

MARIANA CASARINI

**PROJETO DE MÁQUINA PARA DESOVALIZAR TUBOS DE AÇO
EM TEMPERATURA AMBIENTE**

**São Paulo
2004**

MARIANA CASARINI

**PROJETO DE MÁQUINA PARA DESOVALIZAR TUBOS DE AÇO
EM TEMPERATURA AMBIENTE**

**Trabalho de conclusão do curso de graduação do
Departamento de Engenharia Mecânica da Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo.**

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo

2004

Aos meus pais que sempre estiveram presentes nesta caminhada.
Este mérito também é de vocês.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, aos meus pais, Nelson e Cristina, meus exemplos de respeito, trabalho e sucesso, agradeço por sempre me incentivarem e me mostrarem que com dedicação e competência tudo se alcança.

Ao meu irmão pelo apoio dado a todos meus projetos de vida.

Ao orientador Professor Doutor Marcelo Augusto Leal Alves pelas diretrizes seguras e permanente incentivo durante todo este projeto.

Aos Professores Doutores Amilton Sinatora e Roberto Ramos Júnior por colaborarem de forma especial na minha formação acadêmica.

Ao meu amigo e companheiro Ettore Sollito Marchetti pelo constante incentivo e apoio.

Aos funcionários da Casarini Equipamentos Industriais que construíram a máquina protótipo e auxiliaram na realização dos ensaios.

Finalmente, a todos que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho reúne elementos para projeto de máquina capaz de desovalizar tubos de aço em temperatura ambiente, tendo visto que quando confeccionados pelo método da calandragem possuem ovalização final excessiva e necessitam ser desovalizados. Sabe-se que a utilização de tais tubos é volumosa e possui demanda crescente, reafirmando o interesse na elaboração do projeto de uma máquina capaz de realizar o serviço de forma eficaz e rápida.

Para tanto um modelo teórico foi elaborado com o intuito de determinar analiticamente os esforços que agiriam sobre o equipamento. Análises por software de elementos finitos, *Ansys*, foram realizadas para se analisar as tensões e forças durante o processo de conformação mecânica e uma máquina protótipo foi construída e ensaios foram realizados fornecendo dados que validam os dados obtidos por simulação.

Consecutivamente o projeto da máquina propriamente dita pôde ser realizado.

ABSTRACT

This paper collect elements for design of a machine that deforms non-round steel tubes manufactured in three-roll plates machines into round section in room temperature.

Nowadays the use in general mechanical industries of round section tubes is expressive and the demand has becoming greater confirming the interest in a design of a machine that is able to make the deformation fast and efficient on the tubes.

In this way, a theoretical model was developed with the aim of determination the efforts that would be on the machine, analyses were made with finite element software, *Ansys*, to analyze the stress and forces during the mechanical conformation process and experiments on a prototype machine also were made to validate the data obtained through simulations.

Finally, the design of the machine could be done.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 PARÂMETROS DE PROJETO.....	2
3 MODELO TEÓRICO.....	3
4 CONSTRUÇÃO E ENSAIOS COM MÁQUINA PROTÓTIPO	6
4.1 Esquema básico do equipamento	7
4.2 Construção do protótipo	7
4.3 Metodologia e ensaios experimentais	9
5 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	12
5.1 Projeto das simulações	13
5.2 Modelagem em <i>Ansys</i>	16
5.3 Condições de contorno.....	19
5.4 Resultados	20
6 PROJETO DO EQUIPAMENTO	31
6.1 Dimensionamento da camisa do pistão	31
6.2 Seleção da vedação externa da haste do pistão	34
6.3 Dimensionamento dos tirantes do pistão.....	35
6.3.1 Dimensionamento estático dos parafusos	36
6.4 Dimensionamento das bases de apoio do pistão	38
6.5 Dimensionamento da base mestre.....	41
6.6 Cálculo da junção da base mestre com a mesa da máquina.....	43
6.7 Dimensionamento da haste do pistão	46
6.8 Dimensionamento da rosca na ponta da haste para fixação da ferramenta.....	51
6.9 Fixação dos suportes da base do pistão na base mestre	53
6.10 Dimensionamento da ferramenta	55
7 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	56
8 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES	58
ANEXO A - Programa em <i>DOS</i> para gerar <i>Keypoints</i> em forma elíptica... ..	60

