_e = 4000 \text{ kgf/cm}^2$$

substituindo em (XXX), temos:

$$4,0 = \frac{1}{\frac{1,847}{0,94 \cdot 0,83} \cdot \frac{263,5}{\sigma_f} + \frac{263,5}{4000}}$$

$$\frac{623,7945}{\sigma_f} + 0,2635 = 1$$

$$623,7945 = 0,7365 \sigma_f$$

$$\sigma_f = 847 \text{ kgf/cm}^2$$

O que vem a confirmar a escolha do eixo. Não existindo, também, a necessidade de calcular em outras singularidades.

Quanto ao pistão, a mais crítica das tensões é a devida ao contato de sua cabeça com o rolamento de agulhas, cerca de 81,23 kgf/mm², mas que é facilmente superável, se mantermos o material empregado na bomba de 700 bar: Aço VW-3, temperatura e revenido com uma dureza final de 50 a 52 Rc.

Só nos resta, então, selecionar o rolamento de agulhas e os de esferas.

• Seleção do rolamento de agulhas.

Como já havíamos previamente definido o rolamento, quando precisávamos estimar os diâmetros do eixo e da carcaça do rolamento, já tínhamos uma boa idéia do que seriam.

Portanto, para o item escolhido (nº 10), temos:

D = 80 mm (diâmetro externo da carcaça do rolamento)
F = 50 mm (diâmetro interno do rolamento)

Para tanto escolho o rolamento de apoio:

Designação Antiga

Designação Nova

RNAST 40 - FAG

RSTO 40 DZ - FAG

Veja figura 8a e 8b dos anexos.

De onde tiramos:

D = 80 mm

F = 50 mm

r = 1 mm

$$E = 58 \text{ mm}$$

$$C = 36,5 \text{ KN}$$

$$B_a = 19,8 \text{ mm}$$

$$n_M = 3600 \text{ rpm (graxa)}$$

Para a nossa aplicação, temos:

$$P = 791,7 \text{ kgf}$$

$$C = 36,5 \text{ kN} = 3722 \text{ kgf}$$

$$\text{Portanto: } \frac{C}{P} = 4,70$$

$$e : L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}; \text{ ou : } L_f = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}$$

$$L_H = \frac{16666}{3450} (4,70)^{10/3} = 840 \text{ horas} = 50400 \text{ min}$$

Como a utilização dessa bomba é por um curto espaço de tempo, cada vez que a ligamos, pode-se considerar 30 min por dia; então temos:

$$L_H = 1680 \text{ dias} = 4,6 \text{ anos}$$

Vale a pena ressaltar que a bomba de 700 bar utiliza um rolamento INA, que só não manteve o mesmo fabricante, devido a sua rotação estar limitada em 3000 rpm, e a bomba trabalha em 3450 rpm.

- Seleção dos rolamentos de esferas.

Devido as condições de montagem, fui obrigado a colocar rolamentos com diâmetros externos, maiores ou iguais a 90 mm e diâmetros internos de 30 e 40 mm.

Os escolhidos foram:

Designação : 1) 6406 (figura 9 dos anexos)
2) 6308 (figura 10 dos anexos)

1) 6406

$$D = 90 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$B = 23 \text{ mm}$$

$$r = 2,5 \text{ mm}$$

$$C = 42,5 \text{ kN}$$

$$n_M = 8000 \text{ rpm (graxa)}$$

$$P = \sqrt{H_1^2 + v_1^2} = \sqrt{489,9^2 + 103,6^2} = 500,73 \text{ kgf}$$

$$C = 42,5 \text{ kN} = 4337 \text{ kgf}$$

$$\text{Portanto : } \frac{C}{P} = 8,66$$

$$L_H = \frac{16666}{3450} (8,66)^3 = 3137 \text{ horas} = 188220 \text{ min}$$

Seguindo o mesmo raciocínio anterior, ou seja 30 min/dia, temos:

$$L_H = 6274 \text{ dias} \approx 17 \text{ dias}$$

$$2) 6308$$

$$D = 90 \text{ mm}$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$B = 23 \text{ mm}$$

$$r = 2,5 \text{ mm}$$

$$C = 42,5 \text{ kN}$$

$$n_M = 7500 \text{ rpm (graxa)}$$

$$P = \sqrt{H_2^2 + V_2^2} = \sqrt{410,62^2 + 54,5^2} = 414,22 \text{ kgf}$$

$$C = 42,5 \text{ kN} = 4337 \text{ kgf}$$

$$\text{Portanto : } \frac{C}{P} = 10,47$$

$$L_H = \frac{16666}{3450} (10,47)^3 = 5544 \text{ horas} = 332.662 \text{ min}$$

Seguindo o mesmo raciocínio:

$$L_H = 11089 \text{ dias} = 30 \text{ anos}$$

Apesar dos rolamentos terem aumentado na sua largura em comparação com aqueles antes utilizados no cálculo do eixo, a diferença é tão pequena e as tensões também, que não vale a pena recalcular todo o eixo.

CAPÍTULO VI

DIMENSIONAMENTO DA CAMISA DO PISTÃO

Iniciaremos com o cálculo da folga existente entre o pistão e a camisa, baseado no que foi feito no início do capítulo anterior, quando pretendia-se que o vazamento fosse de 1/4 do da bomba de 700 bar.

Utilizando-se da figura 1 do capítulo V, e a equação empregada, temos:

$$Q' = \frac{\pi \cdot d \cdot h^3 \cdot (P-P')}{12 \cdot L \cdot \nu \cdot \rho}$$

onde: $d = 6,0 \text{ mm} = 0,6 \text{ cm}$

$P-P' = 2800 \text{ kgf/cm}^2$

$L = 23,8 \text{ mm} = 2,38 \text{ cm}$

$\nu = 10 \text{ cst} = 0,1 \text{ cm}^2/\text{s}$

$\rho = 0,8 \text{ g/cm}^3 = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$

$Q'' = \frac{Q'}{4} = 0,0045 \text{ L/min} = 0,075 \text{ cm}^3/\text{s}$

$$\text{Portanto : } h^3 = \frac{12 \cdot 2,38 \cdot 0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,075}{\pi \cdot 0,6 \cdot (2800-0)}$$

ou seja : $h = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ cm} = 0,0032 \text{ mm}$

$2h = 0,0064 \text{ mm}$

Com isso, só nos resta calcular a parede da camisa, cujo procedimento, que veremos a seguir, é o indicado por Raymond J. Roark no seu livro : FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN.

Na figura abaixo, temos o esquema da distribuição de forças sobre a camisa:

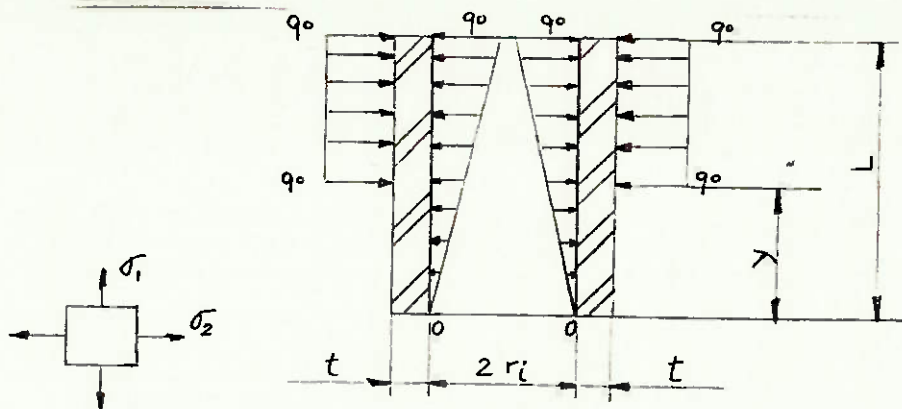


Fig. 1 - Distribuição de forças sobre a parede da camisa

onde : $r_i = 0,3 \text{ cm}$

$$r_e = r_i + t$$

$$y = 1,1 \text{ cm}$$

$$q_0 = 2800 \text{ kgf/cm}^2$$

$$L = 2,38 \text{ cm}$$

Para esse tipo de distribuição de forças, Roark só nos dá o procedimento para cilindros de parede fina, ou seja, $r/t > 10$, que não é o nosso caso. Mas, para a facilidade dos cálculos, consideraremos a camisa como um cilindro de parede fina, e corrigiremos com o fator obtido de um outro tipo de distribuição de forças, onde compara-se a diferença que se obtém quando calcula-se pelos dois métodos. Com isso, com uma boa aproximação, temos:

1) Parede fina, utilizando-se dos dados da bomba de 700

$$\text{bar : } \frac{\sigma}{q} = \frac{r_i}{t} = \frac{3,6}{3,7} = 0,97$$

2) Parede grossa, utilizando-se dos mesmos dados:

$$\frac{\sigma'}{q} = \frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2} = 1,64$$

Portanto : $\frac{\sigma'}{\sigma} = 1,69$, que será utilizado como fator de correção.

Através de Roark, sabemos que:

$$\sigma_1 = 0 + \left(-\frac{6M}{t^2} \right)$$

onde :

$$M = q \cdot \frac{(2C_3 \cdot Ca_3 - C_4 Ca_2) \cdot F_3 - (C_2 Ca_3 - C_3 Ca_2) \cdot F_4}{C_{11} \cdot 2 \cdot \lambda^2} + LT_M$$

$$C_3 = \operatorname{sen} h(\lambda L) \cdot \operatorname{sen}'(\lambda L)$$

$$Ca_3 = \operatorname{sen} h(\lambda(L-a)) \cdot \operatorname{sen}(\lambda(L-a))$$

$$C_4 = \cos h(\lambda L) \cdot \operatorname{sen}(\lambda L) - \operatorname{sen} h(\lambda L) \cdot \cos(\lambda L)$$

$$Ca_2 = \cos h(\lambda(L-a)) \cdot \operatorname{sen}(\lambda(L-a)) + \operatorname{sen} h(\lambda(L-a)) \cdot \cos(\lambda(L-a))$$

$$C_{11} = \operatorname{sen}^2 h(\lambda L) - \operatorname{sen}^2(\lambda L)$$

$$F_3 = \operatorname{sen} h(\lambda x) \cdot \operatorname{sen}(\lambda x)$$

$$F_4 = \cos h(\lambda x) \cdot \operatorname{sen}(\lambda x) - \operatorname{sen} h(\lambda x) \cdot \cos(\lambda x)$$

$$C_2 = \cos h(\lambda L) \cdot \operatorname{sen}(\lambda L) + \operatorname{sen} h(\lambda L) \cdot \cos(\lambda L)$$

$$LT_M = \frac{-q}{2 \cdot \lambda^2} \cdot Fa_3 ; \text{ onde : } Fa_3 = \operatorname{sen} h(\lambda \langle x - a \rangle) \cdot \operatorname{sen}(\lambda \langle x - a \rangle)$$

$$\text{para : } x < a : \langle x - a \rangle = 0$$

$$x > a : \langle x - a \rangle = 1$$

Finalmente, temos:

$$\sigma_2 = \nu \cdot \sigma_1 + \frac{q_0 \cdot R \cdot y}{L \cdot t}$$

Podemos, então, iniciar os cálculos, sabendo

que:

$$a = x = y = 1,1 \text{ cm}$$

$$\nu = 0,30 \text{ (p/ aço)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ (p/ aço)}$$

$$\text{isto porque : } \lambda = \left(\frac{3(1-\nu^2)}{r_i^2 \cdot t^2} \right)^{1/4} \quad \text{p/ } \lambda L > 6$$

$$D = \frac{E t^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$p / \lambda L > 6$$

$$e : R = r_i = 0,3 \text{ cm}$$

$$\text{sen h}(\Theta) = \frac{e^{\Theta} - e^{-\Theta}}{2}; \quad \text{cos h}(\Theta) = \frac{e^{\Theta} + e^{-\Theta}}{2}$$

Teremos que escolher uma espessura para a parede e entrar nesse procedimento, até achar a espessura adequada, que nos dê valores das tensões baixas.

Iniciarei com uma parede de 4 mm, pois tenho que levar em conta que a camisa precisa ser segura pelas extremidades, através de forças de compressão exercidas pelo "parafuso trava da camisa" e o ressalto da "cabeça da bomba", além do que, com essa espessura é possível alojar um anel "O" Ring para vedação.

A partir desse valor obtemos os seguintes resultados :

$$t = 0,4 \text{ cm}$$

$$D = 12308$$

$$\lambda = 3,71$$

$$a = 1,1 \text{ cm}$$

$$\lambda \cdot a = 4,081$$

$$\lambda \cdot (L-a) = 4,75$$

$$\lambda L = 8,83$$

$$\text{sen h}(\lambda a) = 29,59$$

$$\text{sen h}(\lambda (L-a)) = 57,79$$

$$\text{sen h}(\lambda L) = 3418$$

$$\text{cos h}(\lambda a) = 29,61$$

$$\text{cos h}(\lambda (L-a)) = 57,80$$

$$\text{cos h}(\lambda L) = 3418$$

$$C_3 = 524,67$$

$$Ca_3 = 4,79$$

$$C_4 = -2853$$

$$Ca_2 = 62,38$$

$$C_{11} = 11682723$$

$$F_3 = 2,11$$

$$F_4 = - 27,41$$

$$C_2 = 3902,16$$

$$L^T_M = 0$$

$$M = 0,01178$$

$$\sigma_1 = - 0,4417 \text{ (parede fina)}$$

$$\sigma_2 = 970,6 \text{ (parede fina)}$$

$$\sigma_1 = - 0,746 \text{ (parede grossa)}$$

$$\sigma_2 = 1640,3 \text{ (parede grossa)}$$

$$\phi_e = 1,4 \text{ cm}$$

Baseado nessas tensões obtidas, vejo que não é necessário assumir outro valor para a espessura da parede, pois parede mais grossa, iria diminuir esses valores, o que não é necessário, e parede mais fina, correria o risco de não conseguir alojar o anel, nem calçar a camisa no seu alojamento.

Com isso, escolho o material para a camisa, mais pelo desgaste interno, do que outro tipo de forças, o aço VC-130, visto que o pistão é VW-3.

CAPÍTULO VII

DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO TRAVA DA CAMISA

Para diminuir a tensão na rosca do parafuso, mudarei o anel " O " - Ring de posição em relação à rosca como veremos a seguir:

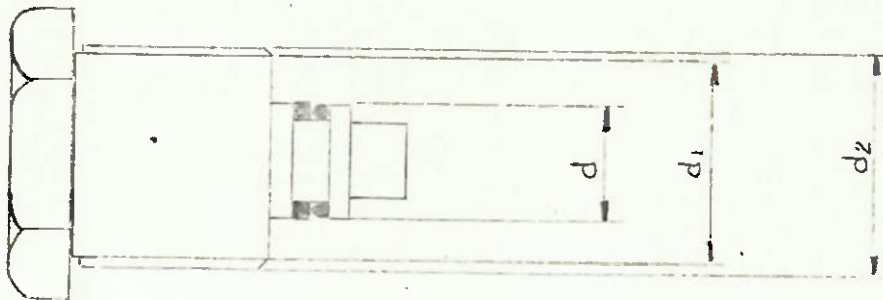


Fig. 1 - Esquema do Parafuso Trava da Camisa

O cálculo resume-se numa verificação da tensão de compressão no núcleo do parafuso, e depois um cálculo do esmagamento nos filetes, como equacionado abaixo:

$$\sigma_{\text{núcleo}} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{P \cdot d^2}{(d_1)^2}$$

$$\sigma_{\text{filete}} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot n \cdot (d_2^2 - d_1^2)} = \frac{P \cdot d^2}{n \cdot (d_2^2 - d_1^2)}$$

onde : $P = 2800 \text{ kgf/cm}^2$ (pressão)

$n = \text{n}^\circ$ de filetes

$d =$ diâmetro no qual age a pressão

$d_1 =$ diâmetro interno da rosca

$d_2 =$ diâmetro externo da rosca

Para : $d = 17 \text{ mm}$

$d_2 = 25,4 \text{ mm} = (1'' - 14 \text{ UNF} - 2A)$

Temos : $d_1 = 23,06 \text{ mm}$

passo = $1,81 \text{ mm}$

$n = 11$

$\sigma_{\text{núcleo}} = 152,21 \text{ kgf/cm}^2$

$\sigma_{\text{filete}} = 648,73 \text{ kgf/cm}^2$

Adoto, portanto, essas dimensões para o parafuso e o material : Aço - SAE-1045

BIBLIOGRAFIA

- Roark, Raymond J. & Young, Warren C. -
FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN - 5ª Ed. - Mc Graw Hill
Kogakusha Ltda - Tokyo - 1969

- Chiaverini, Vicente - AÇOS E FERROS FUNDIDOS - 5ª Ed. ABM
São Paulo - 1982

- Popov, Egor P. - INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS SÓLIDOS -
Edgar Blücher - São Paulo - 1978

- Oliveira, Nelson de Campos Gil de - ROSCAS E PARAFUSOS -
2ª Ed. - Grêmio Politécnico - São Paulo - 1980

- Thibaut, R. - AUTOMATISMOS PNEUMÁTICOS E HIDRÁULICOS -
Livros Técnicos e Científicos - Rio de Janeiro - 1979

- Timoshenko, Stephen P. - RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS - Vol II
Artes Gráficas Gomes de Souza S.A. - São Paulo - 1966

- Dobrovolsk, V. - MACHINE ELEMENTS - MIR - Moscou - 1970

- Niemann, G. - MASCHINELEMENTS - Springer - Verlag -
Berlim - 1960

- Zampese, Boris - DIMENSIONAMENTO - Grêmio Politécnico -
São Paulo - 1983

- Madureira, Omar Moore de - INTRODUÇÃO AO MECANISMO DE
CAMOS - Grêmio Politécnico - 1983

- Parker - CATÁLOGO DE ANÉIS " O - RING "

- Metalac - CATÁLOGO DE PARAFUSOS COM SEXTAVADO INTERNO -
(Allen)

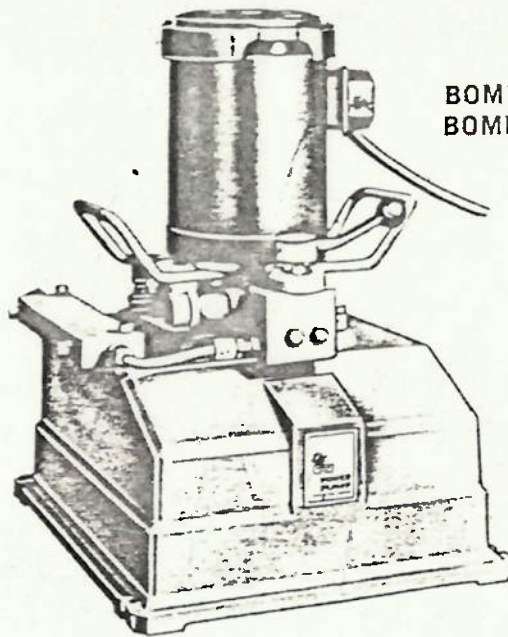
- FAG - CATÁLOGO DE ROLAMENTOS

- INA - CATÁLOGO DE ROLAMENTOS

ANEXOS

DIFASA

CONJUNTOS HIDRÁULICOS MOTORIZADOS PORTÁTEIS.



BOMBAS MOTORIZADAS "RE-MO-TROL" BOMBAS DE ACIONAMENTO ELÉTRICO

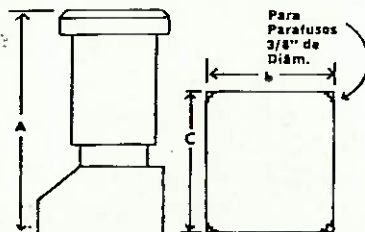
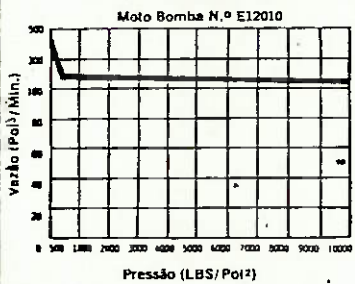
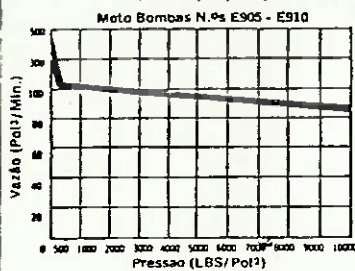
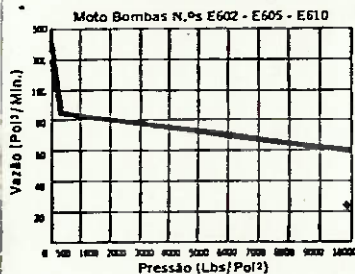
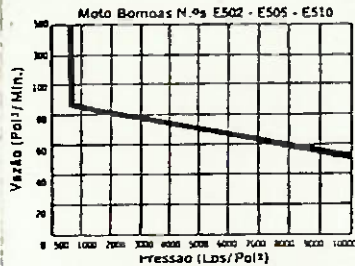
UNIDADE DE FÓRÇA

Motor elétrico de 220/380 ou 440/760 V, 60 Hz, trifásico.

