

2171880

. I .

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

DIREÇÃO HIDRÁULICA DE ESCAVADEIRA - AUTOCARREGÁVEL

(Projeto do Sistema Hidráulico)

Autor: MARCOS PURKYT

Orientador: Prof. Francisco Nigro

↓
Emilio
Baccaro

1982

SUMÁRIO

Este trabalho tem como objetivo o projeto de direção hidráulica de veículo de carga, diferente do sistema para veículos de passeio, este sistema apresenta um conjunto de dois pistões que proporcionam a rotação de toda a cabine, ao invés de movimentar apenas as rodas como nos veículos de estrada.

O projeto foi baseado em um veículo existente e suas informações de catálogo; como, pesos, dimensões, potência, etc. Evidentemente estas informações são bastante incompletas, desta forma, muitos dados foram estimados. Com esta limitação o trabalho, apesar de apresentar resultados numéricos, assume um caráter mais qualitativo do que quantitativo, demonstrando as diferentes fases do projeto, como roteiro do cálculo.

Define então, as seguintes fases:

- Escolha do veículo, esquematização do circuito hidráulico e seus acessórios.
- Avaliação dos esforços, constantes e eventuais, para virar o veículo.
- Escolha e dimensionamento de elementos diversos, com ênfase principal para a válvula de controle.
- Equacionamento e verificação da estabilidade e resposta do sistema às excitações externas e internas. Como consequência pode haver necessidade de reiterar a escolha e dimensionamento dos elementos.

Na parte final, os anexos, estarão desenhos e xerox de catálo

gos usados na seleção dos equipamentos.

Com estes pontos, teremos, completamente definidos, os elementos do sistema hidráulico que podemos dividir da seguinte maneira:

- Conjunto da direção - Volante, barra e rosca sem-fim e setor de engrenamento.
- Conjunto de acionamento da válvula-pistão movido, tubulação e pistão de acionamento da válvula.
- Conjunto final-bomba, válvula de alívio, válvula de controle, reservatório de óleo, filtro de óleo, pistões principais (de movimento) e tubulação.

Índice

Capítulo I. Introdução	
Escolha do veículo.....	01
Conclusões quanto ao sistema.....	02
Idéias sobre o sistema.....	04
Características da direção hidráulica.....	05
Capítulo II. Esforços externos sobre as rodas	
Massa da cabine.....	06
Momento devido à inércia.....	08
Momento devido ao pino mestre.....	08
Momento devido à inércia das rodas.....	09
Momento viscoso em atoleiro.....	09
Momento de "subida" em atoleiro.....	10
Momento devido à inclinações reversas.....	11
Força em cada pistão.....	12
Capítulo III. Dimensionamento dos principais elementos	
Área do pistão.....	13
Vazão da bomba.....	13
Pressão máxima na bomba.....	14
Curso dos pistões.....	15
Diâmetro das tubulações.....	16
Cículo da válvula.....	17
Cálculo dos elementos intermediários.....	20
Capítulo IV. Análise de estabilidade do sistema	
Equações fundamentais.....	27
Equacionamento de "z".....	30
Recálculo do sistema.....	40
Equacionamento de θ_s	42
Capítulo V. Descrição dos elementos	

Anexos.

Características do veículo.....	A.1 a A.3
Curva de concentração de tensões.....	A.4
Cilindros intermediários (características)	A.5 a A.19
Características da bomba.....	A.20 a A.23
Dados sobre o filtro.....	A.24 e A.25
Válvula de alívio.....	A.26 a A.28

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O primeiro passo, foi a escolha de um veículo que se adaptasse às condições de funcionamento da direção, desta forma deveria ser um veículo com algum tipo de articulação que o dividisse em duas partes, preferencialmente, com uma das partes (dianteira ou trazeira) bem mais curta que a outra, a fim de diminuir as forças de inércia de rotação. Uma limitação evidente, é que o veículo não pode ter quatro rodas em nenhuma das partes, pois esta situação tornaria impossível uma curva, pelo menos com o sistema aqui apresentado.

Desta forma, concluí que toda linha de veículos escavadeiras-autocarregáveis preenchiam as características, escolhendo o Terex TS-14B modelo 17 UOT-97SH da General Motors americana. Onde TS-14B é o número da linha de veículos enquanto 17UOT e 97SH são os códigos, respectivamente, da parte dianteira (cabine) e da parte trazeira (caçamba-escavadeira).

Os dados usados neste projeto, referentes ao veículo, estão nos anexos A-1, A-2 e A-3.

Para tornar mais clara a idéia do funcionamento deste sistema, consultar Fig. 1.1 ao final deste capítulo.

De posse dos dados do veículo, posso pensar nas partes componentes e sua distribuição no veículo.

Após alguns estudos cheguei às seguintes conclusões:

- a) Todo servo-sistema funciona com movimento relativo entre o corpo da válvula e seu carretel, isto é, dado um deslocamento ao carretel, a válvula deve responder se deslocando, na mesma direção, até que centrando de novo cesse o movimento.

Assim sendo, a válvula e a "direção" (volante e acessórios de acionamento da válvula) devem estar em referenciais de movimento diferentes, como o motorista esta na parte dianteira, a válvula deve ficar na parte trazeira. Para diminuir ao máximo o curso de movimento da válvula, e com o intuito de tornar o curso entre a válvula e os pistões o mais curto possível (evitando problemas de instabilidade devido à compressibilidade do óleo e a elasticidade da tubulação), colocarei a válvula o mais próximo possível da articulação do veículo.

- b) Como a distância entre o final da barra de direção e a válvula é excessivamente longa para que sejam usados sistemas normais de acionamento (barras, engrenagens, etc), usarei um sistema auxiliar semelhante ao sistema de freio convencional. Desta forma a rotação da direção acionará uma rosca sem-fim usinada na barra de direção, esta movimentará um setor de engrenagem solidário à uma haste que aciona um pistão, este movimento é transmitido à um outro pistão (através de linha de óleo) que move o carretel da servo-válvula. O sistema está demonstrado na Fig. 1.2.

- c) Como este veículo tem a peculiaridade de apresentar dois motores (um na frente outro atrás) colocarei a bomba e o reservatório do mesmo lado da válvula (atrás), desta forma, esta ligação pode ser feita com tubulação rígida, de aço, evitando os mesmos problemas da ligação entre a válvula e os pistões.
- d) A escolha do filtro depende evidentemente das vazões e da pressão disponível, mais do que isso, sequer a sua localização pode ser determinada ainda, pois dependendo da perda de carga nele, o filtro poderá estar na sucção ou no retorno do óleo.
- e) A válvula obviamente deverá ser de centro aberto, pois é a única que proporciona um controle satisfatório e simultâneo da vazão e da pressão.
- f) O tipo de bomba, deve ser de deslocamento positivo, para que tenhamos altas pressões e vazão razoavelmente constante. Dentro desta família escolhi a bomba de engrenagens, pois é a mais simples, barata e de torque mais regular. Uma outra bomba possível seria a de palhetas, mas tem as desvantagens de ser mais cara e de manutenção mais complexa, sendo preferível nos casos em que deseja-se vazão variável.
- g) Por fim achei recomendável o uso de dois limitadores de curso, um no corpo da própria válvula, evitando que o carretel seja danificado batendo no fundo da válvula. Outro limitador será colocado na própria barra de direção para

evitar a sobrecarga do sistema intermediário de acionamento, quando este chegar ao fim de curso. Obs.: este limitador pode vir a ser colocado na própria haste do primeiro pistão auxiliar.

Assim sendo, temos um esquema completo do sistema, ilustrado nas figuras 1.2 e 1.3.

Devo citar aqui alguns pontos que foram cogitados mas abandonados.

- Um limitador de vazão, para evitar danos nos filtros e demais pontos do sistema, além de excessiva perda de carga na linha, no caso de, por exemplo, o condutor descer uma ladeira na "banguela", elevando muito a rotação da bomba. O limitador foi dispensado, fazendo-se o dimensionamento do equipamento para a vazão de rotação máxima do motor.
- Para minimizar ainda mais o problema vou acoplar a bomba na saída do motor, desta forma a máxima rotação da bomba (consequentemente a vazão) está limitada pela máxima rotação do motor.

Obs.: Neste caso o condutor corre um risco semelhante ao do motorista que tem servo-freio, mas desliga o motor para economizar gasolina. Assim sendo, deve constar, com destaque, do manual do veículo, a advertência, para que, não seja conduzido desengrenado, pois o veículo estará em alta velocidade e a bomba com baixa vazão, portanto, com

lentidão na resposta ao virar o volante.

- Pensei também em fazer a realimentação de força para a direção através de um pistão gêmeo ao primeiro pistão auxiliar; abandonei esta idéia por dois motivos, com a pressão excessivamente alta (da ordem de 100 kgf/cm^2) a força de realimentação seria exagerada, além do mais a tubulação de realimentação teria que vir da parte trazeira para a dianteira, o que inviabilizou a idéia.

Antes de passar para os cálculos, vejamos as condições de um bom sistema de direção hidráulica.

- Tempo de resposta curto
- Forças compatíveis para o volante e para os pistões
- O motorista deve ter sensibilidade na direção, das forças que atuam nos pistões (realimentação)
- Mais simples e barato possível
- Mínimo consumo de potência

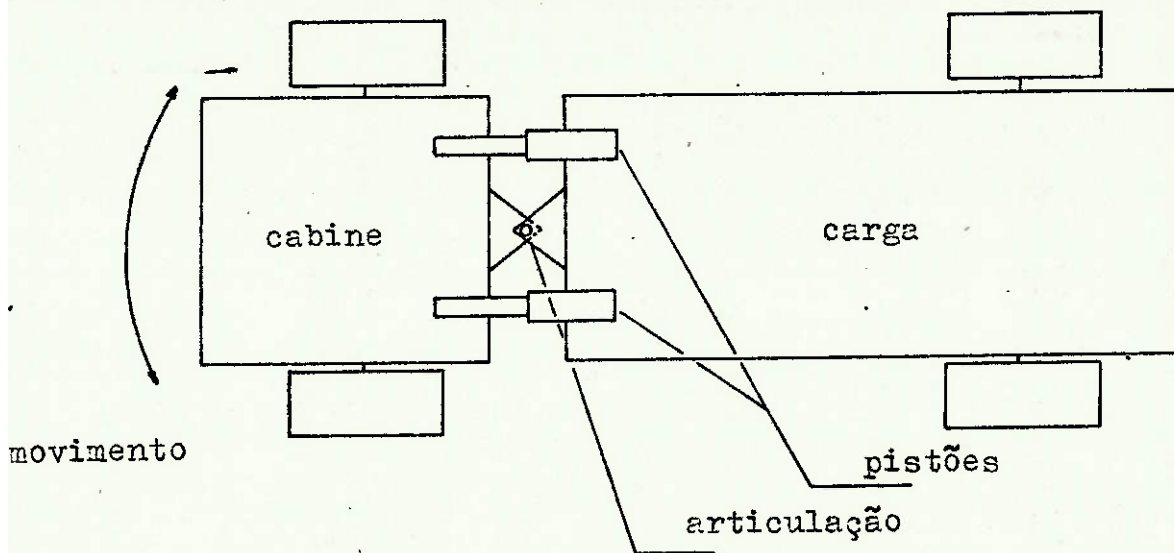


Figura 1.1 - Esquema de veículo com direção hidráulica, pelo sistema articulado

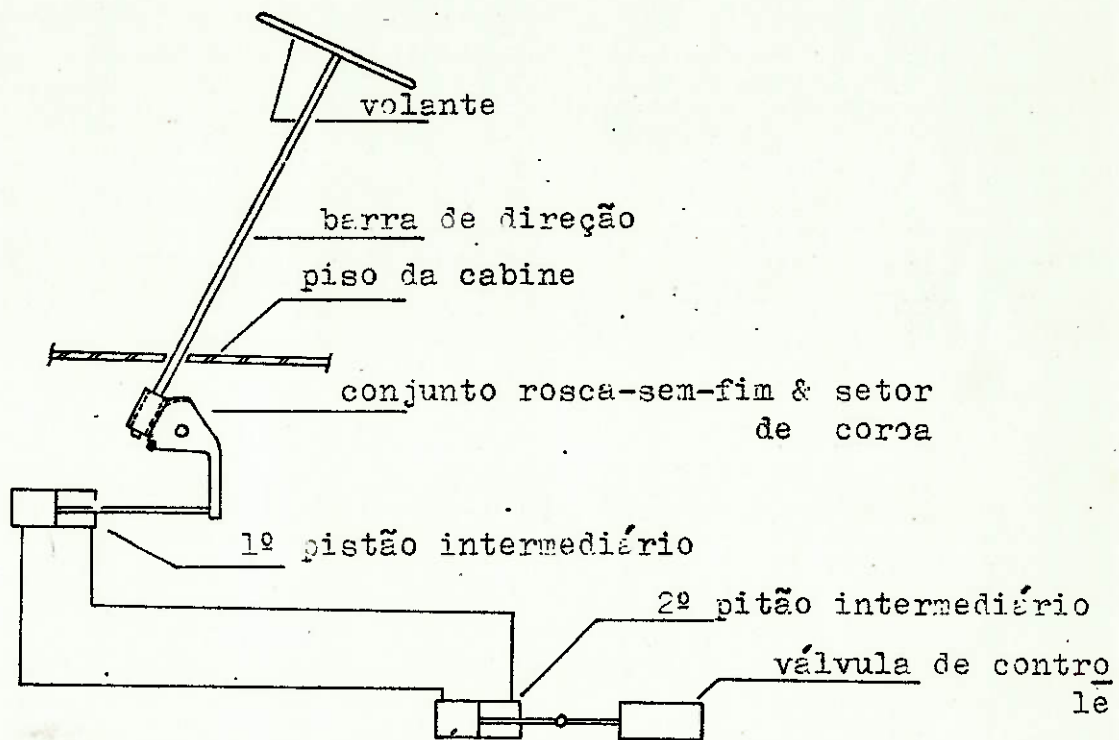
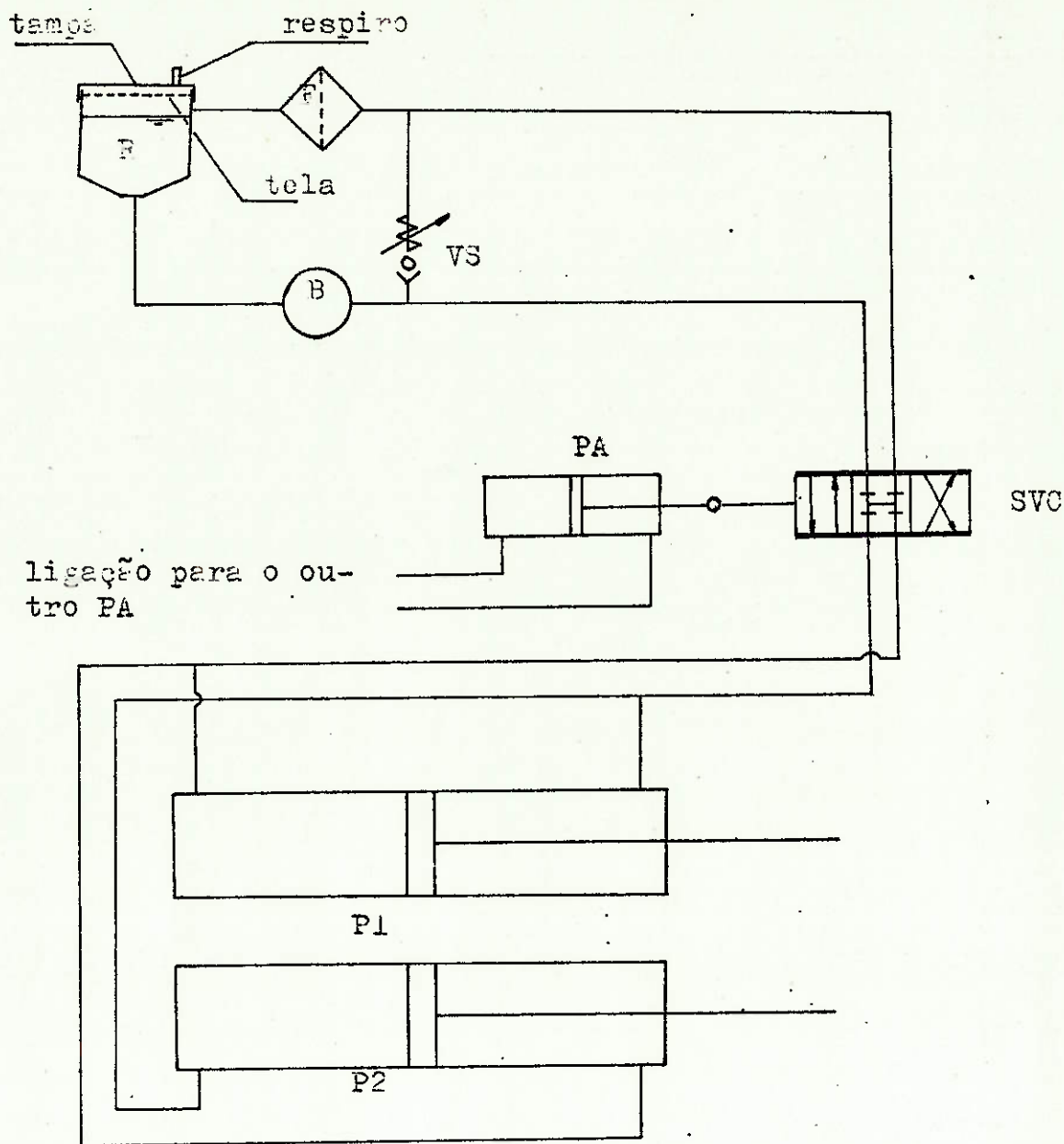


Figura 1.2 - Esquema do sistema auxiliar de acionamento da válvula de controle



R - Reservatório
 F - Filtro
 VS - Válvula de segurança
 B - Bomba

PA - Pistão auxiliar
 SVC - Servo válvula
 P1 - Pistão de carga
 P2 - Pistão de carga

Figura 1.3 - Esquema da instalação hidráulica

CAPÍTULO II

ESFORÇOS EXTERNOS SOBRE AS RODAS

O primeiro esforço a ser estimado é a inércia de rotação, para tanto, devemos conhecer a massa (peso) da cabine, como o catálogo não fornece este dado, farei uma avaliação da seguinte forma:

- O peso atrás das rodas trazeiras é cerca de 85% do peso da cabine (contém um motor também).
- As distâncias do centro de massa foram avaliadas a partir da figura no anexo 1.2.
- As forças nos eixos foram obtidas em A.2 também. O peso da carga foi obtido a partir da diferença entre o peso líquido e o bruto:

$$P_{\ell} - P_{\ell} = 45269 - 21319 = 23950 \text{ Kgf}$$

Para obter a distância a (ver figuras 2.1 e 2.2), coloquei o peso do veículo vazio sobre os dois eixos e obtive as reações sobre eles subtraindo a carga líquida da carga bruta em cada eixo.

$$R_1 = 22432 - 13234 = 9198 \text{ Kgf}$$

$$R_2 = 22837 - 10716 = 12122 \text{ Kgf}$$

Fazendo a soma dos momentos em relação à R_1 , temos:

$$12122 \ell - 21320 a = 0 \quad \ell = 7061 \text{ mm (distância entre eixos)}$$

$$\underline{a = 4015 \text{ mm}}$$

Na figura 2.2, fazendo o equilíbrio de momentos em relação ao CG da carga:

$$- 0,85 F_1 \cdot (3046+250) + 22837 \times 3046 - 22432 \times 4015$$

$$F_1 (4015+1700) = 0$$

$$F_1 = 7036 \text{ Kgf} \quad m \approx 7000 \text{ Kg'}$$

Inércia: aproximando a cabine para um retângulo temos:

$$I = \frac{m(a^2 + b^2)}{12} + mx^2$$

$a = b = 2,7 \text{ m}$ (lados do retângulo)

$$I = \frac{7000 \cdot 2 \cdot 2,7^2}{12} + 7000 \cdot 1,7^2$$

$x =$ distância do centro de rotação ao CG da cabine)

$$I = 28735 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Tomando dados da prática temos:

Ângulo de rotação da cabine; $\hat{A} = 35^\circ$ para cada lado.

Curso total do volante; 4,2 voltas (2,1 para cada lado).

Admito também que ocorre uma aceleração nos iniciais 80° do volante e daí para diante o motorista aciona a direção com velocidade aproximadamente constante.

Tomando os limites ergonômicos temos:

- tempo para girar as 2,1 voltas; $t = 3,4 \text{ s}$

Calculo o ângulo de giro do veículo no tempo de aceleração temos:

$$\frac{80^\circ}{2,1 \cdot 360^\circ} = \frac{\hat{A}'}{35^\circ} \quad \hat{A}' = 3,7^\circ$$

Acompanhando a figura 2.3 e chamando $\dot{\omega}$ de aceleração angular, temos:

$$\dot{\omega} = \frac{W_1}{t_0} \quad \hat{A}' = \frac{W_1}{2t_0} t_0^2 = \frac{W_1 \cdot t_0}{2} \quad \therefore W_1 = \frac{2 \hat{A}'}{t_0}$$

$$W_1 = 0,20 \text{ rd/s}$$

$$\hat{A} - \hat{A}' = W_1 (3,4 - t_0) \quad \underline{t_0 = 0,67 \text{ s (tempo de aceleração)}}$$

$$\underline{\dot{\omega} = 0,30 \text{ rd/s}^2}$$

Desta forma posso calcular o momento devido à inércia do veículo.

$$M_1 = I \cdot \dot{\omega} = 28735 \times 0,30$$

$$M_1 = 8620 \text{ m.N}$$

Outra força decorrente é o efeito "mola" devido ao ângulo do pino mestre; devido à falta de dados sobre a geometria da suspensão do veículo, admitirei um dado prático, no fim do curso vale:

$$(3,5 \text{ a } 4,0) \cdot M_1 = M_2$$

$$M_2 = 32500 \text{ m.N}$$

Para efeito de estimativa, consideremos a inércia das rodas dianteiras.

A rotação das rodas, para frente ou para trás, é dada pelo motor, portanto a única aceleração a ser considerada é aquela devido à rotação de toda a cabine.

$$F = 2 m_a \quad a = \dot{\omega} \cdot r$$

$$M_3 = rF = 2 m \dot{\omega} r^2$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{2,773}{2} \quad (\text{Anexo A.2}) \quad r = 1,386 \text{ m}$$

$$\dot{\omega} = 0,30 \text{ rd/s}^2 \quad (\text{calculado}) \quad e \quad m = 400 \text{ kg} \quad (\text{estimado})$$

$$M_3 = 461 \text{ N x m}$$

Em terrenos de atoleiro temos dois esforços predominantes, o esforço para "cortar" a lama, no caso de estar bastante fluída e o esforço para "subir", saindo do buraco do atoleiro (caso de areia, por exemplo).

$$\text{Para "cortar" a lama (vide Fig. 2.4): } F = \bar{m} A \bar{V}^2$$

$$A = h e \quad (\text{área de avanço})$$

$$h = 0,3 \text{ m} \quad (\text{altura de lama})$$

$$e = 0,635 \text{ m} \quad (\text{espessura da roda})$$

$$\bar{m} = 3000 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{densidade da lama})$$

$$\bar{V} = \frac{2h}{3} \cdot W' \quad W' = \text{velocidade média de avanço}$$

$$W' = \frac{V_A}{r'} \quad (\text{velocidade angular da roda}) \quad V_A = W_1 \cdot r$$

$$V_A = \text{Velocidade do centro da roda} \quad r = 1,386 \text{ m}$$

$$r' = 35'' = 0,889 \text{ m} \quad (\text{raio de rolamento da roda})$$

$$\bar{V} = \frac{2}{3} \frac{V_A}{r'} \quad h = \frac{2 \cdot W_1 \cdot r \cdot h}{3 r'} \quad F = \bar{m} h e \left(\frac{2 \cdot W_1 \cdot r \cdot h}{3 r'} \right)^2$$

$$M = F \cdot 2r = 2 \cdot r \cdot \bar{m} \cdot h \cdot e \left(\frac{2 \cdot W_1 \cdot r \cdot h}{3 r'} \right)^2 \quad (d = 2r)$$

$$M = \frac{\bar{m} d^3 h^3 e W_1^2}{9 r'^2} \quad M_4 = 6 \text{ m.N}$$

O momento neste caso é praticamente desprezível pois a velocidade média de avanço é muito baixa, $\bar{V} = 0,04 \text{ m/s}$. Admitindo agora que ao virar, o veículo "suba" na areia (vide fig. 2.5).

Hipóteses:

- o peso se distribui por igual por todo comprimento de subida ℓ .
- só causará momento, a reação horizontal do chão sobre a roda.
- a distribuição será considerada linear, isto é, variando linearmente, desde N_1 calculado no "vértice" do atoleiro até zero no ponto mais baixo da roda em contato com o chão.

$$T = \arcsin\left(\frac{r' h}{r'}\right) = \arcsin\left(\frac{0,889-0,300}{0,889}\right)$$

$$T_2 = 48^\circ 30' \quad (0,847 \text{ rd})$$

$$\ell = T \cdot r' \quad \ell = 0,753 \text{ m}$$

$$P = 22432 \text{ Kgf} = 220058 \text{ N}$$

$$p = \frac{P}{\ell} = 292242 \text{ N/m}$$

$$N_1 = p \cdot \text{tg } T = 330435 \text{ N/m}$$

$$M_5 = F \frac{d}{2} \quad F = \frac{N_1 \cdot \ell}{2} \quad 124409 \text{ N (área do triângulo de carga)}$$

$$M_5 = 172490 \text{ m.N}$$

Como no último caso, analisarei o caso do veículo encontrar dois buracos (um em cada roda), com inclinações reversas e em oposição ao sentido de giro.

