

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Engenharia Mecânica

Ano: 1990

Projeto Mecânico

Tema: AGITADORES

Autor: Masayoshi Hibi

N<sup>o</sup> USP: 6268548

Orientador: Prof.<sup>o</sup> José Roberto Rezende Rebello da Silva

## OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é aplicar os conceitos, adquiridos na disciplina "Projeto Industrial", para o desenvolvimento de um agitador.

Um projeto de engenharia, segundo a referência [19], segue uma metodologia geral que indica um modo eficiente e eficaz na utilização dos recursos e esforços, permitindo transformar as necessidades numa realização concreta. Assim um projeto se desenvolve nas fases subseqüentes listadas a seguir:

- 1<sup>a</sup> fase - Estudo de viabilidade
- 2<sup>a</sup> fase - Projeto básico
- 3<sup>a</sup> fase - Projeto executivo
- 4<sup>a</sup> fase - Planejamento da produção
- 5<sup>a</sup> fase - Planejamento da distribuição
- 6<sup>a</sup> fase - Planejamento do consumo
- 7<sup>a</sup> fase - Planejamento do abandono do produto

O projeto do agitador englobará apenas as duas primeiras fases.

É importante ressaltar que o presente trabalho é apenas uma pequena introdução ao desenvolvimento de agitadores, e por isso não trataremos de aspectos teóricos e experimentais da dinâmica do processo de mistura.

Informações mais aprofundadas sobre o assunto poderão ser encontradas na bibliografia apresentada neste trabalho.

# INDICE

ASSUNTO	PÁGINA
1- Estabelecimento da necessidade .....	001
2- Exigências .....	003
3- Soluções .....	005
4- Os elementos que compõe o reator .....	007
4.1- Reservatório .....	008
4.1.1- Definição da geometria do vaso .....	008
4.1.2- Determinação do nível aproximado do fluido dentro do vaso .....	010
4.1.3- Escolha do material .....	010
4.1.4- Pré-cálculo do vaso .....	014
4.1.5- Resultados parciais ( vaso ) .....	018
4.2- Os impelidores .....	019
4.2.1- Cálculo da potência consumida pelo impelidor .....	019
4.2.2- Seleção do tipo de impelidor .....	021
4.2.3- Número de turbinas .....	028
4.2.4- Definição das medidas geométricas do agitador .....	029
4.2.5- Grau de agitação .....	031
4.2.6- Tempo de mistura .....	032
4.2.7- Cálculo da potência consumida por cada impelidor .....	033
4.2.8- Potência consumida pelos dois impelidores .....	039
4.3- Escolha do selo .....	041
4.4- Escolha do motor elétrico .....	044
4.4.1- Cálculo da potência mínima requerida do motor .....	044
4.4.2- Escolha do motor .....	047
4.5- Pré-cálculo dos elementos agitadores .....	049
4.5.1- Potência de projeto .....	049

4.5.2-	Pré-cálculo das pás .....	050
4.5.3-	Pré-cálculo do eixo .....	055
4.5.4-	Pré-cálculo da espessura das chicanas .....	057
4.5.5-	Pré-cálculo do cubo do impelidor .....	059
4.5.6-	Resultados parciais ( elementos agitadores ) .....	062
4.6-	Transmissão .....	063
4.6.1-	Redutor por engrenagens .....	063
4.6.2-	Redução por correias .....	064
4.6.3-	Redução por correntes .....	064
4.6.4-	Resultados parciais ( transmissão ) .....	064
5-	Escolha da melhor solução .....	066
6-	Definição das características principais do redutor do agitador .....	071
6.1-	Aspectos construtivos .....	071
6.2-	Estimativa das dimensões do redutor .....	081
7-	Informações gerais sobre os selos mecânicos .....	085
8-	Cálculo do eixo do agitador .....	094
8.1-	Vibração .....	094
8.2-	Velocidade crítica .....	096
8.3-	Critérios de projeto do eixo .....	102
8.4-	Dimensionamento quanto a vibração .....	104
8.5-	Balanceamento .....	104
9-	Impelidores .....	107
9.1-	Aspectos construtivos .....	107
9.2-	Pré-cálculo dos parafusos .....	110
10-	Acoplamentos rígidos .....	112
11-	Conexão de suporte do redutor .....	117
11.1-	Pré-cálculo da espessura da parede da conexão, baseado na pressão de operação do vaso .....	117
11.2-	Verificação do reforço da abertura no tampo quanto a pressão de operação .....	117
11.3-	Verificação do reforço da abertura no tampo quanto a tensões localizadas causadas por esforços externos .....	118
11.4-	Resultados parciais .....	126
12-	Suporte do vaso .....	128

12.1- Considerações gerais .....	128
12.2- Dimensionamento das alças de suporte .....	132
12.3- Verificação das tensões locais no costado do vaso .....	140
12.4- Resultados parciais .....	153
13- Considerações finais .....	154

## Anexos

Anexos 1- Pré-cálculo da espessura do costado e do tampo do vaso .....	156
Anexos 2- Eficiência admissível máxima das soldas .....	167
Anexos 3- Tensão admissível máxima para aços e aços de baixa liga .....	168
Anexos 4- Fator A para vasos sob pressão externa .....	170
Anexos 5- Fator B para vasos de aço carbono e aço de baixa liga sob pressão externa .....	171
Anexos 6- Tensão admissível máxima para aços de alta liga ..	172
Anexos 7- Fator B para vasos de aço de alta liga sob pressão externa .....	174
Anexos 8- Tabela de seleção de impelidores 1 .....	175
Anexos 9- Tabela de seleção de impelidores 2 .....	176
Anexos 10-Formato de impelidores .....	177
Anexos 11-Impelidor tipo palheta .....	178
Anexos 12-Diagrama função potência x número de Reynolds de impelidores .....	179
Anexos 13-Tabela com os valores das funções do anexo 12 ....	180
Anexos 14-Cálculo da potência consumida por cada impelidor ..	181
Anexos 15-Características de desempenho de selos mecânicos .	182
Anexos 16-Verificação do motor .....	183
Anexos 17-Pré-cálculo das pás dos impelidores .....	185
Anexos 18-Pré-cálculo do eixo do agitador .....	187
Anexos 19-Pré-cálculo do cubo do impelidor .....	191
Anexos 20-Seleção do redutor por engrenagens .....	193
Anexos 21-Classificação das cargas para seleção de redutores por engrenagens .....	194

Anexos 22-Fator de serviço para seleção de redutores por engrenagens .....	196
Anexos 23-Características de redutores comerciais .....	197
Anexos 24-Seleção de correias .....	198
Anexos 25-Fator de serviço para seleção de correias .....	204
Anexos 26-Seleção do perfil de correia .....	205
Anexos 27-Diâmetro externo mínimo da polia .....	206
Anexos 28-Comprimento das correias .....	207
Anexos 29-Fator de correção da distância entre centros .....	208
Anexos 30-Classificação de HP por correia ( perfil 5V ) .....	209
Anexos 31-Fator de correção de comprimento da correia e do arco de contato .....	210
Anexos 32-Classificação de HP por correia ( perfil 8V ) .....	211
Anexos 33-Seleção de correntes .....	212
Anexos 34-Tabelas para seleção de correntes .....	215
Anexos 35-Forma construtiva de redutores .....	217
Anexos 36-Pré-cálculo das engrenagens .....	218
Anexos 37-Exemplo de sélos mecânicos para agitadores .....	222
Anexos 38-Exemplo de redutores para agitadores 1 .....	224
Anexos 39-Exemplo de redutores para agitadores 2 .....	225
Anexos 40-Tabela de materiais para sélos mecânicos .....	226
Anexos 41-Exemplo de redutor para agitador 3 .....	228
Anexos 42-Exemplo de redutor para agitador 4 .....	229
Anexos 43-Exemplo de redutor para agitador 5 .....	230
Anexos 44-Fator de Lewis ( Y ) .....	231
Anexos 45-Cálculo do eixo .....	232
Anexos 46-Pré-cálculo da chaveta, asa do cubo e parafusos do impelidor superior .....	238
Anexos 47-Pré-dimensionamento da abertura no tampo .....	243
Anexos 48-Pré-cálculo das alças de suporte do vaso .....	251
 Bibliografias .....	 260



## 1 - ESTALECIMENTO DA NECESSIDADE

Numa indústria, o departamento de processos requisitou um reator com agitador para polimerização que promova a mistura homogênea do fluido e que permita a transferência de calor entre o fluido e uma superfície de troca de calor.

A análise da validade da existência econômica da necessidade não cabe aqui fazer. Admite-se hipoteticamente que o departamento de processo já tenha analisado o processo e concluiu que o melhor solução para o problema seria utilizar um reator com agitador.

A operação do reator é descrito resumidamente a seguir:

- a) Preparação do pé da reação ( 2 horas )
- carga de : água  
                  emulsificante  
                  solução tampão  
                  catalizador
  - homogeinização
  - vácuo no reator
  - carga no reator de 15% de monômeros já homogeinizados
  - aquecimento do reator com injeção de vapor de água e água quente na camisa (  $T = 135^{\circ}\text{C}$  )
- b) Carga dos monômeros em contínuo ( 6 horas )
- carga no reator, durante 6 horas, dos 85% restantes dos monômeros
  - controle da temperatura do reator por resfriamento com água na camisa para retirar calor gerado na polimerização

- c) Acabamento da polimerização ( 6 horas )
  - ao final da carga de monômeros, carga de solução de catalizador, durante 6 horas
  
- d) Final da polimerização ( 2 horas )
  - degasagem do reator, com queda de pressão e liberação de componentes não polimerizados
  - transferência do produto polimerizado
  
- e) Limpeza do reator ( 4 horas )

## 2 - EXIGENCIAS

O reator com agitador deverá atender aos requisitos abaixo.

### Funcionais:

- O fluido não deverá ser contaminado com qualquer produto
- O material em contato com o fluido deverá ser resistente à corrosão e resistir às condições de operação
- Minimizar ao máximo a contaminação atmosférica com o vapor explosivo do produto
- Não deverá ocorrer faíscas nas proximidades do reator devido aos gases explosivos
- O sistema agitador deverá promover homogeneização do fluido de viscosidade 1000 cp, de massa específica de  $1000 \text{ kg/m}^3$  e com 50% de partículas sólidas relativamente leves
- O reator deverá ter capacidade de  $28 \text{ m}^3$  de produto

### Operacionais:

- O reator deverá durar pelo menos 15 anos
- A possibilidade de falha deverá ser de 1 a cada 6 meses, no máximo
- O elemento que compõe o agitador deverá ser de fácil manutenibilidade

### Construtivos:

- O reator deverá ter no máximo uma altura de 9 m e ocupar uma área circular de no máximo  $12 \text{ m}^2$
- O sistema de acionamento do agitador não deverá produzir ruídos e vibrações excessivas

- O custo e o peso do equipamento deverão ser minimizados ao máximo, desde que os requisitos apresentados anteriormente sejam atendidos

### 3 - SOLUÇÕES

As soluções que analisaremos serão variações de uma mesma concepção padrão mostrado na figura 3.1.

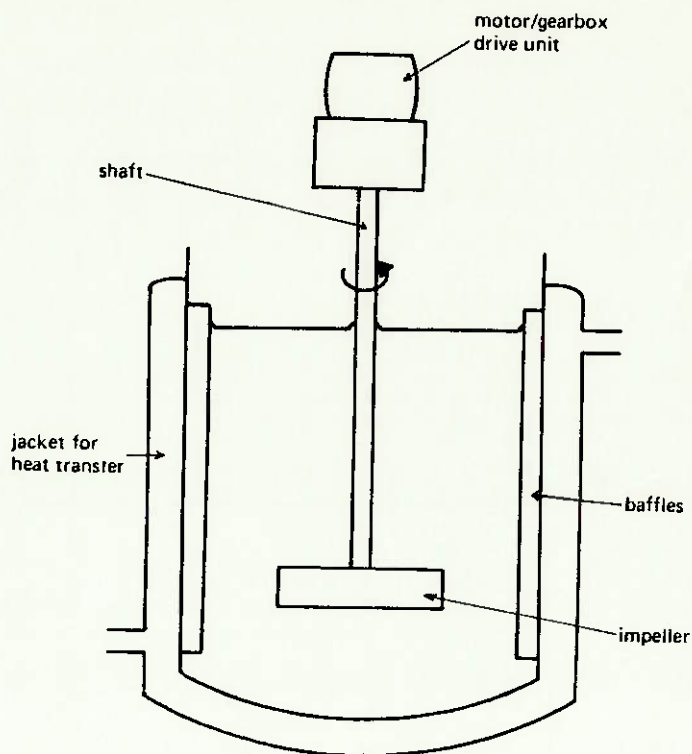


figura 3.1: fonte ( ref.[21] )

Que consiste de um motor que através de uma transmissão aciona o impelidor. O fluido a ser agitado é colocado dentro do reservatório.

Faremos a análise das possíveis soluções para cada elemento do sistema reator.

Observações:

1) Para a escolha das soluções foi realizado implicitamente uma análise do ponto de vista técnico e de sua exeqüibilidade. Assim as soluções listadas são pelo menos exeqüíveis fisicamente.

2) O objetivo desse trabalho é estudar os vários dispositivos já existentes no mercado para a agitação de líquidos. Desse modo, soluções inovadoras não serão apresentados ou desenvolvidos.

#### 4 - OS ELEMENTOS QUE COMPÕE O REATOR

É necessário efetuar o pré-cálculo prévio de alguns subsistemas para permitir uma futura escolha entre as várias soluções propostas. A definição prévia dos elementos permitirá uma análise mais apurada, principalmente quanto à análise econômica, já que as soluções a serem apresentadas são equivalentes no desempenho de suas funções dentro do sistema reator.

#### 4.1 - O RESERVATÓRIO

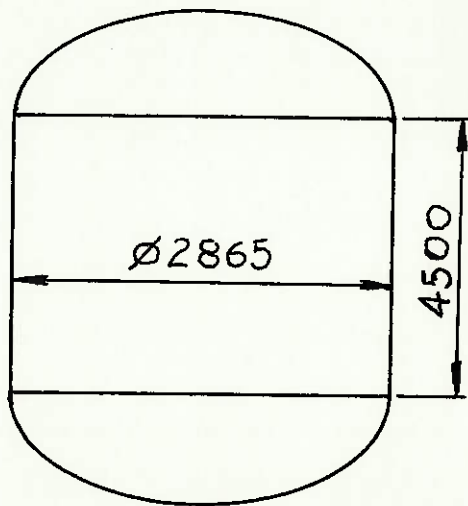
O pré-cálculo do vaso será baseado na norma ASME seção VIII divisão 1.

##### 4.1.1 - DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO VASO

Sendo que:

- Volume nominal do produto por batelada =  $28 \text{ m}^3$
- Dimensão padrão das chapas =  $1,5 \times 3,0 \text{ m}$

Adotaremos as seguintes dimensões:



- vaso de 3 viloras
- 3 chapas por vilora
- capacidade nominal cilíndrica =  $29,010 \text{ m}^3$

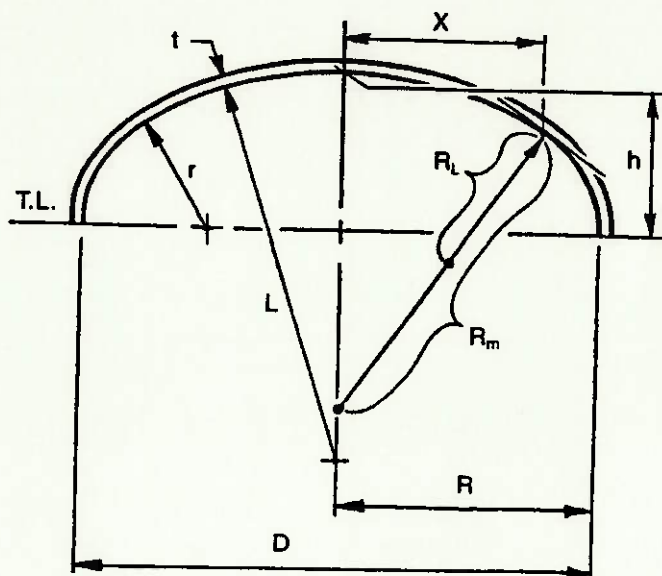
Observação:

1) O diâmetro do tanque representado o diâmetro do costado cilíndrico tomado na linha de centro da chapa.

Essa geometria possibilita a utilização do menor número de chapas para a dada capacidade nominal.

Como a pressão de projeto é de  $15 \text{ kgf/cm}^2$  podemos adotar tampos inferiores e superiores torisféricos, que são recomendados para pressão entre 1 a  $15 \text{ kgf/cm}^2$  ( ref. [1] ).

Assim escolhemos tampos torisféricos 2:1.



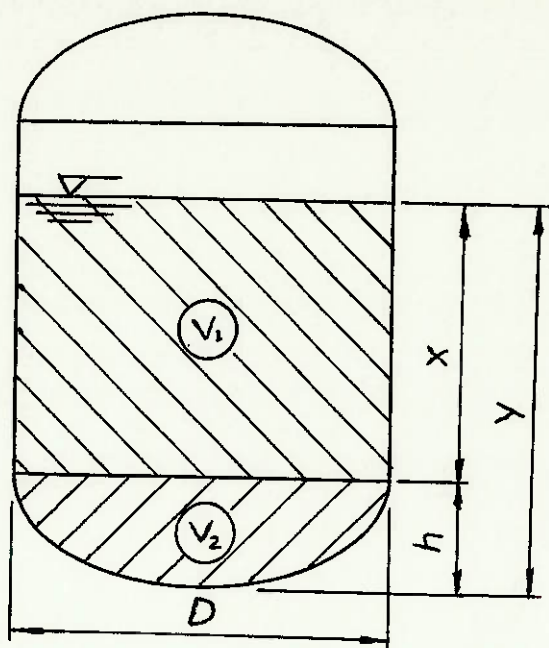
onde

- $t$  = espessura
- $r$  = raio interno de concordância
- $L$  = raio interno da calota esférica
- $h$  = altura interna do tampo
- $D$  = diâmetro interno do tampo

com

- $h = 0,25 \times D$
- $L = 0,9045 \times D$
- $r = 0,1727 \times D$

#### 4.1.2 - DETERMINAÇÃO DO NÍVEL APROXIMADO DO FLUIDO DENTRO DO VASO



Sendo o volume do líquido na parte cilíndrica do vaso  $V_1$  e o volume do líquido no tampo inferior  $V_2$  dados por:

$$V_1 = \frac{\pi \times D^2 \times X}{4 \times 10^9}$$

e

$$V_2 = \frac{2,1521}{10^6} \times \left( \frac{D}{25,4} \right)^3$$

onde  $D$  e  $X$  são dados em mm.

O nível do líquido é determinado pela soma dos volumes  $V_1$  e  $V_2$  que deve ser igual a  $28 \text{ m}^3$ . Assim:

$$V_1 + V_2 = 28 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\pi \times D^2 \times X}{4 \times 10^9} + \frac{2,1521}{10^6} \times \left\{ \frac{D}{25,4} \right\}^3 = 28 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\pi \times 2865^2 \times X}{4 \times 10^9} + \frac{2,1521}{10^6} \times \left\{ \frac{2865}{25,4} \right\}^3 = 28 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow X = 3864 \text{ mm}$$

$$h = 0,25 \times D = 0,25 \times 2865 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow h = 716 \text{ mm}$$

$$Y = X + h = 3864 + 716 \quad \rightarrow$$

$$Y = 4580 \text{ mm}$$

#### 4.1.3 - ESCOLHA DO MATERIAL

Sabe-se por experiência que o fluido a ser agitado dentro do vaso, nas condições de operação, provoca a corrosão dos aços mais comumente utilizados ( A-283 grC, A-285 grA, B e C, A-516 gr70, etc ). Como o processo requer a não contaminação do produto por óxidos, devemos utilizar um material resistente a ação de corrosão do fluido.

Assim por recomendação de processo adotamos o aço inox 316L. No entanto pelo alto preço desse material, dimensionaremos o vaso para chapas cladeadas com este aço inox e chapas não cladeadas.

Será utilizado como material base para a chapa cladeada o aço A-285 grC ( ref.[11] ).

Pela especificação SA- 263 da norma ASTM seção 01, volume 04 ( ref.[11] ) a chapa cladeada é temperada ou normalizada, ou ambas. E deverá preencher os requisitos listados na SA-263.

O aço carbono A-28 grC deverá preencher os requisitos listados na especificação A20/A20M ( ref.[11] ).

O aço 316L é um aço inox austenítico que possui uma resistência melhor à corrosão química e por isso é recomendado para equipamentos da indústria química, da indústria de papel, etc. Apresenta resistência ao calor satisfatoriamente até temperaturas de 900°C em meio oxidante e até 700°C em meio redutor de natureza sulfurosa, mantendo razoável resistência mecânica a altas temperaturas e soldam mais facilmente que os aços ferríticos com o mesmo teor de cromo.

Sua composição química em % é basicamente:

Carbono - 0,03  
Manganês - 2,00 máx.  
Fósforo - 0,045  
Enxofre - 0,030  
Silício - 1,00 máx.  
Cromo - 16,00 a 18,00  
Níquel - 10,00 a 14,00  
Molibidênio - 2,00 a 3,00  
Nitrogênio - 0,10 máx.

O cromo nesses aços é o elemento mais importante como protetor à corrosão. O aumento da quantidade de cromo melhora a passividade do aço.

O níquel segue o cromo em importância. Quantidades superiores a 6% ou 7% melhoram a resistência à corrosão dos aços inoxidáveis em soluções neutras de cloreto e em ácidos de baixa capacidade de oxidação e também confere propriedades mecânicas superiores a altas temperaturas.

O carbono quando se encontra no estado dissolvido diminui ligeiramente a corrosão dos aços inoxidáveis, no entanto a

resistência à corrosão é sensivelmente prejudicada quando na forma de carbonetos livres e uniformemente distribuídos. Assim a baixa quantidade de carbono nesses aços é recomendado.

O molibidênio geralmente aumenta a passividade e a resistência à corrosão nos ácidos sulfúricos e sulfurosos a altas temperaturas e pressões e em soluções neutras de cloreto, particularmente na água do mar. Além disso aumenta a resistência à fluência do aço.

O silício melhora a resistência à oxidação a temperaturas elevadas.

O manganês só é levado em consideração como produzindo efeitos acentuados quando usado para substituir o níquel.

O nitrogênio em aços cromo-níquel melhora a estabilidade da austenita, em relação a temperatura de trabalho a frio, resultando numa economia de níquel.

O aço SA-285 grC é definido pelo Chiaverini ( ref. [12] ) como um aço utilizável a altas temperaturas. É utilizado para a produção de chapas.

Sua composição química ( % ) é:

Carbono - 0,28 máx.

Manganês - 0,90 máx.

Fósforo - 0,035 máx.

Enxofre - 0,040 máx.

O fósforo e o enxofre são mantidos em teores respectivamente inferiores a 0,04% e 0,05%.

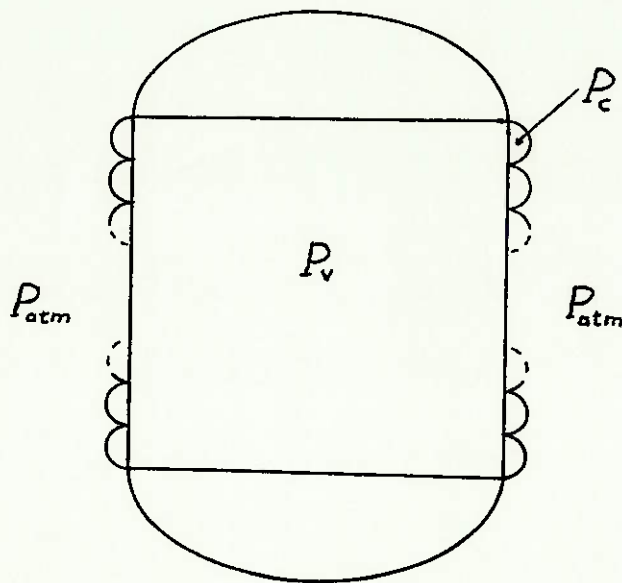
O fósforo em aços de alto carbono pode provocar a fragilidade a frio quando o seu teor ultrapassa certos limites. A fragilidade a frio consiste na dissolução do elemento na ferrita, endurecendo-a e aumentando o tamanho de grãos do material, e como resultado temos a baixa resistência ao choque e baixa tenacidade. Nos aços de baixo carbono apresentam aspectos favoráveis como o aumento da resistência à tração, dureza dos aços e resistência à corrosão.

O enxofre é usualmente considerado nocivo, pois pode

acarretar a fragilidade a quente dos aços. A fragilidade a quente é a formação excessiva de FeS que a altas temperaturas funde-se, e o aço rompe com grande facilidade. O manganês é utilizado neste caso como dessulfurante, pois o enxofre tendo maior afinidade com o manganês do que o ferro, forma-se de preferência o MnS, que possui um ponto de fusão maior ( 1600°C ).

O manganês, além de atuar como dessulfurante, aumenta de modo geral a dureza a resistência do aço.

#### 4.1.4 - PRÉ-CÁLCULO DO VASO



Com as etapas do processo em mãos verificaremos quais as condições mais críticas durante o ciclo de operação do reator. Assim apresentaremos os possíveis casos.

Observando que as pressões relativas.

- Caso 1:  $P_v = \text{v\u00e1cuo total}$   
 $P_c = 0$
- Caso 2:  $P_v = \text{v\u00e1cuo total}$   
 $P_c = 4,5 \text{ kgf/cm}^2$
- Caso 3:  $P_v = 12,50 \text{ kgf/cm}^2$   
 $P_c = 4,5 \text{ kgf/cm}^2$
- Caso 4:  $P_v = 12,50 \text{ kgf/cm}^2$   
 $P_c = 0$

O caso 4 corresponde a uma falha por despressuriza\u00e7\u00e3o da camisa, durante a opera\u00e7\u00e3o.

Assim dimensionaremos para as condi\u00e7\u00f5es mais cr\u00edticas que s\u00e3o:

Para os tampos: casos 2 e 4

Para o costado: casos 2, 3 e 4

As condi\u00e7\u00f5es de projeto do vaso do reator s\u00e3o:

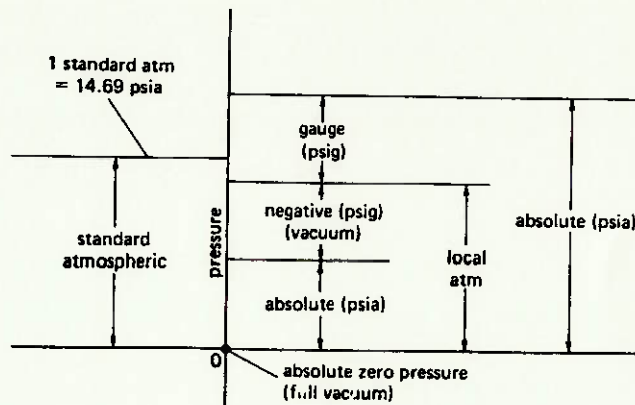
- Vaso ASME
- Tampos torisf\u00e9ricos
- Temperatura de projeto =  $150^\circ\text{C}$
- Corros\u00e3o:
 

tampo	interna = 0
	externa = 0
costado	interna = 0
	externa =
	2,5 para A-316L
	3,0 para A-285 grC
- Solda de topo E = 1,0 ( radiografia total das soldas ) ( ver anexo 2 )

Observação:

Para o pré-cálculo da espessura do costado do vaso não consideraremos o efeito de reforço da camisa de aquecimento/resfriamento.

A pressão de projeto utilizado para determinar a espessura mínima requerida de cada componente do vaso, é denotado pela diferença entre a pressão interna e externa. Sendo assim esta pressão pode ser positiva ou negativa ( ver figura a seguir ).



A pressão de projeto inclui uma margem conveniente de segurança acima da pressão de operação ( 10 a 20 % da pressão de operação ou 10 psi, o que for maior ) mais a pressão devido ao nível de líquido de operação. A pressão mínima de projeto para um vaso sob condição de não vácuo de acordo com a norma é 15 psi ( ref.[28] ). Vasos submetidos à pressão negativa e com pressão atmosférica atuando externamente, são projetados para o vácuo total.

Pela definição da norma, a espessura requerida é a mínima espessura da parede do vaso quando calculado pelas fórmulas de norma, não incluindo a corrosão admissível. A espessura de projeto é a mínima espessura requerida mais a corrosão admissível. A espessura nominal é a espessura de projeto arredondado para uma espessura comercialmente disponível para o material usado na construção do vaso.

A temperatura é uma condição de projeto importante, pois a sua variação ou um certo gradiente de temperatura poderão causar tensões de origem térmica. Além disso, ela é importante para a seleção do material de construção. Diminuição da resistência do metal com o aumento da temperatura, aumento da fragilidade com a diminuição da temperatura, e a variação das dimensões com a mudança de temperatura são alguns dos fenômenos que devem ser levados em conta durante o projeto.

A temperatura de projeto requerida pela norma não é menor que a temperatura média esperada do metal da parede do vaso sob condições de operação e é calculado pelas fórmulas de transferência de calor e, se possível, suplementada por medições reais. Para a maioria dos vasos standard a temperatura de projeto é a máxima temperatura de operação do fluido mais  $50^{\circ}\text{F}$  ( $10^{\circ}\text{C}$ ) como margem de segurança, ou a mínima temperatura de operação do fluido, se o vaso é projetado para serviços a baixas temperaturas (abaixo de  $-29^{\circ}\text{C}$ ).

Quando os cálculos de projeto são baseados na espessura do metal base de uma chapa cladeada ou revestida, a máxima temperatura de serviço do metal do vaso deve ser o permitido para o material da chapa base.

A temperatura de projeto de vasos internos é a máxima temperatura do líquido de operação.

Pelos cálculos efetuados, e que se apresentam no anexo 1, chegamos aos resultados da seção seguinte.

#### 4.1.5 - RESULTADOS PARCIAIS ( vaso )

##### 1 - Adotando chapa cladeada

Costado:  $t > 29,0 + 3,0 \text{ mm}$

Tampo torisférico:  $t > 26,2 + 3,0 \text{ mm}$

##### 2 - Adotando chapa de aço inox

Costado:  $t > 31,0 \text{ mm}$

Tampo torisférico:  $t > 23,1 \text{ mm}$

## 4.2 - OS IMPELIDORES

### 4.2.1 - CÁLCULO DA POTÊNCIA CONSUMIDA PELO IMPELIDOR

Antes de mais nada assumiremos que o produto a ser processado no reator, tenha comportamento de fluido newtoniano de média viscosidade durante todo o ciclo de operação.

Um fluido é denominado newtoniano quando a tensão de cisalhamento ( $\tau$ ) é diretamente proporcional à taxa de deformação ( $du/dy = \dot{\gamma}$ ) ( ref.[22] ), ou em termos matemáticos temos ( ver figura 4.1 ).

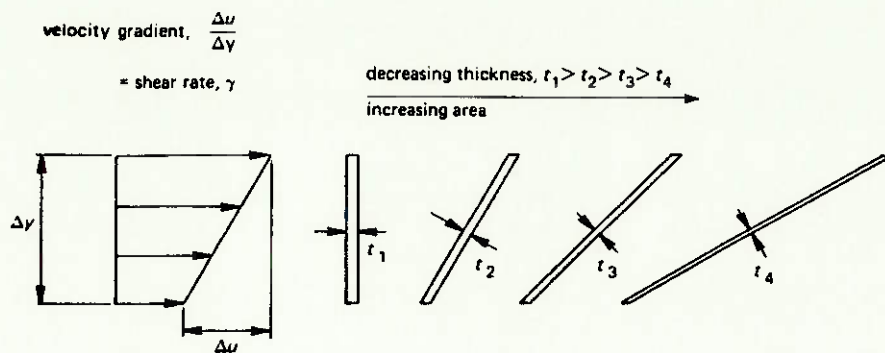


figura 4.1: fonte ( ref.[21] )

$$\tau = \mu \times \frac{du}{dy}$$

onde  $\mu$  = viscosidade dinâmica ou absoluta

Como exemplos de fluidos que têm comportamento muito

próximo ao newtoniano sob condições normais, temos a água, o ar e a gasolina.

O restante dos fluidos que não se comportam como descrito acima são chamados não-newtoniano, e estes podem ser subdivididos em três categorias principais: plásticos, pseudoplásticos e dilatantes. A figura 4.2 indica o comportamento de cada um desses fluidos.

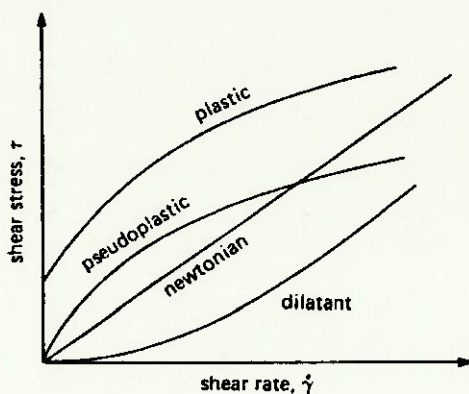


figura 4.2: fonte ( ref.[21] )

Os fluidos plásticos são caracterizados pela tensão de escoamento. Este é encontrado particularmente em dispersões estáveis onde uma tensão mínima é requerida para a quebra da estrutura antes que ocorra qualquer movimento. Neste caso, a região de agitação ótima, que têm sido chamado de caverna, localiza-se próximo ao impelidor, podendo ser acompanhada por uma fluido totalmente estagnado em qualquer outra região ( ver a figura 4.3 ).

Os fluidos pseudoplásticos compreende grande gama de materiais da indústria de alimentos, biológicos e de polímeros. Neste tipo de fluido a viscosidade diminui com o aumento da taxa de deformação. Assim, em agitadores de alta rotação, a viscosidade tende a ser menor perto do impelidor embora ele seja alto em outras regiões. Neste caso, uma boa mistura pode ocorrer na região do impelidor e enquanto que no restante do vaso temos regiões

próximas da estagnação.

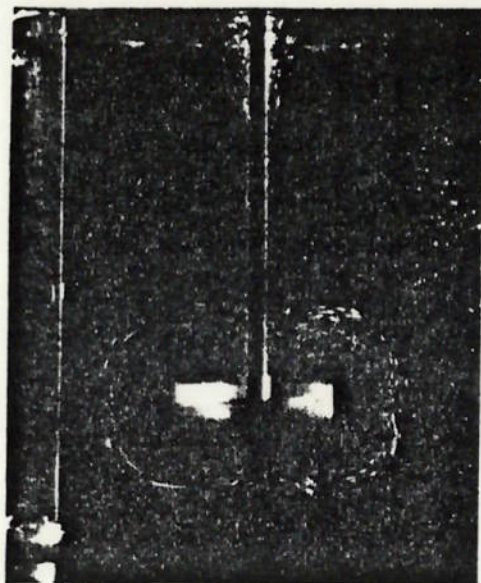


figura 4.3: fonte ( ref.[21] )

Os fluidos dilatantes não são muito comuns e são representados por algumas suspensões concentradas, por exemplo argila. Pequena quantidade de trabalhos tem sido feitos sobre a mistura de tais fluidos, sabe-se apenas que regiões próximas ao impelidor a viscosidade aparente aumenta comparada a outras regiões do vaso.

Desse modo a seleção do impelidor e o cálculo da potência consumida pelo mesmo, estará baseado no comportamento de fluido newtoniano das soluções a serem processadas no vaso.

#### 4.2.2 - SELEÇÃO DO TIPO DE IMPELIDOR

Pelo critério da viscosidade, de acordo com a tabela de seleção de misturadores, fornecida pela SEMCO ( ref.[3] ) ( ver

anexo 8 ) selecionamos os seguintes tipos para um processo descontínuo e fluido de viscosidade de 1000 cp:

- Palheta ( ver a figura 4.4 )

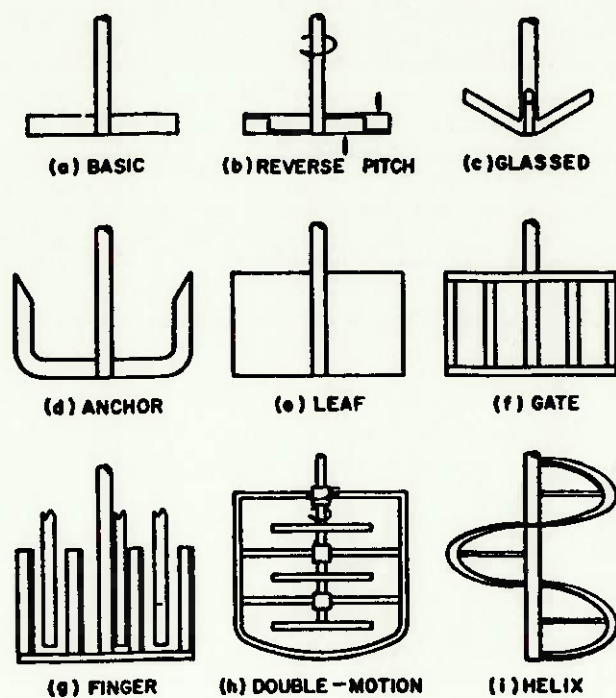


figura 4.4: fonte ( ref.[5] )

- Hélice ( ver a figura 4.5 )

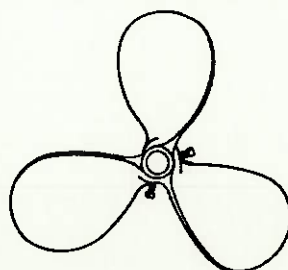


figura 4.5: fonte ( ref.[8] )

-- Turbina ( ver a figura 4.6 )

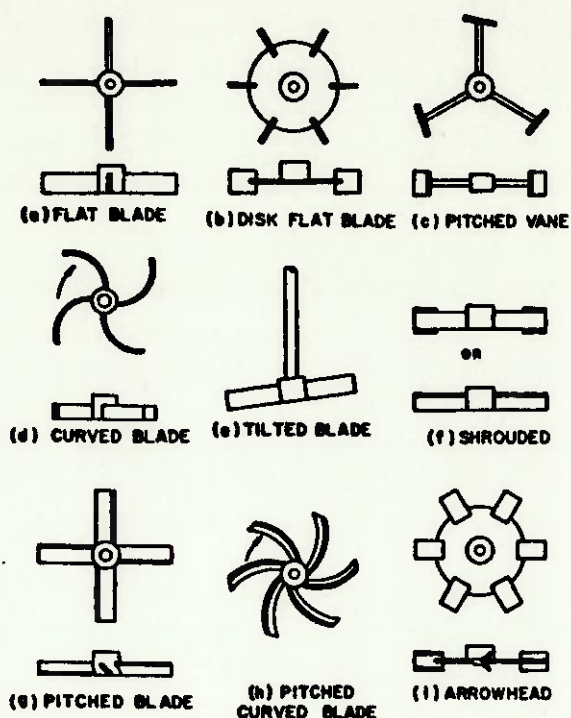


figura 4.6: fonte ( ref. [5] )

Os misturadores tipo hélice com entrada pelo topo ( ref. [8] ) ( ver as figuras 4.7 e 4.8 ), são freqüentemente usadas para a agitação de tanques de volume inferior a  $3,8 \text{ m}^3$ . Já para a mistura de fluidos de baixa viscosidade ( menor que  $100 \text{ cp}$  ) ou para manter em suspensão sedimentos de baixa velocidade de deposição, em tanques de grande capacidade, até  $3800 \text{ m}^3$ , as hélices são usualmente montados lateralmente.

No entanto para os nossos propósitos, esse tipo de configuração constitui um problema, devido a presença da camisa de aquecimento/resfriamento na parte externa do vaso, além de ocupar uma área projetada horizontal maior. Recorrendo à tabela 6.1 do livro "Mixing in the Chemical Industry" ( ref. [4] ), verificaremos que o misturadores tipo palheta e hélice são recomendados para agitação de misturas com concentração de sólidos

em suspensão inferior a 50 %. A tabela está apresentada no anexo 9.

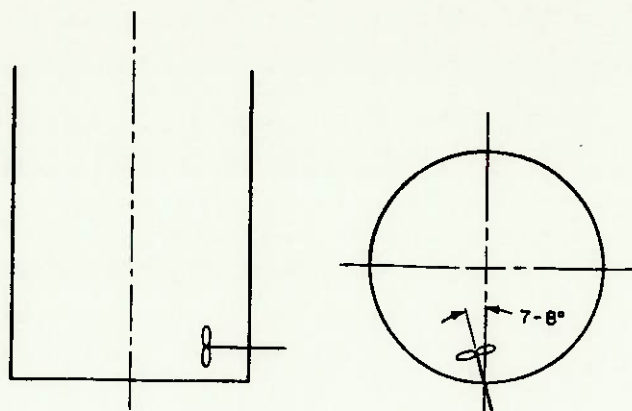


figura 4.7: fonte ( ref.[8] )

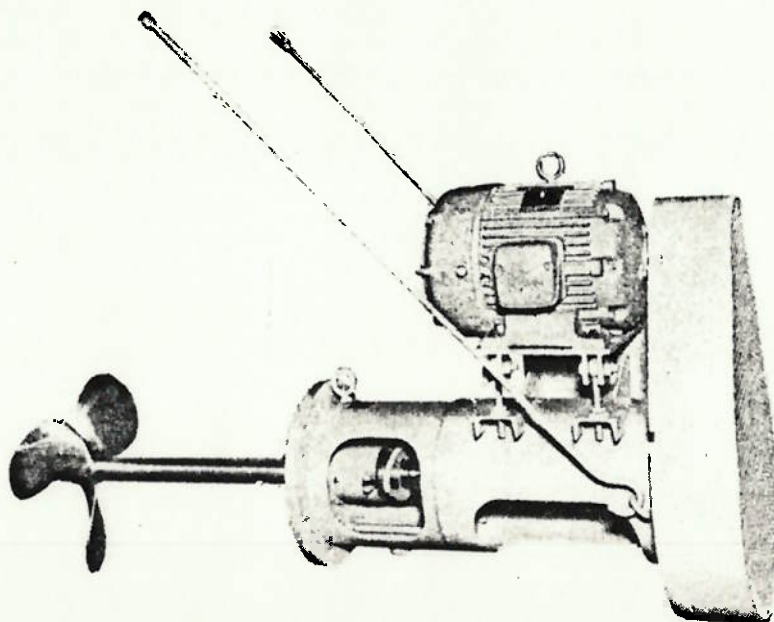


figura 4.8: fonte ( ref.[4] )

Dessa forma adotaremos o misturador tipo turbina.

Pelo manual de engenharia química ( ref.[8] ), os misturadores tipo turbina montado coaxialmente no vaso ( ver a figura 4.9 ) são uma escolha inicial para os vasos com volume de 3,8 a 100 m<sup>3</sup>. A potência pode ir de 1 até 1000 HP e a velocidade típica do impelidor fica entre 50 e 150 rpm, mas dependendo das condições, pode ir de 15 a 400 rpm. Para se obter uma agitação vigorosa e uma grande circulação do fundo para a superfície da mistura, empregam-se chicanas.

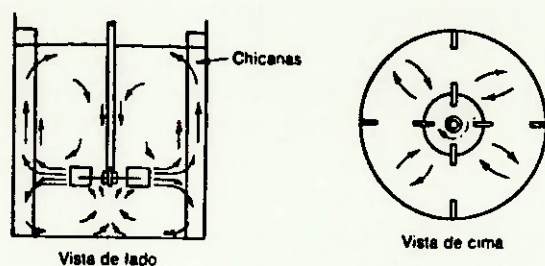


figura 4.9: fonte ( ref.[8] )

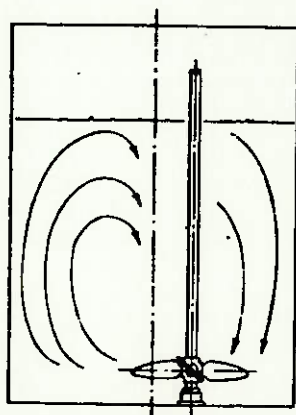


figura 4.10: fonte ( ref.[8] )

Nos tanques sem chicanas, para se obter um aumento na

velocidade de circulação vertical, pode-se efetuar a montagem excêntrica do eixo. No entanto este posicionamento é crítico, pois pode provocar maior turbilhonamento, ou vórtices aleatórios, resultando em forças não balanceadas que poderiam criar tensões perigosamente altas no eixo. Esse tipo de montagem é usualmente empregada em unidades propulsoras de até 3 HP. Ver as figuras 4.10 e 4.11.

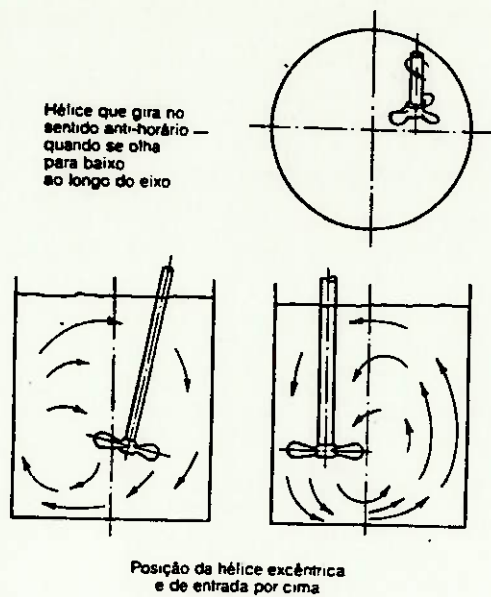


figura 4.11: fonte ( ref.[8] )

É importante observar que a seleção poderia ser realizada envolvendo outros critérios, tais como:

- Exigência de processo
- Propriedade do escoamento dos fluidos do processo
- Custos do equipamento
- Materiais de construção necessários

Uma boa escolha deve ser o equipamento de mais baixo custo total e que atenda a todas ou a maioria das exigências do processo.

Não existem guias específicos adequados para a seleção de equipamentos de mistura, pois as faixas de aplicação dos vários tipos de equipamentos se sobrepõem. Assim, de acordo com os critérios adotados e a experiência do projetista, a solução poderá ser diferente.

Como existem sólidos em suspensão na mistura e ocorre transferência de calor através de camisas soldadas ao vaso, a mistura deverá sofrer um fluxo vertical e levemente circunferencial combinados para permitir homogeneização e suficiente troca de calor na mistura. Assim utilizaremos chicanas ( ref.[8] ).

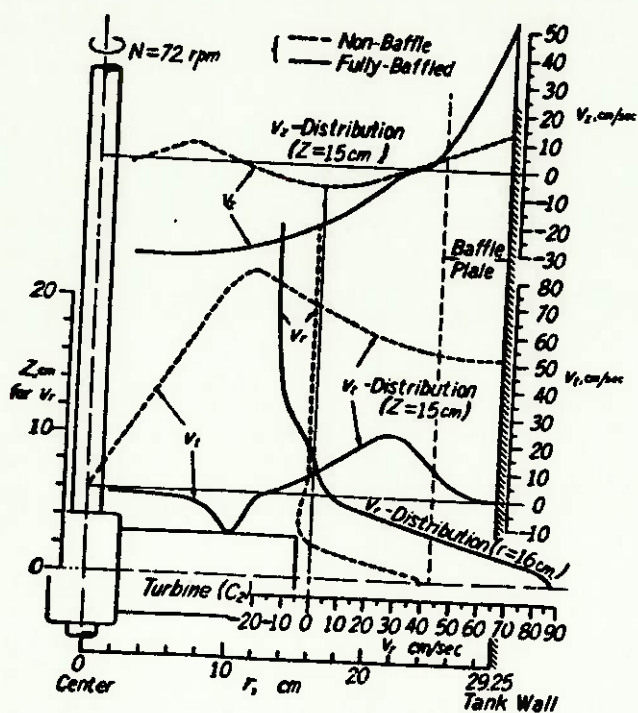


figura 4.12: fonte ( ref.[5] )

Podemos visualizar pela figura 4.12 o aumento do fluxo vertical com a adoção de chicanas.

$$N_t = K \times \frac{\text{Nível de líquido máximo}}{\text{diâmetro do vaso}}$$

onde  $K$  = gravidade específica e seu valor varia de 1,0 a 1,5.

Normalmente é recomendado o valor unitário ( ref.[6] ).

Para o nosso caso:

$$N_t = 1,0 \times \frac{4580}{2865} = 1,60$$

Portanto necessitaremos de 2 turbinas.

Como necessitamos de um fluxo vertical e ao mesmo tempo cicunferencial, adotaremos uma turbina retangular com pás inclinadas na parte inferior do vaso e outra turbina retangular reta ( sem inclinação das pás ) na parte superior.

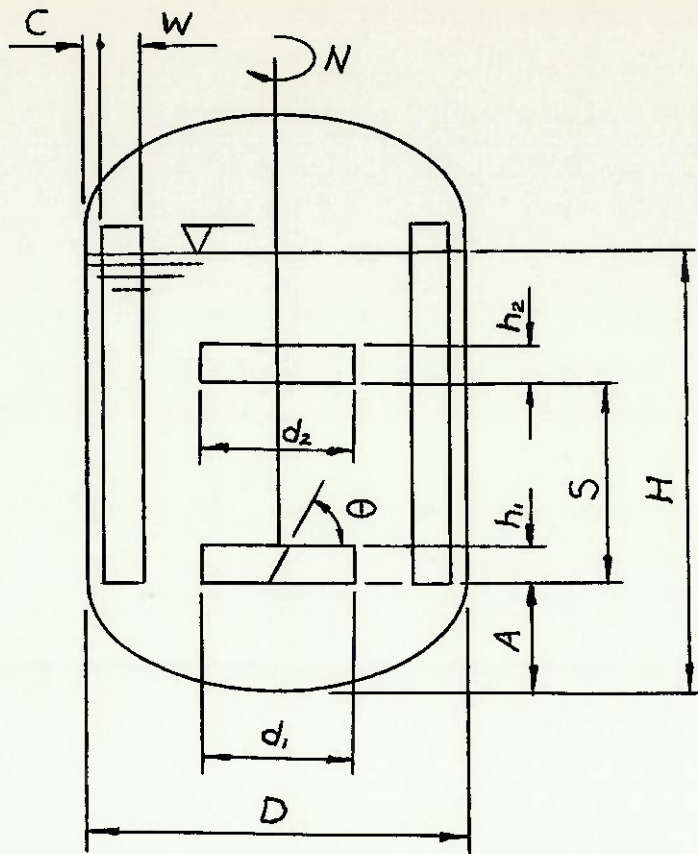
#### 4.2.4 - DEFINIÇÃO DAS MEDIDAS GEOMÉTRICAS DO AGITADOR

$$d_1 = d_2$$

$$\frac{d_1}{D} = \frac{d_2}{D} = \frac{3}{7}$$

$$\frac{A}{D} = \frac{1}{3}$$

$$h_1 = h_2$$



$$\frac{h_1}{d_1} = \frac{h_2}{d_2} = \frac{1}{5}$$

$$\frac{S}{d_1} = 1,555...$$

$$\frac{W}{D} = \frac{1}{12}$$

$$\frac{C}{D} = \frac{1}{24}$$

$$\theta = 60^\circ$$

Número de pás por turbina = 6

Número de chicanas = 4

Na adoção das dimensões acima não seguimos nenhum critério específico. São proporções standard recomendados pelo manual de engenharia química ( ref.[8] ) e pela DIN-28131 ( ver anexo 10 ).

Outras proporções poderão ser adotadas baseado em experiências anteriores, o que não é o nosso caso.

#### 4.2.5 - GRAU DE AGITAÇÃO

O processo exige agitação moderada ( ref.[6] ) e é recomendado uma velocidade periférica de 3,302 a 4,064 m/s ( ref.[7] ).

Logo:

$$\frac{\pi \times d \times N}{60} = ( 3,302 \text{ a } 4,064 ) 10^3 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\pi \times ( 3/7 ) \times 2850 \times N}{60} = ( 3302 \text{ a } 4064 ) \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow N = ( 51 \text{ a } 64 ) \text{ rpm}$$

Adotaremos a rotação  $N = 64 \text{ rpm}$

#### 4.2.6 - TEMPO DE MISTURA

O tempo de mistura é o tempo medido desde o instante da adição de um material no líquido um vaso até o instante em que a mistura adquira um grau de uniformidade especificada, quando então o sistema é dito estar misturada ( ref. [21] ).

A determinação desse tempo é feito pela adição de um certo volume de material indicador, este deve ter a mesma viscosidade e densidade do líquido principal com o qual será misturado. Por meio de um detetor adequado a concentração do indicador é medido como função do tempo. Se o volume do indicador adicionado é conhecido, o cálculo da concentração de equilíbrio,  $C_{\infty}$ , é muito simples. Assim mede-se o tempo entre a adição do indicador e a situação de equilíbrio da concentração mostrado na figura 4.13.

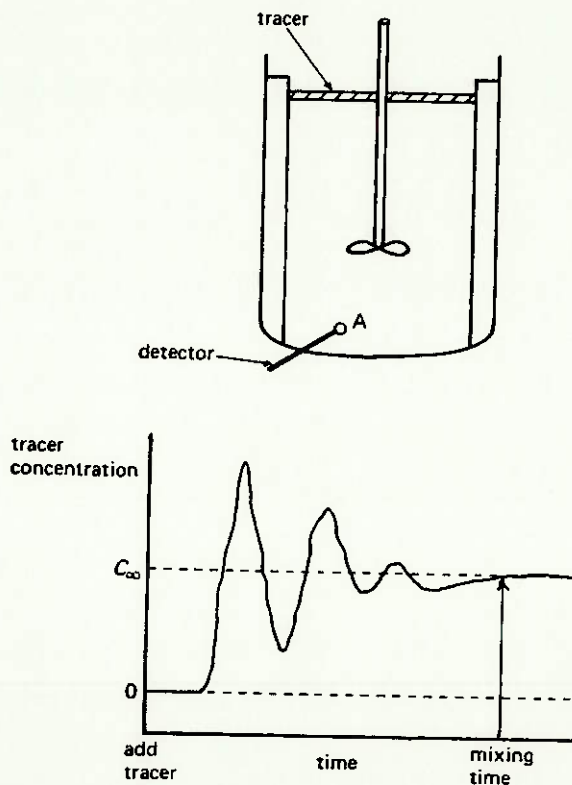


figura 4.13: fonte ( ref. [21] )

Todavia o tempo de mistura depende de como o indicador é adicionado e o ponto onde é feita a medição. Isto é minimizado com a medição em vários pontos do vaso.

Existem várias técnicas para a medição do tempo de mistura, por exemplo:

- Reação do indicador ácido/base
- Variação da condutividade elétrica
- Variação da temperatura
- Variação do índice de refração
- Técnica de absorção de luz

Em cada caso é necessário especificar a maneira de adição do indicador, a posição e número de pontos monitorados, o volume da amostra do sistema de detecção, e o critério adotado para o ponto de interrupção do experimento.

De qualquer modo interessa-nos que esse tempo de mistura não seja muito longo em comparação com o tempo de operação do reator.

#### 4.2.7 - CÁLCULO DA POTENCIA CONSUMIDA ( $P_i$ ) POR CADA IMPELIDOR

Considerando o vaso da figura 4.14 onde u líquido newtoniano de densidade  $\rho$ , e viscosidade  $\mu$ , é agitado por um impelidor de diâmetro D, girando a uma rotação N. Adotaremos um vaso de diâmetro T, a largura do impelidor W, e a altura do líquido H.

A potência requerida do impelidor  $P_i$ , sob estas condições dependerá das variáveis independentes como a seguir:

$$P = f ( \rho, \mu, N, g, D, T, W, H, \text{ outras dimensões } )$$

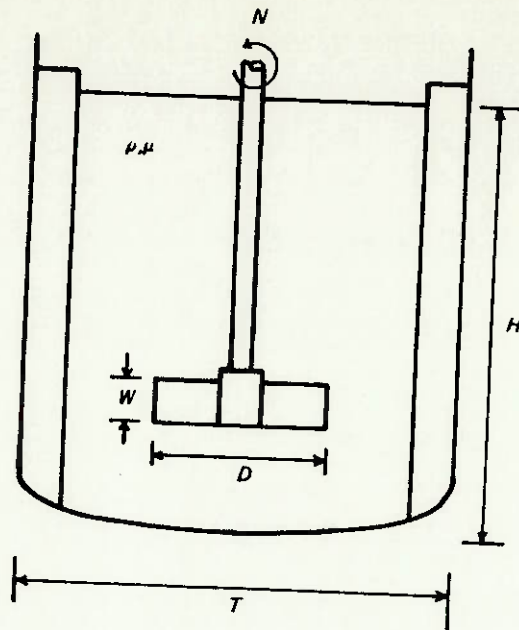


figura 4.14: fonte ( ref. [21] )

Não é possível obter a relação funcional da equação anterior pela análise do fluxo do fluido dentro do vaso devido a geometria complexa do vaso, impelidor, e qualquer outro complemento, por exemplo serpentinas de aquecimento/resfriamento. No entanto, usando a análise dimensional o número de variáveis que descrevem o problema pode ser diminuído e a equação resulta:

$$\frac{P}{\rho \times N^3 \times D^5} = f \left( \frac{\rho \times N \times D^2}{\mu}, \frac{N^2 \times D}{g}, \frac{T}{D}, \frac{W}{D}, \frac{H}{D}, \text{etc} \right)$$

onde

$$\frac{P}{\rho \times N^3 \times D^5} = P_o = \text{Número de potência}$$

$$\frac{\rho \times N \times D^2}{\mu} = Re = \text{Número de Reynolds}$$

$$\frac{N^2 \times D}{g} = Fr = \text{Número de Froude}$$

Admitindo a situação onde o número de Reynolds é alto, mas utiliza-se chicanas ou impelidor deslocado do centro do vaso, ou ocorre grandes vórtices, mas o número de Reynolds é inferior a 300, podemos desprezar o efeito do número de Froude e desse modo:

$$Po = f ( Re, \text{razões geométricas} )$$

Se considerarmos sistemas geometricamente similares, temos:

$$Po = f ( Re )$$

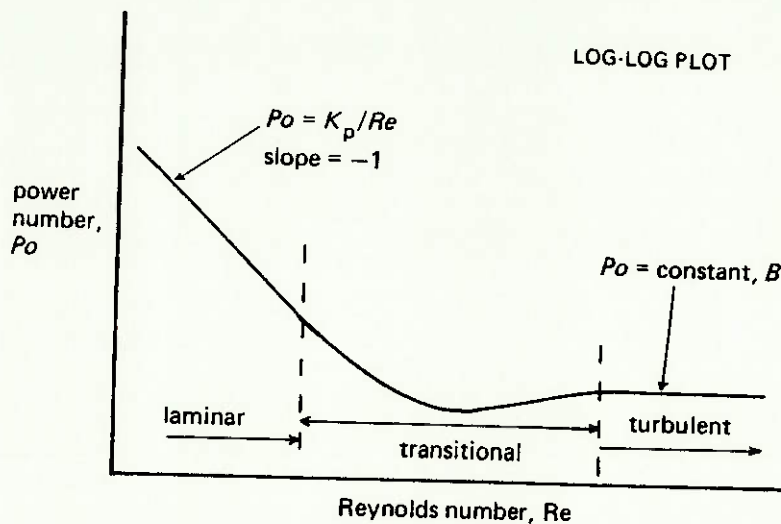


figura 4.15: fonte ( ref. [21] )

Para uma dada geometria mede-se a potência requerida para várias rotações do impelidor em fluidos de diferentes densidades e viscosidades. Plota-se uma curva  $Po \times Re$ , usualmente

em papel di-log, e obtém-se uma curva típica como a da figura 4.15.

Pode-se distinguir três regiões: a laminar, a de transição e a turbulenta.

Na região laminar a mistura é lenta e inicialmente é obtida pela distribuição de velocidades dentro do vaso, pois a dispersão turbulenta não existe e a difusão molecular no líquido é muito lenta. Finalmente a distribuição de velocidades criará uma larga área de interface entre os componentes que estão sendo misturados e apenas então a difusão molecular terá significância.

Na região turbulenta a mistura é rápida devido ao fluxo turbilhonar.

Na região de transição é difícil de se encontrar uma representação matemática da curva.

Curvas de potência para diferentes geometrias de impelidores podem ser encontrados, como por exemplo os do anexo 12 e 13 que mostram respectivamente um diagrama e a tabela com os valores correspondentes a esse diagrama. Mas é necessário lembrar que os diagramas permitem o cálculo da potência somente para os misturadores que são similares aos apresentados nestes diagramas e sob as mesmas condições operacionais.