Os motores trifásicos são equipados com botoeira de montagem externa. Os motores são de tipo totalmente fechados, com ventilação forçada, excedendo sempre às normas vigentes em qualquer condição de serviço. Os motores trifásicos são de tipo aberto, com ventilação forçada. Podem ser fornecidos com motores especiais, para operar em qualquer condição.

UNIDADE DE BOMBEAMENTO

Duas velocidades. O sistema de baixa pressão e alta vazão, permite uma velocidade maior do êmbolo, o que economiza tempo, permitindo rápido acerto na elevação do mesmo, até a altura da carga e elevação desta, enquanto a pressão não ultrapassa a 100 PSI. Quando isto acontece, automaticamente o sistema se modifica para alta pressão e baixa vazão. Pode-se dar a partida mesmo com carga. A válvula de segurança é regulada na fábrica para pressões internas até 10.000 PSI.



Modelo N.º	N.º de Ordem	HP	HERTZ	Unidades de Força	
				Volts	RPM
E 502	13555	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 505	13560	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 510	13565	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 602	13570	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 605	13575	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 610	13580	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 905	13585	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 910	13590	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450
E 12010	13595	3	60	Trifásico 220/380 ou 440/760	3450

Modelo N.º	N.º de Ordem	Vazão Pol³/Min.		Capacid. do Reservat. em Galões	Vol. de óleo Utilizado Pol.³	Dimensão (A) Altura	Dimensão da Base (B) (C)	Peso Lbs
		100 LBS Pol²	10.000 LBS. Pol²					
E502	13555	600	55	2	462	19½	14x12	107
E505	13560	600	55	5	1155	21½	18x14	122
E510	13565	600	55	10	2310	23½	18x15	147
E602	13570	300	60	2	462	20½	14x12	110
E605	13575	300	60	5	1155	22½	18x14	125
E610	13580	300	60	10	2310	24½	18x15	150
E905	13585	300	90	5	1155	23½	18x14	135
E910	13590	300	90	10	2310	25½	18x15	155
E12010	13595	300	120	10	2310	25½	18x15	160

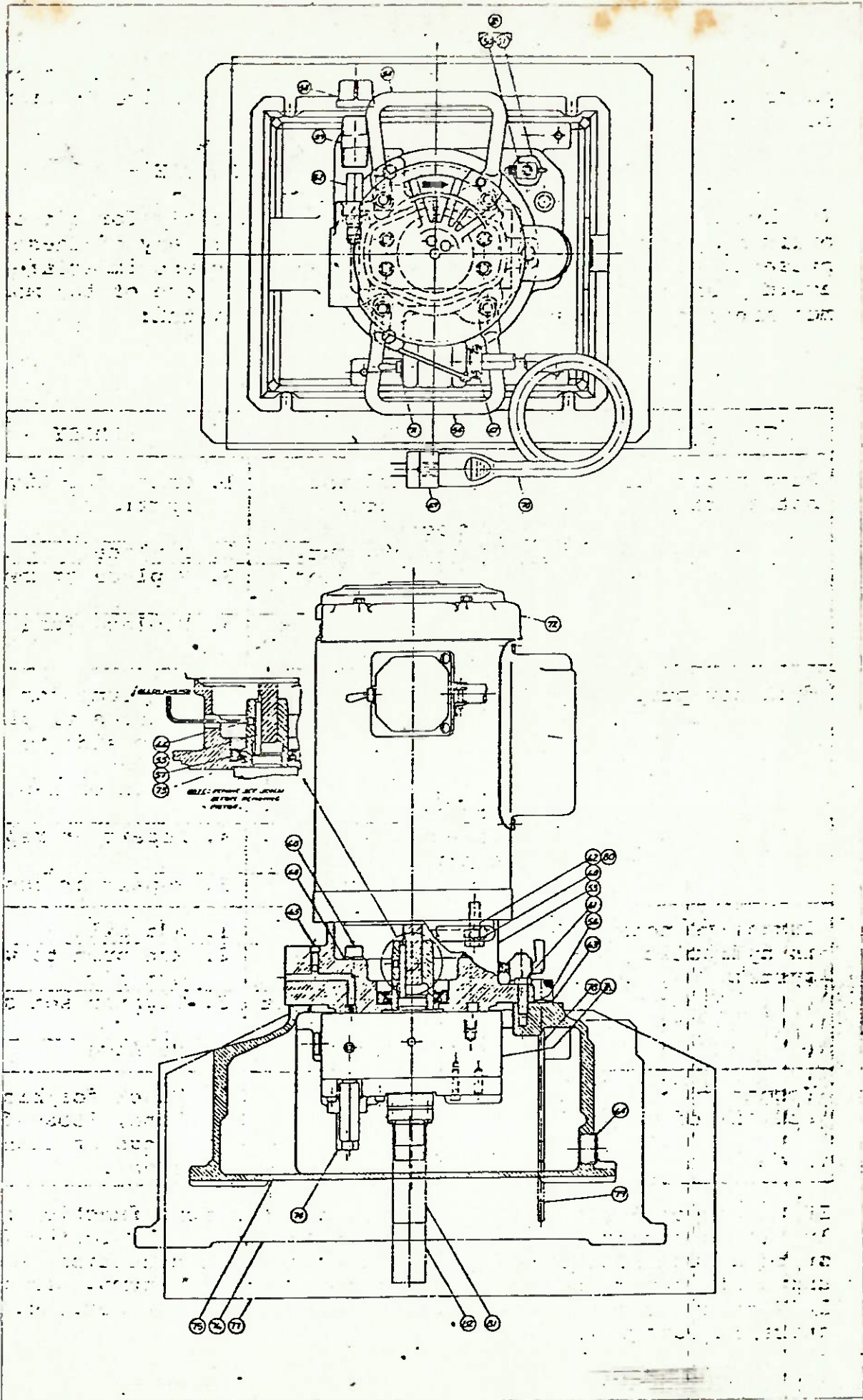


Figura: 1 (cont.)

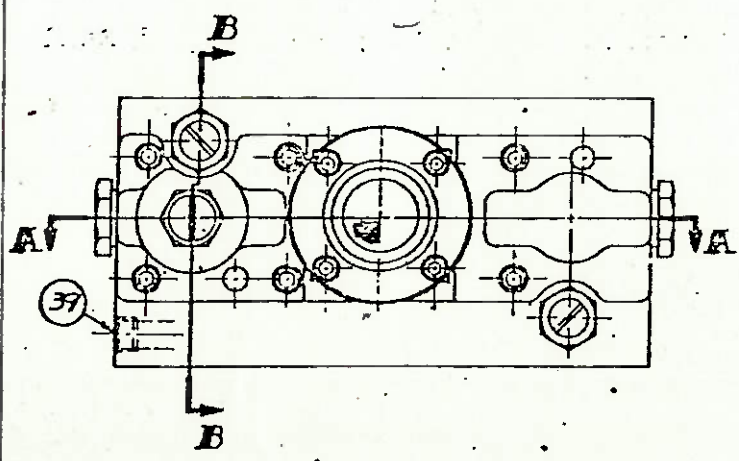
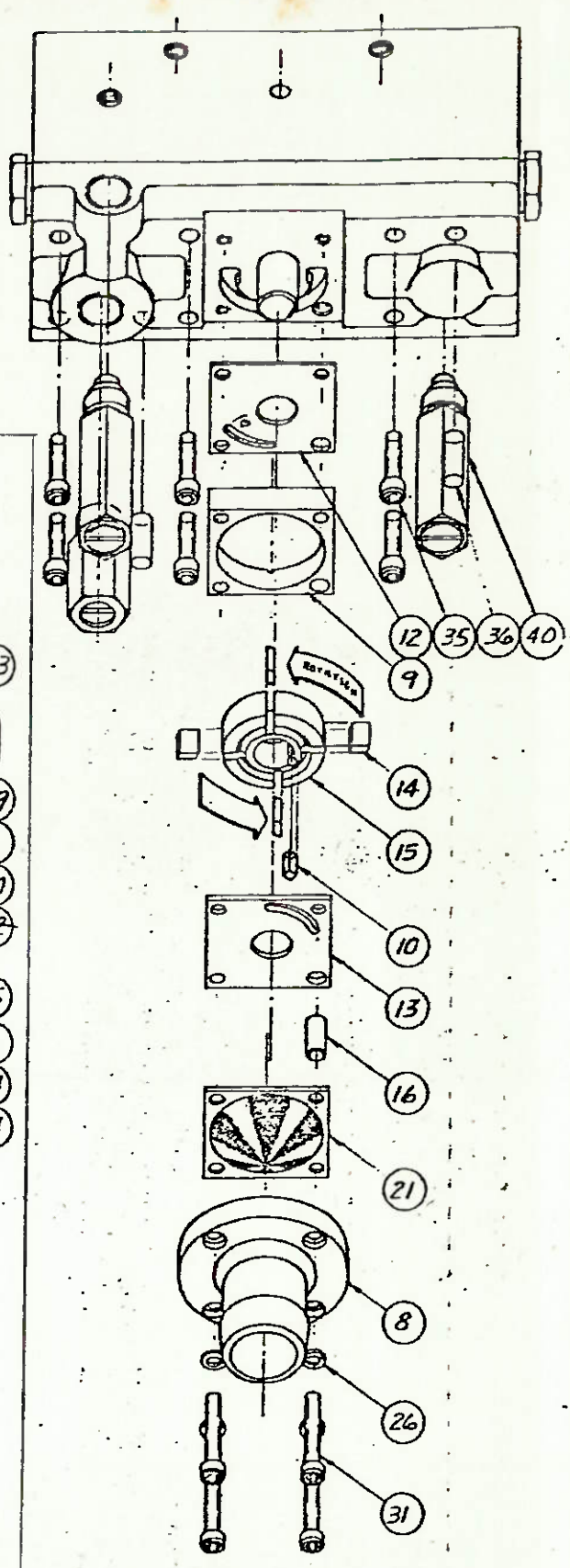
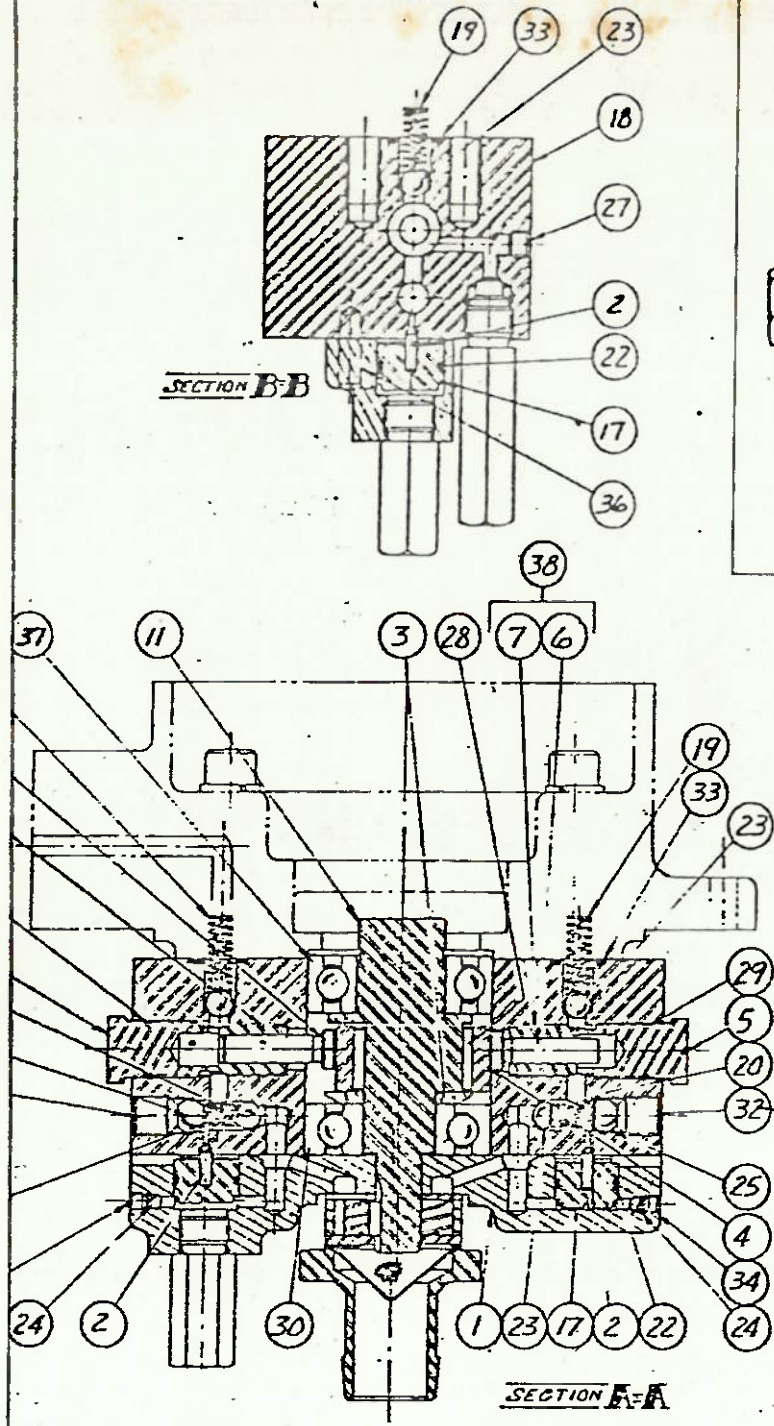


