

NÃO
TEM

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

PROJETO BÁSICO DE MÁQUINA CURVADORA DE
TUBOS DE PAREDE FINA

AUTOR: OSCAR PASSOS JUNIOR

N. USP: 3238819

PROFESSOR ORIENTADOR:

MARCO STIPKOVIC FILHO

1988

RESUMO TEÓRICO

Este trabalho trata do projeto básico de uma máquina curvadora de tubos de parede fina.

Começa definindo a utilidade e necessidade desse equipamento estabelecendo um mercado potencial consumidor, passando à formulação das características da máquina tendo em mente esse mercado, realizando a especificação técnica.

Em seguida, passa a analisar as diversas possibilidades de soluções para o problema, determinando a melhor.

Escolhida a melhor solução, modelamos matematicamente o processo que ela executa, passando então a pensar na melhor forma de realizá-la fisicamente, através do projeto da forma construtiva. Executamos, a partir daí, com os componentes definidos, o seu dimensionamento, chegando então ao desenho de conjunto geral do projeto, nosso objetivo.

Dedico este
TRABALHO DE FORMATURA
à minha mãe
ELZA KRAUTER PASSOS
e à memória de meu pai
OSCAR PASSOS

AGRADECIMENTOS

Agradecimento especial ao Prof. MARCO STIPKOVIC FILHO por sua supervisão e avaliação deste trabalho.

Agradeço também aos demais professores e aos colegas politécnicos por terem dividido as suas experiências comigo durante o transcorrer deste curso.

OSCAR PASSOS JUNIOR

1. INTRODUÇÃO

Em diversas aplicações de engenharia são utilizados tubos, tendo estes diversos diâmetros e espessuras, conforme norma.

Em muitos casos, é necessário que essas peças executem curvas. Existem no mercado curvas prontas, ditas conexões, que se unem às partes retas, obtendo a configuração desejada. No entanto, nem sempre esse processo é o mais econômico ou não existem conexões com determinado raio de curvatura (já que estas também são normalizadas).

Assim, por exemplo, para executarmos curvas com tubos de grande diâmetro, um método simples é cortá-los em diversos segmentos retos, com pontas em ângulo determinado em relação à linha longitudinal do tubo, unindo posteriormente esses pedaços de modo que a associação resulte aproximadamente a curva do diâmetro desejado.

Esse processo é indicado para grandes diâmetros pela própria facilidade das operações inerentes (serragem, solda) tornando-o obviamente mais econômico quando confrontado com um processo de conformação para fabricação da curvatura, a não ser que esta seja em larga escala, pois exigiria máquinas de grande porte para a realização da operação de curvamento.

Voltemos agora a nossa atenção para os tubos de pequenos diâmetros nominais.

Nesse caso, justifica-se a adoção de um processo de conformação para que tenhamos como resultado um tubo curvado. Notamos, assim, que podemos projetar uma máquina que execute esse processo que temos em mente.

A pergunta que surge então é que tipo de produção aceitaria os custos de instalação, manutenção etc de uma máquina curvadora de tubos? A nossa resposta é que deve ser uma produção seriada, onde estes custos se diluam através da grande quantidade de peças produzidas, trabalhando diversas horas ininterruptas, pois numa produção de poucas peças sob encomenda, excetuando-se casos especiais, o pequeno volume de produção não justificaria a existência de tal máquina, devido à ociosidade e a pouca versatilidade no sentido de realização de diversas operações do processo de produção (já que a máquina só executa curvamentos).

Dentro, então, das firmas que trabalham com métodos de produção seriada, procuraremos o mercado potencial para o nosso equipamento.

Analisaremos, através de um exemplo setorial, o que acontece no mercado como um todo.

Um setor que usa bastante a curvatura de tubos no processo de feitura de diversas peças é a indústria automobilística (bengalas, escapamentos, respiros etc).

Existem assim diversas indústrias de pequeno, médio e grande porte que fornecem para as montadoras ou para o mercado de peças de reposição.

Observando as máquinas para curvar tubos disponíveis no mercado, concluímos que estas são equipamentos grandes, ou se de pequeno ou médio porte, são adaptações de modelos maiores, não são dimensionados especificamente para trabalhos menores.

Isso ocasiona um investimento relativamente alto para as pequenas firmas do setor, quando da aquisição da máquina e um desperdício da capacidade da mesma, que devido aos produtos trabalhados por tais empresas será sempre subutilizada.

Percebemos então que forma-se uma lacuna dentro do mercado.

Se conseguirmos produzir uma máquina de pequeno porte, no entanto, com simplicidade e boa quantidade de recursos para operação, a um custo relativamente baixo, estaremos atendendo às necessidades dessas pequenas empresas. Da mesma forma, pode-se expandir tal idéia para outros ramos de atividade (transformadores, trocadores de calor etc).

Forma-se assim o mercado potencial que pretendemos atingir com este projeto.

2. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

Neste item, para que possamos determinar o melhor método de dobramento dentre as diversas formas possíveis de se executar a operação, que serão posteriormente analisadas, devemos enunciar determinada e completamente os objetivos que desejamos atingir com a máquina que ora projetamos e quando possível, quantificá-los em grandezas numéricas de modo que possamos compará-los com os valores resultantes que obteremos nos cálculos.

De acordo com o estabelecido anteriormente, através da determinação do mercado potencial que pretendemos atingir, a primeira característica que queremos neste projeto é que seja uma máquina simples, de fácil operação e de pequeno porte.

Observamos então, que esse mercado trabalha com tubos de aço de parede fina, sem costura.

Os materiais, para as aplicações mais comuns, são os aços carbono de baixo teor (SAE 1010 ou 1020) com limite de escoamento de 20 a 60 kgf/mm², dependendo do estado em que são fornecidos: normalizado, trefilado duro, trefilado macio e recozido (5).

Analisando as tabelas de características de tubos de diâmetros comerciais e sabendo que crescendo o seu módulo de resistência à flexão (maiores diâmetros, maiores espessuras de parede) aumenta a potência requerida para a operação de curvamento, aliado ao fato de termos em mente a redução do

porte da máquina (dimensões gerais) para que o produto seja economicamente viável, estabelecemos, através de critérios tecnológicos que posteriormente discutiremos mais aprofundadamente, que a curvadora deverá ter um conjunto acionador que proporcione potência suficiente para dobrar tubos até o diâmetro nominal máximo de 2 polegadas, Schedule 10S.

A máquina deve ser dimensionada para que trabalhe em regime contínuo, visando maior capacidade de produção.

Da mesma forma, tendo em vista um equipamento com maior capacidade produtiva, colocamos que o acionamento deve ser motorizado.

Como um produto desse tipo deve ter uma vida útil elevada em função da sua utilização e do investimento realizado na sua aquisição, deve ser prevista no projeto uma elevada durabilidade de cada um dos componentes e do conjunto geral, sendo estas durabilidades compatibilizadas para que as vidas de cada componente se esgotem ao mesmo tempo.

Outra característica a ser incluída no projeto é a de cada componente possuir máxima confiabilidade, com baixa e fácil manutenção.

Resumindo, enunciaremos a especificação técnica do projeto:

- Máquina de pequeno porte
- Simplicidade e facilidade de operação
- Trabalha tubos de aço 1010/1020 de parede fina até o diâmetro de 2 polegadas, Schedule 10s (2)
- Motorizada
- Regime contínuo de operação
- Alta capacidade de produção
- Alta durabilidade
- Baixa e fácil manutenção
- Máxima confiabilidade

3. TECNOLOGIA PARA CURVAMENTO DE TUBOS

Considerações econômicas do processo de dobramento de tubos de parede relativamente fina mostram que para diâmetros de até 3 polegadas é mais viável executar a operação a frio (4). Para os diâmetros entre 3 e 10 polegadas, consideramos a quantidade de peças idênticas que desejamos obter, avaliando se o custo de uma máquina para dobramento a frio, que é um equipamento mais pesado, pode ser amortizado, tornando mais vantajoso esse tipo de operação do que um método de execução a quente. Na escolha do processo temos que considerar a composição química do material e as propriedades metalúrgicas, da mesma forma.

Para que possa ser executado o curvamento a frio é indispensável que os materiais das peças a serem trabalhadas sejam dúteis, ou seja, que o metal suporte a deformação plástica sem que seja atingida a ruptura.

Portanto, o material a conformar deve possuir um bom alongamento. Isso implica que indicaremos para o curvamento, peças fornecidas ou no estado recozido ou normalizado, que satisfazem as exigências citadas.

No nosso caso, de acordo com a especificação técnica elaborada, pretendemos executar o dobramento de tubos até o diâmetro nominal de 2 polegadas, ou seja, na faixa onde a máquina curvadora que trabalhe a frio apresenta maiores vantagens econômicas.

Dessa forma, procuraremos no momento oportuno, máquinas com processos conforme o citado acima, para determinação da solução que adotaremos.

Quanto ao formato obtido pela seção do tubo após a operação, podemos afirmar que a parte interior à curva sofre um aumento de espessura (parte que ficou sujeita à compressão) e conseqüentemente a parte exterior à dobra sofre uma diminuição de espessura de parede (parte que ficou sujeita à tração). No entanto, como sabemos que a linha neutra do dobramento se move em direção à parte comprimida com o correr do processo, dizemos que a parte sujeita à tração se alonga mais do que a parte sujeita à compressão é esmagada.

O formato da seção do tubo é mostrado no apêndice, juntamente com as mínimas espessuras de parede requeridas em cada caso.

3.1. EQUIPAMENTO PARA DOBRAMENTO DE TUBOS A FRIO

Existem diversos tipos de máquinas, com determinadas características, para executar o dobramento de tubos de parede fina a frio.

Analisemos agora esses processos, determinando qual o mais vantajoso para o nosso caso particular.

3.1.1. DOBRAMENTO ATRAVÉS DE PISTÃO HIDRÁULICO

Nesse tipo de máquina eram geralmente feitos anteriormente os curvamentos de tubos.

Trata-se de uma máquina relativamente simples, que consiste basicamente de um pistão acionado hidráulicamente, em cuja haste é fixada a ferramenta de deformação, que nada mais é do que um setor circular de um rolo com raio igual ou inferior ao que se pretende obter na peça.

O funcionamento do sistema acontece da seguinte forma: o tubo a ser curvado é apoiado em dois encostos existentes na lateral da máquina, tendo esses encostos movimento de rotação livre. É acionado então o pistão hidráulico que dá a forma desejada à peça.

O raio mínimo que pode ser atingido é o da própria ferramenta de curvamento. No entanto, raios maiores podem ser conseguidos controlando-se o avanço posicional do pistão, movendo-se os encostos para apoio.

Esse tipo de processo é indicado para seções de tubos relativamente pesadas, onde algum achatamento da seção não é considerável.

No apêndice, no final deste trabalho, encontram-se ilustrações sobre este tipo de processo.

3.1.2. CALANDRAGEM DE TUBOS

O conhecido processo de calandragem utilizado para dobramento de perfis, barras etc também se aplica ao curvamento de tubos.

Consiste de 3 rolos configurados num arranjo triangular, conforme mostrado no apêndice, no plano vertical ou horizontal.

É um processo também aconselhado para a produção de anéis e molas. Com a adição de defletores, consegue-se obter o passo de hélice da espiral. A desvantagem é que são deixadas as extremidades da peça sem serem deformadas, ou seja, são deixadas retas, que devem ser posteriormente cortadas.

Dois dos tambores possuem movimento rotativo dado pelo motor e possuem eixo de rotação fixo. O terceiro rolo, acionado por um pistão hidráulico ou por um parafuso de movimento, tem deslocamento de aproximação ou afastamento dos dois outros rolos, curvando a peça. Além disso, é permitida a esse rolo liberdade de movimento giratório.

Os tubos curvados por esse método possuem grande precisão dimensional, com muito pequeno achatamento da seção conformada.

No final do trabalho, existe ilustração sobre tal tipo de máquina.

3.1.3. MÁQUINAS ROTATIVAS PARA CURVAMENTO

Existem dois tipos dessas máquinas, que analisaremos a seguir.

3.1.3.1. MÁQUINA ROTATIVA ATUANDO POR COMPRESSÃO

Tal forma construtiva compreende uma ferramenta de deformação com um determinado raio R , um bloco de encosto e um rolo móvel.

O tubo a ser curvado é colocado entre a ferramenta (rolo fixo) e o bloco de encosto. Ambos possuem canaletas para melhor acondicionamento da peça. O movimento do rolo sobre o bloco de encosto, conforme figura no apêndice, provoca a deformação até o raio da ferramenta.

Nesse caso, o próprio atrito resultante da operação impede o deslocamento da peça durante o processo, sendo desnecessário o uso de garras de fixação.

Esse tipo de máquina possui versões com acionamento manual para pequenos trabalhos, não seriados.

No apêndice, temos também ilustrações sobre esses tipos de máquina.

3.1.3.2. MÁQUINA ROTATIVA ATUANDO POR ARRASTAMENTO

Os componentes, nesse tipo de máquina, são um rolo acionado pelo motor, com o raio da circunferência desejada, onde existem garras de fixação para o tubo (para que este acompanhe o movimento do rolo) e um encosto, que na verdade é quem dá o momento fletor para o curvamento. No rolo e no encosto existem canaletas para melhor posicionamento da peça.

Em dobramentos mais severos, pode ser prevista a existência de mandril, que inserido no interior do tubo, impede a formação de rugas na parede ou achatamento da peça.

No apêndice, temos ilustrações que mostram esse tipo de máquina, assim como os diversos tipos de mandril que podem ser usados conforme o raio de curvamento que se queira.

3.2. ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

Procederemos agora o julgamento das formas apresentadas para execução da operação no item anterior, sob a luz da especificação técnica formulada.

Para isso, utilizaremos uma matriz de decisão onde às qualidades necessárias na máquina serão atribuídos pesos de 1 a 5 e serão dadas notas relativas a cada solução dentro de cada predicado, de 1 até 10.

Assim, passamos à fixação dos critérios adotados:

1) Simplicidade de construção: neste item será julgada a simplicidade relativa ao mecanismo, montagem, fabricação, tempo de execução etc, correspondendo as maiores notas às soluções mais simples que atendam à especificação.

2) Facilidade de operação: julgar-se-á neste item a simplicidade dos controles da máquina, facilidade de colocação da peça, ou seja, quanto mais baixo o nível de qualificação do operador exigido para a curvadora, melhor será a nota.

3) Capacidade de produção: nos interessa que seja o maior possível, portanto quanto maior número de peças/hora permitido pela solução, maior conceito.

4) Durabilidade: da mesma forma que o anterior

5) Qualidade das peças produzidas: será avaliado o achatamento resultante do método, deformações na seção transversal do tubo, enrugamento, tendo melhores conceitos os métodos que proporcionem maior rigor dimensional.

6) Espaço requerido: será julgado o porte da máquina, sendo melhor quanto mais reduzido.

7) Manutenção: quanto menor a frequência de manutenção necessária, melhor.

8) Versatilidade: quanto menores raios de dobramento mais versátil será a máquina, o que é desejável.

9) Preço estimado: quanto menor, evidentemente, melhor será a avaliação.

Para critério de desempate, que será utilizado quando existir uma diferença total de pontos entre duas soluções inferior ou igual a 3, elegemos o item mais importante: "Qualidade de peças produzidas".

A seguir, apresentamos a matriz, com seus pesos atribuídos e notas obtidas.

PROPRIEDADE	PESO	1	2	3	4
1	2	8	5	7	6
2	2	7	7	7	7
3	4	6	7	8	7
4	2	8	8	8	8
5	5	6	8	8	9
6	3	8	6	7	8
7	2	7	8	8	8
8	4	6	5	8	7
9	3	8	7	7	9
TOTAL	-	186	183	206	210

Portanto, adotaremos a solução 4 para a execução do projeto.

4. TEORIA DE CURVAMENTO DE TUBOS

4.1. RAI0 MÍNIMO DE CURVAMENTO

Existem curvas levantadas experimentalmente que especificam qual o raio mínimo de curvamento permissível.

Os dados de entrada dessas curvas são o termo t/D_e , onde t é a espessura de parede e D_e é o diâmetro externo da peça, e o tipo de mandril usado na operação.

Obtém-se então o termo R/D_e , onde R é o raio mínimo de dobramento. Tal curva é apresentada no apêndice.

4.2. POTÊNCIA REQUERIDA

Procederemos agora ao cálculo da potência teórica requerida na operação. O esquema representativo das forças e velocidades consideradas encontra-se no final deste trabalho.

De acordo com o esquema considerado, colocamos as variáveis de influência no processo:

N - força resultante no encosto (kN)

F - força de arrastamento do tubo (kN)

w - rotação do rolo (rd/s)

R - raio do rolo (m)

l - comprimento de tubo apoiado no encosto (m)

μ - coeficiente de atrito

Modelamos então o problema: o momento fletor necessário (M_p) para que haja deformação plástica na seção A indicada no esquema deve ser:

$$M_p = S_p \cdot W_p \quad (1)$$

S_p - tensão de escoamento à flexão do material

W_p - módulo de resistência à flexão da seção A

Da figura, temos:

$$M_p = (N \cdot l) / 2 \quad (2)$$

Sabemos que a velocidade periférica do rolo (v) é dada por:

$$v = w \cdot R, \text{ aproximadamente constante} \quad (3)$$

Assim, de (1) e (2) temos:

$$(N \cdot l) / 2 = S_p \cdot W_p$$

$$\text{> } N = (2S_p \cdot W_p) / l \quad (4)$$

Concluimos então que a força N , por observação da figura, é que deforma a peça e a força F , proveniente do motor é responsável pelo vencimento do atrito que surge no processo.

Assim:

$$F = F_{at} = \mu_i \cdot N \quad (5)$$

Então a exigência de potência do processo, para a conformação da peça considerada (P_{nec}) é, utilizando (3), (4) e (5):

$$P_{nec} = F \cdot v$$

$$P_{nec} = (2\mu_i \cdot S_p \cdot W_p \cdot w \cdot R) / l \quad (6)$$

5. PROJETO DA FORMA CONSTRUTIVA

Definindo o tipo de máquina a ser projetado pelos itens anteriores, passamos agora a pensar no arranjo físico preliminar, nas diversas peças da máquina necessárias para a execução do processo de dobramento de tubos.