Pode-se também calcular a potência por outros métodos como as correlações desenvolvidas por Nagata ( ref. [9] ), que nada mais são do que a representação matemática das curvas do diagrama. Todavia estas correlações perdem sua precisão para palhetas com largura igual ao comprimento.

A correlação é mostrada abaixo:

$$N_p = \frac{P_o}{\rho \times N^3 \times d^5} = \frac{A}{Re} + B \times \left[ \frac{10^3 + 1,2 \times Re^{0,66}}{10^3 + 3,2 \times Re^{0,66}} \right]^p \times X^q \times (\sin\theta)^{1,2}$$

Onde A, B, p, X e q dependem das proporções geométricas do vaso e do impelidor.

Assim qualquer que seja o método, ele sempre possuirá

limitações que impedirão a sua utilização generalizada.

No nosso caso específico usaremos a fórmula apresentada na apostila da SEMCO de cálculo de impelidores ( ref.[3] ).

$$Pot = 5,44 \times \rho \times \left[ \frac{N}{60} \right]^3 \times d^5 \times f_n \times f_a \times f_h \times U$$

Observação:

Esta fórmula é válida apenas para os vasos que possuem chicanas e quando  $Re \geq 1000$  ( regime turbulento ).

$$Re = \frac{\rho \times N \times d^2 \times 10^6}{\mu \times 60}$$

$$f_n = \begin{cases} \left[ \frac{n}{6} \right] & \text{se } n < 6 \\ \left[ \frac{n}{6} \right] & \text{se } n \geq 6 \end{cases}$$

$$f_a = (\text{sen } \theta)^2$$

$$f_h = \begin{cases} \left[ \frac{h}{0,2 \times d} \right]^a & \text{no caso de pás retangulares} \\ \left[ \frac{(E + 1) \times h_0}{0,4 \times D} \right]^a & \text{no caso de pás trapezoidais} \end{cases}$$

$$a = \begin{cases} 1,25 & \text{para } n < 6 \\ 1,09 & \text{para } n \geq 6 \end{cases}$$

$$E = \frac{\bar{h}}{h_0}$$

$$U = \begin{cases} 1 & \text{p/ pás retangulares} \\ \left[ 1 + \left( \frac{E - 1}{G - 1} \right) \times \left( \frac{4 \times G}{5} - 1 \right) \right] & \text{p/ pás trapezoidais} \end{cases}$$

$$G = \frac{d}{d_0}$$

onde

Pot = Potência líquida requerida para movimentar o impelidor ( cv )

$\rho$  = Densidade ( g/cm<sup>3</sup> )

N = Rotação ( rpm )

d = Diâmetro ( m )

Re = Número de Reynolds

$\mu$  = Viscosidade dinâmica ( cp )

n = Números de pás

$\theta$  = Ângulo das pá com a horizontal ( graus )

h = Largura das pás retangulares ( m )

h<sub>0</sub> = Largura na base das pás trapezoidais ( m )

$\bar{h}$  = Largura na periferia das pás trapezoidais ( m )

d<sub>0</sub> = Diâmetro do cubo do eixo do impelidor ( m )

Observação:

A notação utilizada se refere à figura do anexo 11.

Calculando para cada impelidor a potência P<sub>i</sub>, obtemos ( o cálculo é mostrado no anexo 14 ):

Impelidor superior:

$P_2 = 17,95$  cv ou

$P_2 = 17,70$  HP

Impelidor inferior:

$P_1 = 13,46$  cv ou

$P_1 = 13,28$  HP

#### 4.2.8 - POTÊNCIA CONSUMIDA PELOS DOIS IMPELIDORES

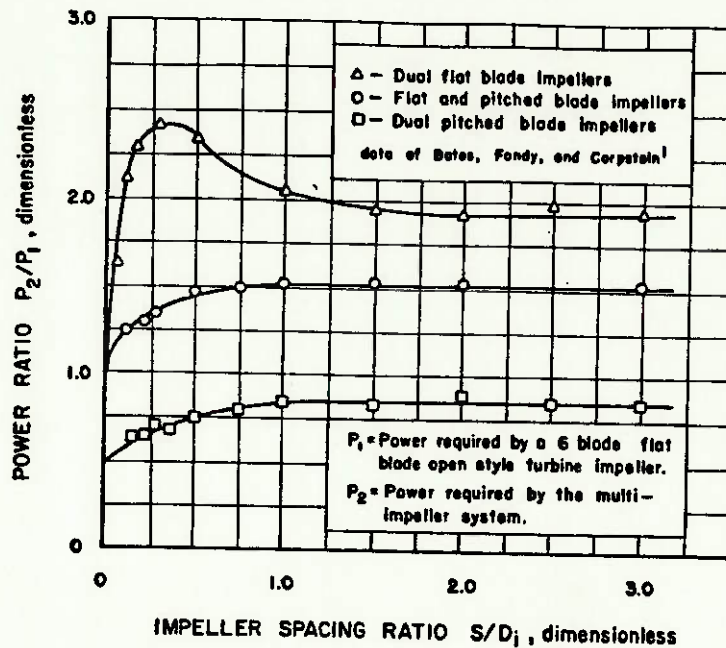


figura 4.16: fonte ( ref.[16] )

Pela figura 4.16 da referência [7], observamos que a potência total consumida pela combinação de turbinas retangulares inclinadas e sem inclinação, com a relação entre o espaço entre turbinas e o diâmetro dos impelidores ( $s/d$ ) igual a 1.555..., é aproximadamente a soma das potências consumidas das turbinas

individualmente.

Desse modo:

$$P = P_1 + P_2 = \begin{cases} 17,95 + 13,46 = 31,41 \text{ cv} \\ \text{ou} \\ 17,70 + 13,28 = 30,98 \text{ HP} \end{cases}$$

### 4.3 - ESCOLHA DO SÉLO

Neste trabalho não especificaremos o produto a ser processado no reator, desse modo não poderemos efetuar uma seleção do modelo específico de sêlo. Definiremos apenas as características principais que o sêlo deve apresentar para que ele atenda as exigências requeridas pelo projeto.

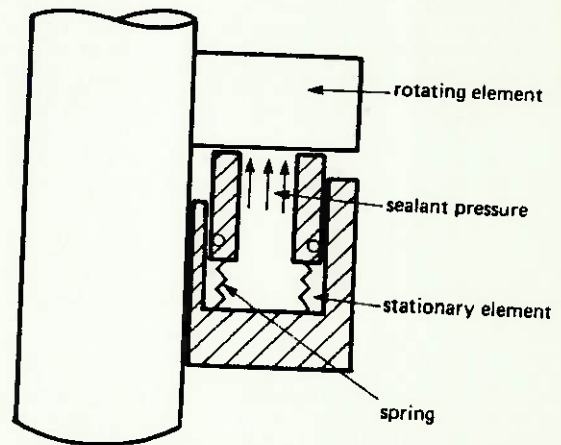
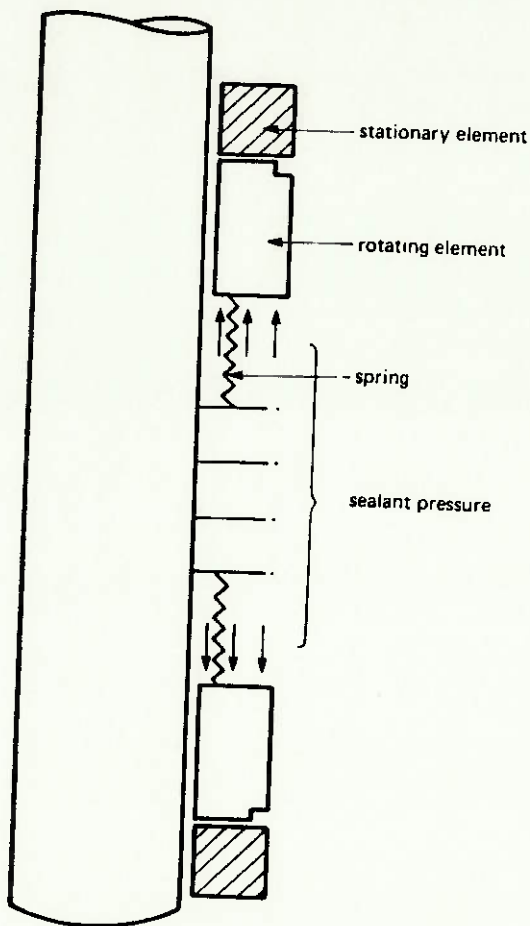


figura 4.17: fonte ( ref. [21] )

figura 4.18: fonte ( ref. [21] )

Como o vapor resultante da reação entre os reagentes é

tóxico e inflamável, como o material a ser processado deve ser protegido contra contaminações e como a pressão de processo é diferente da pressão atmosférica, um selo deve ser providenciado para isolar o conteúdo do vaso do meio ambiente.

Analisando-se os diversos tipos de selos e gaxetas, concluímos que o selo mecânico rotativo de efeito duplo balanceado são os que se adaptam melhor às condições de operação do agitador, pois pela tabela do anexo 15 vemos que este tipo de selo nos proporciona trabalhar com pressão acima de 14 bar e a contaminação do produto é desprezível, bem como o escape de vapores do produto à atmosfera.

A vedação num selo mecânico é proporcionado por uma superfície de deslizamento, ver a figura 4.17 e 4.18.

A pressão de vedação ( $P_H$ ) é dado aproximadamente por:

$$P_H = P_1 \times \left\{ \frac{A_H}{A} \right\}$$

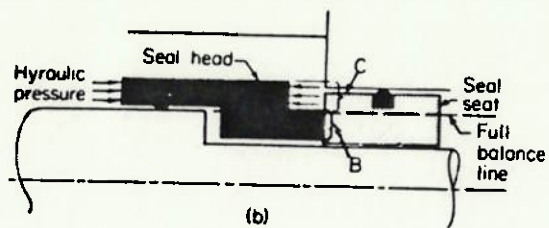
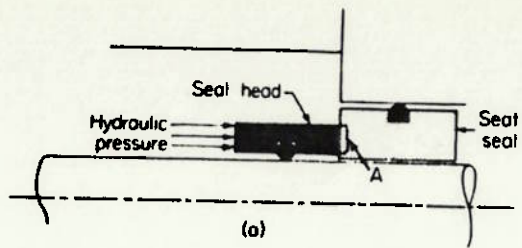
onde  $P_1$  = Pressão a vedar ou pressão devido a ação de molas  
 $A_H$  = Superfície carregada hidraulicamente  
 $A$  = Superfície de deslizamento

No entanto, para  $P_1$  muito altas poderemos ter sobrecarga térmicas, devido ao aumento de  $P_H$  e conseqüentemente do atrito entre as superfícies deslizantes.

Para evitar estes problemas em vedações de pressões elevadas utilizam-se selos balanceados (compensados), onde a relação ( $A_H/A$ ) é menor que a unidade. (ver a figura 4.19).

Nos selos de efeito simples a vedação é feita por apenas uma superfície deslizante, enquanto que nos selos de efeito duplo a vedação é feita por duas superfícies deslizantes e neste caso a pressão de vedação é proporcionado por molas e/ou por líquido obturador pressurizado.

Alguns exemplos de selos mecânicos específicos para agitadores são apresentados no anexo 37.



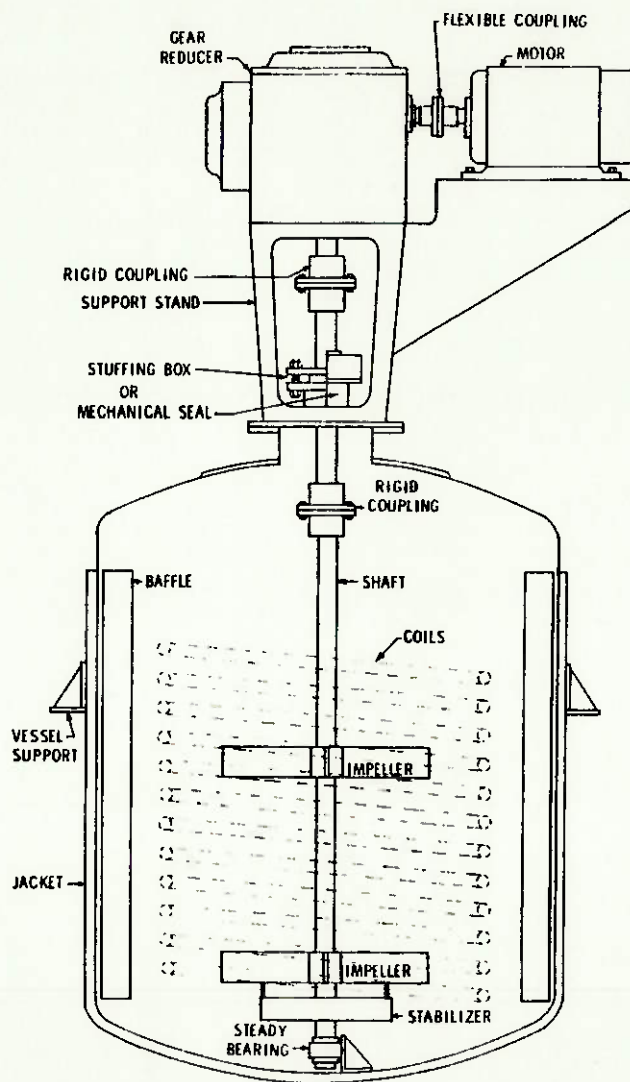
(a) unbalanced and (b) fully balanced. From Tankus

figura 4.19: fonte ( ref. [5] )

#### 4.4 - ESCOLHA DO MOTOR ELÉTRICO

##### 4.4.1 - CÁLCULO DA POTÊNCIA MÍNIMA REQUERIDA DO MOTOR

Um desenho esquemático do misturador é mostrado abaixo:



Partindo-se da potência consumida no impelidor, devemos levar em conta todas as perdas (rendimentos) de todos os elementos que compõem o sistema reator, até chegar à potência do motor.

Assim assumindo as seguintes perdas e rendimentos no sistema:

a) Sêlo

Adotando um sêlo mecânico de efeito duplo, pelo catálogo da Burgmann (ref. [18]) temos:

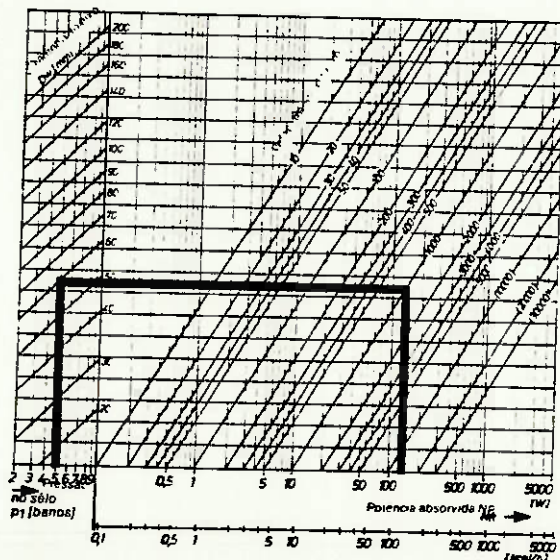
Admitindo:

$$D_v = 140 \text{ mm}$$

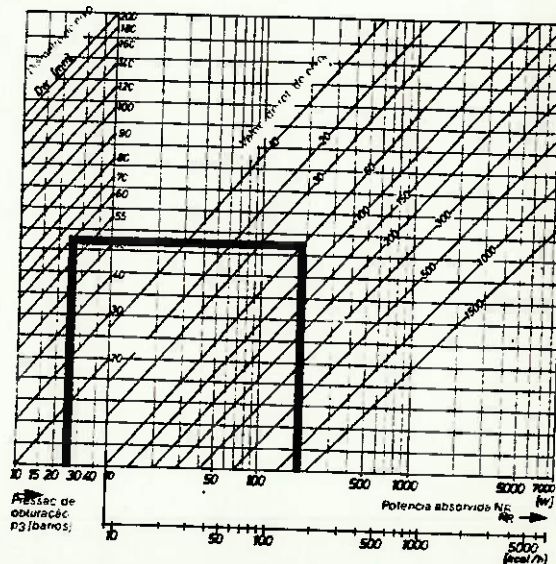
$$P_a = \text{Pressão do líquido obturador} = 25 \text{ bar}$$

$$n = 64 \text{ rpm}$$

Da figura abaixo:



Válido para: sêlos mecânicos de efeito simples, tipo M



Válido para: sêlos mecânicos de efeito duplo, tipos HS-D, HSL-D, com pressão diferencial integral em ambos lados

$$N_r \approx 1000 \text{ W} \approx 1,36 \text{ cv}$$

Como não chegamos a definir o modelo de selo mecânico, por segurança adotaremos 1,5 cv de perda no selo.

#### b) Transmissão

Admitiremos um rendimento de 97 % tanto para as correias trapezoidais, para as engrenagens, ou para as correntes, e 98,5 % para o mancal de rolamentos.

Como a redução total é de  $(1750/64) = 27,4$  serão necessários entre duas ou três reduções, usando-se tanto as correias trapezoidais, engrenagens ou correntes.

Assim, para a situação com três reduções teremos 3 "engrenamentos" e 4 mancais de rolamentos. Calculando-se o rendimento total da transmissão:

$$\eta = (0,97)^3 \times (0,985)^4 \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow \eta = 85,9 \%$$

#### c) Sistema total

Desse modo a potência mínima requerida do motor será.

$$N_m = \frac{N + N_r}{\eta} = \frac{31,41 + 1,50}{0,859} \quad \rightarrow$$

$$\rightarrow N_m = 38,31 \text{ cv}$$

#### 4.4.2 - ESCOLHA DO MOTOR

Podemos considerar o processo como praticamente contínuo já que é um período de operação de 16 horas em 24 horas. Deste modo adotaremos motor de gaiola ( motores de anéis são recomendados para trabalhos intermitentes como o acionamento de pontes rolantes, além de serem mais caros ).

Pelo catálogo da Weg ( ref.[13] ), escolhemos motor assíncrono de indução trifásica, aprova de explosão, potência de 40 cv e categoria N ( normal ).

Pelo mesmo catálogo obtemos os seguintes dados:

$$N_{reg} = 40 \text{ cv}$$

$$M_{reg} = 16 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

$$n = 1770 \text{ rpm}$$

$$\frac{M_{max}}{M_{reg}} = 2,6$$

$$t_b = \text{Tempo com o rotor bloqueado à quente} = 8,5 \text{ s}$$

$$(GD^2)_{rotor} = 1,12 \text{ kgf}\cdot\text{m}^2$$

Observação:

Achamos razoável o tempo  $t_b$  adotado, pois a medida que o motor elétrico passar a girar com maior velocidade até a rotação de regime, a corrente diminuirá. Em outras palavras o motor não trabalhará durante os 8,5 segundos sob sobrecarga de corrente.

Precisamos verificar se o motor parte com segurança, isto é, sem superaquecimento, que poderia causar a danificação dos isolantes e provocar um curto circuito no motor.

O processo de verificação apresentado no anexo 16 é baseado no livro do Rudenko ( ref.[14] ) e mostrou que o motor não apresentará problemas com o tempo de aceleração do rotor.

**Observação:**

É importante ressaltar que a verificação feita no anexo 16 é simplificada, servindo apenas como uma estimativa inicial para avaliar a adequabilidade do motor escolhido ao serviço. Uma verificação mais aprofundada exigirá a curva característica do motor, uma melhor avaliação das inércias e do torque resistente de partida.

## 4.5 - PRÉ-CÁLCULO DOS ELEMENTOS AGITADORES

### 4.5.1 - POTÊNCIA DE PROJETO

Para o pré-cálculo dos elementos que compõem o agitador é recomendado um fator de serviço ( F ) entre 1,25 a 3,00 ( ref.[21] ), o menor valor representa condições onde cargas e ambientes não são superexigentes e pode ser previsto precisamente. Para o nosso caso adotaremos fator de 2,5.

Assim a potência fornecida a cada elemento será:

Turbina inferior:

$$\begin{aligned} P_1 &= [ ( 40 \times \eta - N_r ) \times ( 13,46/31,41 ) ] \times F = \\ &= [ ( 40 \times 0,859 - 1,5 ) \times ( 13,46/31,41 ) ] \times 2,5 \rightarrow \\ \rightarrow P_1 &= 35,20 \text{ cv} \\ \text{ou } P_1 &= 34,72 \text{ HP} \end{aligned}$$

Turbina superior:

$$\begin{aligned} P_2 &= [ ( 40 \times \eta - N_r ) \times ( 17,95/31,41 ) ] \times F = \\ &= [ ( 40 \times 0,859 - 1,5 ) \times ( 17,95/31,41 ) ] \times 2,5 \rightarrow \\ \rightarrow P_2 &= 46,95 \text{ cv} \\ \text{ou } p_2 &= 46,30 \text{ HP} \end{aligned}$$

Eixo:

$$\begin{aligned} P_e &= 40 \times \eta \times F = 40 \times 0,859 \times 2,5 \rightarrow \\ \rightarrow P_e &= 85,90 \text{ cv} \\ \text{ou } P_e &= 84,72 \text{ HP} \end{aligned}$$

Turbinas:

$$\begin{aligned} P &= P_1 + P_2 = 35,20 + 46,95 \rightarrow \\ \rightarrow P &= 82,15 \text{ cv} \\ \text{ou } P &= 81,02 \text{ HP} \end{aligned}$$

Assim deveremos efetuar os cálculos com essas potências.

#### 4.5.2 - PRÉ-CÁLCULO DAS PÁS

Podemos admitir para efeito de pré-cálculo o modelo de viga engastada submetida à componente tangencial das forças atuantes sobre a pá, como mostrado na figura 4.20.

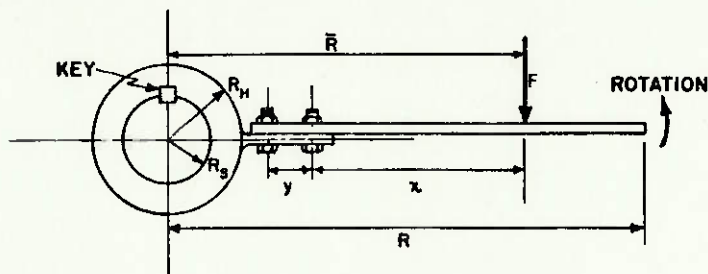


figura 4.20: fonte ( ref. [10] )

Esta força pode ser obtida dividindo-se o torque transmitido pelo eixo pelo raio médio efetivo ( $\bar{R}$ ) do impelidor. O torque poderia ser medido diretamente através de um torquímetro, mas como na fase de projeto esse procedimento é impossível de ser realizado, um valor aproximado pode ser adotado:

$$T_q = \frac{63025 \times P}{N}$$

onde  $T_q$  = Torque ( lbfxin )  
 $P$  = Potência fornecida à turbina ( cv )  
 $N$  = Rotação do eixo ( rpm )

Pode-se provar, como veremos a seguir, que o ponto efetivo de aplicação da força tangencial fica aproximadamente a uma distância de 75 % do raio do impelidor do eixo de rotação.

Suponhamos um impelidor de pás planas sendo arrastado através de um fluido, a força de arrasto por comprimento diferencial ( dF ) será:

$$dF = \frac{C_D \times \rho \times V^2 \times dA}{2 \times g_c}$$

Substituindo  $V = ( 2 \times \pi \times r \times N )$  e  $dA = ( h \times dr )$ , e integrando entre  $R_H$  e  $R$  para obter a força total de arrasto ( F ) em libra-força.

$$F = \frac{2 \times \pi^2 \times \rho \times C_D \times h \times N^2}{3 \times 12^4 \times g_c} \times ( R^3 - R_H^3 )$$

onde

- $\rho$  = Densidade do fluido ( lb/ft<sup>3</sup> )
- $C_D$  = Coeficiente de arrasto
- $h$  = Largura da pá ( in )
- $N$  = Rotação ( rpm )
- $R_H$  = Raio externo do cubo do impelidor ( in )
- $R$  = Raio do impelidor ( in )
- $g_c$  = Fator de conversão ( (lbxft)/(lbf/min<sup>2</sup>) )

De modo análogo, o torque total de arrasto ( T ) pode ser obtido:

$$T = \frac{2 \times \pi^2 \times \rho \times C_D \times h \times N^2}{4 \times 12^4 \times g_c} \times ( R^4 - R_H^4 )$$

Assim podemos obter o valor do raio efetivo fazendo-se:

$$\bar{R} = \frac{T}{F} = \frac{3}{4} \left[ \frac{R^4 - R_H^4}{R^3 - R_H^3} \right]$$

Quando o raio do cubo é muito menor do que o raio do impelidor, então:

$$\bar{R} \cong 0,75 \times R$$

Para cubos de maiores dimensões ou turbinas de palhetas planas com comprimento das pás entre  $R/2$  e  $R$ :

$$\bar{R} \cong 0,804 \times R$$

Em projetos de pás de impelidores assume-se que elas devem suportar as tensões resultantes do momento de flexão ( $M$ ), e ele é máximo no ponto de fixação da pá no cubo. Assim:

$$S = \frac{M_{max}}{W}$$

onde  $S =$  Tensão admissível (psi)  
 $W =$  Módulo de resistência da seção transversal da pá (in<sup>3</sup>)

Substituindo expressão de  $M_{max}$  e  $W$ , apresentadas a seguir, na fórmula acima obtemos a espessura requerida ( $D_t$ ) da pá.

$$M_{max} = F \times (\bar{R} - R_H) = F \times \bar{R} \left( 1 - \frac{R_H}{\bar{R}} \right) \rightarrow$$

$$M_{max} = T \times \left[ 1 - \frac{R_H}{\bar{R}} \right] = \frac{63025 \times P}{n \times N} \left[ 1 - \frac{4}{3} \times \frac{R_H}{R} \right]$$

onde  $n$  = Número de pás do impelidor

$$W = \frac{h \times D_i^2}{6} \quad ( p / \text{pás de chapas planas} )$$

Assim:

$$D_i = \left[ \frac{378100 \times P \times F}{n \times S \times N \times h} \times \left[ 1 - \frac{4}{3} \times \frac{R_H}{R} \right] \right]^{1/2}$$

onde  $F$  = fator de serviço

Devido as pás do impelidor estarem submetidos a oscilações de alta frequência causada pela turbulência no líquido agitado, falhas de fadiga podem se tornar um problema. Para evitar isto, o valor de projeto selecionado para  $S$  nunca deverá exceder o limite de resistência à fadiga ou o ponto de escoamento do material, o que for menor.

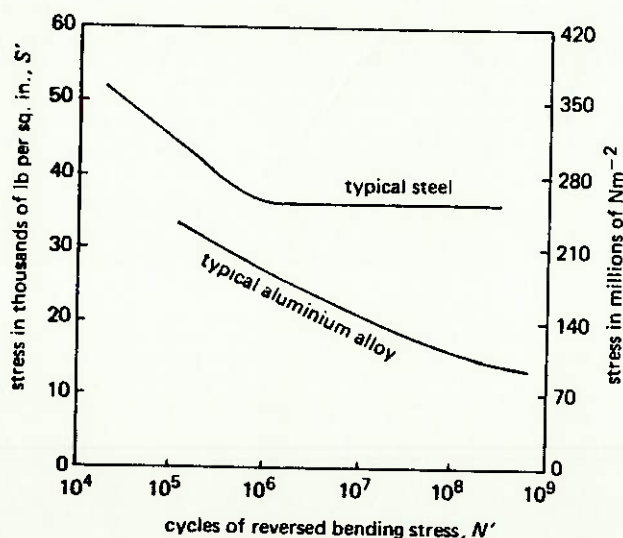


figura 4.21: fonte ( ref. [21] )

O limite de resistência à fadiga varia de 35 a 60 % da tensão máxima de tração para os aços com a maioria caindo na faixa entre 40 a 50 %. Para materiais não-ferrosos como o alumínio e magnésio, que não apresentam limite de resistência à fadiga ( ver a figura 4.21 ), é tomado a resistência à fadiga para  $10^8$  ou  $5 \times 10^8$  ciclos de inversão de tensões, e seu valor varia na faixa de 21 a 40 % da tensão máxima de tração d material com a maioria tendo um valor de 37 %.

No entanto, alguns cuidados são necessários para aplicação dos critérios citados anteriormente, porque o valor do limite de resistência à fadiga obtido dos ensaios é altamente dependente das condições da superfície, a forma da barra de teste, atmosfera que circunda a amostra, a temperatura, a duração do teste e os tratamentos prévios do material. O projetista deverá ponderar estes fatores na estimativa do valor do limite de resistência à fadiga.

No nosso caso adotaremos por simplicidade a tensão admissível máxima tabelado pela norma ASME ( ref. [2] ).

Assim calculando a espessura das pás para os dois impelidores obtemos ( os cálculos se apresentam no anexo 17 ):

Impelidor superior: 0,625 in

Impelidor inferior: 0,625 in

#### 4.5.3 - PRÉ-CÁLCULO DO EIXO

Nesta seção o eixo é dimensionado para esforços "estáticos" usando a potência fornecida pelo motor elétrico. Cálculo mais apurado será feito em uma seção posterior.

O eixo é submetido a uma combinação de esforços torsionais, de flexão e axiais. A tensão de cisalhamento torsional é resultado da torção do eixo devido a ação resistente inercial e viscosa do fluido. Como na fase de projeto não é possível obter o verdadeiro torque do eixo pela medição direta através de torquímetro, podemos trabalhar com a potência de saída do motor subtraindo-se as perdas do sistema até chegar ao eixo. Já tensões de flexão são resultantes de forças hidráulicas transientes desbalanceadas que agem lateralmente sobre o eixo, causando o aparecimento de momentos fletores. Estas forças surgem por causa do fluxo turbulento do líquido agitado ou pela construção assimétrica dos impelidores e chicanas. Não existem estudos aprofundados publicados até o ano de 1967 que correlacionam estas forças radiais. Por isso adotaremos a fórmula de cálculo da força radial (  $F_r$  ) apresentada na referência [3].

$$F_r = \frac{24000 \times P}{n \times N \times d} \quad ( \text{ lbf } )$$

onde  $P$  = Potência fornecida ao impelidor ( cv )  
 $n$  = Número de pás do impelidor  
 $N$  = Rotação do eixo ( rpm )  
 $d$  = Diâmetro do impelidor ( in )

O momento de flexão (  $M$  ) será dado pela expressão abaixo:

$$M = F_r \times l$$

onde  $l$  = Distância do impelidor ao mancal mais próximo

Existem várias maneiras de-se combinar estes esforços. No nosso caso adotaremos o critério da máxima energia de deformação. Este resulta num momento fletor equivalente ( $M_e$ ).

$$2 \times M_e = M + \sqrt{M^2 + (T \times K)^2}$$

onde  $K$  = Fator de sobreposição que varia de 1,5 a 2,5  
( ref. [21] )

Portanto a máxima tensão de flexão ( $\sigma$ ) é dado por:

$$\sigma = \frac{M_e \times d_e}{2 \times I}$$

onde  $d_e$  = Diâmetro externo do eixo ( in )

$I$  = Momento de inércia da seção transversal do eixo  
( in<sup>4</sup> )

Também deveremos levar em consideração a tensão axial ( $\sigma'$ ) resultante da massa dos impelidores e do eixo.

$$\sigma' = \frac{m \times g}{A}$$

onde  $m$  = Massa dos impelidores e eixo

$g$  = aceleração da gravidade

$A$  = Área transversal do eixo

Desse modo a tensão total não deverá ser maior que a tensão admissível ( $S$ ) do material do eixo.

$$S \geq \sigma + \sigma'$$

Analisaremos aqui duas alternativas que são o eixo maciço e vazado ( tubular ).

Assim pelos cálculos efetuados no anexo 18 chegamos aos resultados abaixo:

Eixo maciço:  $\emptyset 4,5''$

Eixo vazado:  $\emptyset 5,0''$  sch 120S

#### 4.5.4 - PRÉ-CÁLCULO DA ESPESSURA DAS CHICANAS

Para o cálculo da espessura das chicanas será admitido que todo torque desenvolvido pelo agitador será resistido pela força concentrada aplicada no ponto médio entre dois suportes consecutivos. Na realidade esta força se encontra distribuída ao longo da chicana, no entanto como não sabemos o perfil dessa distribuição, dimensionaremos pela segurança ( ref. [5] ).

Assim:

$$F_b = \frac{T_a}{n_b \times ( D/2 - W/2 - C )}$$

Substituindo a expressão de  $T_a$ , temos:

$$F_b = \frac{63025 \times P \times Z}{n_b \times ( D - W - 2 \times C ) \times N}$$

onde  $F_b$  = Força que age sobre uma chicana  
 $n_b$  = Número de chicanas  
 $W$  = Largura da chicana

C = Espaço entre a chicana e a parede do vaso

N = Rotação do eixo

Substituindo-se os valores numéricos tem-se:

$$F_b = \frac{63025 \times 84,47 \times 2 \times 25,4}{4 \times [ 2850 - 2850 \times (1/12) - 2 \times 2850 \times (1/24) ] \times 64} \rightarrow$$

$$\rightarrow F_b = 445 \text{ lbf}$$

Se chapas são usadas para a fabricação das chicanas e  $F_b$  é assumido ser aplicado no ponto médio entre dois suportes, a espessura requerida da chicana pode ser calculado da seguinte maneira:

$$\frac{I}{c} = \frac{M}{S} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{W \times t_b^2}{6} = \frac{F_b \times L_s}{4 \times S} \rightarrow$$

$$\rightarrow t_b = \sqrt{\frac{3 \times F_b \times L_s}{2 \times W \times S}}$$

onde  $t_b$  = Espessura da chicana ( in )

$L_s$  = Distância entre suportes da chicana ( in )

S = Tensão admissível ( psi )

Admitindo:

$$L_s = 1000 \text{ mm} \cong 39,37 \text{ in}$$

Utilizando aço inox 316L

$$S = 15700 \text{ psi}$$

A tensão admissível deve ser menor que o limite de resistência à fadiga ou o ponto de escoamento do material da chicana, o que for menor, isto porque  $F_b$  é uma força periódica, a frequência do mesmo está relacionado com a velocidade do agitador e o número de pás do impelidor. Aqui também vale, as observações feitas na seção 4.5.2.

Substituindo os valores numéricos:

$$t_b = \sqrt{\frac{3 \times 445 \times 39,37}{2 \times \left( \frac{2850}{12 \times 25,4} \right) \times 15700}} = 0,42 \text{ in}$$

A chapa da chicana deverá ter no mínimo espessura de 0.50 in.

#### 4.5.5 - PRÉ-CÁLCULO DO CUBO DO IMPELIDOR ( ref. [10] )

Os cubos são submetidos a momentos fletores, provocados pelas pás soldadas ao cubo, e forças de cisalhamento, devido à chaveta, ao pino ou aos parafusos de transmissão de torque do eixo aos impelidores. Para dimensionamento rigoroso do cubo deveríamos adotar o modelo de cilindro de parede espessa, no entanto uma aproximação conservativa pode ser feita utilizando-se as fórmulas para cilindro de parede fina. Por estas fórmulas os pontos críticos são as áreas próximas às chavetas ou pinos e junção cubo-pá. Isto é especialmente verdadeiro se a chaveta não é

ajustado com interferência ou o cubo é ajustado com folga sobre o eixo.

O momento fletor no cubo alcança valor em torno de 50 % do momento fletor na própria pá, perto da junção cubo-pá. Dessa forma a espessura do cubo, usando a equação para o cálculo da espessura da pá (  $D_t$  ) e um fator de concentração de tensões de 1,35, e adicionando a profundidade do rasgo de chaveta (  $R_c$  ):

$$R_H - R_s = 0,68 \times D_t + R_c$$

onde  $R_H$  = Raio do cubo

$R_s$  = Raio do eixo

O momento fletor num cubo de impelidor simétrico é mínimo a meio caminho entre pás adjacentes, assim, o rasgo de chaveta deverá estar localizado neste ponto, se possível. O máximo momento fletor no cubo para um dado torque diminuirá com o aumento do número de pás.

Outra condição que deveremos verificar é a capacidade de transmissão de torque. Fazendo o cubo apresentar a mesma capacidade de transmissão de torque do eixo, obtemos um valor conservativo para espessura do cubo (  $R_H - R_s$  ):

$$\frac{J}{c} = \frac{\pi \times ( R_H^4 - R_s^4 )}{2 \times R_H} = \frac{T_a}{S}$$

onde  $J/c$  = Módulo de resistência torsional da seção do cubo

$T_a$  = Torque

$S$  = Tensão admissível

Incorporando um fator de concentração de tensões (  $f$  ) e rearranjando, temos:

$$R_H - R_e \cong \left[ \frac{2 \times f \times T_a}{\pi \times S} + R_e^3 \right]^{1/3} - R_e$$

Substituindo o valor do torque (  $T_a$  ), obtemos:

$$R_H - R_e \cong \left[ \frac{63025 \times 2 \times f \times P}{\pi \times N \times S} + R_e^3 \right]^{1/3} - R_e$$

- onde
- P = Potência fornecida ao impelidor ( cv )
  - N = Rotação ( rpm )
  - S = Tensão admissível ( psi )
  - $R_e$  = Raio do eixo ( in )

A tabela a seguir mostra as dimensões usuais de cubos para diversos diâmetros de eixos.

Frequently Used Shaft, Hub, Key, Setscrew, and Taper Pin Dimensions

Shaft diam. (in.)	Hub diam. (in.)	Hub length (in.)	Key size (in.)	Setscrew diam. (in.)	Taper pin No.
1 $\frac{1}{8}$ -2	3 $\frac{1}{2}$	3	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	6
2 $\frac{1}{8}$ -2 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	8
2 $\frac{1}{4}$ -3	5 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	10
3 $\frac{1}{8}$ -3 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	10
3 $\frac{1}{4}$ -4	7 $\frac{1}{8}$	5 $\frac{1}{2}$	1 x 1	$\frac{3}{4}$	10
4 $\frac{1}{8}$ -4 $\frac{1}{2}$	8	5 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{1}{2} \times \frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	10
4 $\frac{1}{4}$ -5	8 $\frac{7}{8}$	6 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{1}{4} \times \frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	10
5 $\frac{1}{8}$ -6	10 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{2} \times 1$	1	11

Fazendo-se os cálculos que estão apresentados no anexo 19 decidimos adotar as seguintes dimensões para o cubo dos impelidores.

Cubo:

Espessura = 2 in

Comprimento = 7 in

#### 4.5.6 - RESULTADOS PARCIAIS ( elementos agitadores )

O material a ser utilizado na maioria dos componentes do reator será o aço inox 316L.

1 - Impelidores:

Superior: turbina de 6 pás retangulares retas

t = 0,625 in

Inferior: turbina de 6 pás retangulares inclinadas de 60° da horizontal

2 - Eixo:

Maciço: d = 4,5 in

Vazado: d = 5,0 in sch 120S

3 - Chicanas:

t = 0,5 in

4 - Cubo:

Espessura = 2 in

Comprimento = 7 in

## 4.6 - TRANSMISSÃO

Não faremos nenhum dimensionamento dos componentes da transmissão. Apenas tentaremos estimar as dimensões, ou melhor, os requisitos mínimos para cada tipo de transmissão, futuramente esses resultados serão utilizados para uma análise ponderada de custo, funcionalidade e operacionalidade para a escolha do melhor meio de efetuar a transmissão de potência para o caso específico desse projeto.

A seguir estão apresentados algumas soluções. Podemos verificar que existe a possibilidade de combinação das soluções, mas como a análise dessas outras configurações demandaria certo trabalho, optamos por analisar apenas as soluções puras, isto é, sem combinação.

### 4.6.1 - REDUTOR POR ENGRENAGENS

Como foi observado anteriormente não calcularemos engrenagens ou eixos, ao invés disso, selecionaremos um modelo de redutor comercial de um determinado fabricante, no caso a Transmotécnica ( ref. [15] ), para obtermos uma estimativa de custo e dimensões de um redutor por engrenagens compatível com a potência requerida. Os procedimentos de escolha são mostrados no anexo 20.

#### 4.6.2 - REDUÇÃO POR CORREIA

Fez-se a seleção das correias pelo catálogo da Gates ( ref.[16] ), sendo que os procedimentos de seleção estão no anexo 24.

#### 4.6.3 - REDUÇÃO POR CORRENTES

Baseamos a seleção da corrente ( procedimentos no anexo 33 ) pelo livro do Shigley ( ref.[17] ).

#### 4.6.4 - RESULTADOS PARCIAIS ( transmissão )

##### 1 - Redução por engrenagens

Redutor H22-17 com redução nominal de 28 e forma construtiva Fs da Transmotécnica.

Peso do conjunto = 720 kgf

Área ocupada  $\cong$  1123 mm x 740 mm

##### 2 - Redução por correias

1<sup>a</sup> redução:

3 correia 5V1500

Diâmetro da polia menor = 7,0 in

Diâmetro da polia maior = 33,1 in

Distância entre eixos = 41,4 in

2<sup>a</sup> redução:

8 correias 5V1400

Diâmetro da polia menor = 9,0 in  
Diâmetro da polia maior = 29,4 in  
Distância entre eixos = 38,5 in

3<sup>a</sup> redução:

9 correias 8V1060  
Diâmetro da polia menor = 12 in  
Diâmetro da polia maior = 21,2 in  
Distância entre eixos = 27,3 in

3 - Redução por correntes

1<sup>a</sup> redução:

Corrente N<sup>o</sup> 50  
5 fileiras  
Diâmetro primitivo da roda motora = 4,2 in  
Diâmetro primitivo da roda movida = 19,7 in  
Distância entre eixos = 21,9 in

2<sup>a</sup> redução:

Corrente N<sup>o</sup> 60  
8 fileiras  
Diâmetro primitivo da roda motora = 5,0 in  
Diâmetro primitivo da roda movida = 16,5 in  
Distância entre eixos = 26,3 in

3<sup>a</sup> redução:

Corrente N<sup>o</sup> 80  
8 fileiras  
Diâmetro primitivo da roda motora = 6,7 in  
Diâmetro primitivo da roda movida = 11,8 in  
Distância entre eixos = 35,0 in

## 5 - ESCOLHA DA MELHOR SOLUÇÃO

As possíveis soluções finais correspondem às várias combinações das soluções propostas para cada subsistema do reator. Isso implica num grande número de variações a serem analisadas, mas mencionamos no início, o reator pode ser dividido em subsistemas quase que estanques, e com esse recurso definiremos a melhor escolha para cada um destes subsistemas. Adotaremos o conjunto desses resultados como a alternativa mais viável para o projeto.

Mas como bem observa Asimov ( ref.[20] ), a escolha da alternativa promissora é difícil, pois cada solução possui suas vantagens e desvantagens, além do problema da quantificação dessas grandezas abstratas. Uma forma relativamente simples é o método da matriz de avaliação que utilizaremos neste trabalho.

Assim listaremos os principais critérios de projeto a serem adotados na análise das soluções:

- A - Durabilidade
- B - Confiabilidade
- C - Manutenibilidade
- D - Peso
- E - Área ocupada
- F - Custo inicial
- G - Custo operacional
- H - Nível de ruído
- I - Vibrações
- J - Dificuldade na execução

Adotaremos para cada subsistema os critérios e respectivos pesos que lhes são mais cabíveis para a escolha da melhor solução.

Para o vaso de pressão admitiremos os seguintes critérios e pesos ( 1 a 5 ):

- A - peso 4
- B - peso 4
- C - peso 3
- D - peso 3
- F - peso 5
- G - peso 3
- J - peso 4

Montando a matriz e sendo a nota dada de 1 a 10 ( melhor solução corresponde à maior nota ):

- a - Vaso de chapa cladeada
- b - Vaso de chapa de aço inox

	a	b
A / 4	8 / 32	10 / 40
B / 4	9 / 36	10 / 40
C / 3	10 / 30	10 / 30
D / 3	10 / 30	10 / 30
F / 5	7 / 35	10 / 50
G / 3	10 / 30	10 / 30
J / 4	10 / 40	9 / 36
Total	233	256

Escolhemos o vaso de pressão de chapa de aço inox.  
 Para o eixo admitiremos os seguintes critérios e pesos:

- A - peso 4

- B - peso 4
- C - peso 3
- D - peso 4
- F - peso 5
- G - peso 3
- J - peso 4

montando a matriz:

- a - Eixo maciço
- b - Eixo vazado

	a	b
A	10	10
B	10	9
C	10	10
D	7	10
F	8	10
G	10	10
J	7	7
Total	236	254

Escolhemos o eixo vazado como a melhor solução.

Para a transmissão admitiremos os seguintes critérios e

pesos:

- A - peso 4

- B - peso 4
- C - peso 4
- D - peso 4
- E - peso 3
- F - peso 5
- G - peso 3
- H - peso 2
- I - peso 3
- J - peso 4

Montando a matriz:

- a - Redutor por engrenagens
- b - Redução por correias
- c - Redução por correntes

	a	b	c
A	10 4	4 40	6 24
B	10 4	6 24	8 32
C	10 4	8 32	9 36
D	9 4	10 40	10 40
E	10 3	6 18	8 24
F	7 5	10 50	8 40
G	8 3	10 30	7 21
H	8 2	10 20	7 14
I	9 3	10 30	7 21
J	8 4	10 40	8 32
Total	320	300	284

Adotaremos a transmissão por engrenagens.

Em resumo a melhor concepção do reator corresponde a um vaso de pressão de chapas de aço inox, com eixo vazado e transmissão por engrenagens.

## 6 - DEFINIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DO REDUTOR DO AGITADOR

### 6.1 - ASPECTOS CONSTRUTIVOS

Faremos apenas a definição básica dos componentes, sem entrar em detalhes como o cálculo à fadiga dos eixos e engrenagens, por exemplo.

O redutor num agitador de fluidos além da função primária de reduzir a rotação entre o agente motor ( motor elétrico, etc ) e o eixo do agitador, deve suportar o eixo em balanço do agitador, quando não existir outro tipo de suporte extra. Para desempenhar efetivamente estas funções, é necessário impor requisitos especiais que nem sempre são encontráveis em redutores comerciais. Por esta razão, um número razoável de falhas de rolamentos tem sido registrados, associado com a instalação de tais redutores. Na referência [4] são apresentadas algumas observações sobre o projeto de redutores para agitadores e listaremos algumas delas:

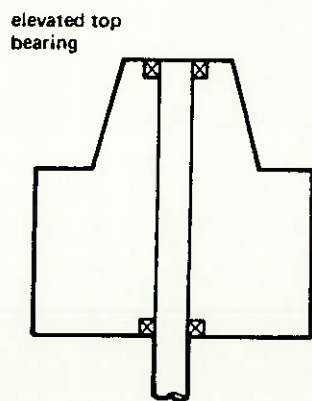


figura 6.1: fonte ( ref.[21] )

- a - As cargas em balanço sobre o eixo de saída do redutor de um agitador, é freqüentemente mais alto do que os níveis de carregamento levados em conta num projeto de um redutor comercial. As forças desbalanceadas devido à turbulência no líquido tem sua ação de alavanca aumentada pelo longo eixo em balanço. Por isso rolamentos pesados são necessários para suportar os elevados esforços.

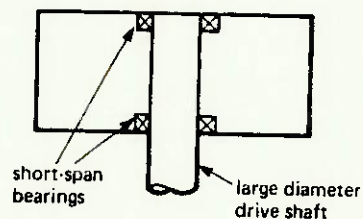


figura 6.2: fonte ( ref. [21] )

- b - Devido as considerações sobre a velocidade crítica, combinada com o torque e o momento alternado do eixo devido às forças transientes hidráulicas, e a limitada deflexão admissível do eixo no sêlo, o eixo de saída do redutor deve ser freqüentemente superdimensionado para prover a requerida rigidez.
- c - As forças axiais originárias do processo de mistura, do próprio peso do agitador e da expansão do eixo contra os rolamentos devido ao aquecimento durante a operação devem ser levados em conta, principalmente na escolha do rolamento. Os rolamentos que suportam o eixo de saída de um

reductor para o serviço de agitação muitas vezes parecerão ser superdimensionados, mas as forças do tipo transientes mencionadas anteriormente atuando sobre os rolamentos e a necessidade de certa rigidez nos suportes do eixo, faz com que os rolamentos pesados sejam utilizados. Uma montagem sem folga é obtido através da leve pré-carga dos rolamentos.

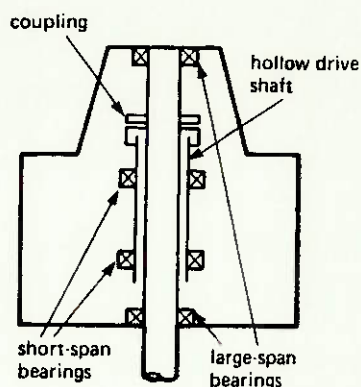


figura 6.3: fonte ( ref.[21] )

- d - Um grande espaçamento entre os rolamentos ( ver a figura 6.1 ) diminui a velocidade crítica, aumenta a deflexão do eixo em balanço, que por sua vez causa o empobrecimento no engrenamento das engrenagens do eixo de saída do reductor. Por outro lado, um pequeno espaçamento entre os rolamentos ou o aumento no diâmetro do eixo entre os rolamentos é algumas vezes usado para aumentar a rigidez do eixo. No entanto, menores espaçamentos ( ver a figura 6.2 ) impõe elevadas cargas nos rolamentos e assim obriga o uso de mancais mais pesados. O efeito da deflexão do eixo sobre o engrenamento das engrenagens e o efeito das forças das

engrenagens, durante a operação, sobre a deflexão do eixo podem ser isolados pela separação dos suportes do eixo. Como mostrado na figura 6.3, o eixo oco onde será chavetado a engrenagem é montado sobre mancais com pequeno espaçamento para minimizar a deflexão, enquanto o eixo do agitador que passa através deste é montado sobre mancais bem espaçados. Os dois eixos são acoplados por uma unidade que é rígido torsionalmente, mas é flexível para as flexões. Por este meio, as altas cargas de flexão produzidas sobre o eixo em balanço do agitador produz forças de reação baixas toleráveis sobre os rolamentos espaçados, ao passo que o eixo de saída do redutor é submetido a pequenas flexões, conduzindo a um aumento da vida das engrenagens. Mas é necessário salientar que este arranjo é mais caro que as soluções anteriores. Tal sistema é apresentado no anexo 38.

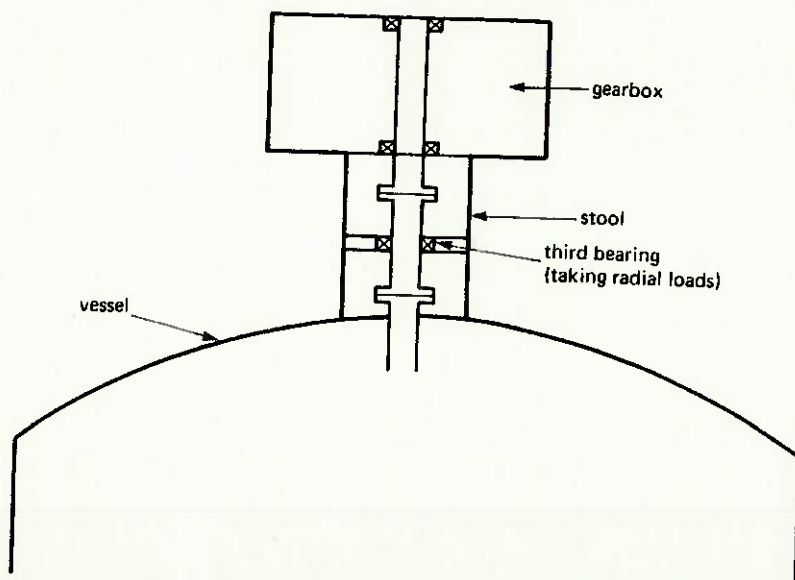


figura 6.4: fonte ( ref.[21] )

Existem outras maneiras de se reduzir a transmissão dos esforços de flexão ao redutor, como por exemplo montando-o sobre uma base e instalando um terceiro rolamento ( ver a figura 6.4 ). Reduz-se grandemente as forças reativas sobre os rolamentos do redutor e o momento fletor sobre o eixo de saída do mesmo. Maior isolamento do redutor é obtido através de outra solução apresentada na figura 6.5. Nesta configuração um rolamento para cargas axiais é adicionado à solução da figura 6.4, assim o redutor é submetido quase que somente a esforços torsionais. Um acoplamento flexível é também utilizado para absorver qualquer desalinhamento entre os eixos. Tal arranjo poderá ser mais econômica que qualquer outra solução considerada até aqui, nos caso onde o eixo do agitador é submetido a forças axiais elevadas. Para suportar essas cargas o redutor, nas soluções anteriores, teria de ser superdimensionado.

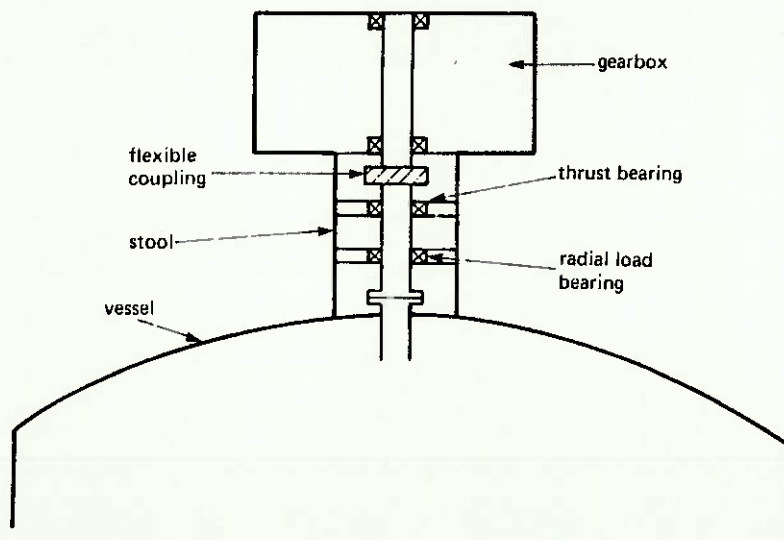


figura 6.5: fonte ( ref.[21] )

- e - Um fator de segurança normalmente é aplicado para levar em consideração a variabilidade dos esforços. Um exemplo é o fator de 1,4 para a proporção da potência nominal do redutor de engrenagens para uma dada potência do agitador transmitido pelo redutor de engrenagens. Tal razão é típica de redutores por engrenagens usados 24 horas por dia com choques moderados semelhantes aos produzidos por um líquido agitado dentro de um vaso sob fluxo turbulento.

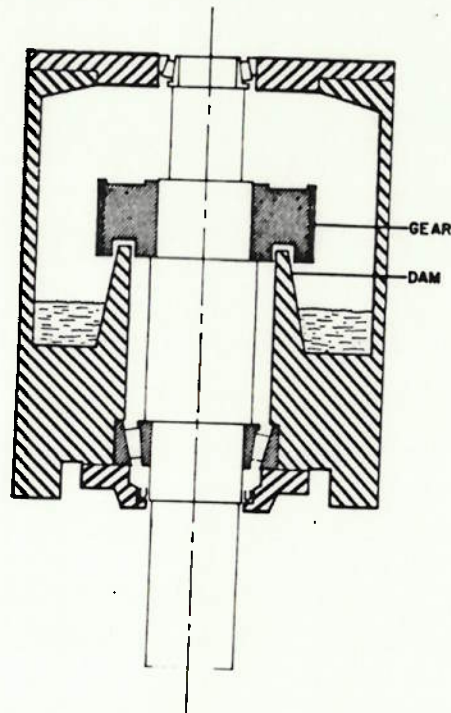


figura 6.6: fonte ( ref.[3] )

- f - Muitos dos eixos de agitadores funcionam verticalmente, isso aumenta a possibilidade de perda do lubrificante das engrenagens e rolamentos,

principalmente quando os retentores estão gastos. Nestes caso a utilização de uma barragem ( dam ) circundando o eixo e estendendo-se acima do nível estático do óleo ajuda a evitar tais problemas. Ver a figura 6.6 e no anexo 39 ( elemento 22 da figura ).

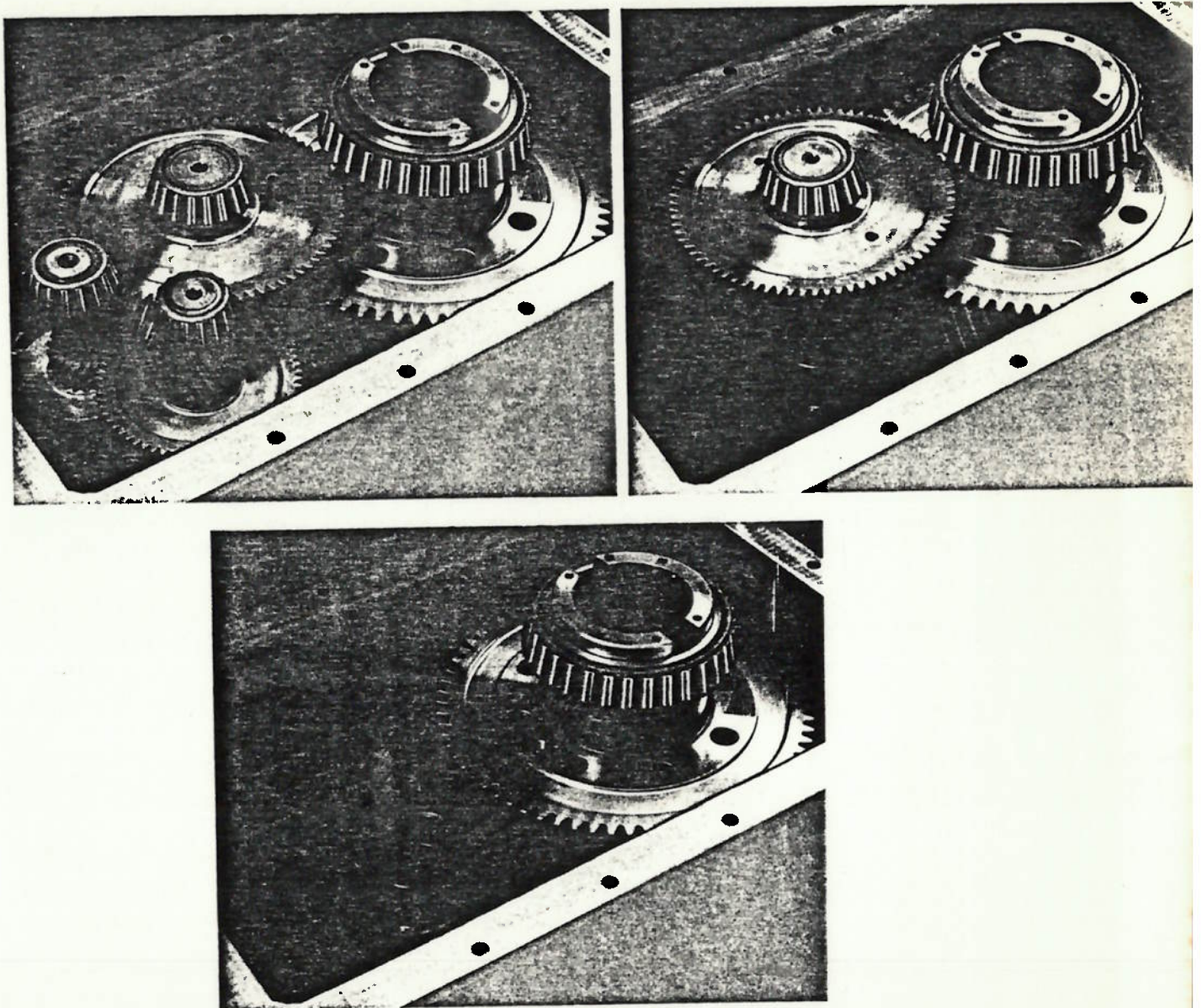


figura 6.7: fonte ( ref.[3] )

Os redutores poderão apresentar outras características como a possibilidade de mudanças nas relações de redução ( ver a figura 6.7 ), a facilidade na montagem ou desmontagem do redutor, e uma montagem que mantenha o alinhamento.

Tratamos até agora sobre as principais recomendações gerais para o projeto de redutores para agitadores. A partir daqui faremos algumas considerações sobre o projeto do redutor, que faz parte do agitador em estudo neste trabalho.