ANEXO B - Programa em <i>DOS</i> para re-alocar os nós através de translação para a circunferência que representa a ferramenta.....	61
ANEXO C - Tabela – Força radial total (kN) obtida por simulação.....	63
ANEXO D - Exemplo de arquivo impresso pelo software das forças de reação nos nós (kN).....	64
ANEXO E - Tabela – Força de deformação (kN) calculada a partir da força radial obtida por simulação.....	66
LISTA DE REFERÊNCIAS	67
 APÊNDICE A - Catálogo da vedação externa da haste do pistão	
 APÊNDICE B - Catálogo do anel guia da base mestre e da base de suporte da camisa do pistão	
 APÊNDICE C - Catálogo da bomba hidráulica	
 APÊNDICE D - Catálogo do motor elétrico	
 APÊNDICE E - Catálogo das mangueiras da linha de alimentação e retorno do fluido hidráulico	
 APÊNDICE F - Catálogo de adaptadores para alinha hidráulica	
 APÊNDICE G - Catálogo da válvula	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tubo teste ovalizado.....	2
Figura 2 - Tubos ovalizados.....	2
Figura 3 - Diagrama da interferência do mandril (linha tracejada) com o tubo elíptico....	4
Figura 4 - Variáveis da elipse adotada para a parametrização.....	4
Figura 7 - Máquina protótipo.....	8
Figura 8 - Máquina protótipo sem a ferramenta.....	8
Figura 9 - Máquina com a ferramenta.....	9
Figura 10 - Ferramenta.....	9
Figura 11 - Diagrama da atuação da força atua na conformação.....	11
Figura 12 - Modelo de elementos finitos – Vista isométrica -Sólido 3D com a malha para simulação.....	17
Figura 13 - Caracterização bilinear dos materiais : ASTM A-36, AISI 1045 e USI-SAC-350.....	18
Figura 14 - Curva tensão x deformação para o material ASTM A-36 adotada para simulação em elementos finitos.....	18
Figura 15 - Modelo em elementos finitos com restrições e deslocamentos impostos aos nós – Vista isométrica.....	20
Figura 16 - Modelo após simulação em elementos finitos – Vista isométrica.....	21

Figura 17 - Modelo após simulação (em azul) e antes da simulação (pontilhado) em elementos finitos – Vista frontal – Fator de escala unitário.....	21
Figura 18 - Modelo após simulação (em azul) e antes da simulação (pontilhado) em elementos finitos – Vista frontal – Fator de escala 25.	22
Figura 19 - Modelo após simulação (em azul) e antes da simulação (pontilhado) em elementos finitos – Vista frontal ampliada no detalhe – Fator de escala unitário.	22
Figura 20 - Diagrama de forças que agem no tubo e na ferramenta.	23
Figura 21 - Diagrama dos ângulos das forças que agem no tubo e na ferramenta.....	25
Figura 23 - Comparação entre as simulações variando o tipo de material (II).	26
Figura 24 - Comparação entre as simulações variando o tipo de material (III).	27
Figura 25 - Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 6,35 mm.	28
Figura 26 - Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 9,52 mm.	28
Figura 27 - Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 12,7 mm.	29
Figura 28 - Diagrama de tensões simuladas em elementos finitos para tubo de aço ASTM A-36– Vista isométrica.	30
Figura 29 - Esquema do pistão da máquina.	32

Figura 30 - Círculo de Mohr.	33
Figura 31 - Esquema da base de apoio do pistão.	39
Figura 32 - Seção transversal e simplificação do modelo.	39
Figura 33 - Esquema da base de apoio do pistão.	41
Figura 34 - Seção transversal e simplificação do modelo.	42
Figura 35 - (a) Diagrama da disposição da base em relação à mesa da máquina.	(b)
Cordões de solda.	44
Figura 36 - Esquema da haste do pistão.	46
Figura 37 - Diagrama de corpo livre da haste do pistão.	47
Figura 38 - Diagrama da força cortante (V).	49
Figura 39 - Diagrama esquemático da fixação dos suportes na base mestre.	53
Figura 40 - Diagrama dos cordões de solda que fixam o suporte.	54
Figura 41 - Esquema de funcionamento da válvula direcional selecionada.	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades químicas e mecânicas dos materiais.....	3
Tabela 2 – Dados coletados experimentalmente.....	10
Tabela 3 – Força calculada a partir da pressão mensurada em teste.....	12
Tabela 4 – Dimensões dos tubos de material A-36 simulados em <i>Ansys</i>	15
Tabela 5 – Propriedades dos materiais.....	19
Tabela 6 – Tensão de Von-Mises para o ensaio D25.....	30

1 INTRODUÇÃO

Tubos de aço com costura além de serem atualmente amplamente utilizados em máquinas de embalagens, camisa de pistões e tambores de pontes-rolantes, possuem demanda crescente fazendo com que a diminuição nos gastos de sua produção seja de grande interesse para o setor de construção mecânica em geral.