A máxima rampa que o veículo pode subir, pode ser obtida da Fig. A.3.

Em 1a. marcha, a 2 Km/h, a força máxima transmitida à roda é de 20 ton.

$$\text{Ângulo B} = \arcsen \frac{\text{força máxima}}{\text{carga máxima}} = \arcsen \frac{20000}{45269}$$

B = 26°, será também o ângulo máximo que admitirei para os "buracos".

$$N_2 = P. \text{tg B} \quad M_6 = N_2 \frac{d}{2}$$

$$M_6 = 148812 \text{ m.N}$$

Torque máximo oferecido pelos pistões

Para tornar o sistema econômico, devo selecionar apenas os momentos que podem ou devem ocorrer simultaneamente

Teoricamente os únicos esforços mutuamente exclusivos são M_4 e M_5 , mas posso excluir também M_5 ou M_6 , pois não há buracos em atoleiros, exceto aqueles já levados em conta, isto é, aqueles feitos pelas próprias rodas do veículo.

Desta forma excluirei M_4 e M_6 , temos então:

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + M_5 = 8620 + 32500 + 461 + 172490$$

$$M_T = 214071 \text{ N.m (usarei 215000 N.m)}$$

Admitindo, inicialmente, que os pistões estejam colocados a 600 mm do centro, temos então:

$$\text{Carga em cada pistão, } C = \frac{M_T}{2d} = \frac{215000}{1,2}$$

$$C = 179167 \text{ N (18260 Kgf)}$$

Esta é a carga que cada pistão deve ter condições de vencer, como a força é muito elevada, devemos ter alta pressão (150 a 200 Kgf/cm²), para que não tenhamos pistões excessivamente altos.

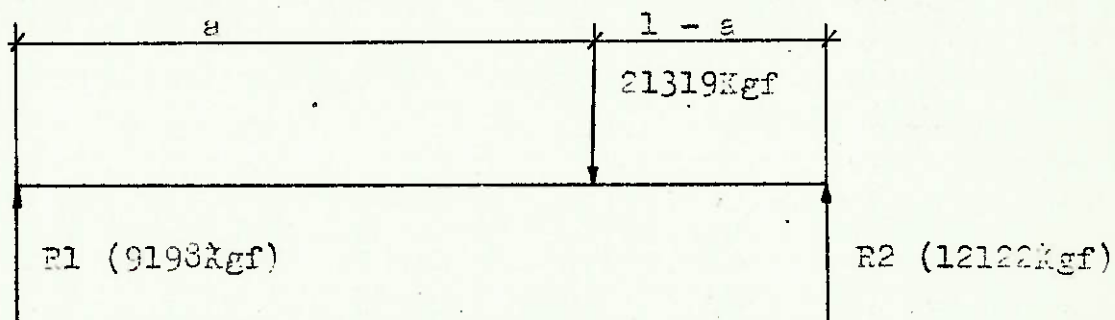


Figura 2.1 - Distribuição de pesos para o veículo vazio (cálculo de a).

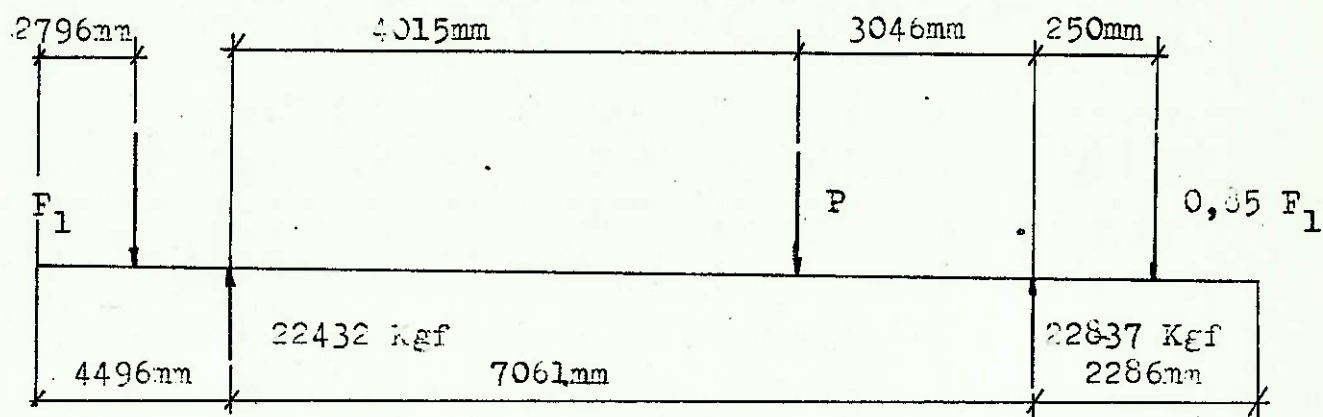


Figura 2.2 - Distribuição de pesos com o veículo carregado (cálculo do peso da cabine)

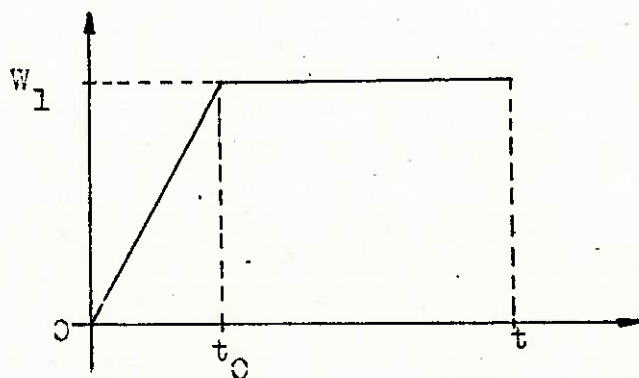


Figura 2.3 - Diagrama da variação de velocidade angular da cabine.

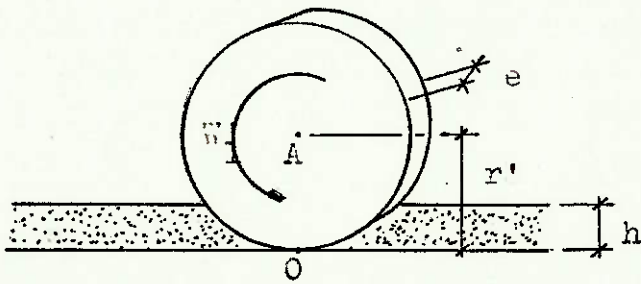


Figura 2.4 - Roda vencendo esforço viscoso do atoleiro.

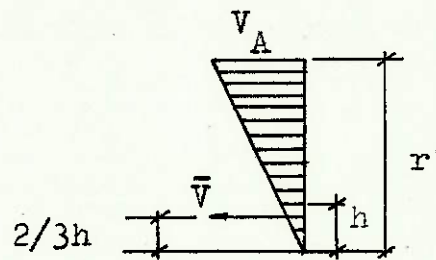


Figura 2.4a - Triângulo de velocidades da roda.

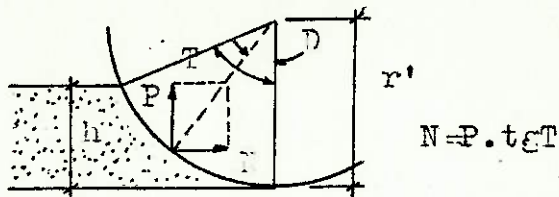


Figura 2.5a - Roda vencendo esforço para "subir" no atoleiro.

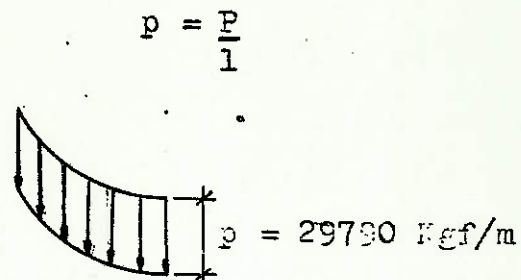


Figura 2.5b - Distribuição da força ao longo do perímetro de contato l.

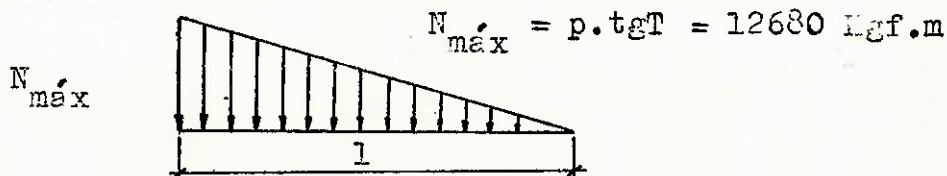


Figura 2.5c - Triângulo dos esforços que produzem momento resistente na roda.

CAPÍTULO III

DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS ELEMENTOS

Admito inicialmente que a pressão disponível no pistão é da ordem de 140 Kgf/cm^2 . Obtenho assim o diâmetro do pistão.

$$C = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad d^2 = \frac{4 \times 18260}{\pi \times 140} = 12,89 \text{ cm}$$

Adoto diâmetro normalizado de 127 mm (5"), temos então a pressão necessária $p = 144 \text{ Kgf/cm}^2$.

Assim obtemos a vazão máxima fornecida pela bomba:

$$Q_s = 2 VS = 2 \omega_1 \cdot r \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad r = \text{distância dos pistões ao centro}$$

$$Q_s = 2 \times 0,2 \times 0,6 \times \frac{\pi \times 0,127^2}{4} = 3,04 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_s = 182 \text{ l/min}$$

Quando a válvula está centrada, deve-se ter uma pressão suficiente para, pelo menos, vencer a força de retorno do pino-mestre.

Esta pressão deve ser dada por:

$$p' = \frac{F}{S} \quad F = \frac{M_2}{2 r} \quad p' = \frac{M_2}{2 rs}$$

$$p' = \frac{32500}{2.0,6} \cdot \frac{4}{0,127^2} = 2,14 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$(21,79 \text{ Kgf/cm}^2)$$

Quando está centrada (área de passagem A_o) a perda de carga na válvula é de $2 \times p'$, desta forma temos:

$$A_p = 43,58 \text{ Kgf/cm}^2$$

pressão "consumida" $p_\ell = 0$

Com p' obtemos A_o :

$$\frac{Q_s}{2} = C_d A_o \sqrt{\frac{2 p'}{\bar{m}}}$$

$$\bar{m} = 850 \text{ Kg/m}^3 \text{ (densidade do óleo)}$$

$$C_d = 0,6 \text{ (coeficiente de contração da veia fluída)}$$

$$A_o = 3,56 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Com a válvula totalmente aberta, a vazão é total (Q_s) e a área de passagem é dobrada ($2 A_o$), portanto a perda de carga total continua sendo $2 p'$, temos agora:

$$A_p = 43,58 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$p_\ell = 144 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (máxima solicitação).}$$

Desta forma, a bomba deve fornecer $A_p + p_\ell + p'$, onde p' é a perda de carga nas linhas e no filtro, estimada em 10 Kgf/cm^2 .

$$p_\ell = 197,58 \text{ Kgf/cm}^2$$

Escolherei (por segurança) uma bomba com 210 Kgf/cm^2 de máximo.

Curso dos pistões (m)

$$m = 2 \hat{\Lambda} \cdot r = 2 \cdot 0,611 \times 600 = 733,04 \text{ mm}$$

Obs: $\hat{\Lambda} = 35^\circ$ (0,611 rd).

Para seleccionar o pistão adoto $m' = 30''$ (762 mm).

Com a vazão, posso seleccionar a tubulação.

O critério de velocidades admissíveis é um tanto quanto variável de autor para autor, girando entre 6 e 12 m/s. Baseado nisto, criei um critério particular. Como temos linhas em que a vazão é total, e outras em que é a metade, resolvi adotar os seguintes critérios:

- a) Velocidades próximas à 8 m/s
- b) Perda de carga por metro iguais (ou muito próximas).

Destas condições, cheguei, através de tentativas no diagrama de Moody, que a perda de carga deve ser de 6 mco (5,1 mco) temos então:

$$Q = 182 \text{ l/min} - V = 8,5 \text{ m/s} - d_i = 21,3 \text{ mm}$$

$$Q = 91 \text{ l/min} - V = 7,3 \text{ m/s} - d_i = 16,3 \text{ mm}$$

Obs: m.c.o. = metros de coluna de óleo

m.c.a. = metros de coluna de água

Aqui ocorreu um problema que geralmente não existe com a água, devido à viscosidade elevada, há uma tendência de cair, num

regime de transição, desta forma, além das considerações já mencionadas, foi levado em conta um compromisso de baixa perda de carga e regime completamente turbulento, de onde tirei o critério a das considerações.

Obs₂: Óleo usado:

- Óleo de base mineral
- $D = 80 \text{ SSU} = 16 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Compressibilidade média $B = 20000 \text{ Kg/cm}^2$

CÁLCULO DA VÁLVULA

Farei com que a área entre a haste e a parede interna, da válvula seja igual a área da tubulação, causando a mesma perda de carga, temos então:

$$\frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{Q_s}{V} = 3,57 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = S'$$

Obtenho o diâmetro da haste, através da resistência dos materiais.

Usando raio de concordância = 0,65 mm, e fazendo iteração, supondo $D = 30 \text{ mm}$ e $d = 20 \text{ mm}$, obtemos:

$$\frac{r}{d} = 0,033 \quad , \quad \frac{D}{d} = 1,5 \quad \therefore \quad K_T = 2,35$$

K_T = fator de concentração de tensões, anexo A.4

$$\bar{R} \geq \frac{45' \cdot P_{\max}}{\pi \cdot d^2} \cdot K_t \quad \bar{R} = \frac{R_r}{3_n}$$

$$P_{\max} = 144 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (pressão diferencial máxima na carga)}$$

R_r = Resistência à ruptura do material, para aço inox

$$\text{AISI 316} , R_r = 6000 \text{ Kgf/cm}^2$$

$n = 1,7$; para tensão pulsante, $\bar{e}$ uma constante que multipli-
cada por 3 fornece o coeficiente de segurança à fadiga,
(vale ainda 1,0 para tensão constante e 3,8 para tensão
simétrica).

$$d^2 \geq \frac{4.3,57 \cdot 144}{\pi} \cdot \frac{3.1,7}{6000} \cdot 2,35$$

$$d \geq 11,4 \text{ mm} \Rightarrow D \geq 24,2$$

temos então:

$$\frac{r}{d} = 0,0057 , \quad \frac{D}{d} = 2,12 \quad \therefore K_t = 2,11$$

$$d \geq 10,8 \text{ mm} \quad D \geq 23,9 \text{ mm}$$

Adotarei $d = 13 \text{ mm}$ e $D = 25 \text{ mm}$

Tenho agora, condições de determinar a folga e da válvula
(folga quando centrada):

$$\pi D e = A_o$$

$$e = \frac{A_o}{\pi D}$$

$$e = \frac{3,56 \times 10^{-5}}{\pi \cdot 25 \times 10^{-3}}$$

$$e = 4,53 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$e = 0,45 \text{ mm}$$

Posso calcular agora a força dinâmica que age na válvula.

$$\text{Centro aberto; } F_x = 2 \bar{m} \cdot Q_s \cdot V \cos \theta$$

Esta força tem um efeito de "mola" que tende sempre a, centrar o carretel, desta forma o F_x dado anteriormente é para a válvula completamente aberta, pois na posição centrada $F_x = 0$.

O ângulo θ é o ângulo com que o jato de óleo entra e sai da válvula. Apesar deste ângulo poder variar, ele só o faz significativamente em folgas muito próximas de zero, nos demais casos θ tende a 69° (dado experimental).

$$F_x = 2 \bar{m} \cdot Q_s \cdot \frac{Q_s}{S} \cdot \cos \theta \quad S = \pi D^2 e \quad (\text{totalmente aberto})$$

$$F_x = \frac{\bar{m} \cdot Q_s^2 \cos \theta}{\pi D e} = \frac{850 \cdot (3,03 \times 10^{-3})^2 \cdot \cos 69}{\pi \cdot 25 \times 10^{-3} \cdot 0,45 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_x = 79,3 \text{ N } (8,1 \text{ Kgf})$$

A válvula deve ter uma rigidez tal que, quando submetida à pressão máxima, ela não deforme significativamente em relação à folga e. Assim sendo, para calcular a espessura da parede mínima, modelarei a válvula em favor da segurança:

Hipóteses: - viga biapoiada de altura h e largura 10 mm
 - comprimento estimado = 140 mm
 - distribuição de pressões conforme Fig 3.1

Da resistência de material temos:

$$f = \frac{M_{\max} \cdot \ell^2}{12 E J}$$

$$J = \frac{1 \cdot h^3}{12}$$

$$M_{\max} = 2380 \text{ cm.Kgf (Fig. 3.16)}$$

Aceito uma flexa máxima f de 5% de e

$$0,05 \cdot 0,045 = \frac{2380 \cdot 14^2}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot h^3/12}$$

$$h \geq 40 \text{ mm}$$

Este valor me parece excessivamente alto, como a flexão na realidade está altamente limitada pela continuidade da válvula (não é uma "ripa" biapoiada), posso adotar um valor menor:

$$\underline{h = 25 \text{ mm}}$$

CÁLCULO DOS ELEMENTOS INTERMEDIÁRIOS ATÉ A VÁLVULA

Quando a carga nas rodas aumenta, deseja-se que o condutor sinta uma parcela desta força no volante, por isso fazemos uma realimentação na válvula, de forma que quanto maior a pressão de carga p_s , maior será a força na direção.

Nas engrenagens comuns a relação de forças transmitidas é diretamente proporcional à relação de redução. No caso de coroa e rosca-sem-fim isto não ocorre, pois os esforços são praticamente ortogonais, desta forma, se o motorista gira a direção ele empurra a coroa da direção do movimento, mas por outro lado, se a coroa for empurrada, a tendência é de "des-carregar" este esforço nos mancais da direção. Assim, o único esforço transformado em torque na direção é o atrito.

Estimando alguns valores:

$D_d = 450 \text{ mm}$ (diâmetro do volante)

$m_i = 0,19$ (coeficiente de atrito aço-aço)

$d_h = 40 \text{ mm}$ (diâmetro da barra de direção)

Obs.: farei com que d_h seja também o diâmetro de pé da rosca-sem-fim.

Força máxima na mão do motorista = 3 Kgf

F' = força da coroa sobre o sem-fim

$d_p' =$ diâmetro primitivo do sem-fim ($d_p' = 40 + 2,5 \text{ m}$)

d_p = diâmetro primitivo da coroa

m = módulo do par de transmissão

Por equilíbrio de momentos:

$$m_i \cdot \cos \hat{C} \cdot F \cdot d_p' = 0,450 \times 19,62$$

$\hat{C}$ = ângulo de hélice da rosca ≈ 0

$$F' \cdot d_p' = 69,71 \text{ m.N}$$

1a. estimativa: $m = 8$ $d_p' = 60 \text{ mm}$

$$F' = 1160 \text{ N (118,3 Kgf)}$$

O setor de coroa, funciona como alavanca apoiada no "meio", com um braço a e o outro $\frac{d_p}{2}$ (ver figura 3.2) defino então um novo parâmetro $n = \frac{d_p}{2a}$

Ainda como 1a. estimativa, coloco a válvula à 120 mm do centro de rotação, desta forma temos:

curso da válvula $2 m'$

$$m' = \hat{A} \cdot r = 73,30 \text{ mm}$$

$$2 m' = 146,61 \text{ mm}$$

$$\text{curso da haste da coroa} = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot p}{n} = s$$

Obs. A cada volta do volante (2,1 voltas para cada lado), a coroa avança um dente e portanto, um passo (p).

Sabemos também que o cilindro acionado pela coroa, deve deslocar o mesmo volume que o cilindro que aciona a válvula , então, sendo:

D, D' = diâmetros dos cilindros da coroa e da válvula (respectivamente).

d, d' = diâmetros das respectivas hastes passantes.

$$\frac{2 \text{ m}'}{s} = \frac{D^2 - d^2}{D'^2 - d'^2} = \frac{n \cdot m'}{2,1 \text{ p}} = \frac{n \cdot m'}{2,1 \cdot \pi \cdot m} = \frac{11,11 \cdot n}{m} \quad - \text{ I } -$$

Chamo de $\bar{F}$ à força de realimentação da válvula e sabendo que a pressão interna nos dois cilindros intermediários é a mesma, temos:

$$\frac{\bar{F}}{s'} = \frac{n F'}{s} = \frac{D^2 - d^2}{D'^2 - d'^2} = \frac{n F'}{F} \quad - \text{ II } -$$

Igualando I e II temos:

$$\bar{F} = \frac{F' \cdot m}{11,11} \quad \bar{F} = \frac{118,3 \times 8}{11,11} = 85,18 \text{ Kgf}$$

$$p_{\max} = 144 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\text{Área para realimentação} = \frac{85,18}{144} = A = 59,15 \text{ mm}^2$$

Usando a haste da válvula para diâmetro maior, obtemos para diâmetro menor; $d_m = 0,97 \text{ cm}$ é uma diferença pequena (13 mm $\rightarrow$ 10 mm), mas aceitável, embora exija um cuidado especial na usinagem, pois qualquer variação aí, refletiria em esfor

ço maior ou menor sentido de direção.

Por questões econômicas, usarei dois cilindros intermediários iguais, desta forma $S = S'$ é da relação I obtemos:

$$\frac{11,11 \, n}{m} = 1 = n = 0,720 = \frac{d_p}{2a}$$

Usando um setor feito a partir de uma coroa que tenha 6 dentes (4,2 + folga) em cerca de 80° .

Chegamos à uma coroa de 27 dentes (Z)

$$n = \frac{d_p}{2a} = \frac{m \cdot Z}{2a} = 0,720 \quad a = 150 \, \text{mm}$$

Com o intuito de aumentar a área de realimentação (diminuindo os riscos de erros) e de diminuir a haste a farei uma 2a. estimativa.

$$m = 10 \quad \text{e} \quad d_m = 8 \, \text{mm}$$

$$\bar{F} = p_{\max} \cdot \frac{\pi (13^2 - 8^2)}{4} = 118,75 \, \text{Kgf}$$

$$\text{de I temos: } \frac{n \cdot m'}{2,1 \cdot \pi \cdot m} = 1$$

$$\text{de II temos: } \frac{n \, F'}{\bar{F}} = 1$$

$$\text{igualando, temos: } m' = \frac{2,1 \cdot \pi \cdot m}{F'} \cdot F'$$

$$d_p' = 40 + 2,5 \cdot 10$$

$$d_p' = 65 \text{ mm}$$

$$F' = \frac{69,71}{d_p'} = 1120 \text{ N (114,48 Kgf)}$$

$$\text{logo: } m' = 68,43 \text{ mm} \quad 2 m' \approx 5,5'' \text{ (para selecionar os pistões)}$$

$$n = 1,037$$

$$a = 130,18 \text{ mm}$$

$$d_p = 270 \text{ mm}$$

$$s = \frac{4,2 \cdot \pi \cdot m}{n} = 136 \text{ mm (5,5'' para seleção)}$$

distância entre a articulação e a válvula (f):

$$f = \frac{m'}{2 \operatorname{tg} (\hat{A}/2)} = \frac{68,43}{2 \operatorname{tg} 17,5} = 108 \text{ mm}$$

Pressão máxima nos cilindros intermediários.

Devido aos dois batentes, não serão transmitidos os esforços de fim de curso aos pistões, desta forma, a máxima força recebida neles será devido à reação da válvula, mais a força de realimentação:

$$p' = \frac{F''}{S'}$$

Escolhendo um pistão "pequeno", com $D = 1 \frac{1}{2}''$ e $d = 5/8''$

$$p' = \frac{8,1 + 118,8}{(D^2 - d^2)} \cdot \frac{4}{\pi} = 13,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Desta forma posso escolher um pistão mais leve.

Posso usar um cilindro Schrader Bellows modelo "Power Dome" com eixo passante (anexos de A.5 até A.19, principalmente - A.14).

Desta forma, a ligação entre os cilindros usará uma tubulação de 1/4", que é o diâmetro das roscas de entrada e saída.

BATENTES

Na válvula colocarei um batente para a sua haste, com folga $2e = 0,9 \text{ mm}$ e um carretel na haste de largura 5 mm , portanto a largura total entre os encostos é de $5,9 \text{ mm}$ (ver no desenho detalhamento da válvula).

Outro batente será mais simples, serão dois pinos limitando o curso do setor de coroa (ver fig. 2.7).

Se o setor move-se $2,1$ passos para cada lado, e colocando os pinos na linha do diâmetro primitivo, temos:

$$\ell = (2 \cdot 2,1 + 6) \pi \cdot m = 320,4 \text{ mm}$$

ℓ = distância em arco, dos lados "internos" dos pinos, se usarmos pinos com $\varnothing = 1/8"$ ($3,18 \text{ mm}$), teremos a distância total entre centros de:

$$\ell' = 320,44 + \frac{2 \cdot 3,18}{2}$$

$$\ell' = 323,6 \text{ mm}$$

equivale a um ângulo de $137^{\circ}20'$ e uma distância em corda de 251,4 mm.