Utilizaremos em vez de engrenagens de dentes retos, engrenagens helicoidais por causa do seu funcionamento mais silencioso e suave em altas rotações e por resultar geralmente em redutores de menores dimensões para uma dada potência a ser transmitida. O ângulo de pressão normal dos dentes pode ser  $20^\circ$ , mas alguns fabricantes de redutores passaram adotar ângulos de pressão normal maiores, por exemplo  $25^\circ$ . Este e mais outros recursos como a otimização do perfil do dente para aumentar a capacidade de carga do mesmo, a utilização de materiais mais resistentes, a correção dos dentes, melhora no acabamento, entre outros ajudam a reduzir as dimensões do redutor. Em contra partida estes recursos tendem a aumentar o custo do redutor, assim o projetista deverá ponderar entre os benefícios obtidos e o preço a ser pago para consegui-los. Como em qualquer decisão de projeto, o resultado dependerá dos recursos disponíveis e da experiência do projetista.

Quanto ao escalonamento das reduções, adotaremos, se possível, 3 pares de engrenamentos com reduções em valores decrescentes do eixo de entrada para o de saída. A adoção de reduções iguais implica em maiores dimensões, devido aos grandes esforços envolvidos no eixo de saída. Podemos ter também problemas de ruído excessivo por causa das maiores velocidades periféricas das engrenagens. No entanto, deve ser observado que reduções muito pequenas e a adoção de um número pequeno de dentes no pinhão poderá resultar numa engrenagem de diâmetro menor que o eixo. Problemas de espaço poderão também alterar o escalonamento admitido inicialmente, mas reduções muito grandes na saída serão evitadas.

Se possível utilizaremos números de dentes do pinhão e da engrenagem que sejam primos entre si. Isto porque reduções de valores inteiros provocam o engrenamento periódico dos mesmos dentes e isso acarreta o desgaste prematuro de alguns dentes, reduzindo a vida útil das engrenagens.

Deverá ser dada uma atenção especial à lubrificação. A escolha do melhor lubrificante estará condicionado à temperatura de operação, compatibilidade com os materiais expostos ao lubrificante, as propriedades do próprio lubrificante, e etc. O nível de óleo não deverá ser excessivo para evitar superaquecimentos ou vazamentos. Caso a refrigeração por convecção natural seja insuficiente, será necessário utilizar outros sistemas suplementares de refrigeração, tais como: refrigeração por circulação de água através de uma serpentina no cárter, refrigeração por trocador de calor externo ou por ventilação forçada através de ventiladores.

No eixo evitaremos reduções bruscas de diâmetro. Caso seja necessário grandes diminuições do diâmetro do eixo, isso será feito em reduções escalonadas e com adoção de raios de concordância adequados ( ver a figura 6.8 ).

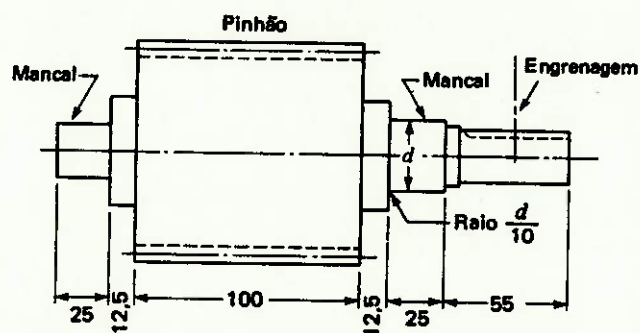


figura 6.8: fonte ( ref.[23] )

Quanto a disposição dos eixos poderíamos adotar o eixo em planos diferentes, isso diminuiria as dimensões do redutor, mas esta construção eleva em muito o custo de fabricação. Assim, mesmo

resultando num redutor de maiores, escolhemos a disposição coplanar dos eixos.

Como os rolamentos serão submetidos a carga combinada ( carga radial e axial que atuam simultaneamente ), os tipos de rolamentos mais recomendados são principalmente os de esferas de contato angular de uma ou duas carreiras, e os rolamentos de rolos cónicos. E como o sentido da carga poderá variar, estes deverão ser utilizados em pares de forma a suportar as acrgas axiais em ambos os sentidos. Como observado anteriormente, a rigidez do eixo de saída do redutor é importante, devido a necessidade de se limitar a deflexão do eixo do agitador no sêlo. Assim, além do superdimensionamento do eixo de saída, o mancal deverá também apresentar rigidez apreciável. Desse modo o rolamento mais adequado aos nossos propósitos é o rolamento de rolos cónicos, pois por apresentar maior superfície de contato entre os corpos rolantes e as pistas, eles têm maior rigidez do que os rolamentos de esferas, principalmente com a aplicação de uma precarga. Todavia não poderemos esquecer a expansão térmica e alongamento do eixo durante a operação, que poderão provocar sobrecarga nos rolamentos. A lubrificação dos rolamentos será feita pelo mesmo óleo que lubrificam as engrenagens pelo sistema de banho-salpico.

A carcaça do redutor poderá ser fabricada em chapas de aço reforçadas. Comparada a uma carcaça de ferro fundido, e;a permite uma construção mais leve para uma mesma capacidade de absorção de cargas estáticas e dinâmicas presentes durante a operação. Além de barateá-lo. A rigidez da carcaça deverá ser compatível com a rigidez requerida para o eixo, afinal numa estrutura que se deforma excessivamente o superdimensionamento do eixo não teria nenhuma validade para a minimização da deflexão do eixo no sêlo.

O sistema de fixação do motor à carcaça do redutor observará a facilidade para oalinhamento entre o eixo do motro elétrico e a de entrada do redutor. Motores com pés apoiados numa plataforma com furos bem determinados ou motores com flanges poderão ser adotados.

A utilização de um acoplamento flexível ( ver a

figura 6.9 ) entre o eixo do motor elétrico e o eixo de entrada do redutor será imprescindível. Ele permitirá absorver desalinhamentos lineares e angulares entre os eixos, além das vibrações e choques. Com isso os esforços nos mancais são minimizados. Para evitar acidentes será prevista uma proteção, ue pode ser visto no elemento 20 da figura do anexo 39.

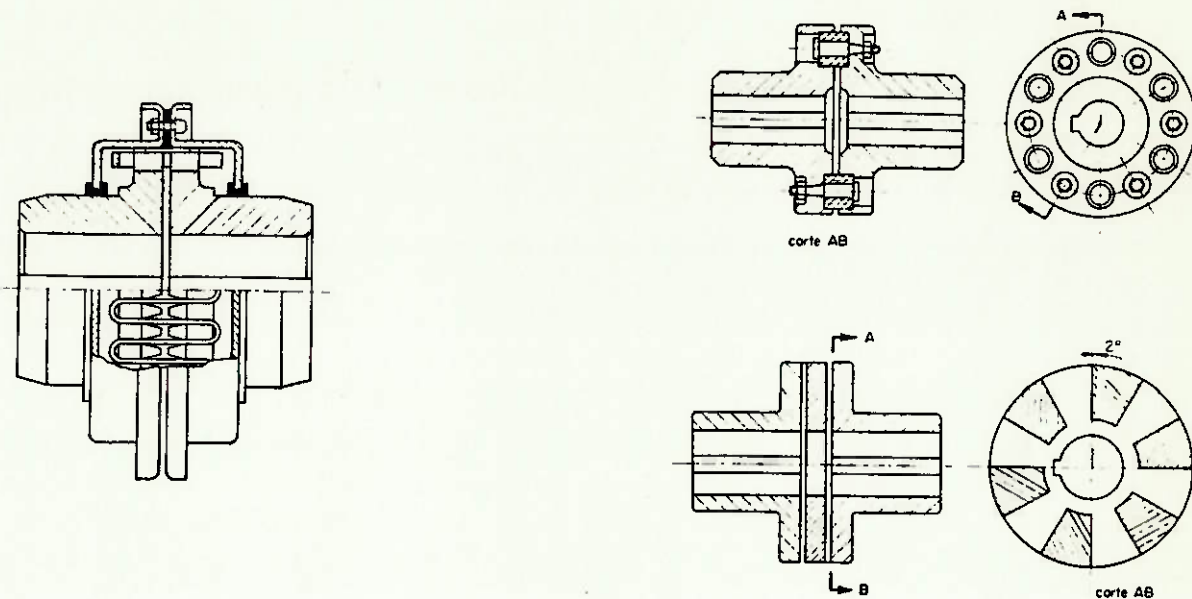


figura 6.9: fonte ( ref.[29] )

Os anexos 41, 42 e 43 mostram 3 tipos de redutores para agitadores existentes no mercado.

## 6.2 - ESTIMATIVA DAS DIMENSÕES DO REDUTOR

Para se determinar numa análise apurada de um sistema de engrenagens, a confiabilidade correspondente à vida especificada ou para estimar o fator de segurança contra uma falha, é

necessário antes de mais nada definir o tamanho das rodas dentadas e o material de que serão fabricadas. Assim faremos uma estimativa preliminar do tamanho das rodas dentadas para suportar uma determinada carga, no caso uma tensão de flexão, através da equação de Lewis modificada ( ref. [23] ). O objetivo aqui é estimar as dimensões do redutor.

A equação de Lewis modificada é apresentado abaixo:

$$\frac{S_e}{\eta} = \frac{F_t}{m \times K_v \times b \times Y \times \cos\beta}$$

onde  $F_t = \frac{60 \times 10^6 \times P}{\pi \times d \times n} = \text{carga tangencial transmitida ( N )}$

P = potência ( kW )

d = diâmetro primitivo da roda dentada ( mm )

n = rotação ( rpm )

m = módulo ( mm )

$$K_v = \frac{182,4}{182,4 + V} = \text{equação de Barth}$$

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{1000} = \text{velocidade na circunferência primitiva ( m/min )}$$

b = largura do denteado ( mm )

Y = fator de forma de Lewis apresentada no anexo 44

$\beta$  = ângulo de hélice

$S_e$  = limite de escoamento ( MPa )

$\eta$  = fator de segurança

O fator de velocidade é utilizado pelo fato de a força instantânea atuante no dente ser um pouco maior do que a carga tangencial transmitida (  $F_t$  ). Isso ocorre por causa das imperfeições do perfil do dente e pelos efeitos dinâmicos

resultantes da elasticidade dos dentes e das árvores durante a operação.

Como adotaremos o mesmo material para ambas as engrenagens, basta-nos resolver a equação para o pinhão, pois este será o mais solicitado.

O fator de segurança, segundo a referência [17], para a estimativa do tamanho das engrenagens é entre 3 e 5 para problemas comuns, e valores maiores para serviços com choques e vibrações.

A largura do denteado numa engrenagem helicoidal é usualmente de 2 vezes o passo axial ( $p_a$ ) para uma boa ação de engrenamento helicoidal.

$$b \geq 2 \times p_a$$

onde

$$p_a = \frac{\pi \times m}{\text{sen } \beta}$$

O valor do fator de forma de Lewis de um dente de uma engrenagem helicoidal é igual ao de uma engrenagem de dentes retos tendo o número virtual de dentes ( $Z'$ ) da engrenagem helicoidal, e um ângulo de pressão normal da última.

O número virtual de dentes pode ser relacionado ao número verdadeiro ( $Z$ ) pela equação:

$$Z' = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

As engrenagens deverão ser fabricadas de aço SAE4340 estirado a frio com  $S_e = 765$  MPa. O ângulo de pressão normal será de  $25^\circ$  e o ângulo de hélice também próximo de  $25^\circ$ . Escolhemos o fator de segurança 6. As reduções nominais do eixo de entrada ao eixo de saída são 2,90, 3,25 e 2,91, sendo a total 27,4. Não foi possível neste caso adotar reduções em valores decrescentes, pois reduções muito pequenas ocasionaria numa pequena distância entre

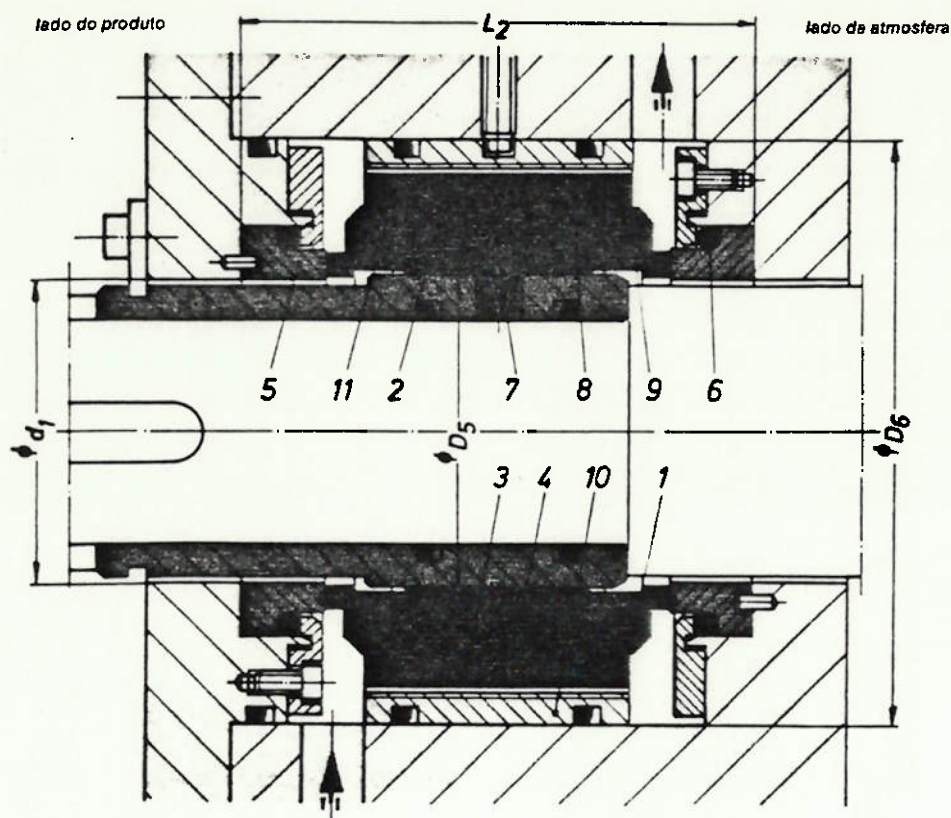
centros do último engrenamento e causaria a interferência da engrenagem do engrenamento intermediário e o eixo de saída do redutor, que deverá possuir um diâmetro relativamente maior que o dos redutores comerciais. O número mínimo de dentes do pinhão para evitar-se adelgaçamento são 18 dentes. O redutor é acionado por um motor de 40 cv ( 30 kW ) e 1750 rpm.

Com os dados anteriores são estimados as dimensões das engrenagens, e estes cálculos são apresentados no anexo 36.

O desenho 01 mostra um esboço com a disposição e dimensões aproximadas da transmissão.

## 7 - INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE OS SELOS MECANICOS

A figura 7.1 mostra os principais componentes de um selo mecânico de efeito duplo.



**Limites de aplicação como HSHF.**

Item	Designação
1 e 2	anel deslizante emachado por contração no anel de encaixe
3	mola de compressão
4	anel de arrasto
5	contra-anel
6	anel de posicionamento
7	parafuso de arrasto
8	anel de vedação
9	rosca de circulação rotativa
10	camisa de circulação estacionária
11	anel de vedação

Se por motivos de segurança for necessário impedir uma fuga do produto para a atmosfera (p. ex. no caso de água radioativa), devem-se prever selos de efeito duplo.

figura 7.1: fonte ( ref. [18] )

Os componentes podem ser fabricados de diversos materiais como pode-se ver pela tabela 7.1 de código dos materiais, obtido da referência [18].

A tabela 7.2 mostra algumas combinações de materiais de deslize e suas características, e alguns materiais para anéis "O" e suas características.

tabela 7.1: fonte ( ref. [18] )

## Código dos materiais

### Posição 1 / posição 2

Materiais do anel deslizante e do contra-anel

Material	DIN 24960	BURGMANN
Carbono duro, impregnado com metal	A	Buko 03
Carbono duro, impregnado com resina sintética	B <sub>1</sub>	Buko 1
Carbono duro, moldado	B <sub>2</sub>	Buko 01
Carbono duro, impregnado com resina sintética	B <sub>3</sub>	Buko 02
Carbono duro, impregnado com resina sintética	B <sub>4</sub>	Buko 30
Eletrografita, impregnada com metal	C	Buko 22
Aço CrNiMo, estelitado	K	Bume 7 (B7)
Cromo fundido especial	S <sub>1</sub>	Bume 3 (B3)
Cromo molibidênio fundido, especial	S <sub>2</sub>	Bume 5 (B5)
Hastelloy B (2.4600)	T <sub>1</sub>	Bume 18 (B18)
Hastelloy C-276 (2.4600)	T <sub>2</sub>	Bume 19 (B19)
Carbureto metálico (aglutinante de cobalto)	U <sub>1</sub>	Buka 1
Carbureto metálico (aglutinante de níquel)	U <sub>2</sub>	Buka 16 ou 4
Carbureto metálico (sem aglutinante)	U <sub>3</sub>	Buka 14
Óxido de alumínio	V <sub>1</sub>	Buke 5
Óxido de alumínio (para ácido fluorídrico)	V <sub>2</sub>	Buke 6
PTFE, reforçado com fibra de vidro	Y <sub>1</sub>	Buko 2
PTFE, reforçado com grafita	Y <sub>2</sub>	Buko 3

### Posição 3

Materiais para selos secundários

Material	DIN 24960	BURGMANN
Perbunan	P	P
Neoprene	N	N
Borracha de etileno propileno	E	E
Borracha de sílica	S	S
Viton	V	V
Revestimento duplo de PTFE	M <sub>1</sub>	TTV
	M <sub>2</sub>	TTE
	M <sub>3</sub>	TTS
	M <sub>4</sub>	TTN
PTFE reforçado	T	T2
Gaxetas planas It	F <sub>1</sub>	Iton
Grafita pura	F <sub>2</sub>	Statotherm®
Grafita pura	F <sub>3</sub>	Rotatherm®
It 400	F <sub>4</sub>	BURGMANN Universal

### Posição 4 / posição 5

Materiais para molas e outros componentes

Material	DIN	BURGMANN
Aço Cr	E	1.4122
Aço CrNi	F	1.4300, 1.4310
Aço CrNiMo	G	1.4401, 1.4571, 1.4582
Hastelloy B	T <sub>2</sub>	2.4600
Hastelloy C-276	T <sub>3</sub>	2.4602
Carpenter 20 Cb3	T <sub>4</sub>	Carpenter 20 Cb 3

Cada fabricante, de acordo com a sua experiência e pesquisas, oferece para cada tipo de fluido um modelo e uma combinação de materiais dos componentes dos selos. O anexo 40 apresenta algumas aplicações recomendadas para diversos fluidos ( os código dos materiais correspondem à tabela de código dos materiais apresentada na tabela 7.1 ).

tabela 7.2: fonte ( ref.[18] )

Combinação de materiais de deslize	Particularidade	Anéis "O"	Particularidade
Bume 3 / Buko 1 Buke 5 / Buko 1 Buka 1 / Buka 1 Buka 14 / Buka 14	resistente à marcha de emergência extremamente resistente à corrosão extremamente resistente ao desgaste resistente à corrosão e ao desgaste	Borracha de etileno propileno E IV 1/8 Viton TTV	especialmente resistente à água quente resistente aos hidrocarbonetos elasticidade, elevada resistência química e térmica

Para manter em funcionamento os selos mecânicos de efeito duplo, é necessário um líquido obturador com a finalidade de dissipar o calor de atrito e evitar a entrada do produto no interstício de vedação. O líquido obturador ocupa o espaço entre o jogo de selos mecânicos do lado do produto e o jogo do lado da atmosfera, de uma unidade de efeito duplo.

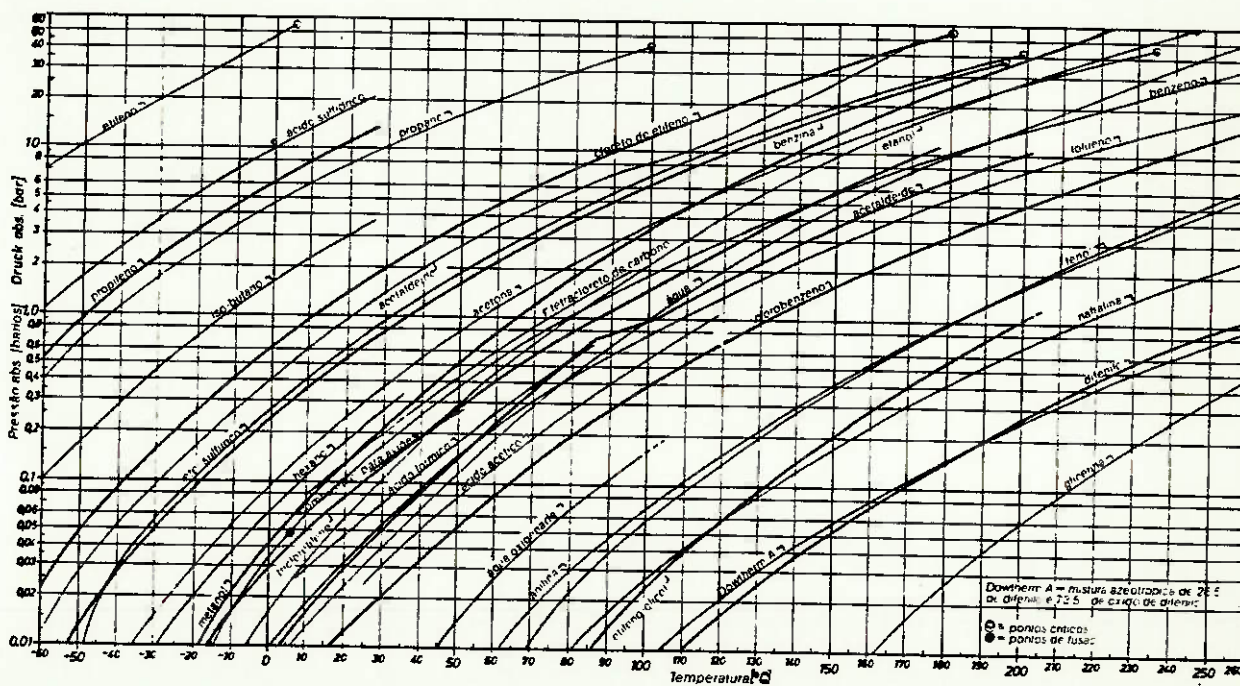
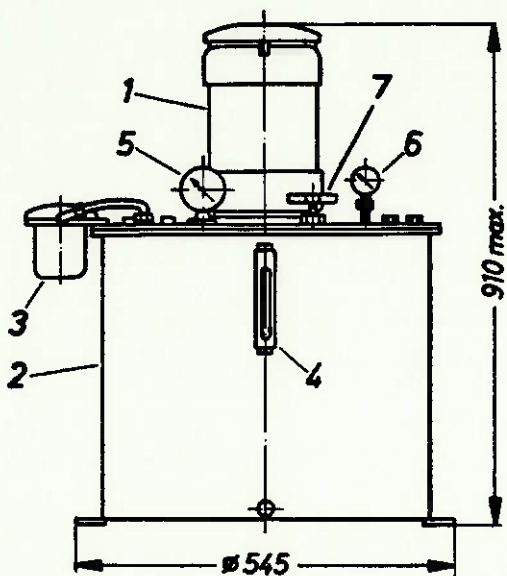


figura 7.2: fonte ( ref.[18] )

Como líquido obturador pode-se usar qualquer líquido, desde que todas as peças que entram contato com o mesmo sejam resistentes à corrosão. O líquido obturador deve ser isento de sólidos para evitar o desgaste prematuro dos anéis de vedação, não deve ter a tendência de formar depósitos para minimizar entupimentos e áreas mal refrigeradas, deve ter o ponto de ebulição mais alto possível e possuir uma boa condutibilidade térmica para evitar uma diferença muito grande de temperatura entre as superfícies de deslize e as peças vizinhas. A figura 7.2 mostra as curvas dos pontos de ebulição de alguns líquidos obturadores.



- | Item | Designação                                                                        |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| 1    | Bomba de engrenagens com motor de 50 Hz, tipo de proteção IP 44 (Ex) eG 3         |
| 2    | Reservatório (capacidade 60 l) com serpentina de refrigeração de cobre com aletas |
| 3    | Filtro de retorno de 60 µm                                                        |
| 4    | Indicador do nível de enchimento                                                  |
| 5    | Termômetro                                                                        |
| 6    | Manômetro (glicerina)                                                             |
| 7    | Válvula reguladora                                                                |

figura 7.3: fonte ( ref.[18] )

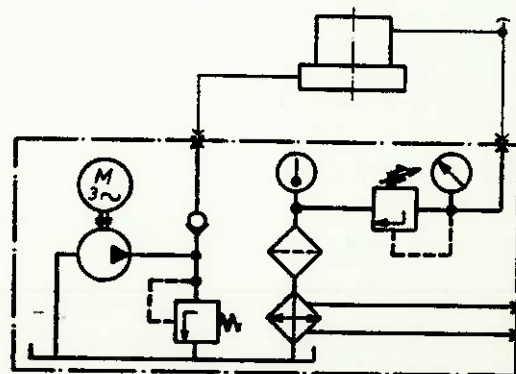


figura 7.4: fonte ( ref.[18] )

Em consequência do desprendimento de calor nas superfícies de deslize, a temperatura de saída na caixa, deve ser aproximadamente 30 a 40°C inferior ao ponto de ebulição, à pressão normal. Assim se evita o funcionamento a seco das superfícies de deslize. A pressão do líquido obturador deve ser entre 1,5 a 2,0 barios superior à pressão do fluido a vedar. Para evitar a eventual formação de bolhas de gás, deve-se prever saída do líquido obturador no ponto mais alto da caixa do selo mecânico.

As figuras 7.3 e 7.4 mostram um equipamento e um esquema do sistema de pressão de obturação.

Quando se necessita aumentar consideravelmente a circulação do líquido obturador, utiliza-se o sistema de rosca de circulação de contra corrente ( patente alemã 1913397 ). Tal sistema é mostrado na figura 7.5.

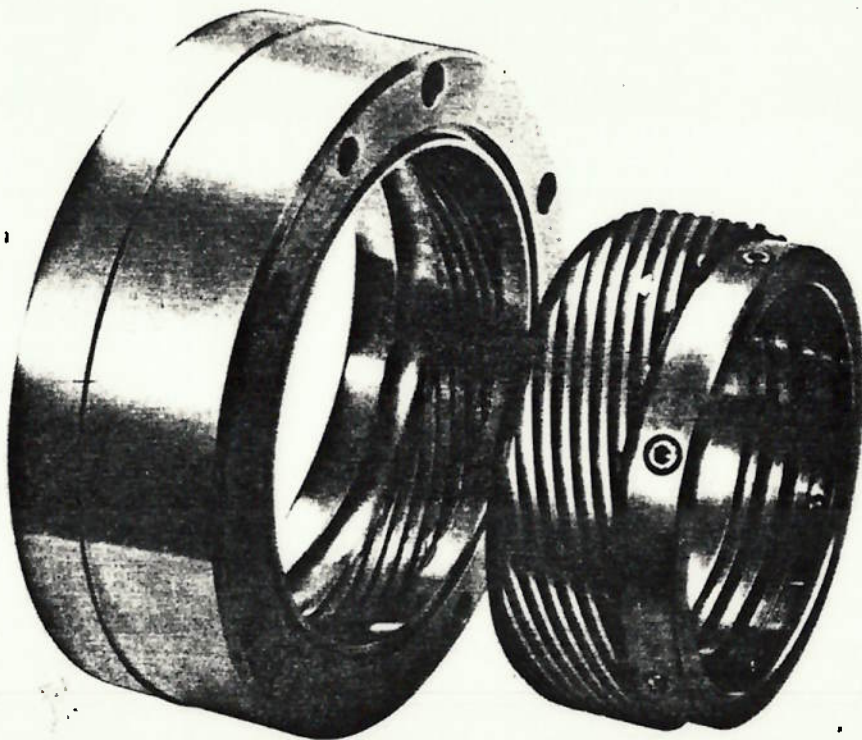
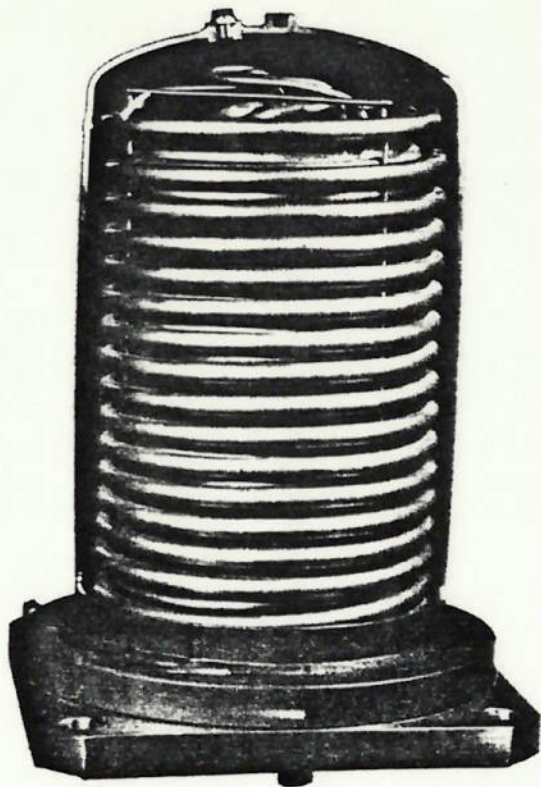


figura 7.5: fonte ( ref.[18] )

A qualidade do líquido que circula continuamente é determinado ao dimensionar-se as roscas, sendo adaptadas às condições de serviço. Em comparação com as camisas de circulação unilateral, que giram em buchas lisas, as roscas de circulação de contra corrente movimentam um volume 4 vezes maior a uma pressão 8 vezes maior.



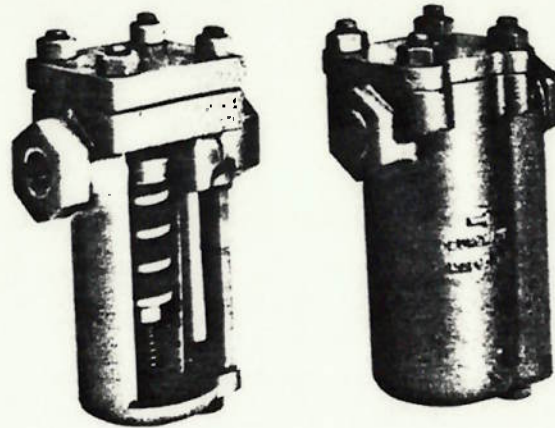
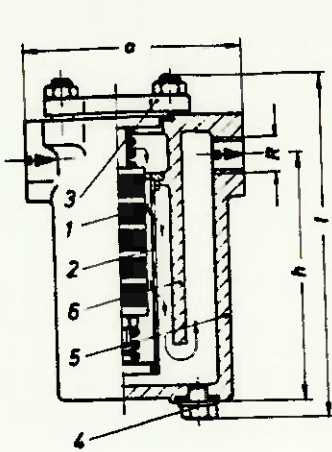
Execução	Tipo			
	W	WE	WP	WEP
Purga de ar do tubo protetor	●	●	●	●
Purga de ar da serpentina		●		●
testado cf. DIN 50049			●	●
com pintura azul, sem placa de características	●	●		
sem pintura, com placa de características			●	●

**Material:** aço austenítico,  
temperatura de serviço máx. admissível 150° C

figura 7.6: fonte ( ref. [18] )

Existem outras acessórios que compõem o sistema de vedação como os trocadores de calor para refrigerar o líquido obturador e filtro magnético e o separador de ciclone que mantém afastados das superfícies de deslize quaisquer impurezas magnéticas e não-magnéticas. As figuras 7.6, 7.7 e 7.8 mostram respectivamente um trocador de calor, um filtro e um esquema de

instalação correta do filtro de acordo com um fabricante ( ref.[18] ).



Item	Designação
1	Ímãs permanentes
2	Tela do filtro
3	Tampa
4	Bujão de saída
5	Caixa de pressão
6	Chicana

figura 7.7: fonte ( ref.[18] )

**Esquema de instalação**

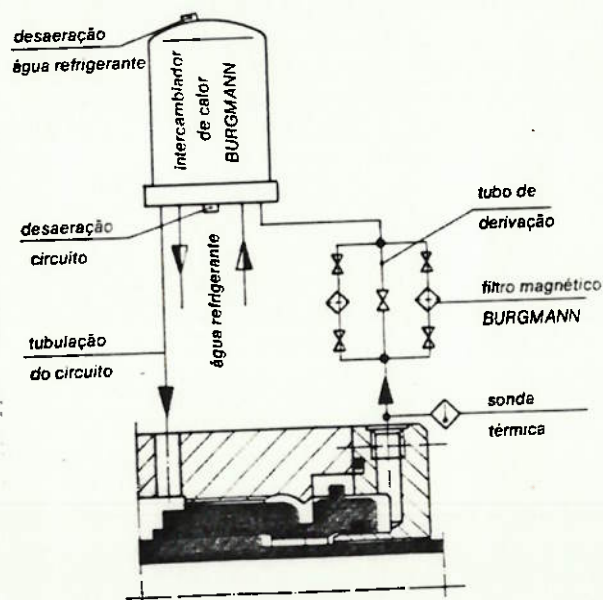


figura 7.8: fonte ( ref.[18] )

Estes são os acessórios principais, existindo outros recomendados pelos fabricantes.

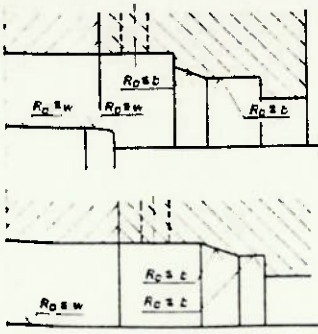
A instalação de um selo mecânico requer algumas atenções do projeto. Por exemplo o fabricante de selos mecânicos Burgmann [18] recomenda:

- Os eixos e furos de alojamento devem estar acabados com a máxima precisão na zona de montagem e esmerilhados (  $R_t = 2$  a  $5 \mu\text{m}$  ) nas partes em que a vedação é assegurada por elementos de vedação radiais.
- Os eixos não devem ter, se possível, uma descentragem superior a  $100 \mu\text{m}$  ( selos de série ) e nenhum jogo perceptível nas extremidades. Pode-se aumentar a descentragem admissível por meio de providências construtivas, mas também reduzi-la no caso de selos mecânicos muito solicitados.
- Devem-se eliminar as causas de vibrações, pois elas reduzem a vida útil, embora possam ser compensadas parcialmente pelo selo.
- Devem-se chanfrar a  $30^\circ \times 2 \text{ mm}$ , desbarbar e arredondar todos os ressalto, sobre os quais ou nos quais se colocam o selo mecânico durante a montagem.
- A rugosidade das superfícies em contato com os selos secundários ( anel "O" ) não devem ultrapassar os valores da tabela 7.3.

A montagem dos selos também requer algumas observações ( presente nos catálogos dos fabricantes ) como por exemplo manter a máxima limpeza e não danificar as superfícies de vedação, bem como os anéis de vedação e posicionamento, entre outros.

A vida do selo depende da confiança do material de construção. Sob condições comerciais ( 24 horas por dia ) 2 anos de vida útil é comum, e sob condições excepcionais 15 a 20 anos são possíveis.

tabela 7.3: fonte ( ref.[18] )



Materiais dos selos secundários	Rugosidade média $R_a$	
	b	w
Elastômeros	2,5 $\mu\text{m}$	1,0 $\mu\text{m}$
Não-elastômeros ou uso opcional de elastômeros e não-elastômeros	1,6 $\mu\text{m}$	0,16 $\mu\text{m}$

Tolerâncias admissíveis para dimensões sem indicação de tolerância: "mittel DIN 7168".

## 8 - CALCULO DO EIXO DO AGITADOR

### 8.1 - VIBRAÇÃO

Na seção 4.5.3 efetuamos o pré-cálculo do eixo do agitador submetido a cargas "estáticas", no entanto na maioria das situações práticas o carregamento dinâmico tem sido mais críticos. Quando a rotação do eixo do agitador é aumentado, devido a atuação de forças desbalanceadas ele pode tender a oscilar e a vibrar vilentemente na direção normal ao eixo de rotação.

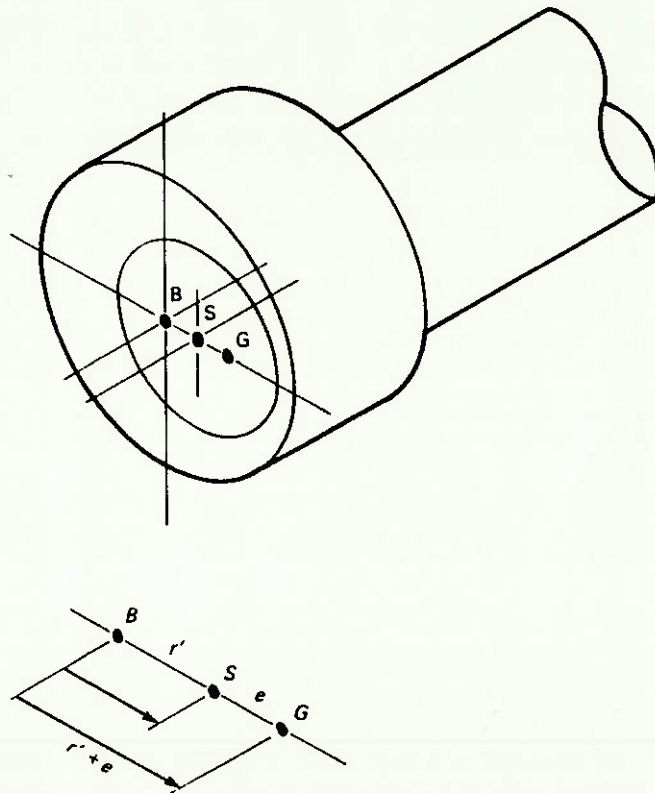


figura 8.1: fonte ( ref.[21] )

A resposta mais violenta ocorre quando, numa certa, uma das frequências das forças desbalanceadas coincide com uma das frequências naturais do sistema, provocando o conhecido fenômeno de ressonância. A esta rotação chamamos de rotação ou velocidade crítica ( ref.[24] ).

Na construção de um eixo é inevitável algum grau de imperfeição na distribuição de massas e na maioria dos casos o centro de massa ( G ) raramente coincide com o centro geométrico ( S ) do componente, como mostrado na figura 8.1.

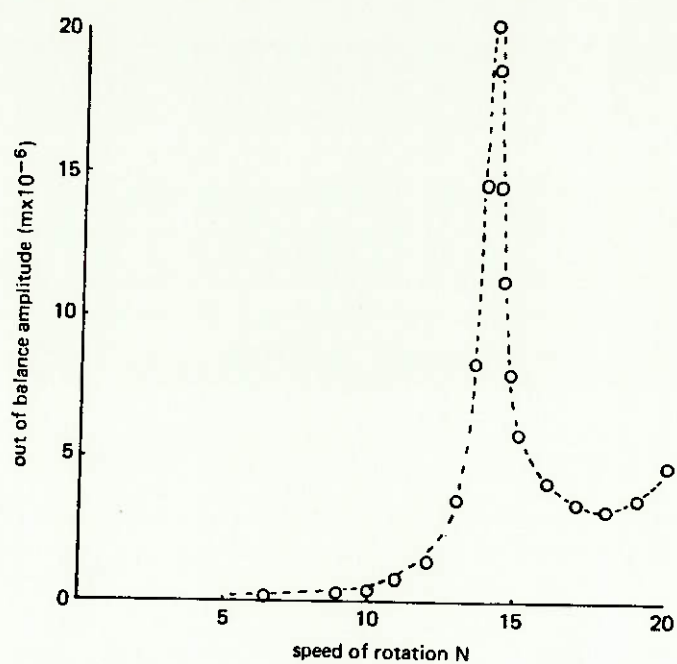


figura 8.2: fonte ( ref.[21] )

Quando o eixo entra em rotação, devido a excentricidade ( e ) surge uma força centrífuga que age no centro de massa ( G ), que tende a provocar uma deflexão r'. Para um sistema como este submetido a vibrações livres não-amortecidas pode-se provar matematicamente que a amplitude da vibração é proporcional a um fator de ampliação  $1/[1 - (N/N_c)^2]$ , onde N<sub>c</sub> é a rotação crítica.

A figura 8.2 mostra o comportamento de um eixo

desbalanceado de agitador obtido em laboratório.

A vibração do eixo pode também ser causado por forças externas periódicas. Estas podem ter origem mecânica, quando causado por compressores, centrífugas, redutores, entre outros. Outras vezes pode resultar de forças dinâmicas fluidas criadas pelo fluxo de grande volume sobre objetos sólidos ( ondas e "vortex shedding" ). Nem sempre é possível antecipar ou eliminar forças externas de excitação, na prática comum tenta-se isolar o agitador usando-se amortecedores de vibração no agitador e suportes do vaso, ou nos suportes dos equipamentos causadores da vibração.

## 8.2 - VELOCIDADE CRÍTICA

Num sistema rotativo, teoricamente, existem infinitas rotações críticas, mas para efeito de projeto de um agitador no interessa apenas a primeira, e ocasionalmente a segunda, isto porque os agitadores raramente trabalham com rotações superiores a estas.

Podemos calcular matematicamente a primeira rotação crítica para uma massa (  $m$  ) concentrada na extremidade de uma viga engastada em balanço de massa desprezível e de constante elástica (  $K$  ). Quando igualamos a força de restituição elástica não-amortecida do eixo com a resistência inercial do impelidor e eixo, obtemos a equação diferencial do sistema:

$$m \times \ddot{y} + K \times y = 0$$

A solução geral dessa equação é:

$$y = y_0 \times \cos( \omega_c t ) + V_0 \times \omega_c \times \sin( \omega_c t )$$

$$\delta = \frac{W \times L^3}{3 \times E \times I}$$

onde E = módulo de elasticidade do material do eixo ( kgf/cm<sup>2</sup> )

I = momento de inércia do eixo ( cm<sup>4</sup> )

W = peso da massa em rotação ( kgf )

L = comprimento do eixo em balanço ( cm )

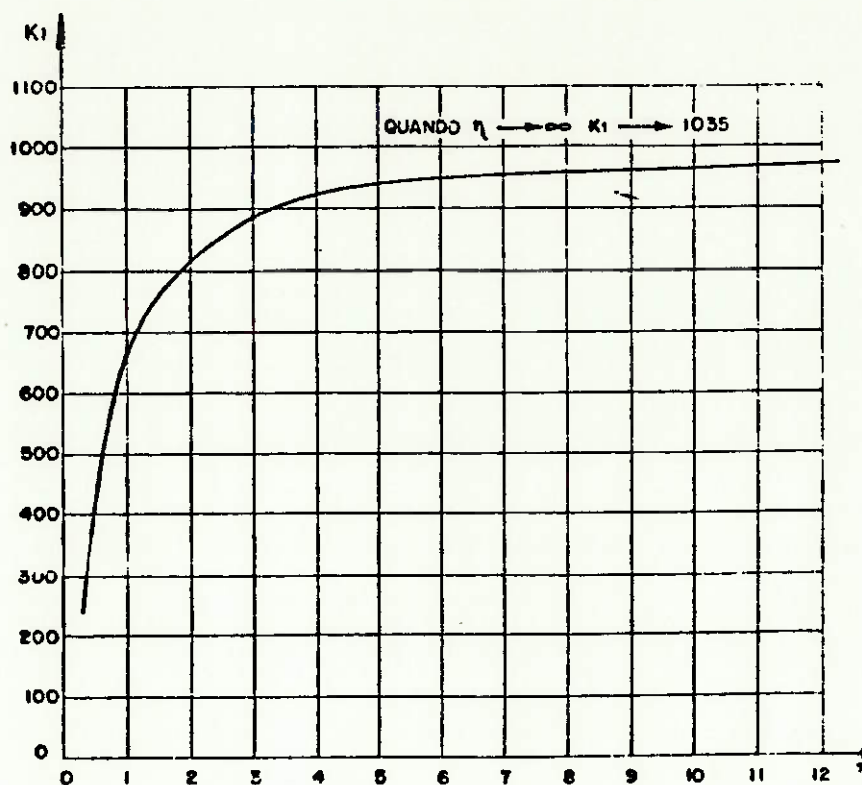


figura 8.3

A rotação crítica de um peso uniformemente distribuído é calculado por:

$$N_c = K_1 \times \sqrt{\frac{E \times I}{W_s \times L^4}}$$

onde  $K_1$  = constante que depende do valor da razão  $\eta$ , que pode ser obtido pelo gráfico da figura 8.3

$$\eta = \frac{L}{S}$$

$S$  = distância entre centros dos mancais ( cm )

$W_e$  = peso do eixo por unidade de comprimento ( kgf/cm )

Estas rotações críticas podem ser combinadas pela fórmula de Dunkerly ( ref.[10] ) para obter a rotação crítica do sistema:

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_e^2} + \frac{1}{N_1^2}$$

No caso de termos outros impelidores, acoplamentos ou outras massas concentradas, como na figura 8.4, podemos calcular as respectivas velocidades críticas, desprezando-se a massa do eixo.

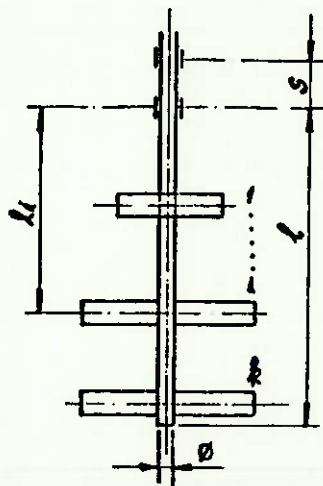


figura 8.4

$$\delta_i = \frac{W_i \times L_i^3}{3 \times E \times I}$$

$$N_i = \frac{300}{\sqrt{\delta}}$$

onde  $W_i$  = peso do elemento  $i$  ( kgf )

$L_i$  = distância do elemento  $i$  ao mancal mais próximo  
( cm )

Aqui devemos dar atenção especial aos impelidores, além da sua própria massa influenciar a rotação crítica do agitador, a massa adicional de líquido associado também interfere no valor da mesma. Já que esta massa de líquido vibra efetivamente com o impelidor, aumentando a sua inércia e reduzindo a sua frequência natural. Essa massa adicional de um impelidor tem sido determinado por um coeficiente (  $C_m$  ) multiplicado pelo volume de líquido contido dentro de um cilindro de diâmetro igual ao diâmetro do impelidor e de altura igual a largura das pás. O valor de  $C_m$  varia usualmente entre 0,2 e 0,5 ( ref. [21] ).

Assim finalmente combinando as várias rotações da maneira, obtemos a rotação crítica do sistema:

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_s^2} + \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \dots \dots + \frac{1}{N_k^2}$$

No entanto as fórmulas para o cálculo das rotações  $N_i$  admitem o eixo como uma viga engastada em balanço. Isto é aceitável desde que a distância entre os mancais seja pequena ou o momento de inércia desta parte seja alto comparado ao da porção do eixo em balanço. Assim as rotações são multiplicadas pelo seu respectivo fator de espaçamento dos mancais (  $f_i$  ) para levar em conta a flexibilidade do eixo entre os mancais.

$$f_c = \sqrt{\frac{L_i}{L_i + S \times (I/I_s)}}$$

onde  $I_s$  = Momento de inércia da porção do eixo entre mancais

Existem alguns recursos que podem ser adotados para aumentar a rotação crítica, é a adoção de eixo escalonado ( ver a figura 8.5 ), a construção com mais de um material com diferentes módulos de elasticidade, ou fazendo-se um furo na porção inferior do eixo mudando com isso a distribuição da massa.

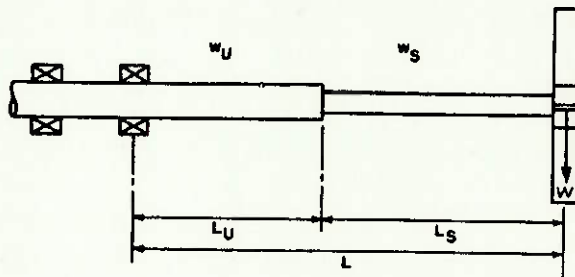


figura 8.5: fonte ( ref. [10] )

Com estes recursos pode-se aumentar a rotação crítica de 10 a 15 %, no entanto, um escalonamento muito longo poderá ao contrário reduzi-la.

Outro recurso é a utilização de um mancal na extremidade do eixo. A figura 8.6 mostra um tipo comercial.

A rotação crítica pode ser aumentada e também reduzir deflexões excessivas do eixo no sêlo.

Mas a solução introduz novos problemas de acordo com a referência [10].

- O alinhamento do mancal e o mancal do redutor é difícil ou impossível a menos que o eixo possua uma retilineidade acima da tolerância comercial.

- Maior cuidado no alinhamento do acoplamento do eixo. Caso o eixo fique desalinhado e o mesmo é forçado para posicioná-lo no mancal, elevados esforços dinâmicos poderão provocar fadiga do eixo e desgaste prematuro dos rolamentos.
- A não ser que o fluido de processo possua propriedades lubrificantes, a lubrificação poderá ser um problema.
- Presença de partículas sólidas abrasivas e propriedades corrosivas do líquido diminui a vida útil do mancal.

Todas essas soluções para aumentar a rotação crítica do eixo do agitador, necessita de investimentos adicionais e este fator deve ser ponderado para a adoção ou não de uma delas.

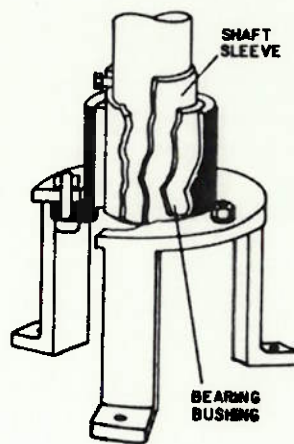


figura 8.6: fonte ( ref.[10] )

### 8.3 - CRITÉRIOS DE PROJETO DO EIXO

Como referência deve-se adotar uma rotação inferior a

70 % da rotação crítica para velocidades periféricas dos impelidores inferiores a 6,1 m/s e para velocidades superiores a esta, adotar rotação acima de 130 % da rotação crítica ( obviamente deve ser menor a segunda rotação crítica ). Se durante a descarga do fluido de processo o impelidor ficar emerso ou se gás é pulverizado no líquido ao redor do impelidor, diminuindo o amortecimento do meio, a rotação deve ficar abaixo de 60 % da rotação crítica.

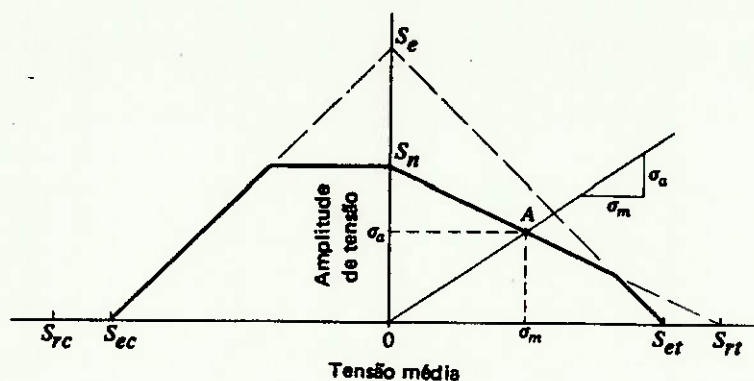


figura 8.7: fonte ( ref.[23] )

Com o diâmetro de eixo satisfazendo o critério de vibrações deveremos definir as dimensões restantes do eixo, tais como, rasgos para chaveta, furos e adocamentos. Conhecendo-se todas estas dimensões podemos calcular facilmente todos os componentes das tensões e efetuar a análise da fadiga através do diagrama modificado de Goodman ( ref.[25] ) mostrado na figura 8.7. O fator de segurança varia de 1,25 a 3,00 para projetos comuns dependendo de como as condições de operação são especificados ( ref.[21] ).

#### 8.4 - DIMENSIONAMENTO QUANTO A VIBRAÇÃO ( rotação crítica )

Pelos cálculos apresentados no anexo 45, que segue os procedimentos da seção 8.2, chegamos aos resultados listados a seguir:

- Eixo é um tubo Ø 6" sch 160
- Distância do impelidor superior ao mancal mais próximo é 380 cm
- Distância do impelidor inferior ao mancal mais próximo é 570 cm
- O selo mecânico deverá apresentar mancal
- A rotação crítica do sistema é 95 rpm

A adoção de um terceiro mancal para aumentar a rotação crítica e diminuir a deflexão do eixo, aumentará as tensões no eixo e acelerará o desgaste de outros componentes. Assim o projeto detalhado do eixo deverá prever e minimizar estes problemas.

#### 8.5 - BALANCEAMENTO ( ref.[10] )

Um rotor de um agitador pode apresentar um desbalanceamento estático e/ou dinâmico. O desbalanceamento estático, como o próprio nome diz, é detectado por meios estáticos, por exemplo fazendo o rotor girar livremente sobre o seu eixo, ou eixo imaginário, entre duas facas paralelas horizontais niveladas ( figura 8.8 ). Caso exista algum desbalanceamento, o centro de massa do conjunto tenderá a ficar sempre abaixo do eixo de rotação. Adionando-se uma certa massa no lado mais leve ou retirando-se material do lado mais pesado até que o rotor não apresente rotação em balanço e fique em repouso em

qualquer posição sobre as facas.

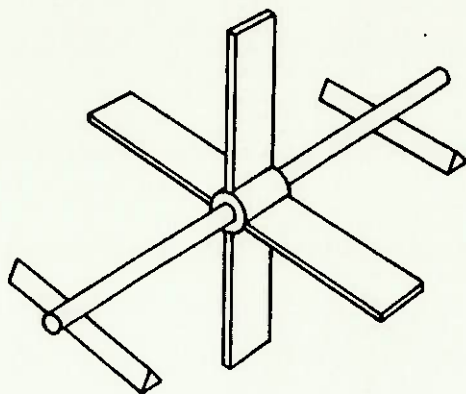


figura 8.8: fonte ( ref.[10] )

Um rotor balanceado estaticamente poderá apresentar desbalanceamento dinâmico que só poderá ser observado durante a sua rotação. O giro do rotor induz um binário no eixo, como mostrado na figura 8.9, que pode ser corrigido pela adição de duas massas iguais em dois diferentes planos transversais ao eixo que produza um binário oposto ao anterior. A determinação dessas massas é feita por meio de testes dinâmicos e exigem maior perícia que o balanceamento estático.

Rotores com razão entre altura das pás e seu diâmetro, inferiores a  $1/6$ , ou quando a rotação do eixo é baixa, o balanceamento dinâmico é raramente necessário. A maioria dos agitadores com único impelidor se enquadram nesta categoria. No entanto agitadores com múltiplos impelidores podem apresentar desbalanceamento dinâmico mesmo que ele tenha sido balanceado estaticamente. Se o centro de massa de um dos impelidores estiver deslocado do eixo de rotação do rotor e o centro de massa do outro impelidor apresentar uma defasagem em relação ao eixo de rotação, de tal modo que compense estaticamente o deslocamento do primeiro impelidor, causará um binário durante a rotação do rotor que tenderá a curvar o eixo. E quanto mais alta for a rotação e o

espaçamento entre os impelidores, maior será o binário que causará as vibrações excessivas e desgaste acelerado dos rolamentos e outros componentes.

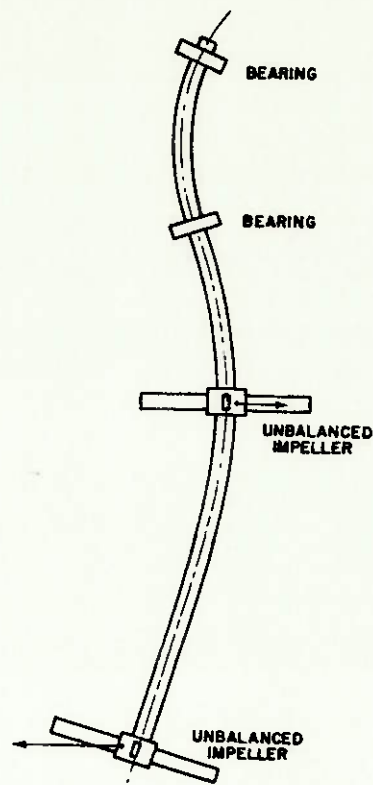


figura 8.9: fonte ( ref. [10] )

A adição de massas em planos transversais diferentes, citado anteriormente, nem sempre é a melhor solução. A providência mais satisfatória é o balanceamento estático de cada um dos componentes do sistema. Mesmo fazendo o balanceamento estático de vários componentes, o custo é usualmente inferior ao do balanceamento dinâmico de todo o sistema, pois ele requer menor perícia, pode ser feito em qualquer lugar e não necessita de equipamentos especiais como no balanceamento dinâmico. Além disso existe a vantagem dos componentes poderem ser recolocados e trocados à vontade sem causar o desbalanceamento do sistema.

## 9 - IMPELIDORES

### 9.1 - ASPECTOS CONSTRUTIVOS

Independentemente do tipo de impelidor a ser fabricado, existem basicamente três tipos de construção, a saber:

- Fundição em peça única
- Montagem de peças separadas
- Combinação dos dois métodos anteriores

A seleção de um tipo de construção dependerá das condições do projeto e do custo da fabricação.

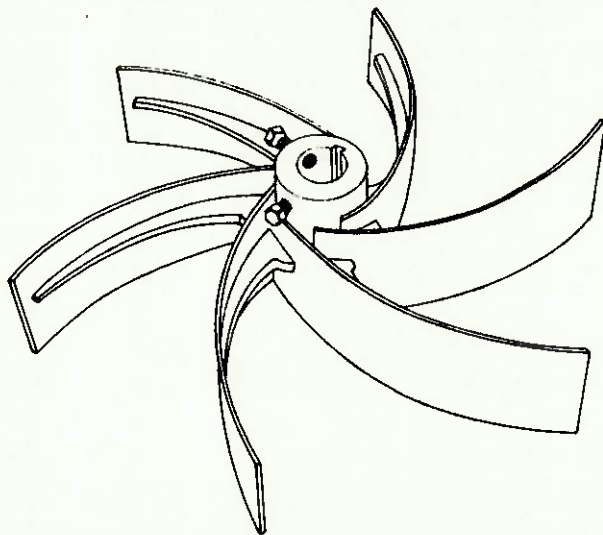


figura 9.1: fonte ( ref.[10] )

Para a agitação em tanques abertos muitos fabricantes

têm adotado impelidores fundidos em peça única de baixo custo ( ver a figura 9.1 ), mas em vasos pressurizados, onde as dimensões da abertura de acesso são limitadas, os projetos de impelidores têm sido modificados para cubo bipartido ( ver a figura 9.2 ) e tipos desmontáveis ( ver a figura 9.3 ) que facilitam a instalação e remoção através dessas aberturas.

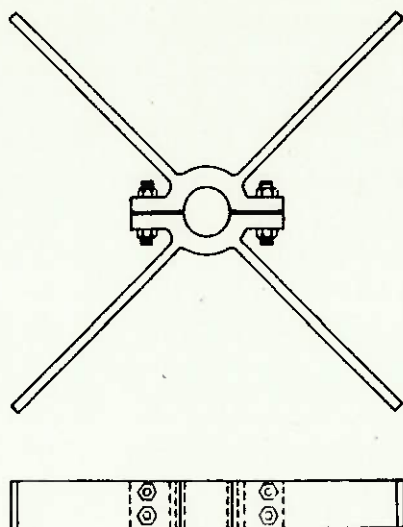


figura 9.2: fonte ( ref.[10] )

Os impelidores fundidos apresentam certas vantagens, tais como, a razoável uniformidade do material de construção e uma alta dureza superficial causado pelo rápido resfriamento do metal que está diretamente em contato com o molde. No entanto eles possuem algumas desvantagens por resultar freqüentemente em pesadas pás e seções de cubos e perder a viabilidade econômica quando ligas resistentes à corrosão são usadas, além disso impelidores muito pesados aumentam outros custos por afetar no tamanho do eixo, rolamentos e outros componentes.

A soldagem de peças pode também simplificar a construção, mas algumas ligas têm suas propriedades alteradas, como a resistência à corrosão, por exemplo. Assim, quando a

soldagem é empregada, este deve se possível ser confinado às áreas próximas ao cubo do impelidor onde a velocidade do fluxo é baixa. Isto se deve ao fato de as projeções de solda e a rugosidade superficial aceleram a corrosão se a velocidade do fluido é alta.