Dessa forma, dividimos para estudo as principais partes da máquina em dois grandes grupos: partes cambiáveis e partes não cambiáveis, desenvolvendo tal idéia a seguir.

5.1. PARTES CAMBIÁVEIS

Por partes cambiáveis entendemos aquelas envolvidas diretamente na conformação, ou seja, aquelas que devem ser compatíveis de acordo com a peça que desejamos conformar ou que são impostas pelo próprio processo para que consigamos o resultado desejado.

São elas: rolo de arraste do tubo, garra de fixação do tubo, encosto conformador e mandril.

5.1.1. ROLO DE ARRASTE DO TUBO

O rolo pode ser fabricado com aço de baixo carbono.

Deve possuir uma parte reta, onde será colocada a garra que permite a fixação do tubo. Além disso, deve servir de guia para o tubo dobrado através da execução de uma canaleta que se adapta à seção transversal da peça a ser trabalhada.

No projeto do rolo deve ser prevista a possibilidade de colocação de um dispositivo extrator da ferramenta do eixo da máquina, pois a fixação do cubo do rolo no eixo deverá ser feita através de ajuste cônico, devido ao torque requerido.

O raio efetivo do rolo deve ser ligeiramente menor que o raio exigido de curvamento, considerando assim o retorno elástico do tubo.

Geralmente, quanto menor o raio de dobramento, menor será o retorno elástico.

Esse retorno é de difícil equacionamento, pois depende de fatores como material, tamanho da peça, espessura de parede, posição final da linha neutra e dureza, devendo ser determinado experimentalmente.

Determinaremos aqui que o raio máximo de curvamento será $R_{máx} = 250$ mm.

5.1.2. GARRA DE FIXAÇÃO DO TUBO

A garra de fixação do tubo também deve possuir canaletas com o formato da seção transversal do tubo, para que possa segurar a peça o suficiente para que a mesma não escorregue durante a operação, sem danificá-la.

Como critério para o projeto da garra de fixação, temos que se o raio de curvamento é igual a duas vezes o diâmetro do tubo (curvamentos especiais) a garra deve ter uma largura igual a quatro vezes o dito diâmetro. Se o raio de curvamento é de três a cinco vezes o diâmetro do tubo é necessária uma largura igual a duas vezes o diâmetro da peça.

O modelo de garra apresentado no estudo é apenas um dos muitos possíveis existentes. No nosso caso, o modelo é de acionamento manual, mas poderíamos imaginar uma forma construtiva onde o acionamento seria hidráulico, por exemplo. Essa diversificação de casos causa um problema para determinarmos a carga atuante no eixo, para o dimensionarmos. Por medida de segurança, quando formos executar o dimensionamento do eixo, devemos considerar uma carga maior a determinar.

As garras devem ser construídas de modo a serem utilizadas em outros curvamentos, no caso de ferramentas diferentes compatíveis.

DESCRICÃO DO APARATO DA GARRA UTILIZADA

A garra de tubos é fixada no rolo de arrastamento através de parafusos do tipo "Allen", ficando suspensa. Consiste de um elemento móvel que é deslocado através de um parafuso de movimento e é preso a um trilho, que restringe ao grau de liberdade de aproximação ou afastamento do elemento fixo o movimento deste.

O parafuso é responsável apenas pela resistência aos esforços de compressão ocasionados pelo fechamento da garra em torno da peça, segurando-a. Os esforços de momento causados são suportados pelo trilho. O mancal do parafuso, neste caso consiste num par de rolamentos de contato angular. O acionamento é feito através de alavanca giratória.

5.1.3. ENCOSTO CONFORMADOR

Sendo a peça que recebe todo o atrito decorrente do processo utilizado, o encosto deve ser fabricado com material resistente ao desgaste. Além disso, esse componente deve ser executado de modo a acomodar e guiar perfeitamente a seção transversal da peça.

Para os casos de operação mais severos, podemos adotar um encosto móvel, ou seja, um encosto que se desloque junto com o tubo, através de um trilho "rabo de andorinha", diminuindo o coeficiente de atrito do processo, eliminando o desgaste na superfície do encosto em contato com a peça e conseguindo guiar melhor o tubo obtendo um resultado final com menor enrugamento.

Para prevenir o enrugamento da parte do tubo que não está em contato com o conformador, pode ser utilizada uma sapata agindo nesse lado da peça.

No nosso caso, o encosto pode ser trocado, adaptando-se à seção transversal do tubo, removendo-se os parafusos que o prendem ao carro que o movimenta (movimentação essa necessária para adaptarmos o raio de curvamento e para facilidade de colocação e retirada da peça da máquina).

5.1.4. MANDRIL

Existem diversos tipos de mandris utilizados no curvamento de seções com parede fina, conforme mostrado no apêndice: mandril plano, mandril de uma bola, mandril bico-de-pato, multibolas e mandril de bola articulada.

O tipo de mandril (ou mesmo a sua não utilização) deve ser escolhido levando-se em conta o raio de curvamento e os parâmetros da peça (diâmetro externo e espessura de parede) através do gráfico empírico mostrado no apêndice (3).

Os mandris são componentes que existem para prevenir o enrugamento e o amassamento do tubo, permitindo o trabalho com seções de parede mais fina e/ou curvamentos mais severos.

Devido a serem peças que estão sujeitas a atrito, devem ser feitos com material resistente ao desgaste.

O posicionamento do mandril em relação ao encosto é muito importante, devendo o final do mandril ficar bem próximo mas ligeiramente antes da linha de início de curvamento (de 10 a 12 por cento o diâmetro do tubo em média).

O mandril é montado num varão que permite deslocamentos nas duas direções do plano da mesa, para que se possa introduzi-lo no interior do tubo e adaptar-se ao raio de dobramento utilizado.

5.2. PARTES NÃO CAMBIÁVEIS

Por partes não cambiáveis entendemos aquelas que não precisam ser trocadas caso mudemos a peça trabalhada ou o processo que está sendo executado.

São partes não cambiáveis da máquina: estrutura, sistema acionador, eixo, mancais etc.

5.2.1. ESTRUTURA

A estrutura, como o próprio nome já diz, é a parte que dá sustentação e fixação mecânicas aos demais componentes.

Dentre os diversos tipos de estrutura que podemos construir, optamos por executá-la através de chapas de aço de baixo carbono oxicotadas e unidas por soldagem ou parafusadas. Como deverão ser executadas usinagens onde for necessário, o critério sobre em que etapa do processo devem ser operadas tais usinagens deve ser fixado caso a caso e perfeitamente determinado.

Para projeto da estrutura deve ser sempre visada a facilidade de montagem do equipamento como um todo.

Devem ser feitas considerações sobre a estabilidade, ou seja, sobre a distribuição de pesos, fixação da base da máquina, esforços na fundação, previsão de dispositivos de levantamento, transporte e movimentação quando da instalação.

5.2.2. GRUPO ACIONADOR

Temos para sistema acionador da curvadora, duas possibilidades: conjunto mecânico ou conjunto hidráulico.

Um conjunto mecânico seria formado por um eixo no qual se colocaria a ferramenta numa das pontas, sendo a outra ligada a um redutor de engrenagens acionado por um motor elétrico.

Um conjunto hidráulico seria composto por um pistão hidráulico inversível que acionaria uma cremalheira que pareada a uma roda dentada transmitiria torque ao eixo onde está o rolo.

Julgando as duas possibilidades, notamos que a solução mecânica é mais econômica no nosso caso, devido às dimensões e tipo de produção para o qual projetamos, pois ocasiona um custo menor.

Escolhido o sistema mecânico para acionamento, pela observação do ciclo de trabalho, verificamos que o mesmo possui quatro fases: repouso na posição inicial, avanço conformando a peça, repouso na posição final e retorno à posição inicial.

Dessa forma, todo o sistema acionador deve estar devidamente dimensionado para suportar este que constitui um ciclo intermitente de trabalho.

Além disso, como o sistema deve ser inversível, temos que esse dado que deve ser considerado no projeto.

Assim, o conjunto acionador será constituído por um motor elétrico com duas pontas de eixo (numa das quais estará um freio eletromagnético), acoplado a um redutor de engrenagens através de polia-correia (redução inicial). O eixo de saída do redutor possui um acoplamento que permite a transmissão do torque e rotação ao eixo de trabalho.

Desenvolveremos os itens do sistema acionador a seguir.

5.2.2.1. MOTOR ELÉTRICO

Para partida do motor, uma vez que este parte em carga, usar-se-á uma chave compensadora automática.

Para inversão do sentido de rotação do motor será utilizada uma chave inversora manual.

Um aspecto de relevância que deve ser fornecido ao fabricante do motor elétrico é o regime de trabalho. No nosso caso, tratam-se de ciclos idênticos repetidos compostos por: partida, intervalo de tempo em carga, frenagem elétrica rápida, período de repouso, caracterizando um "regime intermitente periódico com frenagem elétrica rápida (S5)".

Os pés do motor serão fixos a uma base móvel de tal forma que se permita a regulagem correta da tensão na correia tipo "V".

O motor deve possuir duas pontas de eixo para permitir a instalação do freio na carcaca do motor.

Será utilizado um motor trifásico assíncrono.

O funcionamento desse componente se dará na posição horizontal.

5.2.2.2. FREIO

O freio é necessário tanto para maior precisão do comprimento dobrado, como para que possamos realizar a inversão de sentido de rotação do motor elétrico sem choques desnecessários.

O calor gerado pela dissipação da energia quando da frenagem deve ser considerado no projeto do motor elétrico.

5.2.2.3. REDUTOR

O que procuramos é achar o conjunto mais compacto possível.

Desta forma, utilizaremos um redutor com eixo de saída a 90° em relação ao eixo de entrada, economizando assim espaço físico.

Tal redutor possui engrenagens cônicas na primeira redução, que permitem a mudança da direção do eixo e reduções intermediária e final por meio de engrenamento cilíndrico helicoidal.

O eixo de saída do redutor deve ser vertical, uma vez que o plano de trabalho será horizontal.

5.3. EIXO E MANCAIS

Os mancais possuirão uma configuração robusta, com mancal radial-axial na posição superior e mancal radial na inferior.

Para montagem do rolo de arraste, o eixo possuirá ajuste cônico numa das extremidades, permitindo assim maior facilidade de centragem e ajuste da ferramenta. O eixo será ligado ao redutor de saída vertical através de acoplamento preso por chaveta na sua outra extremidade.

5.4. CAMOS

Para que se tenha controle sobre o processo, ou seja, para que a máquina tenha a referência de parada da operação de dobramento, quando o comprimento de tubo dobrado desejado é atingido, provemos um sistema que consiste de um camo regulável na sua posição angular responsável pelo acionamento de uma chave fim-de-curso que dá o sinal de interrupção do processo.

Da mesma forma, quando do retorno da ferramenta após executado um ciclo de trabalho, para que esta se coloque na posição inicial de recepção da peça a conformar, um sistema semelhante de camo/chave fim de curso é utilizado.

Tal sistema foi escolhido pela simplicidade inerente aos componentes.

5.5. DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA

No projeto devem ser previstos dispositivos de segurança para assegurar a integridade da máquina caso esteja operando em condições que não as previstas pelo dimensionamento dos componentes.

Dessa forma, a curvadora será equipada com dois dispositivos de segurança: um deles será de segurança elétrica e outro de segurança mecânica. Tais dispositivos tem condições de garantir a interrupção do funcionamento para impedir a danificação dos componentes.

Prover-se-á a máquina também de uma chave manual para interrupção do processo pelo operador.

5.6. PINTURA

A limpeza e preparação das superfícies, para proporcionar aderência da tinta às partes que devem receber tal proteção pode ser feito através de jateamento com granalha de aço.

O número de camadas, espessura dessas camadas, tipo das tintas etc deve ser fixado no projeto do equipamento, julgando os diversos ambientes onde o equipamento pode atuar.

5.7. OUTRAS CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO

O projeto executado deve levar em consideração como uma das suas mais sérias limitantes o fator de poder ser executado na oficina mecânica da indústria onde o equipamento será construído.

Para esses efeitos, então, consideraremos que temos à nossa disposição as máquinas ferramenta presentes na oficina mecânica do departamento e com operadores dessas máquinas com bom nível de qualificação.

6. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES DA MÁQUINA

Realizaremos agora o dimensionamento dos diversos componentes da máquina curvadora. Os cálculos serão feitos para o caso de esforço máximo da máquina, ou seja, para a maior seção transversal de tubo com raio de dobramento máximo da máquina.

6.1. POTÊNCIA MÁXIMA REQUERIDA NO PROCESSO

Dos dados tecnológicos, obtemos:

$$v_{min} = 0,20 \text{ m/s (adotada)}$$

e

$$R_{min} = 3.D_w \text{ (mandril simples)}$$

onde:

v_{min} é a velocidade periférica do rolo, operando com raio mínimo

R_{min} é o raio mínimo de curvatura aceitável pela peça

D_w é o diâmetro externo do tubo

Portanto para tubos de 2 polegadas Schedule 10s:

$$R_{min} = 3.60,3 = 0,18 \text{ m}$$

$$w = v/R_{min} = 0,20/0,18 = 1,2 \text{ rd/s}$$

Da fórmula da potência necessária, deduzida anteriormente:

$$P_{nec} = (2.m_i.S_r.W_r)(w.R)/l_{min}$$

Temos que:

$$m_i = 0,10 \text{ (aço-aço)}$$

$$S_r = 3600 \text{ kp/cm}^2 \text{ (aço para tubos)}$$

$$l_{min} = 150 \text{ mm}$$

$$w = 1,2 \text{ rd/s}$$

$$R = 0,25 \text{ m}$$

$$W_r = (3/2)(\pi/32)(D_w^4 - D_i^4)/D_w = 10,4 \text{ cm}^3$$

Então:

$$P_{nec} = 2 \cdot 0,10 \cdot 3600 \cdot 9,81 \cdot 10,4 \cdot 1,2 \cdot 0,25 / 15$$

$$\rightarrow P_{nec} = 1,5 \text{ kW}$$

$$\rightarrow P_{nec} = 2,0 \text{ CV}$$

6.2. SELEÇÃO DO REDUTOR

A redução inicial, feita por polia-correia, é aproximadamente $i_0 = 3$.

Com isso, sabendo que a rotação do eixo de alta (entrada) do redutor é:

$$n_{ent} = n_{nom}/i_0$$

n_{nom} é a rotação nominal do motor elétrico. No caso, suporemos $n_{nom} = 1720$ rpm.

Assim:

$$n_{ent} = 1720/3 = 573,3 \text{ rpm}$$

Escolheremos o redutor através da potência e da redução. A rotação do eixo de baixa (saída) do redutor deve ser aproximadamente:

$$n = 12 \text{ rpm}$$

A redução deve ser, então:

$$i = 573/12 = 47,8$$

O fator de serviço para a potência, segundo as normas AGMA, considerando o tipo e regime de trabalho e o acionamento por motor elétrico é $FS = 1,25$.

Assim:

$$P = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ CV}$$

$$i = 47,8$$

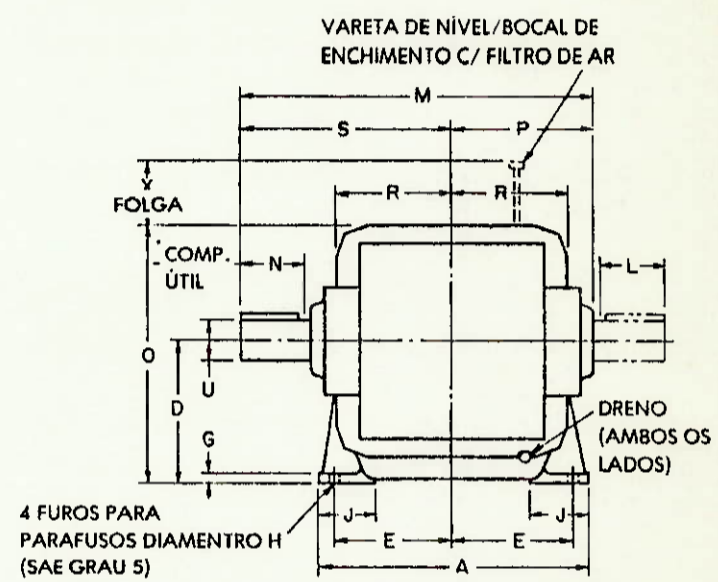
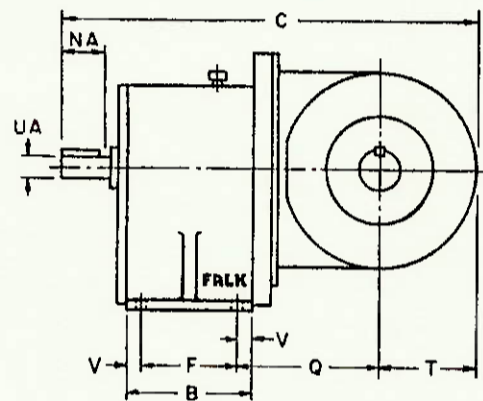
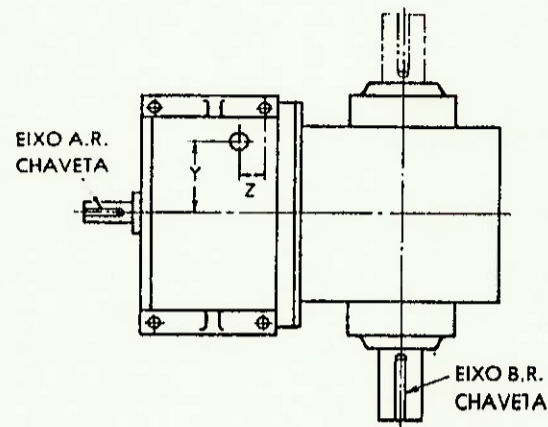
Escolhemos:

REDUTOR FALK 1050FCB3 (13)