Figura:2

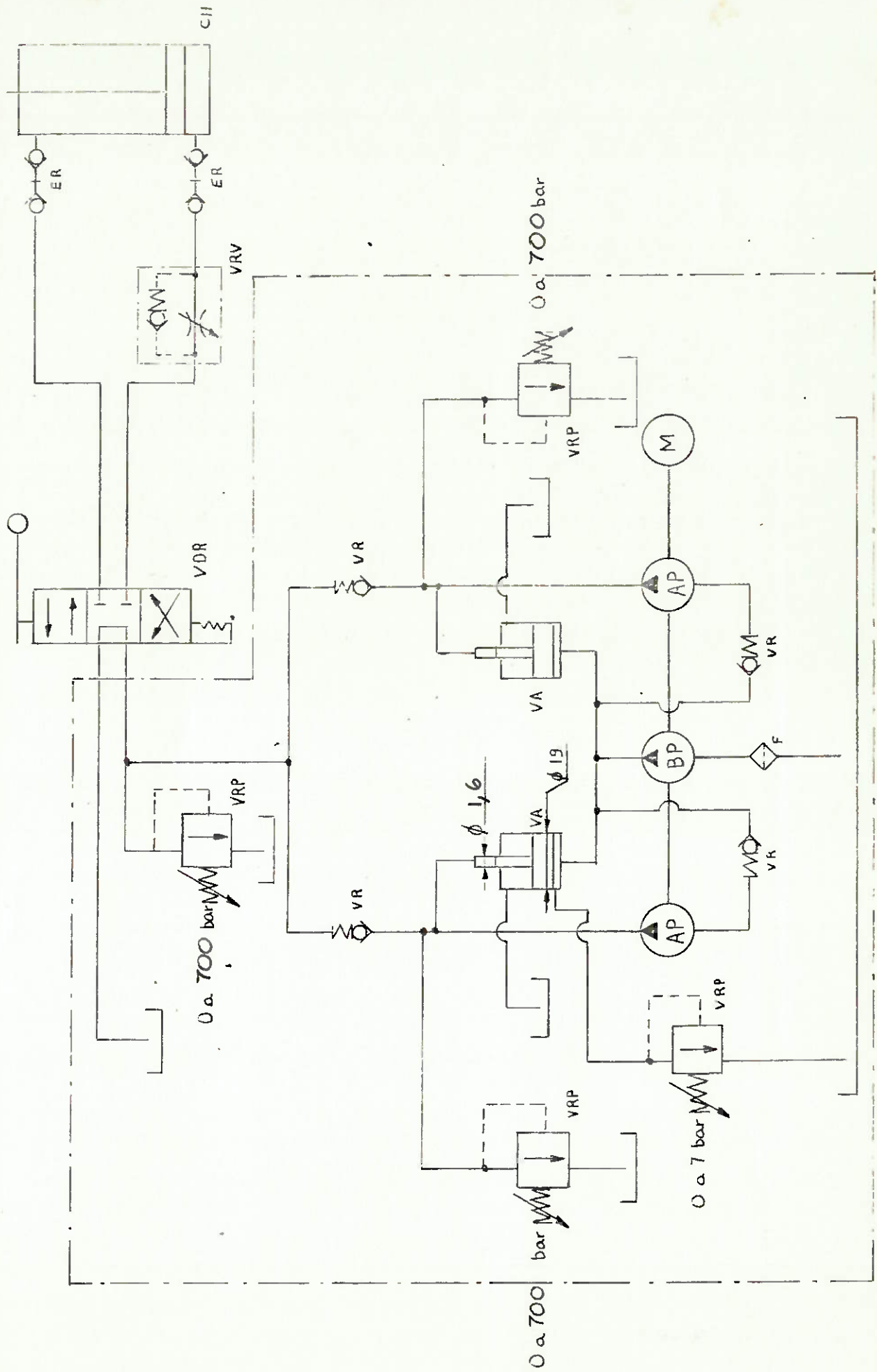


Figura: 3a

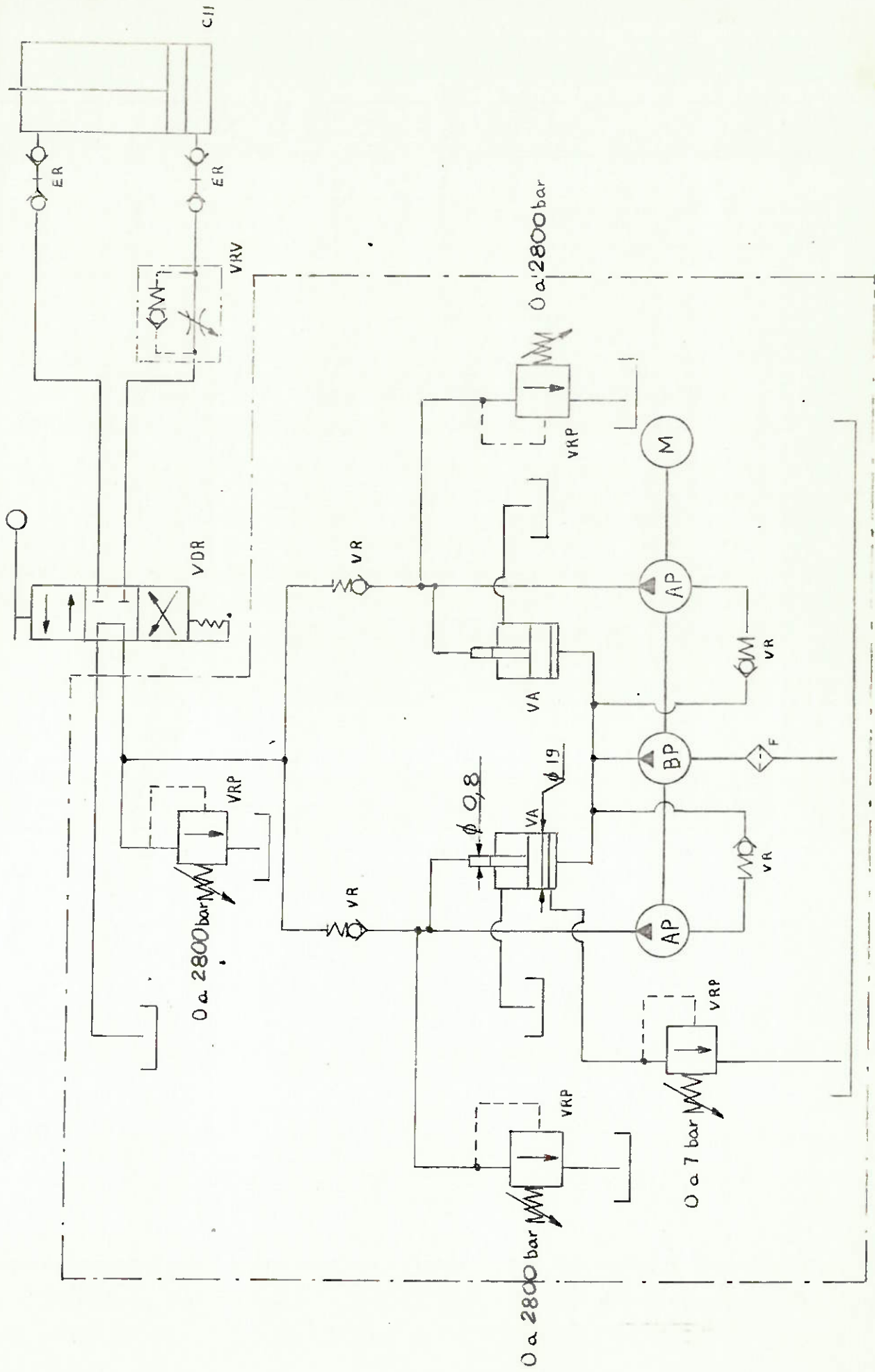
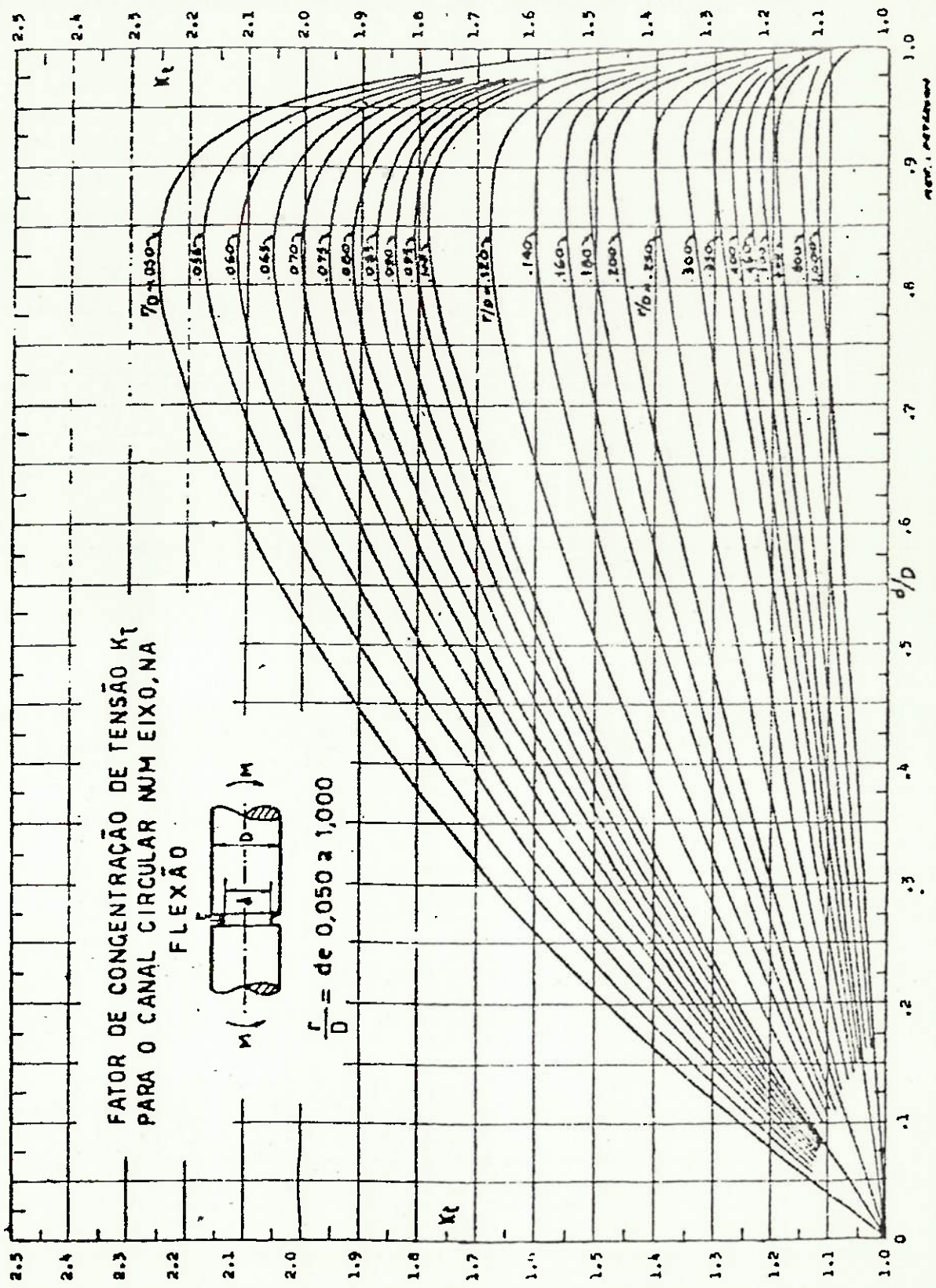
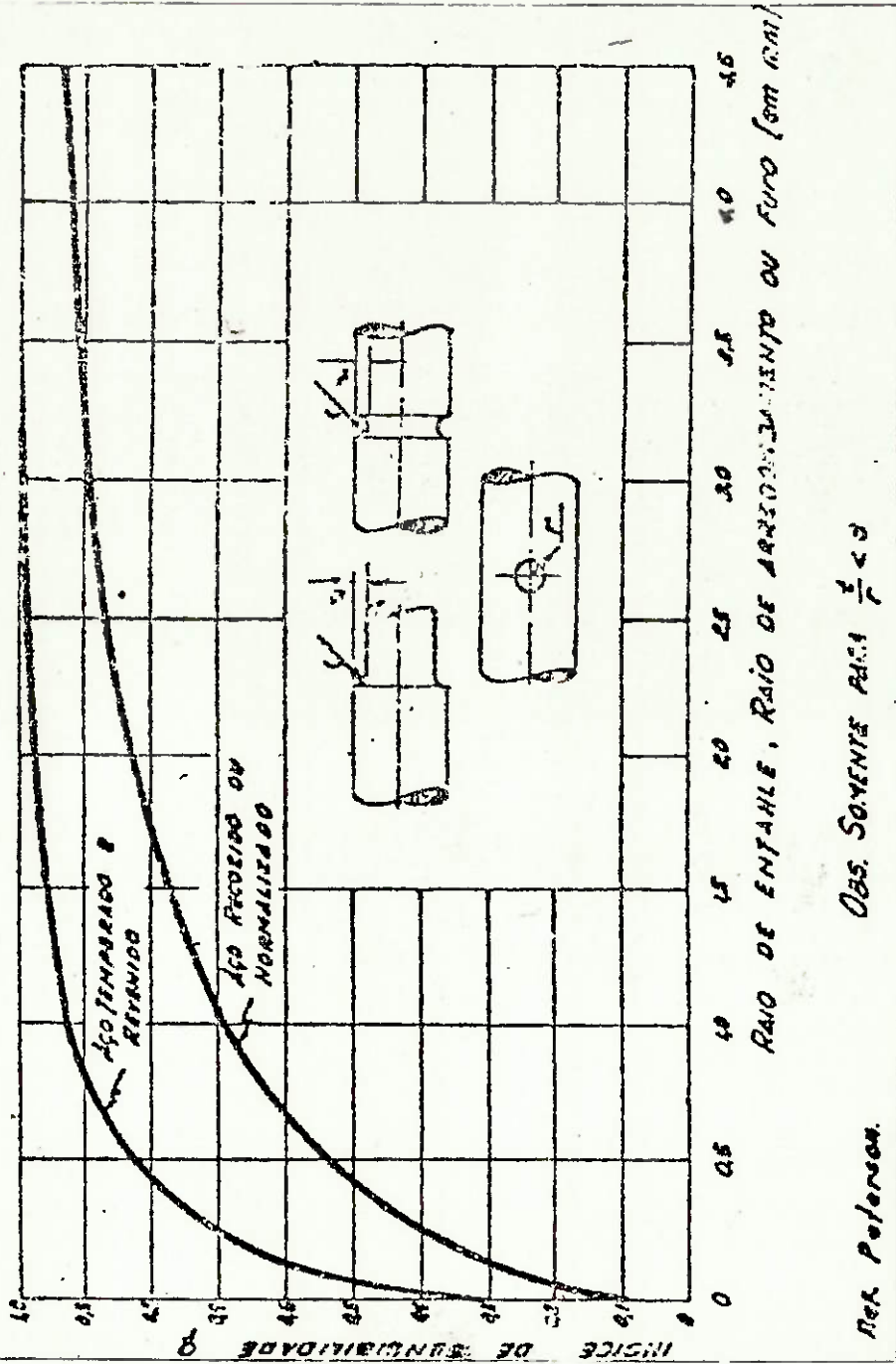


Figura : 3 b



5 DIM

Figura: 4



OBS. SOMENTE PARA $\frac{r}{r_0} < 0.9$

Det. Peterson.

Figura: 5

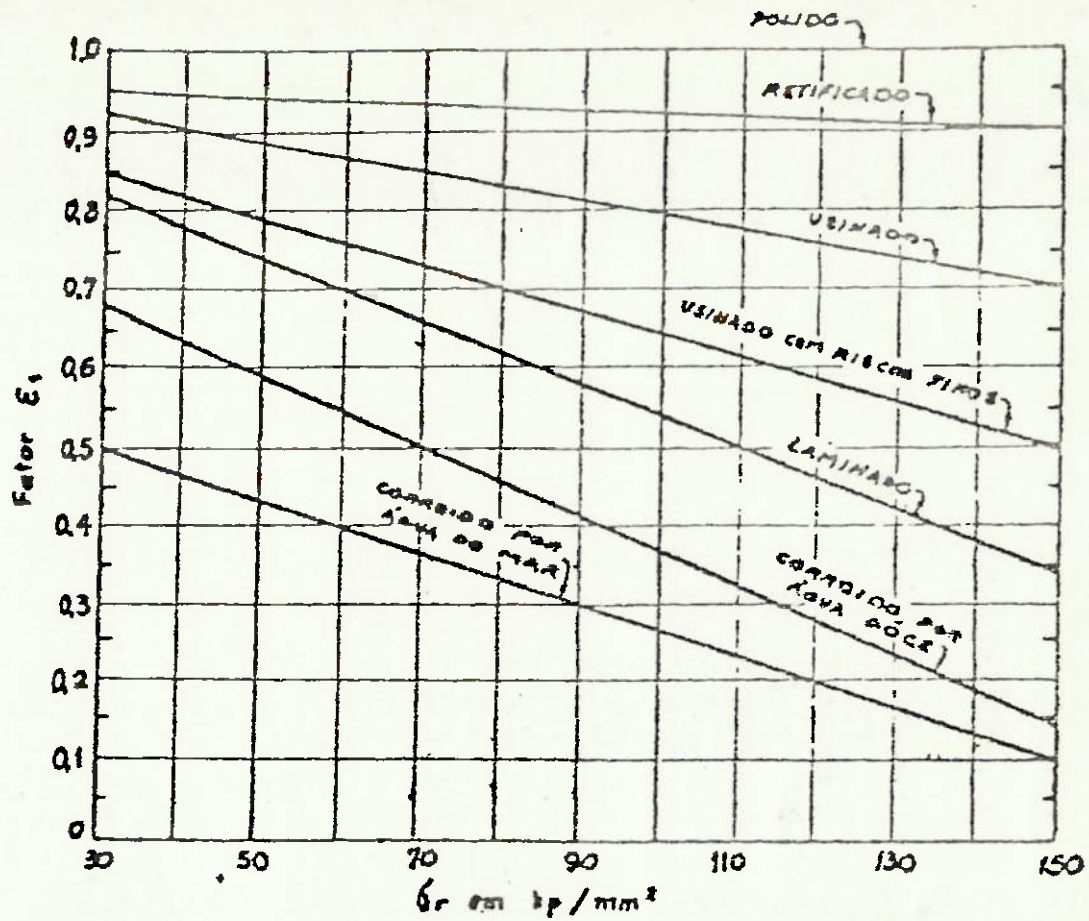
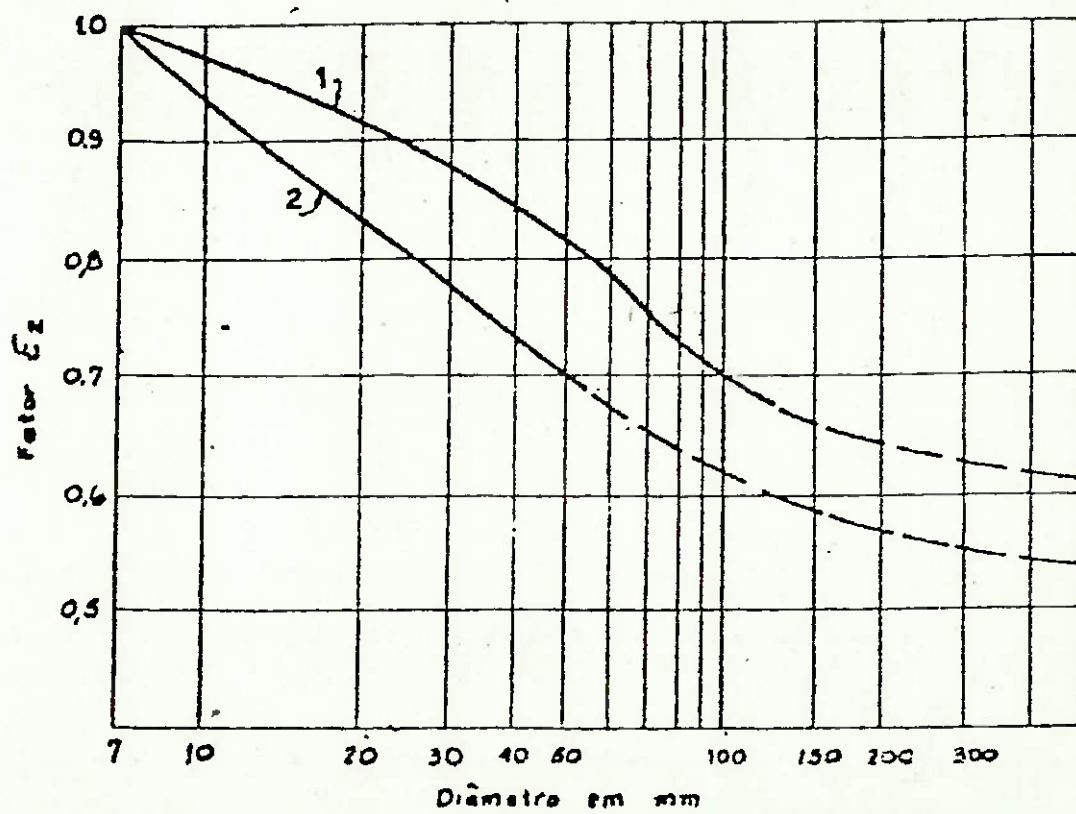


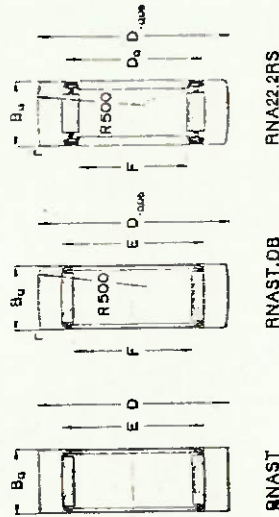
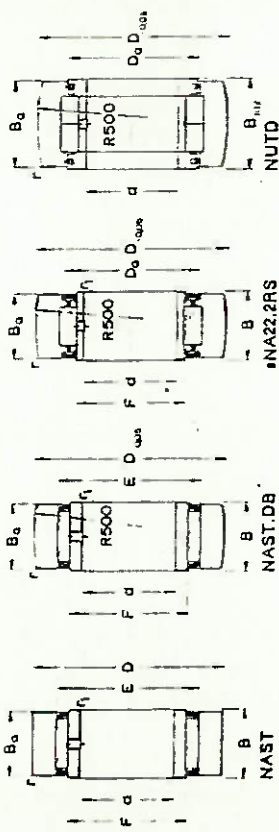
Figura:6



- 1) AÇO COM TRATAMENTO TÉRMICO
- 2) AÇO SEM TRATAMENTO TÉRMICO

Figura:7

Rodillos de apoyo FAG



Eje	Dimensiones										Capacidades de carga estál.			Carga máxima radial	Núm. límite de revoluciones	Denominación abreviada	Peso
	d	D	B	B ₀	r	r ₁	F	E	D ₀	D ₀	C	X	C ₀				
	mm										KN	KN	KN	min ⁻¹	FAG	kg	
48	80	22,8	2	48	58						38	1,4	31	2	RNA2208.2RS	0,515	
	80	22,8	2	48	58						38	1,4	31	2	RNA2208.2RS.DZ	0,515	
50	80	19,8	1	50	58						33,5	1,5	36,5	2,2	RNAST40	0,43	
	80	19,8	1	50	58						33,5	1,5	36,5	2,2	RNAST40DB	0,43	
	50	20	1,5	60	68						38	1,6	41,5	2,5	NAST50	0,65	
	50	20	1,5	60	68						38	1,6	41,5	2,5	NAST50DB	0,65	
	50	23	2,1	58	68						39	1,5	35,5	2,3	NA2210.2RS	0,712	
	50	23	2,1	58	68						39	1,5	35,5	2,3	NA2210.2RS.DZ	0,712	
52	90	32	2	65	65						90	1,6	85	2,4	NUTD50	0,988	
	90	32	2	65	65						90	1,6	85	2,4	NUTD50DZ	0,988	
	50	110	32	80	65						80	1,3	85	1,8	NUTD50110	1,73	
	50	110	32	80	65						80	1,3	85	1,8	NUTD50110DZ	1,73	
	85	22,8	2	52	62						36,5	1,4	32	2	RNA2209.2RS	0,585	
	85	22,8	2	52	62					36,5	1,4	32	2	RNA2209.2RS.DZ	0,585		
55	85	19,8	1	55	55						34,5	1,6	39	2,3	RNAST45	0,447	
	85	19,8	1	55	55						34,5	1,6	39	2,3	RNAST45DB	0,447	
58	90	22,8	2	58	68						38	1,5	35,5	2,3	RNA2210.2RS	0,59	
	90	22,8	2	58	68						38	1,5	35,5	2,3	RNA2210.2RS.DZ	0,59	
60	90	19,8	1	60	60						36	1,6	41,5	2,5	RNAST50	0,485	
	90	19,8	1	60	60						36	1,6	41,5	2,5	RNAST50DB	0,485	

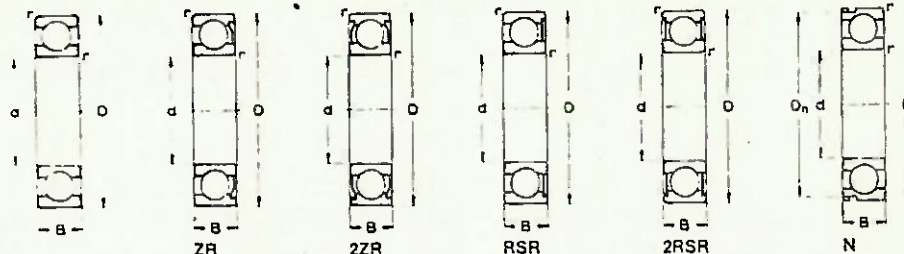
Figura: 8a

Rolos de apoio FAG

Eixo Ø mm	Designação antigo FAG	Designação novo FAG	Capacidade de carga		Eixo Ø mm	Designação antigo FAG	Designação novo FAG	Capacidade de carga	
			din. C kN	estat. C ₀ C.				din. C kN	estat. C ₀ C.
30	NUTD25	NUTR25	43	58,5	42	RNAST35	RSTO35DZ	32	54
	NUTD25DZ	NUTR25DZ	43	58,5		RNAST35DB	RSTO35	32	54
	NUTD2562	NUTR2562	43	58,5		RNA2207.2RS	RNA2207.2RS	36,5	50
	NUTD2562DZ	NUTR2562DZ	43	58,5		RNA2207.2RS.DZ	RNA2207.2RS.DZ	36,5	50
	RNAST25	RSTO25DZ	21,2	31,5	45	NAST45	STO45DZ	38	75
	RNAST25DB	RSTO25	21,2	31,5		NAST45DB	STO45	38	75
	RNA2205.2RS	RNA2205.2RS	21,6	23,6		NA2209.2RS	NA2209.2RS	40	58,5
	RNA2205.2RS.DZ	RNA2205.2RS.DZ	21,6	23,6		NA2209.2RS.DZ	NA2209.2RS.DZ	40	58,5
	NAST30	STO30DZ	31,5	52	NAST45ZZ	STO45ZZ	38	75	
	NAST30DB	STO30	31,5	52	NAST45ZZ.DZ	STO45ZZ.DZ	38	75	
	NA2206.2RS	NA2206.2RS	29	32	NUTD45	NUTR45	93	137	
	NA2206.2RS.DZ	NA2206.2RS.DZ	29	32	NUTD45DZ	NUTR45DZ	93	137	
NAST30ZZ	STO30ZZ	31,5	52	NUTD45100	NUTR45100	93	137		
NAST30ZZ.DZ	STO30ZZ.DZ	31,5	52	NUTD45100DZ	NUTR45100DZ	93	137		
NUTD30	NUTR30	60	78	48	RNA2208.2RS	RNA2208.2RS	40	57	
NUTD30DZ	NUTR30DZ	60	78		RNA2208.2RS.DZ	RNA2208.2RS.DZ	40	57	
NUTD3072°	NUTR3072	60	78						
NUTD3072DZ	NUTR3072DZ	60	78						
35	RNA2206.2RS	RNA2206.2RS	29	32	50	RNAST40	RSTO40DZ	36,5	68
	RNA2206.2RS.DZ	RNA2206.2RS.DZ	29	32		RNAST40DB	RSTO40	36,5	68
	NAST35	STO35DZ	32	54		NAST50	STO50DZ	40	80
	NAST35DB	STO35	32	54		NAST50DB	STO50	40	80
	NA2207.2RS	NA2207.2RS	36,5	50	NA2210.2RS	NA2210.2RS	42,5	65,5	
	NA2207.2RS.DZ	NA2207.2RS.DZ	36,5	50	NA2210.2RS.DZ	NA2210.2RS.DZ	42,5	65,5	
	NAST35ZZ	STO35ZZ	32	54	NUTD50	NUTR50	98	150	
	NAST35ZZ.DZ	STO35ZZ.DZ	32	54	NUTD50DZ	NUTR50DZ	98	150	
	NUTD35	NUTR35	65,5	91,5	NUTD50110	NUTR50110	98	150	
	NUTD35DZ	NUTR35DZ	65,5	91,5	NUTD50110DZ	NUTR50110DZ	98	150	
	NUTD3580	NUTR3580	65,5	91,5	52	RNA2209.2RS	RNA2209.2RS	40	58,5
	NUTD3580DZ	NUTR3580DZ	65,5	91,5		RNA2209.2RS.DZ	RNA2209.2RS.DZ	40	58,5
38	RNAST30	RSTO30DZ	31,5	52	55	RNAST45	RSTO45DZ	38	75
	RNAST30DB	RSTO30	31,5	52		RNAST45DB	RSTO45	38	75
40	NAST40	STO40DZ	36,5	68	58	RNA2210.2RS	RNA2210.2RS	42,5	65,5
	NAST40DB	STO40	36,5	68		RNA2210.2RS.DZ	RNA2210.2RS.DZ	42,5	65,5
	NA2208.2RS	NA2208.2RS	40	57	60	RNAST50	RSTO50DZ	40	80
	NA2208.2RS.DZ	NA2208.2RS.DZ	40	57		RNAST50DB	RSTO50	40	80
	NAST40ZZ	STO40ZZ	36,5	68					
	NAST40ZZ.DZ	STO40ZZ.DZ	36,5	68					
	NUTD40	NUTR40	88	125					
	NUTD40DZ	NUTR40DZ	88	125					
	NUTD4090	NUTR4090	88	125					
	NUTD4090DZ	NUTR4090DZ	88	125					