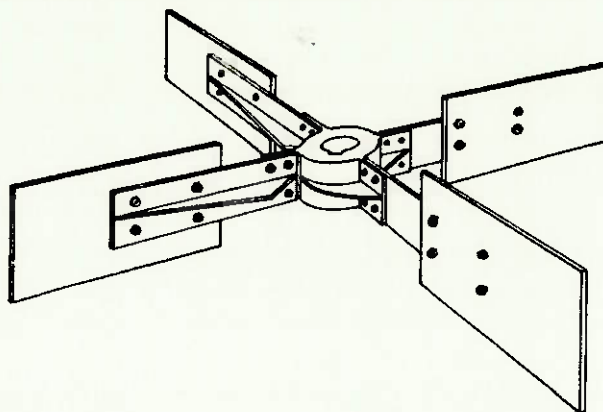


figura 9.3: fonte ( ref.[10] )

Construções aparafusadas ( ver figuras 9.2, 9.3 e 9.4 ) são usadas porque possuem a vantagem de permitir montagem e desmontagem facilmente por meio de simples ferramentas. Porém, as áreas próximas aos parafusos são excelentes para a corrosão em fissuras. Outra desvantagem é o afrouxamento sob certas condições de vibração, e a perda de aperto com o tempo devido ao desgaste da rosca, corrosão ou material estranho no rosqueado.

Tratando agora do caso específico deste trabalho, a construção aparafusada seria a melhor solução devido às dimensões dos impelidores e por ser o material adotado uma liga resistente à corrosão ( fundição desses metais apresenta custo elevado ).

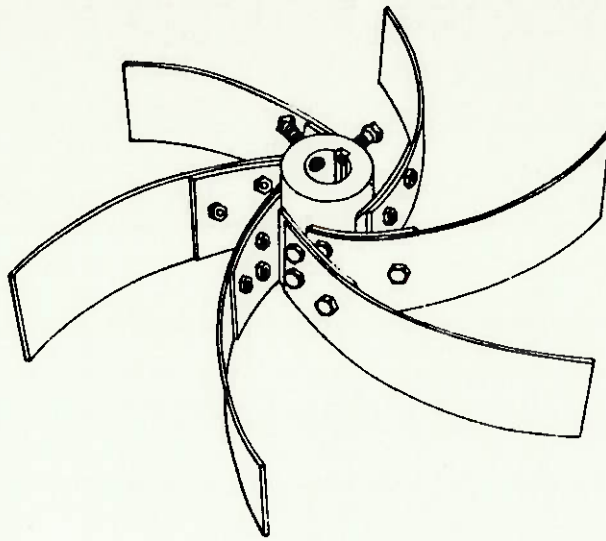


figura 9.4: fonte ( ref.[10] )

## 9.2 - PRÉ-CÁLCULO DOS PARAFUSOS

Para o pré-cálculo do parafuso deveremos calcular a tensão de tração a que estará sujeito. Baseando-se na figura 4.20, a máxima carga (  $F_p$  ) no parafuso será dado por:

$$F_p = \frac{F \times X}{y}$$

onde  $F$  = Força de arrasto resultante ( ver seção 4.5.2 )

Os parafusos poderão afrouxar devido às altas

freqüências de oscilação das pás, por causa disso os parafusos são encaixados com certa interferência, apertadas até a 80 % do ponto de escoamento e travados no lugar com dispositivos de segurança ( arruelas elásticas, porcas com fixação, etc... ).

As pás fixadas por parafusos requer algumas considerações adicionais. A espessura das pás e da asa do cubo deverão ser ajustadas para as mudanças nas seções transversais causados pelos furos e mudanças de forma.

O anexo 46 apresenta os pré-cálculos dos parafusos, chavetas e asas do cubo do impelidor mais solicitado ( superior ). Os resultados são estendidos ao impelidor inferior.

Os resultados são mostrados na forma de croqui nos desenhos 02 e 03.

## 10 - ACOPLAMENTOS RIGIDOS ( ref.[10] )

Os acoplamentos rígidos são usados frequentemente nos agitadores com longos eixos em balanço, unindo o eixo do agitador e o eixo de saída do redutor. Isto facilita o transporte, instalação, remoção e manutenção do agitador. Embora a primeira vista pareça um mero bloco de metal, alguns cuidados durante o seu projeto e instalação poderão influenciar significativamente na performance do agitador.

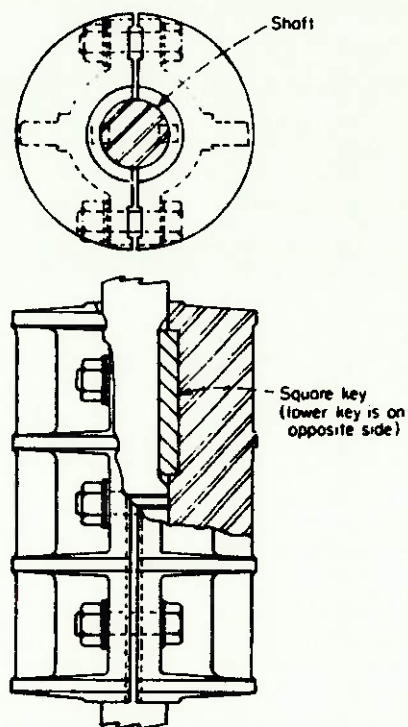


figura 10.1: fonte ( ref.[10] )

O acoplamento deverá apresentar os seguintes requisitos listados a seguir:

- Ser capaz de transmitir o torque do agitador
- Proporcionar pelo menos tanta rigidez quanto o eixo se a velocidade crítica do agitador não é para ser reduzido
- Ser suficientemente forte para suportar os momentos causados pelas forças hidráulicas desbalanceadas e centrífugas
- Proporcionar um bom alinhamento entre os eixos a serem unidos
- Permitir fácil montagem e desmontagem no campo, mesmo em condições adversas, e se possível ser auto-alinhável
- Ser capaz de suportar o peso do agitador

A não observância desses requisitos durante o projeto, fabricação e instalação do acoplamento poderá resultar num aumento do custo de manutenção e numa possível falha.

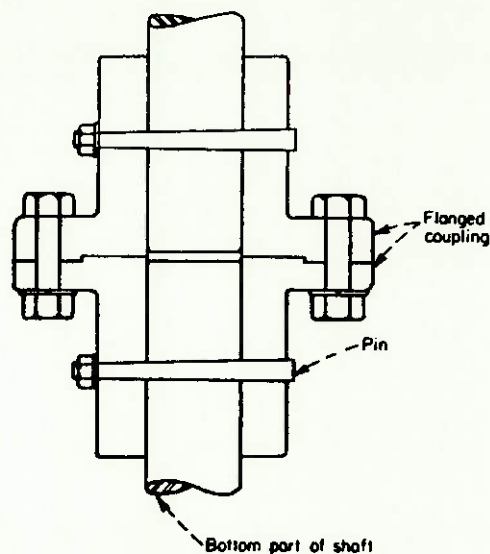


figura 10.2: fonte ( ref. [10] )

Existem vários tipos de acoplamentos rígidos: tipo luva bipartida ( ver a figura 10.1 ), flangeado com pino cônico ( ver a figura 10.2 ) e flangeado com união cônica e soldada ( ver

a figura 10.3 ).

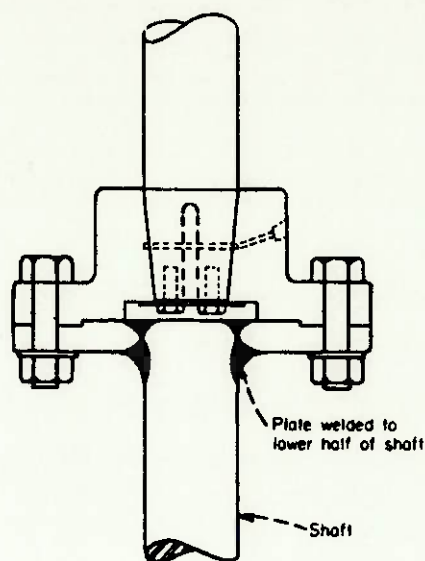


figura 10.3: fonte ( ref.[10] )

A luva é utilizada em aplicações leves e de menor precisão por ser mais barato, mas em aplicações pesadas ( alto torque e momentos fletores elevados ) o tipo flangeado é mais adequado. Este último tipo adquire maior rigidez se as metades do acoplamento forem montadas nos eixos com ajuste com interferência como na figura 10.2 ou forem soldados no lugar como na figura 10.3. Este ajuste forçado pode ser conseguido pela utilização de pressão hidráulica ou calor para expandir o acoplamento, no caso da figura 10.3, e encaixando-o a quente no eixo. No entanto estas técnicas nem sempre são práticas, a ação de cunha de um cone é algumas vezes utilizado para garantir o contato no ajuste forçado. Uma pequena conicidade permite um ajuste rígido, mas se este é menor que o ângulo de atrito entre eixo e acoplamento, pode-se ter problemas na união dos mesmos. Na prática, utiliza-se grande conicidade.

Como se verá a seguir o aperto do encaixe é muito importante, pois sua perda poderá causar o deslocamento do eixo

como mostrado na figura 10.4. E forças hidráulicas e centrífugas dos impelidores serão ampliados no acoplamento na razão do comprimento total do eixo e o comprimento inserido no acoplamento. Nesta situação o contato entre eixo e acoplamento ocorrerá numa linha ou num ponto em A e B, e tensões elevadas aparecerão. O jogo resultante aumentará a deflexão, baixará a velocidade crítica e poderá causar a falha completa. A força centrífuga aumentará as tensões em todo o agitador e pode prover forças excitativas para a vibrações indesejáveis do sistema. A ausência de concentricidade, angularidade dos furos, ou de ajuste das faces de contato do acoplamento também aumenta a excentricidade das massas do rotor e forças centrífugas.

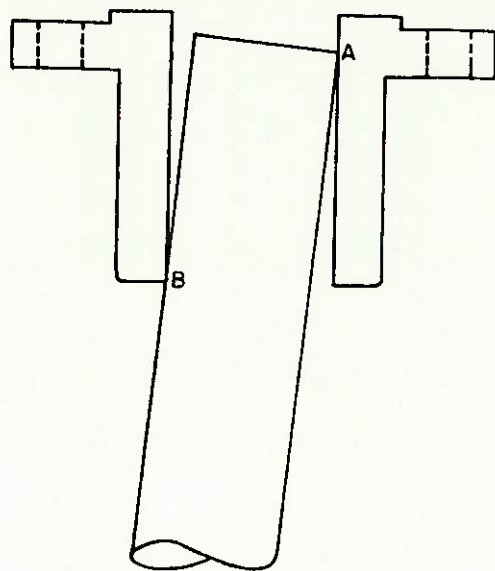


figura 10.4: fonte ( ref.[10] )

A transmissão de torque de uma metade a outra do acoplamento pode ser feito por chaveta entre as faces acopladas, mas geralmente é realizado pelo atrito entre as faces. O suficiente atrito é conseguido apertando os parafusos até 80 % do seu ponto de escoamento. A perda do acoplamento poderá causar a redução da velocidade crítica, aumento das tensões no eixo e

danificá-lo. Caso não cheguem a provocar tais problemas, o deslocamento das faces aumentará a probabilidade de falha dos parafusos devido a ação combinada de flexão e cisalhamento.

Levando-se em consideração as observações mencionadas acima, optamos por um acoplamento semelhante ao da figura 10.2

## 11 - CONEXÃO DO SUPORTE DO REDUTOR

A conexão que suportará o redutor estará sujeito, além da pressão de operação do vaso, ao peso próprio do conjunto redutor, eixo e impelidores, e aos esforços provenientes da ação de mistura, transmitidos do eixo ao selo mecânico e finalmente do selo à conexão, pois o selo age como um terceiro mancal para o eixo do agitador.

As seções a seguir apresentam os procedimentos para o pré-dimensionamento da conexão, sendo que os cálculos numéricos se encontram nos anexos.

### 11.1 - PRÉ-CÁLCULO DA ESPESSURA DA PAREDE DA CONEXÃO BASEADO NA PRESSÃO DE OPERAÇÃO DO VASO

Como no pré-cálculo da espessura da parede do vaso, adotaremos como dado de projeto a condição mais crítica de operação, que para a conexão corresponde ao caso 3 e 4, apresentado na seção 4.1.4.

Os procedimentos de cálculo são os mesmos do pré-cálculo da espessura do costado do vaso e se encontra no anexo 47.

### 11.2 - VERIFICAÇÃO DO REFORÇO DA ABERTURA NO TAMPO QUANTO À PRESSÃO DE OPERAÇÃO

A verificação do reforço da abertura no tampo foi

baseado nos parágrafos UG-35 a UG-42 da norma ASME seção VIII divisão 1 ( ref.[2] ). Nos cálculos que se apresentam no anexo 47, utilizamos as mesmas notações adotadas pela norma para designar as grandezas envolvidas.

### 11.3 - VERIFICAÇÃO DO REFORÇO DA ABERTURA NO TAMPO QUANTO A TENSÕES LOCALIZADAS CAUSADAS POR ESFORÇOS EXTERNOS ( ref.[28] )

Além da concentração de tensões induzidas pela pressão de operação, as tensões localizadas originadas de carregamentos externos sobre bocais e estruturas de fixação são muito importantes. Se os reforços não forem bem dimensionados eles poderão ser fonte de falhas.

Devido à complexa geometria envolvida uma análise teórica do problema é extremamente complicado e uma solução totalmente satisfatória ainda não foi desenvolvida até o momento. Todavia, dentro de certos limites a presente análise teórica proporciona ao projetista um adequado critério de projeto. Os procedimentos a seguir não são aplicáveis aos vasos submetidos à pressão externa, onde empenamentos podem ocorrer.

A teoria de inserto rígido desenvolvida a seguir não proporciona uma boa aproximação das tensões nos vasos para bocais de parede fina e tubos flexíveis, mesmo que o tubo seja satisfatório para pressão e cargas externas em questão. O valor real da tensão longitudinal ( meridional ) torna-se menor e a tensão tangencial ( latitudinal ) torna-se muito maior. A máxima tensão de membrana resultante na direção longitudinal e tangencial tornam-se muito maiores que se fossem consideradas como um inserto rígido. Além disso, a tensão de pico pode ocorrer através da base do bocal ao invés do vaso. Para se prevenir destes problemas, a seção do bocal soldada ao tampo e sob pesada carga externa deverá ser feito de espessura suficiente de modo que a distribuição de

forças no tampo se aproxime da distribuição assumida na teoria de inserto rígido. Isto é particularmente importante para bocais de grandes dimensões.

Por as tensões serem locais e diminuírem rapidamente com o distanciamento do ponto de aplicação, os procedimentos a seguir podem ser aplicados na porção esférica de tampos elípticos e torisféricos. Todas as uniões devem estar localizadas longe da região de concordância, que é uma área de tensão de pressão concentrada.

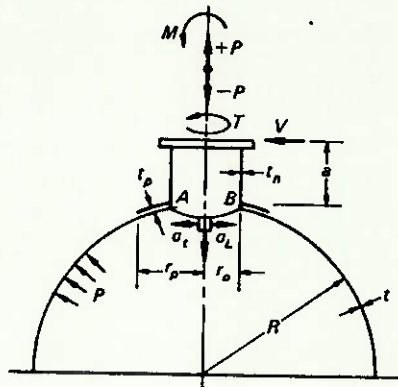


figura 11.1: fonte ( ref. [28] )

com

- R = Raio médio do tampo esférico corroido
- $r_o$  = Raio externo do bocal
- $t_n$  = Espessura corroida do pescoço do bocal
- t = Espessura corroida do tampo
- $t_p$  = Espessura do reforço ( caso utilizado, ela é adicionado à espessura do tampo t no cálculo da tensão )

Suponhamos um bocal sobre um tampo hemisférico submetido às principais cargas externas ( ver a figura 11.1 ):

a - Carga radial P ( positivo quando direcionado para

para e negativo quando direcionado  
para dentro )

b - Momento fletor M

c - Torque T

d - Força de cisalhamento V

A tensão de cisalhamento no vaso próximo ao diâmetro externo do bocal devido ao momento torsional T é:

$$\tau = \frac{T}{2 \times \pi \times r_o^2 \times t}$$

A tensão de cisalhamento máximo no vaso devido à força V é:

$$\tau' = \frac{V}{\pi \times r_o \times t}$$

Estas tensões são normalmente pequenas e podem ser desprezadas.

Na maioria dos casos, as tensões principais são associadas ao momento fletor M, incluindo-se também a parcela ( Vxa ), e a força radial P.

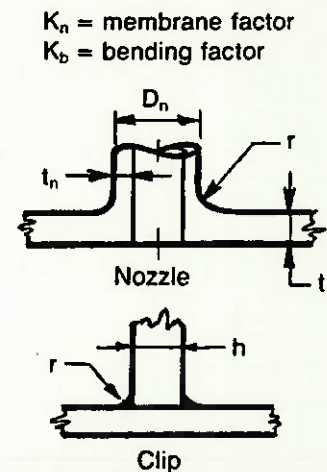
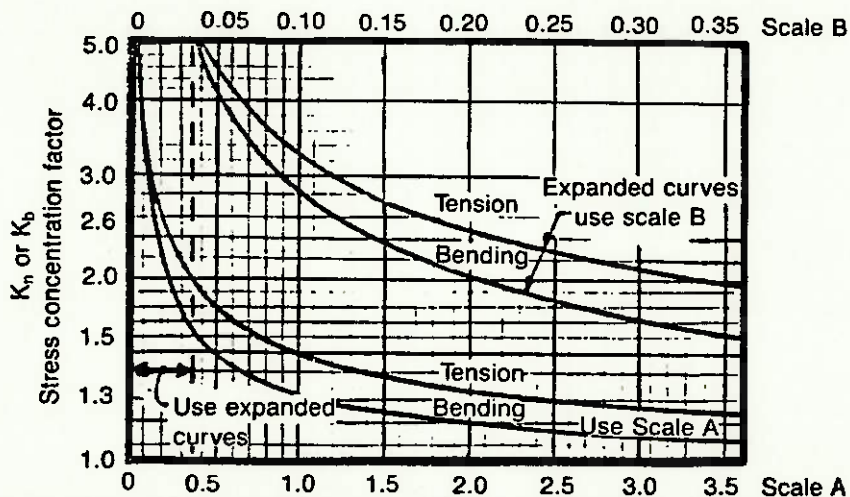
As tensões principais biaxiais no diâmetro externo do bocal,  $\sigma_t$  e  $\sigma_l$ , podem ser expressadas pelas seguintes equações gerais ( ref. [28] ):

$$\sigma_l = \sigma_y = K_n \times \frac{N_y}{t} \pm K_b \times \frac{6 \times M_y}{\ell}$$

$$\sigma_t = \sigma_z = K_n \times \frac{N_z}{t} \pm K_b \times \frac{6 \times M_z}{\ell}$$

onde

- $y$  = Coordenada na direção longitudinal do tampo
- $z$  = Coordenada na direção tangencial (circunferencial)
- $N_y$  = Força de membrana na direção longitudinal do tampo ( lbf/in )
- $N_z$  = Força de membrana na direção tangencial do tampo ( lbf/in )
- $M_y$  = Momento fletor interno no plano longitudinal do tampo ( lbfxin/in )
- $M_z$  = Momento fletor interno no plano tangencial do tampo ( lbfxin/in )
- $K_n, K_b$  = Fator de concentração de tensão que depende do material e da geometria da junção. Para esforços estáticos,  $K_n$  e  $K_b$  podem ser admitidos iguais a unidade, visto que a tensão de pico que excede o ponto de escoamento são redistribuídos nos materiais dúcteis como os usados na construção dos vasos ( caso sejam necessários eles podem ser determinados pelas curvas da figura 11.2 ).



Ratio fillet weld radius to thickness of shell, attachment, or diameter of nozzle,

$$\frac{r}{t}, \frac{2r}{D_n}, \frac{2r}{h}$$

figura 11.2: fonte ( ref. [27] )

As forças de membrana  $N_y$  e  $N_z$  e os momentos fletores internos  $M_y$  e  $M_z$  são calculados usando a teoria de vaso de parede fina. A referência [27] apresenta alguns resultados teóricos que são expressados em parâmetros adimensionais gerais do vaso ou tampo plotados contra os parâmetros da junção. Estes gráficos permitem calcular as tensões ao redor da junção. Por outro lado o projetista está mais interessado na tensão máxima a fim de providenciar um adequado reforço da abertura. Assim para simplificar o cálculo dessas tensões máximas os procedimentos seguintes podem ser adotados.

Para efeitos didáticos separamos os efeitos da força radial  $P$  e  $p$  momento fletor  $M$ .

#### a) Máxima tensão devido a força radial $P$

A máxima tensão no tampo será a tensão longitudinal em tração dado por:

$$\text{máx. } \sigma_l = \sigma_y = K_n \times \frac{N_y}{t} \pm K_b \times \frac{6 \times M_y}{\ell^2}$$

Quando  $P$  for positivo  $N_y$  é de tração e para  $P$  negativo  $N_y$  será de compressão.

A equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\sigma_l = \sigma_y = \frac{P}{t^2} \times \left[ \frac{N_y \times t}{P} + \frac{6 \times M_y}{P} \right]$$

Os valores de  $N_y t / P$  e  $6 \times M_y / P$  se baseiam na teoria de inserto rígido e são dados na referência [27].

Simplificando mais ainda a expressão para:

$$\sigma_l = C_p \times \left[ \frac{P}{t^2} \right]$$

Valor de  $C_p = \frac{N_y \times t}{P} + \frac{6 \times My}{P}$  é plotado na figura

11.3.

Para  $P$  positivo a tensão máxima  $\sigma_l$  determinada pela fórmula anterior pode ser somada diretamente à tensão de tração devido à pressão interna. No entanto, para  $P$  negativos a força de membrana  $N_y$  é negativa, causando tensão de compressão, e desse modo a tensão máxima  $\sigma_l$  será dada por:

$$\sigma'_l = \sigma'_y = - \frac{N_y}{t} + \frac{6 \times My}{t^2} =$$

$$= \frac{P}{t^2} \times \left[ - \frac{N_y \times t}{P} + \frac{6 \times My}{P} \right]$$

ou

$$\sigma'_l = C'_p \times \left[ \frac{P}{t^2} \right]$$

O valor de  $C'_p = - \frac{N_y \times t}{P} + \frac{6 \times My}{P}$  e também plotado

na figura 11.3. A componente do momento fletor interno  $My$  contribui consideravelmente mais que a componente da força de membrana  $N_y$ . A tensão de tração resultante  $\sigma'_l$  é diretamente adicionado à tensão causada pela pressão interna.

$$\text{O fator de tensão } C'_p = - \frac{N_y \times t}{P} - \frac{6 \times My}{P} = - C_p$$

deverá determinar a máxima tensão de compressão  $-\sigma_l$ , que não é

somada à tensão interna, mas pode ser importante sob condições de ausência de pressão.

b) Máxima tensão devido ao momento M

A máxima tensão devido ao momento fletor M será novamente uma tensão longitudinal  $\sigma_l$ . Pela teoria de inserto rígido, esta tensão é dado por:

$$\begin{aligned} \text{máx. } \sigma_l = \sigma_y &= K_n \times \frac{N_y}{t} \pm K_b \times \frac{6 \times M_y}{t^2} = \\ &= \frac{M}{t^2 \times \sqrt{R \times t}} \left[ \left\{ \frac{N_y \times t}{M} \right\} \times \sqrt{R \times t} + \left\{ \frac{6 \times M_y}{M} \right\} \times \sqrt{R \times t} \right] \end{aligned}$$

ou

$$\sigma_l = C_m \times \left\{ \frac{M}{t^2 \times \sqrt{R \times t}} \right\} \quad (\text{em tração})$$

Os valores de  $C_m = [N_y \times t / M \times \sqrt{R \times t} + (6 \times M_y / M) \times \sqrt{R \times t}]$  são plotados na figura 11.3. Aqui a tensão de flexão  $\sigma_l$  produzido por M no ponto B (ver a figura 11.1) é somado algebricamente à tensão de membrana devido a pressão interna.

O parâmetro do tempo, abscissa do gráfico da figura 11.3,  $U = r_0 / \sqrt{R \times t}$  é utilizado para as junções circulares. O parâmetro do tempo para junções quadradas pode ser aproximado por  $U = c / 0,875 \times \sqrt{R \times t}$ , onde c é igual a metade do lado da junção. Para junções retangulares com relação entre os lados no máximo até  $(c_2 / c_1) \leq 1,5$ ,  $c_1$  pode ser aproximado para  $c = \sqrt{c_1 \times c_2} / 2$ .

Como se pode perceber pelas expressões para o cálculo das tensões, as tensões são nominais e não incluem a concentração de tensões na junção bocal-tampo. A tensão de pico pode-se tornar

importante para a análise de fadiga.

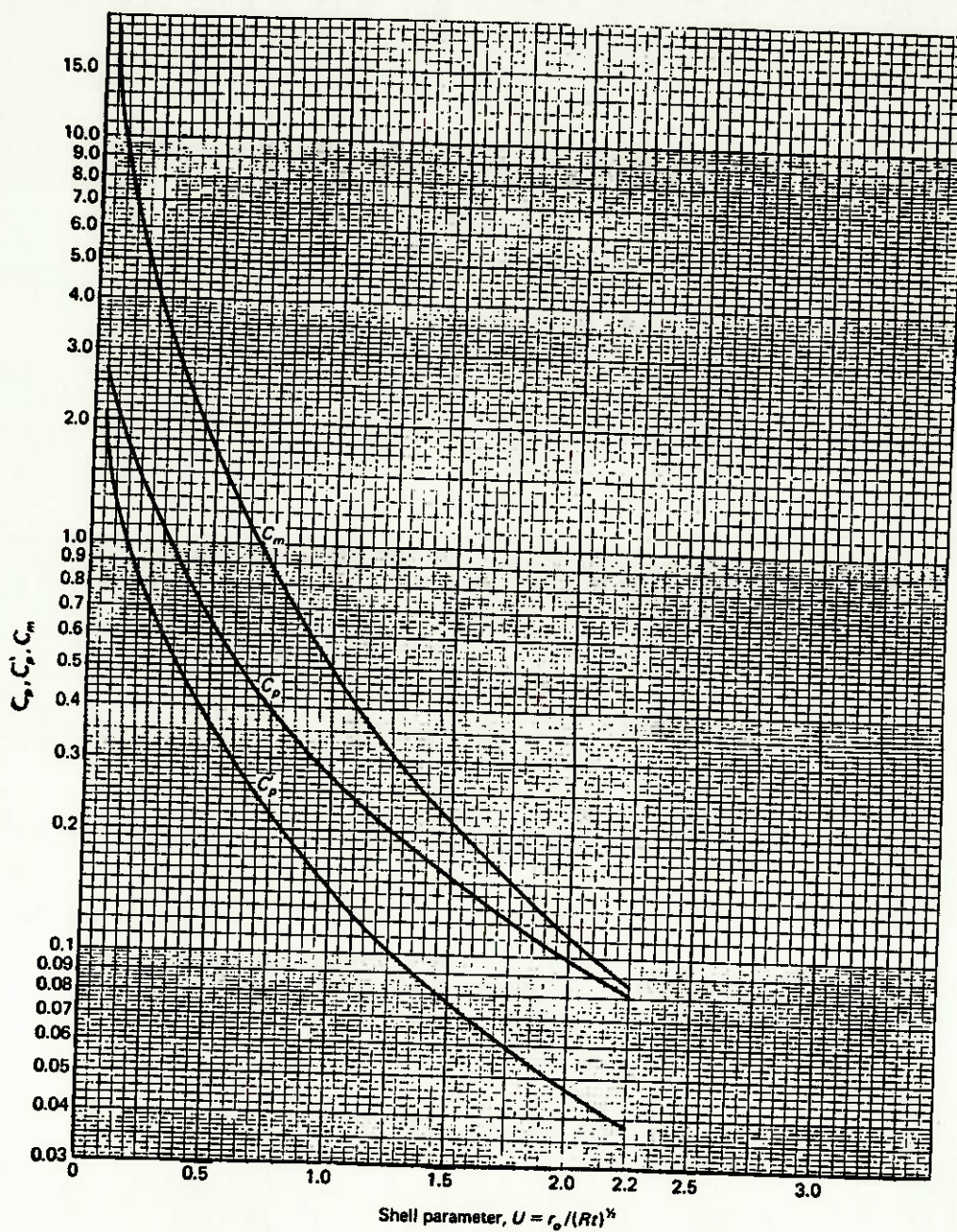


figura 11.3: fonte ( ref. [28] )

Se a tensão máxima na junção é muito alta, o tempo deverá ser reforçado por reforços ou a espessura do reforço

requerido para a pressão interna deverá ser aumentada. A largura do reforço é usualmente calculado de modo que a tensão em sua borda seja menor que a tensão admissível. A largura do reforço, a não ser que solda intermediárias sejam utilizadas, não deve exceder a  $16 \times t_p$  ou  $16 \times (t - \text{corrosão admissível})$ , do contrário o reforço ou o tampo sob tensões de flexão elevadas poderá empenar. Para evitar concentrações de tensões deve-se usar raios de transição generosos ( $r_1$  e  $r_2$  na figura 11.4) entre o tampo e o bocal. Quanto a limites de espessura, é recomendado que seja menor que 75 % da espessura da parte com a qual será unido e menor maior que 150 %.

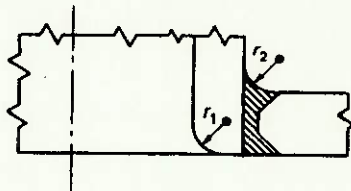


figura 11.4: fonte ( ref.[28] )

A máxima tensão combinada calculada ( devido às forças radiais, aos momentos fletores e torsões, às tensões térmicas, entre outros ) na parede do tampo não poderá exceder a tensão admissível para a condição de projeto, como mostrado na tabela 11.1.

#### 11.4 - RESULTADOS PARCIAIS

Dessa maneira desenvolvemos até aqui a teoria para a verificação da abertura no tampo, os cálculos numéricos se apresentam no anexo 47, e os resultados estão no desenho 05.

tabela 11.1: fonte ( ref. [28] )

COMBINATION OF DESIGN LOADS								
DESIGN CONDITION	DESIGN PRESSURE	VESEL WEIGHT	WIND OR SEISMIC LOAD	TEMPORARY OVERLOAD	LOCAL MECHANICAL LOAD	THERMAL EXPANSION LOAD	MAXIMUM ALLOWABLE STRESS	NOTE
1. Field erection		X	X				$1.2S_a$	1
2. Operating	X	X	X				$1.2S_a$	2, 5, 6
3. Operating with thermal expansion	X	X	X			X	$1.25(S_a + S_{atm})$	2, 3, 5
4. Short-term mechanical overload	X	X		X			$1.33S_a < S_y$	2
5. Short-term mechanical overload with thermal expansion	X	X		X		X	$1.50(S_a + S_{atm})$	2
6. Operating with local mechanical load (bending)	X	X	X		X		$2S_a < S_y$	2, 5
7. Hydrotest	test pressure						$S_{atm} \times \text{test factor}$	4

$S_a$  = basic Code allowable stress value at design metal temperature, UG-23(a).  
 $S_{atm}$  = basic Code allowable stress value at atmospheric metal temperature

**Notes**

1. Computed stresses are based on the full uncorroded thickness.
2. Computed stresses are based on the corroded thickness.
3. The criterion used here is the approach used in the ANSI B31.3 Petroleum Refinery Piping, that is, to limit the maximum calculated principal stress to the allowable stress range rather than using the shear theory of failure. The value  $1.25(S_a + S_{atm})$  provides a safety margin against the possibility of fatigue due to localized stresses and other stress conditions (see Fig. 2.1). Obviously, stresses must be computed both with and without thermal expansion, since allowable stresses are much smaller for conditions without thermal expansion. As an additional safety precaution, the computed stresses are usually based on the modulus of elasticity  $E$  at room temperature [8].
4. Computed stresses are based on test thickness at test temperature. Since water pressure is a short-term condition, the allowable stresses for structural parts such as supports are frequently increased by a factor of 1.2. The upper limit of stress in the vessel shell during a hydrotest of pressure parts is not specified by the Code. However, it is a good engineering practice to limit the maximum membrane stress in any part of the vessel during a hydrotest to 80 percent of the yield strength. Thermal expansion stresses and local mechanical stresses will be absent and need not be considered.
5. This allowable stress limit is for statically stressed vessels. This means that the number of stress cycles applied during the life of vessel does not exceed several thousands. For cyclic conditions these allowable stresses would have to be substantially reduced and preferably a fatigue analysis made. Usually, in service the operating loads are raised gradually up to their maximum values and maintained for some time and they are not reapplied often enough to make a fatigue analysis necessary.
6. Limited by the maximum permitted design temperature, Table UG-23.1.

## 12 - SUPORTE DO VASO

### 12.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

Os vasos verticais são normalmente suportados através de uma estrutura apropriada de apoio fixadas sobre uma fundação de concreto reforçado. As estruturas de suporte entre o vaso vertical e a fundação mais comumente utilizados são as saias, as "pernas" e as alças.

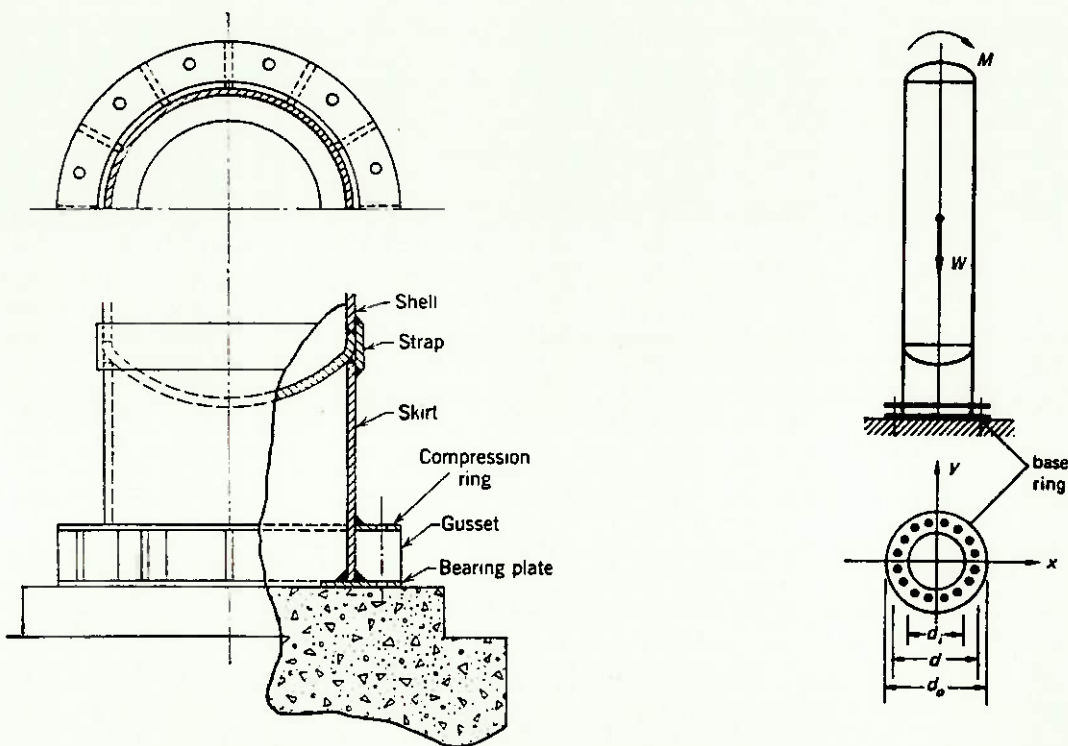


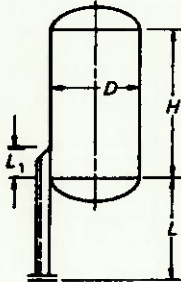
figura 12.1: fonte ( ref.[1] e ref.[28] )

A figura 12.1 mostra uma saia de suporte para vasos

verticais. Ela é usualmente adotada em vasos verticais altos auto-suportados e podem ser soldadas diretamente no tampo inferior, alinhado com o costado ou na superfície externa do costado. Em alguns casos as saias po ser utilizadas para suportar vasos de pequenas a médias dimensões localizadas acima do solo sobre estruturas de aço ou conectados a máquinas alternativas ( compressores de pistão ) para evitar qualquer problemas de vibração.

Vasos verticais de pequena a médias dimensões, alocados no chão e limitados pelas dimensões dadas na tabela 12.1 são muitas vezes suportados por colunas uniformemente espaçados chamadas de colunas ou pernas de suporte ( "support leg" ).

tabela 12.1: fonte ( ref. [28] )

	<b>PRESSURE VESSELS</b>	<b>STORAGE TANKS</b>
	Maximum $D$	6'0"
Maximum $H/D$	5	5
Maximum $L/D$	2	as required
Number of legs: $N = 3$ for $D < 3'6"$ $N = 4$ for $D > 3'6"$ $N = 6$ or 8 if required Maximum operating temperature = 650° F		

As colunas podem ser diretamente soldadas no vaso como mostrado na figura 12.2 ou suportar o vaso através de alças como na figura 12.3.

As colunas são fabricadas normalmente de perfis de aço ( perfis de abas largas, perfis I, cantoneiras de abas iguais ou desiguais ) ou ocasionalmente de tubos de aço.

Para o caso específico do nosso projeto, serão adotados alças de suporte apoiadas não em colunas, mas diretamente sobre uma estrutura de aço no piso da construção onde será alocado o reator. Devido ao reator estar localizado dentro de um edifício, onde os ventos não o atingem diretamente, as forças de arrasto causadas pelas correntes de ar não precisarão ser levadas em



produzidas pelas cargas concentradas do suporte.

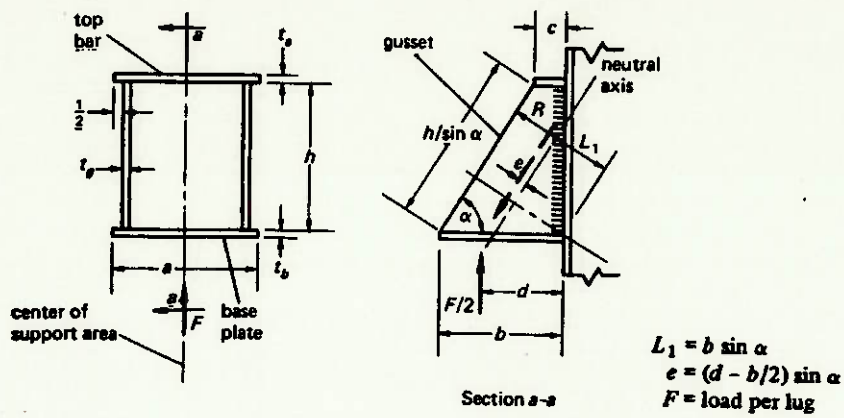


figura 12.4: fonte ( ref. [28] )

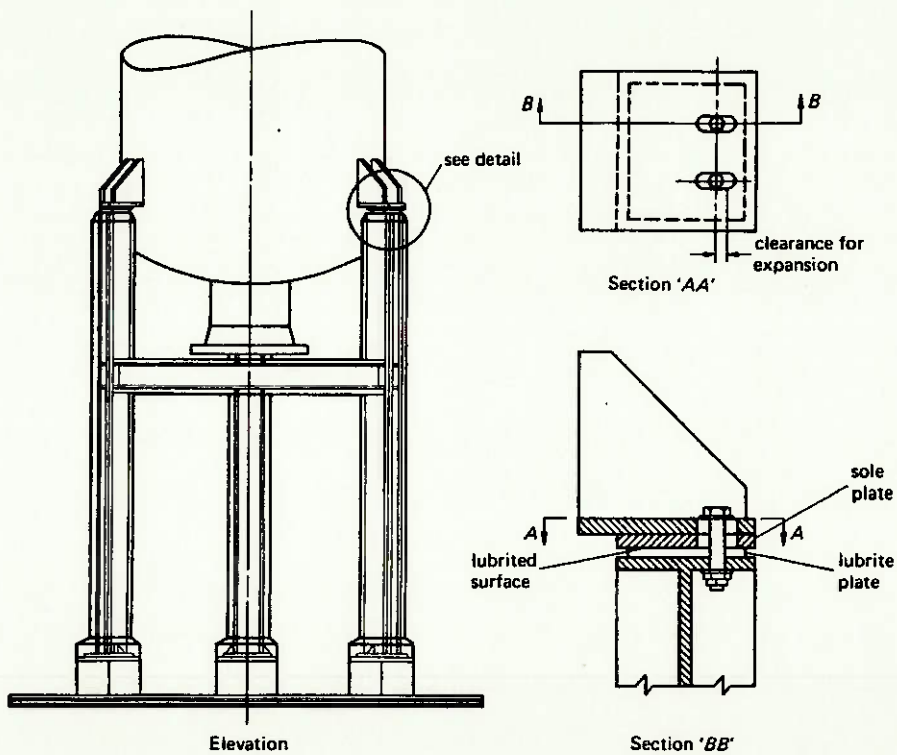


figura 12.5: fonte ( ref. [28] )

Ambas as placas horizontais, superiores e inferiores, devem ser soldadas com filetes contínuos visto que a máximas tensões de compressão e tração ocorrem nestas duas placas, respectivamente.

A placa superior é também chamada de placa de compressão e ele precisa ser rígido o suficiente para distribuir a carga uniformemente ao longo do costado. As soldas intermitentes das cantoneiras e as soldas das duas placas suportam os esforços de cisalhamento.

## 12.2 - DIMENSIONAMENTO DAS ALÇAS DE SUPORTE ( ref. [27] )

Adotaremos as notações das dimensões da alça apresentada na figura 12.6.

### a) Cantoneira

A cantoneira pode ser assumida carregada excentricamente. Assim cada uma das ( n ) cantoneiras da alça são submetidas a uma tensão combinada ( flexão e compressão direta ) devido a carga vertical Q em cada uma das alças.

A carga vertical em cada alça pode ser dividida em duas componentes R e H, respectivamente na direção do eixo neutro da cantoneira e na horizontal.

$$R = Q / \text{sen}\theta$$

$$H = Q / \text{cos}\theta$$

Assumimos seção transversal da cantoneira de área ( A )

uniforme:

$$A = t_g \times 2 \times C = t_g \times b \times \text{sen}\theta$$

O módulo de resistência ( Z ) dessa seção será:

$$Z = \frac{t_g \times ( 2 \times C )^2}{6} = \frac{t_g \times b^2 \times \text{sen}^2\theta}{6}$$

A tensão axial de compressão será:

$$\sigma_a = \frac{R}{n \times A} = \frac{Q}{n \times t_g \times b \times \text{sen}^2\theta}$$

O momento em cada cantoneira é dado por:

$$M_g = \frac{R \times [C - (b - e) \times \text{sen}\theta]}{n} = \frac{Q \times (e - b/2)}{n}$$

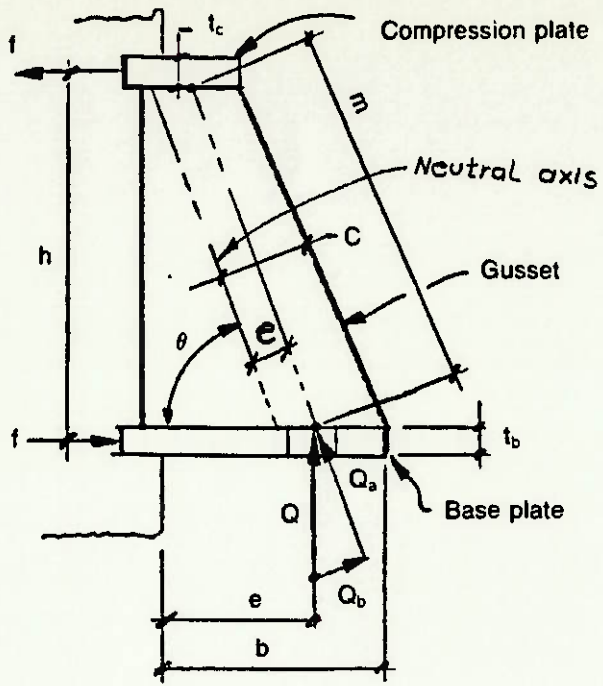
Dessa forma a tensão de flexão de compressão máxima será:

$$\sigma_b = \frac{M_g}{Z} = \frac{3 \times Q \times (2 \times e - b)}{n \times t_g \times b^2 \times \text{sen}^2\theta}$$

Compondo as duas tensões:

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b = \frac{2 \times Q \times (3 \times e - b)}{n \times t_g \times b^2 \times \text{sen}^2\theta}$$

Essa tensão deve ser menor que 40 % da tensão de



$$Q_a = Q \sin \theta$$

$$Q_b = Q \cos \theta$$

$$c = \frac{b \sin \theta}{2}$$

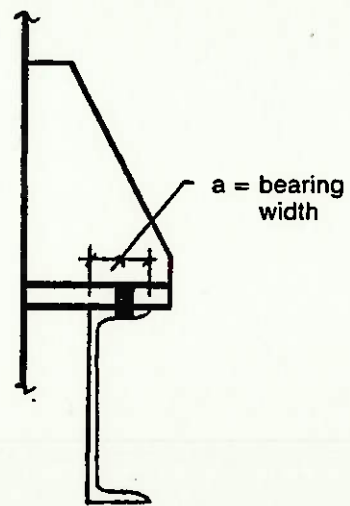
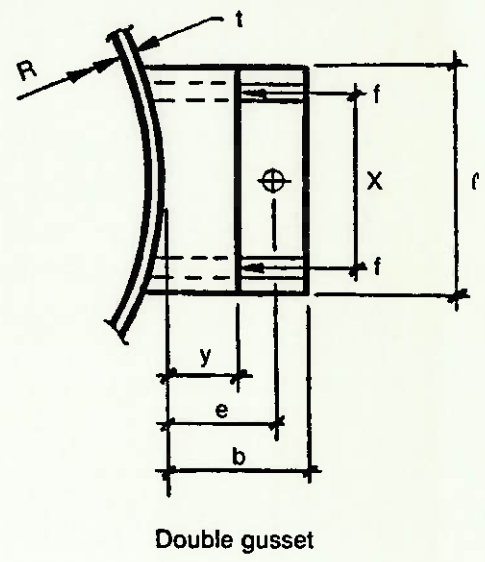
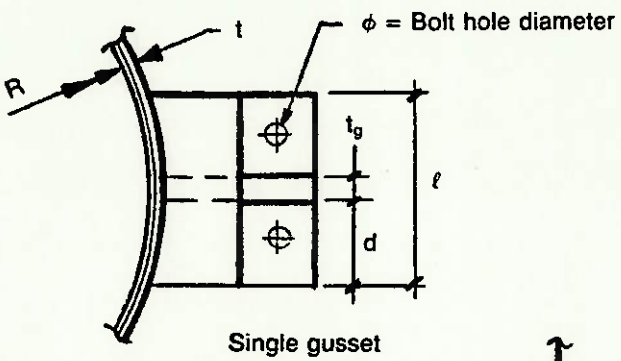
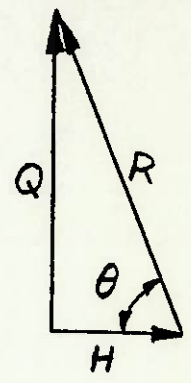


figura 12.6: fonte ( ref. [27] )

escoamento (  $S_y$  ) do material, assim:

$$\sigma < 0,40 \times S_y \quad \text{ou}$$

$$t_g > \frac{Q \times (3 \times e - b)}{0,2 \times n \times S_y \times b^2 \times \text{sen}^2 \theta}$$

b) Placa de apoio

Seja a alça reforçada com duas cantoneiras, como mostrada na figura 12.7.

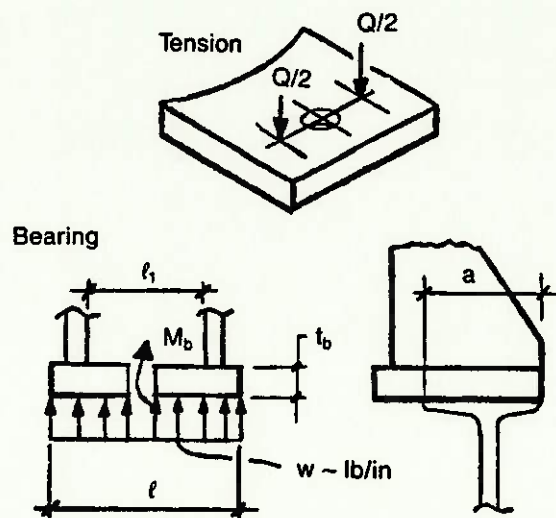


figura 12.7: fonte ( ref. [27] )

A placa inferior pode ser admitida estar submetida a dois tipos de tensões.

- tração:

Assumindo estar suportada simplesmente no meio e fixado, o momento no ponto médio será:

$$M_1 = \frac{Q \times l}{6}$$

- contato

A tensão de contato ( w ) entre a placa inferior e o apoio, admitindo a distribuição uniforme da carga ( Q ) de cada alça, temos:

$$w = \frac{Q}{a \times l}$$

Neste caso o momento no ponto médio será dado por:

$$M_2 = \frac{w \times l^2}{10}$$

A tensão de flexão no ponto médio será:

$$\sigma = \frac{6 \times M_b}{(b - \emptyset) \times t_b^2}$$

onde  $M_b$  = Maior momento entre  $M_1$  e  $M_2$

Essa tensão deverá ser menor que 60 % da tensão de escoamento do material.

$$\sigma < 0,60 \times S_y \quad \text{ou}$$

$$t_b > \sqrt{\frac{M_b}{0,10 \times (b - \emptyset) \times S_y}}$$

### c) Placa superior

O procedimento de cálculo da espessura da placa superior ( placa de compressão ) será baseado na teoria de viga em fundação elástica ( ref.[27] ). A fundação elástica é para o nosso caso o costado do vaso e a viga é a placa de compressão. A placa deve ser projetada para ser rígido o suficiente para transmitir uniformemente a carga sobre todo o seu comprimento. A flexibilidade do costado do vaso é levado em conta nos cálculos. A tensão calculada corresponde à tensão de flexão atuante na placa de compressão apenas.

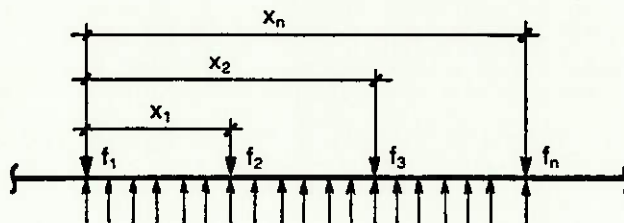


figura 12.8: fonte ( ref.[27] )

Inicialmente deveremos determinar o carregamento concentrado sobre a placa. Os esforços \$f\_i\$ devem ser de igual magnitude.

$$f = f_1 = f_2 = \dots \quad \dots = f_n$$

Especificamente para este caso ( 2 cantoneiras )

$$f = \frac{Q \times e}{2 \times h}$$

Calculando a constante de mola ou o módulo ( K ) da fundação:

$$K = \frac{E_v \times t}{R^2}$$

onde  $E_v$  = Módulo de elasticidade do material do costado do vaso na temperatura de projeto ( psi )

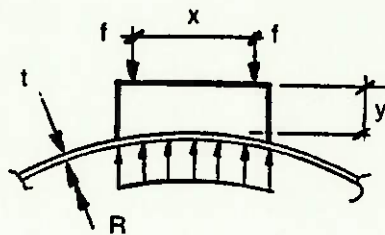


figura 12.9: fonte ( ref. [27] )

Assumindo um tamanho da placa e calculando o momento de inércia ( I ) e o módulo de resistência ( Z ) da placa.

$$I = \frac{y^3 \times t_c}{12} \quad e \quad Z = \frac{y^2 \times t_c}{6}$$

Calculando o fator de amortecimento (  $\beta$  ) baseado nas dimensões admitidas para a placa.

$$\beta = \left[ \frac{K}{4 \times E_e \times I} \right]^{1/4}$$

onde  $E_e$  = Módulo de elasticidade do material da placa de compressão na temperatura de projeto ( psi )

Calculando a função de momento  $F_i$  para cada carga  $f_i$ .

$$F_i = e^{-\beta \times X_i} \times [\cos (\beta \times X_i) - \text{sen} (\beta \times X_i)]$$

onde  $\beta \times X_i$  = Fator dado em radiano  
 $X_i$  = Distância entre as cargas ( in )  
 $e$  = Base neperiano = 2,71828...

Calculando o momento de flexão ( M ):

$$M = \frac{f}{4 \times \beta} \times \left( \sum F_i \right)$$

Especificamente para duas forças iguais ( f ) distanciados de X, temos:

$$M = \frac{f}{4 \times \beta} \times \left\{ 1 + [e^{-\beta \times X} \times (\cos (\beta \times X) - \text{sen} (\beta \times X))] \right\}$$

A tensão de flexão será:

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

Essa tensão deverá ser menor que 60 % da tensão de

escoamento do material na temperatura de projeto.

$$\sigma < 0,60 \times S_y$$

Se a desigualdade acima não for observada deveremos aumentar as dimensões da placa de compressão.

### 12.3 - VERIFICAÇÃO DAS TENSÕES LOCAIS NO COSTADO DO VASO ( ref. [28] )

Suporte excêntricos como as alças induzem forças de compressão, tração e cisalhamento na parede do vaso de pressão. As tensões resultantes dessas forças devem ser combinadas com a tensão circunferencial e longitudinal causada pela pressão. Em vasos de parede fina, estas tensões concentradas localmente nos suportes são geralmente altas.

A teoria é baseado no princípio da "Flexible Load Surfaces". E ela é aplicável quando os esforços externos são transmitidos ao vaso, isto é, a junção deve ser rígida e a espessura do pescoço do bocal tem de ser reforçado apropriadamente. Além disso o vaso deverá estar submetido à pressão interna ou sem pressão e a junção deve ser menor que 50 % do diâmetro do vaso (  $\beta < 0,5$  ).

Um bocal ou qualquer outro acessório sobre um vaso cilíndrico pode ser submetido aos seguintes esforços externos, como mostrado na figura 12.10.

- a- Força radial P ( positivo quando direcionado para fora e negativo quando direcionado para dentro )
- b- Momento longitudinal  $M_l$  ( no plano xy )
- c- Momento tangencial ou circunferencial  $M_t$  ( no plano xz )
- d- Torque T ( no plano yz )

e- Força de cisalhamento  $V$  ( tangencial  $V_t$  e longitudinal  $V_L$  )

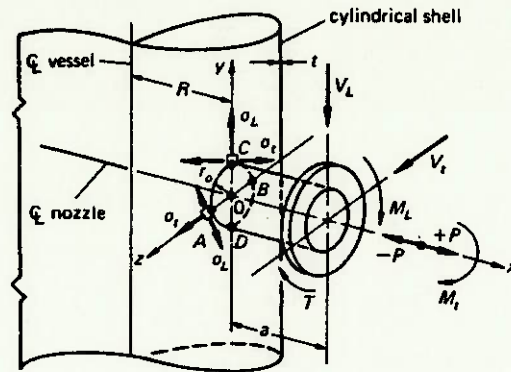


figura 12.10: fonte ( ref.[28] )

com

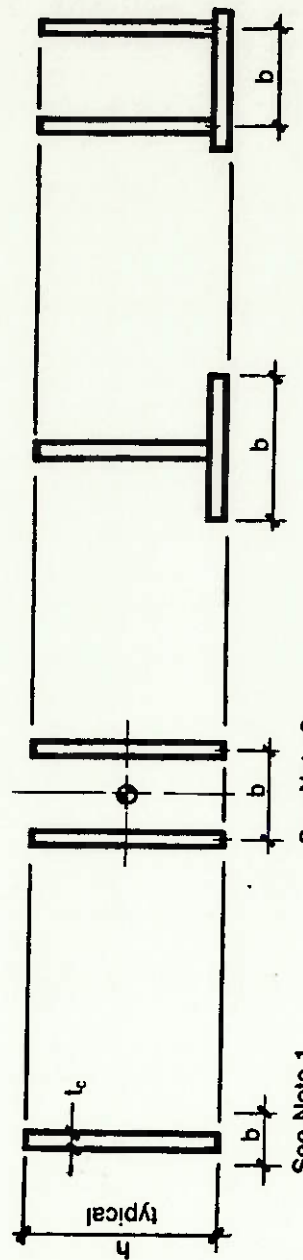
- $R$  = Raio médio do tampo esférico corroído
- $r_o$  = Raio externo do bocal
- $t_n$  = Espessura corroída do pescoço do bocal
- $t$  = Espessura corroída do tampo
- $t_p$  = Espessura do reforço ( caso utilizado, ela é adicionado à espessura do tampo  $t$  no cálculo da tensão )

A formulação a seguir é desenvolvida para um bocal soldado ao vaso. Para permitir a utilização direta dos procedimentos de projeto será necessário converter as áreas irregulares ( não circulares, quadrados e retangulares ) em retangulares que tenha:

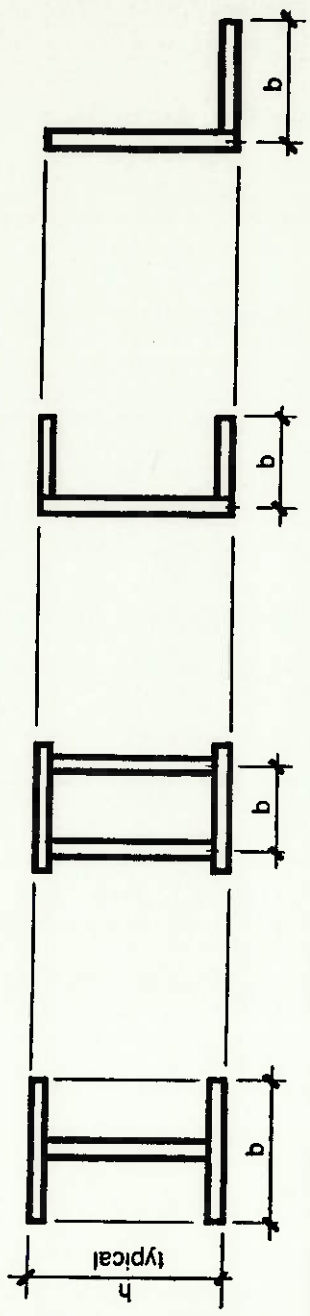
- O mesmo momento de inércia
- A mesma razão de comprimento e largura do acessório original

Estudos indicam pequenas zonas de influências na direção

Convert all attachments to rectangles  $2C_1 \times 2C_2$



$C_1$	.5b	.3b	.25b	.3b
$C_2$	.4h	.4h	.4h	.4h



$C_1$	.4b	.5b	.3b	.2b
$C_2$	.5h	.5h	.5h	.4h

figura 12.11: fonte ( ref. [27] )

nota 1:  $b = t_c + 2xt_v + 2xt$ , onde  $t_v$  = dimensão do filete de solda

longitudinal ( decaimento rápido das tensões ) e uma área mais ampla de influência na direção circunferencial ( decaimento lento das tensões ).

A figura 12.11 indica converção dos parâmetros de junção para uniões não-sólidas.

A tensão de cisalhamento no costado devido ao momento T é dado por:

$$\tau = \frac{T}{2 \times \pi \times r_0^2 \times t}$$

A tensão de cisalhamento máximo no costado devido às forças  $V_t$  e  $V_l$  é:

Para junções circulares:

$$\tau' = \frac{V_t}{\pi \times r_0 \times t} \quad \text{ou} \quad \tau' = \frac{V_l}{\pi \times r_0 \times t}$$

Para junções quadradas:

$$\tau' = \frac{V_t}{4 \times C \times t} \quad \text{ou} \quad \tau' = \frac{V_l}{4 \times C \times t}$$

Para junções retangulares:

$$\tau' = \frac{V_t}{4 \times C_2 \times t} \quad \text{ou} \quad \tau' = \frac{V_l}{4 \times C_1 \times t}$$

As tensões  $\tau$  e  $\tau'$  são normalmente pequenas o suficiente para serem desprezadas.

As tensões principais na maioria dos casos práticos são

associados com os momentos  $M_t$ ,  $M_c$  ( incluindo  $(V_t \times a)$  e  $(V_c \times a)$  ) e a força radial  $P$ .