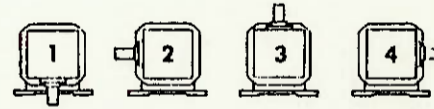
$i = 47,08$

$P = 4 \text{ CV}$

TIPO **FCB**



CONFIGURAÇÃO STANDARD
REFIRA-SE À PAG. 44 PARA
SENTIDO DE ROTAÇÃO
E CONFIGURAÇÕES ESPECIAIS



6.3. SELEÇÃO DO MOTOR

A potência máxima requerida no processo, como já calculado é:

$$P = 2,0 \text{ CV}$$

Devido ao tipo e regime de trabalho, incluímos na potência um fator de serviço $FS = 1,25$.

$$P_1 = FS.P = 1,25.2,0 = 2,5 \text{ CV}$$

Devido ao número de partidas e à colocação do freio, com conseqüente acréscimo de calor a dissipar, obtemos do manual do fabricante um fator corretivo $FC = 0,74$.

$$P_2 = P_1/FC = 3,38 \text{ CV}$$

Falta considerarmos os rendimentos:

$$\text{POLIA-CORREIA} = 0,96$$

$$\text{REDUTOR} = 0,92$$

$$\text{MANCAIS} = 0,98$$

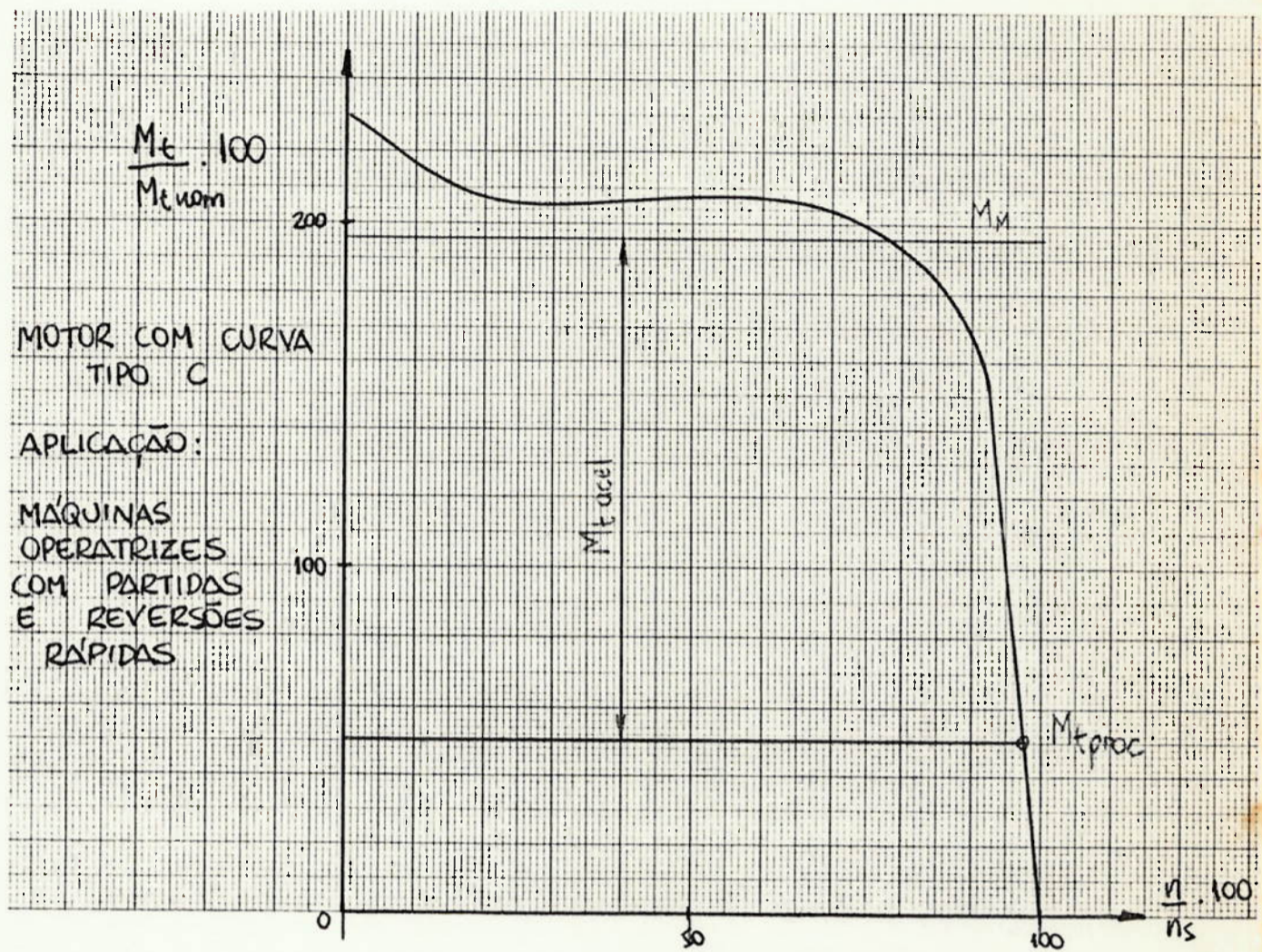
$$N_i = 0,87$$

$$P_{\text{req}} = P_2/N_i = 3,9 \text{ CV} , \text{ com } n = 1720 \text{ rpm}$$

Obtivemos a potência e a rotação nominal no motor para condição máxima de esforço.

O cálculo da aceleração não será efetuado, pois a potência requerida pelo processo no início da operação é baixa, e a sobra de potência decorrente é suficiente para a rápida aceleração do acionamento, por observação da curva $M_e \times n$.

Anexa-se aqui, o gráfico $M_e \times n$ do motor elétrico e da carga.



CURVA DA CARGA

$$M_{tproc} = \frac{2\mu \cdot S_f \cdot \omega_f \cdot R}{l} = \text{const.}$$

ACELERAÇÃO DO SISTEMA:

$$J \cdot \dot{\omega} = M_M - M_{tproc}$$

SIMPLIFICAÇÃO:

$$M_M = \text{const.} \Rightarrow \dot{\omega} = \text{const.}$$

6.4. TRANSMISSÃO POLIA-CORREIA

A potência a ser transmitida é:

$$P = 2/0,87 = 2,3 \text{ CV}$$

Temos, para este caso, um fator de serviço $FS = 1,25$, então:

$$P_{\text{ex}} = FS.P = 1,25.2,3 = 2,875 \text{ CV}$$

A velocidade da correia pode ser calculada por:

$$v = w.r$$

O diâmetro da polia menor será:

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

Assim:

$$v = 180,1.0,075 = 13,5 \text{ m/s}$$

Determinamos através do diâmetro da polia menor e da velocidade, que a potência admissível na correia é:

$$P_{\text{adm/correia}} = 3,5 \text{ CV (CORREIA PERFIL B)}$$

A redução será $i = 3,0$.

Calculamos o diâmetro da polia maior:

$$D = i.d = 3,0.150 = 450 \text{ mm}$$

Temos tabelado o valor da distância entre eixos ótima (A_0), para a redução dada:

$$A_0/D = 1,0$$

$$A_0 = 450 \text{ mm}$$

Podemos determinar inicialmente o comprimento da correia:

$$L_0 = 2A_0 + \text{PI} \cdot (d+D)/2 + (D-d)^2/(4A_0)$$

$$L_0 = 2 \cdot 450 + \text{PI} \cdot (150+450)/2 + 300^2/(4 \cdot 450)$$

$$L_0 = 1892,5 \text{ mm}$$

Escolhemos a correia:

PIRELLI TIPO B75 (10)

$$L = 1940 \text{ mm}$$

Determinamos o fator de correção do ângulo de abraçamento:

$$f = 0,88$$

A potência efetiva por correia será:

$$P_{\text{eff}}/\text{correia} = 3,5/0,88 = 3,98 \text{ CV}$$

Será preciso apenas uma correia.

Corrigindo a distância entre eixos para o comprimento padronizado da correia:

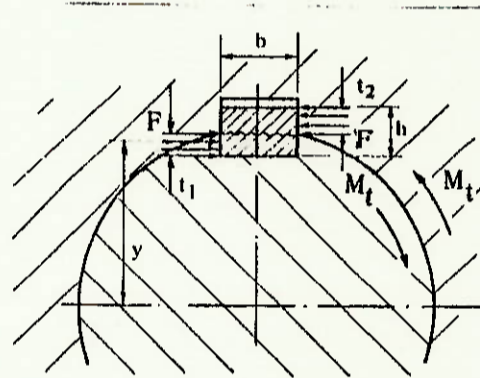
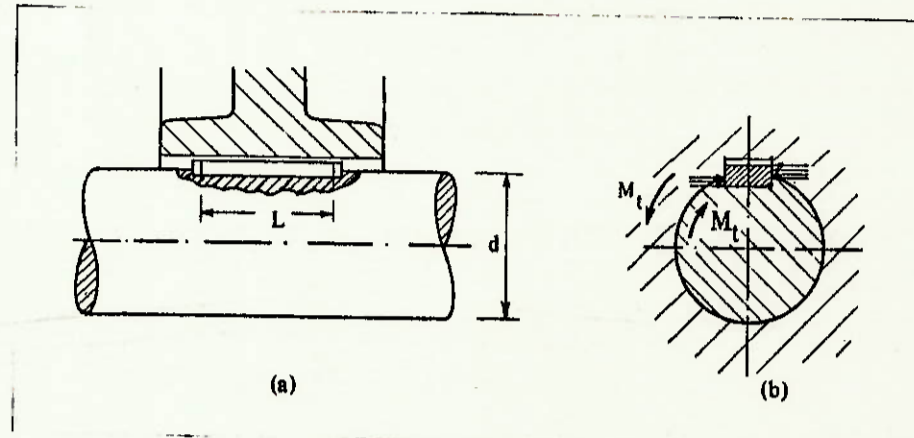
$$A = A_0 + (L - L_0)/2$$

$$A = 473,8 \text{ mm}$$

6.5. CÁLCULO DA CHAVETA DA POLIA MENOR

Dimensionaremos admitindo chaveta paralela - DIN 6885.

Devemos verificar a chaveta ao esmagamento e ao cisalhamento.



O momento torçor a ser transmitido é:

$$M_t = P/w$$

com $w = 2\pi \cdot n/60$

$$w = 2\pi \cdot 1720/60 = 180,1 \text{ rd/s}$$

$$P = 2,8736 \text{ CV} = 2,1552 \text{ kW}$$

$$\rightarrow M_t = 2155,2/180,1 = 12 \text{ N.m}$$

VERIFICAÇÃO AO ESMAGAMENTO

$$L_1 \geq 4M_t/(dhS_w)$$

L_1 - comprimento da chaveta, considerando o esmagamento

d - diâmetro do eixo do motor: $d = 24 \text{ mm}$

h - altura da chaveta: $h = 7 \text{ mm}$

S_w - tensão admissível à compressão: $S_w = 27 \text{ N/mm}^2$

$$L_1 \geq 4 \cdot 12000/(24 \cdot 7 \cdot 27) = 10,6 \text{ mm}$$

VERIFICAÇÃO AO CIZALHAMENTO

$$L_2 \geq 2M_t/(bdT_w)$$

L_2 - comprimento da chaveta, considerando o cizalhamento

d - diâmetro do eixo: $d = 24 \text{ mm}$

b - largura da chaveta: $b = 8 \text{ mm}$

T_w - tensão admissível no cizalhamento: $T_w = 53 \text{ N/mm}^2$

$$L_2 \geq 2 \cdot 12000/(8 \cdot 24 \cdot 53) = 2,4 \text{ mm}$$

Portanto a chaveta terá $L = 15 \text{ mm}$

6.6. CHAVETA DA PÓLIA MAIOR

Este cálculo será executado de forma semelhante ao anterior.

O momento torçor a ser transmitido é:

$$M_t = 12.3 = 36 \text{ N.m}$$

VERIFICAÇÃO AO ESMAGAMENTO

$$L_1 \geq 4.M_t / (d.h.S)$$

$$d = 41,28 \text{ mm}$$

$$h = 9,53 \text{ mm}$$

$$S = 27 \text{ N/mm}^2 \text{ (considerando ajuste com interferência)}$$

$$L_1 \geq 4.36.10^3 / (41,28.9,53.27) = 13,6 \text{ mm}$$

VERIFICAÇÃO AO CIZALHAMENTO

$$L_2 \geq 2.M_t / (b.d.T)$$

$$b = 9,53 \text{ mm}$$

$$T = 53 \text{ N/mm}^2 \text{ (considerando ajuste com interferência)}$$

$$L_2 \geq 3,5 \text{ mm}$$

6.7. SELEÇÃO DE ACOPLAMENTO

O torque máximo no eixo da máquina é:

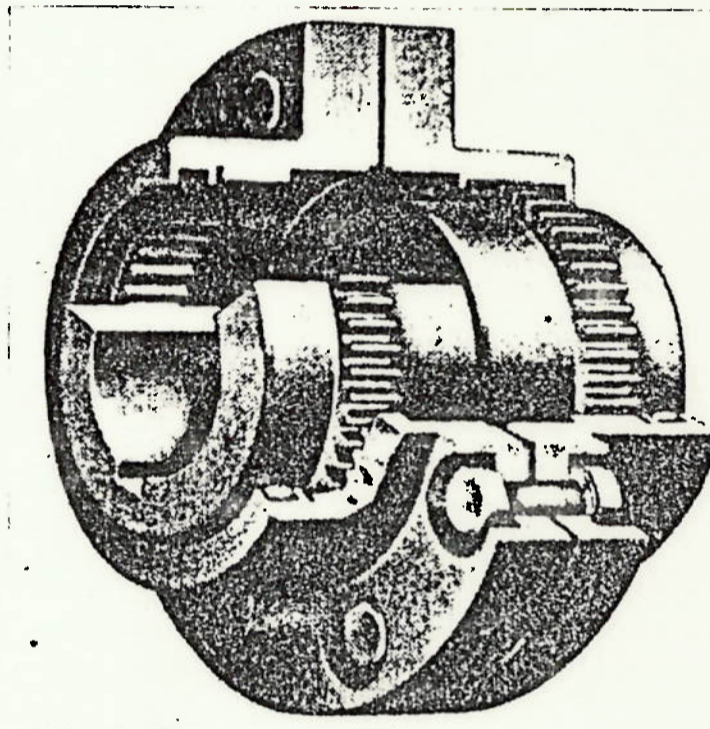
$$M_e = 1600 \text{ N.m}$$

A uma rotação:

$$n = 12,5 \text{ rpm}$$

Selecionamos (considerando também o diâmetro do eixo de saída do redutor):

ACOPLAMENTO FALK 13F (13)



6.8. PARAFUSO DE PERFIL TRAPEZOIDAL DA GARRA

A resultante da força que executa o dobramento pode ser determinada por:

$$N = 2S_r \cdot W_r / l_m$$

A força de compressão no parafuso (Q) é igual a

$$Q = (N/2)(m_{ie}/m_{ie_{est}})$$

$$m_{ie}/m_{ie_{est}} = 1/1,38$$

Assim:

$$Q = 3600 \cdot 9,81 \cdot 10,4 / 12 = 22,2 \text{ kN}$$

Para dimensionamento do parafuso adotaremos $Q = 23 \text{ kN}$

Sabemos de tabelas que o coeficiente de atrito cinemático para a condição do nosso problema (lubrificação regular, superfície usinada) é $m_i = 0,126$.

No nosso caso, o atrito a considerar é estático. De posse da relação entre os coeficientes estático e cinemático, calculamos:

$$m_{ie} = 1,38 \cdot m_i$$

$$\rightarrow m_{ie} = 1,38 \cdot 0,126 = 0,174$$

Determinamos a tensão no parafuso (Tr 22x5 - material 1045 - DIN 103/Série Normal):

$$S = 4Q / (\pi \cdot d_1^2)$$

DADOS DO PARAFUSO:

$$d_1 = 16,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 19,5 \text{ mm}$$

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$p = 5 \text{ mm}$$

Foi escolhido tal parafuso pelo passo e pelo tamanho previsto do rolamento.

DADOS DA FORÇA:

$$D = 22,5 \text{ mm}$$

$$D_1 = 18 \text{ mm}$$

Assim:

$$S = 4.23000 / (\text{PI} \cdot 16,5^2) = 107,6 \text{ N/mm}^2$$

Podemos obter o ângulo de hélice (parafuso de uma entrada):

$$a = p$$

$$\text{tg}(\alpha) = p / (\text{PI} \cdot d_m) = 5 / (\text{PI} \cdot 19,5) = 0,0816$$

$$\alpha = 4,67^\circ$$

O momento surgido no parafuso pela aplicação de Q é:

$$M_t = Q \cdot d_m \cdot \text{tg}(\alpha + f_i) / 2$$

$$f_i = \text{arctg}(0,174) = 9,87^\circ$$

$$M_t = 23000 \cdot 19,5 \cdot \text{tg}(14,54^\circ) / 2 = 58,2 \text{ N.m}$$

Tensão de cisalhamento:

$$T = M_t / W_t = 2S \cdot \text{tg}(\alpha + f_i) \cdot d_m / d_1$$

$$T = 2 \cdot 107,6 \cdot \text{tg}(14,54^\circ) \cdot 19,5 / 16,5$$

$$\rightarrow T = 66 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as tensões de compressão e cisalhamento:

$$S' = (107,6^2 + (66/0,7)^2)^{1/2} = 143 \text{ N/mm}^2$$

$$S_m = 2 \cdot S_{\text{admiss}} / 3 = 2 \cdot 300 / 3 = 200 \text{ N/mm}^2$$

Como S' é menor que S_m, o parafuso resiste.

O comprimento do parafuso é pequeno em relação ao seu diâmetro, não existindo o perigo de flambagem, face à baixa tensão.