A manufatura de tubos de aço costurados consiste em: calandragem, soldagem e arredondamento. Esta última etapa tem por objetivo diminuir a não-circularidade do tubo através de processo de deformação plástica. Comumente, esta deformação pode ser obtida de duas formas: a recalandragem ou a prensagem. A primeira forma consiste em recolocar o tubo em uma calandra, geralmente de três rolos, e refazer o processo de calandragem, porém agora com o tubo já soldado. No segundo modo, um mandril é colocado dentro do tubo e com o auxílio de uma ferramenta o mandril é forçado a passar por dentro do tubo até que o mandril atinja a outra extremidade do tudo.

Ambos os modos possuem diversos fatores que tornam o processo de desovalizar oneroso, dentre os principais são: o grande consumo de tempo para a realização do processo acarretando em gastos devido à utilização da máquina e do operador e no segundo modo pode-se também destacar a desvantagem das ferramentas existentes para tal processo já que estas são caras e não intercambiáveis, ou seja, para cada diâmetro diferente uma nova ferramenta é necessária.

Este trabalho tem por objetivo principal a elaboração de um projeto de máquina capaz de desovalizar tubos com menores gastos de energia, tempo e ferramentas. A primeira parte do trabalho consiste na obtenção de um modelo teórico para a deformação do tubo a partir do qual é possível determinar os esforços que a máquina sofrerá. A segunda etapa inclui análises por software de elementos finitos, no caso, Ansys. Já na terceira fase tem-se a elaboração do projeto básico do equipamento. Simultaneamente, tem-se a construção e realização de experimentos com uma máquina protótipo.



Figura 1 – Tubo teste ovalizado.



Figura 2 – Tubos ovalizados.

2 PARÂMETROS DE PROJETO

Para determinação do campo de atuação da máquina a ser projetada, as características físicas e o material dos tubos a serem desovalizados plasticamente por esta tiveram de ser definidos. A escolha dos parâmetros foi feita tendo em vista o que geralmente é mais solicitado neste ramo de calandragem de tubos atualmente. Desta forma:

As espessuras são: 3/16", 1/4", 3/8" e 1/2" .

Os comprimentos variam de 150 mm à 1100 mm.

Os diâmetros internos variam de 153 mm à 300 mm.

Segue a tabela 1 com os materiais mais utilizados nos tubos e suas respectivas propriedades físicas e químicas. Estes valores médios foram encontrados em sites¹ de *database* de materiais e serão utilizados também como base para o projeto do equipamento. A composição química do material é apresentada pelo percentual em peso de cada elemento representativo presente.

¹ Fontes: www.usiminas.com.br; www.matweb.com.

Tabela 1 – Propriedades químicas e mecânicas dos materiais.

	ASTM A-36	AISI 1045	USI-SAC-350
% C	0,25 - 0,29	0,42 - 0,5	0,25
% Fe	98	98,51 - 98,98	97
% Cr	-	-	0,6
% Cu	0,2	-	0,05 - 0,4
% Mn	1,03	0,6 - 0,9	1,5
% P	0,04	0,04	0,01 - 0,06
% S	0,05	0,05	0,02
% Si	0,28	-	0,5 - 1,5
Sesc (MPa)	250	505	350
Srup (MPa)	400 - 550	585	500 – 650
E (GPa)	200	205	200

Outro importante parâmetro de projeto é a melhora quantitativa da ovalização que se espera com o equipamento. Geralmente a ovalização máxima encontrada é de 7% do diâmetro desejado, e a ovalização máxima que se deseja obter com este projeto é a de 1mm para qualquer diâmetro de tubo dentre o especificado neste trabalho, apesar de aceitar-se comercialmente $\pm 2\%$ do diâmetro interno do tubo para as espessuras em pauta.

3 MODELO TEÓRICO

Para a modelagem inicial dos esforços que agem sobre máquina não foi encontrado na literatura um modelo de deformação de cilindros ovalizados que através de esforços pontuais aumentariam sua circularidade. Portanto o equacionamento abaixo teve como base a deformação de um anel circular, porém, neste caso, assumiu-se como hipótese que a geometria inicial do tubo era elíptica e de forma análoga pôde-se

determinar as expressões de deslocamento e deflexão angular a partir das quais é possível obter o valor inicial dos esforços que agem sobre o tubo durante a deformação.