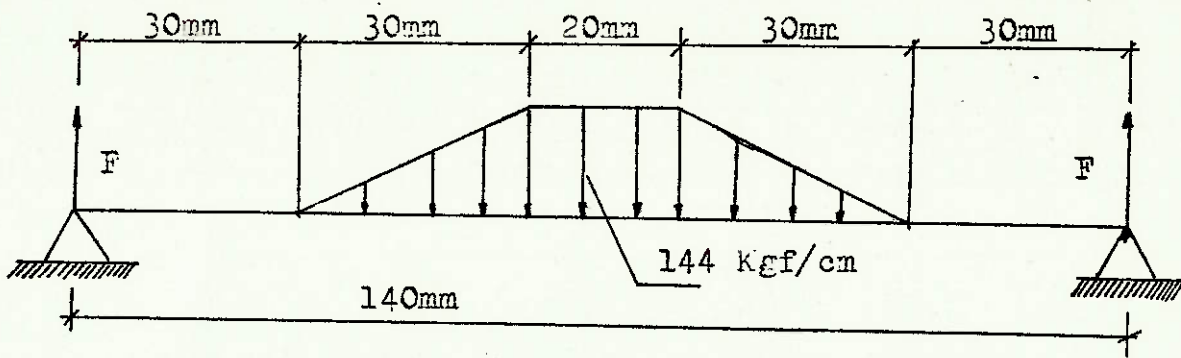


Figura 3.1a - Modelo de distribuição de cargas sobre a parede da válvula.

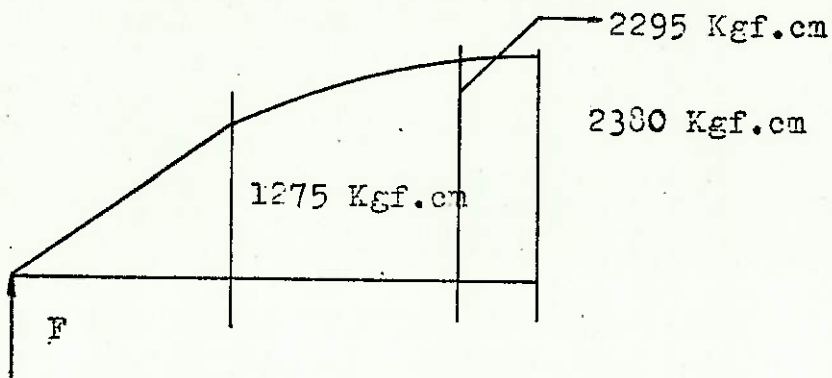


Figura 3.1b - Distribuição de momentos fletores sobre a haste, di go, parede da válvula

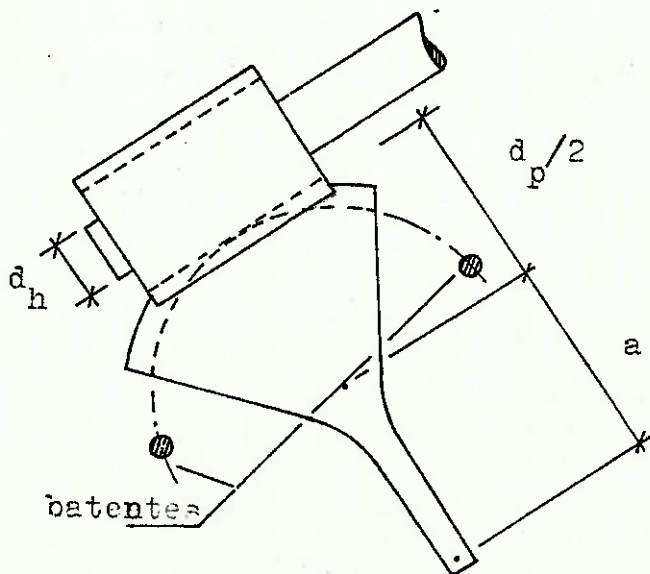


Figura 3.2 - Conjunto setor de coroa, rosca sem-fim e batentes

CAPÍTULO IV

ANÁLISE DE ESTABILIDADE DO SISTEMA

Esta é a parte mais crítica do projeto, pois nas outras seções foram considerados esforços aplicados de maneira quase estática e respostas fornecidas pelo sistema de maneira instantânea.

Neste capítulo procurarei considerar todos os elementos dinamicamente relevantes e englobá-los numa única equação diferencial e a partir dela verificar por critérios matemáticos e físicos se não há tendência do sistema instabilizar-se.

Equacionamento de $\underline{z}$ (Fig. 4.1)

EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS

$$\text{Válvula de centro aberto: } Q_{\ell} = \frac{Q_s}{e} (x - y) - \frac{Q_s}{2 P_{so}} \cdot P_{\ell}$$

Q_{ℓ} = vazão para a carga

Q_s = vazão fornecida pela bomba

x = posição do carretel da válvula

y = posição do corpo da válvula

P_{ℓ} = pressão na carga

P_{so} = pressão fornecida à válvula quando esta está centrada ($x = y$).

$$Q_s^2 = C_d^2 \pi^2 D^2 e^2 \cdot \frac{2p_{so}}{\bar{m}} \quad \text{sendo } C_o^2 = C_d^2 \cdot \frac{2}{\bar{m}}$$

$$p_{so} = \frac{Q_s^2}{(C_o A_o)^2} \quad A_o = \pi \cdot D \cdot e$$

$$\text{chamando } k_1 = \frac{Q_s}{e}, \quad k_2 = \frac{(C_o A_o)^2}{Q_s} \quad \text{e} \quad k_3 = \frac{k_1}{k_2}$$

$$\underline{Q_\ell = k_3 \cdot k_2 (x - y) - k_2 p_\ell} \quad \text{I}$$

nos pistões temos:

$$\underline{Q_\ell = 2 A_p \cdot \dot{z} + 2 A_s (\dot{y} - \dot{x})} \quad \text{II}$$

O "2" é devido a serem dois pistões

A_p = área do pistão

A_s = área de realimentação de pressão na válvula

z = posição da haste do pistão

$\dot{x}$, $\dot{y}$ e $\dot{z}$ = velocidades dos respectivos pontos

na válvula:

$$\underline{F_v = m_v \cdot \ddot{x} + A_s \cdot p_\ell} \quad \text{III}$$

m_v = massa da válvula

F_v = força exigida pela válvula

$\ddot{x}$, $\ddot{y}$ e $\ddot{z}$ = acelerações dos pontos

Obs.: em m_v serão consideradas as massas dos pistões intermediários e o óleo neles contido.

A força a ser transmitida à válvula é a mesma transmitida pela haste da coroa (pistões intermediários de tamanho igual), desta forma:

$$\underline{F_v = \left(\frac{2n}{m} \right) k_s (\theta_s - \theta_i)} \quad \text{IV}$$

n = redução devido ao braço da coroa

m = módulo do par engrenado

k_s = constante elástica torcional da barra de direção

θ_s = ângulo de giro de direção

θ_i = ângulo de giro da rosca sem fim

Na carga, desprezando forças menores, como atritos viscosos e a constante elástica devido às forças hidráulicas na válvula (ver cálculo de F_x no Capítulo III), temos:

$$\underline{F_\ell = 2 m_\ell \cdot \ddot{z} - 2 k_\ell z - 2 \Lambda_p \cdot P_\ell} \quad \text{V}$$

F_ℓ = força exigida pela carga

m_ℓ = massa equivalente deslocada por cada pistão

k_{ℓ} = constante de mola equivalente devido a inclinação do pino mestre (ver M_2 no Capítulo II)

Obs.: As mesmas forças aqui desprezadas, o foram na relação III.

Temos uma última equação que relaciona z e y

$$y = \frac{z}{i}$$

$$i = \frac{\text{distância dos pistões ao centro de rotação}}{\text{distância da válvula ao centro de rotação}}$$

Daqui por diante, ao escrever as equações, já aplicarei a transformada de Laplace.

$$x = x \quad \dot{x} = sx \quad \ddot{x} = s^2 x$$

Da equação V, obtemos P_{ℓ} :

$$P_{\ell} = \frac{2m_{\ell} s^2 z + 2k_{cz} - F_{\ell}}{2 A_p} \quad \text{VI}$$

Eliminamos F_v , igualando III e IV:

$$m_v s^2 x + A_s \cdot P_{\ell} = \left(\frac{2n}{m} \right) k_s (\theta_s - \theta_i)$$

$$\theta_i = \theta_s - \frac{1}{k_s} \cdot \frac{m}{2n} (m_v s^2 x + A_s \cdot P_{\ell})$$

Introduzindo P_ℓ obtido na equação VI, temos:

$$x = \theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) - \frac{m_v s^2 x}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 - \frac{A_s}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right) .$$

$$\cdot \frac{(2 m_\ell s^2 z + 2 k_\ell z - F_\ell)}{2 A_p}$$

$$x \left[1 + \frac{m_v s^2}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 \right] = \theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) - \frac{A_s}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 .$$

$$\cdot \frac{(2 m_\ell s^2 z + 2 k_\ell z - F_\ell)}{2 A_p}$$

Igualando as equações I e II e substituindo P_ℓ , temos:

$$k_3 k_2 (x - y) - \frac{k_2}{2 A_p} (2 m_\ell s^2 z + 2 k_\ell z - F_\ell) =$$

$$= 2 A_p z s + 2_s A_s (y - x))$$

Substituindo x pela equação anterior e y por $\frac{z}{1}$, encontramos:

$$K_3 k_2 \left(\frac{\theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) - \frac{A_s}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 \frac{(2 m_\ell s^2 z + 2 k_\ell z - F_\ell)}{2 A_p}}{1 + \frac{m_v s^2}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2} \right) -$$

$$- k_3 k_2 \cdot \frac{z}{i} - \frac{k_2}{2A_p} (2 m_\ell s^2 z + 2 k_\ell z - F_\ell) = 2 A_p s z +$$

$$+ 2 A_s \left[\frac{s z}{i} - s \left(\frac{\Theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) - \frac{A_s}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 \frac{(2m_\ell s^2 z + 2k_\ell z - F_\ell)}{2 A_p}}{1 + \frac{m_V \cdot s^2}{k_s} \frac{m^2}{2n}} \right) \right]$$

Aplicando a propriedade distributiva temos:

$$k_2 k_3 \Theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) - \frac{k_3 k_2 A_s}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 m_\ell s^2 z - \frac{k_3 k_2 A_s}{k_s A_p} \frac{m^2 k_\ell z}{2n} +$$

$$+ \frac{k_3 k_2 A_s}{2 A_p k_s} F_\ell - \frac{k_3 k_2 z}{i} - \frac{k_3 k_2 z m_V s^2}{i k_s} \cdot \left(\frac{m}{2n} \right)^2 - \left[\frac{k_2}{2 A_p} - \right.$$

$$\left. - \frac{k_2 \cdot m_V \cdot s^2}{2 k_s A_p} \times \left(\frac{m}{2n} \right)^2 \right] \cdot (2m_\ell s^2 z + 2 K_\ell z - F_\ell) =$$

$$= 2 A_p s z + \frac{2 A_p s z m_V s^2}{k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 + \frac{2 A_s s z}{i} + \frac{2 A_s s z m_V s^2}{i k_s} \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{m}{2n} \right)^2 - 2 A_s s \Theta_s \left(\frac{m}{2n} \right) + \frac{A_s^2 s}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 \cdot (2m_\ell s^2 z + 2k_\ell z - F_\ell)$$

Observando a equação anterior, verifico que z pode ser isolado obtendo-se uma equação do tipo:

$$z = \frac{C_1 \theta_s + C_2 F_\ell}{s^4 + G_3 s^3 + G_2 s^2 + G_1 s + G_0}$$

Para a análise de estabilidade sô nos interessa o denominador, que é a soma dos coeficientes de z na nossa equação, desta forma escreverei a seguir apenas os termos em z , eliminando a própria variável que multiplicaria a todos, e passando-os para o 2º membro (deixando θ_s e F_ℓ positivos no primeiro).

$$\frac{k_3 k_2 A_s}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 m_\ell s^2 + \frac{k_3 k_2 A_s}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 k_\ell + \frac{k_3 k_2}{i}$$

$$+ \frac{k_3 k_2 m_v s^2}{i k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 + \frac{k_2}{A_p} m_\ell s^2 + \frac{k_\ell k_2}{A_p} + \frac{k_2 m_v s^4}{k_s A_p} .$$

$$\cdot \left(\frac{m}{2n} \right)^2 m_\ell + \frac{k_2 k_\ell m_v s^2}{A_p k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 + 2 A_p s + \frac{2 A_p s^3 m_v}{k_s} .$$

$$\cdot \left(\frac{m}{2n} \right)^2 + \frac{2 A_s s}{i} + \frac{2 A_s s^3 m_v}{i k_s} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 +$$

$$+ \frac{2 A_s^2 s^3 m_\ell}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)^2 + \frac{2 A_s^2 s k_\ell}{k_s A_p} \left(\frac{m}{2n} \right)$$

Agrupando os termos em s^4 , s^3 , s^2 , s e independente, e dividindo todos pelo coeficiente de s^4 , obtenho:

$$G_3 = \frac{1}{k_2} \left[\frac{2 A_s^2}{m_v} + \frac{2 A_p}{m_\ell} \left(A_p + \frac{A_s}{i} \right) \right]$$

$$G_2 = \frac{(2n/m)^2 k_s + k_3 A_s}{m_v} + \frac{1}{m_\ell} \left(\frac{k_3 A_p}{i} + k_\ell \right)$$

$$G_1 = \frac{1}{m_\ell m_v k_2} \left[\left(\frac{2n}{m} \right)^2 A_p k_s \left(2 A_p + \frac{2 A_s}{i} \right) + 2 A_s^2 k_\ell \right]$$

$$G_0 = \frac{1}{m m_v} \left[\left(\frac{2n}{m} \right)^2 k_s \left(\frac{k_3 A_p}{i} + k_\ell \right) + k_\ell k_3 A_s \right]$$

CÁLCULO DAS CONSTANTES EM JOGO (TODAS NO S I)

$$k_2 = \frac{C_o A_o}{Q_s} = 3,49 \times 10^{-10}; \quad k_3 = \frac{Q_s^2}{e (C_o A_o)^2} = 1,89 \times 10^{10};$$

$$A_p = \frac{\pi \times 0,127^2}{4} = 1,27 \times 10^{-2}; \left(\frac{2n}{m} \right)^2 = \left(\frac{2 \cdot 1,037}{10 \times 10^{-3}} \right)^2 = 4315$$

$$i = \frac{600}{108} = 5,56; A_s = \frac{\pi (0,013^2 - 0,008^2)}{4} = 8,25 \times 10^{-5}$$

Como o movimento é de rotação o que os pistões aceleram não é uma massa, mas sim uma inércia, desta forma, procurarei uma massa equivalente, que causaria o mesmo efeito.

$$m_c \dot{W} r = \frac{I \dot{W}}{2 r} \quad (\text{vem de } F = \frac{M}{r})$$

Como estou procurando a massa equivalente em cada pistão, dividi o momento por dois.

$$m = \frac{I}{2 r^2} = \frac{28935}{2 \cdot 0,6^2} = 39910 \text{ Kg}$$

A constante torcional da barra de direção pode ser obtida, por:

$$k_s = \frac{J_p G}{l} \quad d = 40 \text{ mm (ver } d_n \text{ no Capítulo III)}$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{momento geométrico polar de inércia})$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} = \text{elasticidade transversal}$$

$$E = 2,1 \times 10^6 \text{ Kgf/cm}^2 = 2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 \text{ (módulo de elasticidade)}$$

$$\mu = 0,3 = \text{módulo de Poisson}$$

$$\ell = 0,78 = \text{comprimento da barra (estimado)}$$

$$\text{logo, } k_s = 25530 \text{ N.m/rd}$$

A constante k_ℓ é também uma constante que representa equivalentemente um movimento. No caso é o efeito de "mola" causado pela inclinação do pino mestre, e pode ser dada aproximadamente por:

$$k_\ell = \frac{M_2}{2r} \cdot \frac{1}{c} \quad M_2 = \text{momento do pino mestre (máximo)}$$

$$c = r \cdot \hat{A} \quad (\text{semi-curso dos pistões})$$

$$k_\ell = \frac{M_2}{2 r^2 \hat{A}} = \frac{32500}{2 \cdot 0,6^2 \times 0,611} = 73890 \text{ N/m}$$

A massa a ser acelerada entre a haste da coroa e a válvula (m_v) é composta por:

massa do carretel da válvula + massa de óleo e pistões dos cilindros intermediários.

$$\text{massa do carretel} \cong \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} \cdot 0,20 \times 7850 = 0,49 \text{ Kg}$$

0,20 m = comprimento; 0,02 m = diâmetro médio

7850 kg/m³ = densidade do aço

Dadas as dimensões dos pistões (Capítulo III) e admitindo ,
uma linha intermediária de 4m x 1/4" (2m na ida e mais 2m
na volta), temos ainda; densidade do óleo = 850 kg/m³, esta
massa será:

$$m = 3,1 \quad 3,10 \text{ Kg}$$

$$m_v = 3,59 \text{ Kg}$$

CÁLCULO DOS COEFICIENTES

$$G_3 = 34,051; \quad G_2 = 3,063 \times 10^8; \quad G_1 = 7,093 \times 10^9 \text{ e } G_0 = 3,315 \times 10^{11}$$

Para encontrar a frequência natural, preciso decompor em duas
equações do 2º grau:

$$(s^2 + as + b) \cdot (s^2 + cs + d)$$

Tenho então a relação básica de igualdade:

$$c + a = G_3$$

$$ac + d + b = G_2$$

$$ad + bc = G_1$$

$$bd = G_0$$

Pela ordem de grandeza do coeficientes, obtenho que $d \approx G_2$

$$\text{Manipulado as equações, obtenho: } a = \frac{G_1 d - G_0 G_3}{d^2 - G_0}$$

Resolvendo, temos:

$$d = 3,062 \times 10^8 \quad b = 1082,6 \quad a = 23,165 \quad c = 10,886$$

Sabendo da dinâmica de sistemas que:

$$s^2 + as + b = s^2 + 2tW_n s + W_n^2$$

onde W_n = frequência natural; t = amortecimento

Assim, temos duas frequências naturais:

$$W_{n1} = 32,90 \text{ rd/s (5,2 Hz)} \quad W_{n2} = 17498,6 \text{ rd/s (2785 Hz)}$$

$$t_1 = 0,35 \quad t_2 \approx 0$$

A segunda frequência natural, apesar de ter amortecimento - desprezível, é excessivamente alta, de modo que jamais será alcançada por um sistema mecânico, não apresentando risco ao sistema.

A primeira frequência, por outro lado, não só é baixa, mas também tem um amortecimento relativamente baixo, portanto, esta primeira construção deve ser alterada

1a. Tentativa

Aumentarei o diâmetro dos pistões para 8", mas para não alterar o restante do sistema, "trarei" os pistões mais para junto da articulação, de forma a manter a vazão e pressão como foi calculada anteriormente.

As constantes passam a ser:

$$A_p = 3,24 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad \text{a nova distância:}$$

$$r = 234,4 \text{ mm} \quad r = \frac{0,6 \times 1,27 \times 10^{-2}}{3,24 \times 10^{-2}}$$

$$i = 2,17$$

$$m = 261457 \text{ Kg}$$

$$k = 484164 \text{ N/m}$$

Os demais termos permanecem os mesmos

Obtemos então:

$$G_3 = 34,052$$

$$G_2 = 3,063 \times 10^8$$

$$G_1 = 7,093 \times 10^9$$

$$G_0 = 3,318 \times 10^{11}$$

Comparando com os resultados anteriores, verifico que não houve nenhuma alteração significativa. Tentando para outras posições e diâmetros do cilindro, sob a mesma filosofia de não alterar as demais características, também não consegui alterar significativamente a resposta do sistema.

Baseado nestes resultados, resolvi alterar as características do sistema (vazão, folga da válvula, etc.), tentando aumentar bastante a frequência natural, ou o amortecimento (ou ambos).

2a. Tentativa

Aumento o diâmetro do pistão (8") e colocó-o a 400 mm do centro de rotação.

Temos aí:

$$A_p = 3,24 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \quad r = 400 \text{ mm}$$

$$Q_s = 2 A_p \cdot W_1 \cdot r = 5,18 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 311 \text{ l/min}$$

$$p = \frac{M}{2r A_p} = \frac{215000}{2 \cdot 0,4 \cdot 3,24 \cdot 10^{-2}} = 8,29 \times 10^6 \text{ N/m}^2 =$$

$$= 84,55 \text{ Kgf/cm}^2$$

Pressão de "espera" para vencer o efeito do pino mestre:

$$A_p = \frac{M_2}{2r A_p} = \frac{32500}{2 \cdot 0,4 \cdot 3,24 \cdot 10^{-2}} = 1,25 \times 10^6 \text{ N/m}^2 =$$

$$= 12,78 \text{ Kgf/cm}^2$$

Obs.: $p_{\max} = p + 2 A_p + 10 = 120,11 \text{ Kgf/cm}^2$, portanto posso usar uma bomba com pressão limite menor:

$$\frac{Q_s}{2} = C_d \pi D e \left(\frac{2 A_p}{\bar{m}} \right)^{1/2} \quad e = 1,01 \times 10^{-3} \text{ m}$$

As constantes são agora:

$$k_2 = 1,03 \times 10^{-9} \quad k_3 = 4,99 \times 10^9 \quad m_\ell = 76970 \quad m_v = 3,59$$

$$k_s = 25530 \quad (2n/m)^2 = 43015 \quad k_\ell = 168624 \quad i = 3,70$$

para termos a mesma força de realimentação com pressão menor, devemos ter A_s maior:

$$A_s = 1,41 \times 10^{-4}$$

$$G_3 = 38,267 \quad d = 2,530 \times 10^8$$

$$G_2 = 2,531 \times 10^8 \quad b = 683,794$$

$$C_1 = 9,111 \times 10^9 \quad a = 37,012$$

$$G_0 = 1,730 \times 10^{11} \quad c = 1,255$$

Obtemos então:

$$W_1 = 26,2 \text{ rd/s } (4,2 \text{ Hz}) \quad W_2 = 15906 \text{ rd/s } (2532 \text{ Hz})$$

$$t_1 = 0,708 \quad t_2 \approx 0$$

Apesar da frequência natural ter baixado ainda mais, o amortecimento subiu para 0,70; que é um valor aceitável, pois com este valor (que coincidentemente é o valor limite) não mais ocorre o pico de ressonância.

Posso aceitar este valor, pois se houver um erro grande, digamos, para $t_1 = 0,5$, o pico de ressonância seria de apenas 14%, isto é, para uma amplitude de 10 mm, o pico será de 11,4 mm, que não prejudicaria sensivelmente a estrutura do veículo.

CRITÉRIO DE ESTABILIDADE MATEMÁTICA

Por este critério, devemos ter:

G_0, G_1, G_2 e G_3 maiores que zero e também

$G_1 (G_3 G_2 - G_1) - G_3^2 G_0$ maior que zero

A primeira condição está satisfeita, verificando a segunda:

$$9,111 \cdot 10^9 (38,267 \cdot 2,531 \cdot 10^8 - 9,111 \cdot 10^9) -$$

$$- 38,267^2 \cdot 1,73 \cdot 10^{11} = 5,233 \times 10^{18}$$

Portanto posso considerá-lo estável

EQUACIONAMENTO DE θ_s

A função anterior mostrou-nos a estabilidade do sistema quanto a perturbações externas (nos pistões). Devo agora verificar a estabilidade quanto a excitações no próprio volante.

Tomamos as mesmas relações do equacionamento anterior (I até VI) substituindo a equação V por:

$$T = J_s \ddot{\theta}_s + b_s \dot{\theta}_s + k_s (\theta_s - \theta_i) \quad - \text{V.a} -$$

Resolvendo pelo mesmo processo já mostrado obtemos uma função do tipo:

$$\theta_s = \frac{E_1 z + E_2 T}{s^4 + H_3 s^3 + H_2 s^2 + H_1 s + H_0}, \text{ onde:}$$

$$H_3 = \frac{b_s}{J_s} + \frac{b_e + 2 A_s^2/k_2}{m_v}$$

$$H_2 = \frac{k_s}{J_s} + \frac{k_e + A_s k_3/i + (2n/m)^2 k_s}{m_v} + \frac{b_s (b_e + 2 A_s^2/k_2)}{J_s \cdot m_v}$$

$$H_1 = \frac{k_s (b_e + 2 A_s^2/k_2) + b_s \left[k_e + A_s k_3/i + (2n/m)^2 k_s \right]}{J_s m_v}$$

$$H_0 = \frac{k_s (k_e + A_s k_3/i)}{J_s m_v}$$

J_s é o momento de inércia devido à direção e sua barra.

$$J_s = \frac{m r^2}{2} + \frac{m' (R^2 - R'^2)}{2}$$

$2r = 40$ mm (diâmetro da barra)

$$m = \frac{\bar{m} \cdot \ell (2r)^2 \pi}{4} = 7,69 \text{ Kg (massa da barra)}$$

Sabemos que a direção tem um diâmetro (empunhadura) de 25 mm e é de plástico (polietileno alta densidade) de densidade 1200 Kg/m³

Desta forma, temos:

$$R = 225 \text{ mm} \quad R' = 200 \text{ mm}$$

$$m' = 1200 \cdot \frac{\pi (25 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 0,450 \pi = 0,83 \text{ Kg}$$

$$J_s = 5,95 \cdot 10^{-3} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

O amortecimento da barra de direção é dada por:

$$b_s = \frac{m_i \cdot S}{e'} \cdot \frac{d}{2} \quad m_i = 9,8 \times 10^{-2} \text{ N s/m}^2 \text{ (viscosidade do óleo lubrificante)}$$

$$b_s = \frac{m_i \cdot \pi \ell d^2}{2 e'} \quad s = \text{área do mancal}$$

$$\ell = 50 \text{ mm (comprimento do mancal)}$$

$$e' = 55 \times 10^{-3} \text{ mm (folga no mancal)}$$

$$b_s = 0,224 \text{ N.s}$$

$$b_\ell = \frac{m_i \cdot S}{e'} = \frac{\pi \cdot m_i \cdot d \cdot \ell}{e'} \quad (\text{amortecimento nos pistões})$$

$$e' = 0,25 \text{ mm} \quad d = 0,203 \text{ m (8")}$$

$$m_i = 1,01 \times 10^6 \text{ psi} \cdot s = 7,05 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 \text{ (viscosidade do óleo do sistema hidráulico = 80 SSU).}$$

$$\ell = 30 \text{ mm (comprimento do cilindro do pistão)}$$

$$b_\ell = 0,540 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

Amortecimento da válvula

$$b_e = \frac{\pi m_i d \ell}{e'} \quad m_i = 7,05 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 \quad d = 25 \text{ mm}$$

$$b_e = 1,266 \text{ N} \cdot \text{s/m} \quad \ell = 80 \text{ mm} \quad e' = 35 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Obs.: os valores de e' foram obtidos das tabelas de tolerância para cada diâmetro, caso de folga deslizante.

$$k_e = M_2/r^2 \cdot \hat{A} \cdot 2 = 484164 \text{ N.M}$$

Obtemos então:

$$\begin{array}{lll} H_3 = 52,670 & d = 3,103 \cdot 10^8 & W_1 = 7,6 H_2 \\ H_2 = 3,104 \cdot 10^8 & b = 2292,85 & t_i = 0,39 \\ H_1 = 1,154 \cdot 10^{10} & a = 37,190 & W_2 = 2804 H_2 \\ H_0 = 7,117 \cdot 10^{11} & c = 16,48 & t_2 \cong 0 \end{array}$$

Como trata-se de um estudo do movimento realizado na direção, não há preocupação quanto a frequência natural, pois o condutor jamais conseguira imprimir mais que 1 H_2 no volante.