Determinamos a altura da porca:

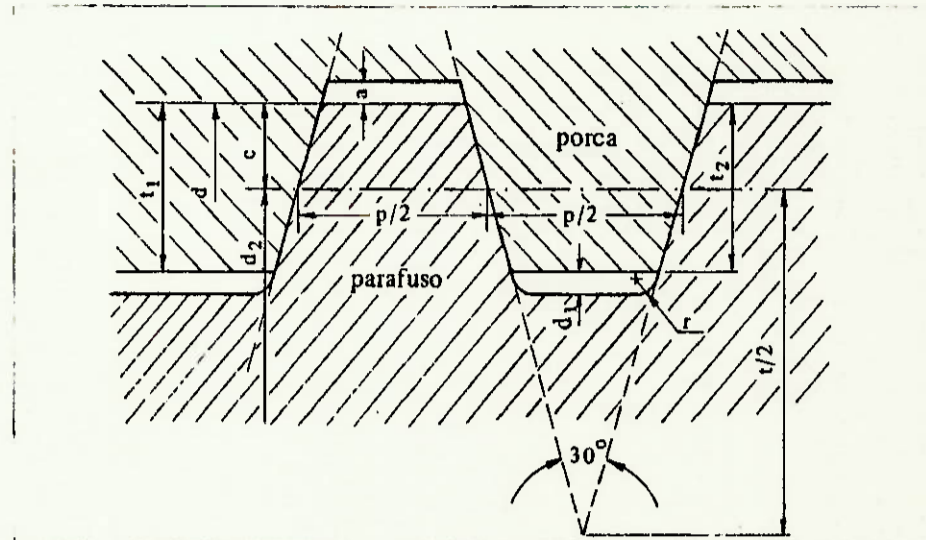
$$h = Q \cdot p / (p_m \cdot \text{PI} \cdot d_m \cdot t_m)$$

TABELA:

$$t_m = 2 \text{ mm}$$

$$p_m = 20 \text{ N/mm}^2$$

$$h = 23000.5 / (20 \cdot \pi \cdot 19.5.2) = 47 \text{ mm}$$



6.9. CÁLCULO DA MANOPLA DA GARRA

O momento necessário é:

$$M = 60 \text{ N.m}$$

O operador pode dispendir uma força, em cada braço, igual a:

$$F = 150 \text{ N}$$

Assim, sendo r o braço do binário:

$$M = F.r$$

$$60 = 150.r$$

$$\rightarrow r = 0,4 \text{ m}$$

O comprimento de cada manopla, então, é igual a $0,2 \text{ m}$.

A manopla é considerada engastada. O momento que surge no engastamento entre manopla/cubo é:

$$M = 150.0,2 = 30 \text{ N.m}$$

$$\text{AÇO 1020} \rightarrow S_m = 130 \text{ N/mm}^2$$

$$S = M/W = 32.30 / (\text{PI}.D^3)$$

$$\text{pois } W = \text{PI}.D^3/32$$

Obtemos a seção mínima necessária:

$$D = 13,3 \text{ mm}$$

6.10. CÁLCULO DOS ROLAMENTOS DA GARRA

Se tivermos um eixo do parafuso com seção mínima com diâmetro $D = 20$ mm:

$$S = 4.23000 / (\text{PI} \cdot 15^3)$$

$$T = M_t / W_t = 58200 \cdot 16 / (\text{PI} \cdot 15^3) = 87,8 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as tensões:

$$S' = (130^2 + (87,8/0,7)^2)^{1/2} = 180,6 \text{ N/mm}^2$$

Como $S_m = 200 \text{ N/mm}^2$, então o eixo resiste.

Os esforços a serem resistidos nos rolamentos são a reação axial devido à fixação do tubo e a força de acionamento. Tais esforços podem ser considerados estáticos.

Assim:

$$K_m = 23000 \text{ N}$$

$$Q = 150 \text{ N}$$

Peso da manivela de acionamento: $P = 50 \text{ N}$

Utilizaremos rolamentos de contato angular montados em X (face-to-face).

O eixo do parafuso é considerado engastado devido à rigidez do apoio obtido com esse tipo de rolamentos.

Esse apoio deve responder com um momento:

$$M = 200 \cdot 0,1 = 20 \text{ N.m}$$

A força em cada rolamento devido a esse momento, sabendo que a largura do mancal é $B = 40$ mm é:

$$F = 2M/B = 1000 \text{ N}$$

Assim as resultantes radiais nos rolamentos são:

$$F_{rA} = 800 \text{ N}$$

$$F_{rB} = 1200 \text{ N}$$

$$F_{eA} = 1,14.800 = 912 \text{ N}$$

$$F_{eB} = 1200 + 23000 = 24200 \text{ N}$$

$$F_{oA} = 800 + 0,52.912 = 1274 \text{ N}$$

$$F_{oB} = 1200 + 0,52.24200 = 13784 \text{ N}$$

Especificaremos os rolamentos no desenho de estudo.

6.11. CÁLCULO DO PARAFUSO DO CARRO DO ENCOSTO

A força que deve ser suportada pelo parafuso é igual a:

$$N = 2S_p \cdot W_p / l_{min} = 49920 \text{ N}$$

Estabelecemos para dimensionamento uma carga de $Q = 55 \text{ kN}$ (superdimensionaremos).

O esforço a ser resistido é estático.

Do estabelecido anteriormente no item 6.7 temos:

$$m_{i_0} = 0,174$$

escolhemos o parafuso (TR 36x6 - 1045 DIN 103/Série Normal) e calculamos a tensão de compressão:

$$S = 4Q / (\pi \cdot d_1^2)$$

DADOS DO PARAFUSO:

$$d = 36 \text{ mm}$$

$$d_1 = 29,5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 33 \text{ mm}$$

$$p = 6 \text{ mm}$$

DADOS DA PORCA

$$D = 36,5 \text{ mm}$$

$$D_1 = 31 \text{ mm}$$

Assim:

$$S = 4 \cdot 55000 / (\pi \cdot 29,5) = 80,5 \text{ N/mm}^2$$

Podemos obter o ângulo de hélice (parafuso de 2 entradas):

$$a = 2p$$

$$\text{tg}(\alpha) = 2p / (\pi \cdot d_2) = 2 \cdot 6 / (\pi \cdot 33) = 0,1157$$

$$\alpha = 6,6^\circ$$

Verificamos se o parafuso não se solta involuntariamente. Para isso:

$$m_i \geq \cos(\beta) \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$m_i = 0,15 \text{ (considerado para esta verificação)}$$

$$0,15 \geq 0,9656 \cdot 0,1157$$

$$0,15 \geq 0,1118$$

OK

Tensão de cisalhamento:

$$T = 29 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \phi_i) \cdot d_m / d_1$$

$$T = 2 \cdot 80,5 \cdot \operatorname{tg}(6,6 + 9,87) \cdot 33 / 29,5$$

$$T = 53,25 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as tensões:

$$S' = (80,5^2 + (53,25/0,7)^2)^{1/2} = 110,8 \text{ N/mm}^2$$

Como $S_m = 200 \text{ N/mm}^2$, o parafuso resiste.

Teremos de verificar o eixo à flambagem.

Como $l_e = 300 \text{ mm}$ (comprimento de flambagem do parafuso):

$$\lambda = 4l_e / d_1 = 40,7 < 95$$

$$S = 110,8 \text{ N/mm}^2$$

$$k_\varphi = 2$$

$$S_{flamb} = (31 - 0,114 \cdot \lambda) / k_\varphi$$

$$S_{flamb} = (31 - 0,114 \cdot 40,7) / 2 = 13,2 \text{ kp/mm}^2$$

O parafuso está dimensionado à flambagem.

Largura da porca:

$$h = Q.p / (p_m \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_m)$$

$$p_m = 20 \text{ N/mm}^2$$

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

$$h = 55000.6 / (20 \cdot \pi \cdot 33 \cdot 2,5)$$

$$h = 64 \text{ mm}$$

6.12. CÁLCULO DOS ROLAMENTOS DO POSICIONADOR DO ENCOSTO

O dimensionamento será feito de forma semelhante ao dos rolamentos da garra.

Assim, se o parafuso tiver seção mínima com $d = 30$ mm:

$$S = 4.55000 / (\pi \cdot 30^2) = 77,81 \text{ N/mm}^2$$

$$M_t = Q \cdot d_m \cdot \text{tg}(\alpha + f_i) / 2 = 268,3 \text{ N.m}$$

$$T = M_t / W_t = 268300 \cdot 16 / (\pi \cdot 30^3) = 50,6 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as tensões:

$$S' = (77,81^2 + (50,6/0,7)^2)^{1/2}$$

$$S' = 106,2 \text{ N/mm}^2$$

Os esforços são estáticos e dados por:

FORÇA DE APOIO NA MANIVELA: $Q = 150$ N

PESO DA MANIVELA: $P = 50$ N

FORÇA AXIAL: $K_m = 55000$ N

Consideraremos a configuração X para rolamentos de contato angular.

O momento devido ao apoio na manivela é:

$$M = 200 \cdot 0,15 = 30 \text{ N.m}$$

A largura do mancal é $B = 50$ mm.

Força radial nos rolamentos:

$$F = 2M/B = 1200 \text{ N}$$

RESULTANTES (em módulo):

$$F_{R_x} = 1000 \text{ N}$$

$$F_{R_y} = 1400 \text{ N}$$

$$F_{R_z} = 1140 \text{ N}$$

$$F_{R_x} = 56400 \text{ N}$$

$$P_{R_x} = 1583 \text{ N}$$

$$P_{R_y} = 30728 \text{ N}$$

6.13. FIXAÇÃO DO CUBO DO ROLO NO EIXO

O momento a ser transmitido ao rolo através do eixo é:

$$M_e = F_{r_{\text{máx}}}/w = 1563 \text{ N.m}$$

Adotaremos para cálculo $M_e = 1600 \text{ N.m}$

A seção mínima do eixo devido a esse torque pode ser achada através de:

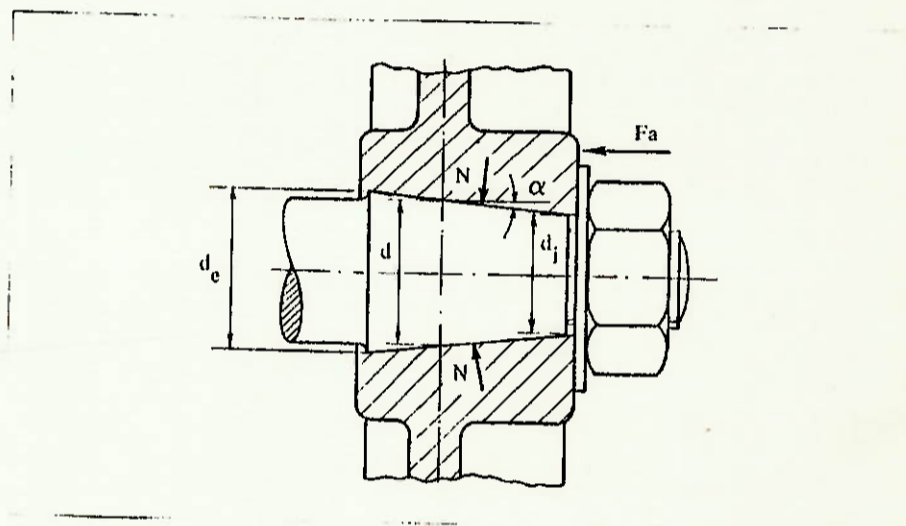
$$d = (M_e / (0,2 \cdot T_m))^{1/3}$$

$$d = (1600000 / (0,2 \cdot 95))^{1/3}$$

$$\text{AÇO 1045: } T_m = 95 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 44 \text{ mm}$$

Podemos fixar o cubo ao eixo através de um ajuste cônico.



A inclinação do cone, para ferramentas, é:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = 1/40$$

$$\alpha = 1,4321^\circ$$

E a conicidade, sendo:

d_m - diâmetro maior do cone

d_a - diâmetro menor do cone

d - diâmetro médio do cone

$$\text{CONICIDADE: } (d_m - d_a)/L = 1/20$$

Podemos calcular a pressão superficial através de:

$$p = 2M_t / (\mu_i \cdot \pi \cdot L \cdot d^2)$$

E a força de aperto no parafuso por:

$$F_m = F_{m_t} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha) + \mu_i) / \mu_i - F$$

A pressão superficial admissível é:

$$p_m = 300 \text{ kp/cm}^2$$

Efeituando os cálculos, com $d = 550 \text{ mm}$:

$$L \geq 2.1600 / (0,15 \cdot \pi \cdot 300 \cdot 9,81 \cdot 0,055^2 \cdot 10^4)$$

$$L = 80 \text{ mm}$$

$$F_m = 63 \text{ kN}$$

Dimensionaremos a rosca do parafuso de aperto, admitindo-a de uma trapezoidal de uma entrada com $d = 40 \text{ mm}$.

DADOS DO PARAFUSO:

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

$$d_a = 32,5 \text{ mm}$$

$$d_m = 36,5 \text{ mm}$$

$$p = 7 \text{ mm}$$

DADOS DA PORCA:

$$D = 40,5 \text{ mm} \quad D_1 = 34 \text{ mm}$$

Tensão devido à tração:

$$S = 4F_w / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 63000 / (\pi \cdot 32,5^2)$$

$$S = 76 \text{ N/mm}^2$$

Tensão de cisalhamento:

$$T = 2S \cdot \text{tg}(\alpha + f_i) \cdot d_m / d_1$$

$$\alpha = \text{arctg}(7 / (\pi \cdot 36,5)) = 3,5^\circ$$

$$f_i = 8,5^\circ$$

$$T = 2 \cdot 76 \cdot \text{tg}(12^\circ) \cdot 36,5 / 32,5 = 36,3 \text{ N/mm}^2$$

Combinando as tensões:

$$S' = (76^2 + (36,3/0,7))^2 / 2 = 92 \text{ N/mm}^2$$

Como $S_w = 200 \text{ N/mm}^2$, o parafuso resiste.

A altura da porca pode ser calculada por:

$$h = F_w \cdot p / (p_w \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p)$$

$$t_p = 3 \text{ mm}$$

$$h = 63000 \cdot 7 / (20 \cdot \pi \cdot 36,5 \cdot 3) = 64 \text{ mm}$$

6.14. CÁLCULO DO EIXO

Em primeiro lugar, devemos fazer o esquema de forças externas atuantes no eixo, juntamente com as reações nos apoios, conforme mostrado no apêndice.

Deste esquema, tiramos:

P - peso do rolo conformador

F - força de arrasto do tubo

X_a - resultante na direção x do apoio A

Y_a - resultante na direção y do apoio A

X_b - resultante na direção x do apoio B

M - momento gerado pela não simetria do rolo conformador

M_c - torque conformador do tubo

Z'_a - resultante na direção z do apoio A

Y'_a - resultante na direção y do apoio A

Z'_b - resultante na direção z do apoio B

a - distância entre o apoio A e a seção média do ajuste cônico

b - distância entre apoios

Do equilíbrio do sistema:

PLANO XY

FORÇAS VERTICAIS:

$$F_v = 0 \quad \rightarrow \quad -Y_m - P = 0 \quad \rightarrow \quad Y_m = -P$$

MOMENTO EM RELAÇÃO AO PONTO A:

$$M_m = 0 \quad \rightarrow \quad -F \cdot a + X_b \cdot b = 0 \quad \rightarrow \quad X_b = F \cdot a/b$$

MOMENTO EM RELAÇÃO AO PONTO B:

$$M_b = 0 \quad \rightarrow \quad -F \cdot l - X_m \cdot b = 0 \quad \rightarrow \quad X_m = -F \cdot l/b$$

PLANO YZ

FORÇAS VERTICAIS:

$$F_v = 0 \quad \rightarrow \quad Y'_m = 0$$

MOMENTO EM RELAÇÃO AO PONTO A:

$$M_m = 0 \quad \rightarrow \quad -M + Z'_b \cdot b = 0 \quad \rightarrow \quad Z'_b = M/b$$

MOMENTO EM RELAÇÃO AO PONTO B:

$$M_b = 0 \quad \rightarrow \quad -M - Z'_m \cdot b = 0 \quad \rightarrow \quad Z'_m = -M/b$$

Para efeito do dimensionamento, colocamos para dados de projeto:

$$P_{max} = 5000 \text{ N}$$

$$M_{max} = 500 \text{ N.m}$$

$$F_{max} = 7000 \text{ N}$$

$$M_t \text{ max} = 1600 \text{ N.m}$$

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

$$b = 300 \text{ mm}$$

Calculamos as reações:

$$Y_m = - 5000 \text{ N}$$

$$X_b = 3500 \text{ N}$$

$$X_m = - 10500 \text{ N}$$

$$Z'_b = 1667 \text{ N}$$

$$Z'_m = - 1667 \text{ N}$$

Caso seja mudada a geometria da ferramenta, terá de ser feita uma verificação do eixo, quanto à carga que lhe é imposta.

Traçamos os diagramas de estado do eixo, vide apêndice.

Determinamos o momento fletor máximo atuante no ponto A do eixo:

$$M = (10500^2 + 5000^2)^{1/2}$$

$$M = 1163 \text{ N.m}$$

O momento torçor atuante no eixo, assim como o momento fletor, com o processo em regime permanente, é constante.

Assim:

$$\text{alfa} = \text{caso da flexão/caso da torção} = 1$$

MOMENTO IDEAL

$$M_d = (M^2 + (\text{alfa} \cdot M_t)^2)^{1/2}$$

$$M_d = (1163^2 + (1,0 \cdot 1600)^2)^{1/2}$$

$$M_d = 1978 \text{ N.m}$$

A tensão admissível é:

$$S_w = 200 \text{ N/mm}^2$$

E determinamos a seção A mínima do eixo:

$$d \geq (M_d / (0,1.S_m))^{1/3}$$

$$d \geq (1978 / (0,1.200))^{1/3}$$

$$d \geq 46,2 \text{ mm}$$

6.15. CÁLCULO DOS ROLAMENTOS DO EIXO

Temos os valores das cargas atuantes nos mancais de rolamento do eixo.

Assim:

MANCAL A (superior, radial-axial)

$$F_{aA} = 5000 \text{ N}$$

$$F_{rA} = (X_{aA}^2 + Z'_{aA}{}^2)^{1/2}$$

$$F_{rA} = (10500^2 + 1667^2)^{1/2}$$

$$F_{rA} = 10632 \text{ N}$$

MANCAL B (inferior, radial)

$$F_{rB} = (X_{rB}^2 + Z'_{rB}{}^2)^{1/2}$$

$$F_{rB} = (3500^2 + 1667^2)^{1/2}$$

$$F_{rB} = 3877 \text{ N}$$

Utilizaremos rolamentos rígidos de esferas.