Para esta primeira aproximação do modelo teórico modelou-se um anel elíptico com esforços pontuais, indicados por P na figura 3 abaixo que representam os esforços realizados pelo mandril sobre o tubo. Sendo assim as hipóteses assumidas foram:

- O tubo será considerado como um tubo de paredes finas.
- A geometria da seção transversal do tubo a ser desovalizado será adotada como elíptica.
- Entre o mandril e o tubo haverá apenas dois pontos de contato na seção transversal (figura 3).

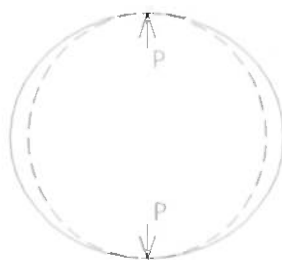


Figura 3 – Diagrama da interferência do mandril (linha tracejada) com o tubo elíptico.

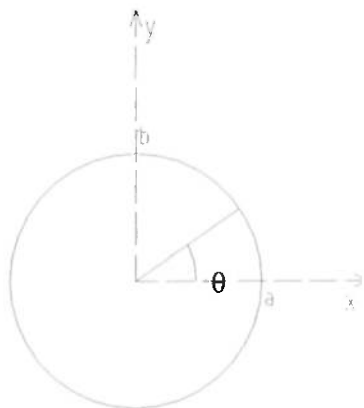


Figura 4 – Variáveis da elipse adotada para a parametrização.

A parametrização da elipse é dada por:

$$\begin{cases} x = a \cos \theta \\ y = b \sin \theta \end{cases}$$

Sendo:

a : semi-eixo da elipse em x

b : semi-eixo da elipse em y

Devido à simetria da figura e dos esforços sobre ela aplicados, a análise do problema pode ser feita considerando-se apenas um quarto da elipse.

Para o ponto engastado da estrutura (figura 5) podem ser escritas as equações de deflexão angular, deslocamento na direção y e na ponta livre pode-se escrever o deslocamento na direção x.

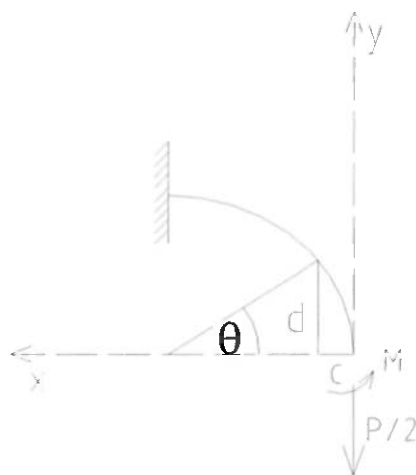


Figura 5 – Um quarto da elipse em estudo.

$$\varphi = \int_s \frac{M_o}{EI} ds$$

$$ds = h.d\theta$$

$$\delta_x = \int_s \frac{M_o y}{EI} ds$$

$$\delta_y = - \int_s \frac{M_o x}{EI} ds$$

Sendo:

δ_x : deslocamento da extremidade livre em x

δ_y : deslocamento da extremidade engastada em y

φ : deflexão angular da extremidade engastada

h : o raio da elipse para um determinado θ

E : módulo de elasticidade do material do tubo

I : momento de inércia da seção transversal

$$h = \sqrt{a^2 \cdot \cos^2 \theta + b^2 \cdot \sin^2 \theta}$$

$$\varphi = \int_0^{\pi/2} \frac{(P/2 \cdot c - M)}{EI} h \cdot d\theta$$

$$\delta_x = \int_0^{\pi/2} \frac{(P/2 \cdot c - M)}{EI} b \cdot \sin \theta \cdot h \cdot d\theta$$

$$\delta_y = - \int_0^{\pi/2} \frac{(P/2 \cdot c - M)}{EI} a \cdot \cos \theta \cdot h \cdot d\theta$$

As condições de contorno para a determinação dos esforços são as ovalizações máximas permitidas após o processo de arredondamento. Entretanto, devido à complexidade das integrais desenvolvidas, estes esforços devem ser resolvidos numericamente, fugindo do escopo inicial deste trabalho.

Neste trabalho não serão apresentados resultados obtidos a partir do modelo teórico, visto que se observou que a determinação dos mesmos implicaria em mudar o foco do trabalho devido às integrais elaboradas e os resultados provavelmente seriam abaixo dos esforços abaixo do real, já que não está sendo avaliada a resistência na direção axial do tubo e o tubo é hipoteticamente considerado como uma casca unitária.