Quanto ao critério matemático temos:

H_3, H_2, H_1 e H_0 maiores que zero (O.K.)

$$H_1 (H_3 H_2 - H_1) - H_3^2 \cdot H_0 = 5,549 \cdot 10^{19} \text{ (também positivo)}$$

Desta forma, concluo que o sistema é estável.

Obs.: Nos cálculos anteriores, cheguei à conclusão que a pressão cai de 144 Kgf/cm^2 para 85 Kgf/cm^2 . Reduzindo a espessura da parede na proporção da raiz cúbica desta relação manterei a mesma flecha, mas como a folga e da válvula aumenta, a relação f/e diminui, aumentando a precisão da válvula. Portanto usarei este critério.

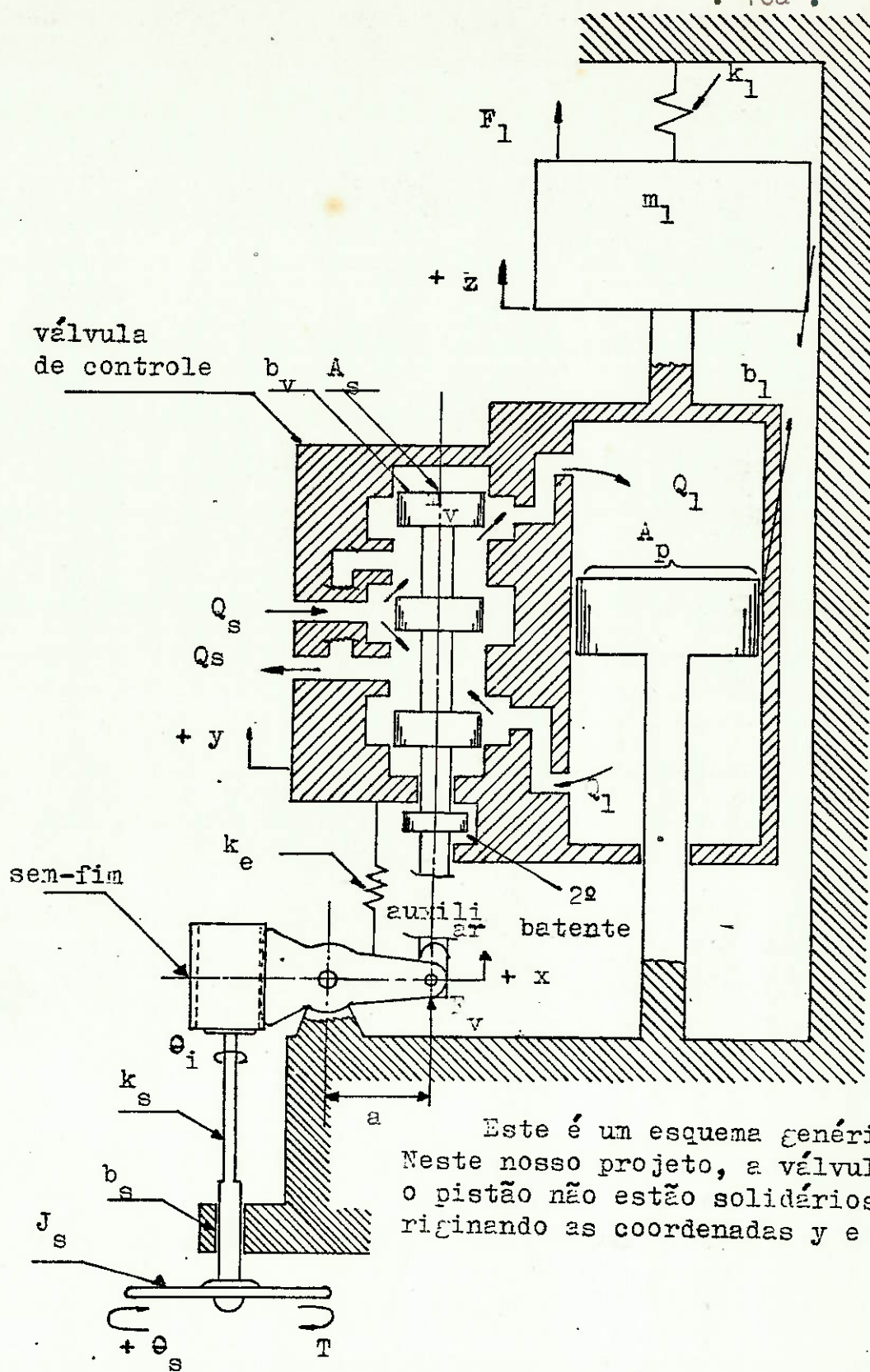


Figura 4.1 - Esquema para equacionamento dinâmico

CAPÍTULO V

DESCRIÇÃO DOS ELEMENTOS

Direção:

- Volante com 450 mm de diâmetro e 25 mm de diâmetro de empunhadura e o material é plástico (PEAD)
- Barra com 40 mm de diâmetro e 780 mm de comprimento, de aço.
- Rosca-sem-fim com módulo 10 mm e 6 voltas (6 passos). Diâmetro de pé = 40 mm. Diâmetro primitivo = 65 mm
- Setor de coroa baseado em uma coroa de 27 dentes e módulo 10 mm, o setor abrange apenas 6 dentes. Faz parte da coroa uma haste de 130,2 mm (sendo o raio do setor 135 mm). A haste está articulada com a haste do primeiro pistão auxiliar.

Pistões auxiliares

São dois pistões tipo "Power Dome" 3401-0010-083, ambos tem ponteiros macho 3400-003 para formarem articulações com garfos fêmea B273-038 rosqueados na haste do setor de coroa e de válvula de controle. A junção da ponteira com o garfo será através de conjunto pino e anéis elásticos B693-007 e H069-31 (Ver anexos de A.5 a A.19). O curso dos pistões é de 5".

Linhas de ligação

As duas linhas (a de ida e a de volta) são de aço inox de 1/4" com rosca NPT, que são as características das próprias tomadas dos pistões.

Válvula de controle

A válvula é de aço inox AISI 316, e a tolerância de ajuste, entre o carretel e o interior da válvula é H7-96. Os demais detalhes estão no último desenho dos anéis (a espessura da parede mudou de 25 mm para 21,0 mm pois a pressão caiu).

Bomba

A vazão é de 311 ℓ/min e a pressão máxima é de 120 Kgf/cm^2 . Usarei bomba de engrenagem Racine, conforme os anexos A.20 a A.23, PFR-20450 A-3D3.

A bomba será fixada numa placa (4 parafusos) e sua ponta de eixo estará engrenada com o eixo de saída do motor com uma relação de amplificação (não de redução) de 1,15:1, de modo que, quando o motor atinge 2100 r.p.m, a bomba atinge 2415 r.p.m.

Esta bomba tem uma capacidade máxima, em regime, de 175 Kgf/cm^2 e 360 ℓ/min .

A potência máxima consumida (120 Kgf/cm^2) é de 100 CV e a potência em linha reta (35,6 Kgf/cm^2) é de 35 CV.

Tubulação

Entre o reservatório e a bomba, usarei tubulação de 2" (diâmetro de entrada da bomba). Entre a bomba e a válvula de controle teremos tubulação de 1 1/4" (diâmetro de saída da bomba) e este diâmetro será usado para todas as linhas de recalque onde puder passar a vazão total.

Nas linhas aonde passar metade da vazão (por exemplo, nas ligações dos pistões) usarei o critério de mesma perda de carga linear:

Para a linha anterior:

$$h_f = 1,40 \text{ m.c.o./m} \quad (311 \text{ l/min})$$

Obtenho então um diâmetro interno de 26 mm (155 l/min).

Usarei então tubo de 1".

Obs.: Toda esta tubulação principal é segundo norma ASTM-A 120-61, Schedule 80 e aço "grau B".

Para esta tubulações temos:

$$p_{\max} = 380 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$p_s = 127 \text{ Kgf/cm}^2 \quad (\text{pressão em serviço contínuo})$$

Filtro

Devido à alta pressão, colocarei o filtro na linha de retorno, que é a linha de baixa pressão. Usarei o filtro modelo OF9-A15-AB-01 da Racine (anexos A.24 e A.25).

Como a máxima vazão para este filtro é de 302 ℓ/min , usarei 2 filtros em paralelo, desta forma, terei uma perda de carga nos filtros de 6 Kgf/cm^2 .

Obs.: O reservatório terá 2 "plugs" macho com 1 1/2" rosca 11 B.S.P.T, para que o filtro possa ser diretamente ai rosqueado. Da mesma forma, a tubulação de retorno, deve dividir-se em dois, com diâmetros e roscas iguais aos dos "plugs", do reservatório.

As linhas de alta pressão devem ser soldadas e as uniões com os elementos devem ser feitas com engates especiais de alta pressão, com anéis internos de vedação.

Reservatório

O reservatório deve ter capacidade de 10 ℓ (dado prático).

Será um reservatório cilíndrico com:

$d = 210 \text{ mm}$ (diâmetro)

$h = 300 \text{ mm}$ (altura)

Deve ter uma escala transparente em forma de janela, para que o nível possa ser verificado.

Quanto às tomadas, terá duas laterais e simétrica para montagem dos filtros e uma no fundo, de diâmetro nominal 2" para a sucção da bomba.

Válvula de alívio

A válvula de alívio deverá abrir com a pressão de 130 Kgf / cm^2 , protegendo a tubulação e a válvula.

Usarei válvula de alívio Racine modelo OE1-PBAH-T10A. Esta válvula é montada em forma de derivação, logo após a saída da bomba.

Tem uma faísca de regulação entre 7 e 200 atm. Obs.: Vide anexos A.26 até A.28.

Pistões de carga

Usarei pistões Sperry-Vickers.

Devido à carga elevada usarei haste de 2 1/2", passante (por serem dois cilindros trabalhando em oposição).

Curso total = $2r \sin \hat{A} = 459 \text{ mm}$.

Usarei um curso máximo de 20".

Para ter uma área equivalente à 8", devo ter um diâmetro de cilindro de 8 1/2" (especial).

Montagem com aleta, para permitir a rotação do pistão.

W₃₀ - FC - CC - S - B

Desta forma estão especificadas todos os elementos do sistema.

ANEXOS:

TABELAS

GRÁFICOS

CATÁLOGOS

7L

identical and interchangeable hydraulic cylinders are used rate the scraper bowl. The bowl cylinders are connected bowl through levers and linkage.

cylinder bore
stroke9.17" x 18.22" (232.9 mm x 462.8 mm)

ON

oating type with large opening for easy ejection. The cylinder is connected to the apron by a 3/4" cable ng, and guided by a cable roller.

cylinder bore
stroke9.17" x 24.97" (232.9 mm x 634.2 mm)

CTION

e roll-out type ejection actuated by a single acting hy- cylinder. Apron and ejector cylinders are identical.

cylinder bore
stroke9.17" x 24.97" (232.9 mm x 634.2 mm)

RAULIC SYSTEM

ilic system is full flow filtered and has one reservoir with ndem pump for steering and scraper controls.

r Bowl Control Pump
.....Gear
.....Gear
acity @ 2100 RPM & 1500 psi
343 kPa)52 GPM (196.8 l/min)
t Pressure @ 1500 RPM1500 psi (10 343 kPa)

ICE DATA

U.S. Gal. (litres)
Cooling System 10 gals. (37.9)
ank 80 gals. (302.8)
ase (dry fill) 3.8 gals. (14.4)
ission and Converter 6 gals. (22.7)
Axle 4.6 gals. (17.4)

ENSIONS

(At 12" Carry Unless Stated Otherwise.)

ase—Drive to Scraper Axle23'- 2" (7 061 mm)
(overall)39'- 7" (12 060 mm)
(overall)11'- 3 1/2" (3 442 mm)
(max.)11'- 2" (3 404 mm)
Opening8'-10 1/2" (2 098 mm)
of Cutting Edge9'- 6 1/2" (2 908 mm)
of Cut9'-10" (2 997 mm)
of Cut (max.)1'- 2" (356 mm)
of Spread (max.)2'- 4" (711 mm)
ce Under Drive Axle1'-11" (584 mm)

Clearance Under Bowl 1'-11" (584 mm)
Non-Stop 180° Turning Width for
vehicle clearance33'- 0" (10 058 mm)

WEIGHTS

NET WEIGHT DISTRIBUTION

Drive Axle55.2%.....29,175 lbs. (13 234 kg)
Scraper Axle44.8%.....23,625 lbs. (10 716 kg)
Total52,800 lbs. (23 950 kg)

PAYLOAD

.....47,000 lbs. (21 319 kg)

GROSS WEIGHT DISTRIBUTION

Drive Axle49.6%.....49,453 lbs. (22 432 kg)
Scraper Axle50.4%.....50,347 lbs. (22 837 kg)
Total99,800 lbs. (45 269 kg)

TRACTOR AND SCRAPER

STANDARD EQUIPMENT

Dry T-Type Air Cleaners, Full Flow Hydraulic Filtration, Engine Oil Pressure Gauges, Engine Temperature Gauges, Converter Oil Temperature Gauges, Clutch Pressure Gauges, Ammeters, Air Restriction Gauges, Mufflers, Maintenance and Parts Manuals, Emergency & Parking Brake System (SAE J319B) Includes Individual Tractor Wheel Brake Control, Front And Rear Mufflers.

Tractor Only: Tachometer, Hourmeter, Air Pressure Gauge, Air Horn, Air Suspension Seat, Seat Belt (SAE J386), ROPS Mounting Pads, Battery Disconnect Switch.

Scraper Only: NoSPIN Differential, Power Train Warning Alarm.

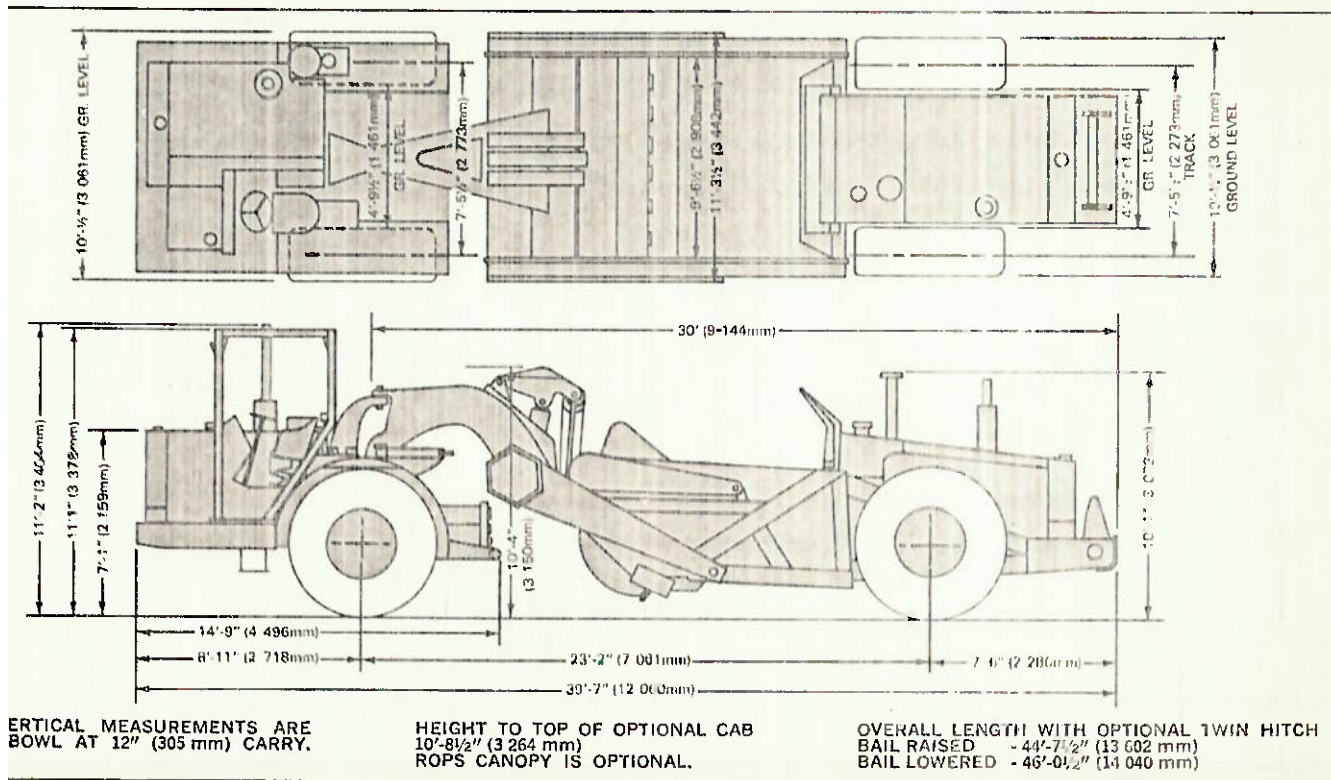
OPTIONAL EQUIPMENT

OPTIONS TO HELP USER COMPLY WITH OCCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH ACT. Roll Over Protective Structure (SAE J320A) Will Fit Over Optional Cab. Reverse Alarm (SAE J994), Soundpac Including Normal Cab.

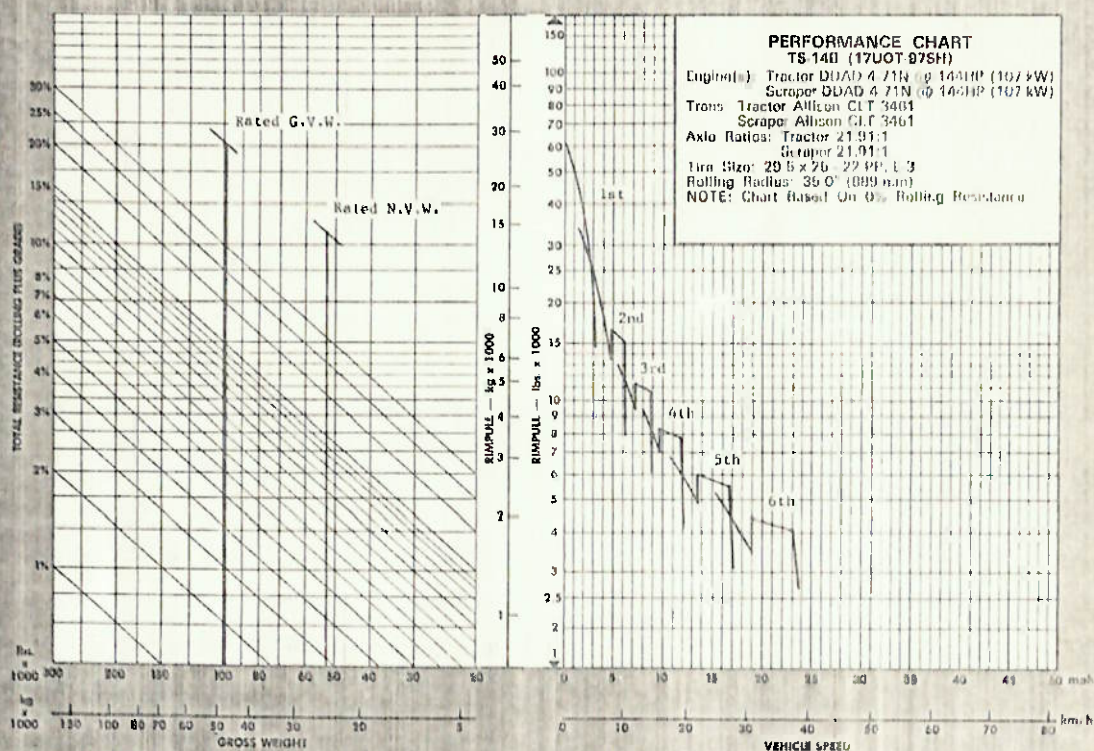
OTHER OPTIONS: Security Kit, Brake Drum Guards, Cab, Windshield and Wiper, Defroster and Heater, Twin Hitch, Roller Push Block, Severe Application Kit, Heavy Duty Side Cutters, Spillguard Extension, Downshift Inhibitors, Aspirated Rear Engine Air Cleaner, Severe Duty Rear Radiator Guard, Rear Fenders, Apron Extension.

CONVERSION CHART

1 mile	= 1.609 kilometres	1 lb.	= 0.4536 kilograms
1 foot	= 304.8 millimetres	1 ft. lb.	= 1.356 newton-metres
1 inch	= 25.4 millimetres	1 PSI	= 68948 kPa
1 U.S. Gal.	= 3.785 litres	1 in. ²	= 6.452 centimetres ²
1 U.S. Gal.	= 0.833 imp. gals.	1 in. ³	= 0.0104 litres
1 U.S. Gal.	= 3.785 litres	1 ft. ²	= 929 centimetres ²
diesel fuel	= 7.3 lbs. (approx.)	1 yd. ²	= 0.836 metres ²
1 U.S. Gal.	= 8.3 lbs. (approx.)	1 yd. ³	= 0.7040 metres ³
coolant	= 8.3 lbs. (approx.)		



Revisions This Printing



INSTRUCTIONS:
 1. FIND VEHICLE WEIGHT ON LOWER LEFT HORIZONTAL SCALE
 2. READ UP TO SLANTED TOTAL RESISTANCE LINE

3. FROM INTERSECTION READ HORIZONTALLY TO THE RIGHT TO INTERCEPTION
 WITH PERFORMANCE OR RETARDER CURVE
 4. READ DOWN FOR VEHICLE SPEED



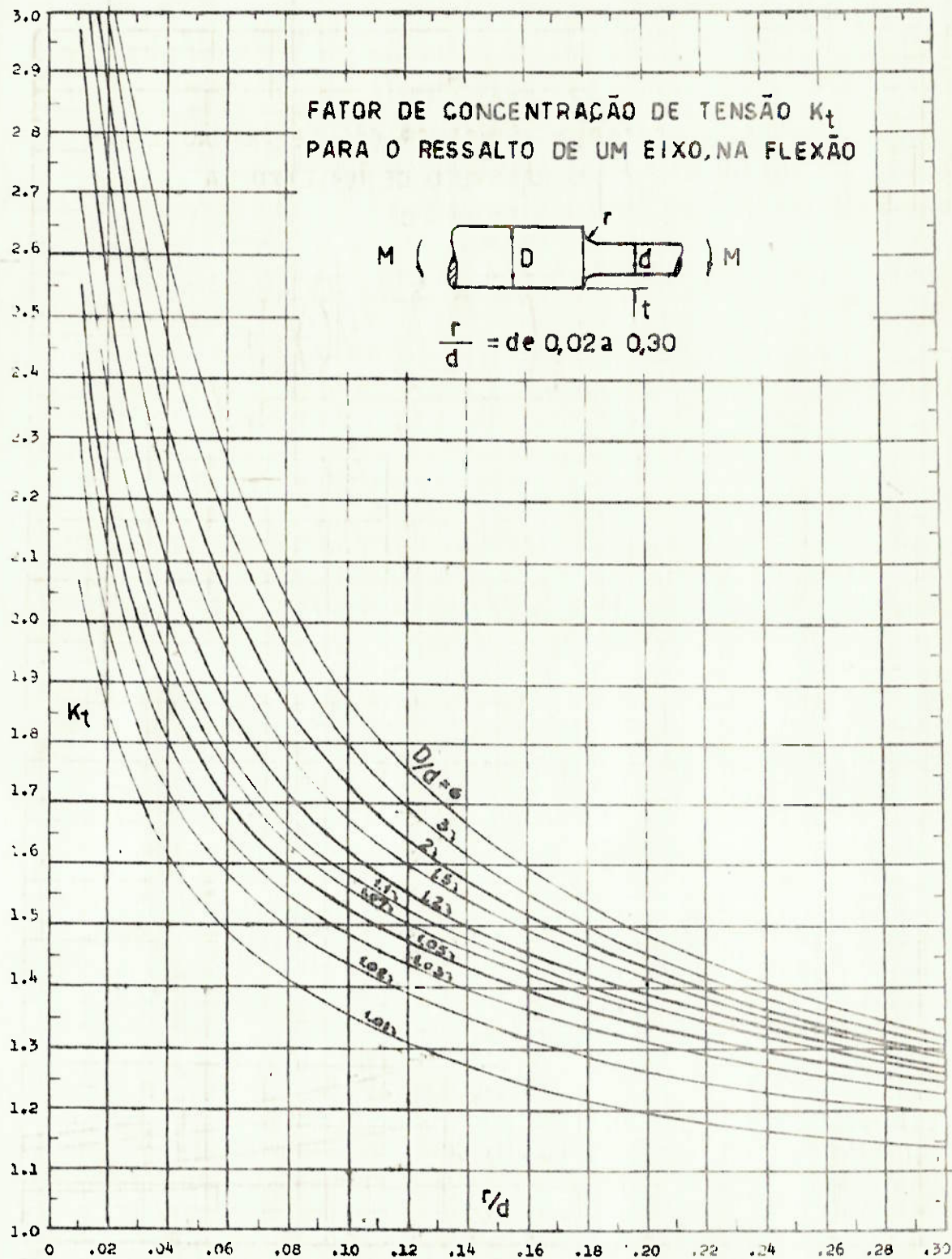
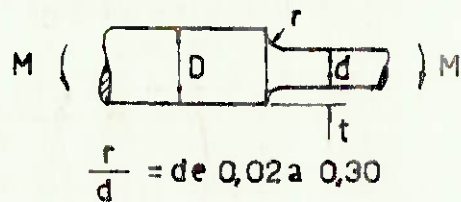
Products of General Motors

Worldwide Sales • Service • Parts

Manufactured in Australia • Brazil • Canada
 • India • Luxembourg • Scotland
 • South Africa • United States

Printed in U.S.A.

FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO K_t
PARA O RESSALTO DE UM EIXO, NA FLEXÃO



REF.: PETERSON

Cilindros (Atuadores Lineares) com cabeçote quadrado de 1 1/2", 2", 2 1/2", 3 1/4" e 4".

Os Cilindros "Power Dome" são fabricados para permitir grande durabilidade, sendo testados com eficiência para milhões de ciclos, sem necessidade de manutenção.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Construção Normal: cabeçotes quadrados montados por tirantes

Pressão Máxima: 17,6 Kgf/cm² (250 psig)

Temperatura: vedações Normais: -10°C a + 80°C

vedações Viton: -23°C a + 180°C

Diâmetros: (diâmetro interno do tubo)

1 1/2", 2", 2 1/2", 3 1/4" e 4"

Diâmetro das Hastas: 5/8", 1", 1 1/4" e 1 3/4"

Cursos: fornecidos conforme pedido

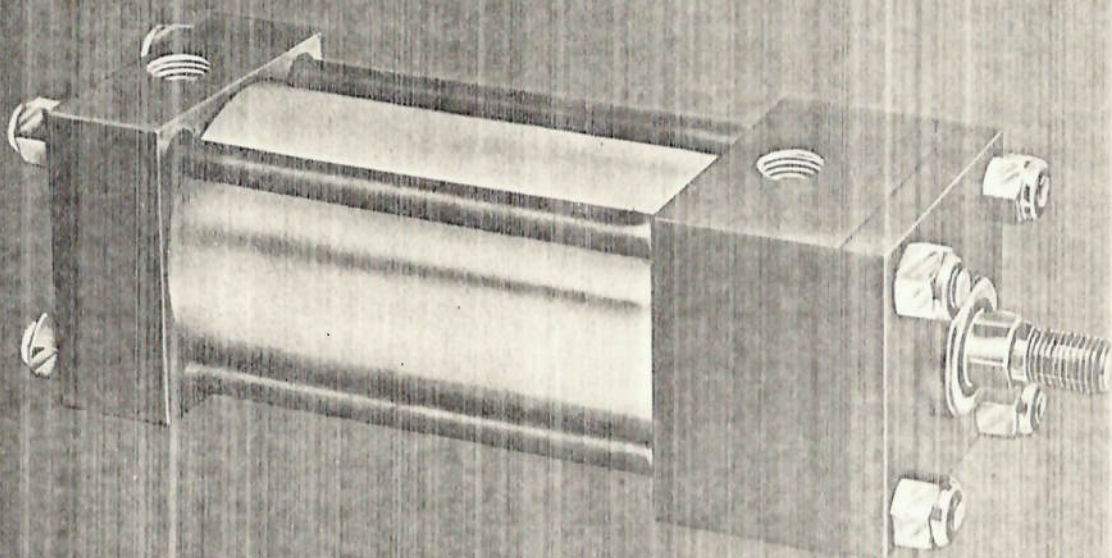
Curso Mínimo c/Amortecedores: 50,8 mm (2")

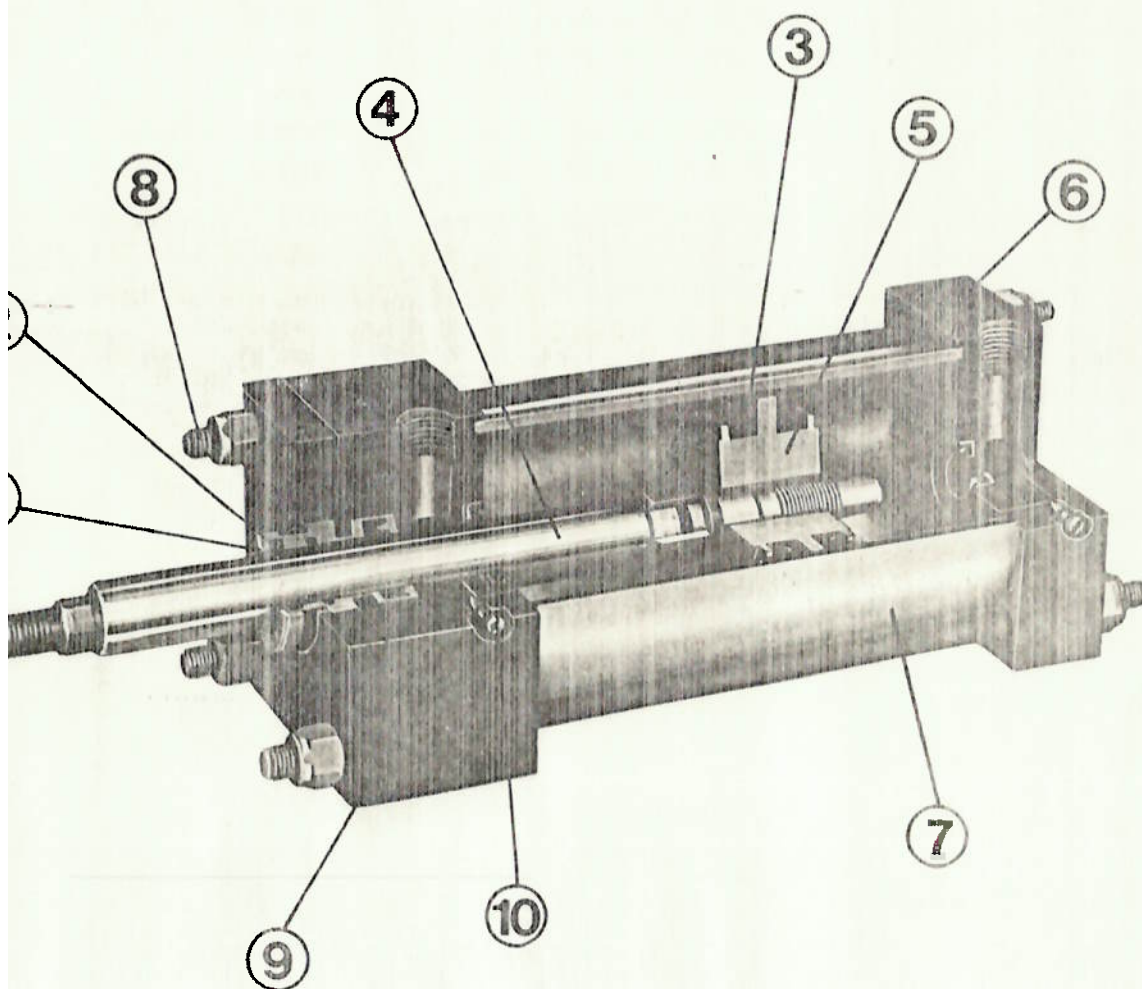
Tipos de Montagem: 12 tipos normais disponíveis (especiais sob consulta)

Fluidos: ar comprimido filtrado e lubrificado ou óleo hidráulico (quando especificado cilindro hidráulico)

Amortecimento: em um ou ambos os cabeçotes

Ponto do eixo: com três opções





Mancal de bronze, removível, com guarnições de borracha tipo "U-Cup" de Buna-N. Guarnição de limpeza da haste, para maior durabilidade à vedação e ao mancal. Guarnições de Buna-N, tipo "U-Cup". Fornecem a melhor vedação com um mínimo de atrito, expandindo-se em proporção à pressão aplicada. Haste em aço SAE 1020 retificado, cromado e polido (espessura da camada de cromo 0,001"). Assegura resistência à corrosão e ao atrito. Modelo facilmente acessível, com construção projetada especialmente para facilitar a manutenção das guarnições.

Inders bellows

- 6 - Cabeçotes dos cilindros em ferro fundido fosfatizado. Proporcionam o máximo em durabilidade e resistência à corrosão.
- 7 - Tubo em latão polido internamente e pintado externamente, com espessura da parede de 3,2 mm (1/8"). Opções em outros materiais, tratamento e acabamento: sob consulta.
- 8 - Tirantes em aço SAE 1045 fosfatizado, com rosca rolada, para maior resistência à tração.
- 9 - Peças de montagem intercambiáveis.
- 10 - Amortecimento regulável.
- 11 - Cilindros especiais, sob consulta.
- 12 - "Kits" de reparos disponíveis para todos os cilindros em Buna-N ou Viton.

AMORTECIMENTO E TUBO DE PARADA
 0 - SEM AMORTECIMENTO
 1 - COM DUPLO AMORTECIMENTO
 2 - COM AMORTECIMENTO TRASEIRO
 3 - COM AMORTECIMENTO DIANTEIRO
 4 - SEM AMORTECIMENTO - COM TUBO DE PARADA
 5 - COM AMORTECIMENTO TRASEIRO E TUBO DE PARADA

DIÂMETROS DO CILINDRO
 00 - 1 1/2" (38,1 mm)
 01 - 2" (50,8 mm)
 02 - 2 1/2" (63,5 mm)
 03 - 3 1/4" (82,5 mm)
 04 - 4" (101,6 mm)

CILINDRO POWER DOME CABECOTE QUADRADO
 Ø 1 1/2" a 4"

MODELO ESPECIAL
 NÚMEROS DE 001 A 999 CONFORME LIVRO DE REGISTRO PARA CILINDROS ESPECIAIS.

MODELOS
 - STANDARD
 - ESPECIAL

3400-0000-000

TIPOS DE CILINDRO

- 0 - DUPLA AÇÃO
- 1 - HASTE PASSANTE
- 2 - DUPLEX GEMINADO
- 3 - DUPLEX CONTÍNUO
- 4 - SIMPLES AÇÃO NO AVANÇO COM RETORNO POR MOLA
- 5 - SIMPLES AÇÃO NO RETORNO COM AVANÇO POR MOLA
- 6 - HASTE PASSANTE COM SIMPLES AÇÃO COM MOLA NO LADO DA MONTAGEM
- 7 - HASTE PASSANTE - SIMPLES AÇÃO COM MOLA NO LADO OPOSTO DA MONTAGEM
- 8 - DUPLA AÇÃO COM REGULAGEM DE CURSO POR PARAFUSO
- 9 - HASTE PASSANTE COM REGULAGEM DE CURSO

HASTE

Ø CILINDRO	Ø HASTE	Ø CILINDRO	2ª HASTE
0 - 1 1/2" - 2" - 2 1/2"	5/8" PONTA LISA	5 - 2" - 2 1/2"	1" ROSCA INTERNA - 3/4 - 16 UNF - 2B
0 - 3 1/4" - 4"	1" PONTA LISA	5 - 3 1/4"	1 1/4" ROSCA INTERNA - 1 - 14 UNF - 2B
1 - 1 1/2" - 2" - 2 1/2"	5/8" ROSCA EXTERNA - 7/16 - 20 UNF - 2A 5 - 4"	1 1/4" ROSCA INTERNA - 1 3/8 - 12 UNF - 2B	5/8" ROSCA EXTERNA - M 12 x 1,75
1 - 3 1/4" - 4"	1" ROSCA EXTERNA - 3/4 - 16 UNF - 2A 6 - 3 1/4" - 4"	1" ROSCA INTERNA - M 12 x 2,5	1" ROSCA EXTERNA - M 20 x 2,5
2 - 1 1/2" - 2" - 2 1/2"	5/8" ROSCA INTERNA - 7/16 - 20 UNF - 2B 6 - 3 1/4" - 4"	1" ROSCA INTERNA - M 12 x 1,75	1" ROSCA EXTERNA - M 20 x 2,5
2 - 3 1/4" - 4"	1" ROSCA INTERNA - 3/4 - 16 UNF - 2B 7 - 1 1/2" - 2" - 2 1/2"	1" ROSCA INTERNA - M 20 x 2,5	1 1/4" ROSCA EXTERNA - M 24 x 3
3 - 2" - 2 1/2"	1" PONTA LISA	7 - 3 1/4" - 4"	1 1/4" ROSCA INTERNA - M 20 x 2,5
3 - 3 1/4"	1 1/4" PONTA LISA	8 - 2" - 2 1/2"	1 1/4" ROSCA INTERNA - M 24 x 3
3 - 4"	1 3/4" PONTA LISA	8 - 3 1/4"	1 3/4" ROSCA INTERNA - M 33 x 3,5
4 - 2" - 2 1/2"	1" ROSCA EXTERNA - 3/4 - 16 UNF - 2A 8 - 4"	1 1/4" ROSCA EXTERNA - M 24 x 3	1 1/4" ROSCA INTERNA - M 33 x 3,5
4 - 3 1/4"	1 1/4" ROSCA EXTERNA - 1 - 14 UNF - 2A 9 - 2" - 2 1/2"	1 1/4" ROSCA EXTERNA - M 24 x 3	1 1/4" ROSCA INTERNA - M 33 x 3,5
4 - 4"	1 3/4" ROSCA EXTERNA - 1 3/8 - 12 UNF - 2A 9 - 3 1/4"	9 - 4"	

OPÇÕES E VARIAÇÕES ESPECÍFICAS

- 0 - SEM OPÇÕES
- 1 - COM GUARNIÇÕES DE VITON
- 2 - COM SANFONA DE PROTEÇÃO
- 3 - COM HASTE INOXIDÁVEL E GUARNIÇÕES DE VITON
- 5 - COM HASTE INOXIDÁVEL E SANFONA
- 6 - COM GUARNIÇÕES DE VITON E SANFONA
- 7 - COM HASTE INOXIDÁVEL GUARNIÇÕES DE VITON E SANFONA

TIPOS DE MONTAGEM

- 00 - BÁSICO
- 03 - FLANGE RETANGULAR DIANTEIRA
- 04 - FLANGE RETANGULAR TRASEIRA
- 07 - FURAÇÃO LATERAL NOS CABECOTES
- 08 - ORELHAS LATERAIS NA BASE
- 10 - CANTONEIRAS
- 11 - MUNHÕES DIANTEIROS
- 12 - MUNHÕES TRASEIROS
- 13 - MUNHÕES CENTRAIS
- 14 - ARTICULAÇÃO FEMEA
- 15 - ARTICULAÇÃO MACHO
- 20 - EXTENSAO DE TRANTES

EXEMPLO:

1 - CILINDRO POWER DOME SÉRIE 3400 - DUPLA AÇÃO - 24" - HASTE 03" - COM ROSCA EXTERNA - 3/4 - 16 UNF - 2A - COM AMORTECIMENTO DUPLO - MONTAGEM - FUROS LATERAIS NO CABECOTE - SEM OPÇÕES - CURSO

N.º 3400 - 0411 - 070 x 5"

OBSERVAÇÕES:

- 1 - FORNECIDO COM TUBO DE BRONZE, AÇO, FIBRA DE VIDRO, CGBRE, ALUMÍNIO, AÇO INOX - MEDIANTE CONSULTA
- 2 - POSIÇÃO DAS ENTRADAS DE AR - DEVE SER ESPECIFICADA NO PEDIDO CONFORME INDICADO ABAIXO.

QUANDO DIFERIR DA POSIÇÃO 1

1 - AS POSIÇÕES SÃO VÁLIDAS PARA OS CABECOTES DIANTEIRO E TRASEIRO

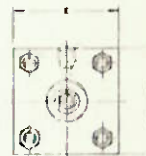
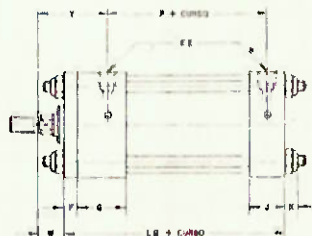
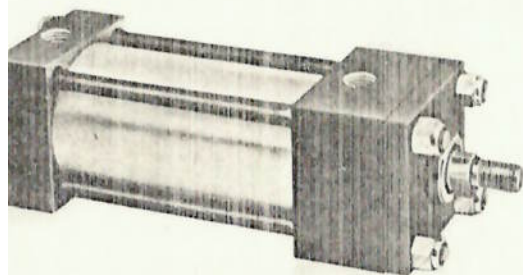
2 - POSIÇÕES DEFINIDAS (VISTA FRONTAL DO CILINDRO)

- 3 - AFESAS DE SER POSSÍVEL, MONTAR QUALQUER COMBINAÇÃO NUMÉRICA. NA PRÁTICA ALGUNS CASOS SERÃO INVIÁVEIS
- 4 - CILINDROS - DUPLEX CONTÍNUO - FORNECIDOS SOMENTE PARA APLICAÇÃO PNEUMÁTICA (INVIÁVEL NA MONTAGEM 13)
- 5 - CILINDROS - DUPLEX GEMINADO - FORNECIDOS SOMENTE NAS MONTAGENS 00 - 05 - 07 - 08 - 10 - 11 - 12 - 20
- 6 - CILINDROS HASTE PASSANTE - FORNECIDOS SOMENTE NAS MONTAGENS 00 - 03 - 07 - 08 - 10 - 11 - 12 - 20
- 7 - CILINDROS COM HASTE PASSANTE REGULÁVEL - FORNECIDOS SOMENTE COM AMORTECIMENTO TRASEIRO E COM REGULAGEM DE CURSO MÁXIMA DE 4"
- 8 - CILINDROS COM REGULAGEM DE CURSO POR PARAFUSO - FORNECIDOS SOMENTE NAS MONTAGENS 00 - 03 - 07 - 08 - 10 - 11 - 12 - 20
- 9 - CILINDROS COM REGULAGEM MÁXIMA DE 4" - AMORTECIMENTO SOMENTE DIANTEIRO

A-3

LINDROS "POWER DOME"

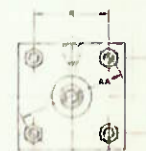
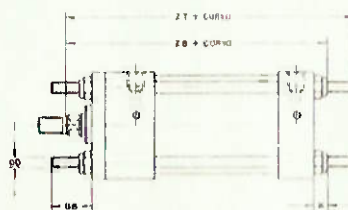
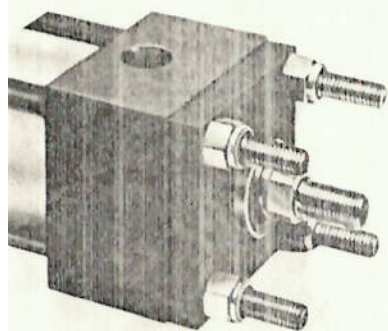
CILINDRO PNEUMÁTICO DUPLA AÇÃO BÁSICO



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
DD (NF)	1/4-28	5/16-24	5/16-24	5/16-24	5/16-24	3/8-24	3/8-24	3/8-24	3/8-24
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
EE (NPT)	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9
G	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2
J	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	31,5	31,5	31,5	31,5
K	8,5	10,7	10,7	10,7	10,7	12,4	12,4	12,4	12,4
LB *	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	123,3	123,3	123,3	123,3
P *	57,3	57,3	57,3	57,3	57,3	66,8	66,8	66,8	66,8
R	36,3	46,7	46,7	56,2	56,2	70,6	70,6	84,8	84,8
W	15,9	15,9	19,0	15,9	19,0	19,0	23,8	19,0	23,8
Y	48,9	48,9	52,0	48,9	52,0	61,6	66,3	61,6	66,3

* Comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

MONTAGEM POR EXTENSÃO DOS TIRANTES



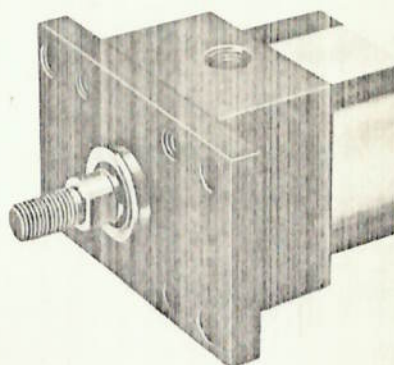
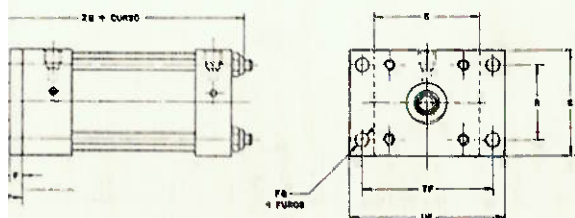
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
AA	51,3	66,0	66,0	79,5	79,5	99,8	99,8	120,0	120,0
BB	25,4	28,6	28,6	28,6	28,6	34,9	34,9	34,9	34,9
DD (NF)	1/4-28	5/16-24	5/16-24	5/16-24	3/8-24	3/8-24	3/8-24	3/8-24	3/8-24
K	8,5	10,7	10,7	10,7	10,7	12,4	12,4	12,4	12,4
R	36,3	46,7	46,7	56,2	56,2	70,6	70,6	84,8	84,8
ZB *	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5
ZT *	142,3	145,5	148,6	145,5	148,6	177,2	182,0	177,2	182,0

* Comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

Radco bellows

MONTAGEM POR FLANGE RETANGULAR DIANTEIRA

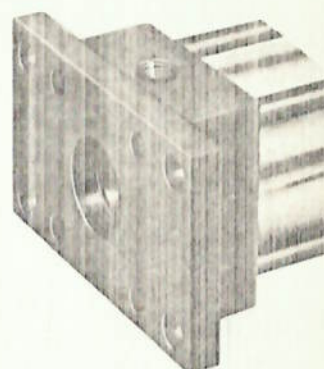
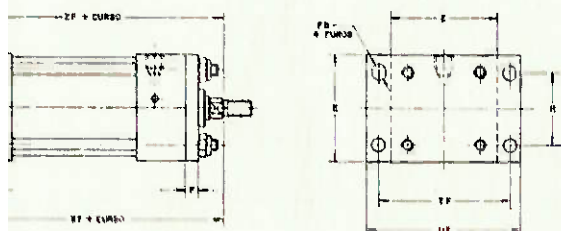
A-3



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9
FB	7,9	9,5	9,5	9,5	9,5	11,1	11,1	11,1	11,1
R	36,3	46,7	46,7	56,2	56,2	70,6	70,6	84,8	84,8
TF	69,8	85,7	85,7	98,4	98,4	119,0	119,0	138,0	138,0
UF	85,7	104,8	104,8	117,5	117,5	139,7	139,7	158,8	158,8
WF	25,4	25,4	28,6	25,4	28,6	34,9	39,7	34,9	39,7
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

* O comprimento do curso deve ser acrescentado a todas as dimensões indicadas.