Colocaremos para tais componentes uma vida mínima de 1 ano de operação da máquina.

Calculamos agora o número de rotações do eixo durante esse período:

Número de dias úteis: 260/ano

Tipó de operação: 24 h/dia

Felo tempo de preparação e retirada da peça pronta da máquina, estabelecemos que a máquina executa 4 rotações completas a cada minuto.

Então:

$$L = 260.24.3600.4$$

$$L = 90 \text{ milhões de rotações}$$

Para o mancal A:

Supondo rolamento 6312

$$F_a/C_e = 0,10 \quad \rightarrow \quad e = 0,29$$

$$F_a/F_r = 5000/10632 \quad \rightarrow \quad X = 0,56 \quad e \quad Y = 1,6$$

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

$$P = 0,56.10632 + 1,6.5000 = 13954 \text{ N}$$

$$L = (C/P)^3$$

$$L = (63000/13954)^3$$

$$L = 92 \text{ milhões de rotações}$$

OK

Para o mancal B:

Supondo rolamento 6011

$$P = F_r = 3432 \text{ N}$$

$$L = (C/P)^3$$

$$L = (21600/3877)^3$$

$$L = 172 \text{ milhões de rotações}$$

OK

Os dados dos rolamentos foram obtidos do catálogo do fabricante (14).

6.16. CÁLCULO DA CHAVETA DO ACOPLAMENTO

A chaveta do acoplamento ao eixo principal da máquina é um item de grande importância, pois é o elemento de proteção mecânica da máquina, devendo romper-se em caso de sobrecarga do sistema.

Para efetuarmos o seu dimensionamento, usaremos o mesmo critério de anteriormente.

Assim, o momento torçor máximo que a chaveta deve resistir é igual a:

$$M_t = 1600 \text{ N.m}$$

A tensão de ruptura do material da chaveta é:

$$S = 300 \text{ N/mm}^2$$

VERIFICAÇÃO AO ESMAGAMENTO

$$L_1 \geq 4.M_t / (h.d.S)$$

$$L_1 \geq 40 \text{ mm}$$

com $d = 55 \text{ mm}$

VERIFICAÇÃO AO CIZALHAMENTO

$$L_1 \geq 2.M_t / (b.d.T)$$

$$L_1 = 24 \text{ mm}$$

6.17. CÁLCULO DO FREIO

Desejamos que o freio execute paradas rápidas quando do avanço do rolo conformador (final do processo de curvamento do tubo) e quando do retorno do mesmo (parada na posição inicial).

Para o cálculo do freio, iniciamos procedendo a avaliação dos momentos de inércia das diversas partes girantes da máquina.

Assim:

$$\text{MOTOR: } J_M = 0,0118 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{REDUTOR: } J_R = 0,5 \text{ kg.m}^2$$

$$\text{ROLO CONFORMADOR: } J_{RC} = 10 \text{ kg.m}^2$$

Os momentos de inércia devido às polias e ao freio são desprezíveis frente aos do motor e redutor.

Devemos calcular o momento de inércia equivalente do sistema, para o eixo onde o freio está colocado (eixo do motor).

$$J = 0,0118 + 0,5 \cdot (1/3)^2 + 10 \cdot (1/141)^2$$

$$J = 0,07 \text{ kg.m}^2$$

Estabelecemos que o tempo de parada deverá ser inferior a $t = 0,5 \text{ s}$.

Aplicamos a segunda lei de Newton:

$$J \cdot w' = M_e$$

$$0,07 \cdot w' = M_e$$

Calculamos w' admitindo que w é função linear do tempo.

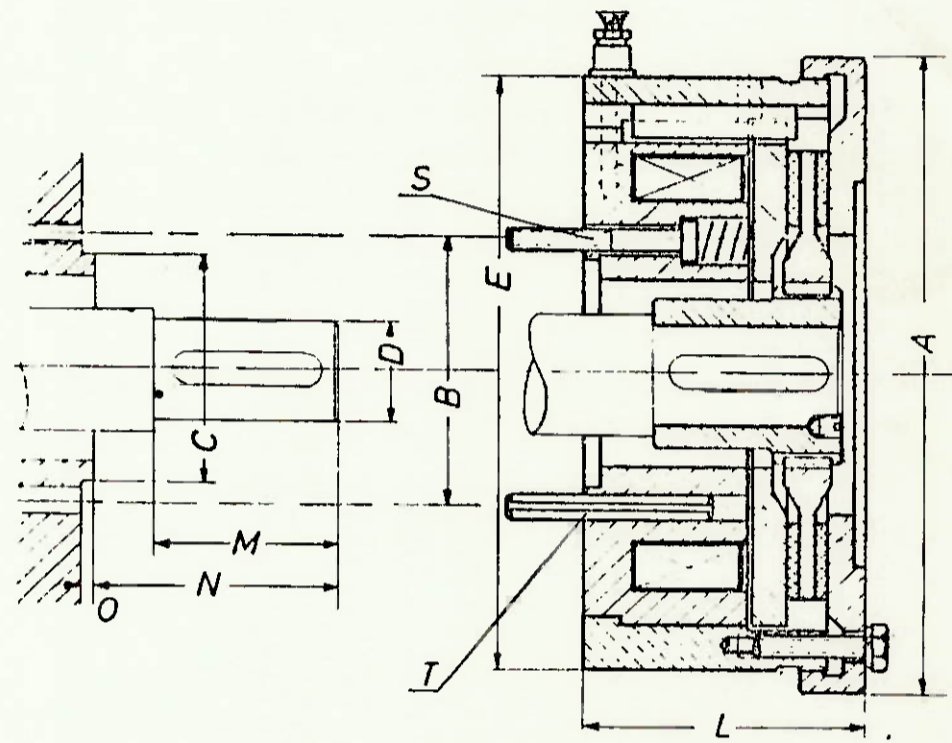
Então:

$$w' = (w - w_0)/t$$

$$w' = (180,1 - 0)/0,5 = 360 \text{ rd/s}$$

$$0,07 \cdot 360 = M_e$$

$$M_e = 25 \text{ N.m}$$



CONCLUSÃO

Foram apresentados os estudos que levaram à definição completa da máquina em suas dimensões principais no conjunto geral, pelo dimensionamento efetuado.

O próximo passo de projeto seria o desenho individual de cada peça obedecendo às dimensões fixadas, observando agora as tolerâncias, acabamento superficial etc em cada componente, ou seja, o projeto executivo.

8. BIBLIOGRAFIA

- (1) Lange, Kurt - Handbook of Metal Forming
- (2) Catálogo CONFORJA - Tubos
- (3) ASTM - Tool Engineer's Handbook
- (4) Piping Handbook
- (5) Chiaverini, Vicente - Aços e Ferros Fundidos
- (6) Madureira, Omar M. - Apostila de Metodologia do Projeto / EPUSP
- (7) Catálogo LENZI - Máquinas Operatrizes
- (8) Zampese, Bóris - Dimensionamento
- (9) Apostila de transmissão por correias / EPUSP
- (10) Catálogo PIRELLI
- (11) Oliveira, Nélon Campos Gil de - Roscas e Parafusos
- (12) Gieck, Kurt - Manual de Fórmulas Técnicas
- (13) Catálogos FALK - Redutores e acoplamentos
- (14) Catálogo SKF
- (15) Catálogo STROMAG
- (16) Apostila de Máquinas de Levantamento / EPUSP

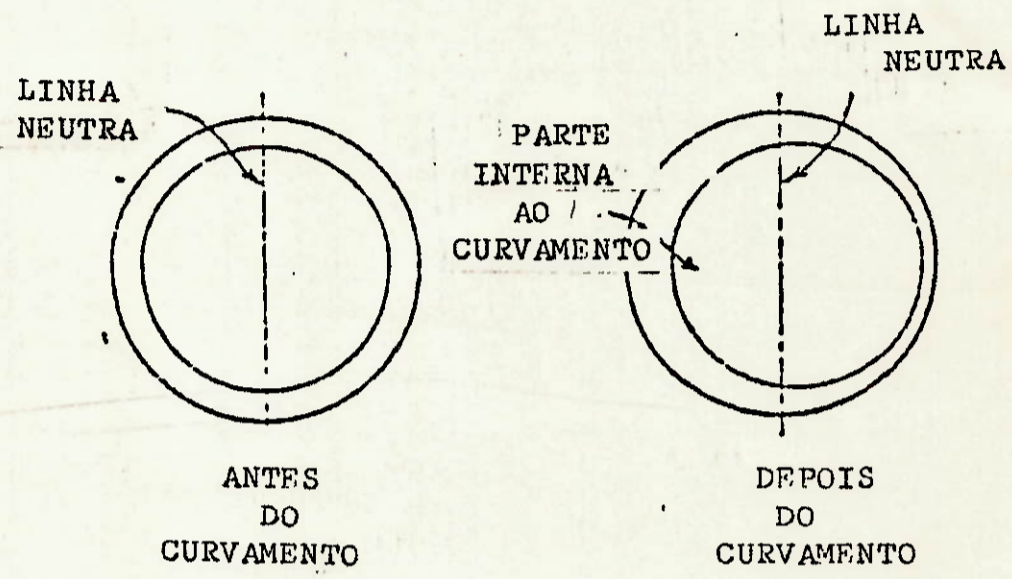


FIG. 1 - FORMATO DA SEÇÃO DO TUBO
ANTES E APÓS A OPERAÇÃO

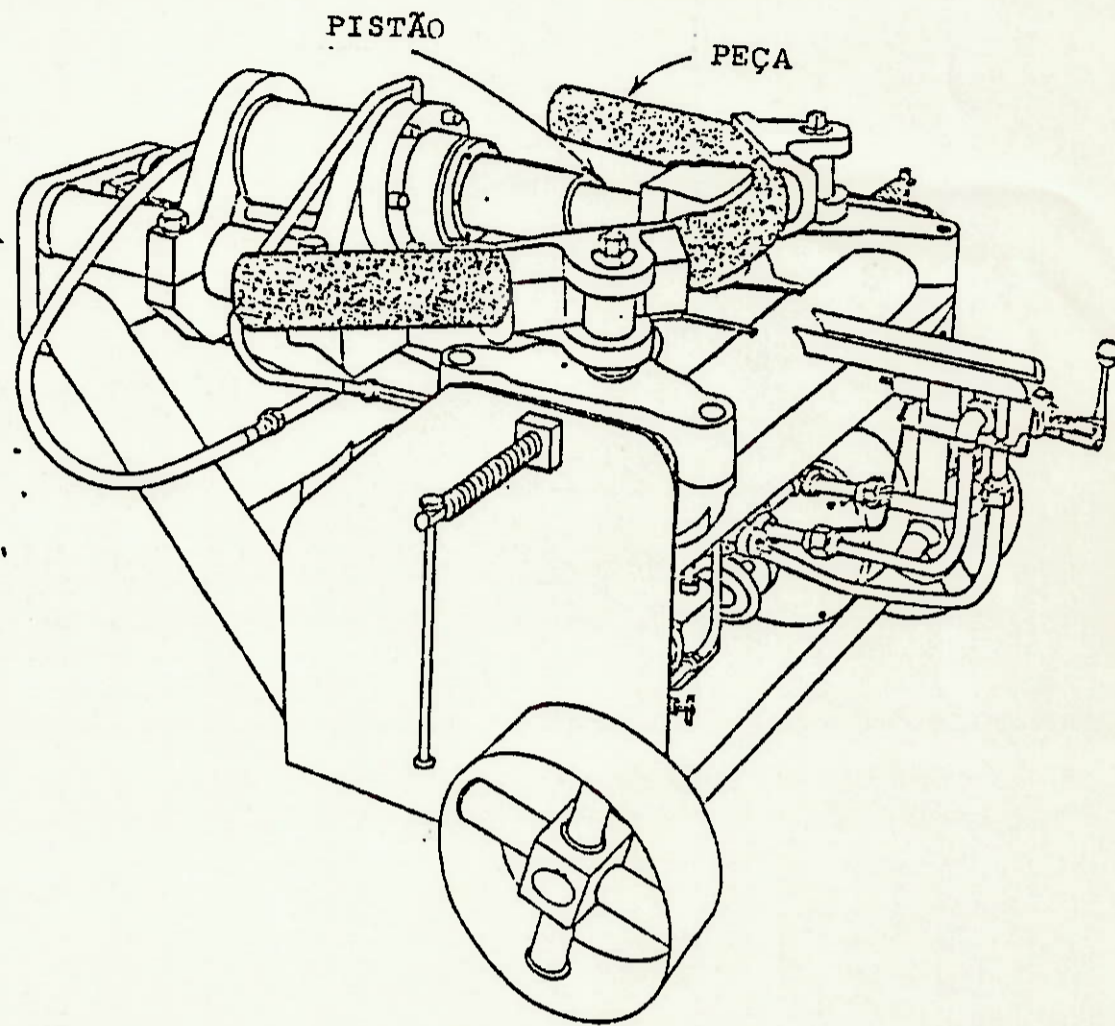


FIG. 2 - MÁQUINA CURVADORA DE TUBOS
ACIONADA POR PISTÃO
HIDRÁULICO

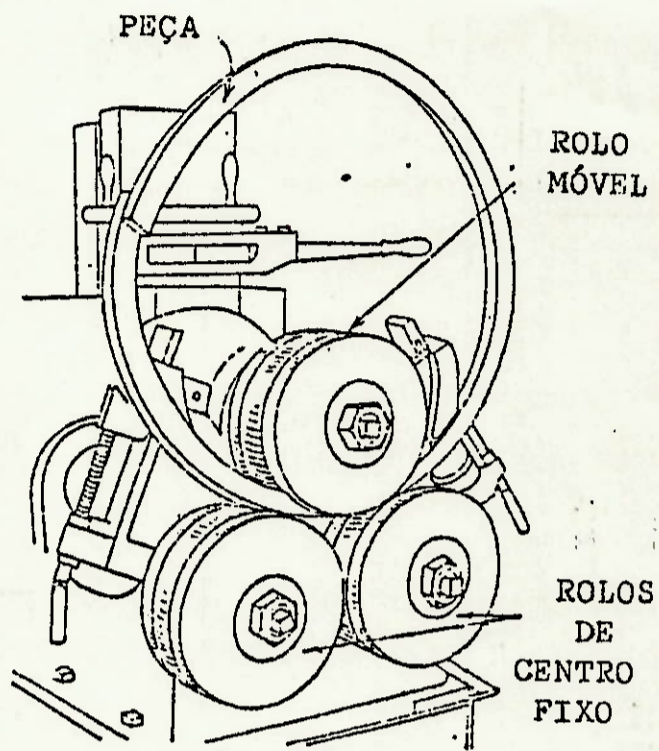
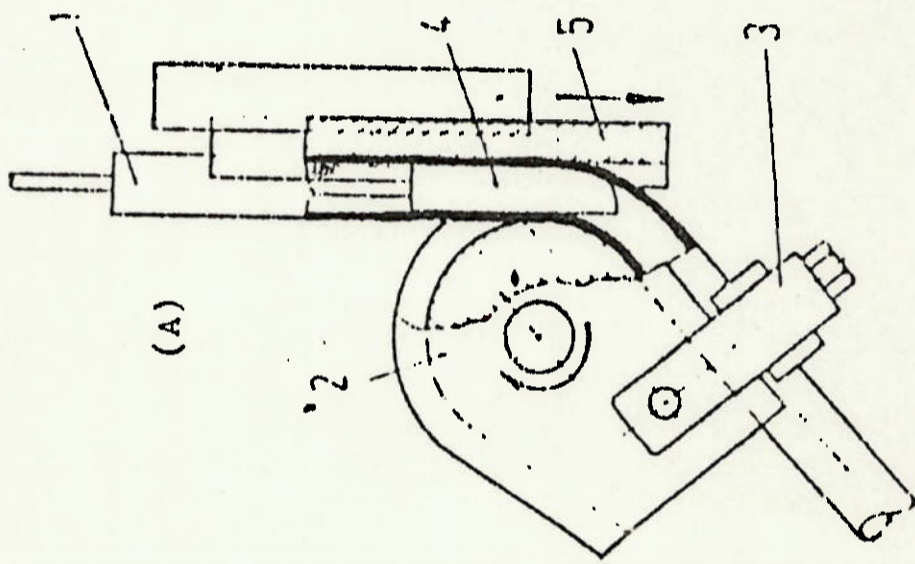
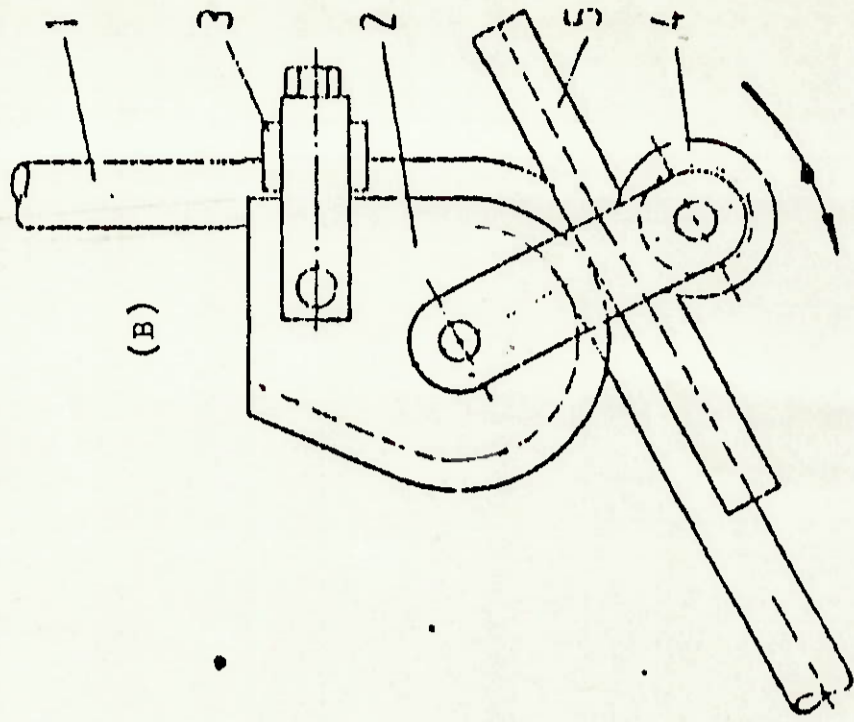