Para o cálculo das tensões será necessário definir alguns parâmetros para um vaso cilíndrico:

Costado cilíndrico:

$$\gamma = R/t \text{ ou } R/(t + t_p) \text{ se reforço for usado}$$

Junção quadrada:

$$\beta = c/R \text{ onde } c \text{ é a metade do lado da área quadrada carregada}$$

Junção circulares:

$$\beta = 0,875 \times r_o / R$$

Junção retangulares:

Para pequenas relações entre os lados ( $C_2/C_1 \leq 1,5$ ) podemos converter a área retangulares para uma área quadrada equivalente com metade do lado

$$c = \sqrt{4 \times C_1 \times C_2} / 2, \text{ assim:}$$

$$\beta = \frac{\sqrt{4 \times C_1 \times C_2}}{2 \times R}$$

Calculando agora as tensões máximas devido a cada tipo de carregamento.

a) Tensão devido a força radial  $P$

As tensões de maior grandeza no costado ocorrem geralmente na direção circunferencial na borda da junção.

Na seção 11.3, a tensão circunferencial pode ser expressada pela equação geral:

$$\sigma_t = \sigma_z = K_n \times \frac{N_z}{t} \pm K_b \times \frac{6 \times M_z}{\xi}$$

Assumindo valor unitário de  $K_n$  e  $K_b$ , temos:

$$\sigma_t = \sigma_z = \frac{N_z}{t} \pm \frac{6 \times M_z}{\xi}$$

A equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\sigma_t = \sigma_z = \frac{P}{\xi^2} \times \left[ \frac{N_z \times R}{P} \times \left[ \frac{t}{R} \right] + \frac{6 \times M_z}{P} \right]$$

ou

$$\sigma_t = \frac{P}{\xi^2} \times \left[ \frac{N_z \times R}{P \times \gamma} + \frac{6 \times M_z}{P} \right]$$

Os valores de  $(N_z \times R)/P$  e  $M_z/P$  são dados na referência [27]. O valor de  $N_z$  é positivo ( sob tração ) para  $P$  positivo e podemos simplificar a equação anterior para:

$$\sigma_t = C_p \times \left[ \frac{P}{\xi^2} \right]$$

O valor de  $C_p = \left[ \frac{N_z \times R}{P \times \gamma} + \frac{6 \times M_z}{P} \right]$  é plotado na

figura 12.12.

Para valores negativos de  $p$ ,  $N_z$  é negativo ( em compressão ) e a expressão de  $\sigma_t$  fica:

$$\sigma_t = C'_p \times \left[ \frac{P}{t^2} \right]$$

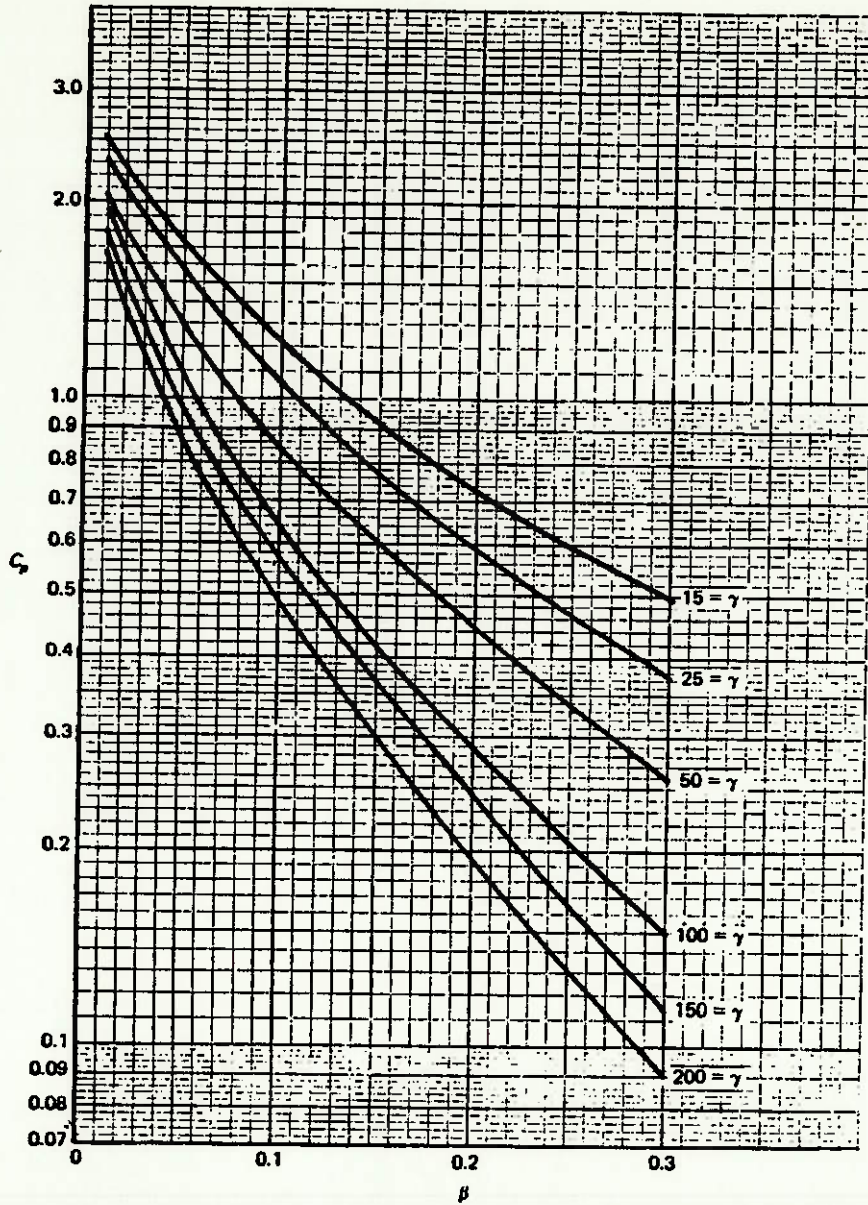


figura 12.12: fonte ( ref. [28] )

O valor de  $C'_P = \left[ - \frac{N_z \times R}{P \times \gamma} + \frac{\delta \times M_z}{P} \right]$  é obtido da

figura 12.13.

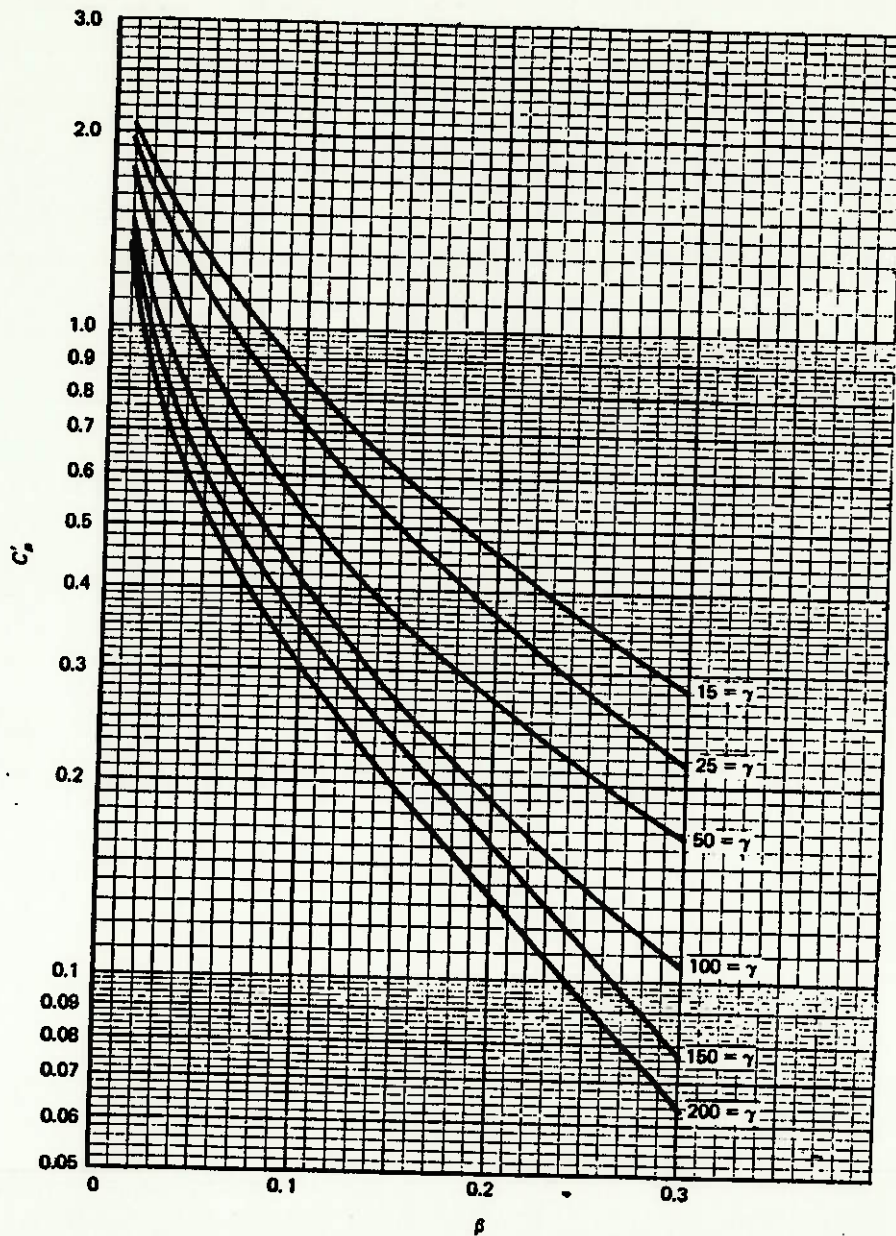


figura 12.13: fonte ( ref. [28] )

As tensões obtidas pelas equações anteriores podem ser algebricamente somadas às tensões devido a pressão interna.

b) Tensão devido ao momento circunferencial  $M_t$

A máxima tensão no costado devido ao momento  $M_t$  ocorre também geralmente na direção tangencial na borda da junção. Reescrevendo a equação da tensão tangencial:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \left[ \frac{N_z \times R^2 \times \beta}{M_t} \right] \times \left[ \frac{M_t}{R^2 \times \beta \times t} \right] + \left[ \frac{\delta \times M_z \times R \times \beta}{M_t} \right] \times \left[ \frac{M_t}{R \times \beta \times t^2} \right] = \\ &= \left[ \frac{M_t}{R \times \beta \times t^2} \right] \times \left[ \frac{N_z \times R^2 \times \beta}{M_t} \times \left[ \frac{t}{R} \right] + \frac{\delta \times M_z \times R \times \beta}{M_t} \right] = \\ &= \left[ \frac{M_t}{R \times \beta \times t^2} \right] \times \left[ \frac{N_z \times R^2 \times \beta}{M_t \times \gamma} + \frac{\delta \times M_z \times R \times \beta}{M_t} \right] = \end{aligned}$$

Ou simplificadamente.

$$\sigma_t = C_t \times \left[ \frac{M_t}{R \times \beta \times t^2} \right]$$

Esta tensão é de tração nas fibras externas do costado no ponto B e é somada algebricamente com a tensão devido à pressão interna do vaso.

O valor de  $C_t = \left[ \frac{N_z \times R^2 \times \beta}{M_t \times \gamma} + \frac{\delta \times M_z \times R \times \beta}{M_t} \right]$  é

plotado na figura 12.14.

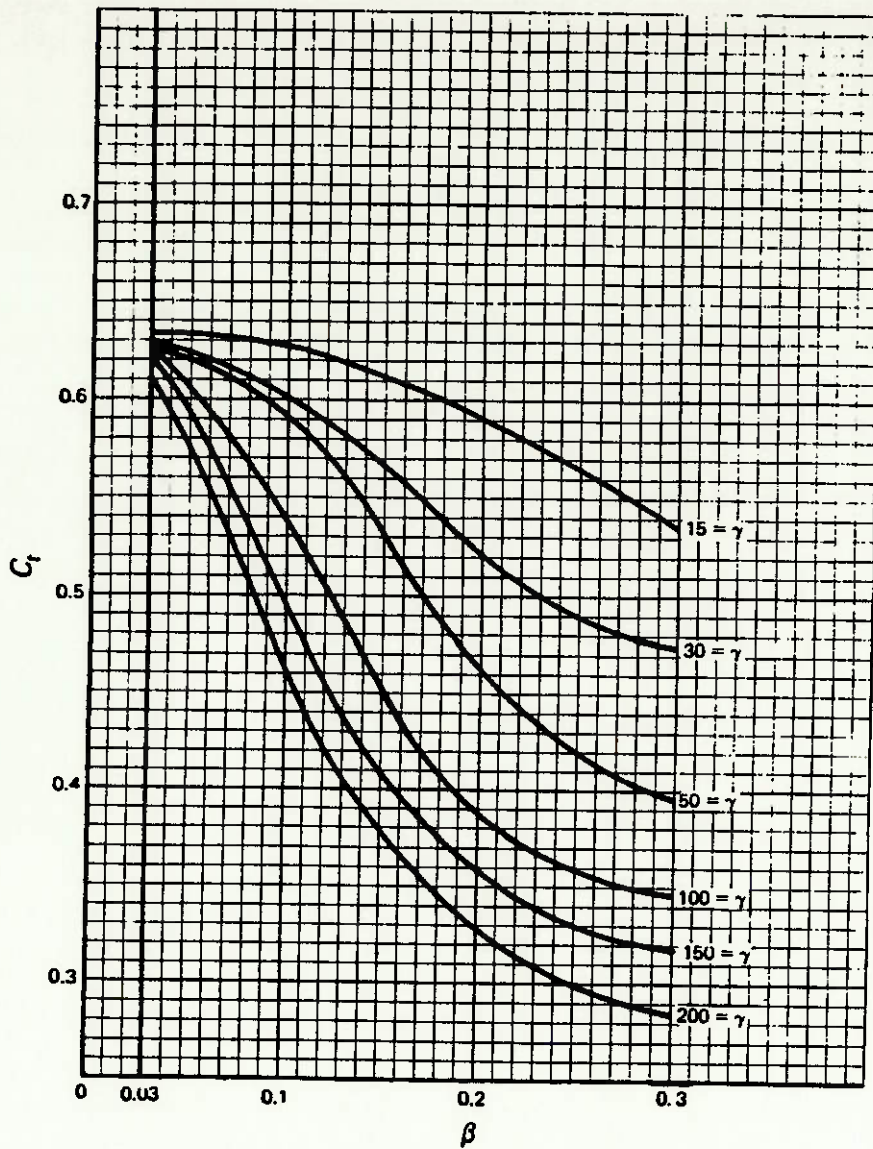


figura 12.14: fonte ( ref. [28] )

c) Tensão devido ao momento longitudinal  $M_l$

A curvatura do costado cilíndrico faz com que a rigidez longitudinal seja maior que a rigidez circunferencial. A tensão

longitudinal ( $\sigma_l$ ) pode se tornar maior que a tensão tangencial ( $\sigma_t$ ) e determinar o projeto de vasos sem pressão interna. Todavia, a tensão tangencial total combinada devido ao momento  $M_l$  e à pressão interna será geralmente maior que a tensão longitudinal total combinada.

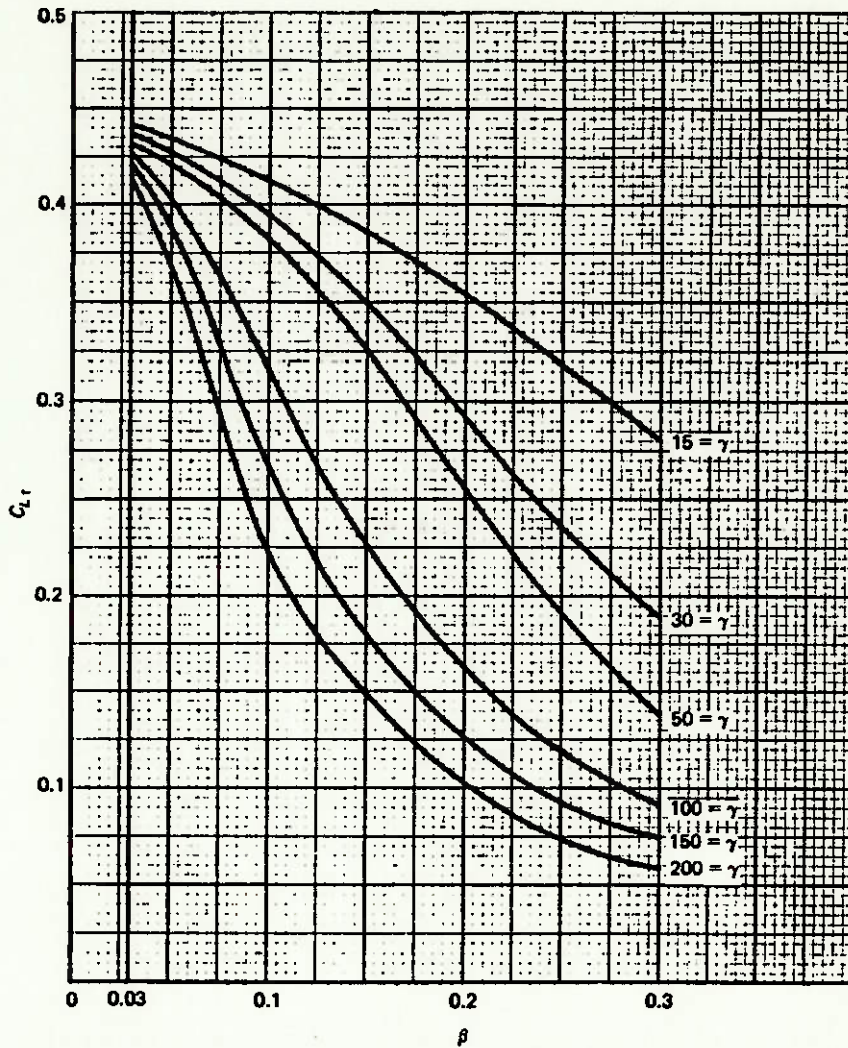


figura 12.15: fonte ( ref. [28] )

Analogamente a máxima tensão tangencial ( $\sigma_t$ ) pode ser escrita como:

$$\sigma_t = C_{Li} \times \left[ \frac{M_l}{R \times \beta \times t^2} \right]$$

Nas fibras externas do costado no ponto C esta tensão é de tração e é somada à tensão devido a pressão interna.

$$\text{Os valores de } C_{Li} = \left[ \frac{N_z \times R^2 \times \beta}{M_l \times \gamma} + \frac{6 \times M_z \times R \times \beta}{M_l} \right]$$

estão plotados na figura 12.15.

Por outro lado a máxima tensão longitudinal (  $\sigma_l$  ) é dado por:

$$\sigma_l = C_{LL} \times \left[ \frac{M_l}{R \times \beta \times t^2} \right]$$

$$\text{Os valores de } C_{LL} = \left[ \frac{N_y \times R^2 \times \beta}{M_l \times \gamma} + \frac{6 \times M_y \times R \times \beta}{M_l} \right]$$

estão plotados na figura 12.16. Esta tensão é somada à tensão longitudinal devido à pressão interna.

A máxima tensão combinada calculada ( devido à P,  $M_t$ ,  $M_l$ , T,  $V_t$ ,  $V_l$ , gradiente de temperatura, pressão interna, etc ) no costado do vaso de pressão não poderá exceder a tensão admissível para as condições de projeto. As tensões admissíveis de projeto são representadas na tabela 11.1 da seção 11.3, para diversas condições ( ASME seção VIII divisão 1 ).

Se a tensão no costado for excessivo, os seguintes métodos podem ser utilizados para minimizá-las.

- Aumentar o número de alças de suporte
- Adicionar mais cantoneiras
- Aumentar as dimensões da alça
- Adotar reforços como o da figura 12.7
- Aumentar a espessura do costado

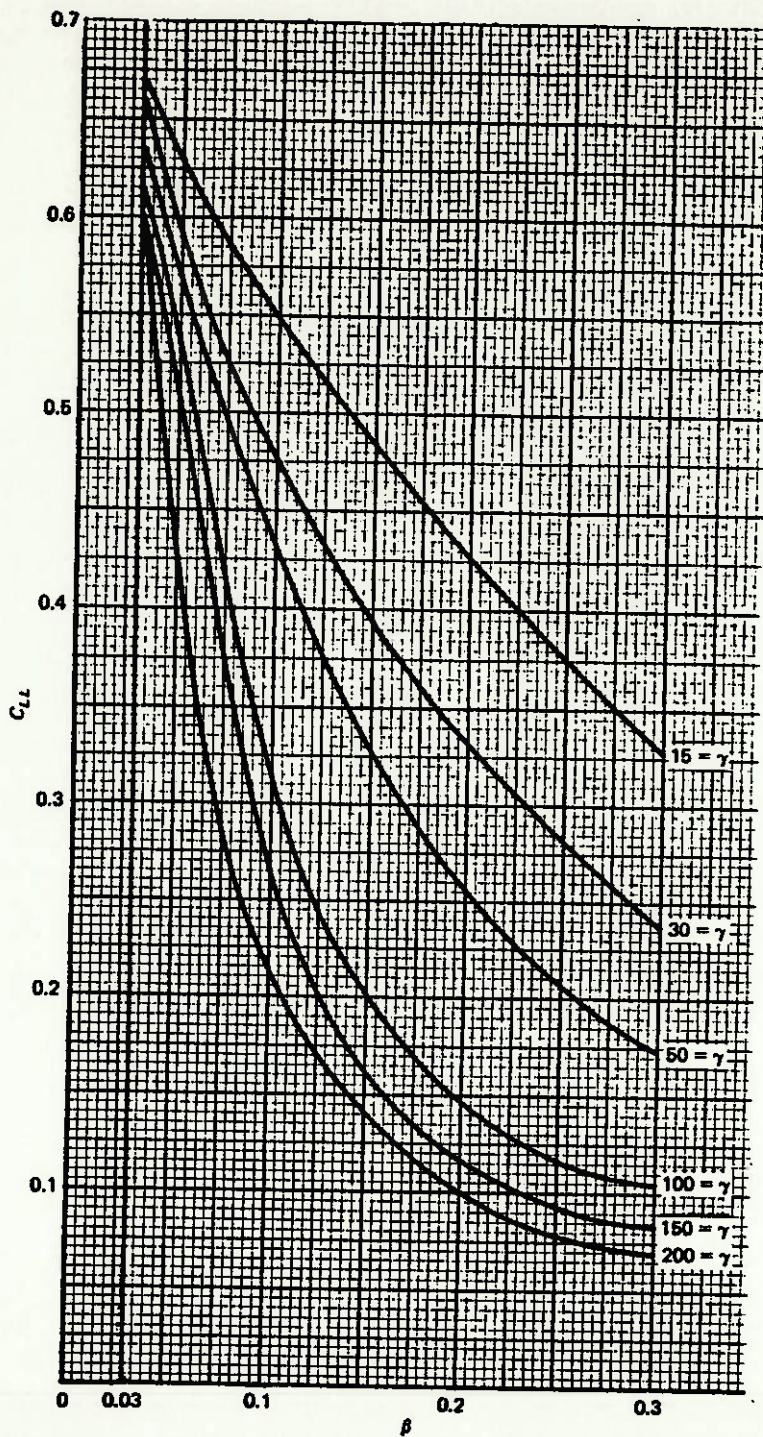


figura 12.16: fonte ( ref.[28] )

- Adicionar anéis de reforço na parte superior e inferior das alças ( ver a figura 12.18 )

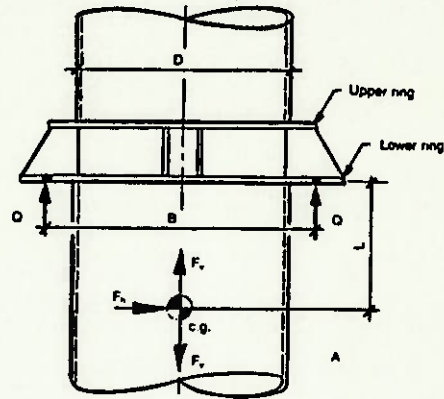
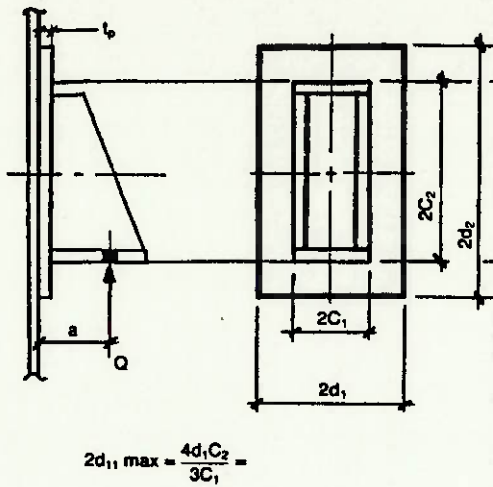


figura 12.17: fonte ( ref.[27] )      figura 12.18: fonte ( ref.[27] )

**12.4 - RESULTADOS PARCIAIS**

Efetutando-se o dimensionamento das alças de suporte como indicado na seção 12.2 e verificando-se as tensões locais no costado para que não ultrapasse a tensão admissível, como recomendado na seção 12.3, chegamos às dimensões apresentadas no cloqui do desenho 04, sendo que os cálculos numéricos se encontram no anexo 48.

### 13 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os desenhos 01, 02, 03, 04 e 05 são praticamente que um resumo de todo o trabalho desenvolvido nestas duzentas e poucas páginas. Este projeto permitiu ampliar os conhecimentos referentes aos misturadores e aos vasos de pressão. Longe da pretensão de aprofundar no assunto e dissecá-lo totalmente, a pesquisa levantou mais perguntas do que respostas. Por exemplo, na análise do processo de mistura nem sequer tocamos na importância da transferência de calor na determinação do grau de agitação, além disso, o mecanismo de influência dos particulados sólidos no fluido foi pouco assimilado ( ou melhor, pouco pesquisado ). O projeto de flanges não foi realizado bem como a análise da fadiga do vaso.

Em resumo este trabalho poderá servir como um ponto de partida para um maior aprofundamento no projeto de misturadores.

**ANEXOS**

Pré-cálculo das espessuras da costura e dos trapeços da tampa

1- Cálculo da chapa cladeada

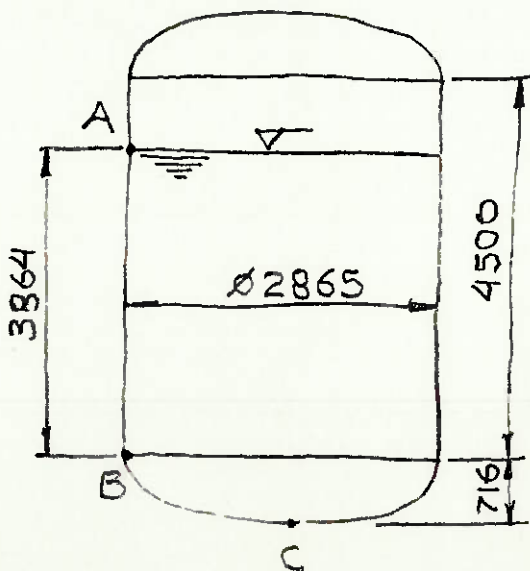
Clad: 316L (3 mm)

metal base: A-285 gr C

Pelo parágrafo UCL-23(b) ASME sec. VIII div. 1 (ref. [27]), não consideramos a espessura do clad e os cálculos serão feitos pela máxima tensão admissível do material da chapa base.

$$T = 150^{\circ}\text{C} \Rightarrow S = 13800 \text{ psi (ver anexo 3)}$$

Antes considerações em relação ao projeto são efetuadas.



## A - Espessura do costado

### A.1 - Caso 4

$$P_A = 12,50 \text{ Kgf/cm}^2 \Rightarrow P_{\text{proj.}} = 1,2 \cdot P_A = 1,2 \cdot 12,50 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_{\text{proj.}} = 15,00 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{liq.}} = \rho \cdot g \cdot x = \frac{1000}{10^6} \cdot 386,4 = 0,39 \text{ Kgf/cm}^2$$

Como a pressão exercida pelo líquido é muito pequena em comparação com a pressão de projeto, desprezaremos a sua contribuição para o cálculo da espessura.

#### - Tensão circunferencial

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

Admitindo que a probabilidade de ocorrência da falha seja muito pequena, a tensão admissível do material, desde que atenda os requisitos da norma, pode ser majorada em 20%.

$$t = \frac{15,00 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 3,5 + 3) + 3]}{1,2 \cdot 13800 \cdot 1 - 0,6 \cdot 15,00 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 18,5 \text{ mm}} //$$

#### - Tensão longitudinal

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} =$$

$$= \frac{15,00 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 3,5 + 3) + 3]}{2 \cdot 1,2 \cdot 13800 \cdot 1 + 0,4 \cdot 15,00 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 9,2 \text{ mm}} //$$

Portanto a espessura mínima recomendada neste caso

$$t = 18,5 + 3,5 + 3 = \underline{22,0 + 3 \text{ mm}} //$$

#### A.2 - Caso 2

$$P = -4,5 \text{ Kgf/cm}^2 \Rightarrow P_{\text{proj.}} = -5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Adotamos inicialmente  $t = 22,0 \text{ mm}$

$$\frac{D_0}{t} = \frac{2865 + (22,0 + 3) - 2 \cdot 3,5}{22,0 - 3,5} = 156$$

$$\frac{L}{D_0} = \frac{4500 + 2 \cdot (1/3) \cdot 0,25 \cdot [2865 - (22,0 + 3) + 2 \cdot 3]}{2865 + (22,0 + 3) - 2 \cdot 3,5} = 1,73$$

Na figura 5-UGO-28.0 (anexo 4)

$$A = 0,0004$$

Na figura 5-UCS-28.2 (anexo 5)

$$B = 5750 \text{ psi}$$

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot (D_0/t)} = \frac{4 \cdot 5750}{3 \cdot 156} = 49,2 \text{ psi} \equiv 3,46 \text{ Kgf/cm}^2 < 5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Adotamos  $t = 25 \text{ mm}$

$$\frac{D_0}{t} = \frac{2865 + (25 + 3) - 2 \cdot 3,5}{25 - 3,5} = 134$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{4500 + 2 \cdot (\frac{1}{3}) \cdot 0,25 \cdot [2865 - (25,0 + 3) + 2 \cdot 3]}{2865 + (25,0 + 3) - 2 \cdot 3,5} = 1,72$$

Na figura 5-UGO-28.0 (anexo 4)

$$A = 0,0005$$

Na figura 5-UCS-28.2 (anexo 5)

$$B = 7500 \text{ psi}$$

$$P_a = \frac{3 \cdot B}{3 \cdot (D_o/t)} = \frac{4 \cdot 7500}{3 \cdot 134} = 74,6 \text{ psi} \equiv 5,2 \text{ Kgf/cm}^2 < 5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Adotamos  $t = 25,5 \text{ mm}$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{2865 + (25,5 + 3) - 2 \cdot 3,5}{25,5 - 3,5} = 131$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{4500 + 2 \cdot (\frac{1}{3}) \cdot 0,25 \cdot [2865 - (25,5 + 3) + 2 \cdot 3]}{2865 + (25,5 + 3) - 2 \cdot 3,5} = 1,72$$

$$A = 0,00056$$

$$B = 8000 \text{ psi}$$

$$P_a = \frac{4 \cdot 8000}{3 \cdot 131} = 81,4 \text{ psi} \equiv 5,7 \text{ Kgf/cm}^2 > 5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Portanto a espessura mínima recomendada neste caso

é:

$$\underline{t = 29,0 + 3 \text{ mm}} //$$

### A.3 - Caso 3

$$P = 8 \text{ Kgf/cm}^2 \Rightarrow P_{proj.} = 1,2 \cdot P \Rightarrow P_{proj.} = 9,6 \text{ Kgf/cm}^2$$

Desprezando também a pressão resultante da coluna

de líquido.

- Tensão circumferencial

$$t = \frac{P.R}{S.E - 0,6.P} = \frac{9,6.14,22.[0,5.2865 - 0,5.(t+3,5+3)+3]}{13800.1 - 0,6.9,60.14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 14,2 \text{ mm}}$$

- Tensão longitudinal

$$t = \frac{P.R}{2.S.E + 0,4.P} = \frac{9,6.14,22.[0,5.2865 - 0,5(t+3,5+3)+3]}{2.13800.1 + 0,4.9,60.14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 7,1 \text{ mm}}$$

Portanto a espessura mínima recomendada para este caso é:

$$t = 14,2 + 3,5 + 3 = \underline{17,7 + 3 \text{ mm}}$$

Para chapas com clado e costado deverá ter uma espessura mínima de:

$$\boxed{t = 29,0 + 3 \text{ mm}}$$

B - Espessura da Tampa Torisférica

B.1 - Caso 3

$$P = 12,50 \text{ Kg/cm}^2 \Rightarrow P_{proj.} = 1,2.P \Rightarrow P_{proj.} = 15,00 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{liq.} = \rho \cdot g \cdot y = \frac{1000}{10^6} \cdot 4580 = 0,46 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{liq.} \ll P_{proj.}$$

Nesprezamos a peso líquida para efeitos de cálculo da espessura do Tampa.

$$\frac{L}{F} = \frac{0,9045 \cdot D}{0,1727 \cdot D} = 5,24$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot (3 + \sqrt{\frac{L}{F}}) = \frac{1}{4} \cdot (3 + \sqrt{5,24}) = 1,32$$

$$t = \frac{P.L.M}{2.S.E - 0,2.P} =$$

$$= \frac{15,0 \cdot 14,22 \cdot 0,9045 \cdot [2865 - (t + 3,5 + 3) + 2 \cdot 3] \cdot 1,32}{2 \cdot 13800 \cdot 1 - 0,2 \cdot 15 \cdot 0,14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 26,2 + 3 \text{ mm}} //$$

B.2 - Caso 1 ou 2

$$P_{proj.} = 1 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (externa)}$$

Assumindo inicialmente  $t = 26,2 \text{ mm}$

$$A = \frac{0,125}{(R_o/t)}$$

$$\frac{R_o}{t} = \frac{0,9045 \cdot [2865 - (26,2 + 3) + 2 \cdot 3] + 2 \cdot 26,2}{26,2 + 3} = 89,85$$

$$A = \frac{0,125}{89,85} = 0,00139$$

Da figura 5-UCS-282 (anexo 5)

$$B = 13350 \text{ psi}$$

$$P_o = \frac{B}{(R_o/t)} = \frac{13350}{89,85} = 148,3 \text{ psi} \equiv 10,43 \text{ Kg/cm}^2 > 1 \text{ Kg/cm}^2$$

É suficiente o valor  $t = 26,2 \text{ mm}$

Para a chapa com cladding as juntas deverão ter uma espessura mínima de:

$$t = 26,2 + 3 \text{ mm} //$$

2 - Adotando chapa de aço inox 316 L (A-240) (ref. [11])

$$T = 150^\circ\text{C} \Rightarrow S = 15700 \text{ psi (anexo 6)}$$

A - Espessura da costado

A.1 - Caso 4

$$P_{\text{proj.}} = 15,0 \text{ kgf/cm}^2$$

- Tensão circumferencial

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} = \frac{15,0 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 2,5)]}{1,2 \cdot 15700 \cdot 1 - 0,6 \cdot 15,0 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow t = 16,2 \text{ mm} //$$

- Tensão longitudinal

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} = \frac{15,0 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 2,5)]}{2 \cdot 1,2 \cdot 15700 \cdot 1 + 0,4 \cdot 15,0 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow t = 8,1 \text{ mm} //$$

Seja a espessura mínima ser: :

$$t = 16,2 + 2,5 = \underline{18,7 \text{ mm}}$$

A.2 - Caso 2

$$P_{\text{proj.}} = 5,5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (externo)}$$

Adotamos inicialmente  $t = 18,7 \text{ mm}$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{2865 + 18,7 - 2 \cdot 2,5}{18,7 - 2,5} = 177,7$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{4500 + 2 \cdot (1/3) \cdot 0,25 \cdot [2865 - 18,7]}{2865 + 18,7 - 2 \cdot 2,5} = 1,73$$

Da figura 5-UGO-28.0 (anexo 4)

$$A = 0,00036$$

Da figura 5-UHA-28.4 (anexo 7)

$$B = 4750 \text{ psi}$$

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot (D_o/t)} = \frac{4 \cdot 4750}{3 \cdot 177,7} = 35,6 \text{ psi} \approx 2,51 \text{ Kg/cm}^2 < 5,5 \text{ Kg/cm}^2$$

Adotamos  $t = 28 \text{ mm}$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{2865 + 28 - 2 \cdot 2,5}{28 - 2,5} = 126$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{4500 + 2 \cdot (1/3) \cdot 0,25 \cdot [2865 - 28]}{2865 + 28 - 2 \cdot 2,5} = 1,72$$

$$A = 0,0006 \Rightarrow B = 6500 \text{ psi}$$

$$P_0 = \frac{4.6500}{3.126} = 68,8 \text{ psi} \equiv 4,84 \text{ Kgf/cm}^2 < 5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Obtém-se  $t = 32 \text{ mm}$

$$\frac{D_0}{t} = \frac{2865 + 32 - 2 \cdot 2,5}{32 - 2 \cdot 2,5} = 107$$

$$\frac{L}{D_0} = \frac{4500 + 2 \cdot (1/3) \cdot 0,25 \cdot [2865 - 32]}{2865 + 32 - 2 \cdot 2,5} = 1,72$$

$$A = 0,00077 \Rightarrow B = 6800 \text{ psi}$$

$$P_0 = \frac{4.6800}{3.107} = 84,7 \text{ psi} \equiv 5,96 \text{ Kgf/cm}^2 > 5,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Para este caso é recomendada uma espessura mínima

$$\underline{t = 31,0 \text{ mm}}$$

### A.3 - Caso 3

$$P_{\text{proj.}} = 9,6 \text{ Kgf/cm}^2$$

- Tensão circunferencial

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} = \frac{9,6 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 2,5)]}{15700 \cdot 1 - 0,6 \cdot 9,6 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 12,5 \text{ mm}}$$

- Tensão longitudinal

$$t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E + 0,4 \cdot P} = \frac{9,6 \cdot 14,22 \cdot [0,5 \cdot 2865 - 0,5 \cdot (t + 2,5)]}{2 \cdot 15700 \cdot 1 + 0,4 \cdot 9,6 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{t = 6,2 \text{ mm}}$$

Portanto a espessura mínima recomendada é:

$$L = 12,5 + 2,5 \text{ mm} = \underline{15,0 \text{ mm}} //$$

Para chapas de aço aços 316 L o costado deverá ter uma espessura mínima de:

$$t = 31,0 \text{ mm} //$$

### 3 - Espessura do Tampa esférico

#### 3.1 - Caso 3

$$P_{\text{proj.}} = 15,0 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\frac{L}{r} = 5,24$$

$$M = \frac{1}{4} \cdot (3 + \sqrt{L/r}) = \frac{1}{4} \cdot (3 + \sqrt{5,24}) = 1,32$$

$$t = \frac{P \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P} = \frac{15,0 \cdot 14,22 \cdot 0,9045 \cdot [2865 - (t + 2,5)] \cdot 1,32}{2 \cdot 15700 \cdot 1 - 0,2 \cdot 15,0 \cdot 14,22} \Rightarrow$$

$$t = \underline{23,1 \text{ mm}} //$$

#### 3.2 - Caso 1 ou 2

$$P_{\text{proj.}} = 1 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (externo)}$$

Assumindo  $t = 23,1 \text{ mm}$

$$A = \frac{0,125}{(R_0/t)}$$

$$\frac{R_0}{t} = \frac{0,9045 \cdot [2865 - 32] + 2 \cdot 23,1}{23,1} = 113$$

$$A = \frac{0,125}{113} = 0,00111$$

Na figura 5-UHA-28.4 (anexo 7)

$$B = 7200 \text{ psi}$$

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)} = \frac{7200}{113} = 63,7 \text{ psi} = 4,48 \text{ kgf/cm}^2$$

$> 1 \text{ kgf/cm}^2$

Para obter do app. UNIC 316 L os tempos necessários de cura ter uma espessura de:

$$t = 23,1 \text{ mm}$$

ANEXO 2

TABLE UW-12  
MAXIMUM ALLOWABLE JOINT EFFICIENCIES FOR ARC AND GAS WELDED JOINTS

No.	Type of Joint Description	Limitations	Degree of Examination		
			(a) Fully Radiographed <sup>1</sup>	(b) Spot Examined <sup>2</sup>	(c) Not Spot Examined <sup>3</sup>
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means which will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips which remain in place are excluded.	None	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Butt weld with one plate off-set—for circumferential joints only, see UW-13(c) and Fig. UW-13.1(k)	0.90	0.80	0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip.	Circumferential joints only, not over 5/8 in. thick and not over 24 in. outside diameter	...	...	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	Longitudinal joints not over 3/8 in. thick. Circumferential joints not over 5/8 in. thick	...	...	0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints <sup>4</sup> for attachment of heads not over 24 in. outside diameter to shells not over 1/2 in. thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 3/8 in. in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	...	...	0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 3/8 in. required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. inside diameter and not over 1/4 in. required thickness with fillet weld on outside of head flange only.	...	...	0.45

NOTES:

(1) See UW-12(a) and UW-51.

(2) See UW-12(b) and UW-52.

(3) The maximum allowable joint efficiencies shown in this column are the weld joint efficiencies multiplied by 0.80 (and rounded off to the nearest 0.05), to effect the basic reduction in allowable stress required by this Division for welded vessels that are not spot examined. See UW-12(c).

(4) Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.

ANEXO 3

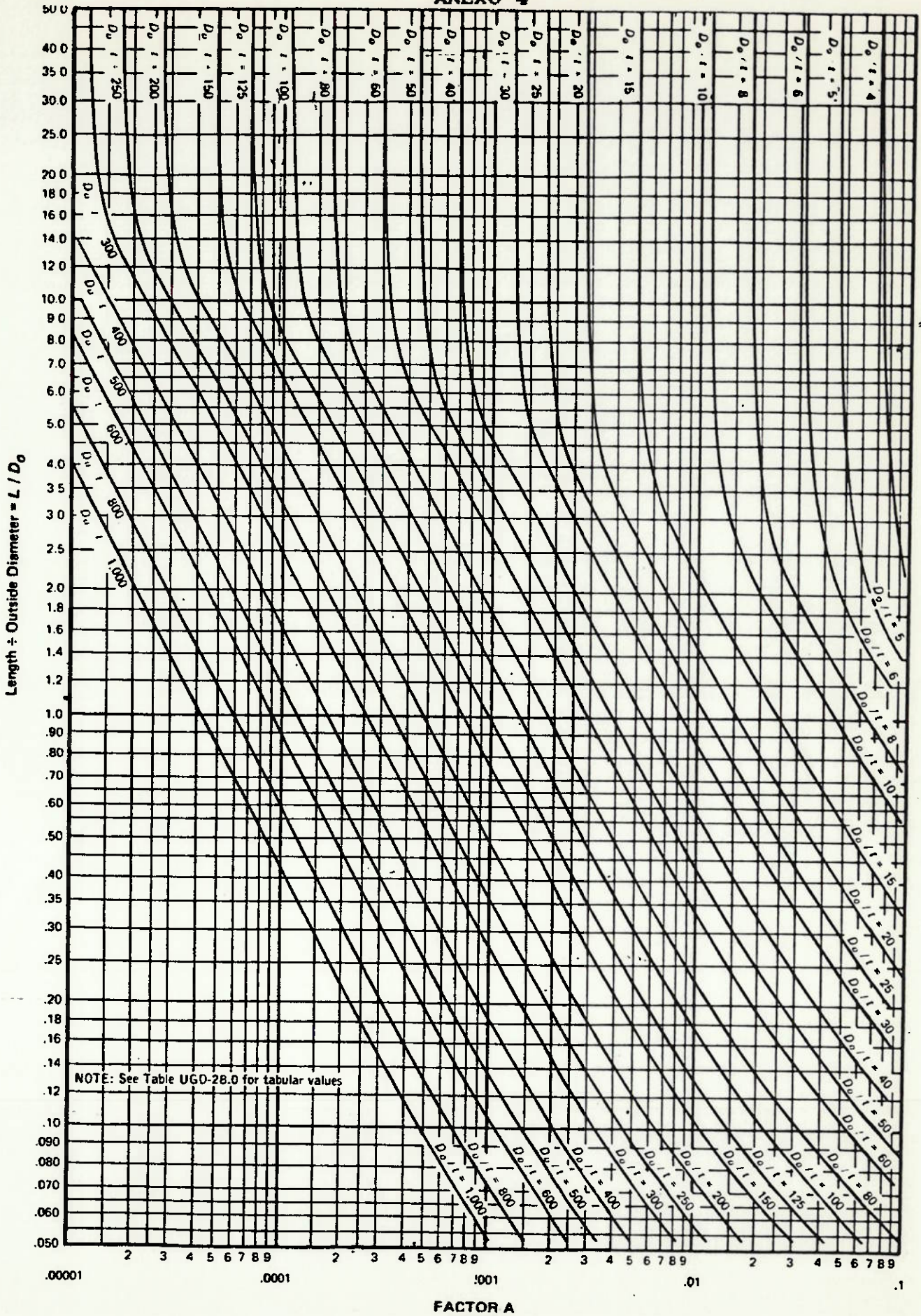
TABLE UCS-23  
 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES IN TENSION FOR CARBON AND LOW-ALLOY STEEL  
 (CAUTION: See UW-12 for vessels constructed under Part UW)

Spec. No.	Grade	Nominal Composition	P- No.	Group No.	Notes	Specified Min. Yield, ksi	Specified Min. Tensile, ksi
<b>Bolting — All Carbon &amp; Low Alloy Steels</b>							
SA-193	B5	5Cr-1/2Mo	...	...	(7)	80.0	100.0
	B7	1Cr-1/8Mo ≤ 2 1/2 in.	...	...	(7)	105.0	125.0
		1Cr-1/8Mo < 2 1/2 in. and ≤ 4 in.	...	...	(7)	95.0	115.0
		1Cr-1/8Mo > 4 in.	...	...	(7)	75.0	100.0
	B7M	1Cr-1/8Mo ≤ 2 1/2 in.	...	...	(7)	80.0	100.0
	B16	1Cr-1/2Mo-V ≤ 2 1/2 in.	...	...	(7)	105.0	125.0
		1Cr-1/2Mo-V > 2 1/2 in. and ≤ 4 in.	...	...	(7)	95.0	110.0
1Cr-1/2Mo-V > 4 in.		...	...	(7)	85.0	100.0	
SA-307	B	C	...	...	(8)	...	55.0
SA-320	L43	Cr-Mo and Ni-Cr-Mo	...	...	(7)(11)	105.0	125.0
	L7	Cr-Mo and Ni-Cr-Mo	...	...	(7)(33)	105.0	125.0
SA-325	1 in. and under	C	...	...	(7)	92.0	120.0
	>1 in. and ≤ 1 1/2 in.	C	...	...	(7)	81.0	105.0
	1	C	...	...	(7)	77.0	105.0
SA-354	BB	...	...	...	(7)	78.0	100.0
	BC	...	...	...	(7)	99.0	115.0
	BD	...	...	...	(7)	125.0	150.0
SA-449	1 in. & under	C	...	...	(7)	92.0	120.0
	>1 in. and ≤ 1 1/2 in.	C	...	...	(7)	81.0	105.0
	>1 1/2 in. and ≤ 3 in.	C	...	...	(7)	58.0	90.0
		C	...	...	(7)		
<b>Carbon Steel Plates and Sheets</b>							
SA-36	...	C-Mn-Si	1	1	(1)(2)(3)(18)	36.0	58.0
SA-283	A	C	1	1	(1)(2)	24.0	45.0
	B	C	1	1	(1)(2)	27.0	50.0
	C	C	1	1	(1)(2)	30.0	55.0
	D	C	1	1	(1)(2)	33.0	60.0
SA-285	A	C	1	1	(3) (18) (24)	24.0	45.0
	B	C	1	1	(3) (18) (24)	27.0	50.0
	C	C	1	1	(3) (18) (24)	30.0	55.0
SA-299	...	C-Mn-Si	1	2	(18)	40.0/42.0	75.0
SA-414	A	C	1	1	(3) (18)	25.0	45.0
	B	C	1	1	(3) (18)	30.0	50.0
	C	C	1	1	(3) (18)	33.0	55.0
	D	C-Mn	1	1	(3) (18)	35.0	60.0
	E	C-Mn	1	1	(3) (18)	38.0	65.0
	F	C-Mn	1	2	(3) (18)	42.0	70.0
	G	C-Mn	1	2	(3) (18)	45.0	75.0

**TABLE UCS-23**  
**MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES IN TENSION FOR CARBON AND LOW-ALLOY STEEL**  
**(CAUTION: See UW-12 for vessels constructed under Part UW)**

Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temp., °F, Not Exceeding												Spec. No.	Ext. Press. Chart Fig. No.
-20 to 650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200		
<b>Bolting — All Carbon &amp; Low Alloy Steels</b>													
20.0	20.0	20.0	18.5	14.5	10.4	7.6	5.6	4.2	3.1	2.0	1.3	SA-193	NA
25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5	...	...	...	...	SA-193	NA
23.0	23.0	22.2	20.0	16.3	12.5	8.5	4.5	...	...	...	...	SA-193	NA
18.8	18.8	18.8	18.0	16.3	12.5	8.5	4.5	...	...	...	...	SA-193	NA
20.0	20.0	20.0	18.5	16.2	12.5	8.5	4.5	...	...	...	...	SA-193	NA
25.0	25.0	25.0	25.0	23.5	20.5	16.0	11.0	6.3	2.8	...	...	SA-193	NA
22.0	22.0	22.0	22.0	21.0	18.5	15.3	11.0	6.3	2.8	...	...	SA-193	NA
20.0	20.0	20.0	20.0	18.8	16.7	14.3	11.0	6.3	2.8	...	...	SA-193	NA
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-307	NA
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-320	NA
25.0	25.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-320	NA
23.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-325	NA
20.2	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-325	NA
19.3	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-325	NA
19.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-354	NA
23.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-354	NA
30.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-354	NA
23.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-449	NA
20.2	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-449	NA
14.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-449	NA
<b>Carbon Steel Plates and Sheets</b>													
12.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-36	UCS-28.2
10.4	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-283	UCS-28.1
11.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-283	UCS-28.1
12.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-283	UCS-28.2
12.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-283	UCS-28.2
11.3	11.0	10.3	9.0	7.8	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-285	UCS-28.1
12.5	12.1	11.2	9.6	8.1	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-285	UCS-28.1
13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-285	UCS-28.2
18.8	17.7	15.7	12.6	9.6	6.5	4.5	2.5	...	...	...	...	SA-299	UCS-28.2
11.3	11.0	10.3	9.0	7.8	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.1
12.5	12.1	11.2	9.6	8.1	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.1
13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.2
15.0	14.3	12.9	10.8	8.6	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.2
16.2	15.5	13.8	11.4	8.9	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.2
17.5	16.6	14.7	12.0	9.2	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.2
18.8	17.7	15.7	12.6	9.6	6.5	...	...	...	...	...	...	SA-414	UCS-28.2

# ANEXO 4



ANEXO 5

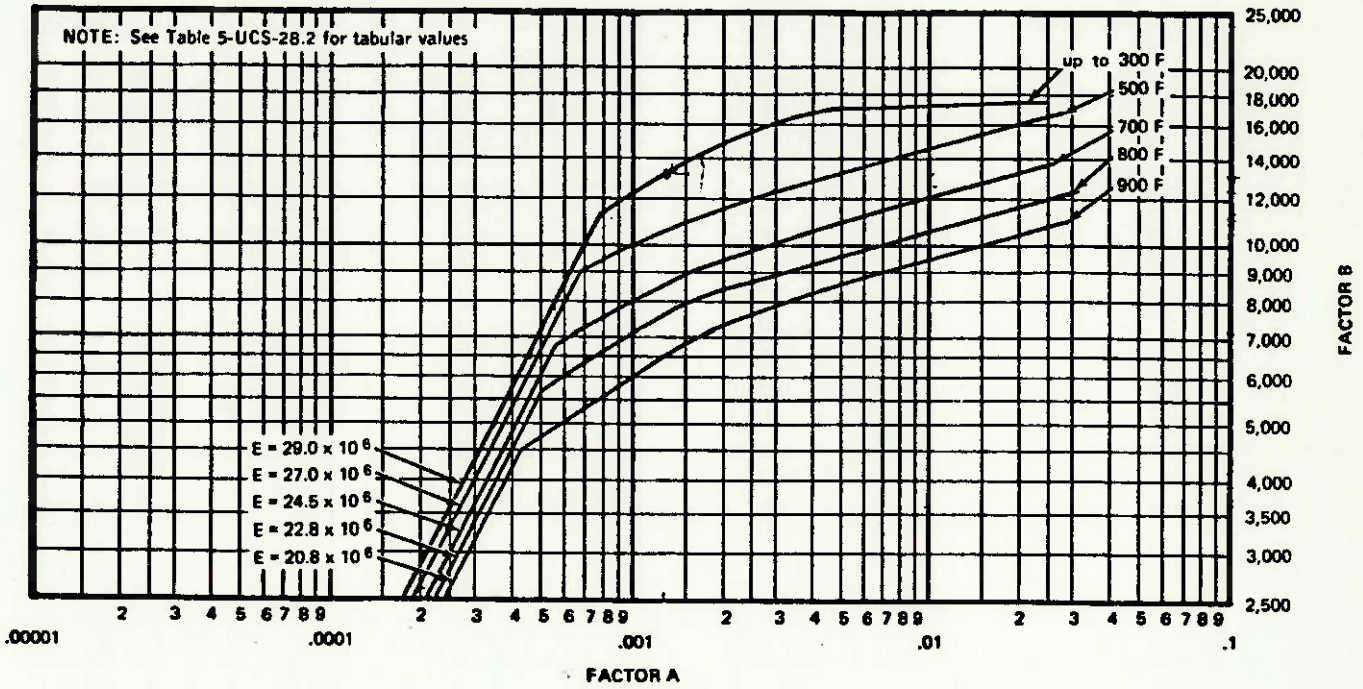


FIG. 5-UCS-28.2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW-ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 30,000 psi AND OVER) AND TYPE 405 AND TYPE 410 STAINLESS STEELS [NOTE (2)]

ANEXO 6

TABLE UHA-23 (CONT'D)  
 MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES IN TENSION FOR HIGH-ALLOY STEEL  
 (CAUTION: See UW-12 for vessels constructed under Part UW)

Nominal Composition	P- No.	Group No.	Product Form	Spec. No.	Grade	Notes	Specified Min. Yield, ksi	Specified Min. Tensile, ksi	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temp., °F, Not Exceeding						
									-20 to 100	200	300	400	500	600	650
18Cr-8Ni-N	8	1	Plate	SA-240	304N	(1)(8)	35.0	80.0	20.0	20.0	19.0	18.3	17.8	17.4	17.3
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Tb.	SA-213	TP304N	(1)(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-312	TP304N	(1)(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-376	TP304N	(1)(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP304N	(1)(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Plate	SA-240	304N	(8)	35.0	80.0	20.0	17.9	15.7	14.1	13.0	12.4	12.2
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Tb.	SA-213	TP304N	(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-312	TP304N	(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-376	TP304N	(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP304N	(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Wld. Tb.	SA-249	TP304N	(1)(4)(8)	35.0	80.0	17.0	17.0	16.1	15.6	15.1	14.8	14.7
18Cr-8Ni-N	8	1	Wld. Pp.	SA-312	TP304N	(1)(4)(8)									
18Cr-8Ni-N	8	1	Wld. Tb.	SA-249	TP304N	(4)(8)	35.0	80.0	17.0	15.2	13.3	12.0	11.0	10.5	10.4
18Cr-8Ni-N	8	1	Wld. Pp.	SA-312	TP304N	(4)(8)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Plate	SA-240	316L	(1)	25.0	70.0	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Tb.	SA-213	TP316L	(1)	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-312	TP316L	(1)	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316L	(1)	25.0	65.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Bar	SA-479	316L	(1)	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Plate	SA-240	316L	...	25.0	70.0	15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.4	9.2
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Tb.	SA-213	TP316L	...	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-312	TP316L	...	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316L	...	25.0	65.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Bar	SA-479	316L	...	25.0	70.0							
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Tb.	SA-249	TP316L	(1)(4)	25.0	70.0	13.3	13.3	13.3	13.2	12.3	11.5	11.2
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Pp.	SA-312	TP316L	(1)(4)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Tb.	SA-688	TP316L	(1)(4)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Tb.	SA-249	TP316L	(4)	25.0	70.0	13.3	11.3	10.1	9.2	8.5	8.0	7.8
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Pp.	SA-312	TP316L	(4)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Wld. Tb.	SA-688	TP316L	(4)									
18Cr-9Ni-2Mo	8	1	Cast.	SA-351	CF3M	(1)(6)	30.0	70.0	17.5	17.5	17.1	16.8	16.8	16.8	16.6
18Cr-9Ni-2Mo	8	1	Cast.	SA-351	CF8M	(1)(6)(8)	30.0	70.0	17.5	17.5	17.1	16.8	16.8	16.8	16.6
18Cr-9Ni-2Mo	8	1	Cast.	SA-351	CF3M	(6)	30.0	70.0	17.5	16.1	14.6	13.3	12.4	11.8	11.5
18Cr-9Ni-2Mo	8	1	Cast.	SA-351	CF8M	(6)(8)	30.0	70.0	17.5	16.1	14.6	13.3	12.4	11.8	11.5
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP316	(1)(8)(10)	30.0	70.0	17.5	17.5	17.1	16.8	16.8	16.8	16.7
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP316H	(1)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316	(1)(8)(9)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316H	(1)(9)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-336	Cl.F316&F316H	(1)(8)(10)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP316	(8)(10)	30.0	70.0	17.5	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Smls. Pp.	SA-430	FP316H	...									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316	(8)(9)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-182	F316H	(9)									
16Cr-12Ni-2Mo	8	1	Forg.	SA-336	Cl.F316&F316H	(8)(10)									

**TABLE UHA-23 (CONT'D)**  
**MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES IN TENSION FOR HIGH-ALLOY STEEL**  
**(CAUTION: See UW-12 for vessels constructed under Part UW)**

Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temp., °F, Not Exceeding																	Spec. No.	Ext. Press. Chart Fig. No.
700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500		
17.1	16.9	16.6	16.3	15.9	15.6	15.0	12.4	9.7	7.7	6.0	...	...	...	...	...	...	SA-240 SA-213 SA-312 SA-376 SA-430	UHA-28.1
11.9	11.7	11.5	11.3	11.0	10.8	10.5	10.3	9.7	7.7	6.0	...	...	...	...	...	...	SA-240 SA-213 SA-312 SA-376 SA-430	UHA-28.1
14.6	14.4	14.2	13.9	13.5	13.3	12.7	10.5	8.3	6.5	5.1	...	...	...	...	...	...	SA-249 SA-312	UHA-28.1
10.1	10.0	9.8	9.6	9.4	9.2	9.0	8.8	8.3	6.5	5.1	...	...	...	...	...	...	SA-249 SA-312	UHA-28.1
12.9	12.6	12.4	12.1	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-240 SA-213 SA-312 SA-182 SA-479	UHA-28.4 UHA-28.4 (18)
9.0	8.8	8.6	8.4	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-240 SA-213 SA-312 SA-182 SA-479	UHA-28.4 UHA-28.4 (18)
10.9	10.7	10.5	10.3	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-249 SA-312 SA-688	UHA-28.4
7.6	7.5	7.3	7.2	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-249 SA-312 SA-688	UHA-28.4
16.3	16.0	15.8	15.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-351	UHA-28.3
16.3	16.0	15.8	15.7	15.5	15.4	14.9	12.0	9.4	8.0	6.0	5.3	4.0	3.0	2.4	1.9	1.5	SA-351	...
11.3	11.1	11.0	10.9	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	SA-351	UHA-28.3
11.3	11.1	11.0	10.9	10.8	10.7	10.6	10.1	9.4	8.0	6.0	5.3	4.0	3.0	2.4	1.9	1.5	SA-351	...
16.3	16.1	15.9	15.7	15.6	15.4	15.0	14.1	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.5	1.7	1.2	SA-430 SA-430 SA-182 SA-182 SA-336	UHA-28.2
11.3	11.2	11.0	10.9	10.8	10.7	10.6	10.5	10.3	9.3	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	SA-430 SA-430 SA-182 SA-182 SA-336	UHA-28.2