MONTAGEM POR FLANGE RETANGULAR TRASEIRA

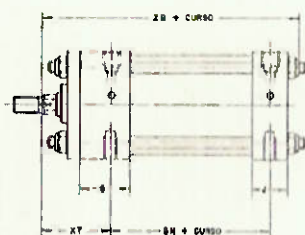
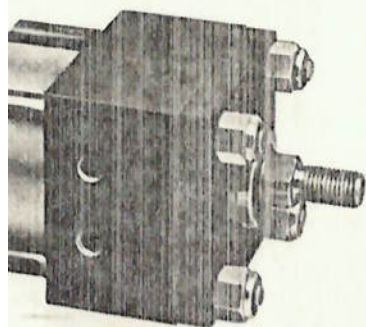


DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
FB	7,9	9,5	9,5	9,5	9,5	11,1	11,1	11,1	11,1
R	36,3	46,7	46,7	56,2	56,2	70,6	70,6	84,8	84,8
TF	69,8	85,7	85,7	98,4	98,4	119,0	119,0	138,0	138,0
UF	85,7	104,8	104,8	117,5	117,5	139,7	139,7	158,8	158,8
XF*	117,0	117,0	120,0	117,0	120,0	142,4	147,0	142,4	147,0
ZF*	128,5	128,5	129,5	128,5	129,5	158,2	163,0	158,2	163,0

* O comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

LINDROS "POWER DOME"

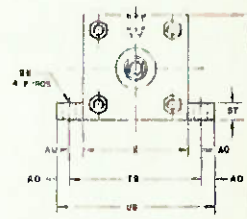
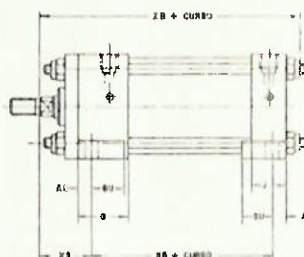
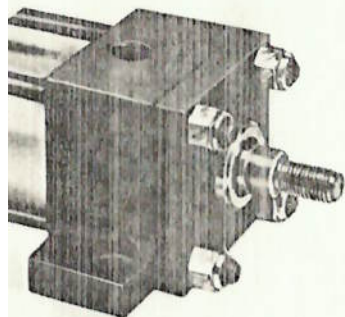
NTAGEM POR FUROS LATERAIS



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
NT (NC)	1/4-20	5/16-18	5/16-18	3/8-16	3/8-16	1/2-13	1/2-13	1/2-13	1/2-13
SN*	57,3	57,3	57,3	57,3	57,3	66,8	66,8	66,8	66,8
TN	15,9	22,2	22,2	31,8	31,8	38,1	38,1	52,4	52,4
XT	48,9	48,9	52,0	48,9	52,0	61,6	68,3	61,6	68,3
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

mpremento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

NTAGEM POR ORELHAS LATERAIS



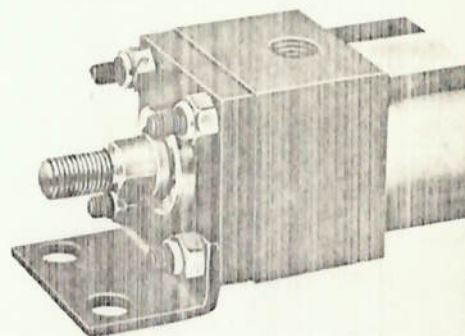
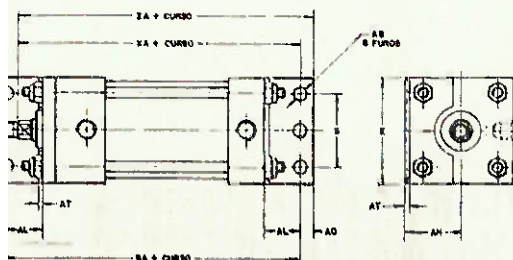
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
AO	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	12,7	12,7	12,7	12,7
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
G	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2
J	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	31,5	31,5	31,5	31,5
SB	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1	14,3	14,3	14,3	14,3
SS*	72,7	72,7	72,7	72,7	72,7	82,2	82,2	82,2	82,2
ST	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	15,9	15,9	15,9	15,9
SU	23,9	23,9	23,9	23,9	23,9	31,8	31,8	31,8	31,8
TS	69,6	82,5	82,5	95,2	95,2	120,6	120,6	139,7	139,7
US	88,9	101,6	101,6	114,3	114,3	146,0	146,0	165,1	165,1
XS	34,8	34,8	38,0	34,8	38,0	47,5	52,4	47,5	52,4
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

mpremento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

CILINDROS "POWER DOME"

MONTAGEM POR CANTONEIRAS

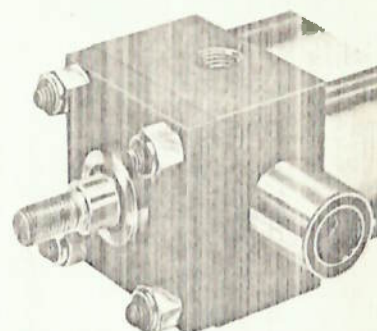
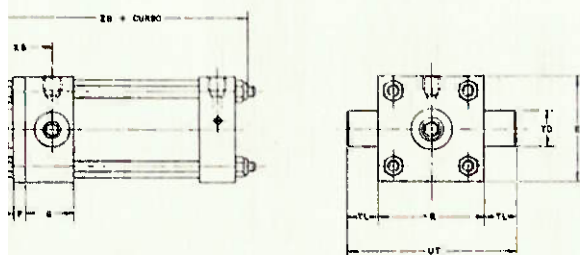
A-3



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
AB	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1	14,3	14,3	14,3	14,3	
AH	30,2	36,5	36,5	41,3	41,3	49,3	49,3	56,8	56,8	
AL	25,4	25,4	25,4	27,0	27,0	31,8	31,8	31,8	31,8	
AO	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	12,7	12,7	12,7	12,7	
AT	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	3,2	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
S	31,8	44,5	44,5	57,1	57,1	69,8	69,8	88,9	88,9	
SA*	151,9	151,9	151,9	155,0	155,0	186,8	186,8	186,8	186,8	
XA*	142,4	142,4	145,5	144,0	147,0	174,1	178,9	174,1	178,9	
ZA*	151,9	151,9	155,0	153,5	156,5	186,8	191,6	186,8	191,6	

* O comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

MONTAGEM POR MUNHÕES DIANTEIROS



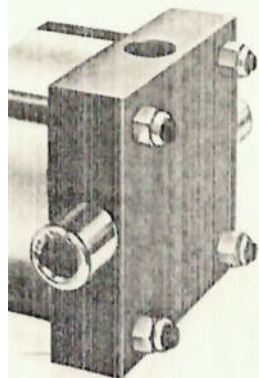
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9	
G	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2	
TD	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	
TL	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	
UT	101,6	114,3	114,3	127,0	127,0	146,0	146,0	165,1	165,1	
XG	48,9	48,9	52,0	48,9	52,0	61,6	66,3	61,6	66,3	
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5	

* O comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

schrader bellows

INDROS "POWER DOME"

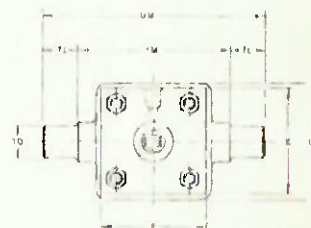
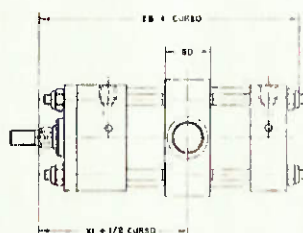
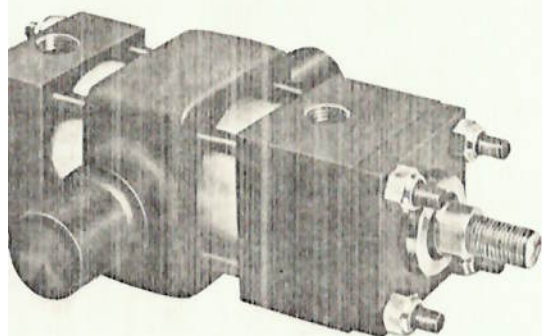
NTAGEM POR MUNHÕES TRASEIROS



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
TD	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
TL	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
UT	101,6	114,3	114,3	127,0	127,0	146,0	146,0	165,1	165,1
XJ*	106,2	106,2	109,3	106,2	109,3	128,4	133,1	128,4	133,1
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

Comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.

NTAGEM POR MUNHÕES CENTRAIS



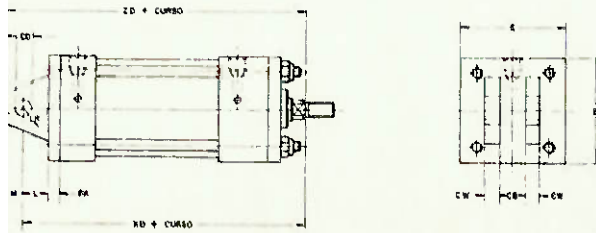
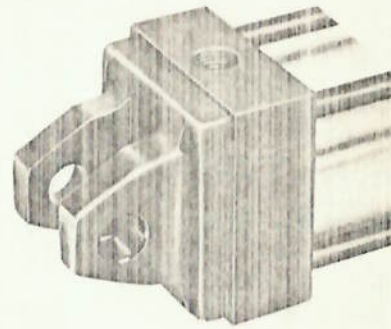
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
BD	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	34,9	34,9	34,9	34,9
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
TD	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
TL	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
TM	88,9	101,6	101,6	114,3	114,3	133,3	133,3	152,4	152,4
UM	139,7	152,4	152,4	165,1	165,1	184,1	184,1	203,2	203,2
UV	60,3	73,0	73,0	85,7	85,7	104,8	104,8	123,8	123,8
XI**	77,5	77,5	80,7	77,5	80,7	95,0	99,7	95,0	99,7
ZB*	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

Comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.
 **Centrar metade do comprimento do curso às dimensões indicadas.

CILINDROS "POWER DOME"

MONTAGEM ARTICULADA FÊMEA

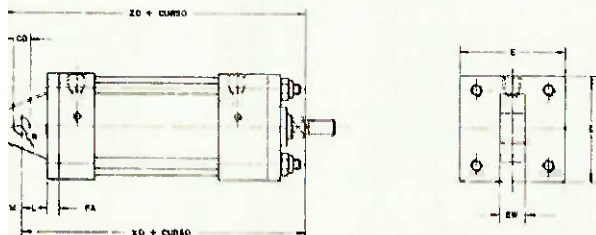
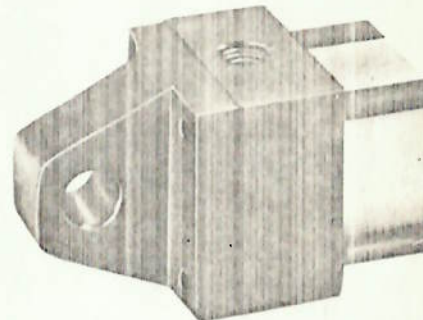
A-3



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
CB	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	32,5	32,5	32,5	32,5	
CD	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	19,1	19,1	19,1	19,1	
CW	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1	13,5	13,5	13,5	13,5	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
FA	9,5	9,5	9,5	12,7	17,7	15,9	15,9	15,9	15,9	
L	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0	31,8	31,8	31,8	31,8	
LR	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	25,4	25,4	25,4	25,4	
M	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	19,0	19,0	19,0	19,0	
MR	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	22,2	22,2	22,2	22,2	
XD*	145,5	145,5	148,5	145,5	148,5	190,0	194,7	190,0	194,7	
ZD*	158,2	158,2	161,2	158,2	161,2	209,0	213,7	209,0	213,7	

* O comprimento do curso deve ser acrescentado as dimensões indicadas.

MONTAGEM ARTICULADA MACHO



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
CD	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	19,1	19,1	19,1	19,1	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
EW	19,1	19,1	19,1	19,1	19,1	31,8	31,8	31,8	31,8	
FA	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9	
L	19,0	19,0	19,0	19,0	19,0	31,8	31,8	31,8	31,8	
LR	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	25,4	25,4	25,4	25,4	
M	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	19,0	19,0	19,0	19,0	
MR	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	22,2	22,2	22,2	22,2	
XD*	145,5	145,5	148,5	145,5	148,5	190,0	194,7	190,0	194,7	
ZD*	158,2	158,2	161,2	158,2	161,2	209,0	213,7	209,0	213,7	

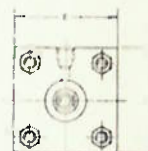
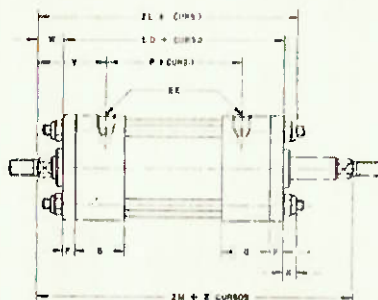
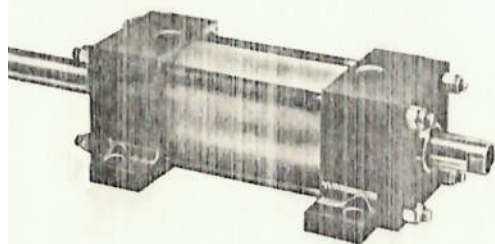
* O comprimento do curso deve ser acrescentado as dimensões indicadas.

schroder bellows

CILINDROS "POWER DOME"

CILINDRO COM EIXO PASSANTE

configuração especial



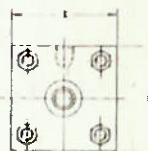
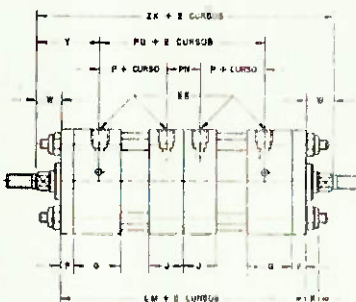
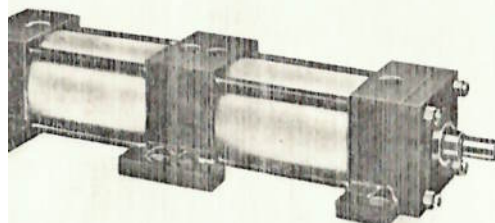
Esta se refere as dimensões básicas do cilindro.
Dimensões dos diferentes tipos de montagem: consulte a Schrader-Bellows.

DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
EE (NPT)	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9	
G	37,3	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2	
K	8,5	10,7	10,7	10,7	10,7	12,4	12,4	12,4	12,4	
LD*	123,3	123,3	123,3	123,3	123,3	151,9	151,9	151,9	151,9	
P*	57,3	57,3	57,3	57,3	57,3	66,8	66,8	66,8	66,8	
W	15,9	15,9	19,0	15,9	19,0	19,0	23,8	19,0	23,8	
ZL*	147,7	149,9	153,0	149,9	153,0	183,3	188,1	183,3	188,1	
ZM++	155,1	155,1	161,4	155,1	161,4	190,0	199,5	190,0	199,5	

Comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.
Aumentar o dobro do comprimento do curso às dimensões indicadas.

CILINDRO DUPLEX GEMINADO

configuração especial



Esta se refere as dimensões básicas do cilindro.
Dimensões dos diferentes tipos de montagem: consulte a Schrader-Bellows.

DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"		2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"	
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3	
EE (NPT)	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9	
G	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2	
J	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	31,5	31,5	31,5	31,5	
K	8,5	10,7	10,7	10,7	10,7	12,4	12,4	12,4	12,4	
LM++	202,2	202,2	202,2	202,2	202,2	246,6	246,6	246,6	246,6	
P	57,3	57,3	57,3	57,3	57,3	66,8	66,8	66,8	66,8	
PN	21,6	21,6	21,6	21,6	21,6	27,9	27,9	27,9	27,9	
PQ++	136,1	136,1	136,1	136,1	136,1	161,5	161,5	161,5	161,5	
W	15,9	15,9	19,0	15,9	19,0	19,0	23,8	19,0	23,8	
Y	48,9	48,9	52,0	48,9	52,0	61,0	66,3	61,0	66,3	
ZX++	234,0	234,0	240,2	234,0	240,2	284,6	284,2	284,6	284,2	

Aumentar o dobro do comprimento do curso às dimensões indicadas.

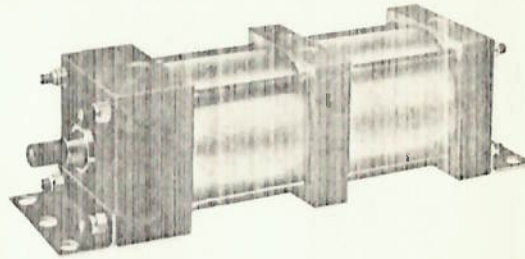
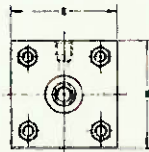
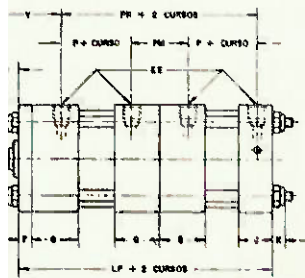
Schrader-Bellows

CILINDROS "POWER DOME"

CILINDRO DUPLEX CONTÍNUO

Fabricação especial

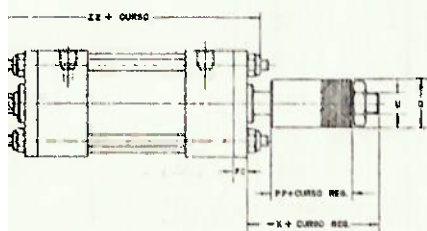
A-3



DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
EE (NPT)	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2
F	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9
G	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	44,2	44,2	44,2	44,2
J	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	31,5	31,5	31,5	31,5
K	8,5	10,7	10,7	10,7	10,7	12,4	12,4	12,4	12,4
LF ++	205,4	205,4	205,4	205,4	205,4	243,5	243,5	243,5	243,5
P *	57,3	57,3	57,3	57,3	57,3	66,8	66,8	66,8	66,8
PM	47,0	47,0	47,0	47,0	47,0	53,3	53,3	53,3	53,3
PR ++	161,5	161,5	161,5	161,5	161,5	186,9	186,9	186,9	186,9
W	15,9	15,9	19,0	15,9	19,0	19,0	23,8	19,0	23,8
Y	48,9	48,9	52,0	48,9	52,0	61,0	66,3	61,0	66,3

* O comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.
++ acrescentar o dobro do comprimento do curso às dimensões indicadas.

CILINDRO COM EIXO PASSANTE E CURSO REGULÁVEL



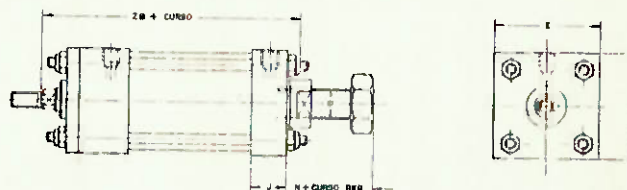
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
FC	17,4	9,5	17,4	9,5	9,5	15,9	15,9	15,9	15,9
PP +++	15,9	25,4	25,4	25,4	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Q	31,8	38,1	44,5	38,1	50,8	50,8	57,1	50,8	69,8
U(NF)	5/8"-18	5/8"-18	1"-14	5/8"-18	1"-14	1"-14	1"-14	1"-14	1 1/2"-12
X	36,5	46,0	54,0	46,0	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5
ZZ *	155,7	149,9	161,0	149,9	153,0	183,3	188,1	183,3	188,1

* O comprimento do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.
+++ acrescentar o comprimento do curso regulável às dimensões indicadas.

schneider bellows

CILINDROS "POWER DOME"

CILINDRO COM CURSO REGULÁVEL POR PARAFUSO

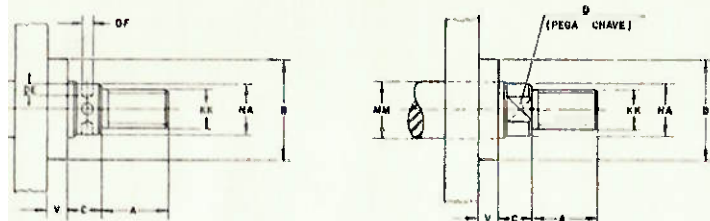


DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
E	50,8	63,5	63,5	76,2	76,2	95,3	95,3	114,3	114,3
J	25,1	25,1	25,1	25,1	25,1	31,5	31,5	31,5	31,5
N +++	32,0	38,4	38,4	41,4	41,4	38,4	38,4	38,4	38,4
ZB *	125,4	127,6	130,7	127,6	130,7	154,7	159,5	154,7	159,5

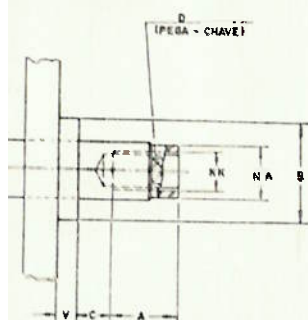
Impressão do curso deve ser acrescentado às dimensões indicadas.
 Acrescentar o comprimento do curso regulável às dimensões indicadas.

CONDICIONES PARA PONTA DO EIXO

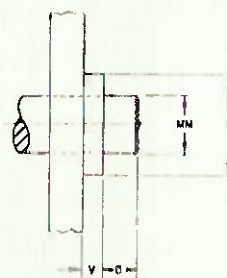
CA EXTERNA



CA INTERNA



PONTA LISA



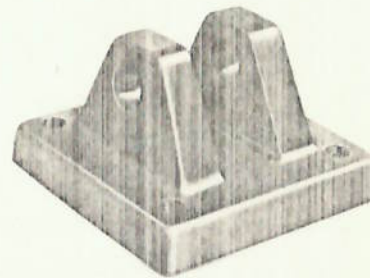
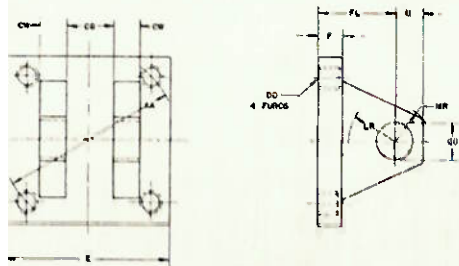
DIÂMETRO DO CILINDRO	1 1/2"	2"		2 1/2"		3 1/4"		4"	
DIÂMETRO DA HASTE	5/8"	5/8"	1"	5/8"	1"	1"	1 1/4"	1"	1 3/4"
A	19,0	19,0	28,6	19,0	28,6	28,6	38,1	28,6	41,3
B	28,6	28,6	36,5	28,6	36,5	38,0	44,1	38,0	57,1
C	9,8	9,8	12,7	9,8	12,7	12,7	17,7	12,7	17,7
D	12,7	12,7	22,2	12,7	22,2	22,2	—	22,2	—
DE	—	—	—	—	—	—	7,1	—	7,1
DF	—	—	—	—	—	—	8,3	—	8,3
KK (NF)	7/16-20	7/16-20	3/4-16	7/16-20	3/4-16	3/4-16	1-14	3/4-16	1 3/8-12
KK (M)	M12x1,75	M12x1,75	M20x2,5	M12x1,75	M20x2,5	M20x2,5	M24x3	M20x2,5	M33x3,5
MM	15,9	15,9	25,4	15,9	25,4	25,4	31,8	25,4	44,5
NA	15,0	15,0	24,6	15,0	24,6	24,6	30,1	24,6	43,6
V	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1	6,1

ACESSÓRIOS OPCIONAIS PARA CILINDROS

A-3

SUPORTE FÊMEA

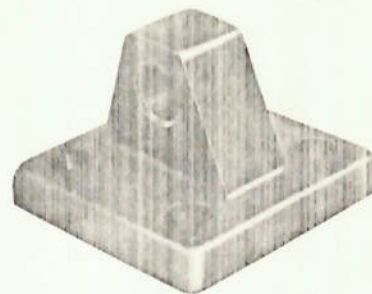
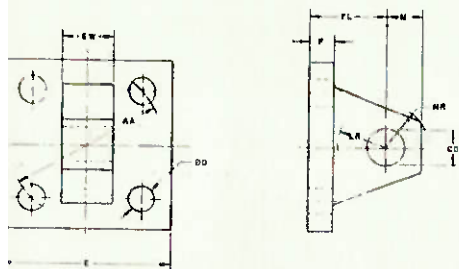
Para usar ligado à ponteira macho ou ao cilindro com articulação traseira fêmea.



REFERÊNCIA	Ø EIXO	AA	CB	CD	CW	DD	E	F	FL	LR	M	MR
30111-7001	5/8"	66,0	19,8	12,7	11,1	5/16-24	61,9	9,5	28,6	15,9	12,7	15,9
30113-7001	1" - 1 1/4"	99,8	32,5	19,1	13,5	3/8-24	93,0	15,9	47,6	25,4	10,1	22,2

SUPORTE MACHO

Para usar ligado ao cilindro com articulação traseira fêmea.