4 CONSTRUÇÃO E ENSAIOS COM MÁQUINA PROTÓTIPO

A construção de uma máquina protótipo foi avaliada como uma ferramenta importante, já que a partir de ensaios realizados com esta máquina, valores de pressão poderiam ser coletados e a partir destes, comparações com resultados de simulações em elementos finitos poderiam ser feitos.

4.1 Esquema básico do equipamento

O esquema da máquina protótipo foi idealizado a partir do conhecimento de campo de máquinas similares e de analogias com prensas hidráulicas, desta forma pôde-se determinar como seria o esqueleto do equipamento necessário para realizar a deformação plástica do tubo de forma menos onerosa. O esquema proposto abaixo consiste em um equipamento no qual em uma de suas extremidades o mandril, de diâmetro igual ao do tubo desejado, é fixado e este está preso a um eixo que será tracionado por pistões. Com a movimentação dos pistões o mandril atravessa o interior de todo o tubo.

A saída da ferramenta é possível graças a um espaçador removível existente na extremidade da máquina que está em contato com o tubo.

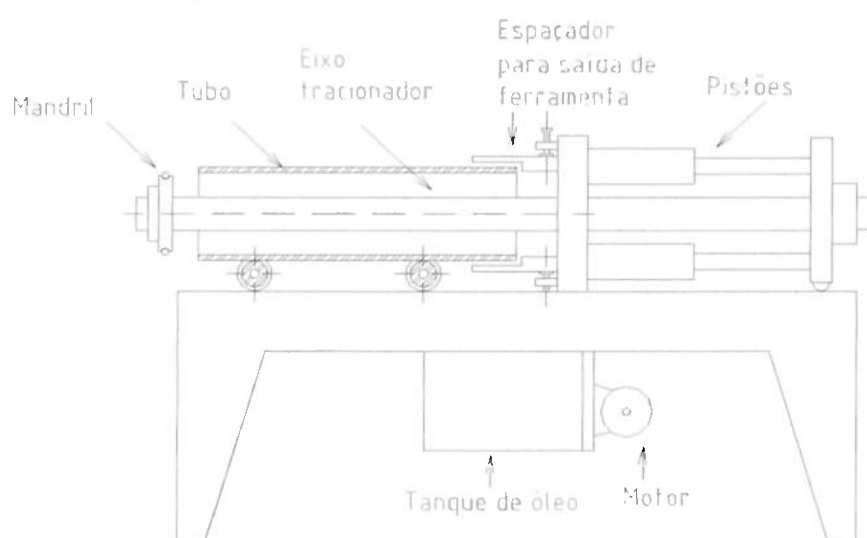


Figura 6 – Esquematização da máquina.

4.2 Construção do protótipo

A máquina protótipo foi construída a partir do esquema da figura 6. Uma das principais inovações, se comparado o projeto da máquina protótipo com os processos de desovalização existentes, é a ferramenta que a máquina utiliza. A ferramenta é composta por um tarugo com furo cônico com um canal no qual um anel de aço mola é montado e

um tarugo de encaixe cônico que monta sobre a haste. Desta forma, para alterar o diâmetro da ferramenta, basta alterar o diâmetro do anel de aço mola, economizando assim no ferramental.

Outro fator de destaque é que o fato da conformação se dar na horizontal e não na vertical como no caso quando a desovalização é feita por prensas. Nestas tem-se a limitação da altura do tubo a ser desovalizado e tem-se o fator complicante que é a saída da ferramenta.

A construção do equipamento foi realizada nas dependências da indústria Casarini Equipamentos Industriais, bem como todo material utilizado e mão-de-obra foram cedidos pela mesma. Grande parte de seus componentes é oriunda de reaproveitamentos de outras máquinas que já não estão mais em utilização, portanto alguns elementos estão visivelmente superdimensionados.

Parâmetros de construção:

Motor : 5cv – 1710 rpm

Bomba hidráulica : 7 l/min – 210 bar

Manômetro : Fundo de escala até 500 bar

Pistão : 2000 mm de comprimento, 6" de diâmetro externo, 3/8" espessura, AISI 1045

Haste do pistão: 1900 mm e 42 mm de diâmetro

Material utilizado na carcaça da máquina: chapas e cantoneiras de aço 1045



Figura 7 – Máquina protótipo.