Rodamientos FAG rígidos de bolas

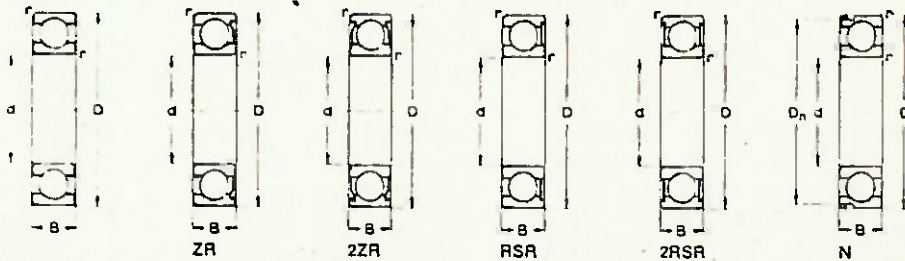
con una hilera



Eje	Dimensiones								Cap. carga		Núm. límite de revoluciones		Denominación abreviada		Peso ≈ kg
	d	D	B	r	D _n	a	b	r ₀	din. C	estát. C ₀	Grasa	Acete	Rodamiento	Anillo elást.	
	mm								kN		min ⁻¹		FAG		
30	55	13	1,5						9,8	6,55	13000		6006.2ZR.G		0,120
	55	13	1,5						9,8	6,55	8000		6006RSR		0,128
	55	13	1,5						9,8	6,55	8000		6006.2RSR		0,128
	55	13	1,5		52,6	2,06	1,35	0,4	9,8	6,55	13000	16000	6006N	SP55	0,128
30	55	13	1,5	52,6	2,06	1,35	0,4	9,8	6,55	13000		6006ZRN	SP55	0,128	
30	62	16	1,5						15	10	11000	14000	6206		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000	14000	6206.C3		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000	14000	6206.G		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000	14000	6206.TB.P63		0,215
30	62	16	1,5						15	10			6206Z52JN.790191		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206ZR		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206ZR.C3		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206ZR.G		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206ZR.C3G		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206.2ZR		0,215
30	62	16	1,5						15	10	11000		6206.2ZR.G		0,215
30	62	16	1,5						15	10	7500		6206RSR		0,215
30	62	16	1,5						15	10	7500		6206.2RSR		0,215
30	62	16	1,5						15	10	7500		6206.2RSR.C3		0,215
30	62	16	1,5						15	10	7500		6206.2RSR.G		0,215
30	62	16	1,5	59,61	3,28	1,9	0,6		15	10	11000	14000	6206N	SP62	0,215
30	62	16	1,5	59,61	3,28	1,9	0,6		15	10	11000		6206ZRN	SP62	0,215
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306.C3		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306.G		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306.C3G		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306.TB.P63		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500	12000	6306M.P6		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500		6306ZR		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500		6306ZR.C3		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500		6306ZR.G		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500		6306.2ZR		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	9500		6306.2ZR.G		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	6300		6306RSR		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	6300		6306RSR.G		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	6300		6306.2RSR		0,373
30	72	19	2						22,4	15,3	6300		6306.2RSR.G		0,373
30	72	19	2	68,81	3,28	1,9	0,6		22,4	15,3	9500	12000	6306N	SP72	0,373
30	72	19	2	68,81	3,28	1,9	0,6		22,4	15,3	9500		6306ZRN	SP72	0,373
30	90	23	2,5						32,5	23,2	8000	9500	6406		0,782
35	47	7	0,5						3,65	2,85	14000	17000	61807		0,031
	62	9	0,5						9,5	6,95	11000	14000	16007		0,11
	62	9	0,5						9,5	6,95	11000	14000	16007.C3		0,11
	62	14	1,5						12,5	8,65	11000	14000	6007		0,167
	62	14	1,5						12,5	8,65	11000	14000	6007.C3		0,167

Rodamientos FAG rígidos de bolas

con una hilera



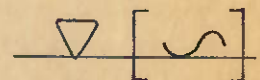
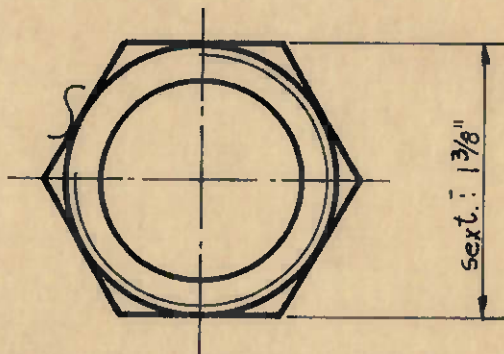
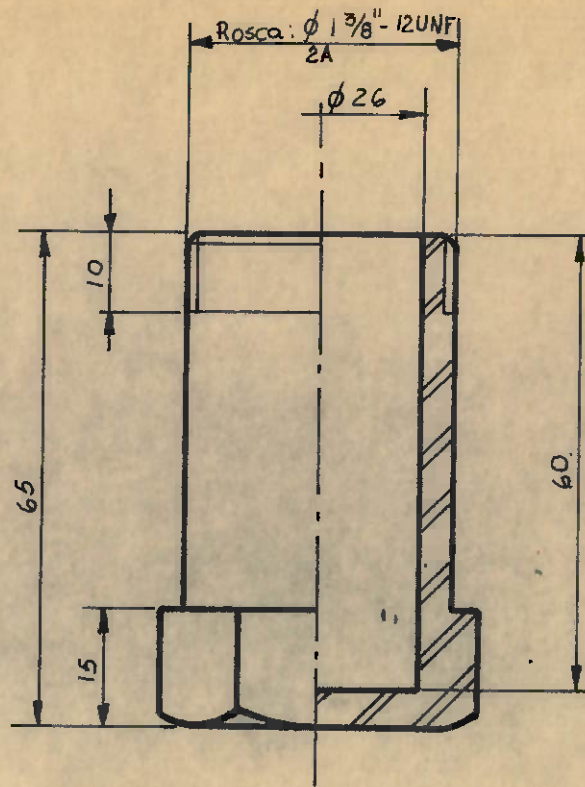
Eje	Dimensiones								Cap. carga		Núm. límite de revoluciones		Denominación abreviada		Peso ≈ kg
	d	D	B	r	D _n	a	b	r ₀	dín. C	estát. C ₀	Grasa	Acetle	Rodamiento	Anillo elást.	
	mm								kN		min ⁻¹		FAG		
40	40	52	7	0,5					4,15	3,6	13000	16000	61808		0,035
	40	68	9	0,5					10,2	8	10000	13000	16008		0,13
	40	68	9	0,5					10,2	8	10000	13000	16008.C3		0,13
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000	13000	6008		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000	13000	6008.C3		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000	13000	6008.G		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000	13000	6008TB.P63		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000		6008ZR		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	10000		6008.2ZR		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	6300		6008RSR		0,213
	40	68	15	1,5					13,2	9,5	6300		6008.2RSR		0,213
	40	68	15	1,5	64,82	2,49	1,9	0,6	13,2	9,5	10000	13000	6008N	SP68	0,213
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500	10000	6208		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500	10000	6208.C3		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500	10000	6208.G		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500	10000	6208TB.P63		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208Z52.790191		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208ZR		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208ZR.C3		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208ZR.G		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208.2ZR		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	8500		6208.2ZR.G		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	5600		6208RSR		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	5600		6208.2RSR		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	5600		6208.2RSR.C3		0,402
	40	80	18	2					22,4	15,6	5600		6208.2RSR.G		0,402
	40	80	18	2	76,81	3,28	1,9	0,6	22,4	15,6	8500	10000	6208N	SP80	0,402
	40	80	18	2	76,81	3,28	1,9	0,6	22,4	15,6	8500		6208RN	SP80	0,402
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308.C3		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308.G		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308.C3G		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308TB.P63		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500	9000	6308M.P6		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308Z52.790191		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308ZR		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308ZR.C3		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308ZR.G		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308ZR.C3G		0,685
	40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308.2ZR		0,685
40	90	23	2,5					32,5	23,6	7500		6308.2ZR.G		0,685	
40	90	23	2,5					32,5	23,6	5000		6308RSR		0,685	
40	90	23	2,5					32,5	23,6	5000		6308RSR.G		0,685	
40	90	23	2,5					32,5	23,6	5000		6308.2RSR		0,685	
40	90	23	2,5					32,5	23,6	5000		6308.2RSR.G		0,685	

Rolamentos FAG fixos de esferas
uma carreira

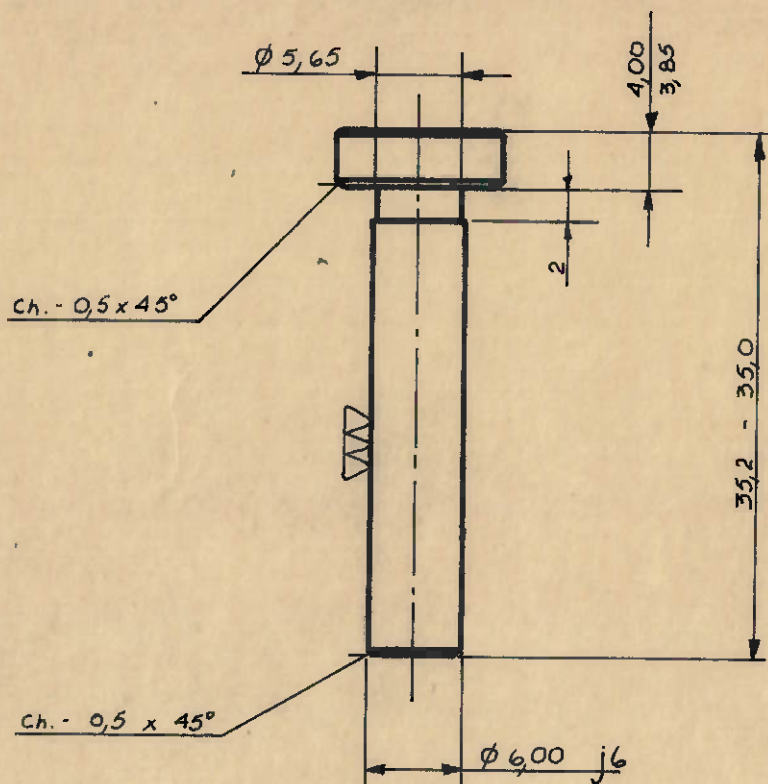
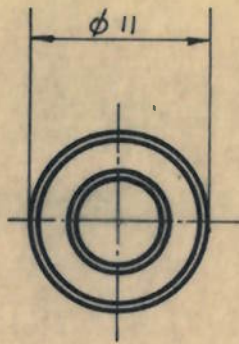
Eixo Ø mm	Designação FAG	Capacidade de carga		Eixo Ø mm	Designação FAG	Capacidade de carga		Eixo Ø mm	Designação FAG	Capacidade de carga															
		din. C kN	estat. C ₀			din. C kN	estat. C ₀			din. C kN	estat. C ₀														
30	6305.2ZR.G	22,4	10	35	6306N	29	14	45	6008.G	17	10,2														
	6305RSR	22,4	10		6306ZRN	29	14		6008TB.P63	17	10,2														
	6305.2RSR	22,4	10		6406	42,5	20		6008ZR	17	10,2														
	6305.2RSR.G	22,4	10		61807	6007	16,3		9	6008.2RSR	17	10,2													
	6305N	22,4	10							6007.C3	12,2	7,65	6008N	17	10,2										
	6305ZRN	22,4	10							6007	12,2	7,65	6208	29	15,6										
	6405	36	18,6							6007.C3	16,3	9	6208.C3	29	15,6										
	61806	4,15	2,9							6007.G	16,3	9	6208.G	29	15,6										
	16006	11,2	6,4							6007.ZR	16,3	9	6208TB.P63	29	15,6										
	16006.C3	11,2	6,4							6007TB.P63	16,3	9				6208Z52.790191	29	15,6							
	6006	12,7	6,95							6007ZR	16,3	9	6208ZR	29	15,6										
	6006.C3	12,7	6,95							6007.2ZR	16,3	9	6208ZR.C3	29	15,6										
	6006.G	12,7	6,95							6007RSR	16,3	9	6208ZR.G	29	15,6										
	6006TB.P63	12,7	6,95		6007.2RSR	16,3	9		6208.2ZR	29	15,6														
	6006ZR	12,7	6,95		6007N	16,3	9					6208.2ZR.G	29	15,6											
	6006ZR.G	12,7	6,95		6207	25,5	13,2		6208RSR	29	15,6														
	6006.2ZR	12,7	6,95		6207.C3	25,5	13,2		6208.2RSR	29	15,6														
	6006.2ZR.G	12,7	6,95		6207.G	25,5	13,2		6208.2RSR.C3	29	15,6														
	6006RSR	12,7	6,95		6207TB.P63	25,5	13,2		6208.2RSR.G	29	15,6														
	6006.2RSR	12,7	6,95		6207Z52.790191	25,5	13,2					6208N	29	15,6											
	6006N	12,7	6,95		6207ZR	25,5	13,2		6208ZRN	29	15,6														
	6006ZRN	12,7	6,95		6207ZR.C3	25,5	13,2		6308	42,5	21,6														
	30	6206	19,3		9,8	6207ZR.G	25,5		13,2	6308.C3	42,5	21,6	6308.G	42,5	21,6										
																6206.C3	19,3	9,8	6207.2ZR	25,5	13,2	6308.C3G	42,5	21,6	
																6206.G	19,3	9,8	6207.2ZR.G	25,5	13,2	6308TB.P63	42,5	21,6	
																6206TB.P63	19,3	9,8	6207RSR	25,5	13,2	6308M.P6	42,5	21,6	
																6206Z52.JN.790191	19,3	9,8	6207.2RSR	25,5	13,2	6308Z52.790191	42,5	21,6	
																6206ZR	19,3	9,8	6207.2RSR.C3	25,5	13,2	6308ZR	42,5	21,6	
																6206ZR.C3	19,3	9,8	6207.2RSR.G	25,5	13,2				6308ZR.C3
																6206ZR.C3G	19,3	9,8	6207N	25,5	13,2	6308ZR.G	42,5	21,6	
																6206.2ZR	19,3	9,8	6207ZRN	25,5	13,2	6308ZR.C3G	42,5	21,6	
																6206.2ZR.G	19,3	9,8	6307	33,5	16,6	6308.2ZR	42,5	21,6	
	6206RSR	19,3	9,8		6307.C3	33,5	16,6		6308.2ZR.G	42,5	21,6														
	6206.2RSR	19,3	9,8		6307.G	33,5	16,6					6308RSR	42,5	21,6											
	6206.2RSR	19,3	9,8		6307.C3G	33,5	16,6		6308RSR.G	42,5	21,6														
	6206.2RSR.C3	19,3	9,8		6307TB.P63	33,5	16,6		6308.2RSR	42,5	21,6														
	6206.2RSR.G	19,3	9,8		6307M.P6	33,5	16,6		6308.2RSR.G	42,5	21,6														
	30	6208N	19,3		9,8	6307ZR	33,5		16,6	6308.2ZR	42,5	21,6	6308N	42,5	21,6										
																6208ZRN	19,3	9,8	6307ZR.C3	33,5	16,6	6308ZRN	42,5	21,6	
																6306	29	14	6307ZR.G	33,5	16,6	6408	63	31,5	
6306.C3				29				14								6307.2ZR	33,5	16,6	6408N	63	31,5				
6306.G				29				14								6307.2ZR.G	33,5	16,6	45	61809	6,4	5,1			
6306.C3G				29				14								6307RSR	33,5	16,6					16009	15,6	10,6
6306TB.P63				29				14								6307RSR.G	33,5	16,6					16009.C3	15,6	10,6
6306M.P6				29				14								6307.2RSR	33,5	16,6					6009	20	12,5
6306ZR				29				14								6307N	33,5	16,6					6009.C3	20	12,5
6306ZR.C3				29				14								6307ZRN	33,5	16,6					6009.G	20	12,5
6306ZR.G	29	14	6407	55	26,5	6009TB.P63	20	12,5																	
6306.2ZR	29	14				6307.2RSR	33,5	16,6	6009ZR	20	12,5														
6306.2ZR.G	29	14	6307.2RSR.G	33,5	16,6	6009.2ZR	20	12,5																	
6306RSR	29	14	6307RSR	33,5	16,6	6009RSR	20	12,5																	
6306RSR.G	29	14	40	61808	4,65	3,8	6008	17	10,2																
6306.2RSR	29	14		16008	13,2	9																			
6306.2RSR	29	14		16008.C3	13,2	9																			
6306.2RSR.G	29	14		6008	17	10,2																			
				6008.C3	17	10,2																			

Figura: 9 (Cont.)

Figura: 10 (Cont.)