REFERÊNCIA	Ø CIL.	AA	CD	DD	E	EW	F	FL	LR	M	MR
3400-007	1 1/2" - 2" - 2 1/2"	58,3	12,7	10,3	63,5	19,0	9,5	20,0	15,0	12,7	13,5
3400-008	3 1/4" - 4"	92,0	19,1	13,5	88,9	31,8	15,9	47,3	20,6	19,1	24,0

PINO PARA ARTICULAÇÃO

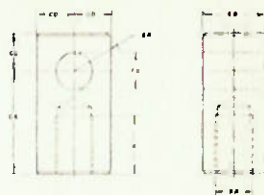
Para suporte fêmea e macho



REFERÊNCIA	CD	CL	CM
3400-0001	12,7	49,2	61,9
3400-0002	19,1	70,0	86,5

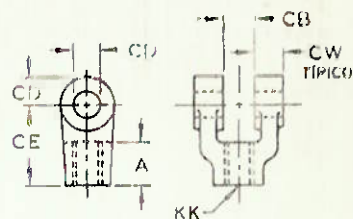
LINDROS "POWER DOME"

NTEIRA MACHO



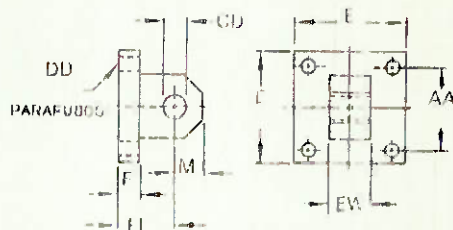
REFERÊNCIA	EIXO Ø	A	CA	CB	CD	ER	KK (NF)
3400-0003	5/8"	20,6	38,1	19,1	12,7	18,0	7/16-20
3400-0004	1"	30,1	63,5	31,8	19,1	27,0	3/4-16
3400-0005	1 1/4"	39,7	63,5	31,8	19,1	27,0	1-14
3400-0006	1 3/4"	42,8	71,4	44,5	25,4	30,0	1 3/8-12

RFO TEIRA FÊMEA



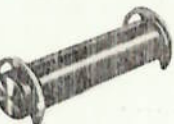
REFERÊNCIA	HASTE Ø	A	CB	CD	CE	CW	KK (NF)
B273-038	5/8"	17,5	19,6	12,7	19,8	12,5	7/16-20
B273-001	1"	30,2	32,3	19,1	60,3	15,7	3/4-16
B273-002	1 1/4"	41,3	38,6	25,4	79,4	18,8	1-14

PORTE MACHO PARA GARFO



REFERÊNCIA	HASTE Ø	AA	CD	DD	E	F	FL	M	EW
B273-039	5/8"	41,2	12,7	11,1	63,5	9,5	28,6	12,7	19,1
B273-011	1"	64,8	19,1	14,3	88,9	15,9	47,6	19,1	31,8
B273-061	1 1/4"	82,6	25,4	17,5	114,3	19,1	57,2	25,4	38,1

DO E ANÉIS ELÁSTICOS PARA GARFO E SUPORTE



REFERÊNCIA	ANÉIS ELÁSTICOS	HASTE Ø	CD	CL
B693-007	H069-31	5/8"	12,7	47,0
B693-001	H069-32	1"	19,1	64,8
B693-069	H089-13	1 1/4"	25,4	77,5



KITS DE REPOSIÇÃO

A-3

Contém todas as peças necessárias para manutenção do cilindro e podem ser fornecidos em BUNA-N ou VITON.
Temperatura de trabalho: BUNA-N: de -10 a 80°C
VITON: de -10 a 180°C

CILINDRO NORMAL

Ø DO CILINDRO	Ø DA HASTE	BUNA - N	VITON
1 1/2"	5/8"	3400-8000	3400-8009
2"	5/8"	3400-8001	3400-8010
	1"	3400-8002	3400-8011
2 1/2"	5/8"	3400-8003	3400-8012
	1"	3400-8004	3400-8013
3 1/4"	1"	3400-8005	3400-8014
	1 1/4"	3400-8006	3400-8015
4"	1"	3400-8007	3400-8016
	1 3/4"	3400-8008	3400-8017

CILINDRO COM HASTE PASSANTE

Ø DO CILINDRO	Ø DA HASTE	BUNA - N	VITON
1 1/2"	5/8"	3400-8013	3400-8027
2"	5/8"	3400-8019	3400-8028
	1"	3400-8020	3400-8029
2 1/2"	5/8"	3400-8021	3400-8030
	1"	3400-8022	3400-8031
3 1/4"	1"	3400-8023	3400-8032
	1 1/4"	3400-8024	3400-8033
4"	1"	3400-8025	3400-8034
	1 3/4"	3400-8026	3400-8035

CILINDRO DUPLEX CONTINUO

Ø DO CILINDRO	Ø DA HASTE	BUNA - N	VITON
1 1/2"	5/8"	3400-8036	3400-8045
2"	5/8"	3400-8037	3400-8046
	1"	3400-8038	3400-8047
2 1/2"	5/8"	3400-8039	3400-8048
	1"	3400-8040	3400-8049
3 1/4"	1"	3400-8041	3400-8050
	1 1/4"	3400-8042	3400-8051
4"	1"	3400-8043	3400-8052
	1 3/4"	3400-8044	3400-8053

CILINDRO DUPLEX GEMINADO

Ø DO CILINDRO	Ø DA HASTE	BUNA - N	VITON
1 1/2"	5/8"	3400-8054	3400-8063
2"	5/8"	3400-8055	3400-8064
	1"	3400-8056	3400-8065
2 1/2"	5/8"	3400-8057	3400-8066
	1"	3400-8058	3400-8067
3 1/4"	1"	3400-8059	3400-8068
	1 1/4"	3400-8060	3400-8069
4"	1"	3400-8061	3400-8070
	1 3/4"	3400-8062	3400-8071

OBS Para especificar Kits de Reposição de Cil. Hidráulicos, mudar o 3.º dígito de: "0" para "1" conforme exemplo abaixo:
De: 3400-8004 Para: 3410-8004

DADOS TÉCNICOS

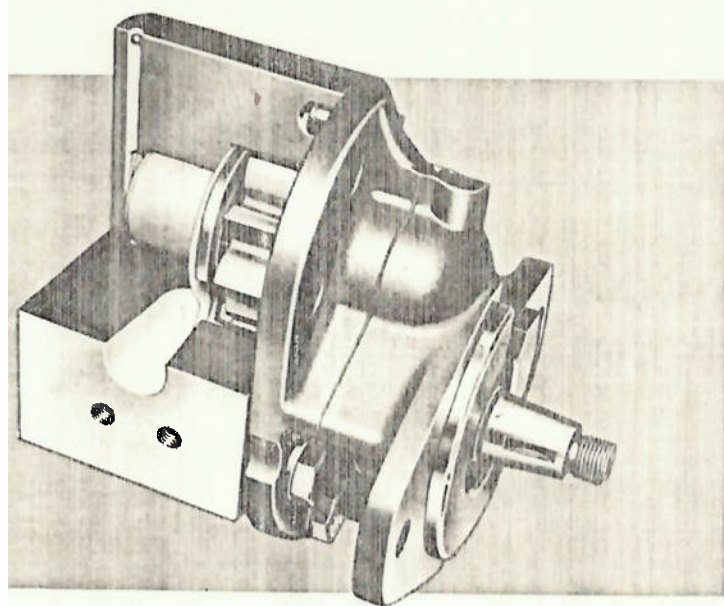
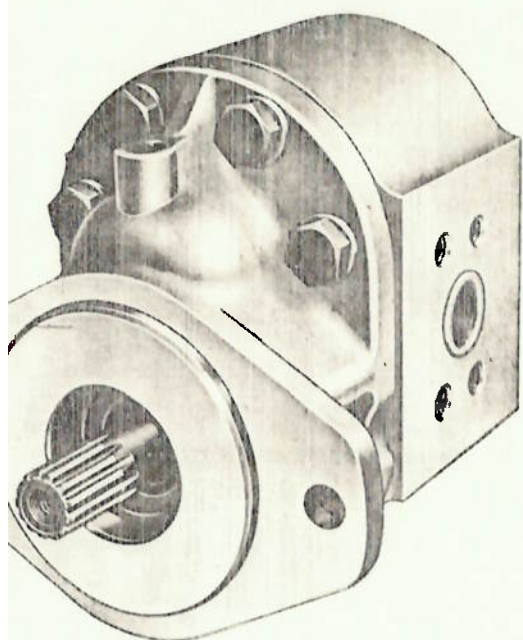
Forças estáticas em Kgf desenvolvidas pelos cilindros "Power Dome" de 1 1/2", 2", 2 1/2", 3 1/4" e 4"

Ø DA HASTE	Kgf/cm²	2,10	2,81	3,51	4,21	4,92	5,62	6,32	7,03	8,43	9,84	11,24	12,65	14,06	15,46	17,57	35,00	50,00	70,00
5/8"	avanço	24	32	40	48	56	64	72	80	96	112	128	144	160	176	200	399	570	798
5/8"	retorno	20	26	33	40	46	53	60	66	79	93	106	119	132	146	166	330	471	660
1"	avanço	43	57	71	85	100	114	128	142	171	199	228	256	285	313	356	709	1013	—
1"	retorno	38	51	64	77	90	103	116	129	154	180	206	231	257	283	321	640	914	—
1"	avanço	32	43	53	64	75	85	96	107	128	150	171	192	214	235	267	532	760	—
1 1/4"	avanço	67	89	111	133	156	178	200	223	267	312	356	401	445	490	556	1108	—	—
1 1/4"	retorno	62	83	104	125	146	166	187	209	250	292	334	376	417	459	522	1039	—	—
1 1/4"	avanço	56	75	93	112	131	150	168	187	224	262	299	337	374	411	467	931	—	—
1 3/4"	avanço	112	150	188	225	263	301	338	376	451	527	602	677	753	827	940	1873	—	—
1 3/4"	retorno	102	136	170	204	238	272	306	341	408	477	546	613	681	749	851	1696	—	—
1 3/4"	avanço	96	128	160	192	224	256	288	321	384	449	513	577	641	705	801	1596	—	—
2"	avanço	170	228	285	341	399	456	512	570	683	798	911	1026	1140	1253	1424	2837	—	—
2"	retorno	160	214	267	320	374	427	480	534	641	748	854	961	1068	1175	1335	2660	—	—
2"	avanço	138	184	230	276	323	369	415	461	553	645	737	830	922	1014	1152	2296	—	—

Fluxo de ar em dm³ por ciclo (Avanço e retorno) por milímetro de curso a diferentes pressões.

Ø DA HASTE	Kgf/cm²	2,10	2,81	3,51	4,21	4,92	5,62	6,32	7,03	8,43	9,84	11,24	12,65	14,06	15,46	17,57
5/8"	Psig	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	220	250
5/8"		0,006	0,008	0,009	0,010	0,011	0,013	0,014	0,016	0,019	0,021	0,025	0,027	0,030	0,033	0,037
1"		0,012	0,014	0,016	0,019	0,022	0,024	0,027	0,030	0,035	0,040	0,046	0,051	0,056	0,061	0,069
1"		0,011	0,013	0,015	0,017	0,020	0,022	0,025	0,028	0,032	0,037	0,042	0,047	0,052	0,056	0,064
1 1/4"		0,019	0,023	0,026	0,031	0,035	0,039	0,044	0,048	0,056	0,065	0,073	0,081	0,089	0,098	0,110
1 1/4"		0,018	0,022	0,025	0,029	0,033	0,037	0,041	0,045	0,053	0,061	0,069	0,077	0,085	0,092	0,104
1 3/4"		0,031	0,038	0,045	0,052	0,059	0,066	0,072	0,080	0,093	0,107	0,121	0,135	0,149	0,163	0,184
1 3/4"		0,030	0,037	0,044	0,050	0,058	0,064	0,070	0,077	0,090	0,104	0,117	0,131	0,145	0,158	0,178
2"		0,048	0,058	0,069	0,080	0,090	0,101	0,112	0,122	0,144	0,165	0,186	0,208	0,229	0,250	0,283
2"		0,044	0,055	0,064	0,074	0,084	0,094	0,104	0,114	0,134	0,154	0,174	0,194	0,214	0,234	0,264

Racine



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Bomba Modelo	Vazão (l) por 100 rpm @ 0 atm	cm ³ /rot	Pressão Máxima (atm)	Rotação Máxima
- 20150	5,0	49,5	175	2500
- 20200	6,6	66,2	175	2500
- 20250	8,3	82,9	175	2500
- 20300	9,9	99,1	175	2500
- 20350	11,6	115,9	175	2500
- 20400	13,2	132,4	175	2500
- 20450	14,9	149,1	175	2500

IDOS ACIMA FORAM OBTIDOS
OLEO SAE 10 A 66°C

DISPONÍVEIS TAMBÉM COM
VEDAÇÕES DE VITON

BOMBAS DE ENGRENAGENS

Série 20

Tyrone
HYDRAULICS INC

MOBIL-MASTER

PROJETO AVANÇADO

A combinação de um corpo de construção extra resistente, mancais de grande capacidade e engrenagens cientificamente projetadas, tornam essas bombas resistentes a extremos choques de pressão, cargas radiais e temperaturas extremamente altas. O retentor do eixo é de duplo lábio, sendo facilmente substituível. Os flanges, as tomadas e os eixos seguem os padrões S.A.E. A pressão máxima recomendada para operação contínua é 175 atm, sendo permitidos choques de pressão acima desse limite. Bombas com alterações especiais são disponíveis para operação contínua a 210 atm.

DURABILIDADE

Exaustivos testes de laboratório e experiência prática num extenso campo de aplicações comprovaram que as bombas Mobil-Master apresentam vida útil extremamente longa quando utilizadas de acordo com as especificações para cada modelo. A longa vida útil é assegurada pela rigorosa seleção de materiais, usinagem precisa, montagem cuidadosa e através do teste e inspeção de cada unidade. Aliado a isso, são escolhidas aleatoriamente bombas da linha de produção para testes de laboratório onde são submetidas a um milhão de choques de pressão de 210 atm a razão de 720 ciclos/minuto.

JUNHO 1976

DISTRIBUIÇÃO PARA HABILITAÇÃO		TOMADAS			
PARA PLANEJ. C. 4 PARAFUSOS E 3 C. T. PARAFUSOS		COMETOR SAI. 4 PARAFUSOS			
		MATERIAL		SOLDA	
A	B	Quantidade Material do Cometer	Valor em R\$	Quantidade Material do Cometer	Valor em R\$
120.3	148.4	1.1.4	30.2	1	23.8
120.1	148.8	1.1.4	30.2	1	23.8
120.3	168.4	1.1.2	29.1	1.1.4	30.2
120.3	182.3	1.1.2	29.1	1.1.4	30.2
131.6	180.3	1.1.2	29.1	1.1.4	30.2
131.6	262.6	2	58.2	1.1.4	24.6
139.9	210.0	2	58.6	1.1.4	24.6

	C	D	E	F	G
	13,0	26,2	26,2	52,4	5,6 16,25MPa
	15,0	30,2	29,2	58,6	27,16 14,16MPa
	17,8	35,7	34,8	69,5	7,8 15,16MPa
	21,3	43,6	38,9	77,8	11,2 13,16MPa

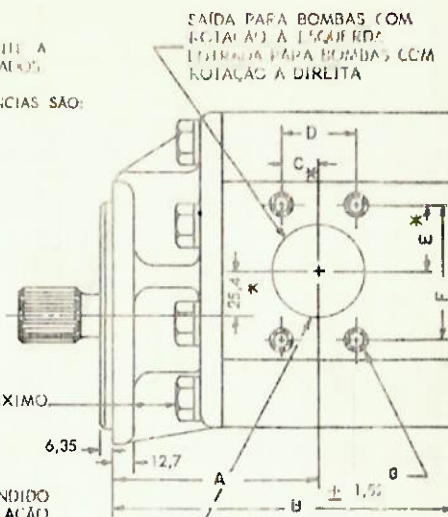
* ESSAS DIMENSÕES LOCALIZAM SOMENTE A LINHA DE CENTROS DOS FUROS FISCAIS.

QUANDO NÃO ESPECIFICADAS, AS TOLERÂNCIAS SÃO:

UMA CASA DECIMAL	$\pm 0,76$
DUAS CASAS DECIMAIS	$\pm 0,25$

OS PARAFUSOS DEVEM TER COMPRIMENTO MÁXIMO DE 25,4 mm PARA FLANGE C, 4 PARAFUSOS.

A LINHA DE CENTROS DO FURO NO CORPO FUNDIDO LOCALIZA-SE DENTRO DE $\pm 1,5$ mm EM RELAÇÃO AOS FUROS ROSCADOS (NOS MODELOS 400 & 450, DENTRO DE 1,0 mm).

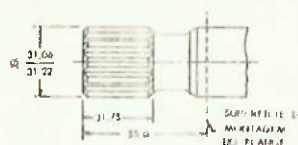


A RACINE constantemente procura melhorar as características de seu equipamento. Assim, as especificações apresentadas e as dimensões são sujeitas a alterações sem aviso prévio.

EIXOS DISPONÍVEIS

1

EIXO ESTRIADO SAE "C" Ø 1 1/4" - 14 DENTES
DISPONIVEL EM TODOS OS TAMAANHOS



L'AMBITO DI RICERCA È
 APERTO A TUTTI GLI
 INTERESSATI A
 DISCUSSIONI E A
 COLLABORAZIONI.

3

EIXO RETO SAE "C" Ø 1 1/4"
DISPONÍVEL EM TODOS OS TAMANHOS



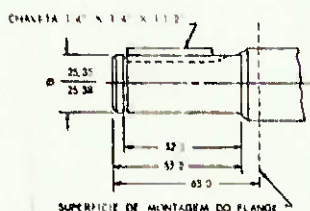
SURFACES DE MONTAGNE DU FLANK

EIXO ESTRIADO SAE "G" Ø 7/8" - 13 DENTES
DISPONÍVEL NO TAMANHO 20 150



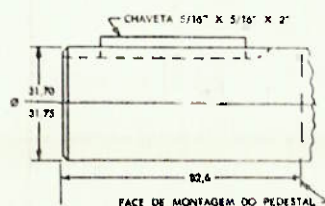
DIAMETRAL PITCH	16/32
ÂNGULO DE PRESSÃO	14°
NÚMERO DE DENTES	12
DIÂMETRO MENOR	1.835

EIXO RETO Ø 1"
DISPONÍVEL NOS TAMANHOS 20 150 A 20 250



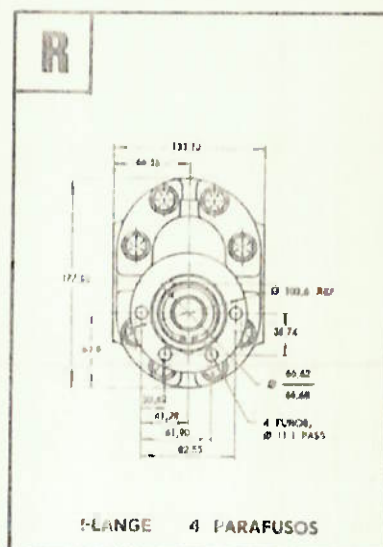
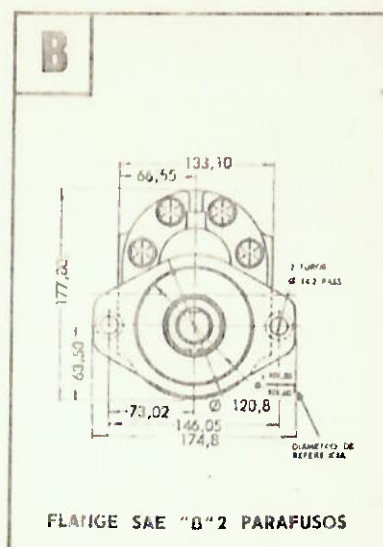
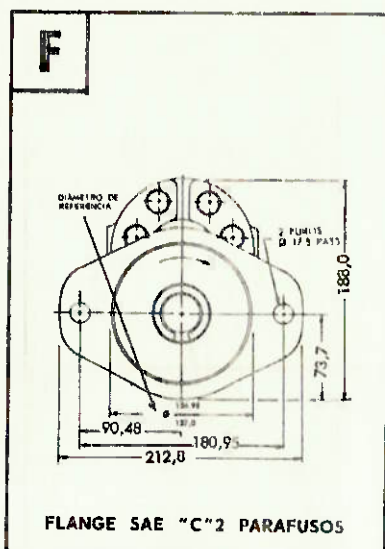
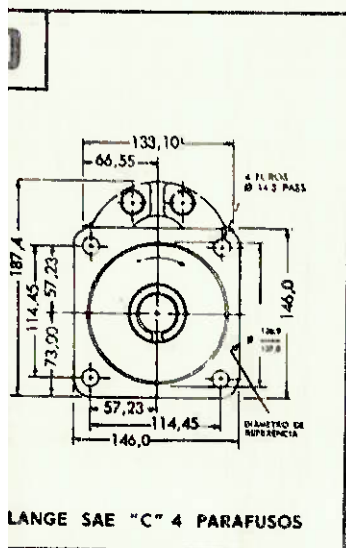
SUPERFÍCIE DE MONTAGEM DO FLANGE

EIXO RETO Ø 1 1/4"
(PARA USO EM BOMBAS MONTADAS EM PEDESTAL)



FACE DE MONTAGEM DO PEDESTAL

FLANGES DE MONTAGEM DISPONÍVEIS



COMO SOLICITAR PFR-20150A-5B3

TAMANHO

20150
20200
20250
20300
20350
20400
20450

SENTIDO DE
ROTAÇÃO (*)

A - A ESQUERDA
C - A DIREITA

EIXO

FLANGE DE
MONTAGEM

TOMADAS

NOTA: Se houver necessidade de vedação de Viton para operação com fluidos a base de éster-fosfato adicione ao código o sufixo VV.
Ex.: PFR-20150A-5B3-VV

(*) VISTO PELO LADO DO EIXO

CONETORES S.A.E. - 4 PARAFUSOS

Conjunto N.º	Conetor N.º	Parafuso Tamanho & N.º	Anel "O" N.º
1704020	1390085	3/8"-16 x 1-3/4"	403749
		400805	
1704021	1390086	7/16"-14 x 1-3/4"	401284
		406309	
1704022	1390087	1/2"-13 x 1-3/4"	401260
		400828	
1704023	1390088	1/2"-13 x 2"	402791
		400827	

NOTAS:

- 1) Todos os parafusos são com cabeça e sextavado interno.
- 2) Os anéis "O" relacionados só devem ser usados com fluidos compatíveis com fluído N.

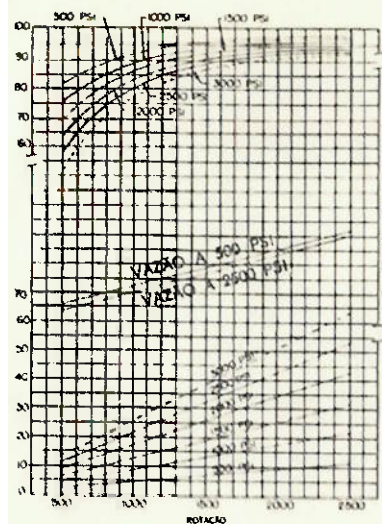
CARACTERÍSTICAS DE PERFORMANCE

VISCOSIDADE DO ÓLEO: 80 SSU

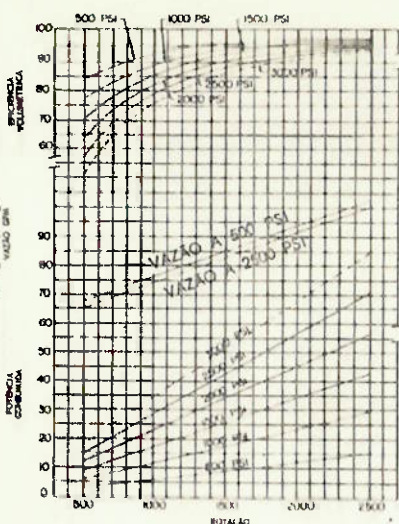
20150 MRE MASTER

20300 MRE MASTER

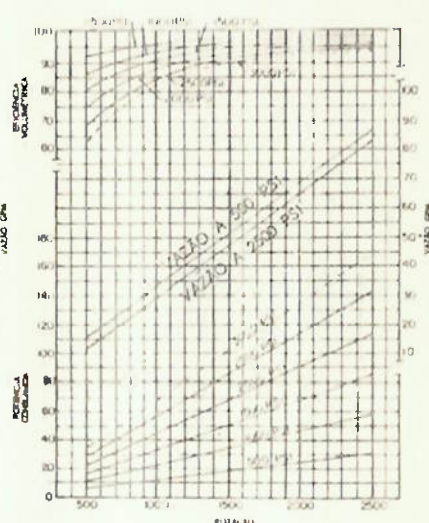
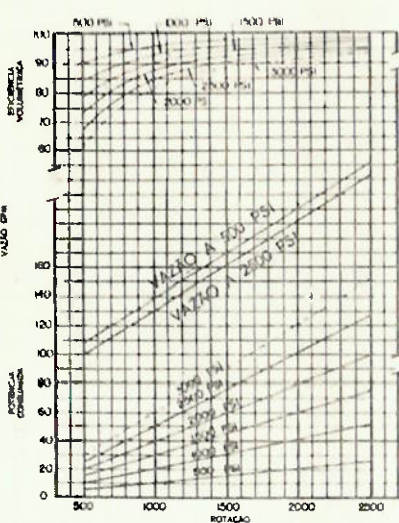
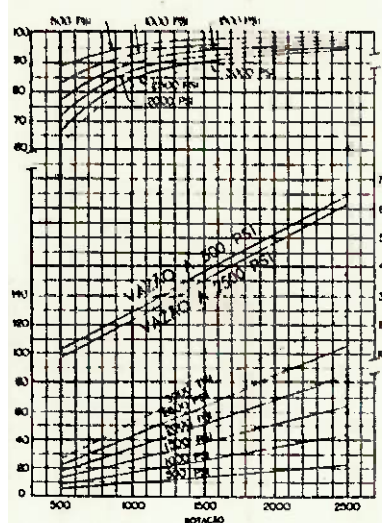
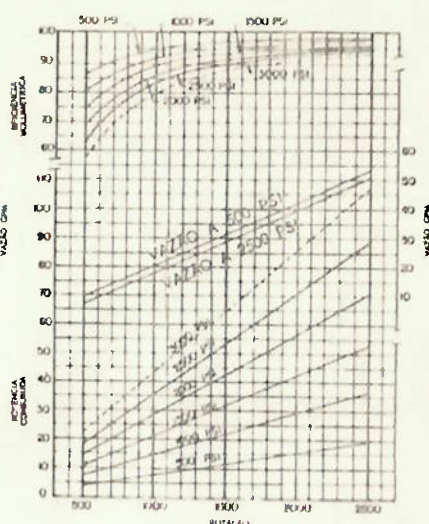
20400 MRE MASTER



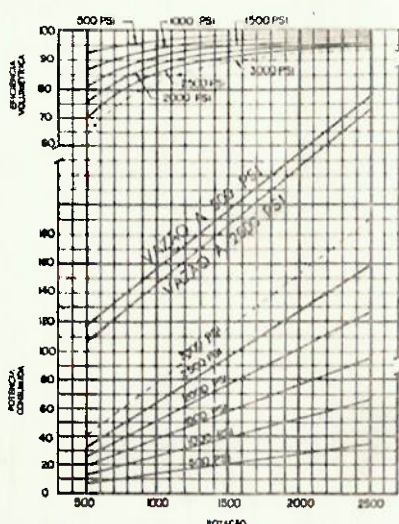
20300 MRE MASTER



20400 MRE MASTER



20450 MRE MASTER



NOTA:

1 USGPM = 3,785 l/min

1 cu.in = 16,38 cm³

1 PSI = 0,07031 atm



Rexnord

Racine Hidráulica S.A.