ANEXO 7

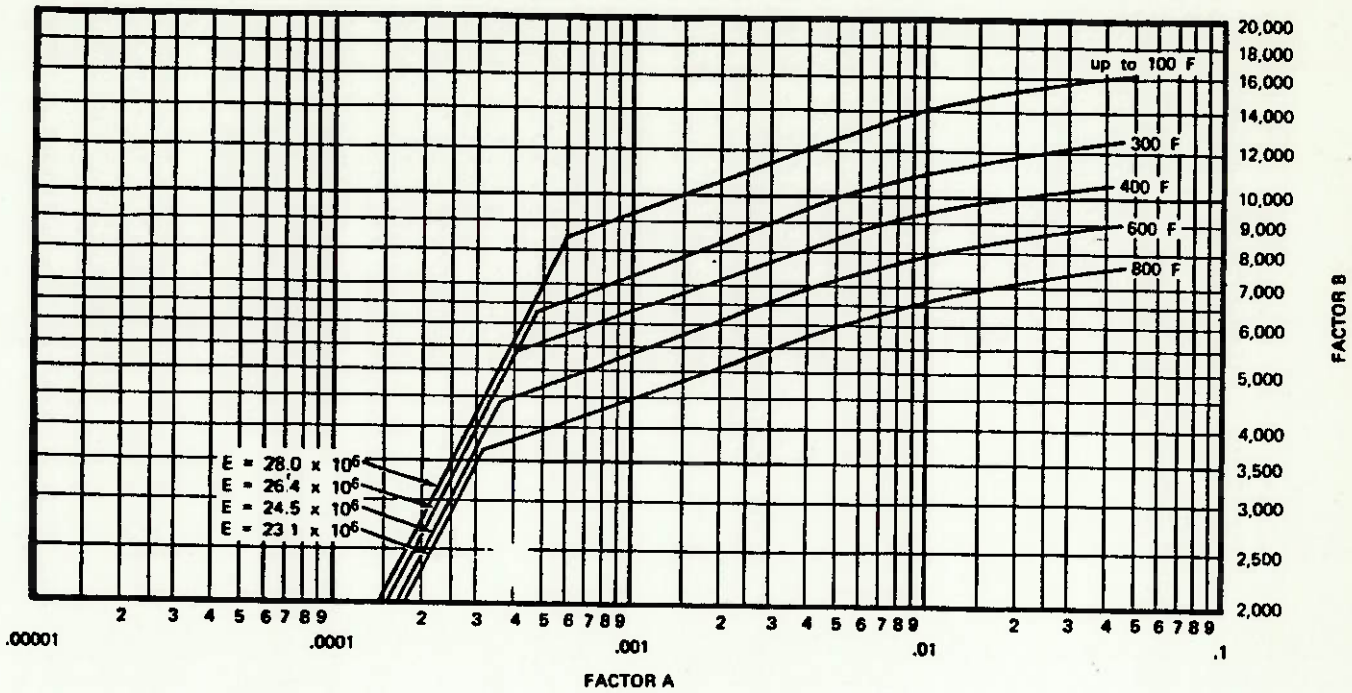


FIG. 5-UHA-28.4 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF AUSTENITIC STEEL (18Cr-8Ni-Mo-0.03 MAXIMUM CARBON, TYPES 316L AND 317L) [NOTE (8)]

ANEXO 8

TIPO DO MISTURADOR	← VISCOSIDADE - CENTIPOISE →				
	10 <sup>2</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	10 <sup>5</sup>	PLASTICO SÓLIDO
AGITAÇÃO - AR	---	---			
JATO - LÍQUIDO	---	---			
PALHETAS	---	---	---		
HÉLICES	---	---	---		
TURBINAS	---	---	---	---	
CONES	---	---			
DISCOS	---	---	---		
ROSCAS			---	---	---
BARRIL		---	---		
MOINHO DE BOLAS		---	---	---	
SERPENTINAS		---	---		
AMASSADEIRAS			---	---	---
MOINHO COLOIDAL		---	---		
MOINHOS ESPECIAIS			---	---	
GALGA			---	---	---
MAROMBA			---	---	---
MISTURADOR INTERNO			---	---	
MOINHO DE ROLOS			---	---	
MOINHO CÔNICO					---
MOINHO DE PANELA					---
RODAS DE IMPACTO					---
DUPLO PLANETARIO					

CONTÍNUO - - - - -

DESCONTÍNUO —————

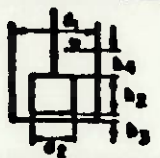
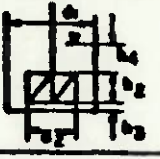
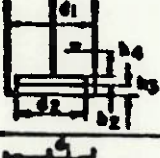
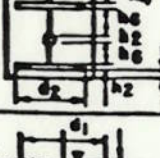
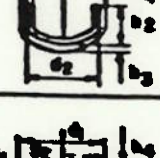
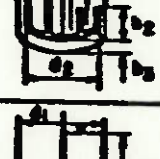
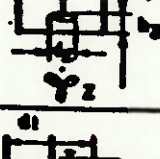
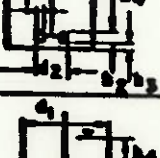

ANEXO 9

TABLE 6.1

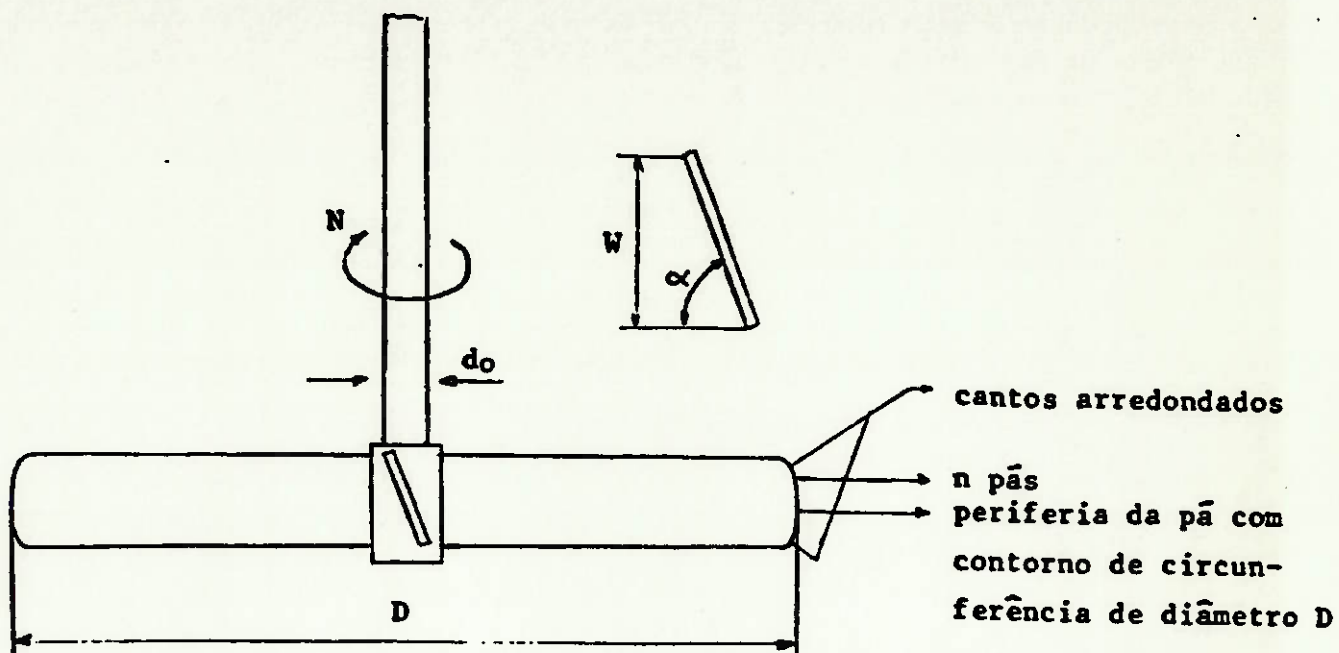
Suspending (solid content)	compound paddles	[Bar chart: ~80%]					
	turbines	[Bar chart: ~60%]					
	radial propellers	[Bar chart: ~40%]					
	cones	[Bar chart: ~20%]					
	propeller	[Bar chart: ~10%]					
	paddle	[Bar chart: ~5%]					
%	type	0	20	40	60	80	100
Mass transfer	turbine, straight blades	[Bar chart: ~80%]					
	propeller	[Bar chart: ~60%]					
	turbine, tilted blades	[Bar chart: ~40%]					
	paddle, tilt 45°	[Bar chart: ~20%]					
	straight paddle	[Bar chart: ~10%]					
%	type	0	20	40	60	80	100
Heat transfer	turbine, jacket	[Bar chart: ~80%]					
	Votator	[Bar chart: ~60%]					
	broad, blade paddle	[Bar chart: ~40%]					
	turbine, 6 blades, baffles	[Bar chart: ~20%]					
	turbine, 6 blades, coil	[Bar chart: ~10%]					
	turbine, 4 blades, baffles	[Bar chart: ~5%]					
%	type	250	300	400	500		
Viscosity	compound paddles	[Bar chart: ~80%]					
	turbine, tilted blades	[Bar chart: ~60%]					
	turbine, straight blades	[Bar chart: ~40%]					
	radial propeller	[Bar chart: ~20%]					
	propeller	[Bar chart: ~10%]					
	paddle	[Bar chart: ~5%]					
cp	type	0	10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	10 <sup>5</sup>	10 <sup>6</sup>	
Volume per mixer	turbine	[Bar chart: ~80%]					
	cone	[Bar chart: ~60%]					
	radial propeller	[Bar chart: ~40%]					
	propeller	[Bar chart: ~20%]					
	disk	[Bar chart: ~10%]					
	paddle	[Bar chart: ~5%]					
m <sup>3</sup>	type	0	1	10	100	1000	
Mixing of large volumes	side-entering propeller	[Bar chart: ~80%]					
	nozzle 50mm dia.	[Bar chart: ~60%]					
	recirculation, nozzle 50mm	[Bar chart: ~40%]					
	nozzle Ø/150 mm	[Bar chart: ~20%]					
V/N %	type	0	20	40	60	80	100
Speed of rotation	disk	[Bar chart: ~80%]					
	propeller	[Bar chart: ~60%]					
	radial propeller	[Bar chart: ~40%]					
	turbine	[Bar chart: ~20%]					
	cone	[Bar chart: ~10%]					
r. p. m.	type	10	50	100	500	1000	10000
Circumferential velocity	paddles	[Bar chart: ~80%]					
	cones	[Bar chart: ~60%]					
	turbines	[Bar chart: ~40%]					
	radial propellers	[Bar chart: ~20%]					
	propellers	[Bar chart: ~10%]					
	disks	[Bar chart: ~5%]					
m/min	type	100	500	1000			2000

Values in the tables for mass transfer and for mixing large volumes are given in per cent of the first type which is taken as 100 %.

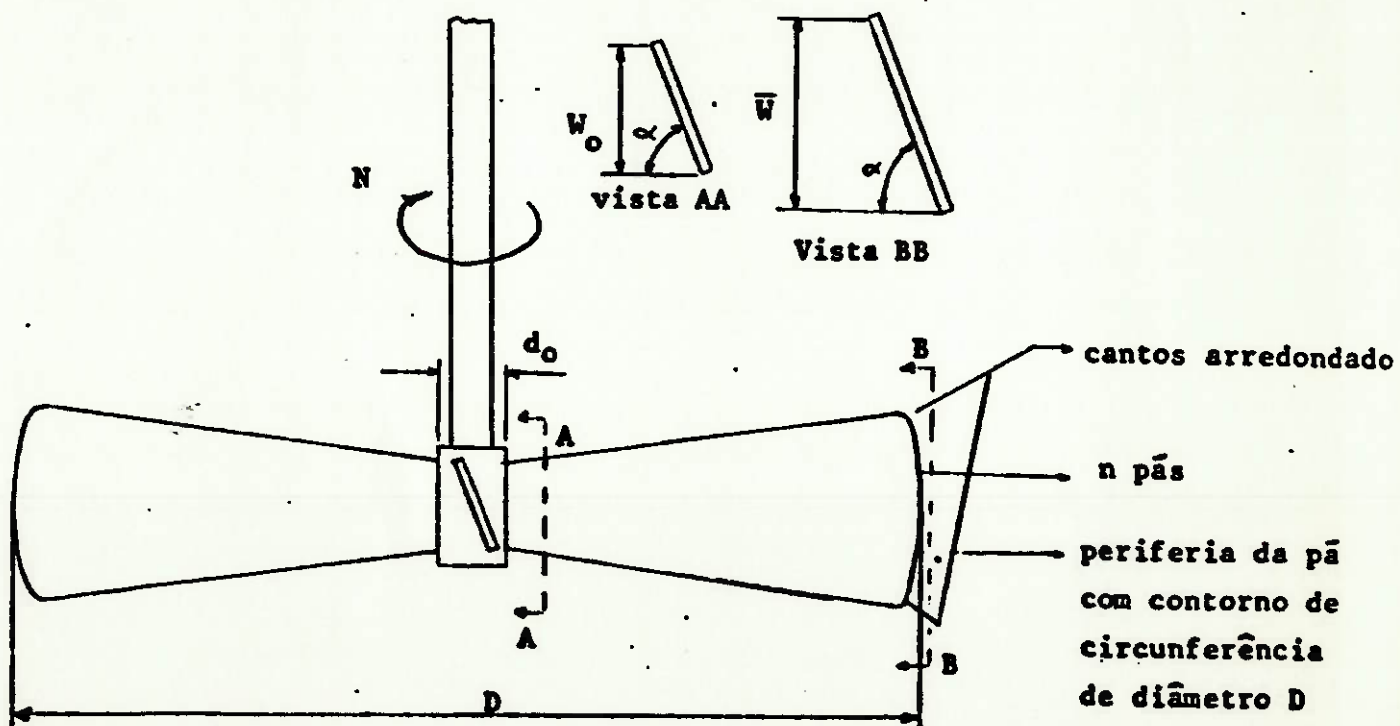
FORMATOS DE MISTURADORES      DIN - 28131

	$d_2 \approx 0,5 d_1$ $h_2 \approx 0,9 \text{ a } 1,0 d_2$ $h_3 \approx 0,1 d_1$	MISTURADOR DE PLACA (BLATTRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,5 \text{ a } 0,7 d_1$ $h_2 \approx 0,5 \text{ a } 0,8 d_2$ $h_3 \approx 0,1 d_1$	MISTURADOR DE GRADE (BITTERRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,7 \text{ a } 0,9 d_1$ $h_2 \approx 0,6 \text{ a } 0,10 d_1$ $h_3 \approx 0,1 d_1$	MISTURADOR DE PALHETA (BALKENRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,7 \text{ a } 0,9 d_1$ $h_2 \approx 0,06 \text{ a } 0,10 d_1$ $h_3 \approx 0,1 d_1$ $h_6 \approx 0,3 d_1$	MISTURADOR DE PALHETA CRUZADA (KREUZBALKENRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,9 \text{ a } 0,98 d_1$ $h_2 \approx 0,4 \text{ a } 0,5 d_2$ $s_1 \approx 0,06 d_1$ $h_3 \approx 0,05 \text{ a } 0,01 d_1$	MISTURADOR DE ANCORA (ANKERRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,9 \text{ a } 0,98 d_1$ $h_2 \approx 0,4 \text{ a } 0,5 d_2$ $s_1 \approx 0,06 d_1$ $s_2 \approx 0,15 d_1$ $h_3 \approx 0,05 \text{ a } 0,01 d_1$	MISTURADOR DE DEDOS (FINGERRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,15 \text{ a } 0,20 d_1$ $h_3 \approx 1,2 \text{ a } 2,0 d_2$ $h_4 \approx 0,8 \text{ a } 1,6 d_1$ $z \approx 2 \text{ a } 3$	MISTURADOR DE HÉLICE (SCHRAUBENRÜHRER)
	$d_2 \approx 0,3 \text{ a } 0,35 d_1$ $h_2 \approx 0,2 \text{ a } 0,3 d_2$ $s_1 \approx h_2$ $h_3 \approx 0,5 \text{ a } 1,0 d_2$	MISTURADOR DE TURBINA (SCHAUFELRÜHRER) (TURBO RÜHRER)
	$d_2 \approx 0,16 \text{ a } 0,25 d_1$ $h_2 \approx 0,5 \text{ a } 1,5 d_2$ $h_3 \approx 0,5 \text{ a } 1,0 d_2$	MISTURADOR CIRCULAR (KREISELRÜHRER)

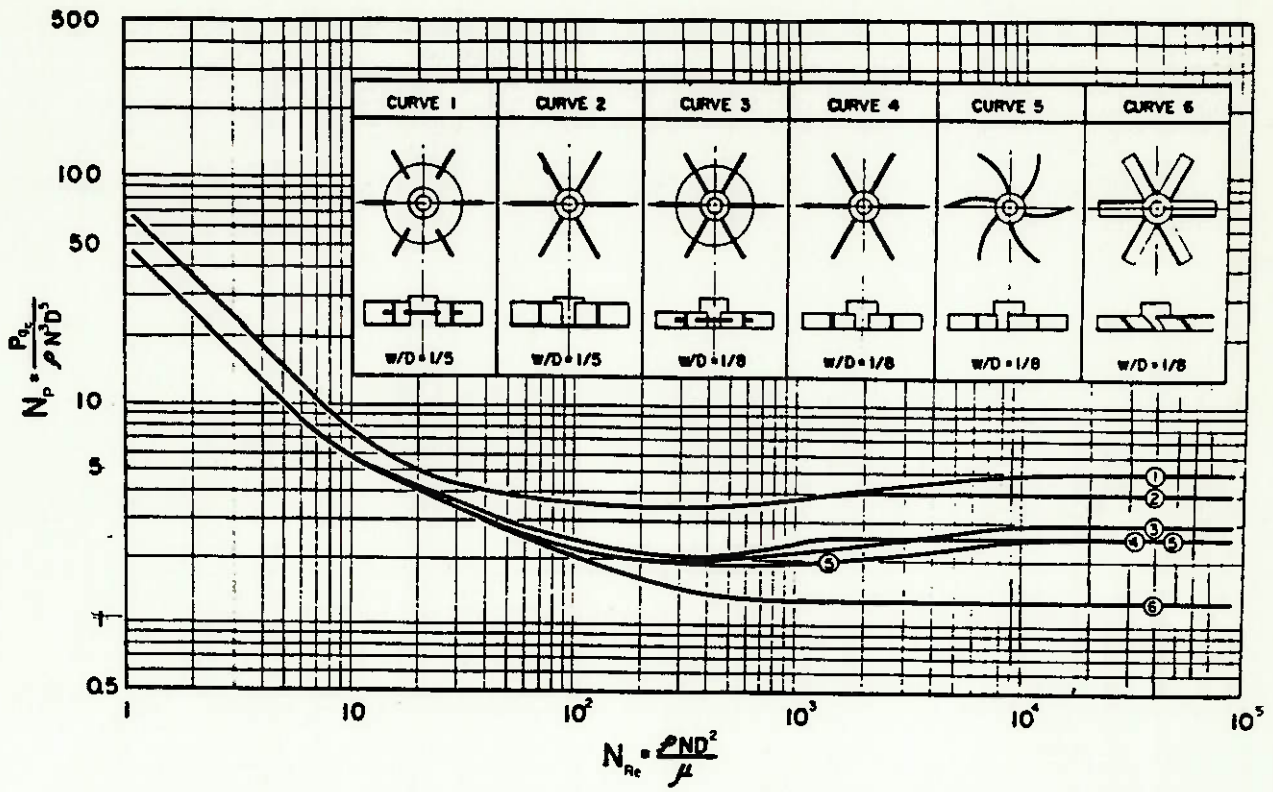
A) Turbina com pás retangulares



B) Turbina com pás em forma trapezoidal crescente de dentro para fora



ANEXO 12



Values of  $\phi$  for Turbine Agitators

Type	Source	$\frac{D^3}{w}$	$n$	$\frac{D}{T}$	$\frac{C}{D}$	Baffles (No.) $T/w_b$	$\phi$ at Reynolds No. of		
							5	300	$10^4$
Flat Blade (4)*	(B6)	8.0	6	0.33	1	(4) 12	10.0	2.1	2.6
Flat Blade (2)*	(B6)	5.0	6	0.33	1	(4) 12	14.0	3.4	4.0
Disk, $D/l = 4$ (1)*	(B6)	5.0	6	0.33	1	(4) 10	14.0	3.4	5.0
Disk, $D/l = 2$ (3)*	(B6)	8.0	6	0.33	1	(4) 12	10.0	2.0	3.0
Curved Blade (5)*	(B6)	8.0	6	0.33	1	(4) 12	10.0	1.9	2.6
Curved Blade Disk	(R6)	5.0	6	0.22-0.31	1	(4) 10	14.0	3.4	4.8
Pitched Blade, 45° (6)*	(B6)	8.0	6	0.33	1	(4) 12	10.0	1.5	1.3
Arrowhead	(R6)	5.0	6	0.31-0.47	1	(4) 10	14.2	3.4	3.9
Arrowhead	(O4)	—	6	0.44	—	(4) 8.7	—	—	2.4
Flat Blade	(M1)	4.1	2	0.23-0.37	0.35-2.5	(4) 8 & 10	—	—	1.83
Flat Blade	(M2)	3.6	2	0.31-0.52	0.55	(4) 11	—	—	2.32
Flat Blade	(O1)	5.0	2	0.36-0.63	0.5-1.2	(3) 21	9.7	—	1.94
Flat Blade	(O1)	5.0	6	0.36-0.63	0.5-1.2	(3) 21	17.4	—	4.1
Flat Blade	(O1)	8.0	6	0.36-0.63	0.5-1.2	(3) 21	14.5	—	2.5
Flat Blade	(N3)	1.5	2	0.3	—	(4) 15	18	7.0	8.8
Flat Blade	(N3)	1.5	2	0.5	—	(4) 15	10	4.2	6.0

\* Refers to curves on Fig. 7.

\* For pitched turbines, based on horizontally projected  $w$ .

Cálculo da potência consumida por cada impelidor

A- Impelidor superior

$$Re = \frac{1.64. (2,85)^2. (3/7)^2. 10^6}{1000.60} = 159171000$$

$$f_n = \left(\frac{6}{6}\right)^{0,7} = 1$$

$$f_a = (\cos 90^\circ)^2 = 1$$

$$f_h = \left(\frac{1}{0,2} \cdot \frac{1}{5}\right)^{1,09} = 1$$

$$U = 1$$

$$P_2 = 5,44. 1. \left(\frac{64}{60}\right)^3. \left(2,85. \frac{3}{7}\right)^5. 1. 1. 1. 1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_2 = 17,95 \text{ CV ou } P_2 = 17,70 \text{ HP}$$

B- Impelidor inferior

$$Re = 159171000$$

$$f_n = 1$$





























$$f_a = (\cos 60^\circ)^2 = 0,75$$

$$f_h = 1$$

$$U = 1$$

$$P_1 = 5,44. 1. \left(\frac{64}{60}\right)^3. \left(2,85. \frac{3}{7}\right)^5. 1. 0,75. 1. 1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_1 = 13,46 \text{ CV ou } P_1 = 13,28 \text{ HP}$$

CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO										
EQUIPAMENTO DE MISTURA Índice de Avaliação de Dispositivos de Vedação	SÍLO DE VAPORES	SÍLO FIXO	CAIXA DE GAXETAS			SÍLO MECÂNICO ROTATIVO				
			CAIXA DE VEDAÇÃO DE BAIXA PRESSÃO	CAIXA DE VEDAÇÃO STANDARD	CAIXA DE VEDAÇÃO DE ALTA PRESSÃO	TUBOS e BOLSAS				
			ESTILO B	ESTILO C	ESTILO D	ESTILO E	ESTILO F	ESTILO G	BALANÇEA DE ESTÂNDAR DO	BALANÇEA DE ESTÂNDAR DO
PRESSÃO 	0,204 mca	0,39 mca	1,76 mca	10 mca	140 mca	0,3 mca	14 mca	175 mca	703 mca	
	NENHUMA									DESPREZÍVEL
CONTAMINAÇÃO DO PRODUTO (lubrificante vazando e misturando-se ao produto) 	NENHUMA									DESPREZÍVEL
CONTAMINAÇÃO ATMOSFÉRICA (vapor do produto escapando) 	NENHUMA									DESPREZÍVEL

Verificação da motor

Calculando o momento de inércia do acoplamento:

$$J_{\text{acopl.}} = 0,03 \text{ kgf. m}^2 \cdot \text{s}^2 \quad (\text{ref. [14]})$$

$$(GD^2)_{\text{acopl.}} = J_{\text{acopl.}} \cdot 4 \cdot g = 0,03 \cdot 4 \cdot 9,81 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (GD^2)_{\text{acopl.}} = 1,18 \text{ kgf. m}^2$$

Logo,

$$GD^2 = (GD^2)_{\text{motor}} + (GD^2)_{\text{acopl.}} = 1,12 + 1,18 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow GD^2 = 2,30 \text{ kgf. m}^2$$

O torque dinâmico, na partida, é encontrado pela fórmula:

$$M_{\text{din.}} = \frac{\delta \cdot GD^2 \cdot n}{375 \cdot t_p}$$

onde,  $\delta = 1,1$  a  $1,25$  = coeficiente considerado no e eflito das partes rotativas

$t_p$  = Tempo de partida

Adotando,

$$\delta = 1,25 \text{ e } t_p = t_b = 8,5 \text{ s}$$

Assim

$$M_{\text{din.}} = \frac{1,25 \cdot 2,30 \cdot 1770}{375 \cdot 8,50} = 1,60 \text{ kgf. m}$$

O momento estático de resistência referente à árvore

do motor é:

$$M_{\text{est.}} = 716,2 \cdot \frac{N}{n} = 716,2 \cdot \frac{36,61}{1770} = 14,61 \text{ kgf. m}$$

O Torque exigido do motor, na partida, é:

$$M_{\text{mot.}} = M_{\text{est.}} + M_{\text{din.}} = 14,61 + 1,60 = 16,21 \text{ kgf. m}$$

Verificando o motor à sobrecarga:

$$\frac{M_{\text{mot.}}}{M_{\text{req.}}} = \frac{16,21}{16,0} = 1,01$$

Como  $\frac{M_{\text{máx.}}}{M_{\text{req.}}} > \frac{M_{\text{mot.}}}{M_{\text{req.}}}$  concluímos que o motor

está com segurança.

Pré-cálculo dos pés dos impelidores

4 - Impelidor superior

$$P_2 = 46,95 \text{ cv}$$

$$n_2 = 6 \text{ pés}$$

$$\text{Adotando aço inox 316 L} \Rightarrow S = 15700 \text{ psi}$$

$$\bar{N} = 64 \text{ rpm}$$

$$h_2 = \frac{1}{5} \cdot d_2 = \frac{1}{5} \cdot \frac{3}{7} \cdot D = \frac{3}{35} \cdot 2850 = 244 \text{ mm} = 9,62 \text{ in}$$

Admitindo,

$$R_h = 140 \text{ mm} = 5,51 \text{ in}$$

$$R_2 = \frac{1}{2} \cdot d_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{3}{7} \cdot D = \frac{3}{14} \cdot 2850 = 611 \text{ mm} = 24,04 \text{ in}$$

Adotaremos um fator de serviço igual a 1,5, devido a probabilidade de ocorrência de forças hidráulicas transientes, resultante do fluxo turbulento do líquido agitado.

Assim:

$$D_{t_2} = \left[ \frac{378100 \cdot 46,95 \cdot 1,5 \left( 1 - \frac{4 \cdot 5,51}{3 \cdot 24,04} \right) \right]^{1/2} = \underline{\underline{0,565 \text{ in}}}$$

Portanto a espessura mínima requerida para os pés da luneta de pés retangulares retos é de 0,565 in

Adotaremos espessura de:

$$\boxed{D_{t_2} = 0,625 \text{ in}}$$

### B - Impelidor inferior

$$P_1 = 35,20 \text{ CV}$$

$$n_1 = 6 \text{ p/s}$$

$$h_1 = h_2 = 9,62 \text{ m}$$

$$R_h = 5,51 \text{ m}$$

$$R_1 = R_2 = 24,04 \text{ m}$$

$$F = 1,5$$

Asim

$$D_{t_1} = \left[ \frac{378100 \cdot 35,20 \cdot 1,5}{6 \cdot 15700 \cdot 64 \cdot 9,62} \cdot \left( 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{5,51}{24,04} \right) \right]^{1/2} = \underline{0,489 \text{ m}}$$

Por tanto la espesura mínima requerida para los pás del impelidor inferior es de 0,489 m.

Adoptaremos también espesura de:

$$\boxed{D_{t_1} = 0,625 \text{ m}}$$

Pré-cálculo do eixo do agitador

a) Cálculo do Torque

$$T = \frac{63025 \cdot P_e}{N} = \frac{63025 \cdot 85,90}{64} = 84591 \text{ lbf. in}$$

b) Cálculo das forças radiais

b.1) Impelidas inferior

$$F_{r1} = \frac{24000 \cdot P_1}{n \cdot N \cdot d_1} = \frac{24000 \cdot 35,20}{6 \cdot 64 \cdot 2 \cdot 24,04} = 45,8 \text{ lbf}$$

b.2) Impelidas superior

$$F_{r2} = \frac{24000 \cdot P_2}{n \cdot N \cdot d_2} = \frac{24000 \cdot 46,95}{6 \cdot 64 \cdot 2 \cdot 24,04} = 61,0 \text{ lbf}$$

c) Cálculo do momento fletor

Admitindo apenas para efeito de pré-cálculo:

$$l_1 \approx 6000 \text{ mm} \approx 236 \text{ in}$$

$$l_2 \approx 4500 \text{ mm} \approx 177 \text{ in}$$

Então,

$$M = \sum (F_{ri} \cdot l_i) = 45,8 \cdot 236 + 61,0 \cdot 177 = 21606 \text{ lbf. in}$$

d) Cálculo do momento equivalente

$$2 \cdot M_e = M + \sqrt{M^2 + (T \cdot K)^2}$$

sendo um serviço médio, adotaremos  $K=2,0$ , então;

$$2. M_e = 21606 + \sqrt{21606^2 + (84591.2)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_e = 96081 \text{ lbf. in}$$

e) Tensão de flexão máxima

$$\sigma = \frac{M_e \cdot d_e}{2 \cdot I}$$

e.1) Eixo maciço

$$I = \frac{\pi \cdot d_e^4}{64}$$

$$\sigma = \frac{96081 \cdot d_e}{2 \cdot (\pi \cdot d_e^4)/64} = \frac{978673}{d_e^3}$$

e.2) Eixo vazado

$$I = \frac{\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)}{64}$$

$$\sigma = \frac{96081 \cdot d_e}{2 \cdot [\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)]/64} = \frac{978673 \cdot d_e}{(d_e^4 - d_i^4)}$$

f) Tensão axial

$$\sigma' = \frac{m \cdot g}{A}$$

$$m \cdot g \text{ (lbf)} = (160 + 150 + W_s \cdot 6) 2,2048 = 683 + 13,23 \cdot W_s$$

onde,  $W_s$  = peso do eixo por unidade comprimento (lbf/m)

f.1) Eixo maciço

$$A = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4}$$

$$\sigma' = \frac{683 + W_s \cdot 13,23}{(\pi \cdot d_e^2)/4} = \frac{870 + 16,84 \cdot W_s}{d_e^2}$$

f.2) Eixo vazado

$$A = \frac{\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2)}{4}$$

$$\sigma' = \frac{683 + 13,23 \cdot W_s}{[\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2)]/4} = \frac{870 + 16,84 \cdot W_s}{d_e^2 - d_i^2}$$

g) Cálculo do diâmetro do eixo

$$S \geq \sigma + \sigma'$$

$$\text{Adotando aço inox 316L} \Rightarrow S = 11900 \text{ psi}$$

Observação:

Como é observado na norma ASME sec. VIII div. I a tensão  $S = 15700 \text{ psi}$  para o aço inox 316L, pode causar deformações permanentes na estrutura, dependendo dos esforços envolvidos. O valor  $S = 11900 \text{ psi}$  é recomendado para estruturas onde as deformações resultantes de esforços elevados sejam prejudiciais ao bom funcionamento da máquina. Na nossa caso, deformações excessivas no eixo poderia resultar em vibrações indesejáveis, com prejuízo da vida do eixo mecânico, engrenagens e rolamentos.

g.1) Eixo maciço

$$11900 \geq \frac{978673}{d_e^3} + \frac{870 + 16,84 \cdot W_s}{d_e^2}$$

Verificaremos para  $d_e = 4,5 \text{ in}$

$$W_s = 80,7 \text{ kgf/m}$$

$$\frac{978673}{4,5^3} + \frac{870 + 16,84 \cdot 80,7}{4,5^2} = 10850 \text{ psi} < 11900 \text{ psi}$$

O eixo maciço deverá ter no mínimo  $d_e = 4,5 \text{ in}$  //

2.2) Eixo vazado

$$11900 \geq \frac{978673 \cdot d_e}{d_e^4 - d_i^4} + \frac{870 + 16,84 \cdot W_s}{d_e^2 - d_i^2}$$

Verificaremos para o Tubo  $\varnothing 5''$  sch 120S

$$d_e = 5,563 \text{ in}$$

$$d_i = 4,563 \text{ in}$$

$$W_s = 40,1 \text{ kgf/in}$$

$$\frac{978673 \cdot 5,563}{5,563^4 - 4,563^4} + \frac{870 + 16,84 \cdot 40,1}{5,563^2 - 4,563^2} = 10540 \text{ psi} < 11900 \text{ psi}$$

∴ eixo vazado deverá Ter no mínimo  $\boxed{\varnothing 5'' \text{ 120S}}$

## Pré-cálculo do cubo do impelidor

Os cálculos se referem ao cubo mais solicitado (cubo da superior) e os resultados serão aplicados ao cubo do impelidor inferior, isto porque as condições serão semelhantes.

O momento fletor devido à ação das forças de arraste nos pés nos dará um dos valores limites, e será dado pela expressão abaixo:

$$R_H - R_S = 0,68 \cdot D_t + R_c$$

Da seção 4.5.2 Temos que:

$$D_t = 0,625 \text{ in}$$

Adotando-se uma distância de dimensão parabólica de  $1,5 \times 1,0 \text{ in}$ , a profundidade do rasgo da chaveta no cubo será aproximadamente de  $0,39 \text{ in}$ , então:

$$R_H - R_S = 0,68 \cdot 0,625 + 0,39 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{R_H - R_S = 0,82 \text{ in}} //$$

Logo para suportar o momento fletor, o cubo deverá ter espessura mínima de  $0,82 \text{ in}$ .

Além do momento fletor o cubo deverá transmitir o Torque do eixo às pás.

sendo as condições no impelidor superior:

$$P_2 = 46,95 \text{ cv}$$

$$N = 64 \text{ rpm}$$

O material de  $S = 15700$  psi

Admitendo um fator de concentração de tensões,  $f = 4,0$  e um eixo de 6 in de diâmetro, temos:

$$R_H - R_S \cong \sqrt[3]{\frac{63025 \cdot 2 \cdot 4,0 \cdot 46,95}{\pi \cdot 64 \cdot 15700} + 3,0^3} - 3,0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \underline{R_H - R_S \cong 0,26 \text{ in}} //$$

Portanto o mínimo requerido será  $R_H - R_S = 0,82 \text{ in}$ .

Por segurança adotaremos um valor próximo do valor sugerido pela referência [10], assim:

$$\boxed{R_H - R_S = 2 \text{ in}} //$$

Por questão de estabilidade do eixo do impelidor, adotamos usualmente, um comprimento maior que o diâmetro do eixo, desse modo adotaremos um eixo de 7 in (178 mm) de comprimento.

Seleção de redutor por conjugados

a) Determinar a relação de redução.

$$i = 27,4$$

b) Estabelecer a classificação da carga com base na Tabela 1 (anexo 21).

aplicados para líquidos e sólidos  $\Rightarrow M$

c) Determinar a fator de serviço ( $F_s$ ), na Tabela 2 (anexo 22).

acionamento por motor elétrico e tempo de trabalho acima de 10 horas por dia

$$\Rightarrow F_s = 1,50$$

d) Determinar a potência efetiva necessária para acionar a carga.

$$P_e = N + N_R = 31,41 + 1,50 = 32,91 \text{ CV}$$

e) Determinar a capacidade equivalente

$$P_c = P_e \cdot F_s = 32,91 \cdot 1,50 = 49,41 \text{ CV}$$

Selecionamos o redutor H22-17 com redução nominal de 28 (anexo 23) e forma construtivo F3 que é mostrada na figura do anexo 35.

TABELA 1

U = CARGA UNIFORME		M = CHOQUES MODERADOS	F = CHOQUES FORTES	
APLICAÇÃO	CLASSIFI- CAÇÃO	APLICAÇÃO	CLASSIFI- CAÇÃO	
<b>AGITADORES</b>		<b>DESTILARIAS</b>		
Líquidos puros	U	Cozinhadores - serviço contínuo	U	
Líquidos e sólidos	M	Tachos de fermentação - ser- viço contínuo	U	
Líquidos de densidade variável	M	Misturadores	U	
<b>ALIMENTADORES</b>		<b>DRAGAS</b>		
Alimentadores de rosca	M	Guinchos, transportadores e bombas	M	
Transportadores (esteira e correia)	M	Cabeçotes rotativos e peneiras	F	
<b>BOBINADEIRAS</b>		<b>EIXOS DE TRANSMISSÃO</b>		
Metal	M	Carga uniforme	U	
Papel	U	Carga pesada	M	
Têxtil	M	<b>ELEVADORES</b>		
<b>BOMBAS</b>		Caçambas - cargas uniformes	U	
Centrífugas	U	Caçambas - cargas pesadas	F	
Dupla ação, multicilíndricas	M	Elevadores de carga	M	
Recíprocas de descarga livre	M	Elevadores de canecas	M	
Rotativas a engrenagem	U	<b>ENGARRAFADORAS E ENLATADORAS</b>		
<b>BORRACHA E PLÁSTICOS</b>			U	
Calandras *	M	<b>FORNOS ROTATIVOS</b>		
Equipamentos de laboratório	M		M	
Extrusoras	M	<b>GERADORES</b>		
Moinhos cilíndricos *			U	
Dois em linha	M	<b>GUINCHOS</b>		
Três em linha	U	Cargas uniformes	M	
Refinadores *	M	Cargas pesadas	F	
Trituradores e misturadores *	F	<b>INDÚSTRIAS AÇUCAREIRAS</b>		
<b>BRITADORES</b>		Moendas	F	
Pedras e minérios	F	Facas de cana *	M	
<b>CERÂMICA</b>		<b>INDÚSTRIAS ALIMENTÍCIAS</b>		
Extrusoras e misturadores	M	Cozinhadores de cereais	U	
Prensas de tijolos e ladrilhos	F	Misturadores de massa, moedores de carne, picadores	M	
<b>CIMENTO</b>		<b>INDÚSTRIAS MADEIREIRAS</b>		
Britadores de mandíbulas	F	Alimentadores de plaina	M	
Moinhos rotativos *	M	Serras, tambores despulpadores, transportadores de toras	F	
Moinhos de bolas e rolos *	F	<b>INDÚSTRIAS METALÚRGICAS</b>		
<b>CLASSIFICADORES ROTATIVOS</b>	M	Cortadores de chapa rotativos	M	
<b>COMPRESSORES</b>		Cortadores de chapa de faca	F	
Centrífugos	U	Viradeiras	F	
Multicilíndricos	M	Trefilas	M	
Unicilíndricos	F			

\* APLICAR FATOR DE SERVIÇO CORRESPONDENTE A TEMPO DE TRABALHO ACIMA DE 10 HORAS/DIA.

**REDUTORES E  
MOTOREDUTORES  
A ENGRENAGENS  
HELICOIDAIS**

**SELEÇÃO DE REDUTORES  
CLASSIFICAÇÃO DE CARGAS  
FATORES DE SERVIÇO**

**H  
MH**

**TABELA 1** (continuação)

APLICAÇÃO	CLASSIFI- CAÇÃO	APLICAÇÃO	CLASSIFI- CAÇÃO
<b>INDÚSTRIAS TEXTEIS</b> Calandras, cardas, filatórios, retorcedeiras, maçaroqueiras e máquinas de tinturaria	M	<b>PAPEL</b> Esticadores de feltro Prensas Secadores	M U M
<b>MÁQUINAS OPERATRIZES</b> Acionamento principal cargas pesadas cargas uniformes Acionamento auxiliar Prensas Rosqueadoras	F M U F F	<b>PONTES ROLANTES</b> Acionamento do carro e da ponte Acionamento do guincho	F U
<b>MISTURADORES</b> Betoneiras Borracha * Polpa de papel	M F M	<b>SANEAMENTO</b> Aeradores Alimentadores, bombas, decantadores Filtros, mexedores e peneiras Clarificadores	F U M U
<b>MOINHOS ROTATIVOS</b> De bolas e rolos De martelos	F F	<b>SECADORES E RESFRIADORES ROTATIVOS</b>	M
<b>PAPEL</b> Agitadores (misturadores) Alvejadores Batedores e despoldadores Calandras Super calandras Cilindros Descascadores Hidráulicos e mecânicos Tambores descascadores	M U M M F U M F	<b>TORRES DE REFRIGERAÇÃO</b>	F
		<b>TRANSPORTADORES</b> Caçamba, correia, corrente, esteira, rosca: cargas uniformes cargas pesadas e intermitentes vibratórios	U M F
		<b>VENTILADORES</b> Centrífugos Outros	U M
<b>APLICAR FATOR DE SERVIÇO CORRESPONDENTE A TEMPO DE TRABALHO ACIMA DE 10 HORAS/DIA</b>			

TABELA 2 - FATORES DE SERVIÇO

Acionamento por	Tempo de Trabalho	Classificação de cargas		
		Uniforme U	Choques moderados M	Choques fortes F
Motor Elétrico ou Turbina a Vapor	Intermitente, 3 h/dia	0,80	1,00	1,50
	Até e incluindo 10 h/dia	1,00	1,25	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,25	1,50	2,00
Motor a Explosão Multicilíndrico ou Motor Hidráulico	Intermitente 3 h/dia	1,00	1,25	1,75
	Até e incluindo 10 h/dia	1,25	1,50	2,00
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,25
Motor a Explosão Monocilíndrico	Intermitente, 3 h/dia	1,25	1,50	2,00
	Até e incluindo 10 h/dia	1,50	1,75	2,25
	Acima de 10 h/dia	1,75	2,00	2,50

**REDUTORES E MOTOREDUTORES A ENGENHAGENS HELICOIDAIS**

**REDUÇÃO DUPLA E TRIPLA EIXOS VERTICAIS CAPACIDADES NA ENTRADA (cv)**

**H22  
H23**

TIPO	REDUÇÃO NOMINAL															
	6,3	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
	ROTAÇÃO NA ENTRADA 1750 (rpm)															
	ROTAÇÃO NA SAÍDA (rpm)															
	278	246	219	194	175	156	140	125	109	97	88	78	70	63	56	49
H22-15	117	100	87	75,5	68	59	56,5	48,5	42,5	38,5	36	31	27	24,5	21	18
H22-16	185	158	136	119	107,5	93	89	76,5	67	60,5	56,5	48,5	42,5	38,5	33,5	28,5
H22-17	275	235	200	180	160	140	130	115	100	90	84	72	63	57	49	42
H22-18	405	345	300	260	235	200	195	165	140	130	120	105	93	84	73	62
H22-19							235	200	175	160	150	130	110	100	88	75
H22-20							410	355	310	280	260	225	195	180	155	130
	ROTAÇÃO NA ENTRADA 1450 (rpm)															
	ROTAÇÃO NA SAÍDA (rpm)															
	230	204	181	161	145	129	116	104	91	81	73	65	58	52	46	41
H22-15	100	86	75	63,5	58	50	48	41	36	32,5	30,5	26	23	21	18	15,5
H22-16	157	135	115	100	91	79	76	65	57	51	48	41	36	33	28	24
H22-17	235	200	170	150	135	120	110	97	85	75	72	61	54	49	42	36
H22-18	345	295	250	220	200	170	165	140	125	110	105	90	79	72	61	53
H22-19	415	355	305	265	240	210	200	170	150	135	125	110	95	87	74	63
H22-20							350	300	265	235	220	190	165	150	130	110
	ROTAÇÃO NA ENTRADA 1170 (rpm)															
	ROTAÇÃO NA SAÍDA (rpm)															
	186	165	146	130	117	104	94	84	73	65	69	52	47	42	37	33
H22-15	76,5	65	57	50	44,5	38	37	32	28	25	23,5	20	17,5	15,9	14	11,6
H22-16	120	102	88	77,5	70	60	58	50	43,5	39,5	37	31,5	27,5	25	21,5	18,5
H22-17	180	150	130	115	105	90	85	75	65	58	55	47	41	37	32	27
H22-18	260	220	190	170	150	130	125	110	95	86	81	69	60	55	47	40
H22-19	320	270	230	205	185	160	150	130	115	100	97	83	73	66	57	48
H22-20	560	470	410	360	325	280	270	230	200	180	170	145	125	115	100	85
	6,3	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5
	REDUÇÃO NOMINAL															

- 1 - Para velocidades de entrada inferiores às indicadas na tabela, as capacidades decrescem linearmente.
- 2 - Dimensões e pesos vide páginas B-1220 e B-1221.
- 3 - Tipo H22 redução dupla e tipo H23 redução tripla.

## Seleção de correias

## a) Reduções necessárias

Necessitamos de redução total de  $27,4 : 1$ . Se adotarmos duas reduções de  $5,235$  estaremos próximos do valor da redução máxima recomendada para as correias Trapezoidais que é de  $6 : 1$ . Isso implica em dimensões externas elevadas da transmissão e de modo geral a divisão das reduções num número maior de etapas, permite obter construções mais leves e compactas. Assim adotaremos reduções de  $4,73$ ,  $3,27$  e  $1,77$ .

## b) Determinar a potência projetada (HPP)

$$HPP = HP \cdot F_s$$

onde HP = potência do motor

$F_s$  = fator de serviço

Pela tabela 1 (Anexo 25) para agitadores para líquidos em serviço contínuo de 16 horas diárias:

$$F_s = 1,2$$

Logo,

$$HPP = 40 \cdot 0,9863 \cdot 1,2 = 47,34 \text{ HP}$$

## c) Determinar o perfil apropriado

Adotando correias Super HC, pelo gráfico 1 (Anexo

26) devemos ter :

1º redução : 5V

2º redução : 5V

3º redução : 8V

d) Determinar os diâmetros das polias

Pela Tabela 2 (anexo 27) adotaremos o diâmetro mínimo recomendado para as polias motoras.

1º redução :  $d = 7,0 \text{ in}$

$$D = d \cdot i = 7 \cdot 4,73 = 33,11 \text{ in}$$

2º redução :  $d = 9 \text{ in}$

$$D = d \cdot i = 9 \cdot 3,27 = 29,43 \text{ in}$$

3º redução :  $d = 12 \text{ in}$

$$D = d \cdot i = 12 \cdot 1,77 = 21,24 \text{ in}$$

e) Determinar o comprimento experimental da coroa (L)

$$L = 2 \cdot C + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot C}$$

onde, C = distância entre eixos

Shigley (ref. [17]) recomenda que "a distância entre centros não seja maior que três vezes a soma dos diâmetros das polias, nem menor do que o diâmetro da polia maior".

Adotaremos,

1º redução :

$$C = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 33,11 = 39,73 \text{ in}$$

Portanto,

$$L = 2 \cdot 39,73 + 1,57 \cdot (33,11 + 7,00) + \frac{(33,11 - 7,00)^2}{4 \cdot 39,73} =$$

$$= 147 \text{ m}$$

2ª redução:

$$C = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 29,43 = 35,32 \text{ m}$$

Portanto,

$$L = 2 \cdot 35,32 + 1,57 \cdot (29,43 + 9) + \frac{(29,43 - 9)^2}{4 \cdot 35,32} =$$

$$= 134 \text{ m}$$

3ª redução:

$$C = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 21,24 = 25,49 \text{ m}$$

Portanto,

$$L = 2 \cdot 25,49 + 1,57 \cdot (21,24 + 12) + \frac{(21,24 - 12)^2}{4 \cdot 25,49} =$$

$$= 104 \text{ m}$$

f) Escolher a curva adequada.

Para Tabela 4 (curvas 28) escolhemos as curvas:

$$1^\circ \text{ redução: } 5V1500 \quad L_c = 150 \text{ m}$$

$$2^\circ \text{ redução: } 5V1400 \quad L_c = 140 \text{ m}$$

$$3^\circ \text{ redução: } 3V1060 \quad L_c = 106 \text{ m}$$

g) Recalcular a distância entre centros ( $D_c$ )

$$D_c = \frac{A - h \cdot (D - d)}{2}$$

onde,  $A = L_c - 1,57 \cdot (D + d)$

$L_c$  = comprimento da curva escolhida

$h$  = fator de correção da distância entre centros

1ª redução:

$$A = 150 - 1,57 \cdot (33,11 + 7) = 87,03 \text{ in}$$

Pela Tabela 6 (anexo 29)

$$\frac{D-d}{A} = \frac{33,11-7}{87,03} = 0,30 \Rightarrow h = 0,16$$

$$D_c = \frac{87,03 - 0,16 \cdot (33,11 - 7)}{2} = 41,43 \text{ in}$$

2ª redução:

$$A = 140 - 1,57 \cdot (29,43 + 9) = 79,66 \text{ in}$$

Pela Tabela 6 (anexo 29)

$$\frac{D-d}{A} = \frac{29,43-9}{79,66} = 0,26 \Rightarrow h = 0,135$$

$$D_c = \frac{79,66 - 0,135 \cdot (29,43 - 9)}{2} = 38,45 \text{ in}$$

3ª redução:

$$A = 106 - 1,57 \cdot (21,24 + 12) = 53,81 \text{ in}$$

Pela Tabela 6 (anexo 29)

$$\frac{D-d}{A} = \frac{21,24-12}{53,81} = 0,17 \Rightarrow h = 0,085$$

$$D_c = \frac{53,81 - 0,085 \cdot (21,24 - 12)}{2} = 27,30 \text{ in}$$

7) Determinar a potência transmitida por eixo (hp)

$$h_p = (h_{pb} + h_{pa}) \cdot F_c \cdot F_g$$

onde,  $h_{pb}$  = potência bruta

$h_{pa}$  = potência aderente

$F_c$  = fator de conversão de comprimento

$F_g$  = fator de conversão do tipo de contato

1ª redução:

Para tabela 11 (anexo 30) Tenues:

$$hpb = 15,7 \text{ HP}$$

$$hpa = 2,03 \text{ HP}$$

Para tabela 7 (anexo 31)

$$F_c = 1,03$$

Para tabela 9 (anexo 31)

$$\frac{D-d}{D_c} = \frac{33,11 - 7}{41,43} = 0,63 \Rightarrow F_g = 0,90$$

Logo:

$$hp = (15,7 + 2,03) \cdot 1,03 \cdot 0,90 = 16,4 \text{ HP}$$

2ª redução:

Para tabela 11 (anexo 30) Tenues:

$$hpb = 6,48 \text{ HP}$$

$$hpa = 0,41 \text{ HP}$$

Para tabela 7 (anexo 31) Tenues

$$F_c = 1,02$$

Para tabela 9 (anexo 31)

$$\frac{D-d}{D_c} = \frac{29,43 - 7}{38,45} = 0,53 \Rightarrow F_g = 0,924$$

Logo:

$$hp = (6,48 + 0,41) \cdot 1,02 \cdot 0,924 = 6,5 \text{ HP}$$

3ª redução:

Para tabela 12 (anexo 32)

$$hpb = 6,39 \text{ HP}$$

$$hpa = 0,56 \text{ HP}$$

Para tabela 7 (anexo 31)

$$F_c = 0,88$$

Para tabela 9 (anexo 31)

$$\frac{D-d}{D_c} = \frac{21,24-12}{27,30} = 0,34 \Rightarrow F_g = 0,952$$

Logo,

$$hp = (6,39 + 0,56) \cdot 0,88 \cdot 0,952 = 5,8 \text{ HP}$$

) Determinar o número necessário de correias (N)

$$N = \frac{HPP}{hp}$$

1ª redução:

$$N = \frac{47,34}{16,4} = 2,88 \Rightarrow N = 3 \text{ correias}$$

2ª redução:

$$N = \frac{47,34}{6,50} = 7,28 \Rightarrow N = 8 \text{ correias}$$

3ª redução:

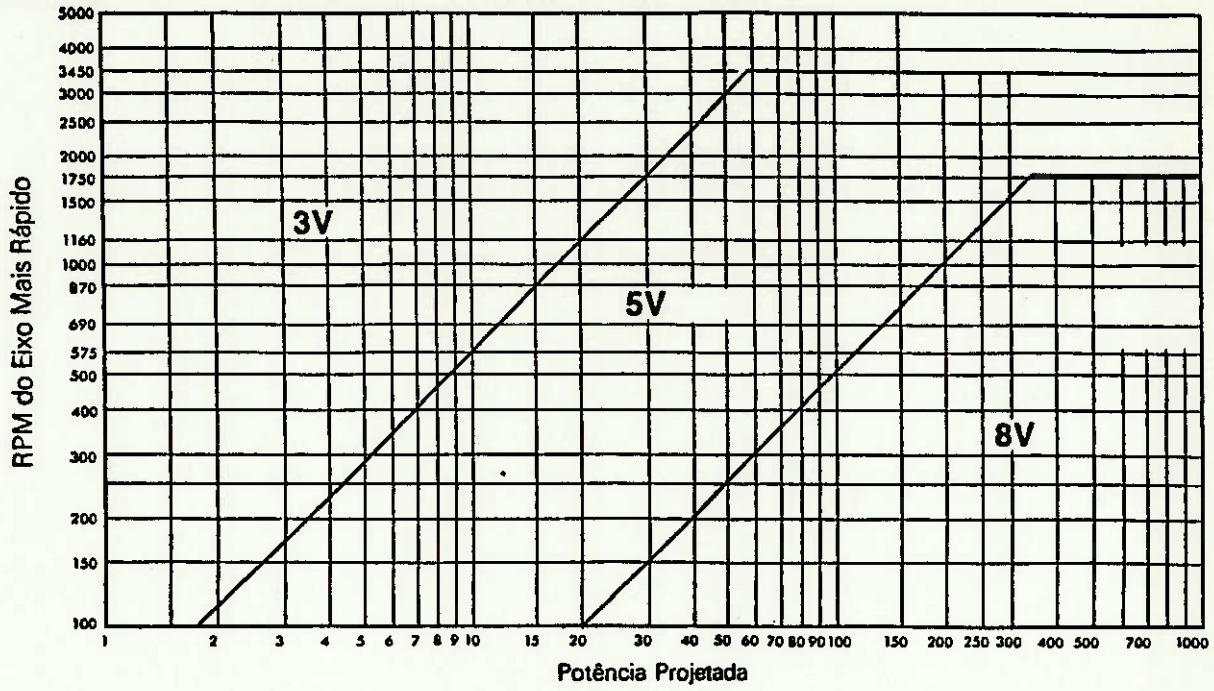
$$N = \frac{47,34}{5,8} = 8,16 \Rightarrow N = 9 \text{ correias}$$

Tabela nº 1 — Fator de Serviço

Máquina Conduzida	Máquina Condutora																																					
<p>As máquinas relacionadas são apenas exemplos representativos. Escolha o grupo cujas características sejam mais semelhantes à máquina em consideração.</p> <p>A agitadores para Líquidos Ventiladores e Exaustores Bombas Centrífugas e Compressores Ventiladores até 10 HP Transportadores de Carga Leve</p> <p>Correias Transportadoras para Areia e Cereais Ventiladores de mais de 10 HP Geradores Eixos de Transmissão Maquinário de Lavanderia Punções, Prensas e Tesourões Máquinas Gráficas Bombas Centrífugas de Deslocamento Positivo Peneiras Vibratórias Rotativas</p> <p>Maquinário para Olaria Elevadores de Canecas Excitadores Compressores de Pistão Moinhos de Martelo Moinhos para Indústria de Papel Bombas de Pistões Serrarias e Maquinário de Carpintaria Maquinários Têxteis</p> <p>Britadores (Giratórios e de Mandíbulas) Guindastes Misturadores, Calandras e Moinhos para Borracha</p>	<p><b>Motores AC:</b> Torque Normal, Rotor Gaiola de Anéis, Síncronos, Divisão de Fase</p> <p><b>Motores DC:</b> Enrolados em Derivação</p> <p><b>Motores Estacionários:</b> Combustão interna de Múltiplos Cilindros</p>	<p><b>Motores AC:</b> Alto Torque, Alto Escorregamento, Repulsão-Indução, Monofásico, Enrolado em Série, Anéis Coletores</p> <p><b>Motores DC:</b> Enrolados em Série, Enrolados mistos</p> <p><b>Motores Estacionários:</b> Combustão interna de um Cilindro</p> <p><b>Eixos de Transmissão</b> <b>Embreagens</b></p>																																				
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Serviço Intermitente</th> <th>Serviço Normal</th> <th>Serviço Contínuo</th> </tr> <tr> <th>3-5 hs diárias ou periodicamente</th> <th>8-10 hs diárias</th> <th>16-24 hs diárias</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,0</td> <td>1,1</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>1,1</td> <td>1,2</td> <td>1,3</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>1,3</td> <td>1,4</td> <td>1,5</td> </tr> </tbody> </table>	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Serviço Intermitente</th> <th>Serviço Normal</th> <th>Serviço Contínuo</th> </tr> <tr> <th>3-5 hs diárias ou periodicamente</th> <th>8-10 hs diárias</th> <th>16-24 hs diárias</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,1</td> <td>1,2</td> <td>1,3</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>1,4</td> <td>1,5</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> <td>1,6</td> <td>1,8</td> </tr> </tbody> </table>	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,8
	Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo																																			
	3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias																																			
	1,0	1,1	1,2																																			
1,1	1,2	1,3																																				
1,2	1,3	1,4																																				
1,3	1,4	1,5																																				
Serviço Intermitente	Serviço Normal	Serviço Contínuo																																				
3-5 hs diárias ou periodicamente	8-10 hs diárias	16-24 hs diárias																																				
1,1	1,2	1,3																																				
1,2	1,3	1,4																																				
1,4	1,5	1,5																																				
1,6	1,6	1,8																																				

fator de Serviço deverá ser aplicado sobre o valor para regime contínuo, mencionado na placa de identificação do próprio motor.  
 subtraia 0,2 (com um fator de serviço mínimo de 1,0) quando se tratar de classificação máxima intermitente.  
 recomenda-se o uso de um Fator de Serviço de 2,0 para equipamento sujeito a sufocações ou afogadiços.

**Gráfico 1 — Seleção de Perfil de Correias Super HC**



**Tabela 2 —**  
**Diâmetros externos mínimos recomendados**  
**para correias Super HC (em polegadas).**

HP do motor	RPM do motor (50 e 60 ciclos)						HP do motor
	575 485*	690 575*	870 725*	1160 950*	1750 1425*	3450 2850*	
½	—	—	2,2	—	—	—	½
¾	—	—	2,4	2,2	—	—	¾
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	—	1
1½	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2,2	1½
2	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2
3	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	2,4	3
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4	5
7½	5,2	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0	7½
10	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	3,0	10
15	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8	15
20	8,2	6,8	6,0	5,2	4,4	4,4	20
25	9,0	8,2	6,8	6,0	4,4	4,4	25
30	10	9,0	6,8	6,8	5,2	—	30
40	10	10	8,2	6,8	6,0	—	40
50	11	10	8,4	8,2	6,8	—	50
60	12	11	10	8,0	7,4	—	60
75	14	13	9,5	10	8,6	—	75
100	18	15	12	10	8,6	—	100
125	20	18	15	12	10,5	—	125
150	22	20	18	13	10,5	—	150
200	22	22	22	—	13,2	—	200
250	22	22	—	—	—	—	250
300	27	27	—	—	—	—	300

\* Rotação para motores elétricos de 50 ciclos.

Tabela 4 — Comprimento das Correias Super HC.