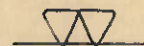
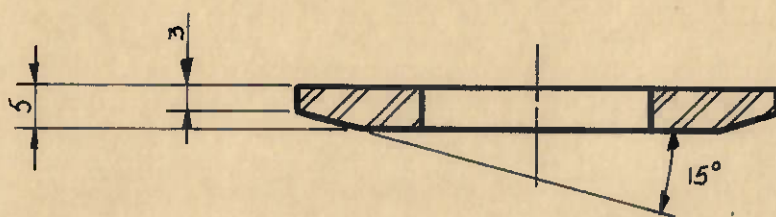
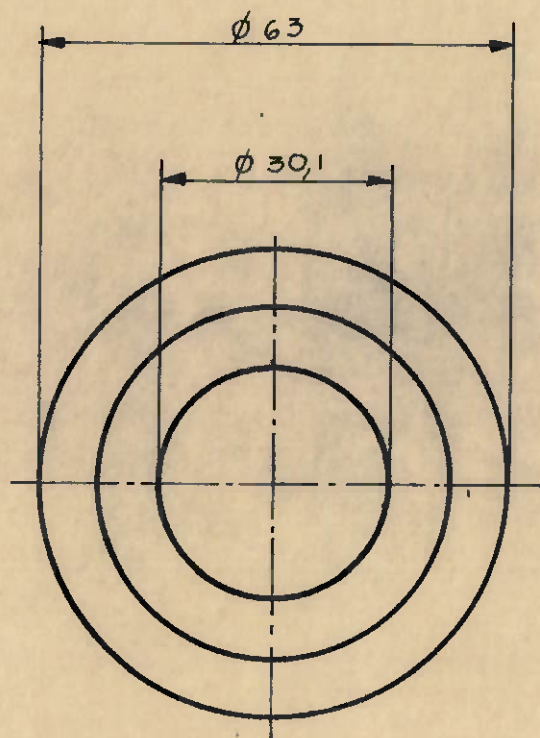


01	Protetor da valvula	01	AÇO - SAE - 1020
POS.	DE NOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof : Francisco E. B. Nigro	
Escala 1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85

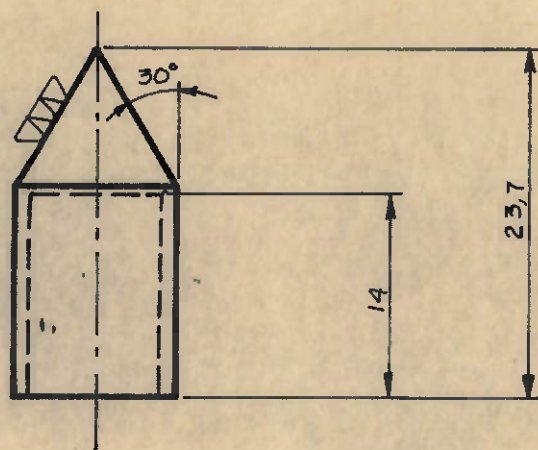
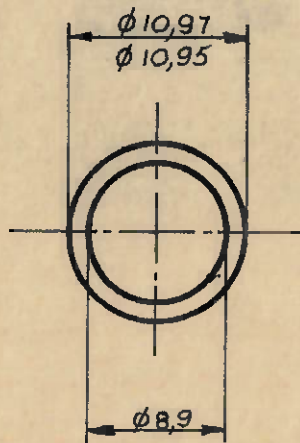


Temperar e Revenir
50/52 RC

08	Pistão	02	AÇO - VW-3
POS	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



15	Arruela de encosto	01	AÇO VC - 52
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I, e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



Temperar e Revenir
48 / 50 RC

19	Agulha p/ vedação (B.P.)	01	AÇO PRATA VW - I
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES

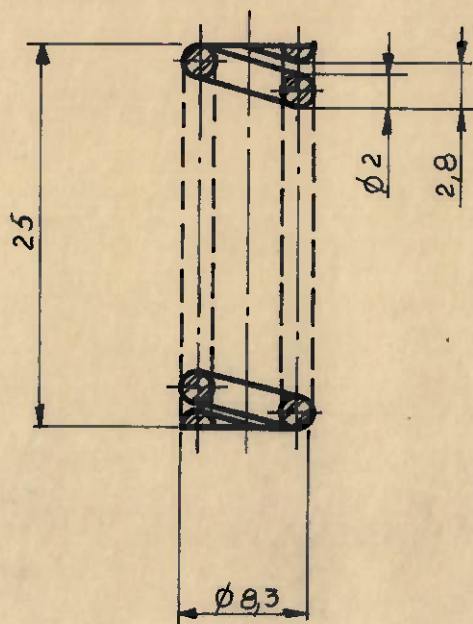
ESCOLA POLITÉCNICA - USP

Antonio Carlos Feres Ruiz | 1.247.286

Projeto Mecânico I e II | Prof. Francisco E. B. Nigro

Escala 2:1 | **ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR** | Data 03/12/85

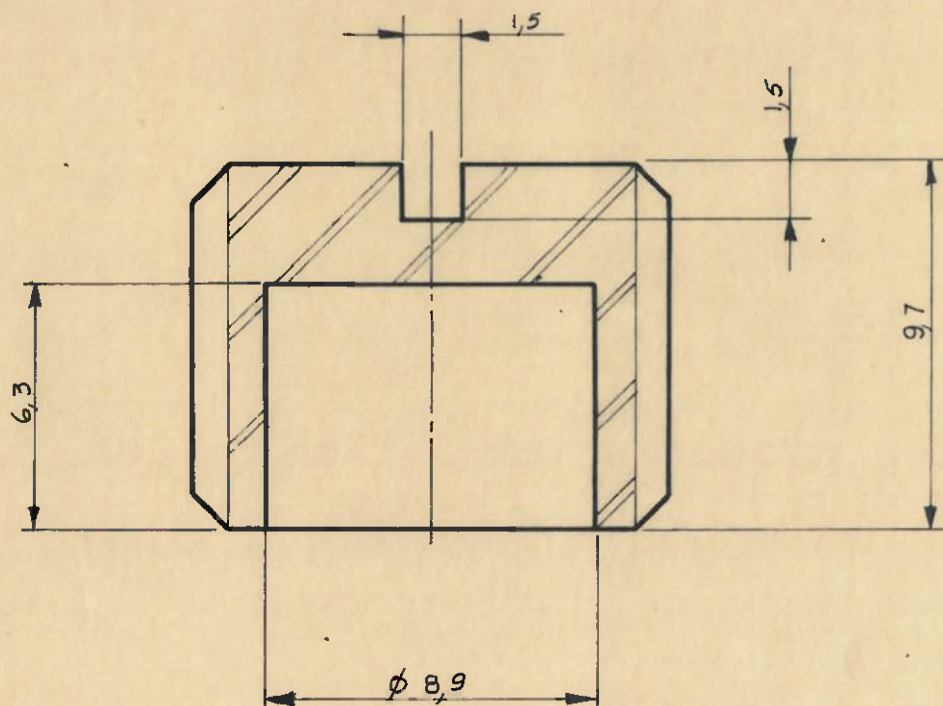
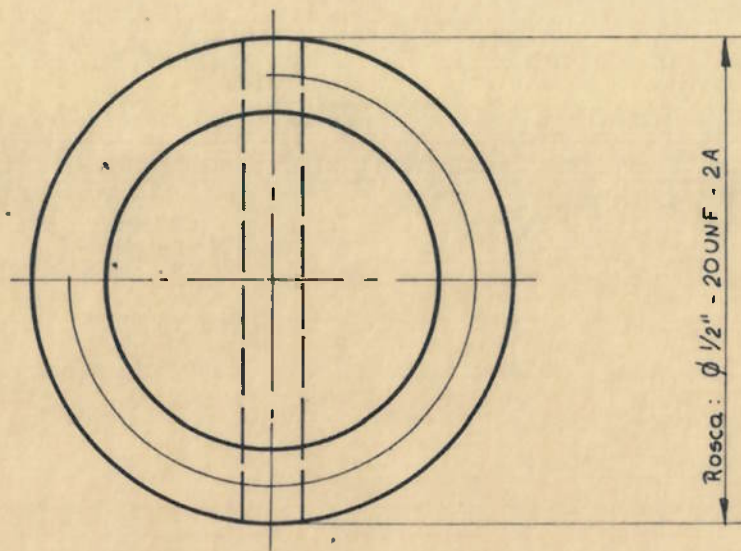




Nº de espiras: 8

Temperar e Revenir
40/44 RC

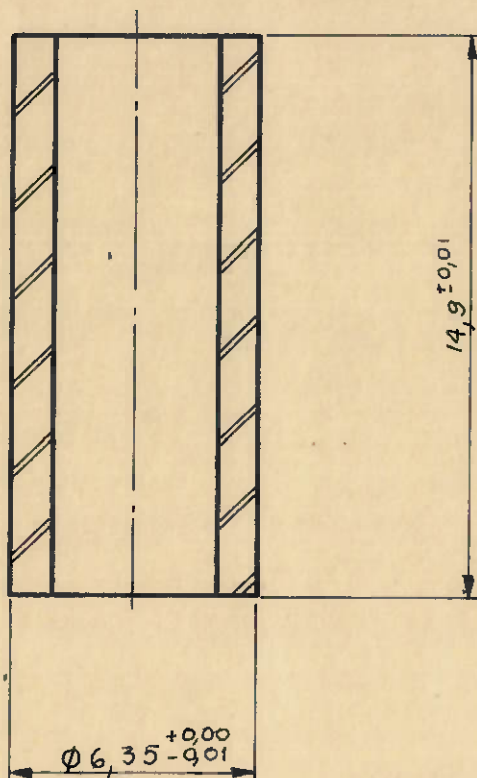
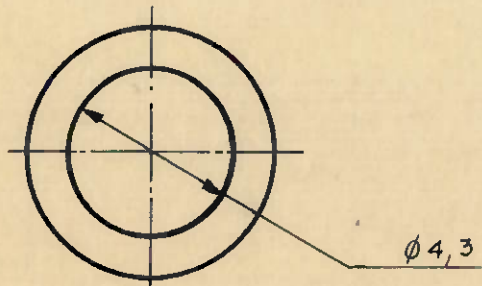
21	Mala	01	AÇO - SAE - 1090
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



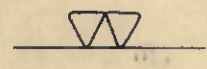
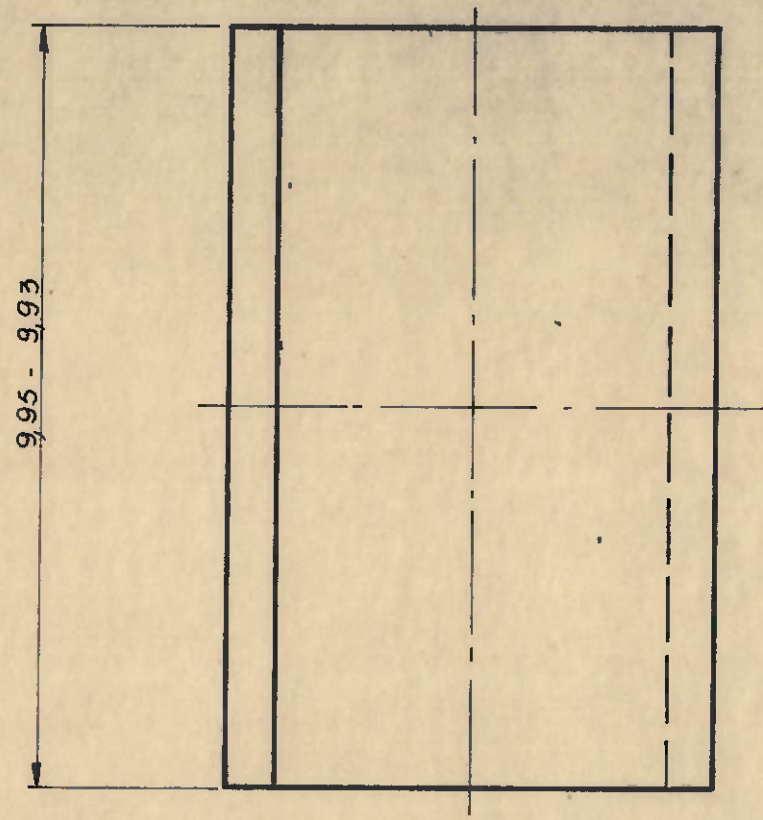
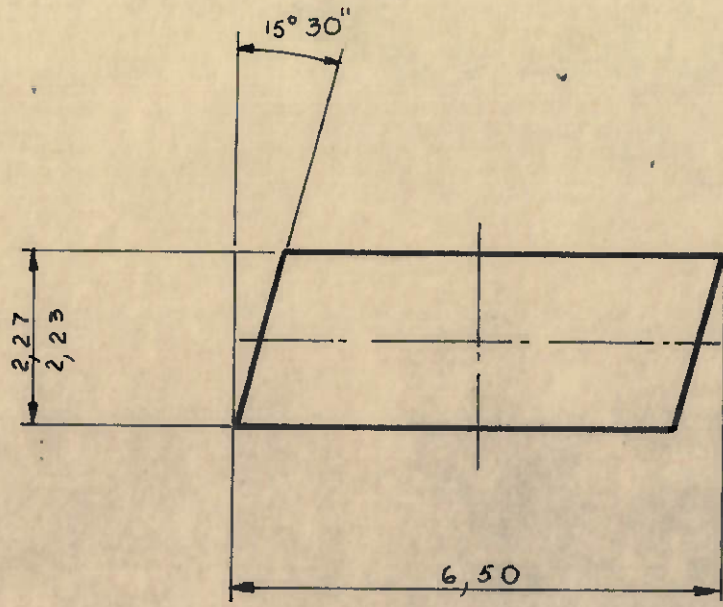
22	Parafuso de regulagem (B.P.)	01	AÇO - SAE - 1020
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES

ESCOLA POLITÉCNICA - USP

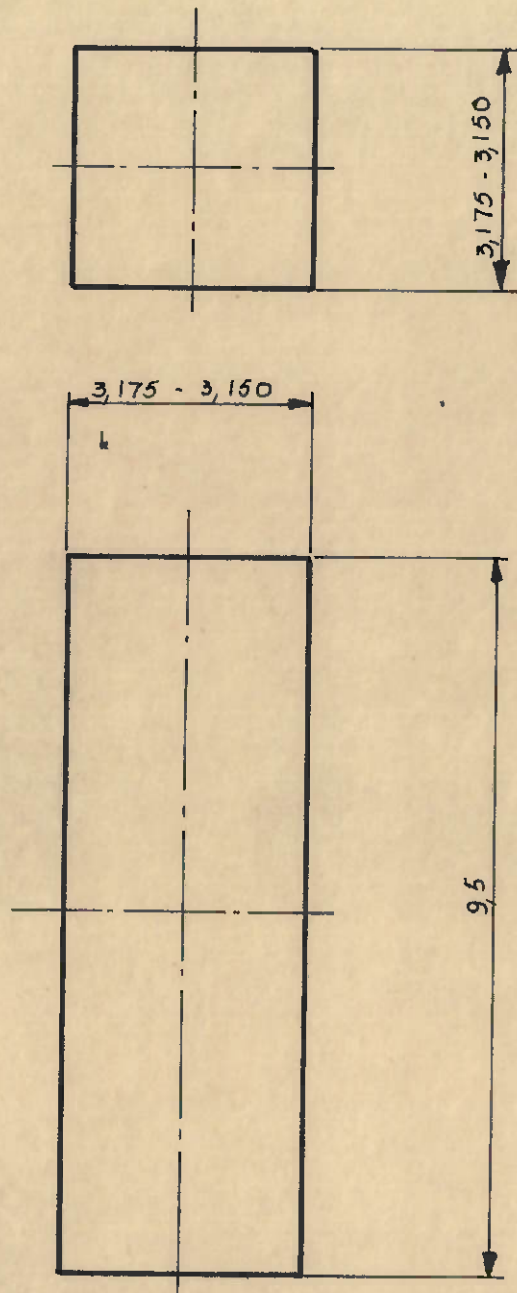
Antonio Carlos Feres Ruiz		1.247.286
Projeto Mecânico I e II.		Prof. Francisco E. B. Nigro
Escala 5:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR	Data 03/12/85



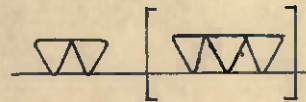
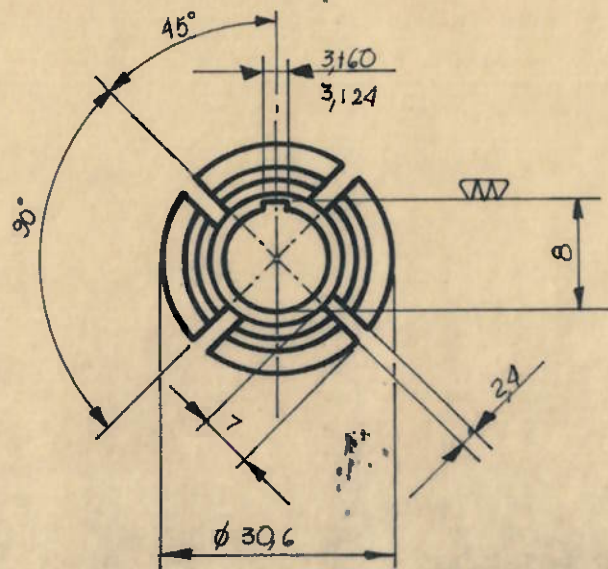
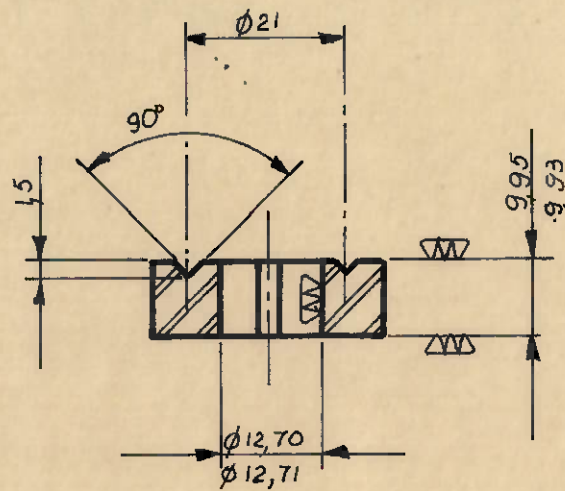
26	Bucha guia	01	AÇO PRATA - VW-I,
POS	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto	Mecânico I e II	Prof. Francisco	E. B. Nigro
Escala 5:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



27	Palheta	04	AÇO - VW 3
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 10:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03 /12/85



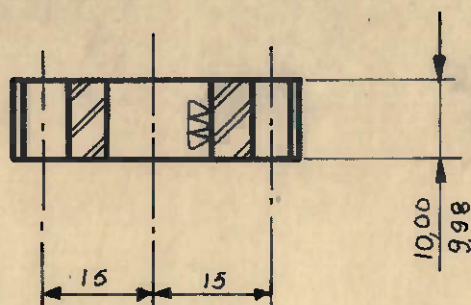
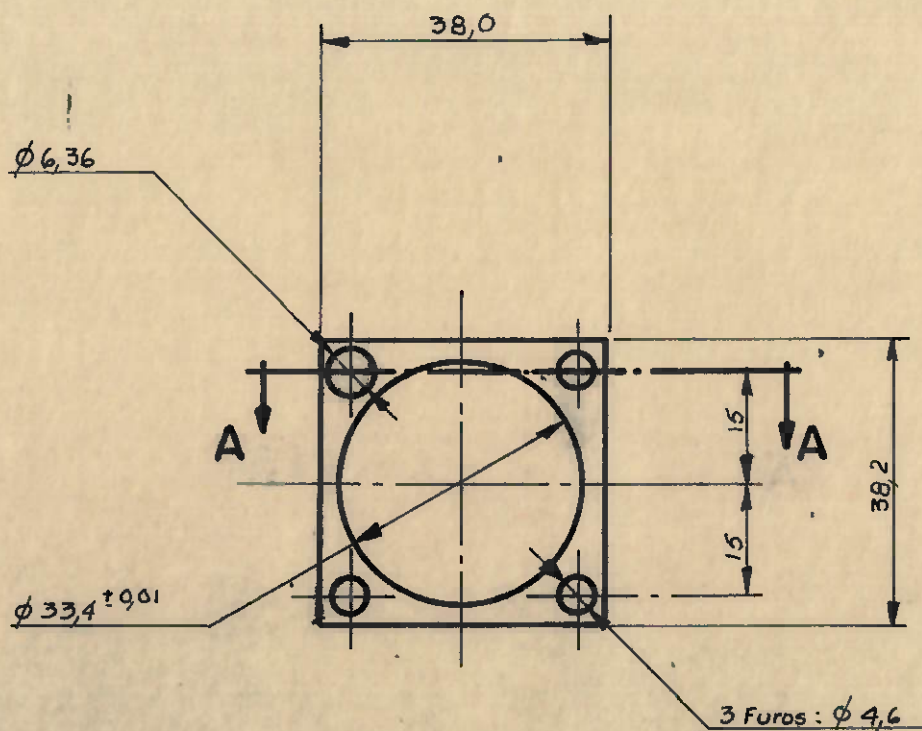
28	Chaveta	01	AÇO - SAE 1045
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala 10:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



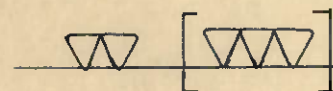
Cementar: 0,9% C
prof.: 0,4-0,6

Temperar e Revenir
30/35 RC

30	Rotor	01	AÇO - SAE - 4320
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85

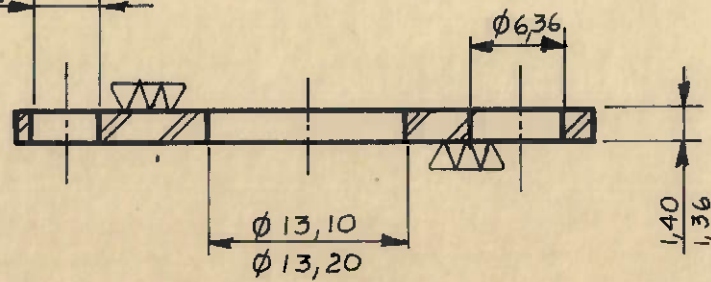


CORTE AA

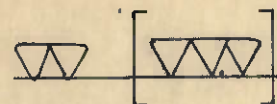
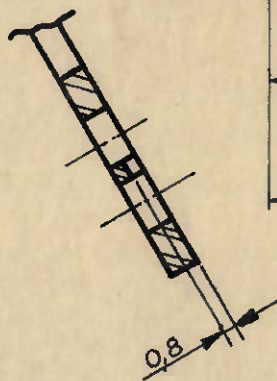
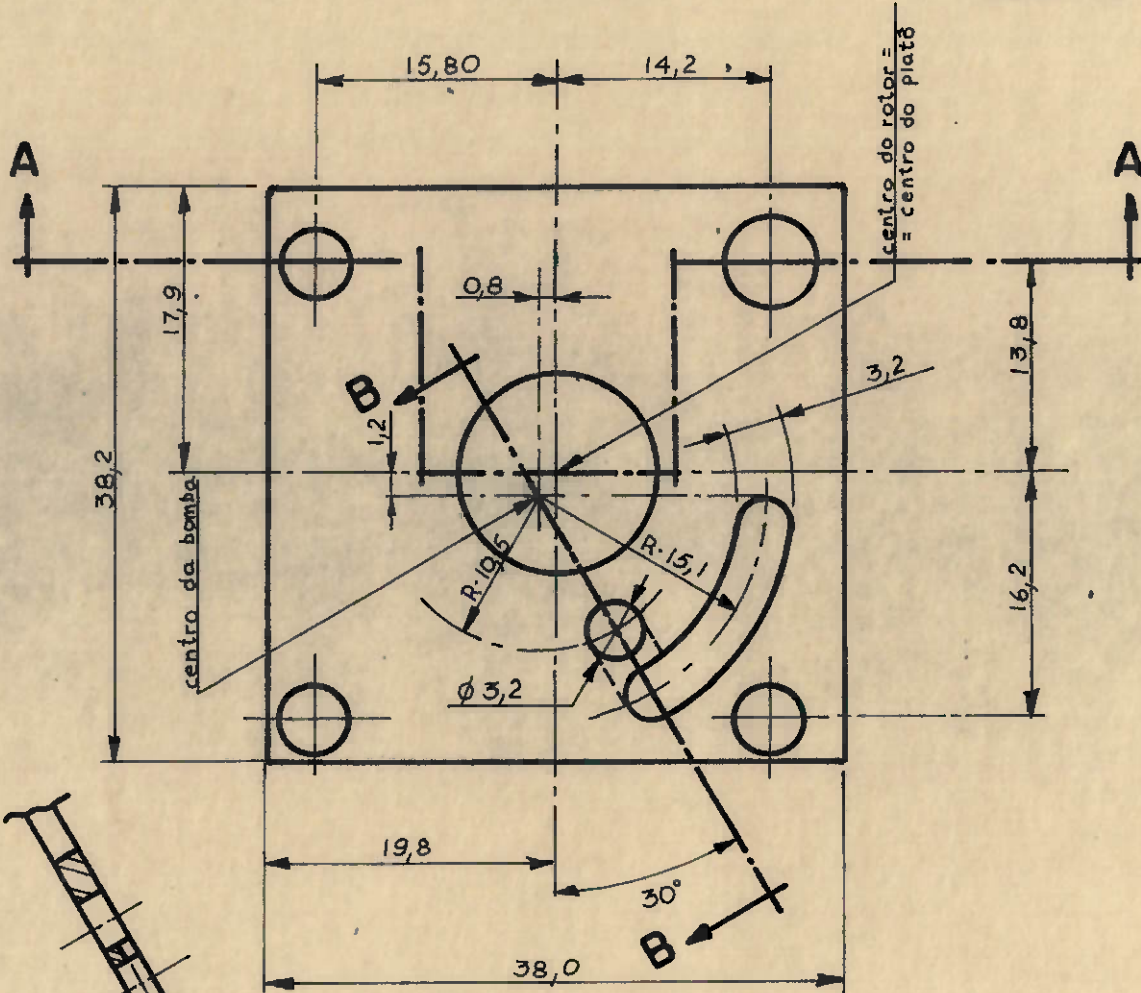