Racine
Produtos Hidráulicos

Matriz: Cachoeirinha - RS - Av. Frederico Ritter, 1100 - Fone: (0512) 41-2922 - Telex 51 1427 JAHU BR
Filial São Paulo - SP - Cristiano Viana, 363 - Fone: (011) 200-1022
Filial Rio de Janeiro - RJ - Av. Pres. Antonio Carlos, 34 - Conj. 802 - Fone: (021) 352-4213 - 252 6435
Telex 21 25793 RANH BR
Filial Belo Horizonte - MG - Av. Afonso Pena, 667 - 5/ 2109 - Fone: (031) 226-1696
Telex 31 1823 RANH BR
Filial Curitiba - PR - Pça. Gen. Osório, 205 - 5/Loja - Conj. 6 - Fone: (0412) 24-9441



FILTRO DE RETORNO



SÍMBOLO

ESPECIFICAÇÕES

INDICAÇÃO: Para proteção de sistemas hidráulicos,
montagem na linha de retorno;

PRESSÃO MÁXIMA RECOMENDADA:
17,5 atm (250 psi);

PRESSÃO DE ABERTURA DA VÁLVULA BYPASS:
1,8 atm (25 psi);

DEBITO MÁXIMO RECOMENDADO:
302,8 l/min (80 GPM);

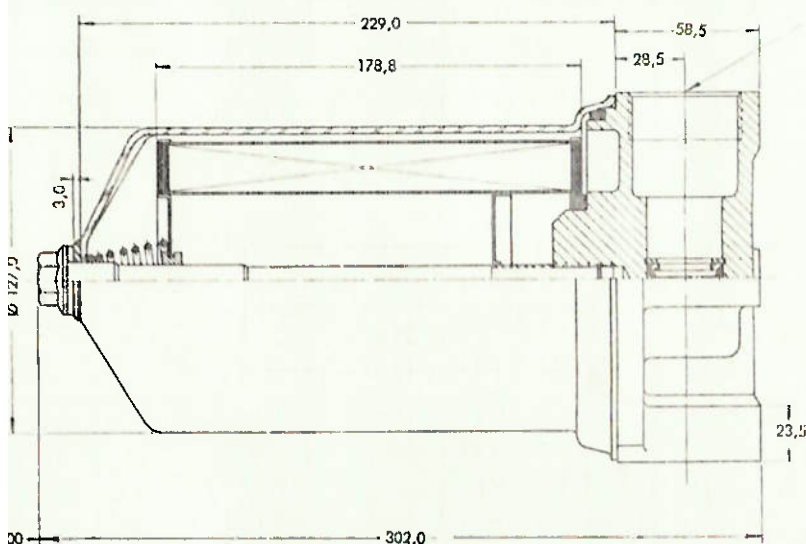
TEMPERATURA MÁXIMA DE OPERAÇÃO: 122°C;

CAPACIDADE DE FILTRAGEM: Até 10 microns
(nominal);

ROSCAS: 1 1/2" - 11 B.S.P.T. (Entrada - Saída);
1/8" N.P.T. (Para manômetro);

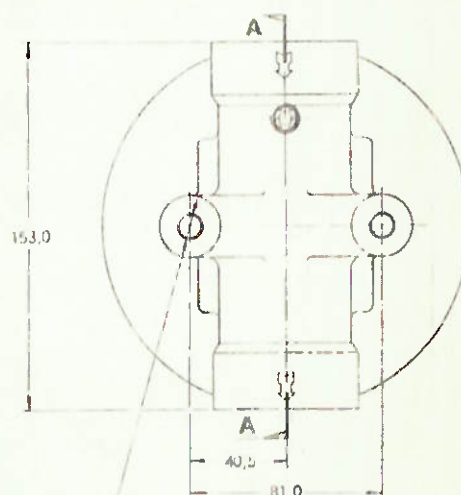
PESO: 5,8 kg;

DIMENSÕES: Consulte o desenho;



CORTE A-A

1 1/2" - 11 B.S.P.T.
(Em ambos os lados)

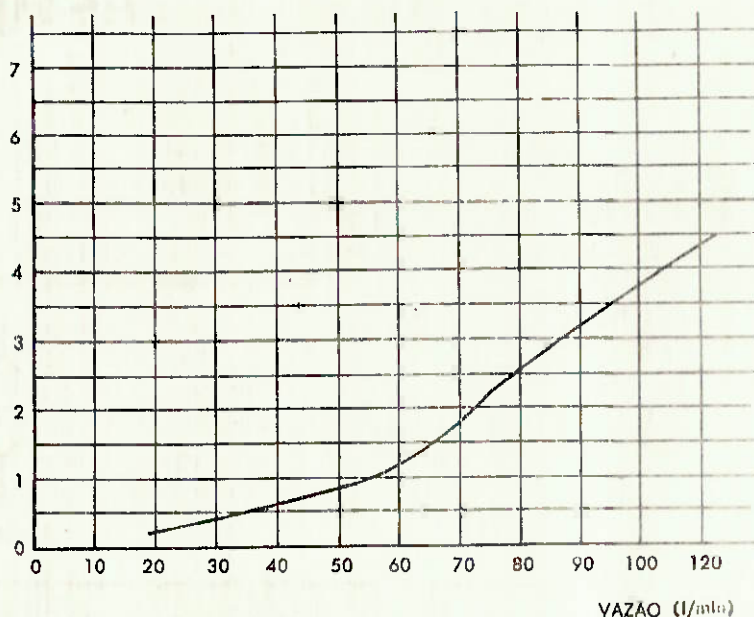


PARA SOLICITAR

OF9 - A15 - AB - O1

FR - 9 - BR
SETEMBRO/1973

PERDA DE CARGA
(atm)



A: Estes filtros são recomendados para uso somente com fluídos de base mineral.

A RACINE sugere a substituição do elemento original após as primeiras 50 horas de operação. As substituições posteriores devem ser feitas de acordo com as condições particulares de operação.

OUTRAS INDICAÇÕES PARA SUBSTITUIÇÃO DO ELEMENTO FILTRANTE

em sistemas selados, a cada 1000 horas;

em sistemas aerados com filtro de ar, a cada 500 horas; sistemas aerados operando em ambiente contaminado a cada 250 horas.

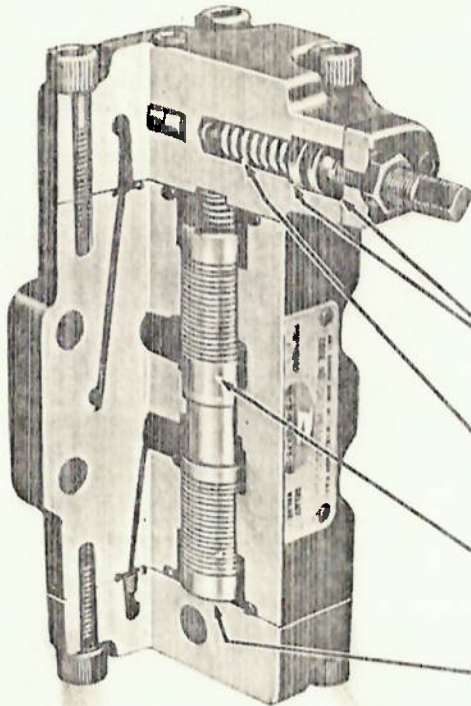
CONJUNTO FILTRO DE RETORNO N.º	ELEMENTO FILTRANTE N.º
1.703.009	1.404.382

Racine

Contrôles de Pressão

MONTADAS EM PLACA
CONEXÕES ROSQUEADAS
CONEXÕES FLANGEADAS

200 ATM



BATENTES POSITIVOS — LIMITANDO A REGULAGEM DE PRESSÃO MÁXIMA E MÍNIMA

DISPOSITIVO PILÔTO FABRICADO COM PRECISÃO — POSSIBILITA UM SENSÍVEL E RIGOROSO CONTRÔLE DA VÁLVULA PRINCIPAL

VÁLVULA AJUSTADA COM RIGOROSA PRECISÃO — BAIXO VAZAMENTO E ELEVADO DESEMPENHO

FILTRO DE ÓLEO INTERNO — AUMENTA A VIDA E MELHORA O FUNCIONAMENTO DA VÁLVULA

IS DE ALÍVIO E RAS DE PRESSÃO

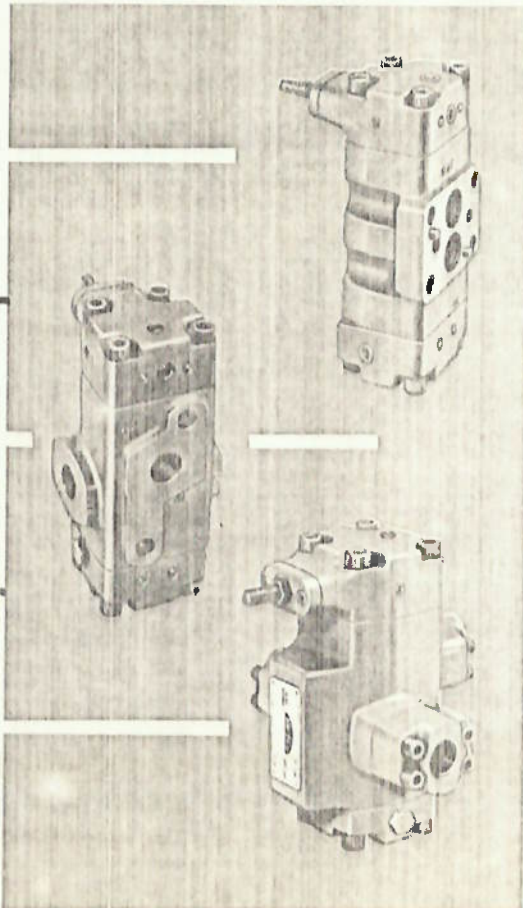
40 LPM, 3 a 200 ATM
120 LPM, 7 a 200 ATM
260 LPM, 7 a 200 ATM
em placa —
rosqueadas ou flangeadas

S DE CIA E DE DESCARGA

40 LPM, 3 a 200 ATM
120 LPM, 7 a 200 ATM
260 LPM, 7 a 200 ATM
em placa —
rosqueadas ou flangeadas

DE BALANCEAMENTO, QUÊNCIA COM INTEGRAL

40 LPM, 3 a 200 ATM
120 LPM, 7 a 200 ATM
260 LPM, 7 a 200 ATM
em placa —
rosqueadas ou flangeadas



As válvulas de controle de Pressão RACINE são hidráulicamente controladas, possibilitando uma sensível e precisa regulação de pressão. Um "micrométrico" parafuso de ajustagem permite mínimas variações da regulação sobre uma larga faixa de pressão. Ajustes de 3 a 200 ATM são possíveis sem necessidade de troca do mola, fazendo com que estas válvulas sejam universalmente adaptáveis.

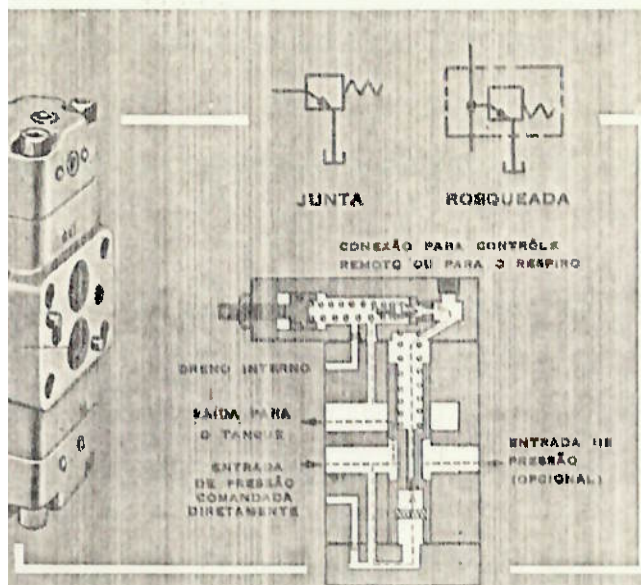
Os controles de Pressão RACINE oferecem rápida resposta com excepcionais características de repetição e desempenho. Todos os tipos podem ter respiro para o tanque ou serem remotamente controlados. Também podem ser obtidos comandos manuais.

O filtro de controle de óleo, internamente construído, característica exclusiva dos controles Racine, virtualmente assegura uma operação livre de problemas.

Estas válvulas, que são projetadas de acordo com as especificações J. I. C., são de manutenção simples e rápida. Você descobrirá porque os Contrôles de Pressão RACINE representam sua melhor compra.

SEÇÃO 400

MONTADAS EM PLACA - CONEXÕES ROSQUEADAS



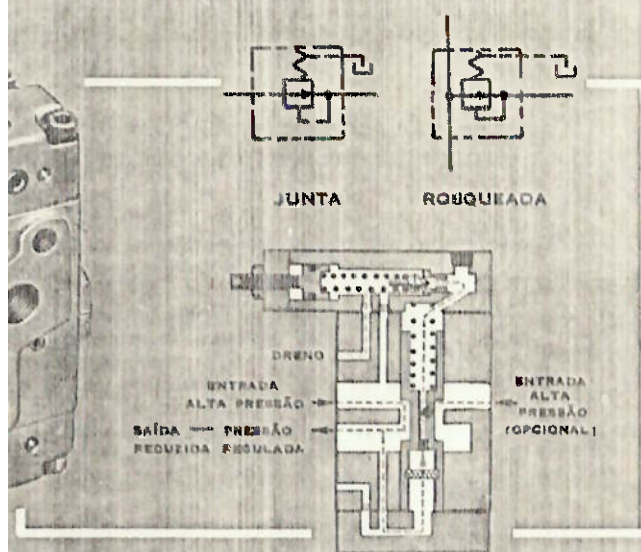
VÁLVULA DE ALÍVIO

As válvulas de alívio são instaladas em um circuito a fim de evitar danos ocasionados pelo excesso de pressão e, também, para servir como um meio de regular a pressão máxima do circuito.

Um sensível parafuso de ajustagem permite a variação da pressão sobre uma larga faixa de pressões. Obtém-se, desta forma, uma fina regulação desde o limite mínimo até o máximo.

O desenho da válvula RACINE permite o retorno do excesso de óleo para o tanque, através da tomada da saída enquanto mantém a pressão completamente regulada na entrada.

O respiro da válvula de alívio para o tanque, por meio de descarga o circuito, através da válvula, com uma pressão instantânea baixa. A tomada do respiro pode, também, ser usada como conexão para o controle remoto.

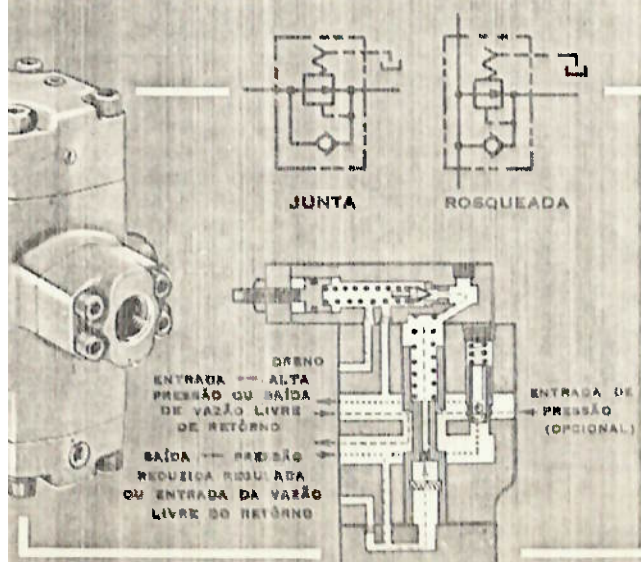


VÁLVULA REDUTORA

As válvulas redutoras de pressão RACINE são usadas em um circuito para obter uma pressão reduzida constante, independentemente de qualquer variação da alta pressão na entrada da válvula.

A pressão reduzida pode ser regulada para qualquer valor abaixo da pressão máxima do sistema. As pressões reduzidas podem ser mantidas tanto sob condições estáticas como dinâmicas do circuito.

Fácil e precisa regulação desde o limite mínimo até o máximo. A conexão do respiro pode ser usada para o controle remoto.



VÁLVULA REDUTORA COM RETENÇÃO INTEGRAL

Uma válvula de retenção com passagem livre é um equipamento opcional e permite o retorno de óleo, sem restrição, da saída para a entrada da válvula.

As válvulas redutoras de pressão RACINE são usadas em um circuito para obter uma pressão reduzida constante, independentemente de qualquer variação da alta pressão na entrada da válvula.

A pressão reduzida pode ser regulada para qualquer valor abaixo da pressão máxima do sistema. As pressões reduzidas podem ser mantidas tanto sob condições estáticas como dinâmicas do circuito.

Fácil e precisa regulação desde o limite mínimo até o máximo. A conexão do respiro pode ser usada para o controle remoto.

FLANGEADAS - 200 ATM

ENCAMINHAR PEDIDOS

OE1-PAAH-S06S

O — óleo
F — Vedação
Viton

1 — alívio
3 — redutoras

03 — Tamanho $\frac{3}{8}$ "
06 — Tamanho $\frac{1}{2}$ "
10 — Tamanho $1\frac{1}{4}$ "

S — Montadas em placa
T — Conexões rosqueadas
R — Conexões flangeadas

A — Piloto Interno (válvula de alívio ou Dreno externo redutora)

B — Piloto interno (válvula de alívio Dreno Interno somente)

S — Standard
H — Retenção Integral (só válvula redutora)
A — Standard com ajustagem manual
B — Retenção Integral e ajustagem manual (só válvula redutora)

SEM EM PLACA

As montagens devem ser especificadas junto ao pedido de válvulas.

Modelo	Tamanho do furo	Peso em Kg
03S	$\frac{3}{8}$ "	2
04S	$\frac{1}{2}$ "	2
06S	$\frac{3}{4}$ "	4
08S	1"	4
10S	$1\frac{1}{4}$ "	8
12S	$1\frac{1}{2}$ "	8

CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO

Estabilidade	$\pm 1\%$ da pressão regulada		
Característica de repetição	$\pm 0,7$ ATM (± 10 PSI)		
Sensibilidade da ajustagem	35 ATM por volta		
Temperatura máxima	Não exceder a 70°C (160° F)		
Óleo recomendado	Use óleo hidráulico de qualidade com viscosidade de 200-250 SSU a 40°C (100° F) para uso a temperatura ambiente normal		
Tamanho	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$
Peso aprox. em Kgs. Standard com válv. retenção integral	5 6	8 9	11 12
Vazão máxima recomendada — LPM	40	120	260
Faixa de regulação — ATM	3-200	7-200	7-200
Diferencial de pressão a 70 ATM (Queda de pressão através da válvula)	2,8 ATM	4,2 ATM	7,0 ATM
Queda de pressão através da válvula quando ligada a respiro para o tanque	2,8 ATM	4,0 ATM	4,9 ATM

LPM — litros por minuto
ATM — atmosfera

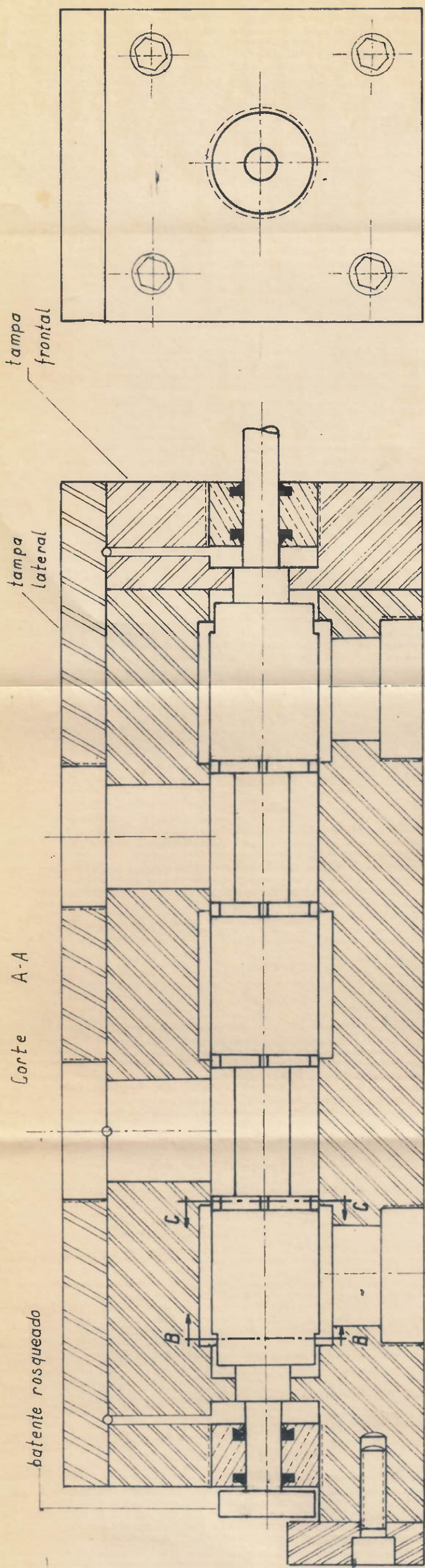
Bibliografia:

Blackburn, Peethof, Shearer; Fluid Power Control, 4^a edição
M.I.T. Press, 1960.

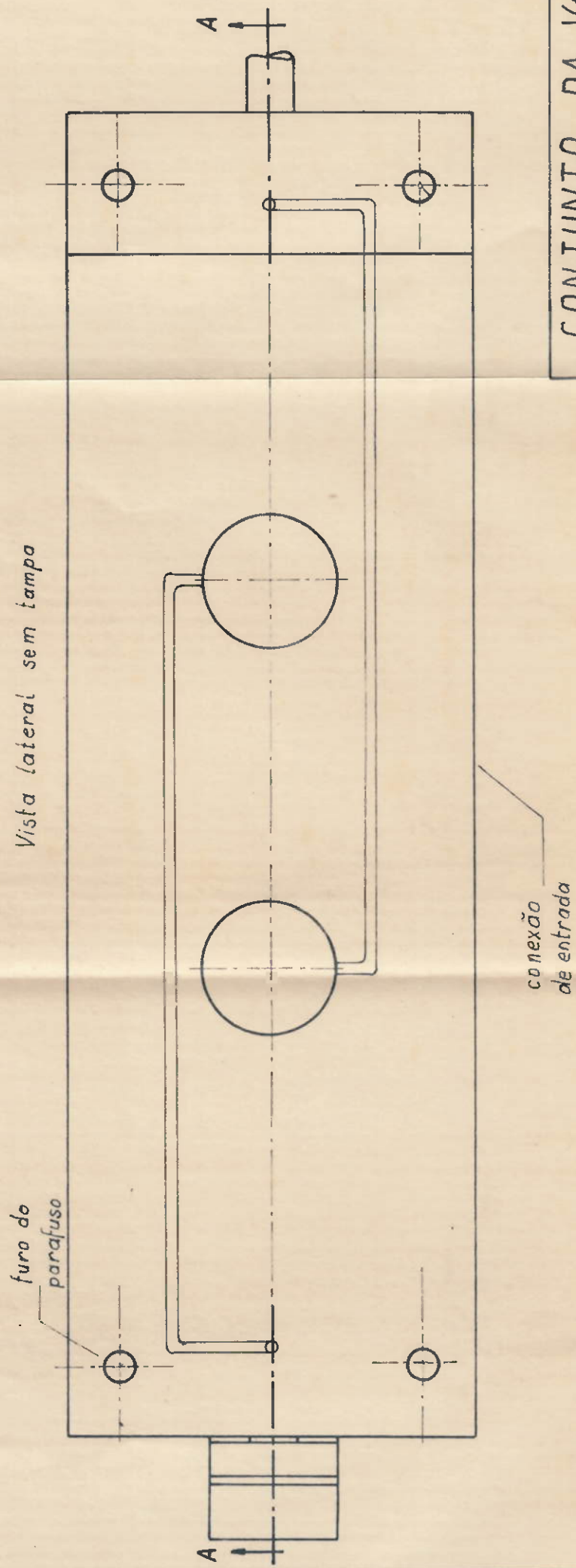
Niemann, G.; Elementos de máquinas, Vol. 1, 2, 3; São Paulo
Editora Edgard Blücher Ltda., 1971.

Thibaut, R.; Automatismos Hidráulicos e Pneumáticos, Rio de
Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1979.

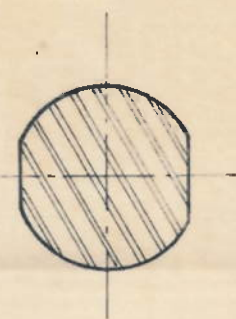
Silva, Remy B.; Manual de Termodinâmica Transmissão de Ca -
lor, 6^a edição, São Paulo: Grêmio Politécnico - D.L.F., 1980.



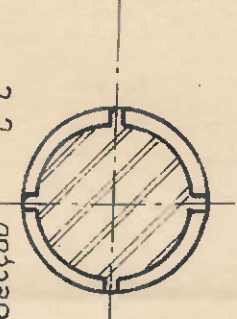
Vista lateral sem tampa



Secção B-B



Secção C-C



CONJUNTO DA VÁLVULA DE CONTROLE			
E.P.U.S.P.	PROJETO MECÂNICO	03/12/82	
Marcos Purkyl		orientador: Prof. Francisco Nigro	
escala natural	○ - aço	● - bronze	

Todos os parafusos são Halem M6