3V				5V				8V				
Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	Circunf. externa Poleg. — mm	Correia Super HC Ref.	
25	635	3V250	71 1805	3V710	50 1270	5V500	140 3555	5V1400	100 2540	8V1000	280 7110	8V2800
26 ½	675	3V265	75 1905	3V750	53 1345	5V530	150 3810	5V1500	106 2690	8V1060	300 7620	8V3000
28	710	3V280	80 2030	3V800	56 1420	5V560	160 4065	5V1600	112 2845	8V1120	315 8000	8V3150
30	760	3V300	85 2160	3V850	60 1525	5V600	170 4320	5V1700	118 2995	8V1180	335 8510	8V3350
31 ½	800	3V315	90 2285	3V900	63 1600	5V630	180 4570	5V1800	125 3175	8V1250	355 9017	8V3550
33 ½	850	3V335	95 2415	3V950	67 1700	5V670	190 4825	5V1900	132 3355	8V1320	375 9525	8V3750
35 ½	900	3V355	100 2540	3V1000	71 1805	5V710	200 5080	5V2000	140 3555	8V1400	400 10160	8V4000
37 ½	955	3V375	106 2690	3V1060	75 1905	5V750	212 5385	5V2120	150 3810	8V1500	425 10795	8V4250
40	1015	3V400	112 2845	3V1120	80 2030	5V800	224 5690	5V2240	160 4065	8V1600	450 11430	8V4500
42 ½	1080	3V425	118 2995	3V1180	85 2160	5V850	236 5995	5V2360	170 4320	8V1700	475 12065	8V4750
45	1145	3V450	125 3175	3V1250	90 2285	5V900	250 6350	5V2500	180 4570	8V1800	500 12700	8V5000
47 ½	1205	3V475	132 3355	3V1320	95 2415	5V950	265 6730	5V2650	190 4825	8V1900	560 14225	8V5600
50	1270	3V500	140 3555	3V1400	100 2540	5V1000	280 7110	5V2800	200 5080	8V2000		
53	1345	3V530			106 2690	5V1060	300 7620	5V3000	212 5385	8V2120		
56	1420	3V560			112 2845	5V1120	315 8000	5V3150	224 5690	8V2240		
60	1525	3V600			118 2995	5V1180	335 8510	5V3350	236 5995	8V2360		
63	1600	3V630			125 3175	5V1250	355 9015	5V3550	250 6350	8V2500		
67	1700	3V670			132 3355	5V1320			265 6730	8V2650		

**Tabela 6 — Fator de correção da distância entre centros (h)**

$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h	$\frac{D-d}{A}$	Fator h
0,00	0,00	0,12	0,06	0,23	0,12	0,34	0,18	0,43	0,24	0,51	0,30
0,02	0,01	0,14	0,07	0,25	0,13	0,35	0,19	0,44	0,25		
0,04	0,02	0,16	0,08	0,27	0,14	0,37	0,20	0,46	0,26		
0,06	0,03	0,18	0,09	0,29	0,15	0,39	0,21	0,47	0,27		
0,08	0,04	0,20	0,10	0,30	0,16	0,40	0,22	0,48	0,28		
0,10	0,05	0,21	0,11	0,32	0,17	0,41	0,23	0,50	0,29		

**Tabela 11**  
**Classificação de HP por correia (mm)** Para correias Super HC e PowerBand Super HC perfil 5V

RPM do eixo mac rápido	Hp básico por correia para diâmetro externo das polias menores, em milímetros																			HP adicional por correia, para relação de velocidade									
	180	190	200	210	220	230	240	250	265	280	295	310	325	340	355	370	385	400	1.00	1.02	1.06	1.12	1.19	1.27	1.39	1.50	1.95	3.39	
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
35	5.03	5.52	6.02	6.51	7.00	7.49	7.98	8.46	9.18	9.90	10.6	11.3	12.0	12.7	13.4	14.1	14.8	15.5	435	0.00	0.04	0.12	0.20	0.27	0.33	0.39	0.44	0.48	0.51
85	5.52	6.07	6.62	7.16	7.70	8.24	8.78	9.32	10.1	10.9	11.7	12.5	13.3	14.0	14.8	15.6	16.3	17.1	485	0.00	0.05	0.13	0.22	0.31	0.37	0.43	0.49	0.53	0.56
75	6.40	7.04	7.68	8.31	8.94	9.57	10.2	10.8	11.7	12.7	13.6	14.5	15.4	16.3	17.2	18.1	18.9	19.8	575	0.00	0.06	0.15	0.27	0.36	0.44	0.51	0.58	0.63	0.67
90	7.48	8.23	8.98	9.73	10.5	11.2	11.9	12.7	13.8	14.8	15.9	17.0	18.0	19.1	20.1	21.1	22.1	23.1	690	0.00	0.07	0.18	0.32	0.44	0.53	0.62	0.70	0.76	0.80
25	7.80	8.59	9.37	10.2	10.9	11.7	12.5	13.2	14.4	15.5	16.6	17.7	18.8	19.9	21.0	22.0	23.1	24.1	725	0.00	0.07	0.19	0.34	0.46	0.55	0.65	0.73	0.80	0.84
50	9.09	10.0	10.9	11.9	12.8	13.7	14.6	15.4	16.8	18.1	19.4	20.6	21.9	23.1	24.4	25.6	26.8	28.0	870	0.00	0.08	0.23	0.40	0.55	0.67	0.78	0.88	0.96	1.01
60	9.78	10.8	11.8	12.8	13.7	14.7	15.7	16.6	18.0	19.4	20.8	22.2	23.5	24.9	26.2	27.5	28.7	30.0	950	0.00	0.09	0.25	0.44	0.60	0.73	0.85	0.96	1.04	1.10
70	11.5	12.7	13.9	15.0	16.2	17.3	18.4	19.6	21.2	22.8	24.4	26.0	27.5	29.0	30.5	31.9	33.3	34.7	1160	0.00	0.11	0.31	0.54	0.73	0.89	1.04	1.17	1.27	1.35
80	13.5	14.9	16.3	17.6	19.0	20.3	21.6	22.9	24.8	26.6	28.4	30.1	31.8	33.5	35.0	36.6	38.0	39.4	1425	0.00	0.14	0.38	0.66	0.90	1.09	1.28	1.44	1.56	1.66
90	15.7	17.3	18.9	20.5	22.0	23.5	25.0	26.4	28.5	30.5	32.4	34.2	36.0	37.6	39.1	40.6			1750	0.00	0.17	0.47	0.81	1.10	1.34	1.57	1.76	1.92	2.03
100	20.7	22.7	24.6	26.4	28.0	29.6													2850	0.00	0.28	0.76	1.32	1.80	2.18	2.55	2.87	3.13	3.31
110	21.4	23.3																	3450	0.00	0.34	0.92	1.60	2.18	2.64	3.09	3.48	3.79	4.01
120	1.37	1.50	1.62	1.75	1.87	2.00	2.12	2.25	2.43	2.62	2.80	2.99	3.17	3.35	3.54	3.72	3.90	4.08	100	0.00	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
130	2.54	2.78	3.02	3.26	3.50	3.74	3.98	4.22	4.57	4.92	5.28	5.63	5.97	6.32	6.67	7.01	7.36	7.70	200	0.00	0.02	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.23
140	3.63	3.99	4.34	4.69	5.03	5.38	5.73	6.07	6.59	7.10	7.61	8.12	8.63	9.13	9.63	10.1	10.6	11.1	300	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.30	0.33	0.35
150	4.67	5.13	5.59	6.05	6.50	6.95	7.40	7.85	8.52	9.19	9.85	10.5	11.2	11.8	12.5	13.1	13.8	14.4	400	0.00	0.04	0.11	0.19	0.25	0.31	0.36	0.40	0.44	0.47
160	5.67	6.24	6.80	7.36	7.91	8.47	9.02	9.57	10.4	11.2	12.0	12.8	13.6	14.4	15.2	16.0	16.8	17.5	500	0.00	0.05	0.13	0.23	0.32	0.38	0.45	0.50	0.55	0.58
170	6.64	7.30	7.97	8.62	9.28	9.93	10.6	11.2	12.2	13.1	14.1	15.0	16.0	16.9	17.8	18.7	19.7	20.6	600	0.00	0.06	0.16	0.28	0.38	0.46	0.54	0.60	0.66	0.70
180	7.57	8.34	9.10	9.85	10.6	11.4	12.1	12.8	13.9	15.0	16.1	17.2	18.2	19.3	20.3	21.4	22.4	23.4	700	0.00	0.07	0.19	0.32	0.44	0.54	0.63	0.71	0.77	0.81
190	8.47	9.34	10.2	11.0	11.9	12.7	13.6	14.4	15.6	16.8	18.0	19.2	20.4	21.6	22.8	23.9	25.0	26.2	800	0.00	0.08	0.21	0.37	0.50	0.61	0.72	0.81	0.88	0.93
200	9.35	10.3	11.3	12.2	13.1	14.1	15.0	15.9	17.2	18.6	19.9	21.2	22.5	23.8	25.1	26.3	27.5	28.7	900	0.00	0.09	0.24	0.42	0.57	0.69	0.81	0.91	0.99	1.05
210	10.2	11.2	12.3	13.3	14.3	15.3	16.3	17.3	18.8	20.3	21.7	23.1	24.5	25.9	27.2	28.6	29.9	31.2	1000	0.00	0.10	0.27	0.46	0.63	0.76	0.90	1.01	1.10	1.16
220	11.0	12.2	13.3	14.4	15.5	16.6	17.7	18.7	20.3	21.9	23.4	24.9	26.4	27.9	29.3	30.7	32.1	33.4	1100	0.00	0.11	0.29	0.51	0.69	0.84	0.98	1.11	1.21	1.28
230	11.8	13.0	14.2	15.4	16.6	17.8	18.9	20.1	21.8	23.4	25.1	26.6	28.2	29.7	31.2	32.7	34.1	35.5	1200	0.00	0.12	0.32	0.56	0.76	0.92	1.07	1.21	1.32	1.40
240	12.6	13.9	15.2	16.4	17.7	18.9	20.2	21.4	23.2	24.9	26.6	28.3	29.9	31.5	33.0	34.5	36.0	37.4	1300	0.00	0.13	0.35	0.60	0.82	0.99	1.16	1.31	1.43	1.51
250	13.3	14.7	16.1	17.4	18.7	20.0	21.3	22.6	24.5	26.3	28.1	29.8	31.5	33.1	34.7	36.2	37.6	39.0	1400	0.00	0.14	0.37	0.65	0.88	1.07	1.25	1.41	1.54	1.63
260	14.1	15.5	16.9	18.3	19.7	21.1	22.4	23.8	25.7	27.6	29.4	31.2	32.9	34.6	36.1	37.7	39.1	40.5	1500	0.00	0.15	0.40	0.70	0.95	1.15	1.34	1.51	1.65	1.74
270	14.7	16.3	17.8	19.2	20.7	22.1	23.5	24.9	26.9	28.8	30.7	32.5	34.2	35.9	37.5	39.0	40.4	41.7	1600	0.00	0.16	0.43	0.74	1.01	1.22	1.43	1.61	1.76	1.86
280	15.4	17.0	18.5	20.1	21.6	23.1	24.5	25.9	28.0	30.0	31.9	33.7	35.4	37.1	38.6	40.1	41.5		1700	0.00	0.17	0.45	0.79	1.07	1.30	1.52	1.71	1.87	1.98
290	16.0	17.7	19.3	20.9	22.4	24.0	25.4	26.9	29.0	31.0	32.9	34.7	36.5	38.1	39.6	41.0			1800	0.00	0.18	0.48	0.83	1.14	1.38	1.61	1.81	1.98	2.09
300	16.6	18.3	20.0	21.6	23.2	24.8	26.3	27.8	29.9	31.9	33.9	35.7	37.4	38.9					1900	0.00	0.19	0.51	0.88	1.20	1.45	1.70	1.91	2.09	2.21
310	17.2	19.0	20.7	22.4	24.0	25.6	27.1	28.6	30.8	32.8	34.7	36.5	38.1						2000	0.00	0.20	0.53	0.93	1.26	1.53	1.79	2.02	2.20	2.33
320	17.7	19.5	21.3	23.0	24.7	26.3	27.9	29.4	31.5	33.5	35.4	37.1							2100	0.00	0.20	0.56	0.97	1.32	1.61	1.88	2.12	2.31	2.44
330	18.2	20.1	21.9	23.6	25.3	27.0	28.5	30.0	32.2	34.2	36.0								2200	0.00	0.21	0.58	1.02	1.39	1.68	1.97	2.22	2.42	2.56
340	18.7	20.6	22.4	24.2	25.9	27.6	29.1	30.6	32.7	34.7									2300	0.00	0.22	0.61	1.07	1.45	1.76	2.06	2.32	2.52	2.67
350	19.2	21.1	22.9	24.7	26.4	28.1	29.6	31.1	33.2										2400	0.00	0.23	0.64	1.11	1.51	1.83	2.15	2.42	2.63	2.79
360	19.6	21.5	23.4	25.2	26.9	28.5	30.1	31.6	33.6										2500	0.00	0.24	0.66	1.16	1.58	1.91	2.24	2.52	2.74	2.91
370	19.9	21.9	23.8	25.6	27.3	28.9	30.5	31.9											2600	0.00	0.25	0.69	1.20	1.64	1.99	2.33	2.62	2.85	3.02
380	20.3	22.2	24.1	25.9	27.6	29.2	30.7												2700	0.00	0.26	0.72	1.25	1.70	2.06	2.42	2.72	2.96	3.14
390	20.5	22.5	24.4	26.2	27.9	29.5													2800	0.00	0.27	0.74	1.30	1.77	2.14	2.51	2.82	3.07	3.26
400	20.8	22.8	24.7	26.5	28.1	29.6													2900	0.00	0.28	0.77	1.34	1.83	2.22	2.60	2.92	3.18	3.37
410	21.0	23.0	24.9	26.6	28.2														3000	0.00	0.29	0.80	1.39	1.89	2.29	2.69	3.02	3.29	3.49
420	21.2	23.2	25.0	26.7															3100	0.00	0.30	0.82	1.44	1.96	2.37	2.78	3.12	3.40	3.60
430	21.3	23.3	25.1																3200	0.00	0.31	0.85	1.48	2.02	2.45	2.87	3.22	3.51	3.72
440	21.4	23.3	25.1																3300	0.00	0.32	0.88	1.53	2.08	2.52	2.95	3.33	3.62	3.84
450	21.4	23.4																	3400	0.00	0.33	0.90	1.58	2.14	2.60	3.04	3.43	3.73	

**Tabela 7**  
**Fator de correção de comprimento**  
**de correias Super HC**

3V		5V		8V	
Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção	Ref. Super HC	Fator de Correção
3V250	0,83	5V500	0,85	8V1000	0,87
3V265	0,84	5V530	0,86	8V1060	0,88
3V280	0,85	5V560	0,87	8V1120	0,88
3V300	0,86	5V600	0,88	8V1180	0,89
3V315	0,87	5V630	0,89	8V1250	0,90
3V335	0,88	5V670	0,90	8V1320	0,91
3V355	0,89	5V710	0,91	8V1400	0,92
3V375	0,90	5V750	0,92	8V1500	0,93
3V400	0,92	5V800	0,93	8V1600	0,94
3V425	0,93	5V850	0,94	8V1700	0,94
3V450	0,94	5V900	0,95	8V1800	0,95
3V475	0,95	5V950	0,96	8V1900	0,96
3V500	0,96	5V1000	0,96	8V2000	0,97
3V530	0,97	5V1060	0,97	8V2120	0,98
3V560	0,98	5V1120	0,98	8V2240	0,98
3V600	0,99	5V1180	0,99	8V2360	0,99
3V630	1,00	5V1250	1,00	8V2500	1,00
3V670	1,01	5V1320	1,01	8V2650	1,01
3V710	1,02	5V1400	1,02	8V2800	1,02
3V750	1,03	5V1500	1,03	8V3000	1,03
3V800	1,04	5V1600	1,04	8V3150	1,03
3V850	1,06	5V1700	1,05	8V3350	1,04
3V900	1,07	5V1800	1,06	8V3550	1,05
3V950	1,08	5V1900	1,07	8V3750	1,06
3V1000	1,09	5V2000	1,08	8V4000	1,07
3V1060	1,10	5V2120	1,09	8V4250	1,08
3V1120	1,11	5V2240	1,09	8V4500	1,09
3V1180	1,12	5V2360	1,10	8V4750	1,09
3V1250	1,13	5V2500	1,11	8V5000	1,10
3V1320	1,14	5V2650	1,12	8V5600	1,12
3V1400	1,15	5V2800	1,13		
		5V3000	1,14		
		5V3150	1,15		
		5V3350	1,16		
		5V3550	1,17		

**Tabela 9 — Fator de correção do Arco Contato**

$\frac{D-d}{DC}$	Arco de contato da polia menor (Graus)	Fator "G"
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65



Seleção de corrente

Admitindo as mesmas reduções adotadas para a seleção por corrente.

a) Potência de projeto

Pela Tabela 15-9 (Anexo 34), para cheques moderados a operação 16 horas/dia.

$$K_s = 1,4$$

$$P = 40 \cdot 0,736 \cdot 1,4 = 41,2 \text{ kW}$$

b) Escolha do número da corrente ANSI

Pela análise da Tabela 15-7 (Anexo 34) adotamos.

1ª redução:  $N = 50$   $P_i = 6,70 \text{ kW}$  por fileira

2ª redução:  $N = 60$   $P_i = 4,50 \text{ kW}$  por fileira

3ª redução:  $N = 80$   $P_i = 4,50 \text{ kW}$  por fileira

c) N° de dentes da roda mista ( $N_i$ )

Adotamos 21 dentes para as três reduções.

Pela Tabela 15-3 (Anexo 34)

$$K_T = 1,26$$

d) N° de fileiras (N)

$$N = \frac{P}{K_T \cdot P_i}$$

1ª redução:

$$N = \frac{41,2}{1,26 \cdot 6,70} = 4,98 \Rightarrow 5 \text{ fileiras}$$

2ª redução:

$$N = \frac{41,2}{1,26 \cdot 4,5} = 7,27 \Rightarrow 8 \text{ fileiras}$$

3ª redução:

$$N = \frac{41,2}{1,26 \cdot 4,5} = 7,27 \Rightarrow 8 \text{ fileiras}$$

e) Distância entre eixos (C)

Shigley (ref. [17]) recomenda de 30 a 50 vezes o passo de concreto e por isso adotaremos 35 vezes o passo, assim.

1ª redução:

Pela Tabela 15-6 (ou seja 34)

$$p = 0,625 \text{ in}$$

$$C = 35 \cdot p = 35 \cdot 0,625 = 21,875 \text{ in}$$

2ª redução:

Pela Tabela 15-6

$$p = 0,75 \text{ in}$$

$$C = 35 \cdot p = 35 \cdot 0,75 = 26,25 \text{ in}$$

3ª redução:

Pela Tabela 15-6

$$p = 1,0 \text{ in}$$

$$C = 35 \cdot p = 35 \cdot 1,0 = 35,0 \text{ in}$$

f) número de dentes da roda movida ( $N'_i$ )

$$N'_i = N_i \cdot i$$

onde,  $i$  = redução

1ª redução:

$$N'_1 = 21 \cdot 4,73 \Rightarrow 99 \text{ dentes}$$

2ª redução:

$$N_2' = 21 \cdot 3,27 \Rightarrow 69 \text{ dentes}$$

3ª redução:

$$N_3' = 21,1,77 \Rightarrow 37 \text{ dentes}$$

g) Diâmetro primitivo das rodas dentadas metálicas ( $d_i$ ) e módulo ( $D_i$ )

$$(d_i \text{ ou } D_i) = \frac{p_i}{\sin [180^\circ / (N_i \text{ ou } N_i')]}$$

onde,  $p_i$  = passo da corrente

1ª redução:

$$d_1 = \frac{0,625}{\sin (180/21)} = 4,14 \text{ mm}$$

$$D_1 = \frac{0,625}{\sin (180/99)} = 19,70 \text{ mm}$$

2ª redução:

$$d_2 = \frac{0,75}{\sin (180/21)} = 5,03 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{0,75}{\sin (180/69)} = 16,48 \text{ mm}$$

3ª redução:

$$d_3 = \frac{1,0}{\sin (180/21)} = 6,71 \text{ mm}$$

$$D_3 = \frac{1,0}{\sin (180/37)} = 11,79 \text{ mm}$$

ANEXO 34

Tabela 15-6 Dimensões da Padronização Americana para Correntes de Transmissão (Fileira Simples)

Número da corrente ANSI	Passo		Largura		Resistência à tração média kN	Peso médio N/m	Diâmetro do Rolete		Espaçamento entre fileiras (nas múltiplas) mm
	mm	pol	mm	pol			mm	pol	
25	6,350	$\frac{1}{4}$	3,175	$\frac{1}{8}$	3,8	1,31	3,30	0,130	6,40
35	9,525	$\frac{3}{8}$	4,763	$\frac{3}{16}$	9,3	3,06	5,08	0,200	10,14
41	12,700	$\frac{1}{2}$	6,350	$\frac{1}{4}$	8,8	3,65	7,77	0,306	
40	12,700	$\frac{1}{2}$	7,938	$\frac{5}{16}$	16,4	6,13	7,94	$\frac{1}{16}$	14,38
50	15,875	$\frac{5}{8}$	9,525	$\frac{3}{8}$	27,1	10,07	10,16	0,400	180,11
60	19,050	$\frac{3}{4}$	12,700	$\frac{1}{2}$	37,8	14,59	11,91	$\frac{15}{32}$	22,78
80	25,400	1,0	15,875	$\frac{5}{8}$	64,4	24,95	15,88	$\frac{1}{4}$	29,29
100	31,750	$1\frac{1}{8}$	19,050	$\frac{3}{4}$	106,7	37,64	19,05	$\frac{3}{8}$	35,76
120	38,100	$1\frac{1}{4}$	25,400	1,0	151,2	56,46	2,23	$\frac{7}{8}$	45,44
140	44,450	$1\frac{3}{8}$	25,400	1,0	204,6	72,22	25,40	1,0	48,87
160	50,800	2,0	31,750	$1\frac{1}{4}$	257,9	96,44	28,58	$1\frac{1}{8}$	58,55
200	63,500	$2\frac{1}{2}$	38,100	$1\frac{1}{2}$	422,5	159,91	36,69	$\frac{19}{16}$	71,55

Tabela 15-7 Capacidade de Potência para Correntes de Fileira Simples\* (kW)

Velocidade angular da roda denteada rpm	Número da corrente ANSI											
	25	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	200
50	0,06	0,104	0,144	0,240	0,463	0,78	1,82	3,48	5,90	9,17	13,43	25,51
100	0,07	0,197	0,274	0,456	0,865	1,47	3,37	6,38	10,74	16,56	24,17	44,91
150	0,09	0,283	0,390	0,649	1,23	2,10	4,77	8,95	14,85	22,83	32,97	60,65
200	0,10	0,368	0,506	0,84	1,59	2,68	6,04	11,26	20,07	28,35	40,66	73,70
300	0,15	0,526	0,712	1,18	2,23	3,72	8,28	15,14	24,77	37,23	52,59	
400	0,21	0,67	0,90	1,51	2,81	4,64	10,14	18,65	29,62	43,86		
500	0,25	0,80	1,07	1,80	3,33	5,46	11,79	21,04	33,27			
600	0,30	0,93	1,24	2,06	3,80	6,18	13,13	23,05				
800	0,19	1,16	1,52	2,54	4,60	7,39	15,29					
1000	0,46	1,36	1,77	2,95	5,26	8,28						
1200	0,52	1,16	1,98	3,29	5,78	9,03						
1400	0,59	1,71	2,15	3,58	6,20	9,47						
1600	0,65	1,85	2,28	3,81	6,49							
1800	0,70	1,98	-	4,01	6,70							
2000	0,75	2,08	-	4,16	6,81							

\* As capacidades tabeladas são para rodas de 17 dentes. Para outros valores de número de dentes usar os fatores de correção da Tab. 15-8.

**Tabela 15-8 Fatores de Correção para o Número de Dentes\***

<i>Número de dentes da roda motora</i>	<i>Fator de correção do dente, <math>K_T</math></i>	<i>Número de dentes da roda motora</i>	<i>Fator de correção do dente, <math>K_T</math></i>
11	0,53	22	1,29
12	0,62	23	1,35
13	0,70	24	1,41
14	0,78	25	1,46
15	0,85	30	1,73
16	0,92	35	1,95
17	1,00	40	2,15
18	1,05	45	2,37
19	1,11	50	2,51
20	1,18	55	2,66
21	1,26	60	2,80

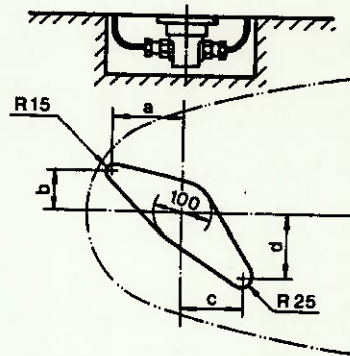
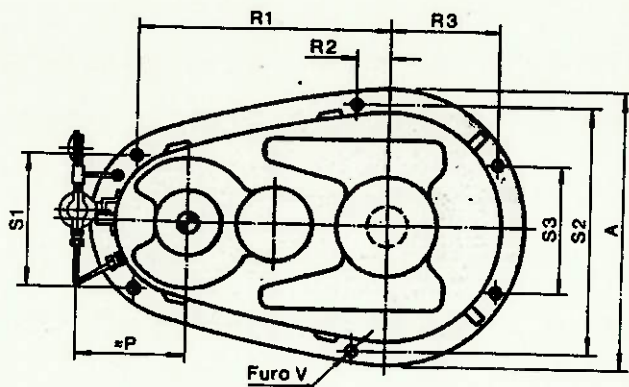
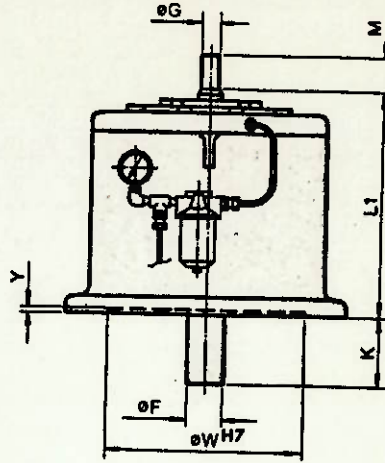
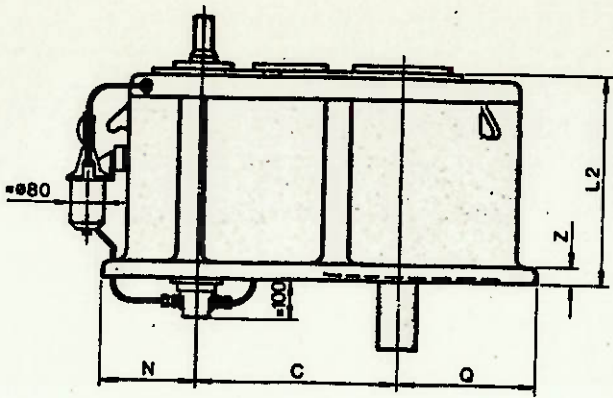
\* Multiplicar a capacidade de potência da Tab. 15-7 pelo fator de correção,  $K_T$ .

**Tabela 15-9 Fatores de Serviço  $K_s$  para Correntes\***

<i>Tipo de solicitação</i>	<i>Condições de operação</i>	<i>10h/dia</i>	<i>24h/dia</i>
Carga uniforme	normal	1,0	1,2
Choque moderado	anormal	1,2	1,4
Choque severo	anormal	1,4	1,7
Cargas reversas	anormal	1,5	1,9

\* Cortesia de Morse Chain Company. Multiplicar a potência por  $K_s$  para achar a capacidade necessária da corrente.

ANEXO 35

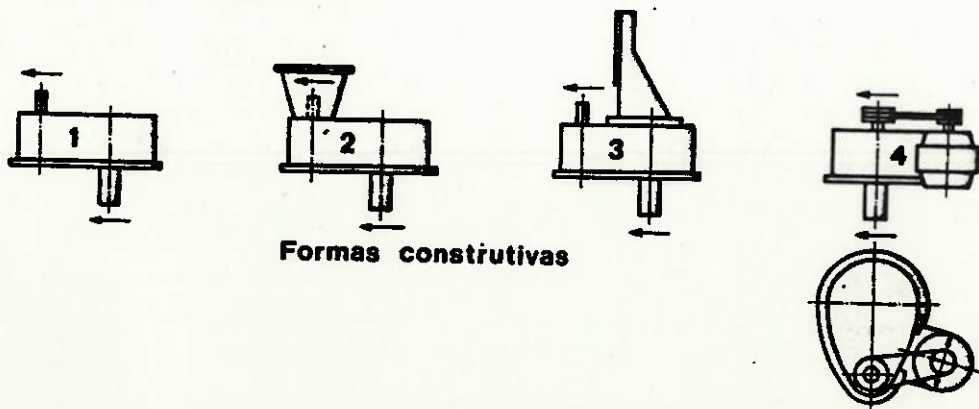


Detalhe para fundação

Tipo	A	C	F	G1	G2	K	L1	L2	M1	M2	N	P	Q	R1	R2	R3	S1	S2	S3	V	W	Y	Z	Peso (kgf)
H22-15	550	368	3"	1 1/2"	1 3/4"	140	460	425	80	90	200	220	275	440	125	190	320	480	320	13/16"	410	8	38	340
H22-16	640	430	3 1/2"	1 3/4"	2"	160	520	485	90	100	220	235	320	475	125	225	380	570	380	15/16"	502	8	40	500
H22-17	740	505	4"	2"	2 3/8"	180	580	545	100	120	248	255	370	595	155	275	400	645	400	1 1/8"	570	10	50	720
H22-18	870	600	4 1/2"	2 3/8"	2 3/4"	200	640	595	120	130	290	280	435	700	190	325	460	750	460	1 1/8"	680	10	55	1080
H22-19	1020	710	5 1/2"	2 3/4"	3 1/4"	250	730	690	130	150	335	310	510	760	200	360	600	908	600	1 3/8"	810	10	55	1600
H22-20	1240	850	6 1/2"	3 1/4"	3 1/2"	300	820	770	150	180	395	360	620	960	260	460	660	1090	660	1 3/8"	1000	10	55	2400

G1 e M1 para reduções maiores ou igual a 20  
 G2 e M2 para reduções menores que 20  
 Detalhes dos eixos vide página B-1240  
 Capacidades e reduções vide página B-1156  
 Confirmar sempre o sentido de rotação na saída  
 O detalhe para fundação indica o espaço utilizado pelo equipamento de lubrificação

Tipo	a	b	c	d
H22-15	142	103	108	95
H22-16	165	95	95	95
H22-17	182	105	115	95
H22-18	205	143	140	125
H22-19	247	143	145	110
H22-20	330	118	150	140



Formas construtivas

Pró: cálculo das engrenagens

Estimando as dimensões das engrenagens em cada estágio  
momento e adotando a relação de 1 para pinhão e 2 para  
engrenagem.

b)  $i_{em} = 2,70$

Adotamos  $m = 4 \text{ mm}$  e 21 dentes para o pinhão, então:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ mm}$$

Calculando a velocidade periférica pinhão  $d_1$ :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 84 \cdot 1750}{1000} = 462 \text{ m/min}$$

Determinando o fator de velocidade:

$$K_v = \frac{182,4}{182,4 + V} = \frac{182,4}{182,4 + 462} = 0,283$$

A carga transmitida se dá por:

$$F_t = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P}{\pi \cdot d_1 \cdot n} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 84 \cdot 1750} = 3898 \text{ N}$$

Calculando o número virtual de dentes:

$$Z_1' = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 25^\circ} = 28,2 \text{ dentes}$$

Logo que se do mesmo 44 dentes:

$$Y = 0,41$$

A largura do dentado requerida, pelo método de Lewis:

$$\frac{S_e}{\eta} = \frac{F_t}{m \cdot k_v \cdot b \cdot Y_{\cos \beta}} \Rightarrow \frac{765}{6} = \frac{3878}{4 \cdot 0,283 \cdot b \cdot 0,41 \cdot \cos 25^\circ} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow b = 73 \text{ mm}$$

no entrelaço para um bom funcionamento:

$$b = 2 \cdot P_a$$

$$P_a = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 4}{\sin 25^\circ} = 30 \text{ mm}$$

$$b = 2 \cdot 30 = 60 \text{ mm}$$

Assim adotamos  $b = 75 \text{ mm}$

Então:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 21 \cdot 2,90 = 60,9 \Rightarrow \underline{z_2 = 61 \text{ dentes}}$$

Logo:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 61 = \underline{244 \text{ mm}}$$

$$n_2 = n_1 \cdot \left(\frac{z_1}{z_2}\right) = 1750 \cdot \left(\frac{21}{61}\right) = 602 \text{ rpm}$$

b)  $i_{\text{nom}} = 3,25$

Adotamos  $m = 5 \text{ mm}$  e  $z_1 = 21 \text{ dentes}$  para a pinhão, um-

velo:

$$d_1 = 5 \cdot 21 = \underline{105 \text{ mm}}$$

A velocidade na circunferência primitiva é:

$$V = \frac{\pi \cdot 105 \cdot 602}{1000} = 199 \text{ m/min}$$

Determinamos a fator de velocidade:

$$k_v = \frac{182,4}{182,4 + 199} = 0,479$$

A carga transmitida é dada por:

$$F_t = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 105 \cdot 602} = 9064 \text{ N}$$

Calculando o número virtual de dentes:

$$Z_1' = \frac{Z_1}{\cos^3 25^\circ} = 28,2 \text{ dentes}$$

No gráfico do anexo 44 temos:

$$Y = 0,41$$

A largura do denteado requerido, portanto será:

$$\frac{765}{6} = \frac{9064}{5,0479 \cdot b \cdot 0,41 \cdot \cos 25^\circ} \Rightarrow b = 80 \text{ mm}$$

No anexo para um trem projeto:

$$b = 2 \cdot P_a$$

$$P_a = \frac{\pi \cdot 5}{\sin 25^\circ} = 37 \text{ mm} \Rightarrow b = 2 \cdot 37 = 74 \text{ mm}$$

Assim adotamos  $b = 80 \text{ mm}$

Então:

$$Z_2 = 21 \cdot 3,25 = 68,3 \Rightarrow \underline{Z_2 = 68 \text{ dentes}}$$

Logo:

$$d_2 = 5 \cdot 68 = \underline{340 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 1750 \cdot \left(\frac{21}{61}\right) \cdot \left(\frac{21}{68}\right) = 186 \text{ rpm}$$

$$i) \text{ } i_{\text{nem.}} = 2,91$$

Adotamos  $m = 7 \text{ mm}$  e  $Z_1 = 21 \text{ dentes}$ , para o pinhão, então:

$$d_1 = 7 \cdot 21 = \underline{147 \text{ mm}}$$

A velocidade na circunferência primitiva será:

$$V = \frac{\pi \cdot 147 \cdot 186}{1000} = 86 \text{ m/min}$$

Determinando o fator de velocidade:

$$K_v = \frac{152,4}{152,4 + 86} = 0,630$$

Carga transmitida e dada por:

$$F_t = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 147,186} = 20955 \text{ N}$$

Calculando o número virtual de dentes:

$$z' = \frac{21}{\cos^3 25^\circ} = 28,2 \text{ dentes}$$

No gráfico de curva 44 temos:

$$Y = 0,41$$

A largura do dente requerida será:

$$\frac{765}{6} = \frac{20955}{7 \cdot 0,680 \cdot b \cdot 0,41 \cdot \cos 25^\circ} \Rightarrow b = 93 \text{ mm}$$

No entanto para o Jom projecto:

$$b = 2 \cdot P_a$$

$$P_a = \frac{\pi \cdot 7}{\sin 25^\circ} = 52 \text{ mm} \Rightarrow b = 2 \cdot 52 = 104 \text{ mm}$$

Assim adotaremos  $b = 105 \text{ mm}$

Então:

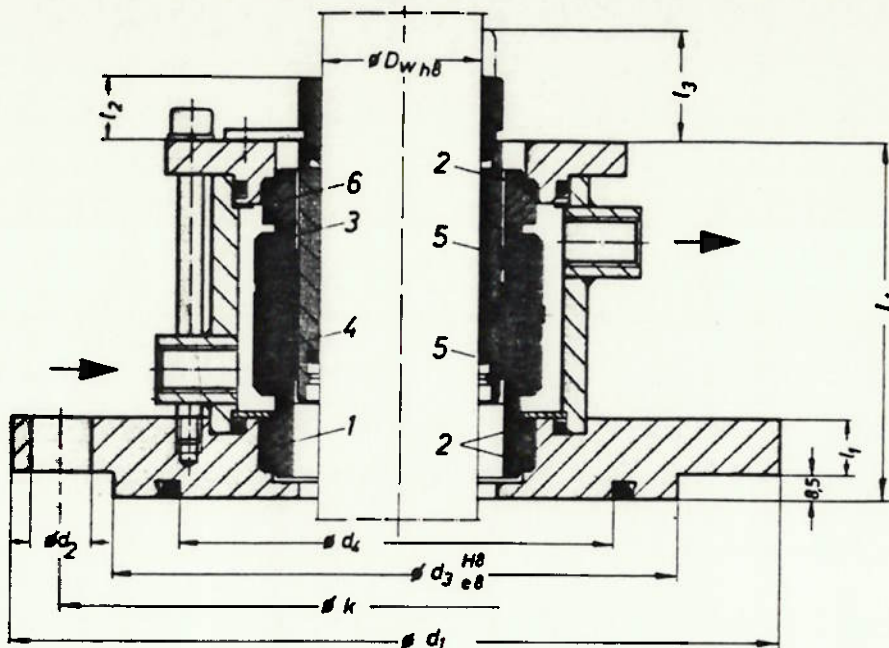
$$z_2 = 21 \cdot 2,91 = 61,1 \Rightarrow \underline{\underline{z_2 = 61 \text{ dentes}}}$$

Logo:

$$d_2 = 7 \cdot 61 = \underline{\underline{427 \text{ mm}}}$$

$$n_2 = 1750 \cdot \left(\frac{21}{61}\right) \cdot \left(\frac{21}{68}\right) \cdot \left(\frac{21}{61}\right) = 64 \text{ rpm}$$

**M 44-D**  
sem mancal

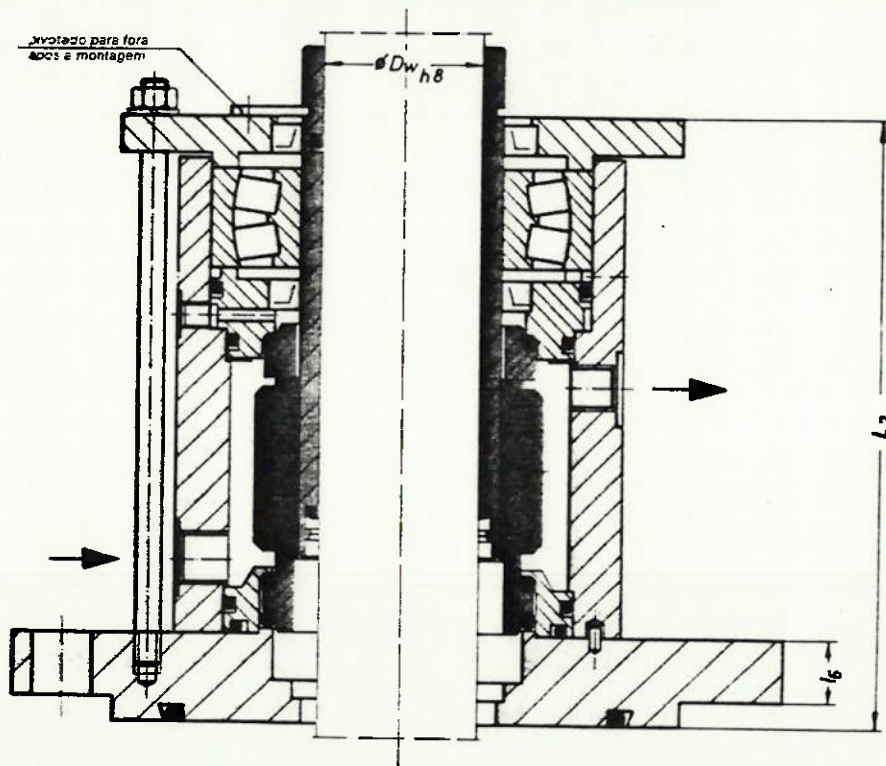


**Limites de aplicação**  
 $D_w = 20 \dots 500 \text{ mm}$   
 $p_1 = 16 \text{ barios}$   
 $t = -80 \dots 350^\circ \text{ C}$   
 $v_0 = 15 \text{ m/s}$

Item	Designação
1	contra-anel
2	anel de posicionamento
3 e 4	anel deslizante emachado por contração no anel de encaixe
5	anel de vedação
6	contra-anel

O tipo M 44-D, inclusive as peças da caixa e a manga do eixo, constitui uma unidade pronta para a montagem. Os gabaritos de montagem fixam as peças rotativas do selo mecânico durante o transporte e a montagem. Após a montagem, pivotam-se os mesmos para fora.

**44L-D**  
com mancal

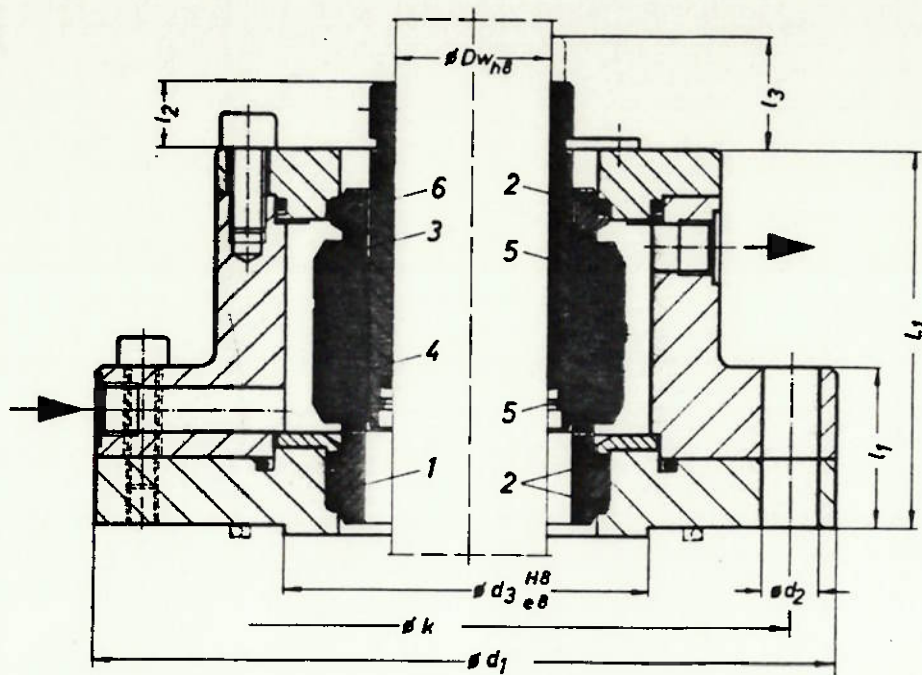


**Campo de aplicação como M 44-D**

Para assegurar a estanqueidade de agitadores utilizam-se em geral selos mecânicos de efeito duplo, que devem ser alimentados com um líquido obturador adequado - de preferência água limpa com baixo grau de dureza. A temperatura de saída, na caixa do selo, não deve ser superior a  $60^\circ \text{ C}$ . Considerando-se devidamente a resistência à corrosão de todas as peças que entram em contato com o líquido, também se podem usar outros líquidos obturadores (óleo, hidrocarbonetos, solventes, etc.); nesse caso, a temperatura de saída deve ser aprox.  $40^\circ \text{ C}$  inferior ao ponto de ebulição, à pressão normal. Vide as curvas dos pontos de ebulição na página 72.

# HS-D

o compensado  
(SH-D)  
compensado  
representado)



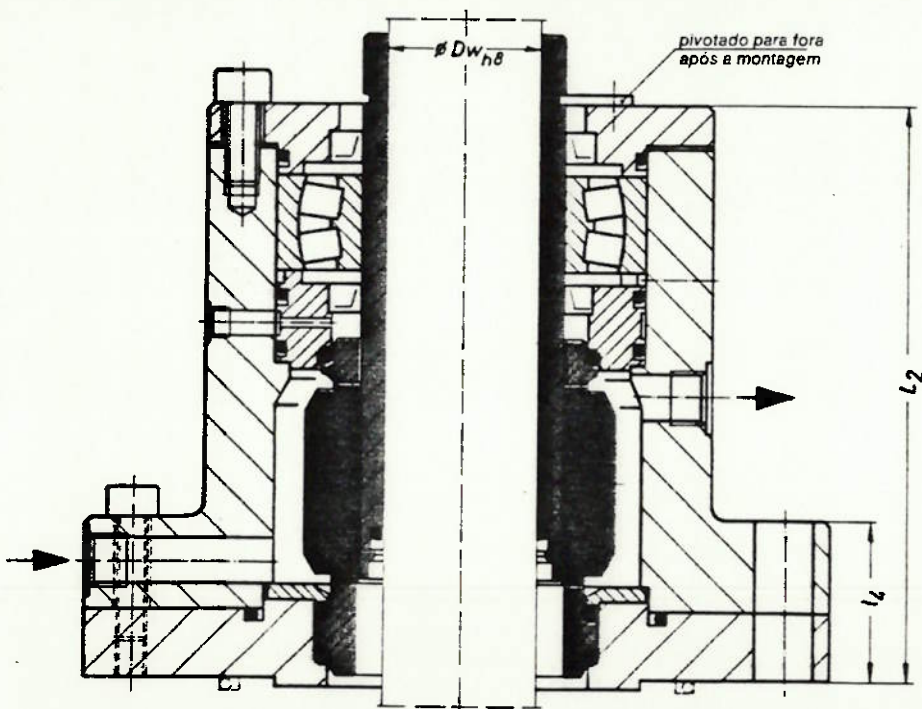
**Limites de aplicação**  
 $D_w = 20 \dots 500 \text{ mm}$   
 $p_1 = 40 \text{ (250) barios}$   
 $t = -80 \dots 350^\circ \text{ C}$   
 $v_g = 15 \text{ m/s}$

Item	Designação
1	contra-anel
2	anel de posicionamento
3 e 4	anel deslizante emachado por contração no anel de encaixe
5	anel de vedação
6	contra-anel

sem mancal

# HSL-D

o compensado  
(SHL-D)  
compensado  
representado)



**Limites de aplicação e itens**  
como no tipo HS-D

Ambos tipos aqui representados podem ser equipados com dispositivos suplementares, como sejam evacuador de fugas, flange de refrigeração e caixa de refrigeração - representados na página 55. Cada sêlo mecânico BURG-MANN para agitadores constitui uma unidade pronta para a montagem, sendo submetido a um teste de estanqueidade antes da entrega.

com mancal

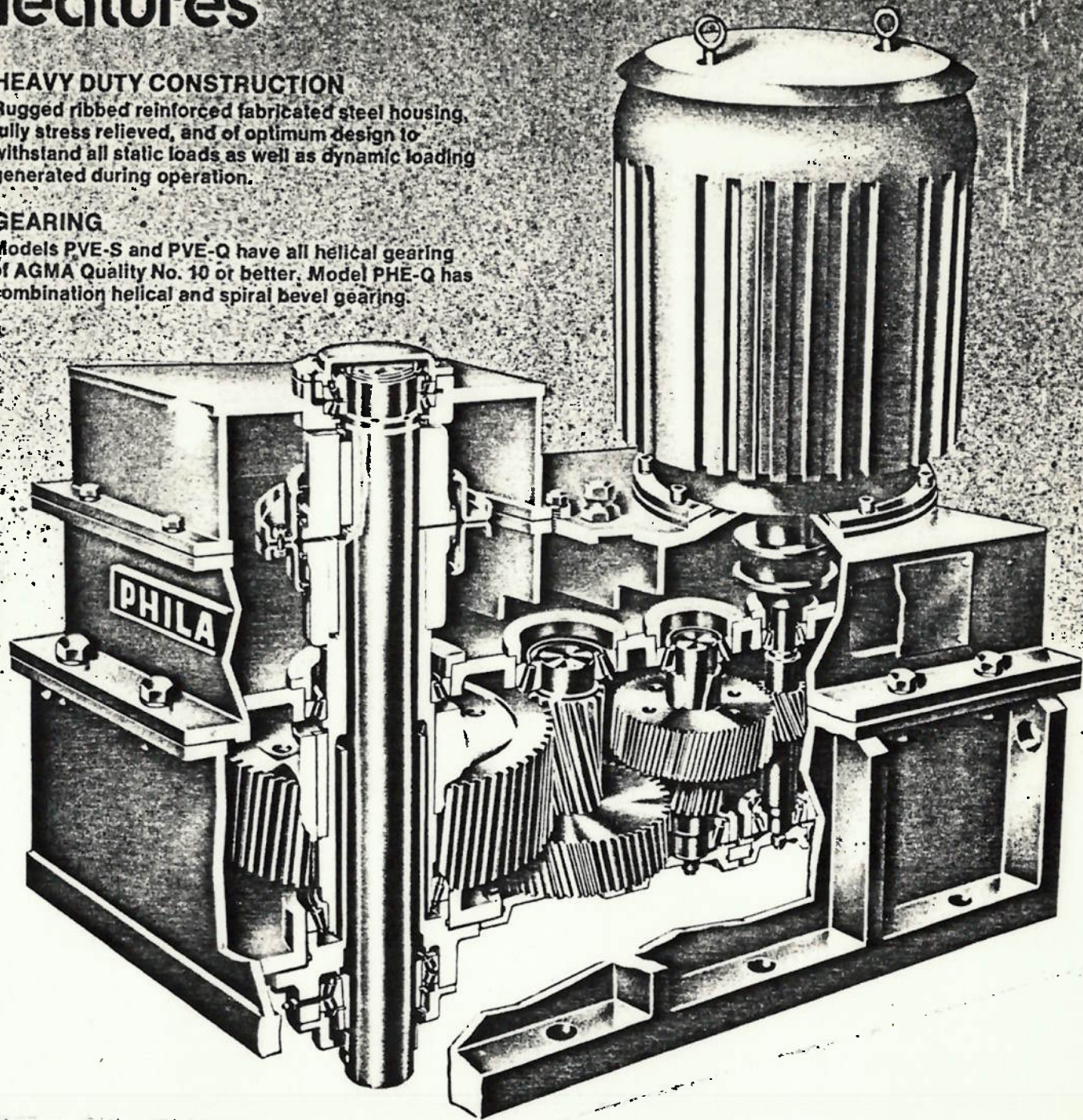
# features

## HEAVY DUTY CONSTRUCTION

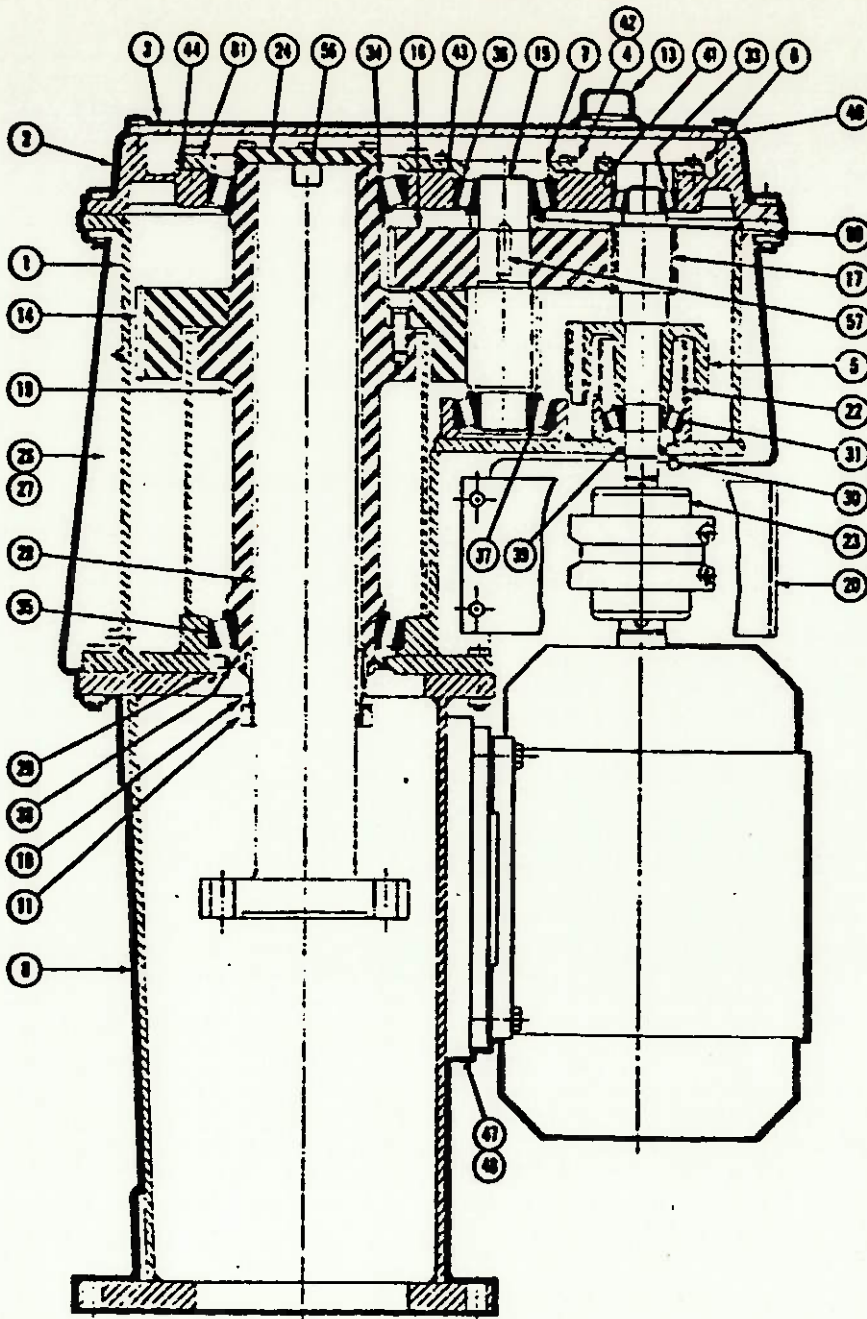
Rugged ribbed reinforced fabricated steel housing, fully stress relieved, and of optimum design to withstand all static loads as well as dynamic loading generated during operation.

## GEARING

Models PVE-S and PVE-Q have all helical gearing of AGMA Quality No. 10 or better. Model PHE-Q has combination helical and spiral bevel gearing.