FIG. 3 - CALANDRA



(A)



(B)

FIG. 4 - MÁQUINAS ROTATIVAS

(A) ARRASTAMENTO

(B) COMPRESSÃO

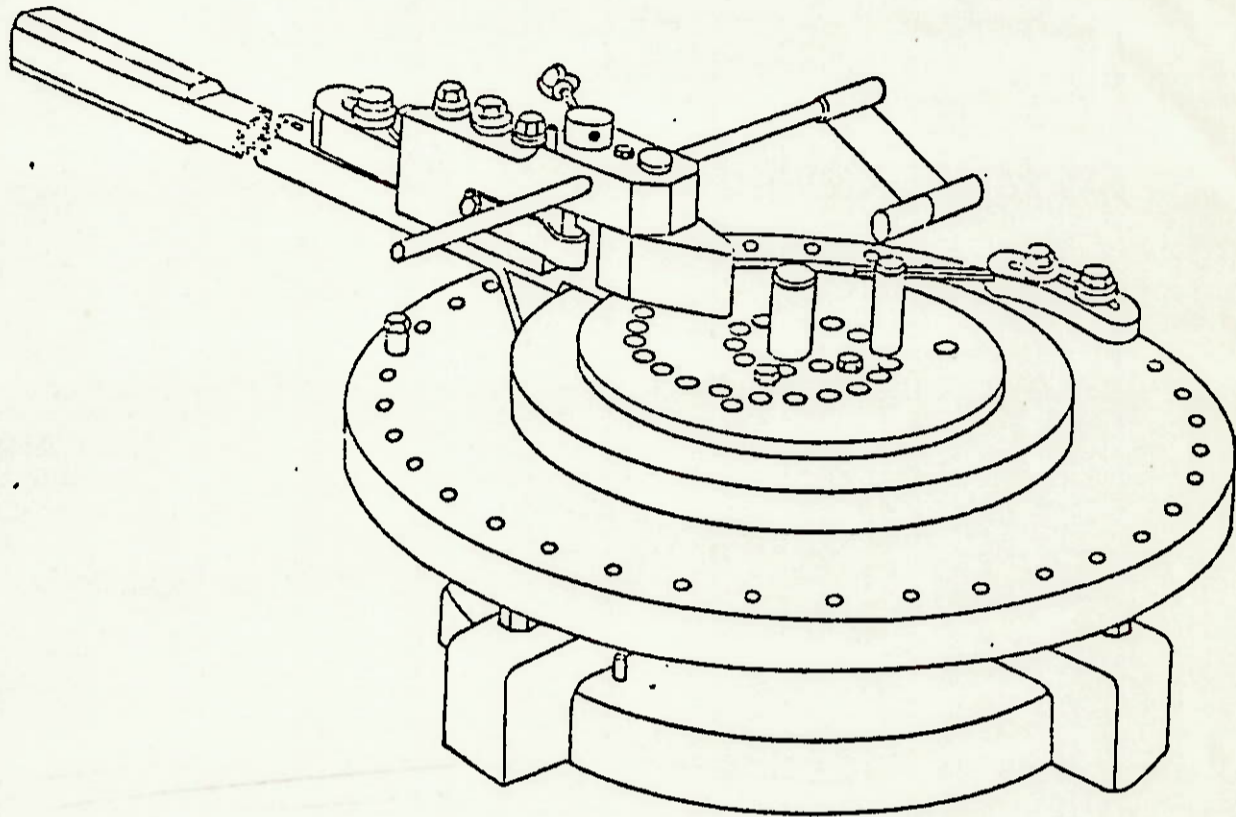


FIG. 5 - MÁQUINA ROTATIVA MANUAL
ATUANTE POR COMPRESSÃO

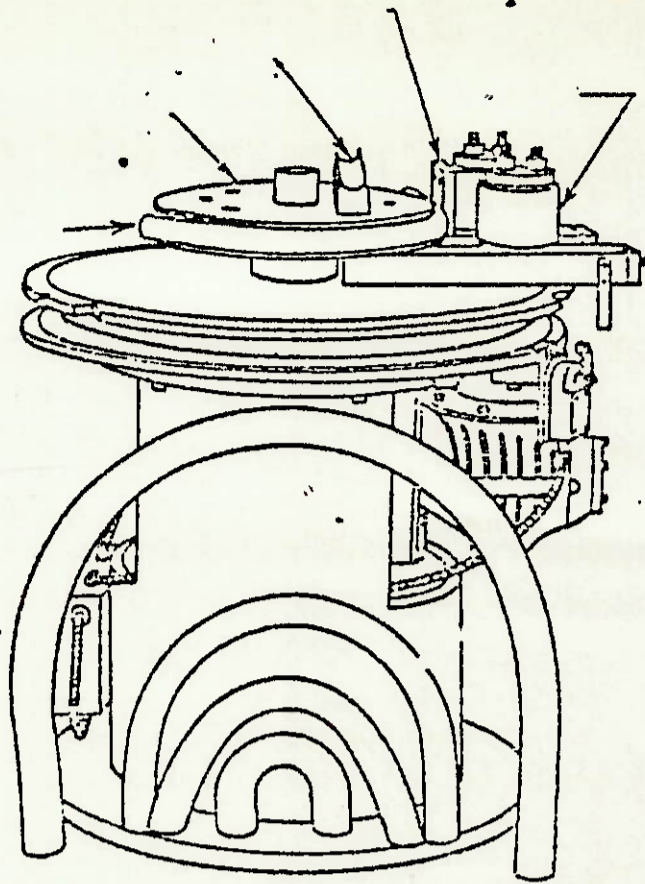


FIG. 6 - MÁQUINA MOTORIZADA ATUANTE
POR COMPRESSÃO

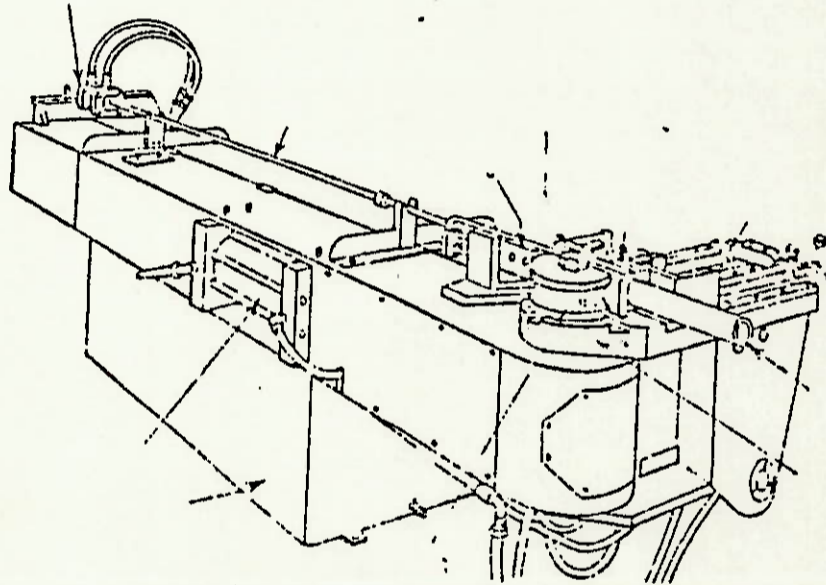
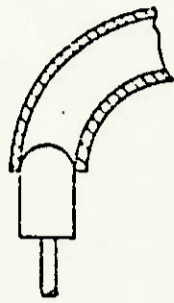
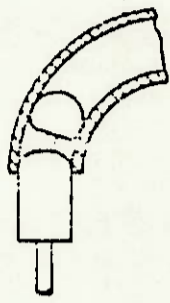


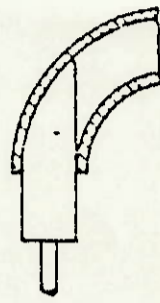
FIG. 7 - MÁQUINA ROTATIVA ATUANTE POR
ARRASTAMENTO HIDRÁULICA



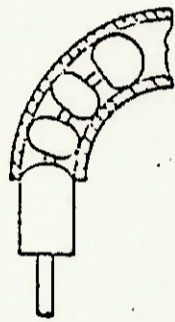
MANDRIL
PLANO



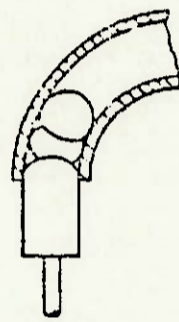
MANDRIL DE
BOLA



MANDRIL
BICO DE PATO



MANDRIL
MULTIBOLAS



MANDRIL DE
BOLA ARTICULADA

FIG. 8 - MANDRÍS

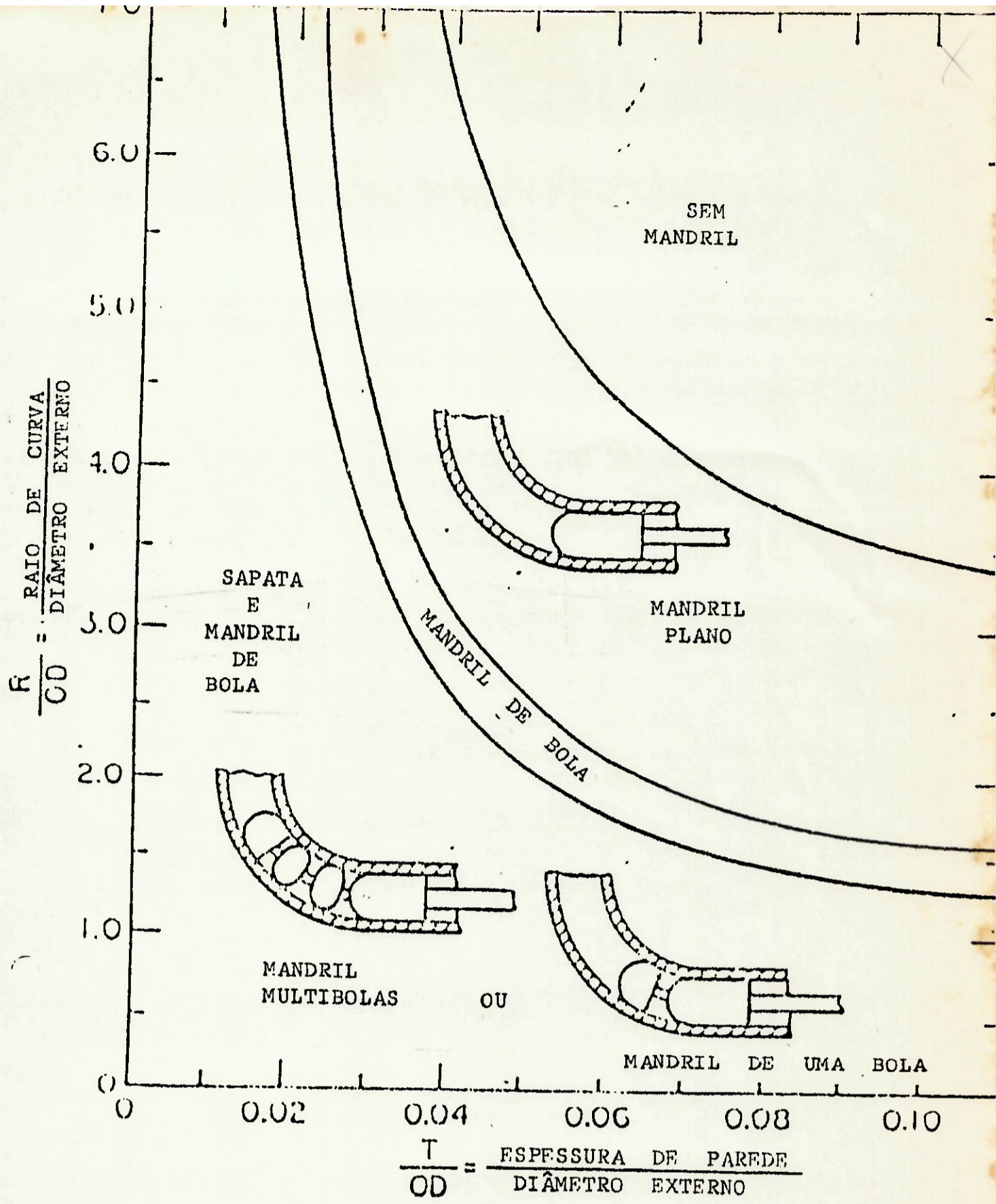


FIG. 9 - ÁBACO DO RAI0 MÍNIMO DE CURVATURA

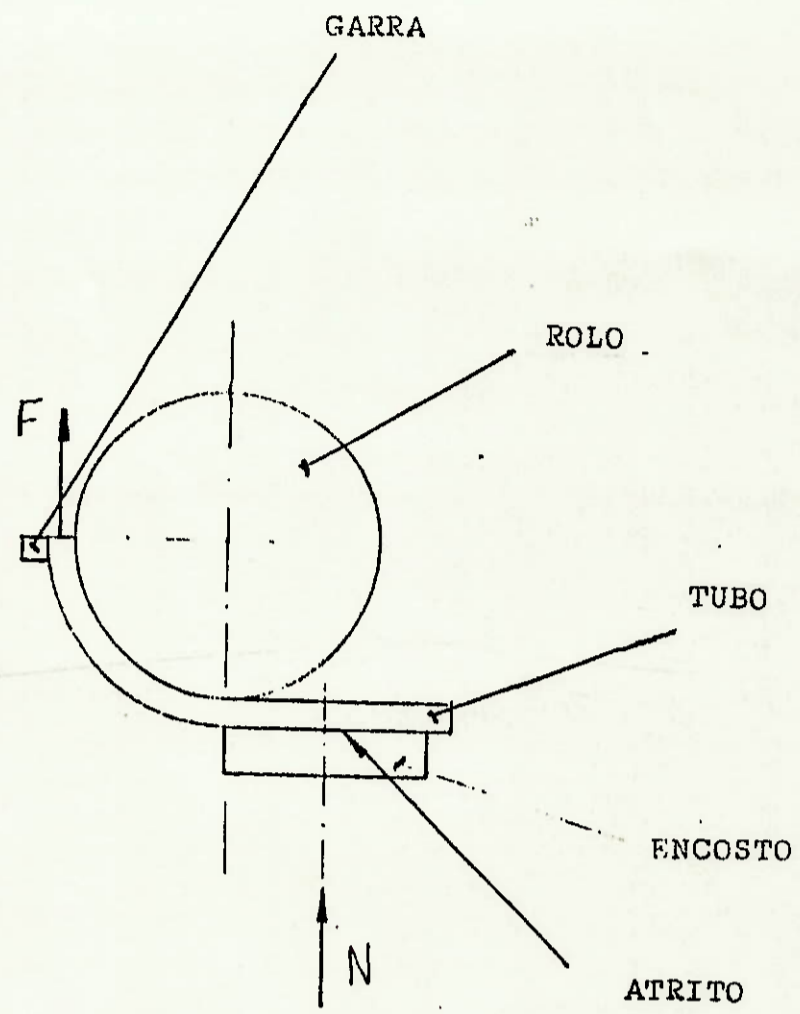


FIG. 10 - ESQUEMA DE FORÇAS

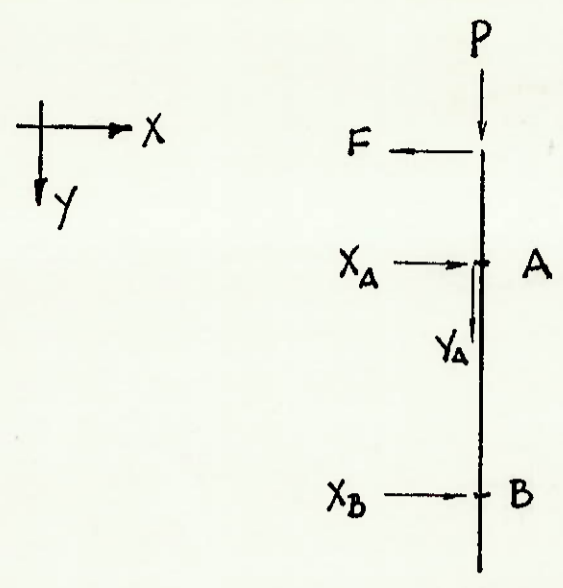
DATA

ASS.

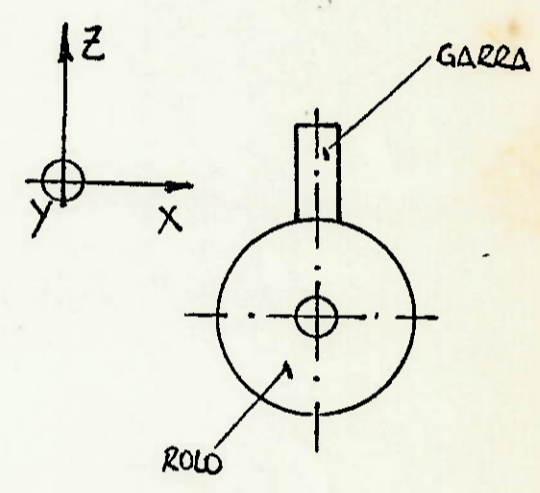
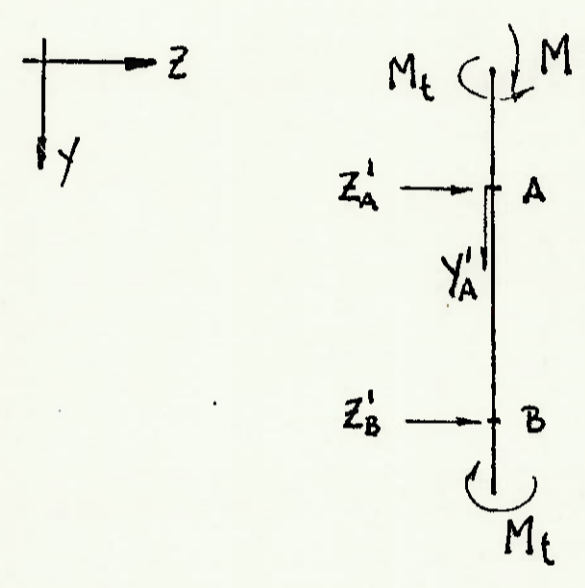
CONF.