31	Corpo da bomba (B.P.)	01	AÇO - VC - 130
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			I.247.286
Projeto	Mecânico I e II	Prof: Francisco E. B.	Nigro
Escala 1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03 /12/85

3 Furos: $\phi 4,6$



CORTE AA



SEÇÃO BB

32	Tampa superior	01	AÇO - VC - 130
POS	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES.

ESCOLA POLITECNICA - USP

Antonio Carlos Feres Ruiz

1.247.286

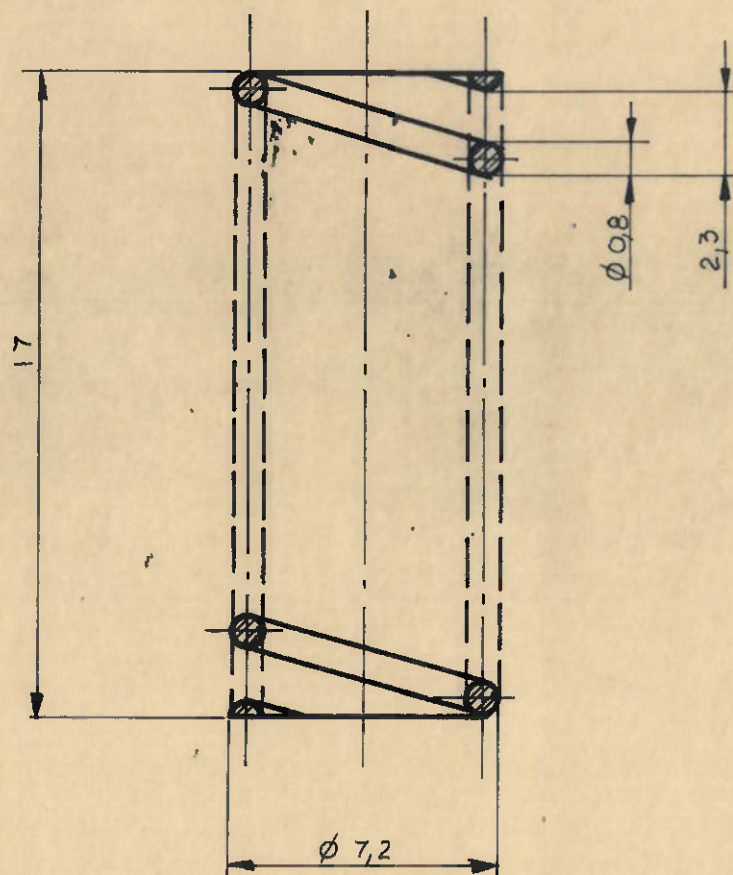
Projeto Mecânico I e II

Prof: Francisco E. B. Nigro

Escala
2:1

**ADAPTAÇÃO DE BOMBA
HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR**

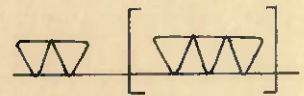
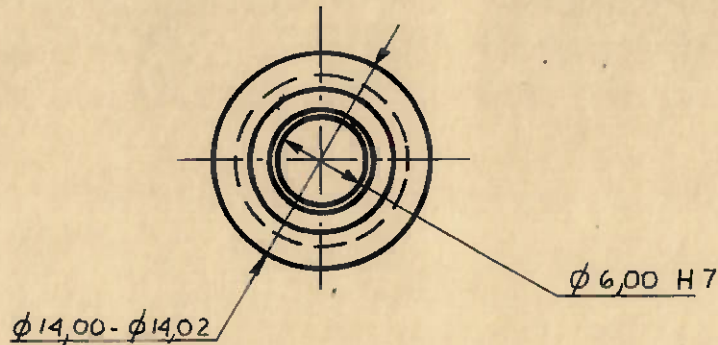
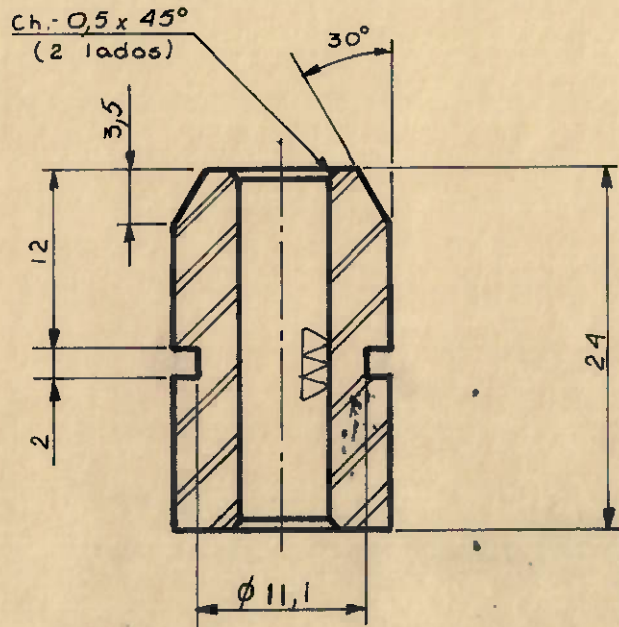
Data
03/12/85



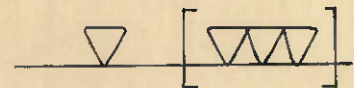
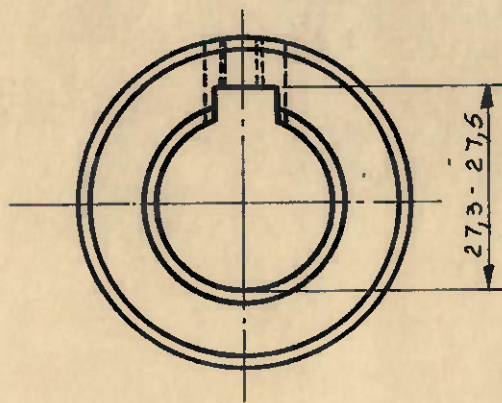
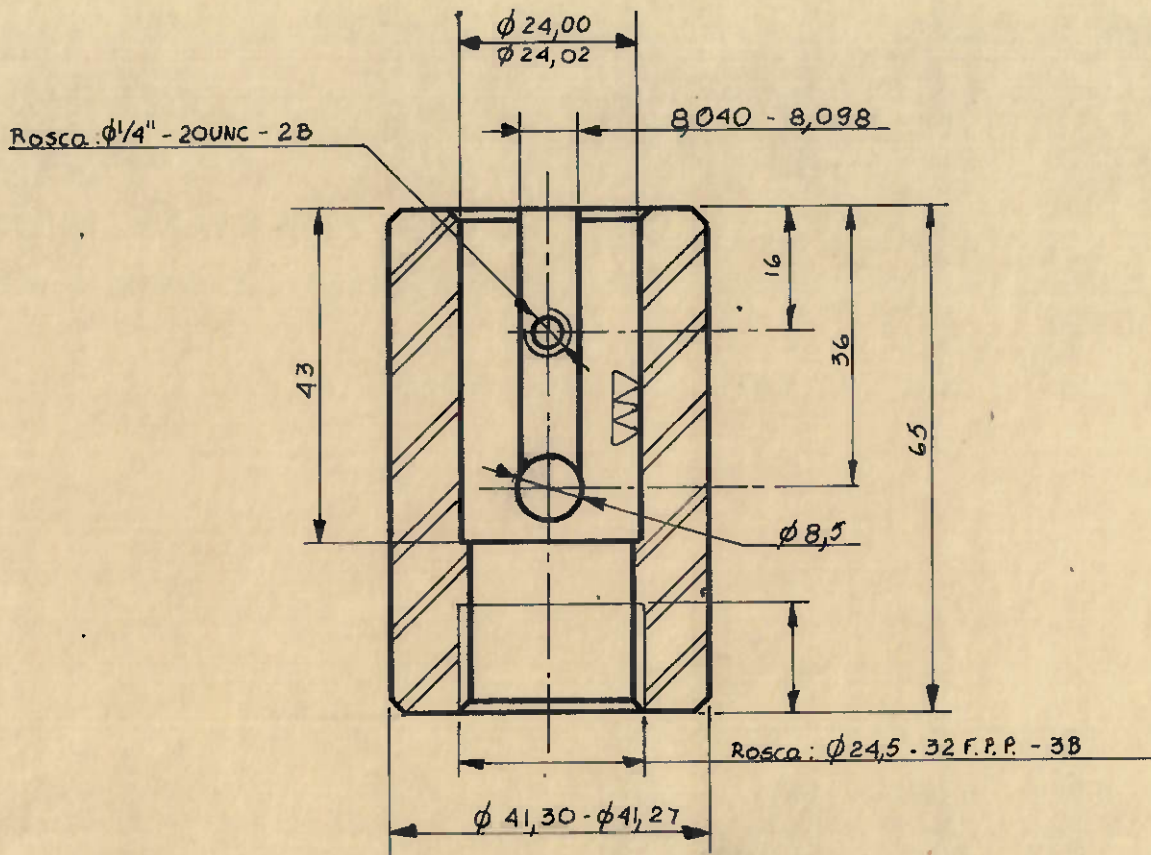
Nº de espiras: 7

Temperar e Revenir
40 / 44 RC

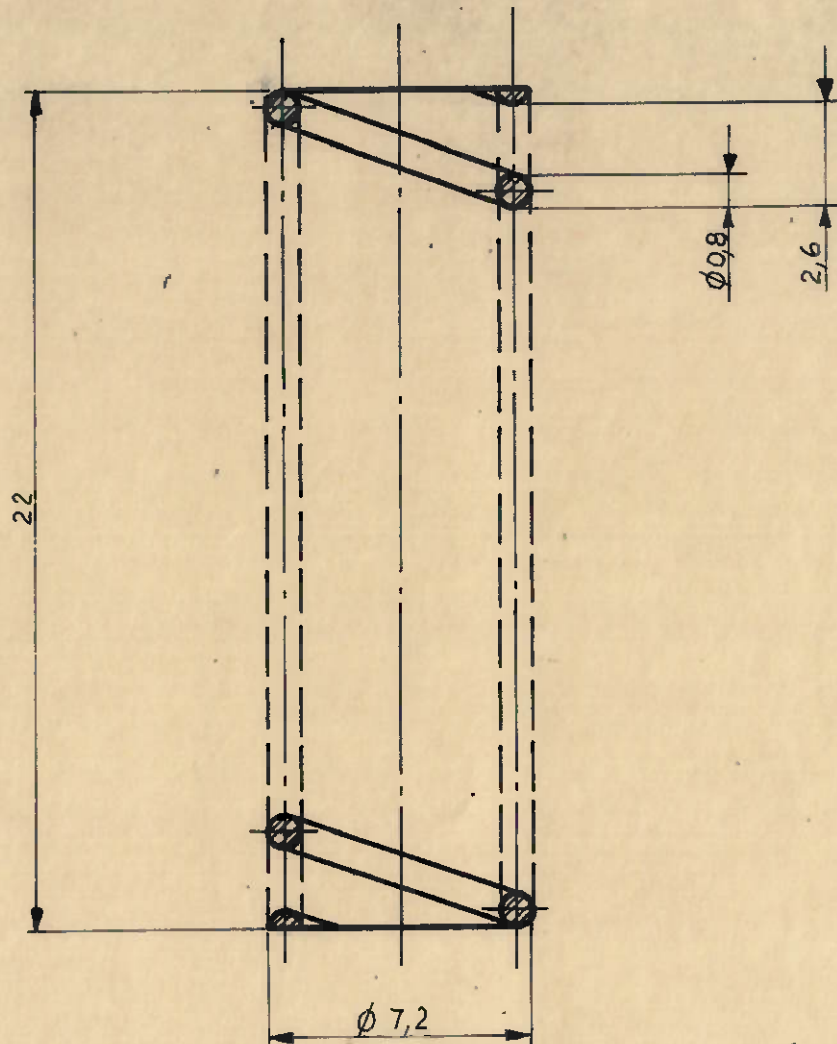
35	Mola	02	AÇO - SAE - 1090
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto	Mecânico I e II	Prof. Francisco	E.B. Nigro
Escala	ADAPTAÇÃO DE BOMBA		Data
5 : 1	HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		03/12/85



36	Camisa	02	AÇO - VC - 130
POS	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto	Mecânico I e II	Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



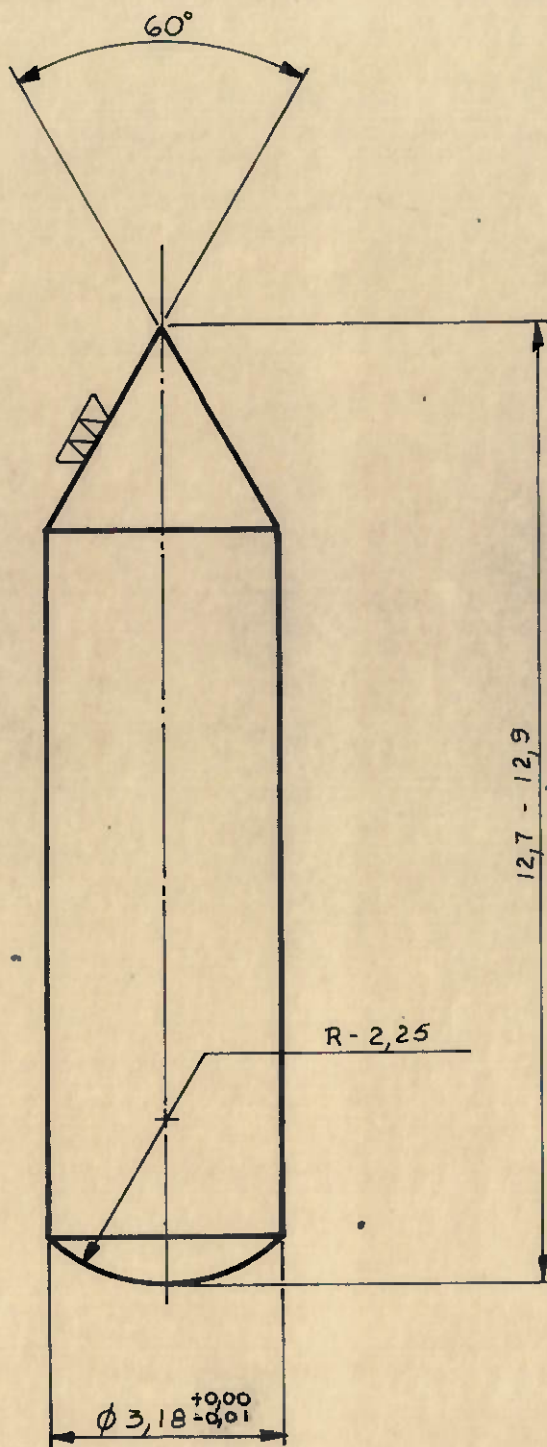
39	Bucha para adaptação	01	AÇO - SAE - 1045
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			I.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof. Francisco E. B. Nigro	
Esca 1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



Nº de espiras: 8

Temperar e Revenir
40 / 44 RC

43	MOLA	02	AÇO - SAE - 1090
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 5:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



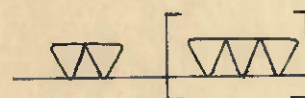
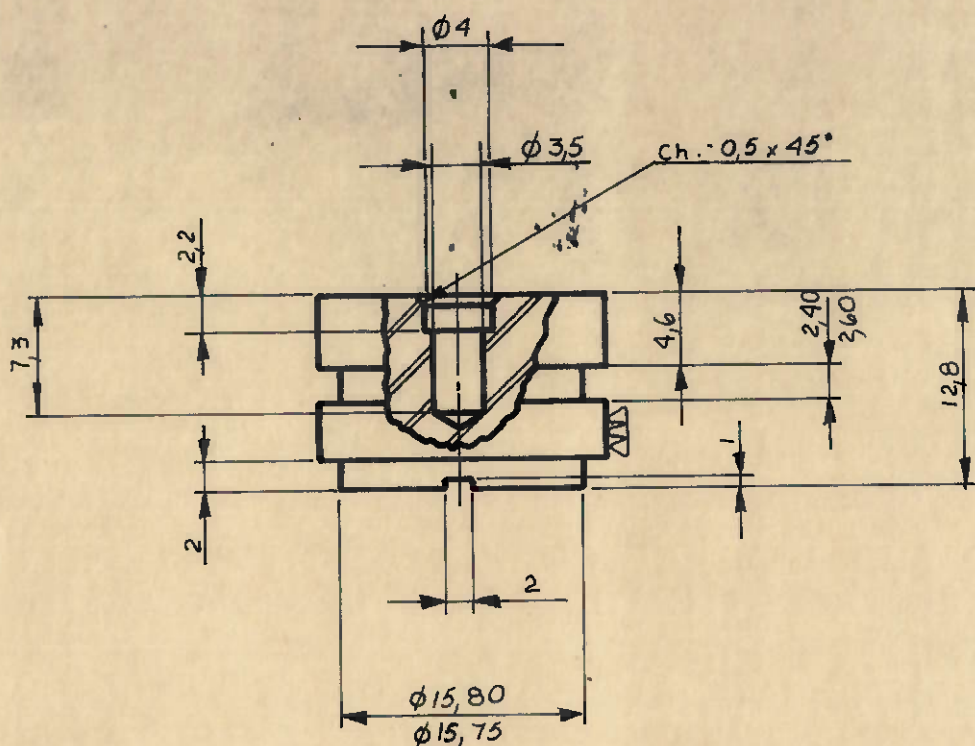
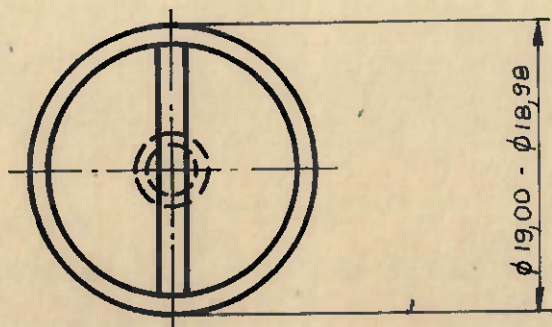
46	Agulha de alivio	02	INA $\phi 3,18 \times 19,8$
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES

ESCOLA POLITÉCNICA - USP

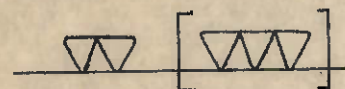
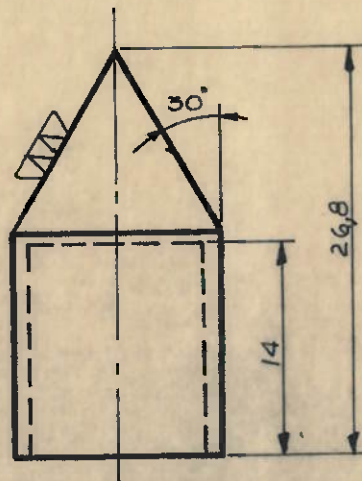
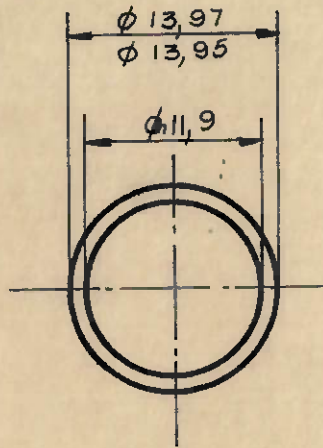
Antonio Carlos Feres Ruiz **1.247.286**