ANEXO 39



DESCRIPTION	PART NO.	DESCRIPTION	PART NO.	DESCRIPTION
HOUSING	19	HOLLOW SHAFT	37 X	BRG. (L.S. PIN SHAFT - LOWER)
HOUSING COVER	20	COUPLING GUARD	38 X	OIL SEAL (L.S. SHAFT)
TOP COVER PLATE	22	DRYWELL (H.S. SHAFT)	39 X	OIL SEAL (H.S. SHAFT)
THRU CAP (INT. PIN SHAFT)	23	COUPLING (H.S. SHAFT)	40 X	GASKET (TOP COVER PLATE)
FLINGER (H.S. SHAFT)	24	RETAINER PLATE (L.S.)	41 X	SHIM SET (H.S. THRU CAP)
THRU CAP (H.S. SHAFT)	26	INSPECTION COVER (HOUSING)	42 X	GASKET (INT. THRU CAP)
THRU CAP (L.S. PIN SHAFT)	27	GASKET (INSPECTION COVER)	43 X	SHIM SET (L.S. PIN THRU CAP)
DRIVE STAND	28	OUTPUT SHAFT	44 X	SHIM SET (L.S. THRU CAP)
SPLIT ADAPTER RING	29	GREASE FITTING (L.S. BRG.)	47	MOTOR PAD (LEFT HAND)
ADAPTER ASSEMBLY	30	GREASE FITTING (H.S. BRG.)	48	MOTOR PAD (RIGHT HAND)
BREATHER	31 X	BRG. (H.S. SHAFT - LOWER)	56	KEY (OUTPUT SHAFT)
L.S. GEAR	33 X	BRG. (H.S. SHAFT - UPPER)	57	KEY (L.S. PIN SHAFT)
L.S. PINION SHAFT	34 X	BRG. (L.S. SHAFT - UPPER)	60	SPACER (L.S. PIN SHAFT)
L.S. GEAR	35 X	BRG. (L.S. SHAFT - LOWER)	61	THRU CAP (L.S. SHAFT)
H.S. PINION & SHAFT	36 X	BRG. (L.S. PIN SHAFT - UPPER)		

WN X - RECOMMENDED SPARE PARTS

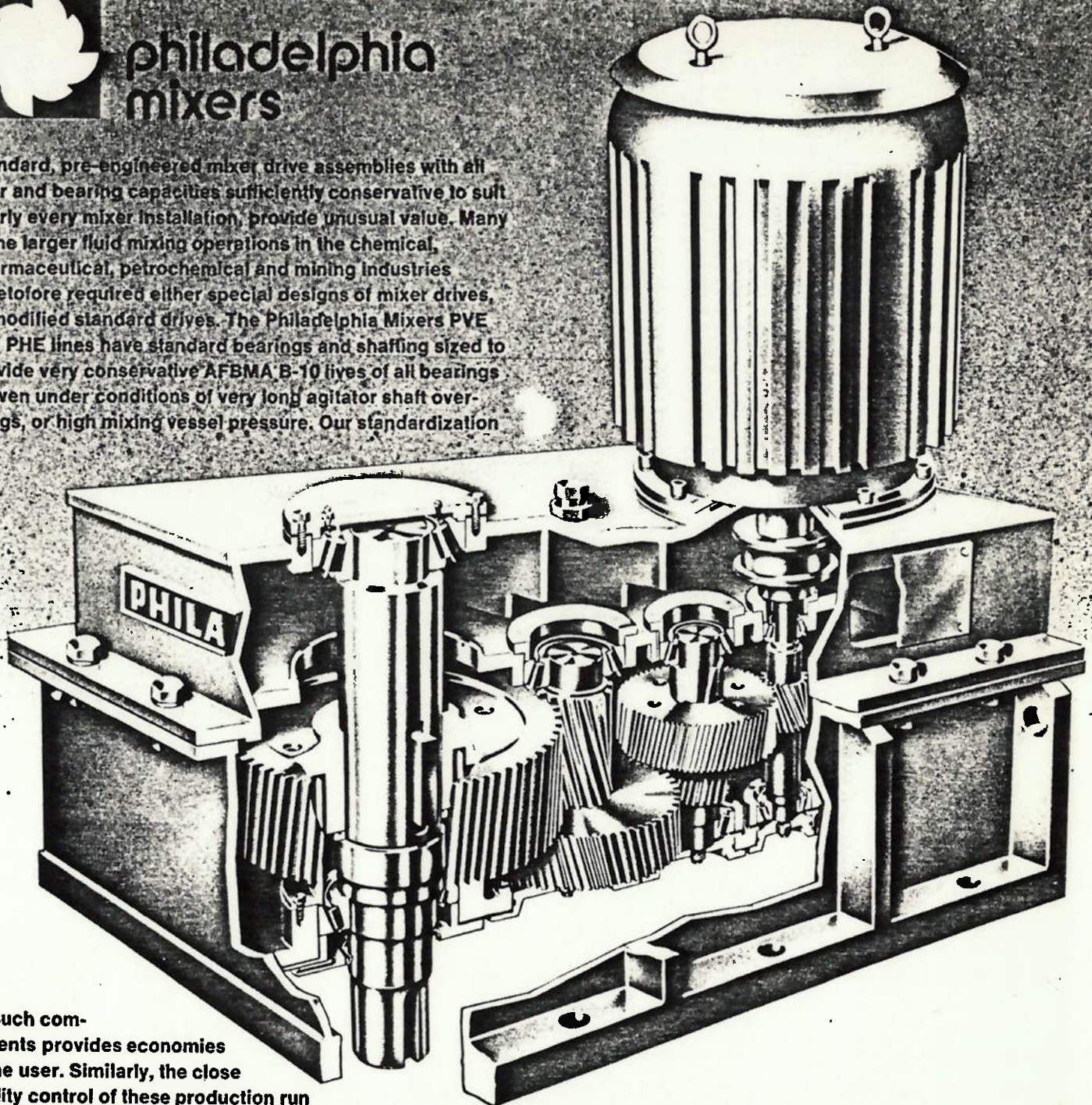






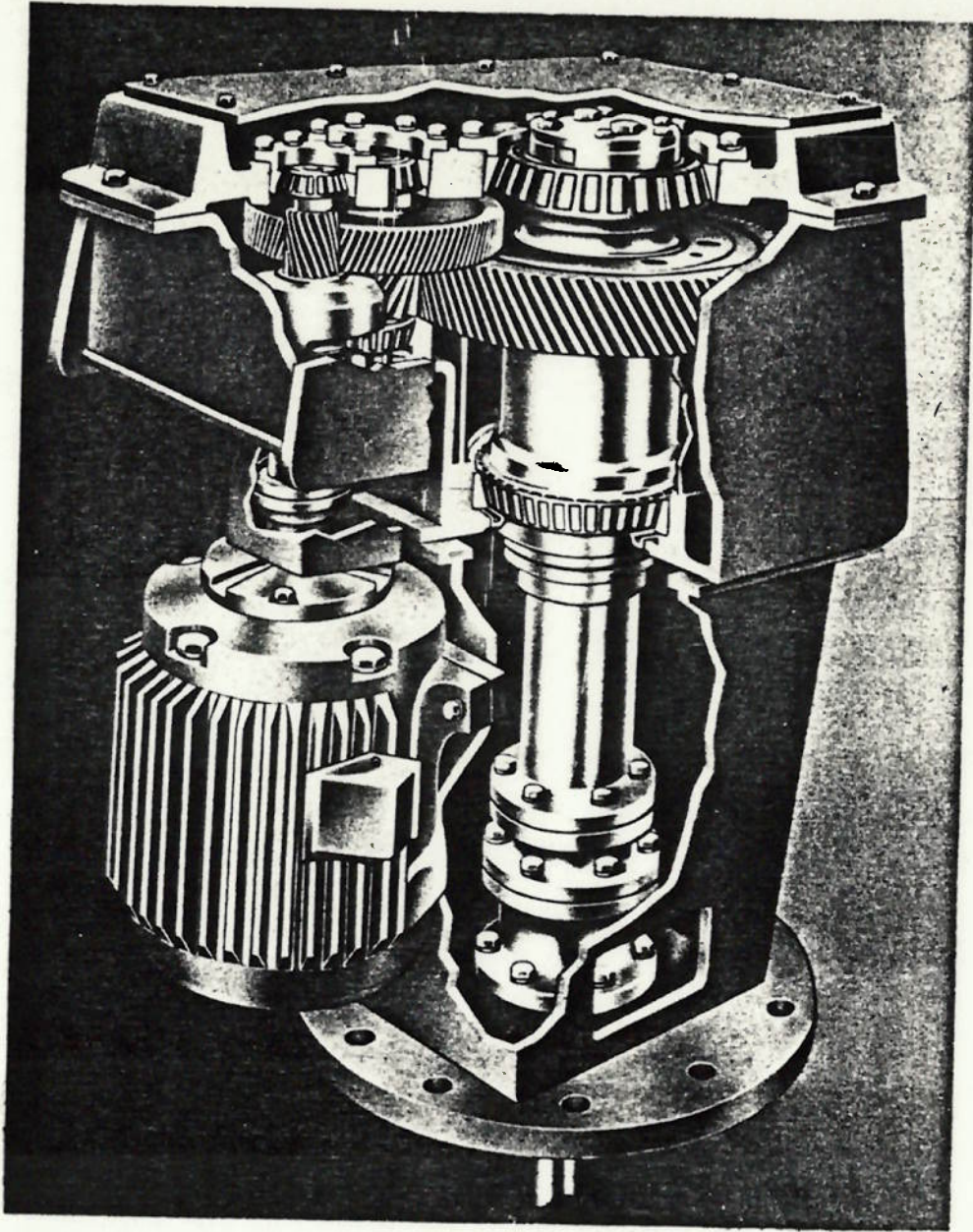
# philadelphia mixers

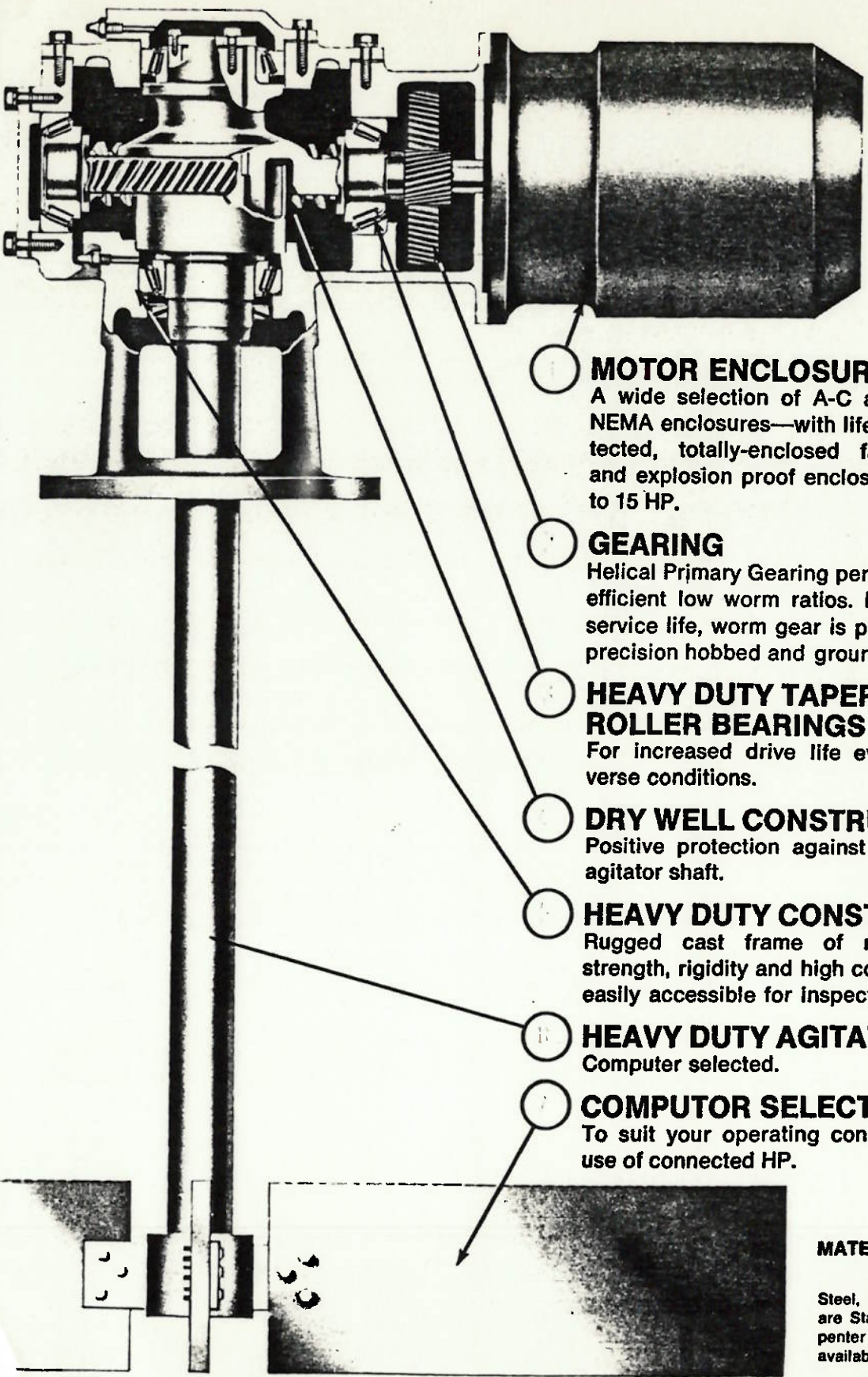
Standard, pre-engineered mixer drive assemblies with all gear and bearing capacities sufficiently conservative to suit early every mixer installation, provide unusual value. Many of the larger fluid mixing operations in the chemical, pharmaceutical, petrochemical and mining industries heretofore required either special designs of mixer drives, or modified standard drives. The Philadelphia Mixers PVE and PHE lines have standard bearings and shafting sized to provide very conservative AFBMA B-10 lives of all bearings—even under conditions of very long agitator shaft overhangs, or high mixing vessel pressure. Our standardization



Such components provides economies to the user. Similarly, the close quality control of these production runs provides verification of load distribution factors on teeth in each gear set of each drive, and assurance that the full conservative AGMA horsepower rating of the drive is realized in service.

Efficiency is realization of best mechanical efficiency possible from each drive—standardized "wire-to-mix" requirement for any mixing result.





**MOTOR ENCLOSURES**

A wide selection of A-C and SCR motors with all NEMA enclosures—with life bearing lubrication. Protected, totally-enclosed fancooled, chemical-duty and explosion proof enclosures are available from 2 to 15 HP.

**GEARING**

Helical Primary Gearing permits high total ratios with efficient low worm ratios. For high shock and long service life, worm gear is precision hobbled, worm is precision hobbled and ground.

**HEAVY DUTY TAPERED ROLLER BEARINGS**

For increased drive life even under the most adverse conditions.

**DRY WELL CONSTRUCTION**

Positive protection against lubricant leakage down agitator shaft.

**HEAVY DUTY CONSTRUCTION**

Rugged cast frame of ribbed construction for strength, rigidity and high corrosion resistance. Parts easily accessible for inspection or service.

**HEAVY DUTY AGITATOR SHAFTING**

Computer selected.

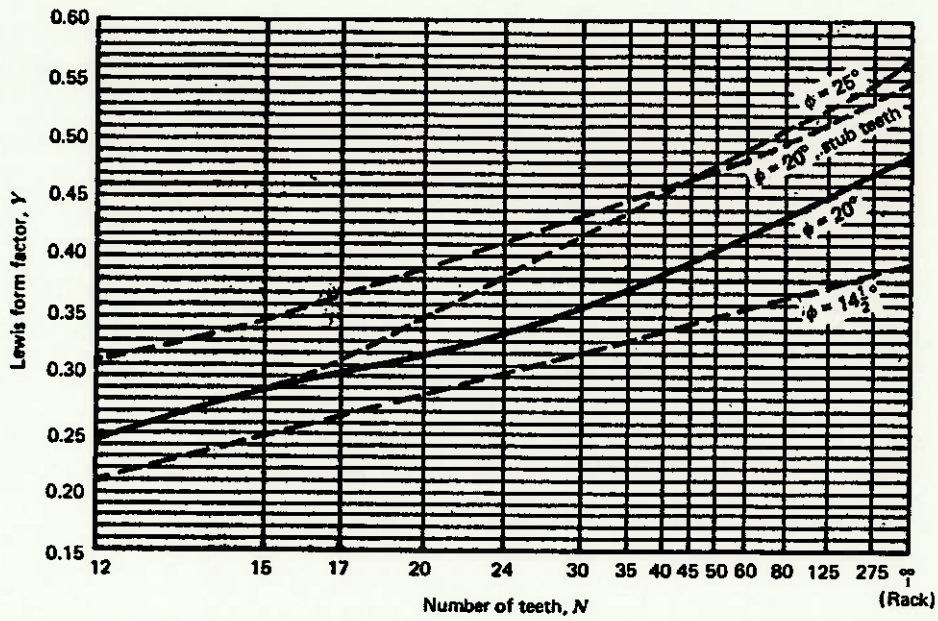
**COMPUTER SELECTED TURBINES**

To suit your operating conditions, giving maximum use of connected HP.

**MATERIALS OF CONSTRUCTION**

Steel, 304 Stainless and 316 Stainless are Standard. Titanium, Hastelloy, Carpenter 20, Inconel and Monel are also available.

ANEXO 44



Cálculo do eixo

Dimensionamento quanto a vibração (velocidade crítica)

A nomenclatura dos parâmetros correspondem aos da figura 8.4.

1) Rotação crítica do eixo:

Estimando:

$$L = 600 \text{ cm}$$

$$S = 40 \text{ cm}$$

Temos que:

$$\eta = \frac{L}{S} = \frac{600}{40} = 15$$

Na figura 8.3 temos:

$$K_1 = 980$$

Para aço inoxidável 316 L a 150°C temos  $E = 1,82 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

Adotamos eixo de tubo 5 in 120S, logo:

$$I = \frac{\pi \cdot (R_e^4 - R_i^4)}{4} = \frac{\pi \cdot (7,065^4 - 5,795^4)}{4} = 1071 \text{ cm}^4$$

$$\text{Além disso } W_s = 0,4010 \text{ kgf/cm}$$

Calculando a velocidade crítica para o eixo:

$$n_s = K_1 \sqrt{\frac{E \cdot I}{W_s \cdot L^4}} = 980 \cdot \sqrt{\frac{1,82 \cdot 10^6 \cdot 1071}{0,4010 \cdot 600^4}} = 190 \text{ rpm} \downarrow$$

2) Rotação crítica dos elementos desprezando a massa do eixo:

## 0.1) Impelidor superior

Estimando:

$$d_1 = 600 \text{ cm}$$

O peso do impelidor é igual a 190 kgf, mas devemos somar o peso da massa adicional de líquido associada. Adotaremos coeficiente  $C_m$  igual a 0,50, por segurança.

Assim calculando a massa de líquido contida no volume de revolução original da rotação do impelidor.

$$V_1 = h_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{1}{5} \cdot \frac{3}{7} \cdot 285 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{3}{7} \cdot 285\right)^2 = 286236 \text{ cm}^3$$

sendo o peso específico do fluido igual a  $0,001 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3}$ , temos que o peso dessa massa será:

$$W_{1,2} = 286236 \cdot 0,001 = 286 \text{ kgf}$$

O peso equivalente do impelidor será:

$$W_1 = 190 + 0,5 \cdot W_{1,2} = 190 + 0,5 \cdot 286 = 333 \text{ kgf}$$

Logo

$$\delta_1 = \frac{333 \cdot 600^3}{3 \cdot 1,82 \cdot 10^6 \cdot 1071} = 12,3 \text{ cm}$$

$$n_1' = \frac{300}{\sqrt{\delta_1}} = \frac{300}{\sqrt{12,3}} = 86 \text{ rpm}$$

No entanto devemos corrigir a rotação obtida com o fator de espaçamento das mancas. E admitindo que  $I_s = I$  por segurança (normalmente  $I_s > I$ ).

$$f_1 = \sqrt{\frac{d_1}{d_1 + S}} = \sqrt{\frac{600}{600 + 40}} = 0,968$$

Deste modo,

$$n_1 = n_1' \cdot f_1 = 86 \cdot 0,968 = 83 \text{ rpm}$$

### b.2) Impelidor superior

Estimando:

$$l_2 = 410 \text{ cm}$$

O impelidor superior pesa aproximadamente 180 Kgf, adotando  $C_m = 0,5$  e como o volume de revolução originária da rotação do impelidor superior é igual ao do inferior temos:

$$W_2 = 180 + 0,5 \cdot 286 = 323 \text{ Kgf}$$

Logo:

$$\delta_2 = \frac{323 \cdot 410^3}{3,182 \cdot 10^6 \cdot 1071} = 3,8 \text{ cm}$$

$$n_2' = \frac{300}{\sqrt{\delta_2}} = \frac{300}{\sqrt{3,8}} = 154 \text{ rpm}$$

Corrigido com o fator  $f_2$

$$f_2 = \sqrt{\frac{l_2}{l_2 + S}} = \sqrt{\frac{410}{410 + 40}} = 0,955$$

$$n_2 = n_2' \cdot f_2 = 154 \cdot 0,955 = 147 \text{ rpm}$$

### b.3) Acoplamento rígido

Admitindo um acoplamento rígido de peso aproximado de 200 Kgf e localizado a meia distância entre os dois impelidores, ou seja, a 505 cm do mancal mais próximo.

$$\delta_3 = \frac{200 \cdot 505^3}{3,182 \cdot 10^6 \cdot 1071} = 4,4 \text{ cm}$$

$$n_3' = \frac{300}{\sqrt{\delta_3}} = \frac{300}{\sqrt{4,4}} = 143 \text{ rpm}$$

levando em conta o espessamento das mancois e sua rigidez.

$$f_3 = \sqrt{\frac{J_3}{J_3 + S}} = \sqrt{\frac{505}{505 + 40}} = 0,963$$

$$n_3 = n_3' \cdot f_3 = 143 \cdot 0,963 = 138 \text{ rpm}$$

### c) Rotação crítica do eixo

Combinando a rotação crítica de cada elemento

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{n_s^2} + \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \frac{1}{n_3^2} = \frac{1}{190^2} + \frac{1}{83^2} + \frac{1}{147^2} + \frac{1}{138^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow n_c = 61 \text{ rpm}$$

Como  $n > 0,7 \cdot n_c$  o diâmetro do eixo é insatisfatório.

Verificando novamente para um tubo de 6 in sch 160 e adotando também um selo mecânico com mancal, como o da anexo 37. Nesse modo temos um redutor com configuração semelhante ao da figura 6.4.

As dimensões modificadas serão:

$$J_1 = J_2 = 570 \text{ cm}^4$$

$$J_3 = 380 \text{ cm}^4$$

$$S = 50 \text{ cm}^4$$

Calculando a rotação crítica para cada elemento isoladamente.

### ) Rotação crítica do eixo

Temos que

$$n = \frac{570}{50} = 11,4$$

Na figura 8.3 temos

$$K_1 = 960$$

Mantendo o mesmo material, temos  $E = 1,82 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

O momento de inércia do eixo será:

$$I = \frac{\pi \cdot (8,330^4 - 6,735^4)}{4} = 2166 \text{ cm}^4$$

O peso por unidade comprimento do eixo é:

$$W_s = 0,2332 \text{ kgf/cm}$$

A velocidade crítica do eixo é obtida por:

$$n_s = 960 \cdot \sqrt{\frac{1,82 \cdot 10^6 \cdot 2166}{0,2332 \cdot 570^4}} = 384 \text{ rpm}$$

a) Rotação crítica dos elementos desprezando a massa do eixo

b.1) Impelidor inferior

Recalculando a deflexão máxima:

$$\delta_1 = \frac{333 \cdot 570^3}{3 \cdot 1,82 \cdot 10^6 \cdot 2166} = 5,22 \text{ cm}$$

Assim,

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{5,22}} = 131 \text{ rpm}$$

O fator de espaçamento dos mancais será:

$$f_1 = \sqrt{\frac{570}{570+50}} = 0,959$$

Portanto,

$$n_1 = 131 \cdot 0,959 = 126 \text{ rpm}$$

b.2) Impelidor superior

A deflexão máxima será:

$$\delta_2 = \frac{323 \cdot 380^3}{3 \cdot 1,82 \cdot 10^6 \cdot 2166} = 1,50 \text{ cm}$$

Assim,

$$n_2' = \frac{300}{\sqrt{1,50}} = 245 \text{ rpm}$$

Corrigindo com o fator de espaçamento dos mancais.

$$f_2 = \sqrt{\frac{380}{380+50}} = 0,940$$

$$n_2 = 245 \cdot 0,940 = 230 \text{ rpm}$$

b.3) Acoplamento rígido

$$W_3 = 200 \text{ Kgf}$$

$$l_3 = 475 \text{ cm}$$

A deflexão máxima será:

$$\delta_3 = \frac{200 \cdot 475^3}{3 \cdot 1,82 \cdot 10^6 \cdot 2166} = 1,81 \text{ cm}$$

Então,

$$n_3' = \frac{300}{\sqrt{1,81}} = 223 \text{ rpm}$$

Corrigindo com o fator de espaçamento:

$$f_3 = \sqrt{\frac{475}{475+50}} = 0,951$$

$$n_3 = 223 \cdot 0,951 = 212 \text{ rpm}$$

c) Rotação crítica do sistema

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{384^2} + \frac{1}{126^2} + \frac{1}{230^2} + \frac{1}{212^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow n_c = 95 \text{ rpm}$$

O eixo construído com Inco 6 in rel 160 satisfaz a condição.

$$n = 64 \text{ rpm} < 0,7 \cdot n_c = 0,7 \cdot 95 = 66 \text{ rpm}$$

Pré-cálculo de chaveta, eixo do eixo e parafusos do impulsador superior

### a) Chaveta

Verificaremos agora o comprimento mínimo requerido para a chaveta paralela  $4,5 \times 1$  in ( $38,1 \times 25,4$  mm) de aço inox 316 L de tensão de escoamento  $S_e = 25000$  ksi ( $172$  MPa).

A chaveta poderá falhar por esmagamento ou cisalhamento:

#### Por esmagamento:

A chaveta estará estará sujeita a uma tensão de compressão de:

$$\sigma = \frac{F}{t_1 \cdot L} \leq S_c$$

onde,  $F = \frac{T_3}{r} =$  força na superfície da chaveta

$r \approx 0,5 \cdot d_e =$  raio de aplicação da força  $F$

$d_e =$  diâmetro do eixo

$t_1 \approx 0,5 \cdot a =$  profundidade da chaveta no eixo

$a =$  altura da chaveta

$L =$  comprimento da chaveta

$S_c \approx \frac{S_e}{\eta} =$  tensão de compressão admissível

$\eta =$  fator de segurança (adotaremos 3)

Fazendo-se os cálculos:

$$\frac{63025 \cdot P}{N \cdot (0,5 \cdot d_e) \cdot (0,5 \cdot a) \cdot L} \leq \frac{S_e}{\eta} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{63025.46,95}{64.(0,5.6,625).(0,5.1,0).L} \leq \frac{25000}{3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L \gg 3,35 \text{ m}$$

Por cisalhamento:

A área  $b.L$  ( $b = \text{largura da chaveta}$ ) sofrerá tensão de cisalhamento de:

$$\tau = \frac{F}{b.L} \leq S_{cs}$$

onde,  $S_{cs} = \frac{0,577.S_e}{n}$  = tensão de cisalhamento admissível  
(Teoria da energia da distorção (ref. [23])

Efetuada - os cálculos:

$$\frac{63025.P}{N.(0,5.d_e).b.L} \leq \frac{0,577.S_e}{n} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{63025.46,95}{64.(0,5.6,625).1,5.L} \leq \frac{0,577.25000}{3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L \gg 1,94 \text{ m}$$

Portanto se adotarmos um comprimento de chaveta próximo do comprimento do cubo, então, ela terá ampla resistência.

b) Ora do cubo

Admitindo altura da aba igual a 178 mm (7,0 in) e utilizando a mesma fórmula para o pré-cálculo da espessura das pás, temos que a espessura da aba ( $d_t$ ) será:

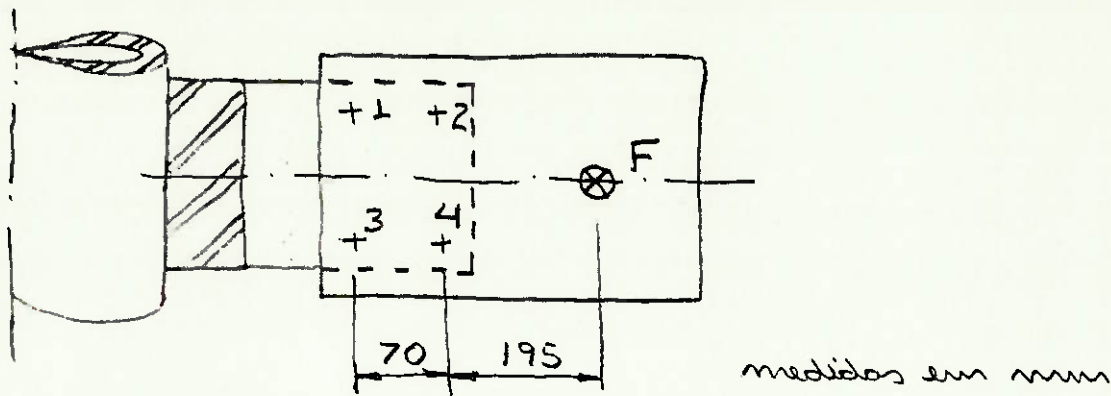
$$d_t = \left[ \frac{378100.P.F}{n.S.N.h} \cdot \left( 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{R_H}{R} \right) \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= \left[ \frac{378100 \cdot 4695 \cdot 1,5}{6 \cdot 15700 \cdot 64 \cdot 7,0} \cdot \left( 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{5,313}{24,04} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = 0,66 \text{ in}$$

Portanto adotaremos uma espessura de 0,75 in.

### c) Parafusos (pré-cálculo estático)

Admitindo a geometria dos impelidos abaixo:



Os parafusos 1 e 3 são os mais solicitados e a força em cada parafuso é:

$$F_p = \frac{F \cdot 195}{2 \cdot 70} = 1,393 \cdot F$$

onde,  $F$  = força de arraste resultante que age na pá:

Pelas resultados da seção 4.5.2:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{63025 \cdot P}{n \cdot N \cdot (3/4 \cdot R)} = \frac{63025 \cdot 46,95}{6 \cdot 64 \cdot (3/4 \cdot 24,04)} = 427 \text{ lbf}$$

Portanto,

$$F_p = 1,393 \cdot 427 = 595 \text{ lbf} \approx 2650 \text{ N}$$

Adotando um fator de segurança  $\eta = 3$ , o diâmetro do parafuso será:

$$d_i \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (S_e / \eta)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2650}{\pi \cdot (172 / 3)}} = 7,7 \text{ mm}$$

Pela ABNT-NB 97 temos o parafuso M10 com  $d_i = 8,4 \text{ mm}$ .  
Como se recomenda pré-carga até 80% do ponto de

esvaziamento do material do parafuso.

$$F_i = 0,80 \cdot S_e \cdot A_t = 0,80 \cdot S_e \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = 0,80 \cdot 172 \cdot \frac{\pi \cdot (8,4)^2}{4} \Rightarrow \\ \Rightarrow F_i = 7625 \text{ N}$$

A força resultante ( $F_p$ ) no parafuso será:

$$F_p = \frac{K_p}{K_p + K_m} \cdot P + F_i$$

onde,  $K_p = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot E_p}{4 \cdot l}$  = rigidez do parafuso

$d$  = diâmetro nominal do parafuso

$E_p$  = módulo de elasticidade do material do parafuso

$l$  = espessura total das peças que estão sendo unidas

$K_m = \frac{A_c \cdot E_c}{l}$  = rigidez das peças a serem unidas (supondo materiais de módulos de elasticidade iguais)

$E_c$  = módulo de elasticidade do material do parafuso

$$A_c = \frac{\pi}{16} \cdot (5 \cdot d^2 + 6 \cdot d \cdot l + l^2) = \text{área efetiva}$$

$P$  = carga externa total aplicada no parafuso

A rigidez do parafuso será:

$$K_p = \frac{\pi \cdot 10^2 \cdot 1,82 \cdot 10^5}{4 \cdot (0,625 + 0,75) \cdot 25,4} = 4,09 \cdot 10^5 \text{ mm}^{-1}$$

A rigidez das peças será:

$$K_m = \frac{\pi}{16} \cdot (5 \cdot 10^2 + 6 \cdot 10 \cdot 35 + 35^2) \cdot \frac{1,82 \cdot 10^5}{35} = 39,05 \cdot 10^5 \text{ mm}^{-1}$$

E a força no parafuso será:

$$F_p = \frac{4,09}{4,09 + 39,05} \cdot 2650 + 7625 = 7876 \text{ N}$$

Recalculando o diâmetro do parafuso!

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4.7876.3}{\pi.172}} = 13,2 \text{ mm}$$

Para ABNT-NB97 temos o parafuso M16 com  $d_1 = 13,8 \text{ mm}$

Logo,

$$K_p = \frac{\pi.16^2.1,82.10^5}{4.35} = 10,46.10^5 \text{ mm}^{-1}$$

$$K_m = \frac{\pi}{16} \cdot (5.16^2 + 6.16.35 + 35^2) \cdot \frac{1,82.10^5}{35} = 59,88.10^5 \text{ mm}^{-1}$$

$$F_p = \frac{10,46}{10,46 + 59,88} \cdot 2650 + 7625 = 8019 \text{ N}$$

Recalculando  $d_1$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4.8019.3}{\pi.172}} = 13,3 \text{ mm}$$

Portanto concluímos que o parafuso M16 é satisfatório para as condições estáticas de carregamento.

## Pré-dimensionamento da abertura no Tampa

## 1- Espessura da parede do local

$$P_{proj} = 1,2 \cdot 12,50 = 15,00 \text{ kgf/cm}^2 \cong 213,3 \text{ psi}$$

$$T_{proj} = 150^\circ \text{C}$$

Adotando-se aço inox 316 L  $\Rightarrow S = 15700 \text{ psi}$

A corrosão é nula.

sendo solda do topo com radiografia total,  $E = 1,0$

Admitindo um tubo com espessura de diâmetro exter-

no  $D_o = 20 \text{ in.}$

- Tensão longitudinal

$$t = \frac{P \cdot (D_o/2)}{2 \cdot S \cdot E + 1,4 \cdot P} = \frac{213,3 \cdot (20/2)}{2 \cdot 15700 \cdot 1 + 1,4 \cdot 213,3} = 0,067 \text{ in}$$

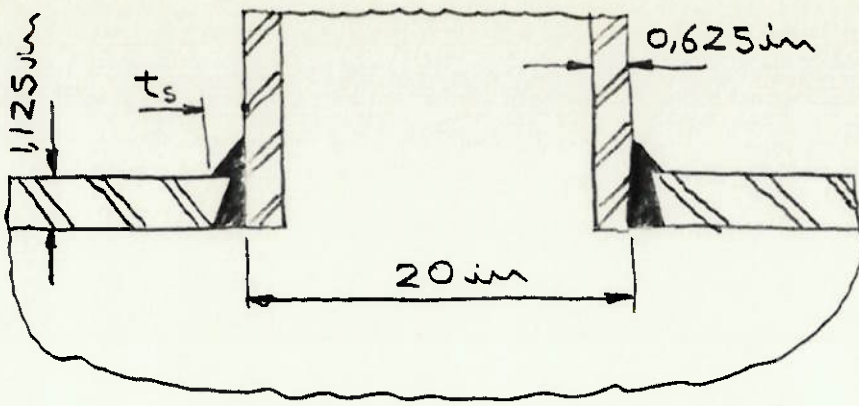
- Tensão circunferencial

$$t = \frac{P \cdot (D_o/2)}{S \cdot E + 0,4 \cdot P} = \frac{213,3 \cdot (20/2)}{15700 \cdot 1 + 0,4 \cdot 213,3} = 0,135 \text{ in.}$$

Logo adotaremos um tubo de diâmetro externo de 20 in e de espessura de parede de 0,625 in. Justificamos a superdimensionamento da espessura, pelo fato de o local ter de suportar os esforços provenientes do processo de mistura e do peso do eixo e impelidores.

## 2- Verificação do reforço da abertura no Tampa (pressão interna.)

Verificaremos se o local soldado ao Tampa sem reforço é suficiente. Adotaremos a configuração da solda abri-



O bocal passa através de junta categoria A.

- Tamanho da solda requerida (UW-15 e 16) (ref. [2])

$t_c$  = menor valor entre 0,25 in e  $0,7 \cdot t_{\min}$ .

$t_{\min}$  = menor valor entre 0,75 e a espessura, descontada a margem de corrosão, da mais fina das partes ligadas pela solda

Portanto,  $t_{\min} = 0,625$  in

$$0,7 \cdot t_{\min} = 0,7 \cdot 0,625 = 0,438 \text{ in} \Rightarrow t_c = 0,25 \text{ in}$$

$$t_c(\text{real}) = 0,7 \cdot t_s \Rightarrow t_s = \frac{0,25}{0,7} = 0,357 \text{ in}$$

Adotaremos  $t_s = 0,375$  in

- Área de reforço requerida  $0$  ( $f_{ri} = 1$ )

$$A = d \cdot t_r \cdot F + 2 \cdot t_m \cdot t_r \cdot (1 - f_{ri}) = (20 - 2 \cdot 0,625) \cdot \frac{23,1}{25,4} \cdot 1 + 0 = 17,04 \text{ in}^2$$

- Área de reforço disponível

- Casos:

$A_1$  = menor valor entre

$$d \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 \cdot t_m \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) \cdot (1 - f_{ri}) = 0 \quad (f_{ri} = 1)$$

$$= (20 - 2 \cdot 0,625) \cdot (0,85 \cdot 1,125 - 1,0 \cdot \frac{23,1}{25,4}) = 0,88 \text{ in}^2$$

$$2 \cdot (t + t_m) \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) - 2 t_m \cdot (E_1 \cdot t - F \cdot t_r) (1 - f_{r1}) =$$

$$= 2(1,125 + 0,625) \cdot (0,85 \cdot 1,125 - 1,0 \cdot \frac{23,1}{25,4}) =$$

$$= 0,17 \text{ in}^2$$

$$\Rightarrow A_1 = 0,88 \text{ in}^2$$

- Bocal:

$A_2 =$  menor valor entre

$$5 \cdot (t_m - t_{rn}) \cdot f_{r1} \cdot t = 5 \cdot (0,625 - 0,135) \cdot 1,0 \cdot 1,125 = 2,76 \text{ in}^2$$

$$5 \cdot (t_m - t_{rn}) \cdot f_{r1} \cdot t_m = 5 \cdot (0,625 - 0,135) \cdot 1,0 \cdot 0,625 = 1,53 \text{ in}^2$$

$$\Rightarrow A_2 = 1,53 \text{ in}^2$$

- Solda externa em ângulo

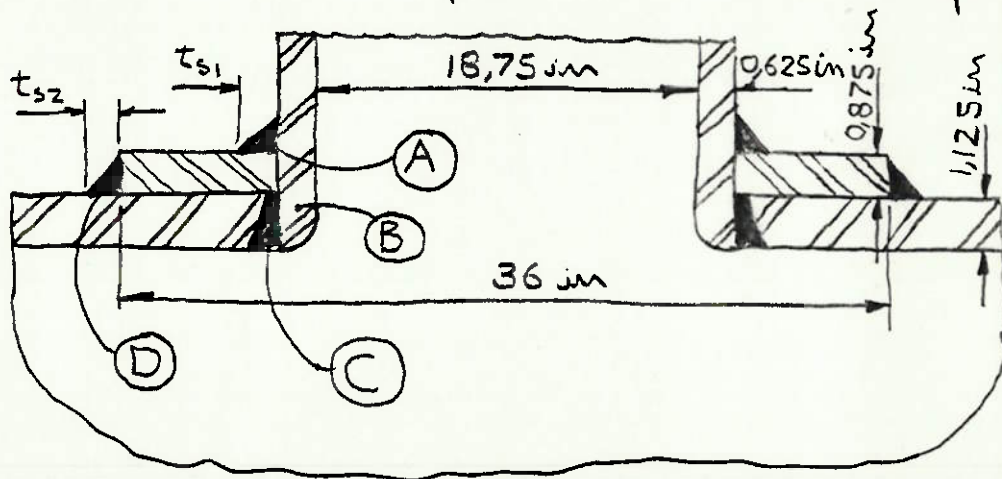
$$A_{14} = t_s^2 \cdot f_{r1} = 0,375^2 \cdot 1,0 = 0,14 \text{ in}^2$$

- Total disponível

$$A' = A_1 + A_2 + A_{14} = 0,88 + 1,53 + 0,14 = 2,55 \text{ in}^2 < A$$

Logo a abertura não está adequadamente reforçada, necessitando portanto de uma chapa de reforço (mesmo material do casco e bocal).

Adotaremos a configuração de solda e reforço abaixo:



• Espessura de parede requerida

- Casco:  $t_r = 0,909 \text{ in}$

- Bocal:  $t_{rn} = 0,135 \text{ in}$



● Tamanho da solda requerida

- Solda em ângulo do elemento de reforço:  
interna:

$$t_w = 0,7 t_{\min} = 0,7 \cdot 0,625 = 0,438 \text{ in}$$

$$t_w(\text{real}) = 0,7 \cdot t_{s1} > 0,438 \Rightarrow t_{s1} > 0,625 \text{ in}$$

$$\text{Adotaremos } t_{s1} = 0,750 \text{ in}$$

externa:

$$\text{garganta} = 0,5 \cdot t_{\min} = 0,5 \cdot 0,75 = 0,375 \text{ in}$$

$$\text{garganta (real)} = 0,7 \cdot t_{s2} > 0,375 \Rightarrow t_{s2} > 0,538 \text{ in}$$

$$\text{Adotaremos } t_{s2} = 0,625 \text{ in}$$

● Área de reforço requerida:

$$A = 17,04 \text{ in}^2$$

● Área de reforço disponível

- Casca:

$$A_1 = 0,88 \text{ in}^2$$

- Local:

$A_2 =$  menor valor entre:

$$5 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot f_{r1} \cdot l = 5 \cdot (0,625 - 0,135) \cdot 1,0 \cdot 1,125 = 2,76 \text{ in}^2$$

$$2 \cdot (t_n - t_{rn}) \cdot (2,5 \cdot t_n + t_e) \cdot f_{r1} =$$

$$= 2 \cdot (0,625 - 0,135) \cdot (2,5 \cdot 0,625 + 0,875) \cdot 1,0 = 2,39 \text{ in}^2$$

$$\Rightarrow A_2 = 2,39 \text{ in}^2$$

- Solda em ângulo local - chapa de reforço

$$A_{41} = t_{s1}^2 \cdot f_{r2} = 0,75^2 \cdot 1,0 = 0,56 \text{ in}^2$$

- Solda em ângulo chapa de reforço - casca

$$A_{42} = t_{s2}^2 \cdot f_{r3} = 0,625^2 \cdot 1,0 = 0,39 \text{ in}^2$$

- Chapa de reforço

$$A_5 = (D_p - d - 2 \cdot t_n) \cdot t_c \cdot f_{r3} = (36 - 18,75 - 2 \cdot 0,625) \cdot 0,875 \cdot 1,0 = 14,00 \text{ in}^2$$

- Total:

$$A' = A_1 + A_2 + A_{42} + A_5 = 0,88 + 2,39 + 0,56 + 0,39 + 14,00 \Rightarrow \Rightarrow A' = 18,22 \text{ in} > A$$

Por problemas de não uniformidade na distribuição das tensões, a norma recomenda um acréscimo de 10% da área requerida na área disponível.

$$A' \approx 1,07 \cdot A$$

Obtemos a abertura suficientemente reforçada.

- Carga a ser suportada pelas soldas (UG-41) (ref. [23])

$$W = (A - A_1) \cdot S = (17,04 - 0,88) \cdot 15700 = 253712 \text{ lbf}$$

- Tensões unitárias (UW-15) (ref. [23])

- Cisalhamento nas soldas em ângulo (49% de  $S_p$ )

$$= 0,49 \cdot 15700 = 7693 \text{ psi}$$

- Tensão na solda em chanfro (74% de  $S_v$ )

$$= 0,74 \cdot 15700 = 11618 \text{ psi}$$

- Cisalhamento na parede do bocal (70% de  $S_v$ )

$$= 0,70 \cdot 15700 = 10990 \text{ psi}$$

- Resistência dos elementos da conexão soldada

A - Cisalhamento na solda em ângulo interno

$$= \frac{\pi}{2} \cdot (\text{diâmetro externo do bocal}) \cdot (\text{cateto}) \cdot (49\% S_p) =$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot 20 \cdot 0,75 \cdot 7693 = 181262 \text{ lbf}$$

B - Cisalhamento na parede do bocal

$$= \frac{\pi}{2} \cdot (\text{diâmetro médio do bocal}) \cdot t_n \cdot (70\% S_v) =$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot (20 + 0,625) \cdot 0,625 \cdot 10990 = 222532 \text{ lbf}$$

C - Tensão na solda em chanfro

$$= \frac{\pi}{2} \cdot (\text{diâmetro externo do local}) \cdot t \cdot (74\% \text{ de } S_u) =$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot 20 \cdot 1,125 \cdot 11618 = 410614 \text{ lbf}$$

D - Galhamento na solda em ângulo externo

$$= \frac{\pi}{2} \cdot (\text{diâmetro externo do elemento de reforço}) \cdot (\text{cateto}) \cdot (49\% \text{ de } S_u)$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot 20 \cdot 0,625 \cdot 7693 = 151052 \text{ lbf}$$

• Possíveis percursos de falha

através de D e C

$$151052 + 410614 = 561666 \text{ lbf}$$

através de A e C

$$181262 + 410614 = 591876 \text{ lbf}$$

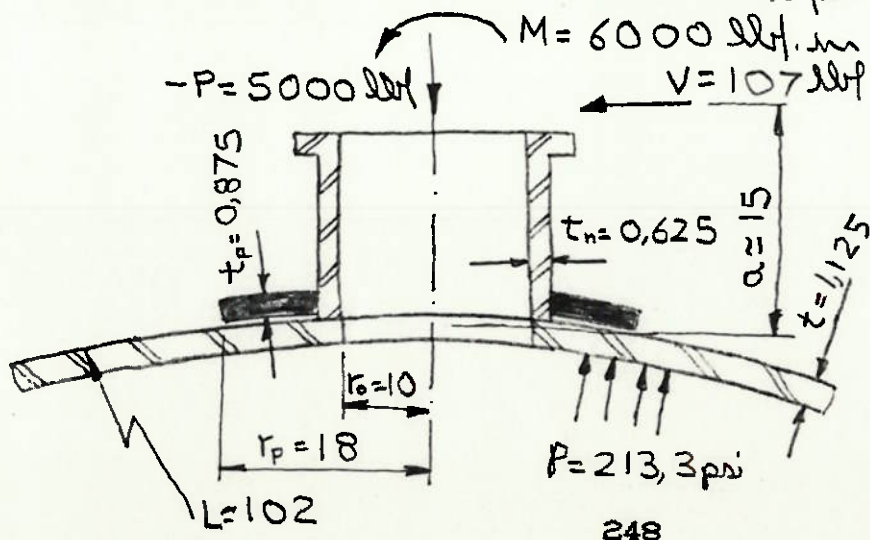
através de B e D

$$222532 + 151052 = 373584 \text{ lbf}$$

Todas essas possibilidades são mais resistentes do que a resistência requerida ( $N = 253712 \text{ lbf}$ ).

- Verificação das tensões locais

O local estará submetido a estes principais esforços:



onde,  $V$  = força radial das impelidoras (ver anexo 18) transmitida ao manuseio localizada no selo =  $61 + 45,8 = 107 \text{ lbf}$

$a$  = distância do selo à base do local  $\approx 15 \text{ in}$

$P$  = Peso do (motor elétrico + eixo do agitador + impelidor + acoplamentos + acessórios) =  
 $= 630 + 1800 + 450 + 850 + 900 + 350 \approx 5000 \text{ lbf}$

$M$  = momento devido ao (motor elétrico + redutor + forças hidráulicas) =

$$= 630 \cdot 20,5 + 1800 \cdot 14,5 + 61,0 \cdot 150 + 45,8 \cdot 224,5 = 6000 \text{ lbf. in}$$

2) Checando as tensões no diâmetro externo do local

$$U = \frac{r_o}{\sqrt{L \cdot (t + t_p)}} = \frac{10}{\sqrt{102 \cdot (1,125 + 0,875)}} = 0,7$$

- Tensão devido à  $P$ :

No figura 11.3  $C_p' = 0,24$

Logo:

$$\sigma_L' = C_p' \cdot \frac{P}{(t + t_p)^2} = 0,24 \cdot \frac{5000}{(1,125 + 0,875)^2} = 300 \text{ psi}$$

- Tensão devido à  $M$

No figura 11.3  $C_m = 0,98$

Logo:

$$\sigma_L'' = C_m \cdot \frac{M}{(t + t_p)^2 \sqrt{L \cdot (t + t_p)}} = 0,98 \cdot \frac{6000}{(1,125 + 0,875)^2 \sqrt{102 \cdot (1,125 + 0,875)}} = 1050 \text{ psi}$$

- Tensão devido à pressão interna  $P$

$$\sigma_L = \frac{P \cdot L}{2 \cdot (t + t_p)} = \frac{213,3 \cdot 102}{2 \cdot (1,125 + 0,875)} = 5450 \text{ psi}$$

Assim a tensão total será:

$$\sigma = \sigma_L + \sigma_L' + \sigma_L'' = 5450 + 300 + 1050 = 6800 \text{ psi}$$

Pela Tabela 11.1:

$$\sigma < (2.S_e < S_y) = S_y = 25000 \text{ psi}$$

) Checando as tensões no diâmetro externo do anel de reforço

$$U = \frac{r_o}{\sqrt{L \cdot t}} = \frac{18}{\sqrt{102 \cdot 1,125}} = 1,68$$

- Tensão devido à P:

$$\sigma_L' = C_p' \cdot \frac{P}{t^2} = 0,062 \cdot \frac{5000}{(1,125)^2} = 250 \text{ psi}$$

- tensão devido à M:

$$\sigma_L'' = C_m \cdot \frac{M}{t^2 \cdot \sqrt{L \cdot t}} = 0,165 \cdot \frac{6000}{(1,125)^2 \cdot \sqrt{102 \cdot 1,125}} = 750 \text{ psi}$$

- Tensão devido à pressão interna P:

$$\sigma_L = \frac{P \cdot L}{2 \cdot t} = \frac{213,3 \cdot 102}{2 \cdot 1,125} = 9700 \text{ psi}$$

Portanto a tensão total local será:

$$\sigma = 9700 + 250 + 750 = 10700 \text{ psi}$$

Como  $\sigma < S_y = 25000 \text{ psi}$  concluímos que a região próxima à abertura não romperá devido aos esforços externos.

## Re-cálculo dos eixos de suporte do vaso

Antes de iniciar o dimensionamento em si deveremos estimar o peso total do reator cheio. Assim listamos a seguir os pesos aproximados dos componentes principais do reator.

$$\text{Vaso} = 16000 \text{ Kgf}$$

$$\text{Fluido processado} = 28000 \text{ Kgf}$$

$$\text{Agitador} = 4500 \text{ Kgf}$$

$$\text{motor elétrica} = 700 \text{ Kgf}$$

$$\text{Outros acessórios} = 5000 \text{ Kgf}$$

O peso total aproximado do reator é de 54200 Kgf ou 119500 lbf.

Como o reator está localizado dentro de um recinto que a protege dos ventos, desprezaremos a carga de origem eólica.

Além disso, os esforços horizontais originados, por exemplo do processo de agitação do líquido dentro do vaso, sobre os suportes, também serão desprezados.

Portanto se adotarmos 4 suportes, a carga em cada um deles será:

$$Q = \frac{119500}{4} \approx 29900 \text{ lbf}$$

No entanto, como poderemos verificar pelo desenho 5, as pesas não se distribuem igualmente sobre os 4 suportes (excentricidade das massas, soldagem não coplanar das bases das placas de apoio) e somando-se a isso o deslocamento de volume considerável de líquido dentro do vaso acarreta em esforços adicionais. Por causa destas considerações, adotaremos uma carga adicional de 20% sobre ca-

da suporte, deste modo:

$$Q = 1,20 \cdot 29900 \approx 35900 \text{ lbf}$$

Adotaremos as seguintes dimensões do suporte de acordo com a notação da figura 12.6.

$$e = 13 \text{ in}$$

$$b = 17 \text{ in}$$

$$Y = 4 \text{ in}$$

$$X = 12 \text{ in}$$

$$h = 18 \text{ in}$$

$$J = 15 \text{ in}$$

$$a = 9 \text{ in}$$

$$\phi = 1,75 \text{ in}$$

$$\theta = 54^\circ$$

Dimensionando os elementos que compõem o suporte.

- Cantoneira

$$\text{Adotando aço inox 304} \Rightarrow S_y = 35000 \text{ psi}$$

Temos então:

$$t_g > \frac{35900 \cdot (3 \cdot 13 - 17)}{0,2 \cdot 2 \cdot 35000 \cdot 17^2 \cdot \sin^2 54^\circ} = 0,30 \text{ in}$$

$$\text{Adotaremos } \underline{t_g = 0,5 \text{ in}}$$

- Placa de apoio

- Tração

$$M_1 = \frac{35900 \cdot 15}{6} = 89750 \text{ lbf. in}$$

- Contato

$$W = \frac{35900}{9 \cdot 15} = 266 \text{ psi}$$

$$M_2 = \frac{266 \cdot (12 - 0,5)^2}{10} = 3518 \text{ lbf. in}$$

$$t_b > \sqrt{\frac{89750}{0,1 \cdot (17-1,75) \cdot 35000}} = 1,30 \text{ in}$$

Adotaremos  $t_p = 1,375 \text{ in}$

- Placa de compressão

$$f = \frac{35900 \cdot 13}{2 \cdot 18} = 12964 \text{ lbf}$$

Adotando  $t = 1,375 \text{ in}$  e  $t_c = 1,375 \text{ in}$   
sendo  $E_v = 26,4 \cdot 10^6 \text{ psi}$

$$K = \frac{26,4 \cdot 10^6 \cdot 1,375}{[2850 / (2 \cdot 25,4)]^2} = 11533$$

$$I = \frac{4^3 \cdot 1,375}{12} = 7,333 \text{ in}^4$$

$$Z = \frac{4^2 \cdot 1,375}{6} = 3,667 \text{ in}^3$$

Para aço A36  $E_v = 27,0 \cdot 10^6 \text{ psi}$

$$\beta = \left( \frac{11533}{4 \cdot 27,0 \cdot 10^6 \cdot 7,333} \right)^{1/4} = 0,062 \text{ in}^{-1}$$

$$\beta \cdot X = 0,062 \cdot 12 = 0,744 \text{ rad}$$

$$M = \frac{12960}{4 \cdot 0,62} \cdot \{1 + [e^{-0,744} \cdot (\cos 0,744 - \sin 0,744)]\} =$$

$$= 53730 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$\sigma = \frac{53730}{3,667} = 14640 \text{ psi} < 0,6 \cdot 35000 = 21000 \text{ psi}$$

Logo a espessura  $t_c = 1,375$  é adequada.

Precisamos agora verificar as tensões localizadas no estado.

No figura 12.11.

$$C_1 = 0,5 \cdot X = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ in}$$

$$C_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ in}$$

$$C = \frac{\sqrt{4 \cdot 6 \cdot 9}}{2} = 7,35 \text{ in}$$

$$\beta = \frac{C}{R} = \frac{7,35}{[2850/(2 \cdot 25,4)]} = 0,13$$

$$\gamma = \frac{R}{t} = \frac{[2850/(2 \cdot 25,4)]}{1,375} = 77$$

Admitindo que o único esforço atuante no suporte seja o momento  $M_L$ .

$$M_L = Q \cdot e = 35900 \cdot 13 = 466700 \text{ lbf. in}$$

No figura 12.15.

$$C_{LT} \approx 0,3$$

A tensão tangencial devida a  $M_L$  será:

$$\sigma_t' = 0,3 \cdot \frac{466700}{(1,375)^2 \cdot 56,1 \cdot 0,13} = 10154 \text{ psi}$$

A tensão tangencial devida a pressão interna será:

$$\sigma_t'' = \frac{P \cdot R}{t} = \frac{213,3 \cdot 56,1}{1,375} = 8703 \text{ psi}$$

A tensão combinada máxima será:

$$\sigma = \sigma_t' + \sigma_t'' = 10154 + 8703 = 18857 \text{ psi}$$

Pela Tabela 11.1 esta tensão combinada máxima não excede a duas vezes a tensão admissível ou a tensão de escoamento do material na temperatura de projeto, o que faz com que

Como,

$$2 \cdot S_a = 2 \cdot 15000 = 30000 \text{ psi}$$

$$S_y = 25000 \text{ psi}$$

Oscuru comparsanda :

$$\sigma < S_y$$

não será necessária nenhuma alteração nas dimensões a olho de suporte.

Deveremos exigir dimensionar as soldas.

As soldas serão submetidas a esforços de cisalhamento flexão combinados, assim calculando as forças unitárias

Tabella A: parte (ref. [28])

Linear  $Z_w$  and  $J_w$  of Compound Weld Sections.

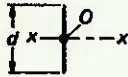
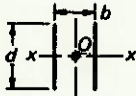
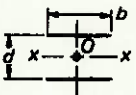
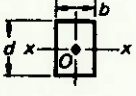
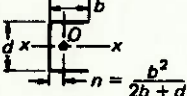
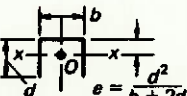

OUTLINE OF THE WELDED JOINT	SECTION MODULUS $Z_w$ ABOUT AXIS $x-x$ (in. <sup>2</sup> )	POLAR MODULUS $J_w$ ABOUT CENTROID $O$ (in. <sup>3</sup> )
1. 	$Z_w = \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{d^3}{12}$
2. 	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{d^3 + 3db^2}{6}$
3. 	$Z_w = bd$	$J_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
4. 	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$J_w = \frac{(b+d)^3}{6}$
5. 	$Z_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$J_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$
6. 	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3}$ $Z_w = \frac{d^2(2b+d)}{3(b+d)}$	$J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
7. 	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3}$ $Z_w = \frac{d^2(2b+d)}{3(b+d)}$	$(1) J_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$

Tabela A

(Continued)

OUTLINE OF THE WELDED JOINT	SECTION MODULUS $Z_w$ ABOUT AXIS $x-x$ (in. <sup>3</sup> )	POLAR MODULUS $J_w$ ABOUT CENTROID $O$ (in. <sup>3</sup> )
8.	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{3}$ $Z_w = \frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d}$	$^{(2)}J_w = \frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
9.	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$^{(1)}J_w = \frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
10.	$Z_w = 2bd + \frac{d^2}{3}$	$^{(2)}J_w = \frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$
11.	$Z_w = \frac{\pi d^2}{4} = \pi r^2$	$J_w = \frac{\pi d^3}{4}$

<sup>1</sup> Distance between vertical welds negligible.

<sup>2</sup> Distance between vertical (horizontal) parallel welds negligible.

territo a cada tipo de carga.

- Cisalhamento:

$$f_1 = \frac{Q}{L_w}$$

onde,  $L_w$  = comprimento de solda total em cada suporte

$$f_1 = \frac{35900}{(2.18 + 2.16)} = 579 \text{ lbf/in}$$

- Flexão:

$$f_2 = \frac{M_L}{Z_w}$$

onde,  $Z_w$  = módulo de resistência da solda (obtida da tabela A)

Para o mesmo caso:

$$z_w = 2 \cdot (h - t_c) + \frac{(h - t_c)^2}{3} = 15 \cdot (18 - 1,375) + \frac{(18 - 1,375)^2}{3} =$$

$$= 342 \text{ in}^2$$

Assim,

$$f_2 = \frac{466700}{342} = 1365 \text{ lbf/in}$$

Combinando as duas forças ortogonais:

$$f = \sqrt{f_1^2 + f_2^2} = \sqrt{579^2 + 1365^2} = 1482 \text{ lbf/in}$$

O tamanho da solda será:

$$W = \frac{f}{f_w}$$

onde,  $f_w = E \cdot S_a$

$E$  = eficiência admissível do união (ver Tabela B)

$S_a$  = tensão admissível da solda

### Tabela B: eficiência (ref. [28])

for groove welds:	$E = 0.80-1.00$
for fillet welds:	$E = 0.60-0.80$ (based on throat area)
	$E = 0.45-0.55$ (based on leg area)
for plug welds:	$E = 0.60-0.80$
for forged welds:	$E = 0.80$

Logo,

$$W = \frac{1482}{0,50 \cdot 15700} = 0,19 \text{ in}$$

Pela Tabela C a solda deverá ter no mínimo  $5/16$  in. Portanto adotaremos filete contínuo de  $W = 5/16$  in nas placas e compressão e de apoio do suporte.

Por economia adotaremos solda intermitente nos can-

Tab. C: fonte (ref. [28])

Recommended Minimum Weld Sizes for Thick Plates (AWS).

THICKNESS T OF THICKER PLATE WELDED (in.)	MINIMUM LEG SIZE OF FILLET WELD w (in.)
$T < \frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{1}{2} < T < \frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{3}{4} < T < 1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
$1\frac{1}{2} < T < 2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4} < T < 6$	$\frac{1}{2}$
$6 < T$	$\frac{3}{8}$

meiras. A Tabela D apresenta o comprimento e o espaçamento recomendados de solda intermitente de tamanho de penca  $W_i$ , expressado como uma porcentagem de  $W_c$ . O tamanho da solda intermitente pode ser calculado da condição de que resistência em a risa de ambas devam ser iguais.

$$W_c \cdot L = W_i \cdot (X \cdot L) \Rightarrow X(\%) = \frac{W_c}{W_i} \cdot 100$$

nde,  $W_c$  = Penca requerida da solda contínua

$W_i$  = Penca requerida da solda intermitente

$L$  = comprimento da solda

$X$  = porcentagem da solda intermitente em relação a solda contínua

Tab. D: fonte (ref. [28])

Intermittent Welds.

PERCENT OF LENGTH OF CONTINUOUS WELDS	LENGTH-SPACING FOR INTERMITTENT WELDS
60	3-5
50	2-4 3-6 4-8
40	2-5 4-10
30	3-10
25	2-8 3-12

Como pela Tabela C o tamanho mínima requerida da solda seja  $5/16$  in (para  $T = 1,375$  in).

Então:

$$x = \frac{0,19}{(5/16)} \cdot 100 = 60,8\%$$

Portanto adotaremos solda intermitente de 5/16 in  
com comprimento de solda de 3 in e 2 in de espaçamento  
entre cada filete de solda nas costureiras.

## BIBLIOGRAFIA

- 1- Brownell, Lloyd E. & Young, Edwin H.: Process Equipment Design, John Wiley and Sons, London, 1959.
- 2- ASME: Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, Division 1, New York, 1980.
- 3- SEMCO: Apostila para Seleção e Dimensionamento de Agitadores.
- 4- Sterbacek, Z. & Tausk, P.: Mixing in the Chemical Industry, Pergamon Press, London, 1965.
- 5- Uhl, Vincent W. & Gray, Joseph B.: Mixing, Theory and Practice ( vol. 1 ), Academic Press, New York, 1966.
- 6- The Engineering Equipment Users Association: Agitator Selection and Design, Constable and Company, London, 1963.
- 7- Holland, F. A. & Chapman, F. S.: Liquid Mixing and Processing in Stirred Tanks, Reinhold Publishing Corporation, New York, 1966.
- 8- Perry, Robert H. & Green, Don & Maloney, James O.: Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw Hill, Singapore, 1984.
- 9- Nagata, Shinji: Mixing: Principles and Applications, Kodansha Scientific Books, Tokyo, 1975.
- 10- Uhl, Vincent W. & Gray, Joseph B.: Mixing, Theory and Practice ( vol. 2 ), Academic Press, New York, 1966.
- 11- ASTM section 01 volume 04.
- 12- Chiaverini, Vicente: Aços e Ferros Fundidos, Associação Brasileira de Metais, São Paulo, 1987.
- 13- Catálogo Weg: Motores Assíncronos de Indução Trifásica, a Prova de Explosão.
- 14- Rudenko, N.: Máquinas de Elevação e Transporte, LTC, Rio de Janeiro, 1976.
- 15- Catálogo Transmotécnica: Motoredutores.
- 16- Catálogo Gates: Correias Trapezoidais.
- 17- Shigley, Joseph Edward: Elementos de Máquinas ( vol. 2 ), LTC, Rio de Janeiro, 1984.
- 18- Catálogo Burgmann: Sêlos Mecânicos.

- 19- Madureira, Omar: Apostila sobre Projeto Industrial.
- 20- Asimov, Morris: Introdução ao Projeto.
- 21- Harnby, N. & Edwards, M. F. & Nienow, A. N.: Mixing in the Process Industries, Butterworths, London, 1985.
- 22- Fox, Robert W. & McDonald, Alan T.: Introdução à Mecânica dos Fluidos, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1981.
- 23- Shigley, Joseph Edward: Elementos de Máquinas ( vol. 1 ), LTC, Rio de Janeiro, 1984.
- 24- Hartog, J. P. Den: Mechanical Vibrations, McGraw-Hill Book Company INC., New York, 1956.
- 25- Juvinall, Robert C.: Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley and Sons, New York, 1983.
- 26- Catálogo Alcoa: Perfis Normais.
- 27- Moss, Dennis R.: Pressure Vessel Design Manual, Gulf Publishing Company, Houston, 1987.
- 28- Bednar, Henry H.: Pressure Vessel Design Handbook, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1986.
- 29- Protec: Manual do Desenhista.

**DESENHOS**