FORÇAS EXTERNAS E REAÇÕES NO EIXO

PLANO XY

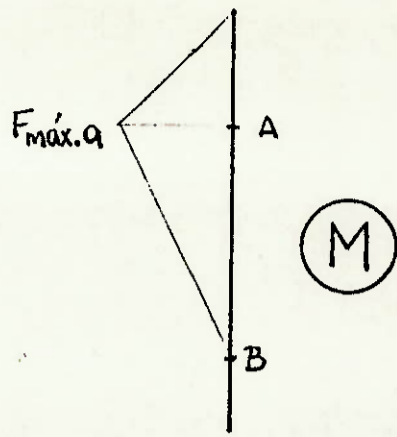
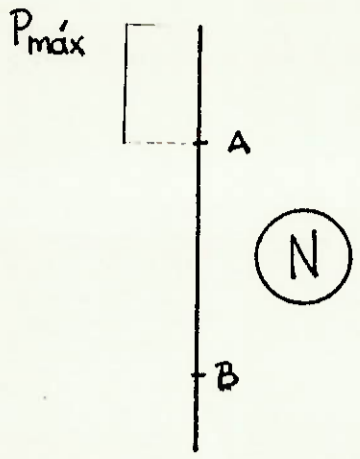


PLANO YZ

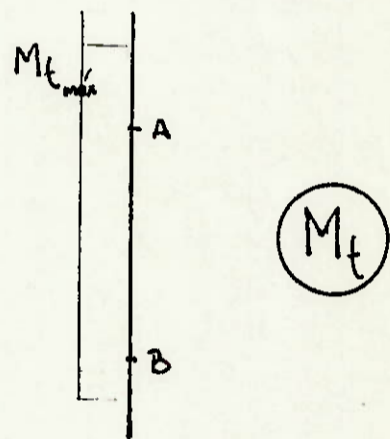
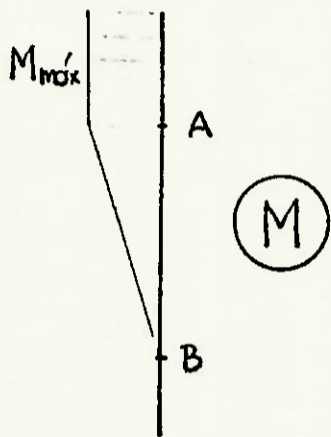


DIAGRAMAS DE ESFORÇOS SOLICITANTES


PLANO XY

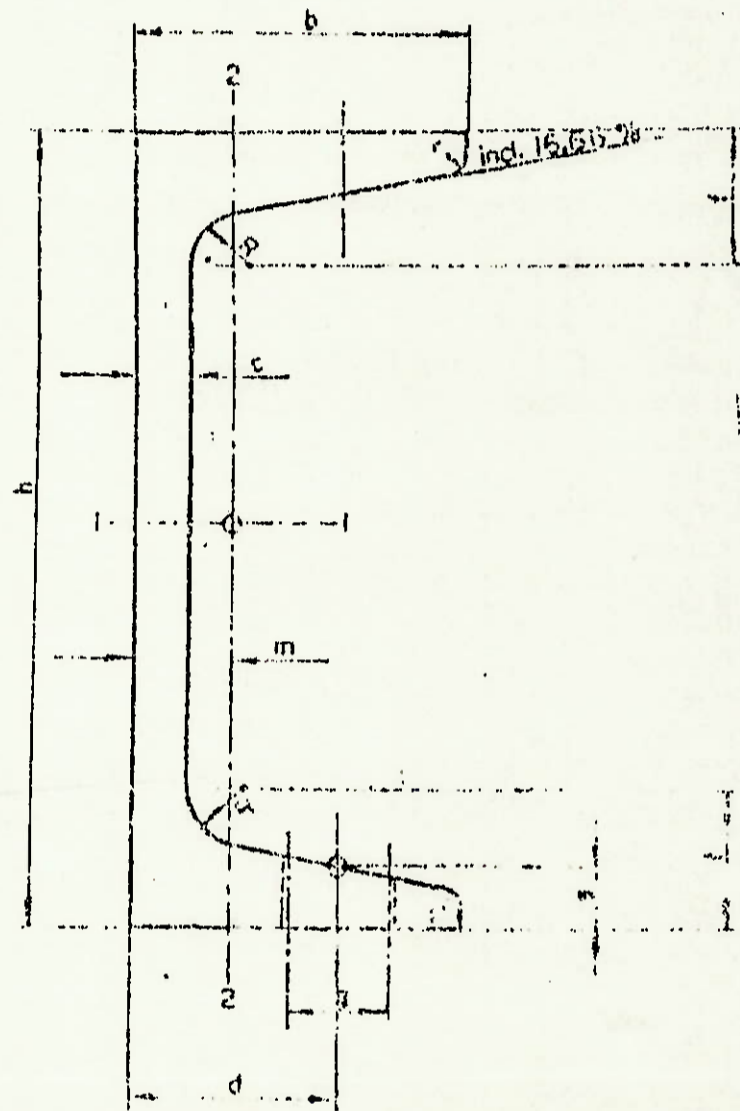


PLANO YZ



DIMENSÕES						P L S Q		SECCOES		CLASS. (12-2)		CLASS. (12-2)	
pol	mm	pol	mm	K	L	lirno p/ p4	KK p/ mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³
1"	25.40	1/8	3.18	1.62		0.80	1.19	1.46	0.8	0.45	0.70	0.40	
		3/16	4.76	3.13		1.16	1.73	2.43	1.2	0.85	0.76	0.40	
		1/4	6.35	4.63		1.49	2.22	3.84	1.7	0.98	0.73	0.45	
1" 1/4	31.75	1/8	3.18	1.88		1.01	1.50	1.93	1.7	0.82	0.70	0.45	
		3/16	4.76	3.48		1.48	2.20	2.77	2.6	1.35	0.96	0.61	
		1/4	6.35	5.16		1.92	2.86	3.81	3.3	1.47	0.94	0.61	
1" 1/2	38.10	1/8	3.18	2.66		1.27	1.83	2.37	2.3	1.15	1.11	0.76	
		3/16	4.76	4.28		1.80	2.68	3.82	3.6	1.61	1.17	0.74	
		1/4	6.35	5.93		2.34	3.49	5.45	3.8	2.15	1.14	0.74	
1" 3/4	44.45	1/8	3.18	3.20		1.44	2.15	2.71	5.0	1.65	1.39	0.89	
		3/16	4.76	4.95		2.12	3.16	4.00	7.3	2.29	1.37	0.89	
		1/4	6.35	6.66		2.77	4.13	5.22	9.6	3.11	1.34	0.86	
2"	50.80	1/8	3.18	4.97		1.65	2.46	3.10	7.9	2.15	1.60	1.03	
		3/16	4.76	6.66		2.44	3.64	4.57	11.6	3.11	1.57	1.03	
		1/4	6.35	8.35		3.19	4.75	6.06	14.8	4.09	2.56	1.03	
2" 1/2	63.50	1/8	3.18	6.82		2.07	3.07	3.80	12.9	3.21	1.98	1.24	
		3/16	4.76	8.51		2.86	4.28	5.00	19.1	4.39	1.54	1.24	
		1/4	6.35	10.20		3.65	5.49	6.19	25.4	5.57	1.93	1.24	
3"	76.20	1/8	3.18	11.84	7.94	4.93	7.30	9.22	43.2	5.50	2.25	1.50	
		3/16	4.76	13.53	7.94	6.70	9.08	11.48	62.4	7.17	2.25	1.50	
		1/4	6.35	15.22	7.94	8.47	10.93	13.74	71.6	8.84	2.25	1.50	
4"	101.60	1/8	3.18	16.51	9.52	6.51	9.88	12.70	104.1	10.4	3.12	1.90	
		3/16	4.76	18.20	9.52	8.28	11.73	15.00	133.3	12.1	3.12	1.90	
		1/4	6.35	19.89	9.52	10.05	13.68	17.30	162.5	13.8	3.12	1.90	
5"	127.00	1/8	3.18	20.10	11.10	8.10	11.73	20.74	200.7	15.4	3.93	2.40	
		3/16	4.76	21.79	11.10	9.87	13.68	23.04	260.1	17.1	3.93	2.40	
		1/4	6.35	23.48	11.10	11.64	15.63	25.34	319.5	18.8	3.93	2.40	
6"	152.40	1/8	3.18	21.79	12.70	9.70	13.68	25.34	319.5	18.8	3.93	2.40	
		3/16	4.76	23.48	12.70	11.47	15.63	27.64	400.9	20.5	3.93	2.40	
		1/4	6.35	25.17	12.70	13.24	17.58	29.94	482.3	22.2	3.93	2.40	
8"	203.20	1/8	3.18	25.17	15.88	12.70	17.58	29.94	482.3	22.2	3.93	2.40	
		3/16	4.76	26.86	15.88	14.47	19.53	32.24	603.7	23.9	3.93	2.40	
		1/4	6.35	28.55	15.88	16.16	21.48	34.54	725.1	25.6	3.93	2.40	

VIGAS 
PADRÃO AMERICANO
produção da Companhia Siderúrgica Nacional



CARACTERÍSTICAS TÍPICAS

POTÊNCIA		CARCAÇA ABNT	rpm	CORRENTE NOMINAL EM 220 V A	CORRENTE COM ROTOR BLOQUEADO Ip/In	CONJUGADO NOMINAL Cn kgfm	CONJUGADO COM ROTOR BLOQUEADO Cn	CONJUGADO MÁXIMO Cmax/Cn	RENDIMENTO η %			FATOR DE POT. COS φ			FATOR DE INÉRCIA VIÇO FS	MOMENTO DE INÉRCIA J kgm ²	TEMPO MÁX. COM ROTOR BLOQUEADO s	peso APROXIMADO kg
CV	kW								50	75	100	50	75	100				

3600 RPM — 60 Hz

0,5	0,37	71	3420	1,8	5,3	0,10	2,8	2,3	65	67	69	0,66	0,70	0,73	1,25	0,0004	8,0	8
0,75	0,55	71	3470	2,5	6,8	0,15	2,5	3,3	58	64	70	0,69	0,78	0,85	1,25	0,0005	7,0	9
1	0,75	71	3470	3,4	7,0	0,20	2,9	2,7	57	64	71	0,69	0,77	0,84	1,25	0,0006	6,0	9,5
1,5	1,1	80	3445	4,8	7,5	0,30	3,0	2,9	65	68	72	0,70	0,80	0,86	1,15	0,0029	7,0	13,0
2	1,5	80	3410	6,0	6,8	0,42	2,0	3,0	70	70	73	0,76	0,85	0,86	1,15	0,0033	7,0	14,0
3	2,2	90 L	3430	8,0	6,5	0,62	1,7	2,4	75	76	79	0,79	0,87	0,88	1,15	0,0047	6,0	28
4	3,0	90 L	3460	12	6,8	0,83	2,5	2,3	74	77	81	0,70	0,77	0,89	1,15	0,0066	6,0	41
5	3,7	112 M	3500	15	7,0	1,00	2,0	2,4	78	81	82	0,73	0,79	0,80	1,15	0,0096	6,0	44
7,5	5,5	112 M	3485	20	8,2	1,54	2,4	2,6	79	81	82	0,78	0,85	0,88	1,15	0,0118	6,0	52
10	7,5	132 S	3490	28	7,7	2,10	2,0	2,6	75	78	79	0,86	0,90	0,93	1,15	0,0191	6,0	70
15	9,2	132 M	3470	36	7,5	2,60	3,1	2,3	75	78	79	0,87	0,88	0,92	1,15	0,0226	6,0	76
15	11	132 M	3480	42	6,0	3,20	2,5	2,5	72	77	80	0,85	0,85	0,90	1,15	0,0260	6,0	82
20	15	160 M	3540	52	6,0	4,10	2,5	2,2	74	79	81	0,85	0,88	0,92	1,15	0,0559	6,0	130
25	18,5	160 L	3535	64	7,5	5,00	2,9	2,4	79	82	83	0,89	0,90	0,93	1,15	0,0646	6,0	145
30	22	180 M	3560	78	8,0	6,00	2,6	2,5	78	80	85	0,89	0,91	0,93	1,15	0,1084	6,0	183
40	30	180 L	3570	100	8,0	8	2,6	2,3	75	79	83	0,83	0,88	0,92	1,15	0,1423	8,5	205

1800 RPM — 60 Hz

0,5	0,37	71	1720	2,0	4,5	0,20	3,1	2,5	54	64	69	0,53	0,60	0,68	1,25	0,0011	7,0	8,5
0,75	0,55	71	1725	3,6	5,0	0,30	3,3	3,2	55	65	70	0,51	0,60	0,70	1,25	0,0014	7,0	9,5
1	0,75	80	1720	3,9	5,0	0,40	2,0	2,0	60	66	70	0,55	0,64	0,72	1,15	0,0019	6,0	11
1,5	1,1	80	1725	5,0	6,0	0,62	2,2	2,3	70	72	73	0,58	0,65	0,75	1,15	0,0024	6,0	13,5
2	1,5	90 L	1725	6,5	6,3	0,84	2,0	2,6	71	74	76	0,56	0,70	0,78	1,15	0,0065	6,0	28
3	2,2	100 L	1700	9,0	6,1	1,24	2,7	2,5	72	73	77	0,60	0,72	0,80	1,15	0,0107	6,0	38
4	3,0	100 L	1720	12	6,2	1,66	2,7	2,5	72	76	78	0,71	0,78	0,83	1,15	0,0118	6,0	41
5	3,7	112 M	1725	14,5	6,2	2,00	2,0	2,5	73	75	76	0,72	0,78	0,87	1,15	0,0189	6,0	50
7,5	5,5	132 S	1725	21	5,2	3,10	2,0	2,3	74	76	80	0,78	0,80	0,88	1,15	0,0296	6,0	81
10	7,5	132 M	1735	29	6,2	4,10	2,3	2,6	73	78	81	0,80	0,83	0,85	1,15	0,0366	6,0	87
12,5	9,2	132 M	1735	33	7,0	5,20	1,9	2,5	74	75	80	0,82	0,84	0,86	1,15	0,0436	7,0	90
15	11	160 M	1760	42	5,2	6,10	2,2	2,2	80	82	85	0,80	0,85	0,89	1,15	0,0847	7,0	120
20	15	160 L	1765	52	5,7	8,10	2,3	2,4	74	76	80	0,79	0,81	0,87	1,15	0,1084	6,0	137
25	18,5	180 M	1775	65	5,7	10,00	2,2	2,5	76	79	84	0,76	0,80	0,85	1,15	0,1829	6,0	178
30	22	180 L	1770	80	7,0	12,15	2,3	2,1	80	84	86	0,82	0,85	0,86	1,15	0,2229	8,0	190
40	30	200 L	1775	105	6,0	16,15	2,1	2,2	82	85	86	0,80	0,86	0,87	1,15	0,3228	9,0	261
50	37	200 L	1775	125	7,0	20,19	2,7	3,1	84	87	88	0,81	0,85	0,88	1,0	0,4439	10	284
60	45	225 S/M	1775	150	6,0	24,23	2,4	3,0	84	86	89	0,80	0,87	0,88	1,0	0,5448	12	313
75	55	225 S/M	1775	180	6,0	30,29	2,4	2,8	87	88	90	0,85	0,88	0,89	1,0	0,5852	12	345
100	75	250 M	1775	245	7,0	40,38	2,5	3,0	82	87	91	0,84	0,86	0,88	1,0	0,9579	10	473
125	90	280 S/M	1780	300	7,0	50,34	2,5	3,0	84	88	90	0,86	0,88	0,89	1,0	1,5262	11	608
150	110	280 S/M	1780	360	7,0	60,40	2,5	3,0	85	88	90	0,87	0,88	0,89	1,0	1,7892	10	650

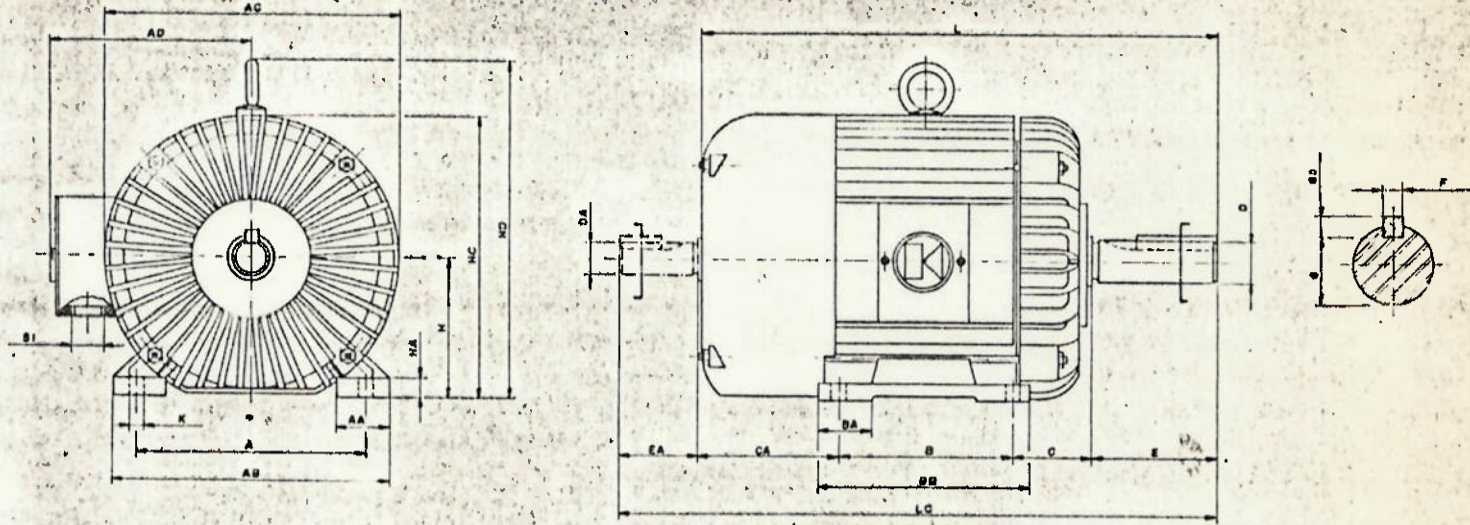
Para obter corrente em 380 V, dividir por $\sqrt{3}$.