Projeto Mecânico I e II Prof. Francisco E. B. Nigro

Escala 10:1 **ADAPTAÇÃO DE BOMBA** Data 03/12 /85
HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR

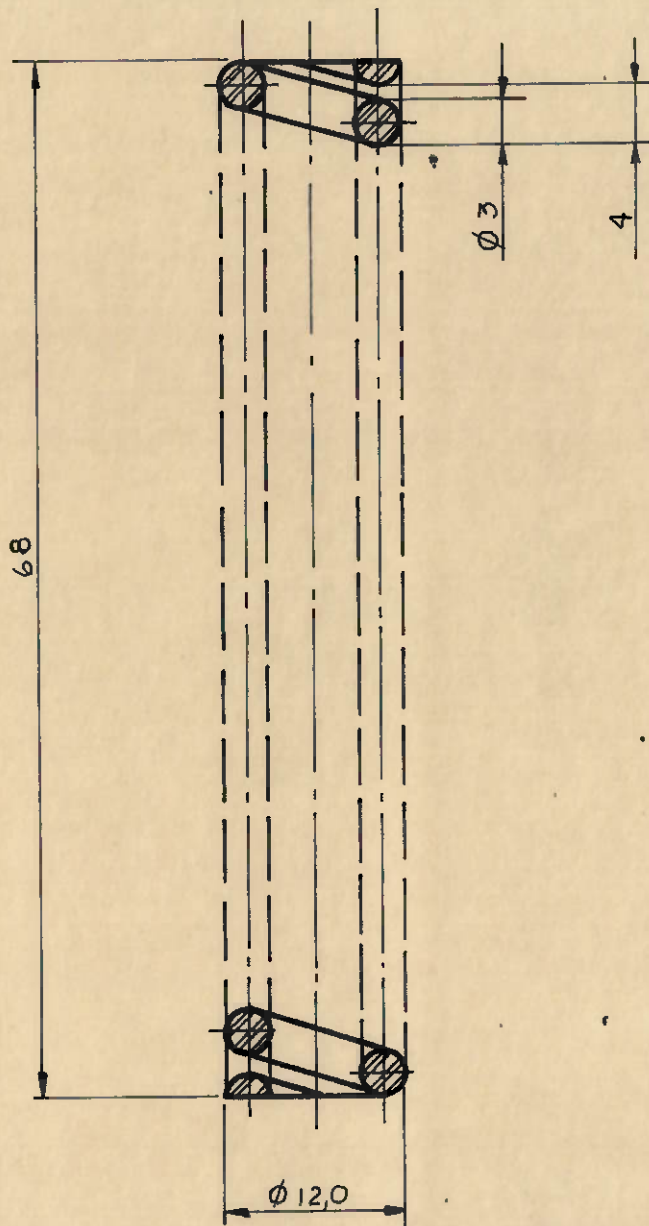


48	Valvula de alivio	02	AÇO - SAE - 1020
POS.	DE NOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			I. 24 7.286
Projeto Mecânico I e II		Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



Temperar e Revenir
48/50 RC

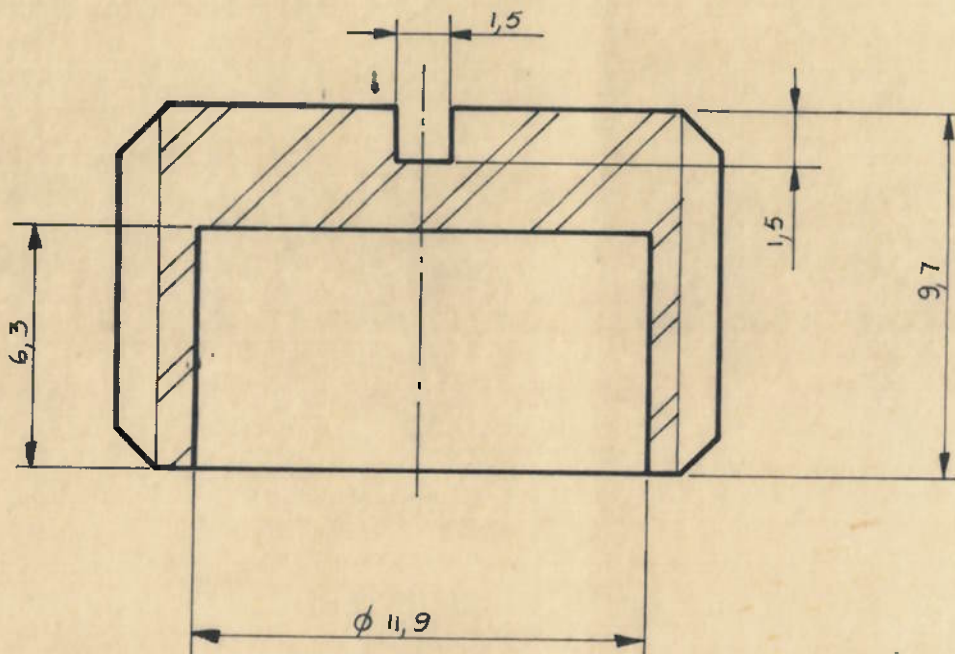
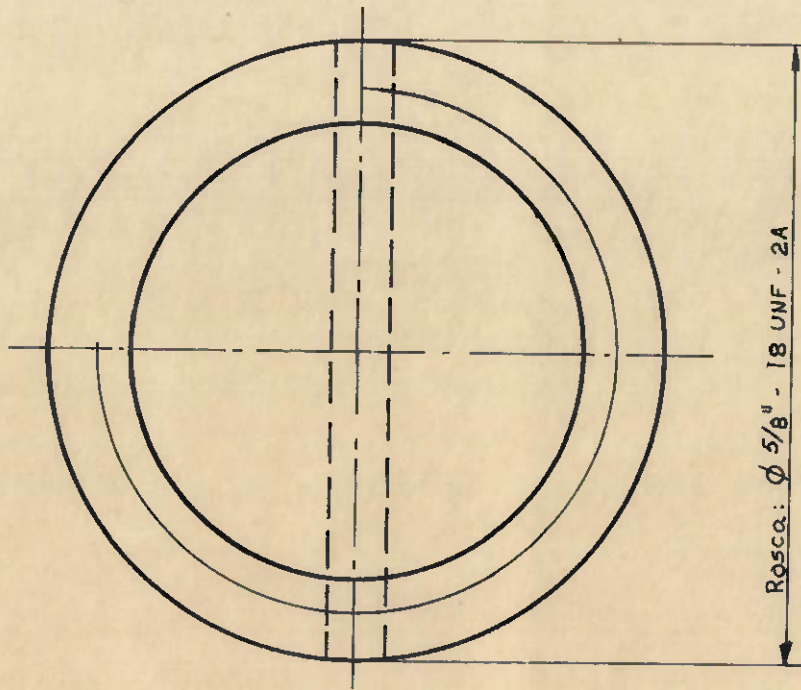
49	Agulha p/ vedação (A.P.)	03	AÇO PRATA - VW - 1
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			I. 247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



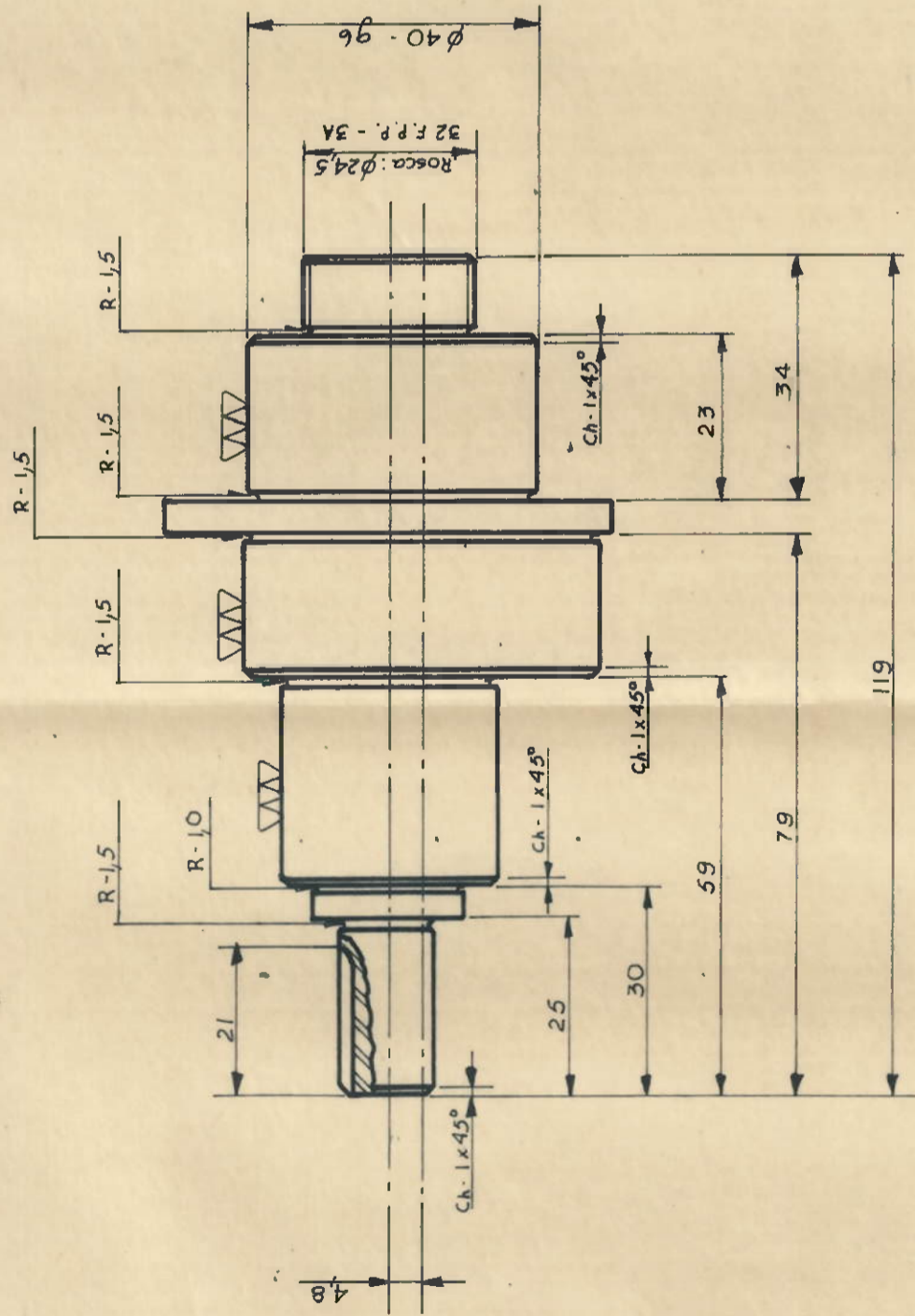
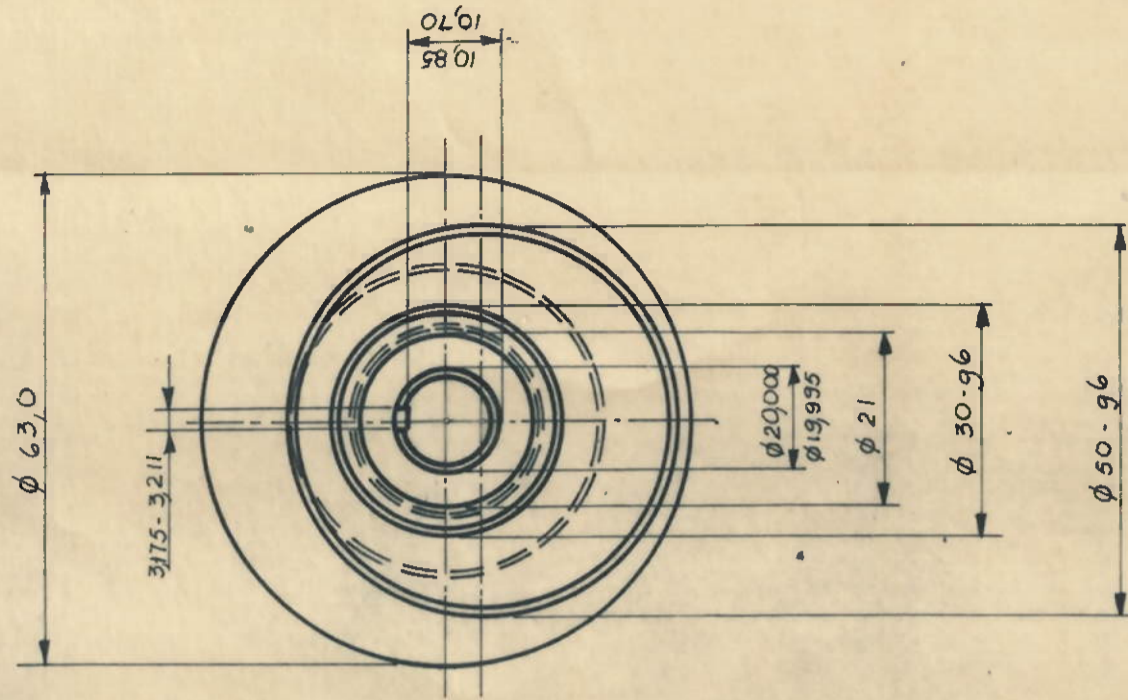
Nº de espiras: 15

Temperar e Revenir
40 / 44 RC

50	Mola	03	AÇO - SAE - 1090
POS	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSOES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			1.247.286
Projeto	Mecânico I e II	Prof : Francisco E. B. Nigro	
Escala 2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



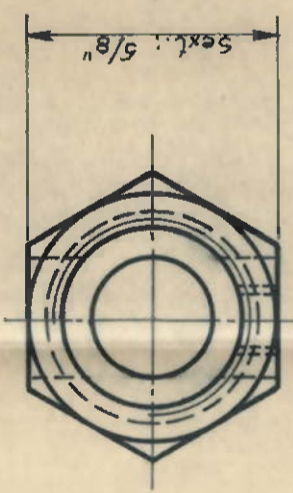
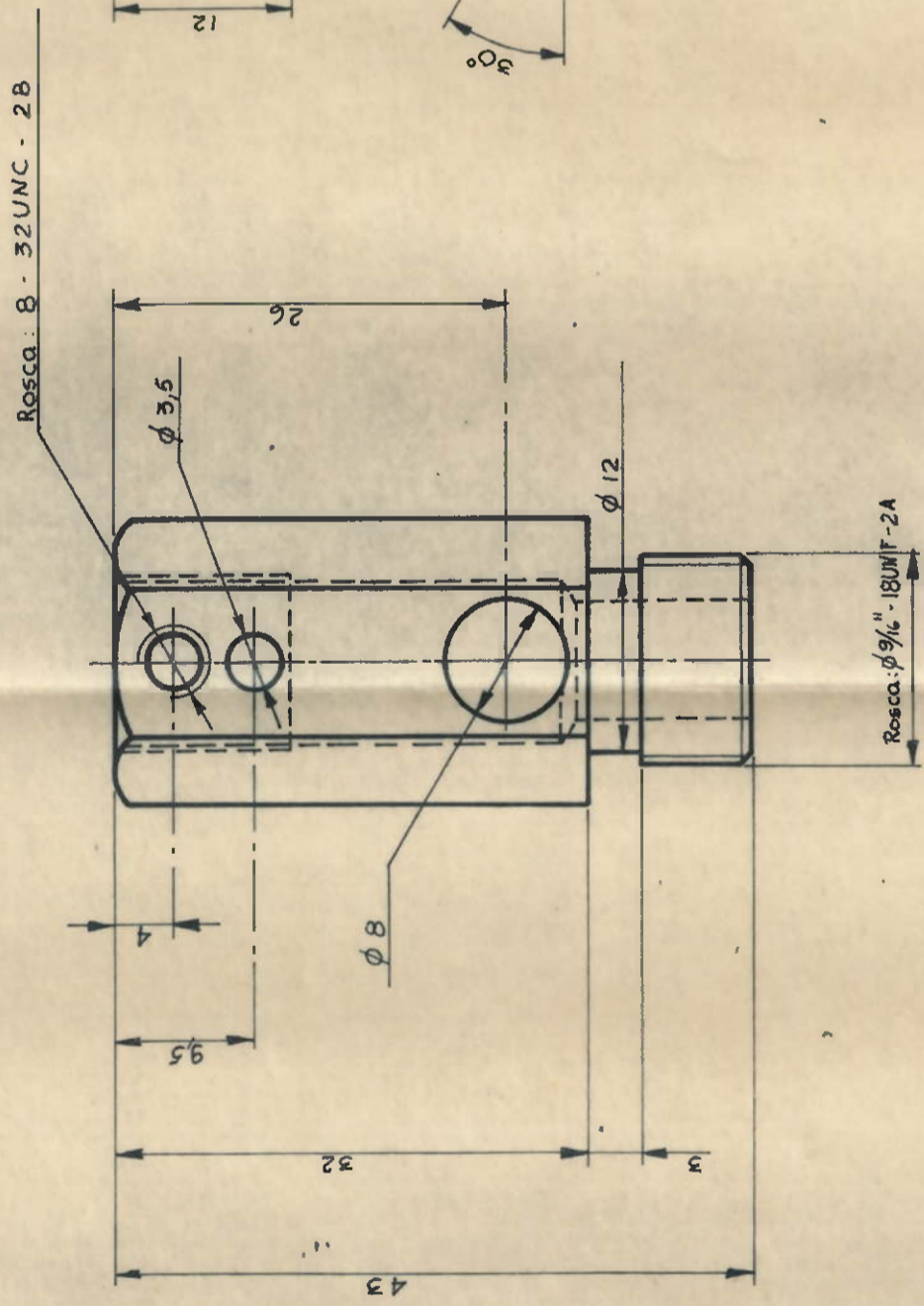
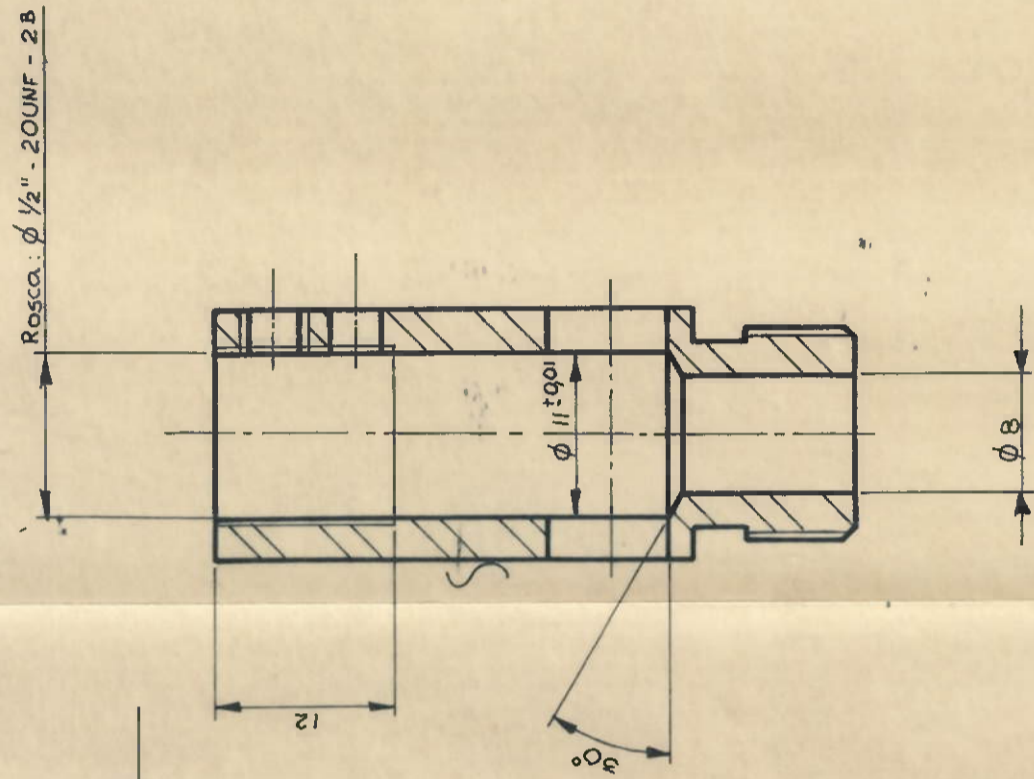
52	Parafuso de regulagem (A.P.)	03	AÇO SAE - 1020
POS.	DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES	Q.T.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz			I.247.286
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala 5:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data 03/12/85