Para motores de VI e VIII polos, consultar a fábrica.

Valores sujeitos a alteração sem aviso prévio.

MOTORES ASSÍNCRONOS TRIFÁSICOS BLINDADOS

- Tipo: Totalmente fechado com ventilador externo
- Proteção: IP-54 (NBR 6146)
- Isolamento: Classe B (130°C) NBR 7094
- Dimensão: NBR 5432
- Tensão: 220/380 - 380/660 Volts
220/380/440/760 Volts
- Frequência: 60 ou 50 Hz.



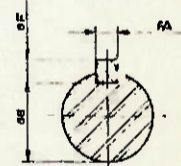
DIMENSÕES EM MILÍMETROS - NORMA ABNT NBR 5432

CAR-CAÇA ABNT	H	C	HC	HD	AC	AD	L	PÉS							PONTA DO EIXO				PESO kg	ROLAMENTOS					
								A	B	AB	BB	AA	BA	HA	K	Ø D	E	F		G	GD	DIANT.	TRAS.		
71	71	46	142,5	-	143	99	237	112	90	135	112	28	30	9	7x13	14	j6	30	6	11	5	-	6203	6202	
80	80	50	159	-	158	124	270	125	100	158	124	32	30	10	10x8	19		40	8	15,5	6	-	6204	6203	
90 S	90	56	193	-	206	140	303	140	100	175	130	40	40	13	10	24		50	8	20	7	25	6205	6204	
90 L	90	56	193	-	206	140	323	140	125	175	155	40	40	13	10	24		50	8	20	7	27	6205	6204	
100 L	100	63	211	-	227	145	366	160	140	200	175	40	40	16	12	28		60	8	24	7	41	6306	6205	
112 M	112	70	235	-	245	168	384	190	140	230	175	45	45	17	12	28		60	8	24	7	50	6306	6206	
132 S	132	89	271	325	277	199	456	216	140	270	185	57	57	25	12	38		80	10	33	8	76	6308	6207	
132 M	132	89	271	325	277	199	494	216	178	270	225	57	57	25	12	38		80	10	33	8	87	6308	6207	
160 M	160	108	325	390	330	220	604	254	210	310	272	65	65	25	15	42		k6	110	12	37	8	120	6309	6308
160 L	160	108	325	390	330	220	644	254	264	310	310	65	65	25	15	42			110	12	37	8	137	6309	6308
180 M	180	121	365	430	370	270	670	279	241	349	300	70	70	27	15	48	110	14	42,5	9	178	6310	6308		
180 L	180	121	365	430	370	270	695	279	279	349	335	70	70	27	15	48	110	14	42,5	9	100	6310	6308		
200 L	200	137	410	475	420	315	754	318	305	390	365	75	75	30	18	55	110	16	48	10	213	6312	6310		
225 S	225	149	435	500	420	315	802	356	286	436	390	80	95	32	19	60	m6	140	18	53	11	-	6313	6310	
225 M	225	149	435	500	420	315	802	356	311	436	390	80	95	32	19	60		140	18	53	11	-	6313	6310	
250 S	250	168	498	568	495	365	910	406	311	490	415	90	90	35	24	65	140	18	58	11	450	6314	6312		
250 M	250	168	498	568	495	365	910	406	349	490	415	90	90	35	24	65	140	18	58	11	450	6314	6312		
280 S	280	190	555	635	550	405	983	457	368	560	512	115	130	35	24	75	140	20	67,5	12	600	6317	6314		
280 M	280	190	555	635	550	405	983	457	419	560	512	115	130	35	24	75	140	20	67,5	12	600	6317	6314		

CAR-CAÇA	Ø DA	EA	CA	LC	FA	GB	GF
71	11	23	75	263	4	8,5	4
80	14	23	83	303	5	11	5
90 S/L	16	40	102 97	348 308	5	13	5
100 L	22	50	108	421	6	18,5	6
112 M	22	50	118	438	6	18,5	6
132 S/M	28	60	151	520 559	8	24	7

CAR-CAÇA	Ø DA	EA	CA	LC	FA	GB	GF
160 M/L	32	80	182 178	690 730	10	27	8
180 M/L	32	80	204 191	756 781	10	27	8
200 L	42	110	214	872	12	37	8
225 S/M	42	110	235 210	920	12	37	8
250 S/M	48	110	301 263	1030	14	42,5	9
280 S/M	48	110	295 244	1103	14	42,5	9

* Dimensões para motores de IV polos.



tipo FCB3 - capacidades* de potência

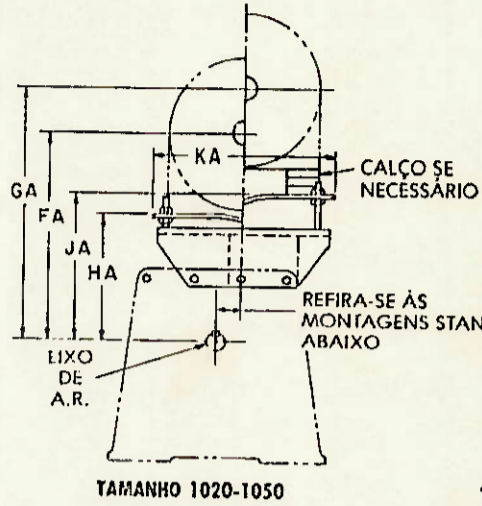
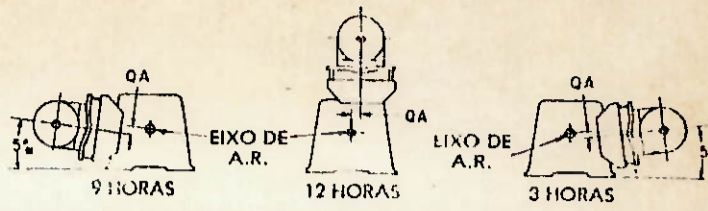
rpm eixo A.R.	reduções AGMA ± 4%	rpm aprox. eixo B.R.	TAMANHO									rpm aprox. eixo B.R.	reduções AGMA ± 4%	rpm eixo A.R.
			1020	1030	1040	1050	1060	1070	1080	1090	1100			
1750	7.59	230	7.14	20.7	30.6	44.6	102	153	200	309	434	230	7.59	1750
	9.30	190	6.13	18.1	26.2	38.5	82.7	132	174	273	368	190	9.30	
	11.39	155	5.37	15.7	23.0	33.2	67.9	115	152	229	325	155	11.39	
	13.95	125	4.63	13.8	19.6	29.2	57.0	101	136	190	285	125	13.95	
	17.09	100	4.01	11.5	17.1	25.5	47.4	85.5	111	154	243	100	17.09	
	20.93	84	3.46	9.57	14.5	22.2	39.2	70.8	90.9	128	213	84	20.93	
	25.63	68	3.02	7.77	12.6	19.1	31.6	55.8	72.4	108	184	68	25.63	
	31.39	56	2.54	6.42	11.1	16.5	25.5	47.4	60.4	88.8	154	56	31.39	
	38.44	45	2.08	4.75	8.05	14.2	21.2	39.0	50.7	71.7	132	45	38.44	
	47.08	37	1.68†	4.05	7.37	11.7	17.4	31.8	41.6	60.5	104	37	47.08	
1430	7.59	190	6.19	18.0	26.3	38.7	84.5	133	173	269	376	190	7.59	1430
	9.30	155	5.32	15.7	22.5	33.4	68.4	115	151	234	319	155	9.30	
	11.39	125	4.66	13.7	19.7	28.8	56.1	99.6	130	189	283	125	11.39	
	13.95	100	4.02	11.7	16.9	25.3	47.1	86.0	113	157	248	100	13.95	
	17.09	84	3.48	9.48	14.7	22.1	39.1	70.6	91.2	127	211	84	17.09	
	20.93	68	2.98	7.87	12.5	19.2	32.3	58.4	75.0	106	185	68	20.93	
	25.63	56	2.48	6.38	10.7	16.6	26.0	46.0	59.7	89.0	157	56	25.63	
	31.39	45	2.08	5.28	9.16	14.3	21.0	39.0	49.7	73.2	127	45	31.39	
	38.44	37	1.71	4.00	6.72	11.7	17.5	32.1	41.7	59.1	109	37	38.44	
	47.08	30	1.38†	3.40	6.13	9.64	14.3	26.1	34.2	49.8	85.7	30	47.08	
1170	7.59	155	5.38	15.6	22.6	33.6	69.9	115	151	229	327	155	7.59	1170
	9.30	125	4.62	13.6	19.4	29.0	56.5	99.6	130	194	277	125	9.30	
	11.39	100	4.05	11.6	17.0	25.0	46.3	84.3	108	157	246	100	11.39	
	13.95	84	3.49	9.68	14.5	22.0	38.8	71.1	93.0	130	215	84	13.95	
	17.09	68	3.02	7.81	12.7	19.2	32.2	58.2	75.3	105	184	68	17.09	
	20.93	56	2.45	6.48	10.7	16.7	26.6	48.2	61.8	87.4	158	56	20.93	
	25.63	45	2.04	5.25	8.83	14.4	21.4	37.9	49.2	73.4	129	45	25.63	
	31.39	37	1.71	4.34	7.54	11.7	17.3	32.1	41.0	60.3	105	37	31.39	
	38.44	30	1.40	3.35	5.60	9.40	14.4	26.4	34.3	48.7	89.9	30	38.44	
	47.08	25	1.13†	2.85	5.00	7.93	11.7	21.5	29.1	41.0	70.6	25	47.08	
870	7.59	115	4.37	12.0	18.0	27.3	52.8	93.7	118	174	266	115	7.59	870
	9.30	95	3.76	10.5	15.5	23.6	42.6	76.9	97.8	146	225	95	9.30	
	11.39	77	3.29	8.69	13.6	20.3	34.9	63.6	81.3	118	200	77	11.39	
	13.95	62	2.76	7.26	11.6	17.9	29.2	53.5	70.1	97.7	175	62	13.95	
	17.09	50	2.26	5.86	9.99	15.6	24.2	43.8	56.7	79.3	143	50	17.09	
	20.93	42	1.84	4.86	8.00	13.2	20.0	36.2	46.5	65.8	119	42	20.93	
	25.63	34	1.53	3.93	6.62	10.8	16.1	28.4	37.0	55.2	97.3	34	25.63	
	31.39	28	1.28	3.25	5.65	8.80	13.0	24.1	30.7	45.3	78.6	28	31.39	
	38.44	22	1.05	2.61	4.45	7.19	10.8	19.8	25.8	36.5	67.5	22	38.44	
	47.08	18	0.845†	2.20	3.83	5.93	8.78	16.1	21.1	30.8	53.0	18	47.08	
720	7.59	95	3.83	10.0	15.1	23.9	44.1	78.4	98.6	145	233	95	7.59	720
	9.30	77	3.29	8.75	13.5	20.7	35.6	64.2	81.7	122	198	77	9.30	
	11.39	62	2.82	7.23	11.8	17.8	29.1	53.0	67.9	98.7	175	62	11.39	
	13.95	50	2.29	6.05	9.95	15.7	24.4	44.6	58.5	81.5	148	50	13.95	
	17.09	42	1.88	4.87	8.31	13.4	20.2	36.5	47.3	66.1	119	42	17.09	
	20.93	34	1.53	4.04	6.65	11.0	16.7	30.2	38.7	54.8	99.3	34	20.93	
	25.63	28	1.27	3.27	5.50	8.98	13.4	23.7	30.8	46.0	81.1	28	25.63	
	31.39	22	1.06	2.70	4.69	7.31	10.8	20.1	25.6	37.7	65.5	22	31.39	
	38.44	18	0.870	2.20	3.70	5.97	8.95	16.5	21.4	30.4	56.2	18	38.44	
	47.08	15	0.701†	1.85	3.18	4.93	7.30	13.4	17.5	25.6	44.1	15	47.08	
580	7.59	77	3.26	8.18	12.3	20.6	35.8	63.8	80.3	118	200	77	7.59	580
	9.30	62	2.75	7.10	11.1	17.8	28.9	52.2	66.4	99.6	170	62	9.30	
	11.39	50	2.28	5.86	9.84	15.3	23.6	43.1	55.1	80.3	144	50	11.39	
	13.95	42	1.86	4.90	8.07	13.1	19.8	36.2	47.5	66.3	121	42	13.95	
	17.09	34	1.52	3.95	6.73	10.8	16.4	29.6	38.4	53.7	96.9	34	17.09	
	20.93	28	1.23	3.27	5.39	8.93	13.5	24.5	31.4	44.5	80.6	28	20.93	
	25.63	22	1.02	2.64	4.45	7.27	10.8	19.2	24.9	37.3	65.8	22	25.63	
	31.39	18	0.859	2.18	3.80	5.92	8.72	16.3	20.7	30.6	53.1	18	31.39	
	38.44	15	0.703	1.78	2.99	4.83	7.24	13.3	17.3	24.6	45.6	15	38.44	
	47.08	12.5	0.566†	1.49	2.57	3.98	5.90	10.8	14.2	20.7	35.7	12.5	47.08	

* Capacidades de potência impressas em negro ultrapassam a capacidade térmica da unidade. Verificar a potência nominal (sem Fator de Serviço) com as capacidades térmicas publicadas na página 22. Para capacidades em rotações acima de 1750 rpm, consultar a Falk. Para rotações abaixo de 580 rpm, reduzir a capacidade de potência proporcionalmente. Verificar a tabela da página 13 para reduções opcionais.
 O tamanho 1020 com redução 47,08 é uma unidade de quadrupla redução FCB4.

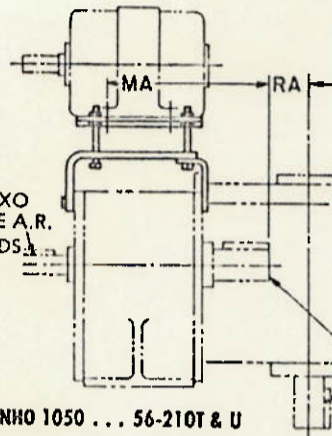
MONTAGENS E MONTAGENS

Montagem Standard:

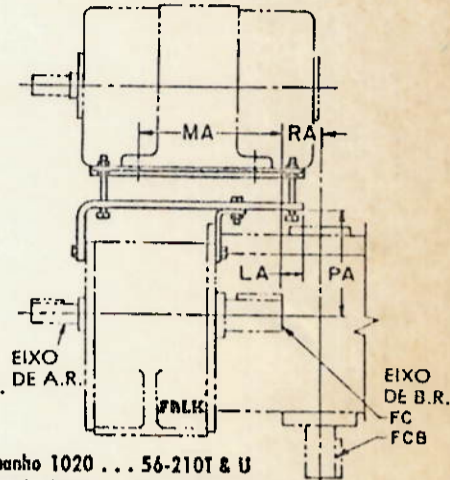
As montagens estão mostradas tomando-se o eixo de A.R. de frente. Para montagens em posição 3 e 9 horas, refira-se ao pé de tabela (†) abaixo para determinar as dimensões FA, GA, HA e JA. Refira-se às páginas 30 à 37 para dimensões dos redutores.



TAMANHO 1020-1050



TAMANHO 1050 ... 56-210T & U



Tamanho 1020 ... 56-210T & U
Tamanho 1030 ... 56-284T & U
Tamanho 1040 ... 56-284T & U
Tamanho 1050 ... 250-320T & U

DIMENSÕES - MM

TAM- NHO ★	DISTÂNCIA ENTRE CENTROS - MÍNIMA E MÁXIMAS														MONTAGEM 3 e 9 HORAS SOMAR A FA & GA	HA Min	JA Max	PA	DIMENSÃO QA MONTAGENS STANDARD			RA
	MONTAGEM 12 HORAS * †																		3 HORAS	9 HORAS	12 HORAS	
	56		140		180		210		250		280		320									
	FA	GA	FA	GA	FA	GA	FA	GA	FA	GA	FA	GA	FA	GA								
1020	279	351	279	351	305	376	324	395	33.5	191	262	158	2.5	2.5	34.0	14.7
1030	310	387	310	387	336	412	355	431	380	457	399	475	35.6	221	298	189	1.5	1.5	38.1	27.9
1040	333	409	333	409	358	434	377	454	403	479	422	498	46.7	244	320	211	50.8	50.8	0.0	39.6
1050	357	432	357	432	383	457	402	477	427	502	446	521	471	546	54.4	268	343	236	59.4	59.4	0.0	25.4

TAM- NHO ★	56 a 210			56 a 284			250 a 284			250 a 320			DIMENSÃO MA							
	KA	LA	Peso da base p/ Motor kg.	KA	LA	Peso da base p/ Motor kg.	KA	LA	Peso da base p/ Motor kg.	KA	LA	Peso da base p/ Motor kg.	56	140	180	210	250	280	320	
	1020	321	83.3	18.2	230	242	230	210
1030	356	85.3	29.5	285	298	285	267	247	235	...	
1040	330	(-)57.9*	25.0	356	51	32	322	335	322	303	283	271	...	
1050	381	...	27.2	406	69.1	41	...	388	401	388	369	350	337	125

* As dimensões são apenas para referência e podem ser alteradas sem aviso prévio.
† Para o tamanho 1030FCB a linha de centro do motor é à esquerda da linha de centro da unidade.
* Quando o comprimento do correia coincidir com a mínima distância entre centros, siga as recomendações do fabricante para instalação e também prepare um futuro tensionamento do correia. Os motores podem ser calçados até 38 mm.

• O sinal (-) na dimensão LA indica que a porca do eixo ultrapassa o suporte do motor.
† Para determinar a distância entre centros para montagem 3 & 9 horas, some o indicado na coluna "Montagem 3 & 9 horas; some a FA & GA" à dimensão indicada na posição 12 horas. As dimensões HA e JA aumentaram da mesma quantidade.
■ Use 6°6' para o tamanho 1030 FC.