Cementar : 1% C
 prof.: 1,2

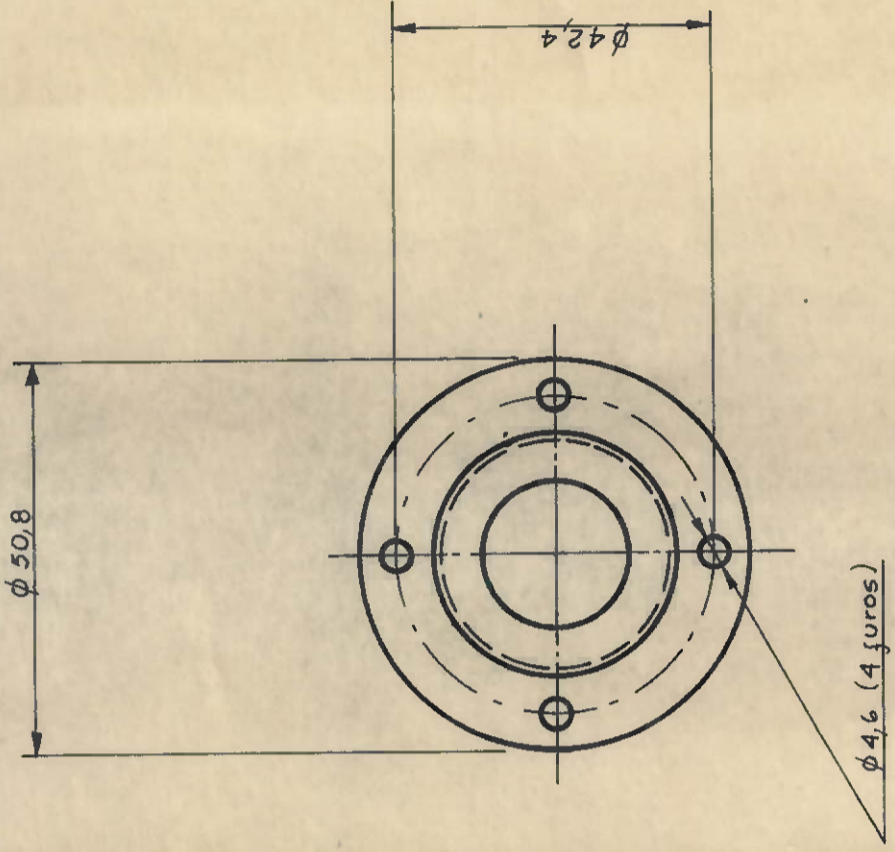
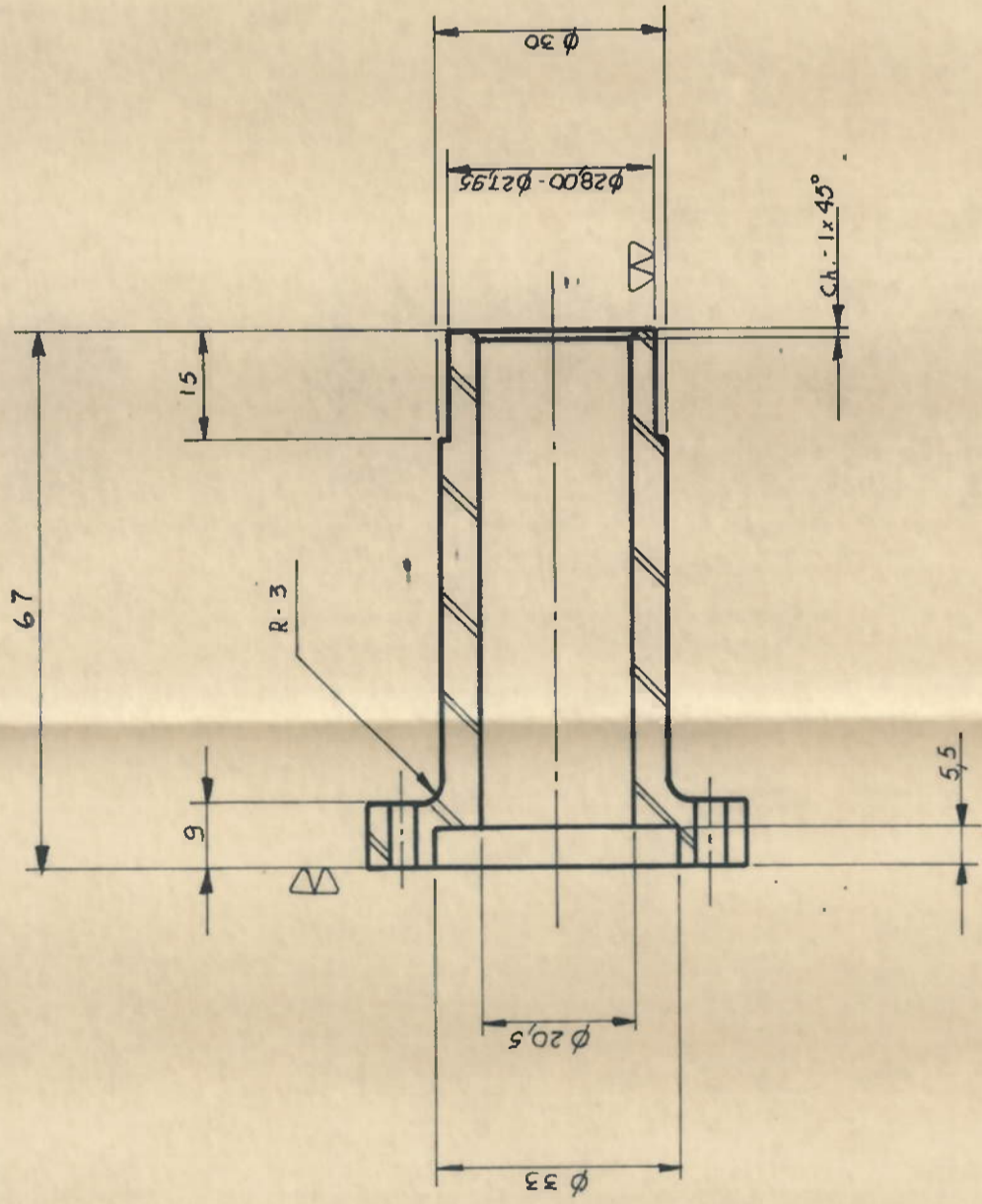
Tempo: 60-67 AC

12	Eixo Excentrico	01	AÇO SAE 4320
POS DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES		QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz		1.247.286	
Projeto	Mecânico I e II	Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala	1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR	
			Data 03/12/85



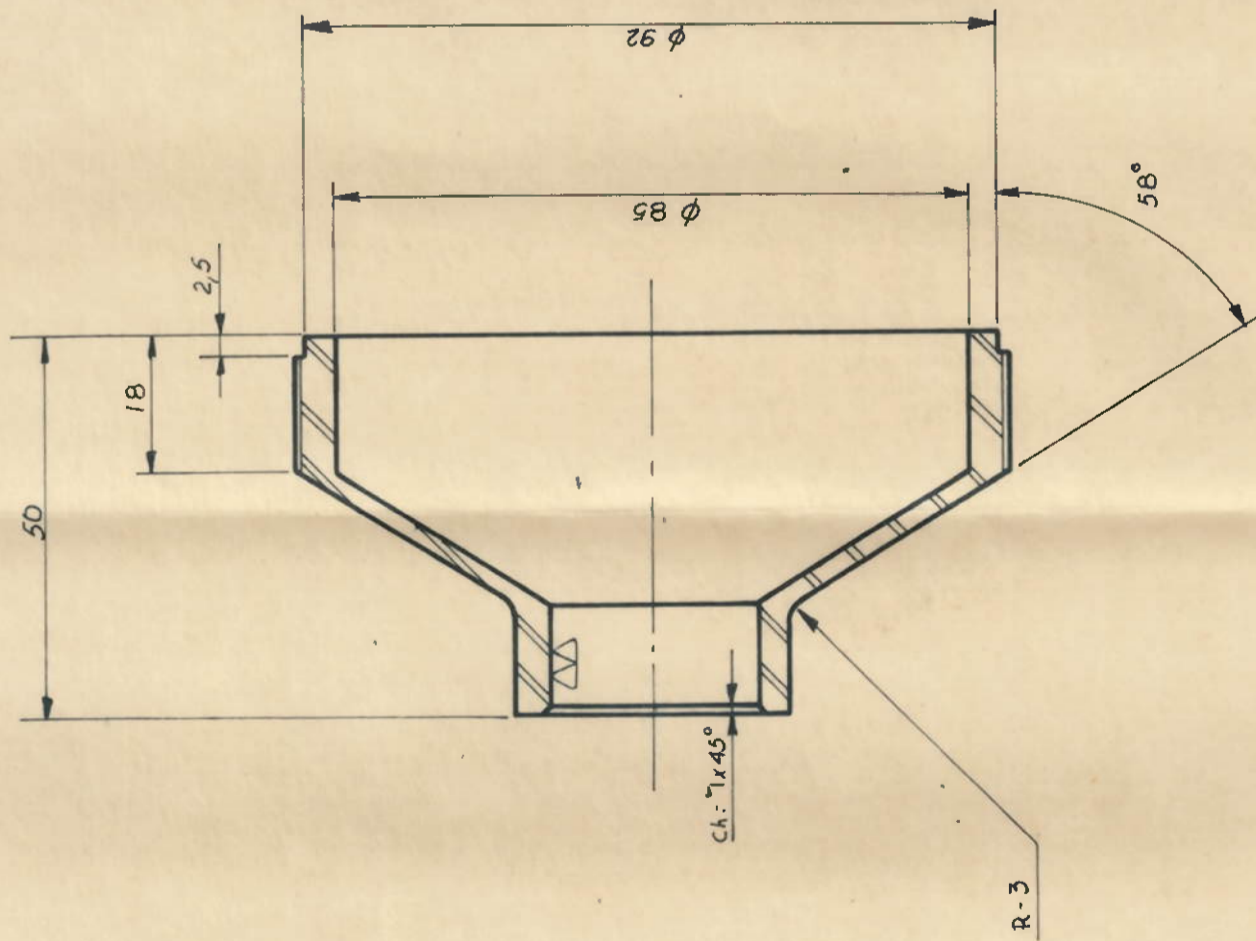
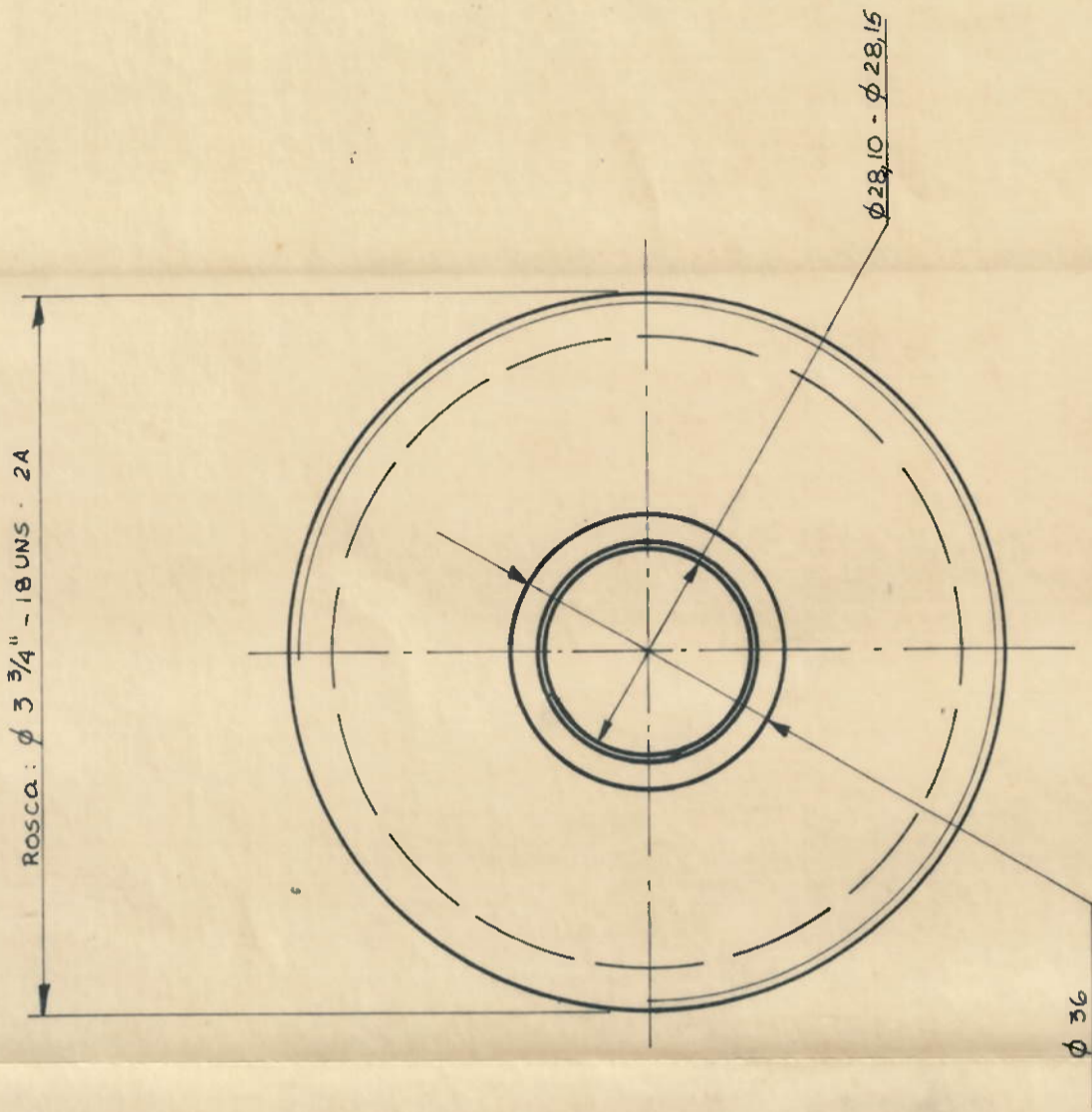
 [S]

20	Corpo da Valvula de seg (BP)	01	AÇO - SAE - 1020
POS DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES		QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz		1.247.286	
Projeto	Mecânico I e II	Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala	2:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR	
			Data 03/12/85

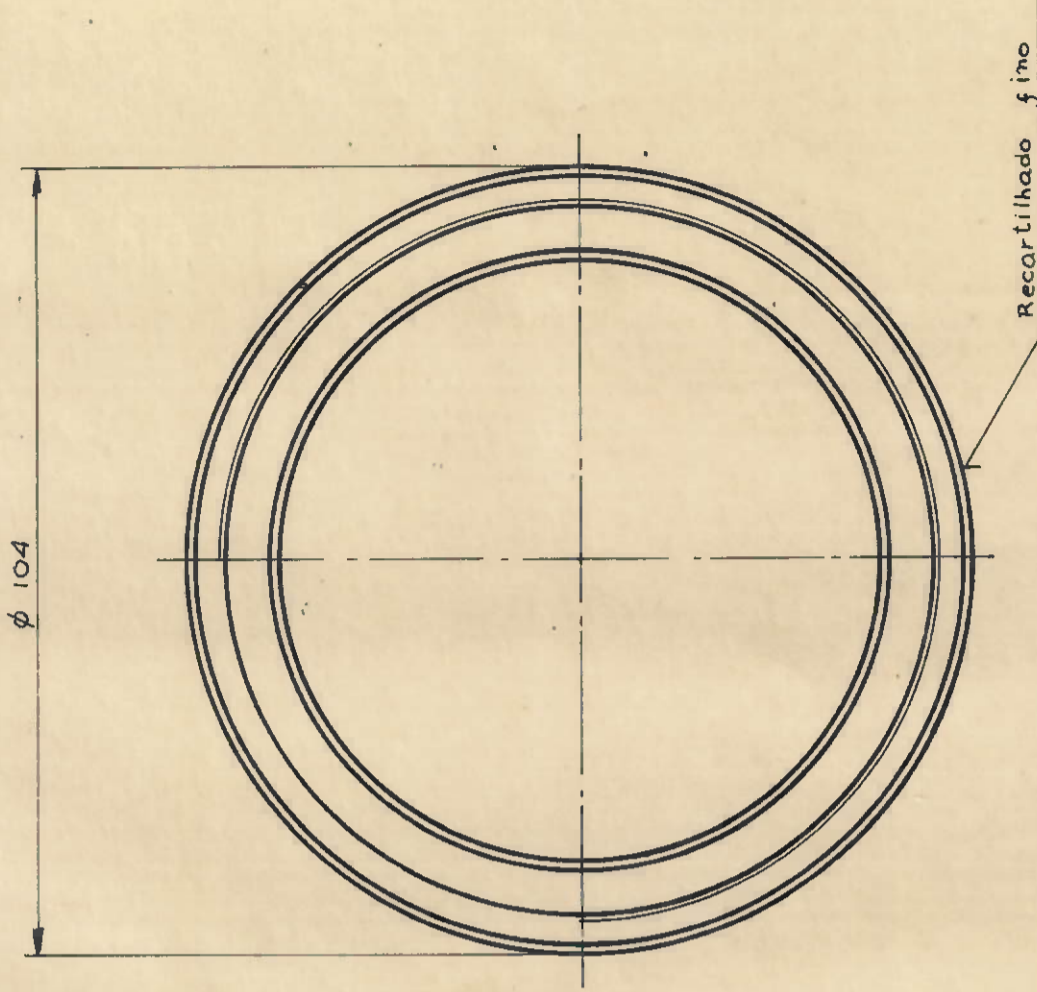
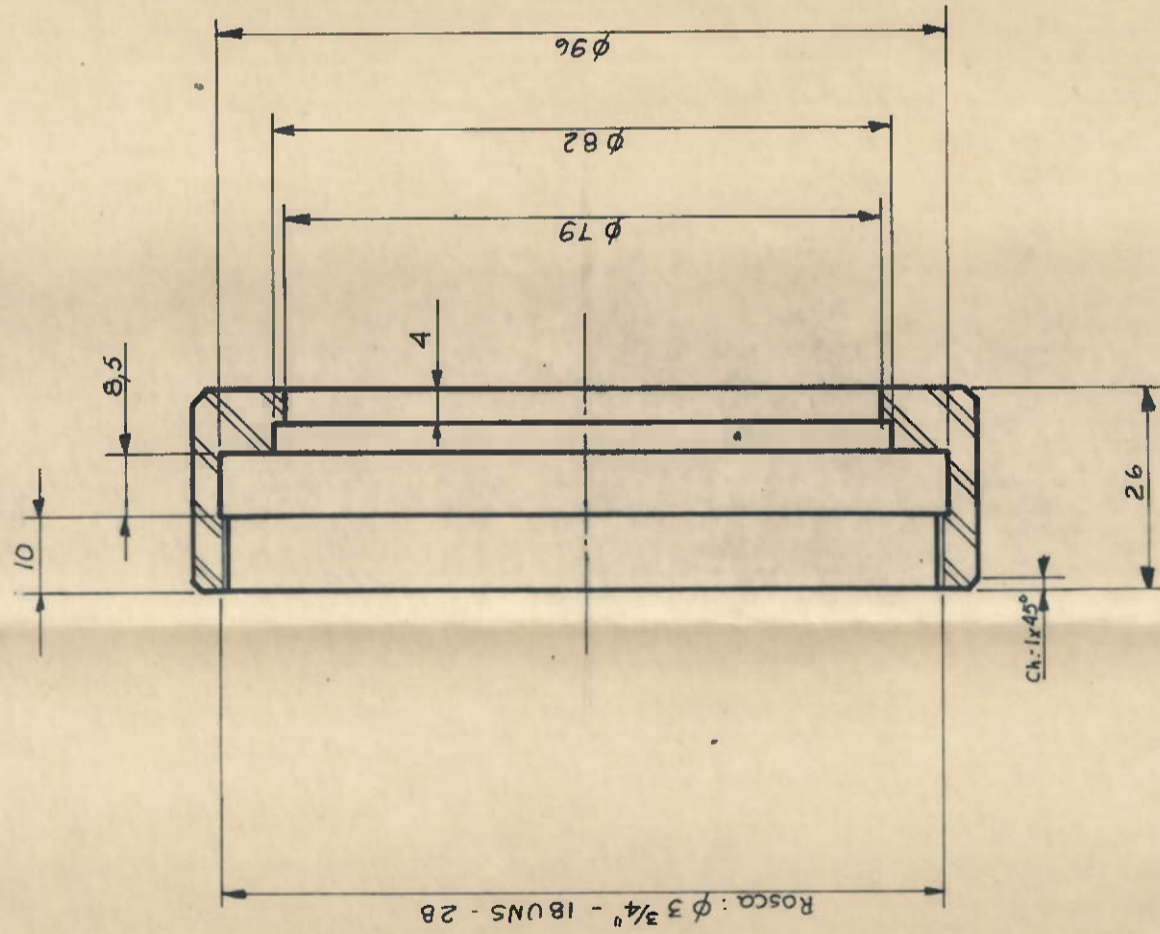


23	Corpo do filtro	01	AÇO - SAE - 1020
POS DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES		QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz		1.247.286	
Projeto Mecânico I e II		Prof: Francisco E. B. Nigro	
Escala	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data
1:1			03/12/85





54	Flange do filtro	01	AÇO - SAE - 1020
POS DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES		QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz		I.247.286	
Projeto	Mecânico I e II	Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR		Data
			03/12 / 85



55	Porca da flange do filtro	01	AÇO - SAE - 1020
POS DENOMINAÇÃO E OBSERVAÇÕES		QT.	MATERIAL E DIMENSÕES
ESCOLA POLITÉCNICA - USP			
Antonio Carlos Feres Ruiz		1.247.286	
Projeto	Mecânico I e II	Prof. Francisco E. B. Nigro	
Escala	1:1	ADAPTAÇÃO DE BOMBA HIDROSTÁTICA PARA 2800 BAR	
			Data 03/12/85