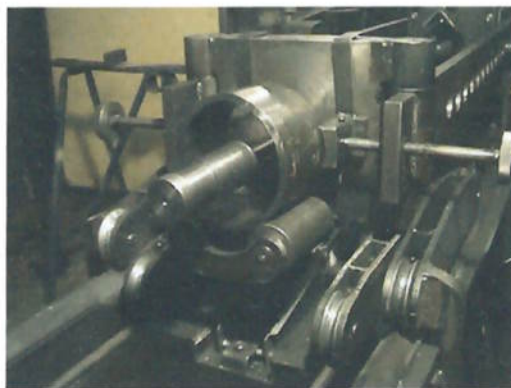


Figura 8 – Máquina protótipo sem a ferramenta.

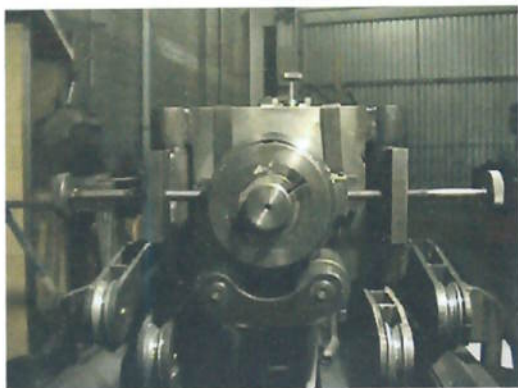


Figura 9 – Máquina com a ferramenta.



Figura 10 – Ferramenta.

4.3 Metodologia e ensaios experimentais

Os tubos escolhidos para serem ensaiados ou previamente já apresentavam uma ovalização excessiva, fora dos padrões de comercialização $\rightarrow \pm 2\%$ do diâmetro interno, ou estavam dentro destes padrões e foram submetidos à compressão em uma prensa para que houvesse uma ovalização forçada e pudessem ser desovalizados pela máquina protótipo.

A determinação da interface existente entre o tubo e a ferramenta utilizada foi feita perante testes realizados previamente onde se delimitou que a interferência máxima deveria ser de 3 mm.

Com o intuito de facilitar a compreensão dos dados, visto que não era viável economicamente a realização de diversos ensaios com materiais diferentes, todos os tubos ensaiados eram do mesmo material, aço carbono ASTM A-36.

Antes de serem ensaiados os tubos tiveram cada uma de suas dimensões; diâmetro interno maior, diâmetro interno menor, espessura e comprimento, mensuradas 3 vezes e então se fez a média e se obteve o valor médio de tais dimensões.

Durante a deformação a grandeza mensurada foi a pressão manométrica apontada pelo manômetro acoplado à linha de óleo da máquina. Após o ensaio, os diâmetros internos foram medidos 3 vezes e se obteve a média dentre eles.

Os ensaios foram realizados em temperatura ambiente de aproximadamente 24°C.

Tabela 2 – Dados coletados experimentalmente.

Esp. (mm)	C (mm)	Da (mm)	Db (mm)	Dfinal (mm)	Dfer. (mm)	Int. (mm)	Pres. (MPa)
6,35	200	171,5	173,5	172,2	172	0,25	17
6,35	215	172,0	174,0	173,3	173	0,50	20,8
6,35	200	154,8	156,0	155,4	155	0,10	17
9,52	210	160,0	163,2	161,3	163	1,50	19,9
9,52	210	153,0	155,0	153,8	154	0,50	17,7
9,52	200	164,1	167,1	166,1	166	0,95	19,9
9,52	150	168,9	169,8	170,2	170	0,55	20,8
12,7	215	160,2	163,2	162,9	163	1,40	29,9
12,7	180	210,3	213,0	212,2	213	1,35	28,4
12,7	200	220,7	224,5	222,0	222	0,65	25,7

Sendo:

Esp: espessura da parede do tubo que foi desovalizado

C: comprimento do tubo

Da: diâmetro interno menor encontrado no tubo antes da deformação

Db: diâmetro interno maior encontrado no tubo antes da deformação

Dfinal: diâmetro interno do tubo após deformação

Dfer: diâmetro da ferramenta utilizada para conformação

Int: interferência entre a ferramenta e o tubo

Pres: pressão monométrica lida durante a deformação

Não houve alteração relevante no comprimento das peças e a ovalização máxima encontrada nos tubos após o ensaio foi de 0,7 mm, menor que a desejada, comprovando a eficiência da máquina.

A partir dos dados coletados experimentalmente a pressão máxima observada foi de 30 MPa. Portanto, pôde-se calcular a força máxima impressa pela haste durante a conformação do tubo.

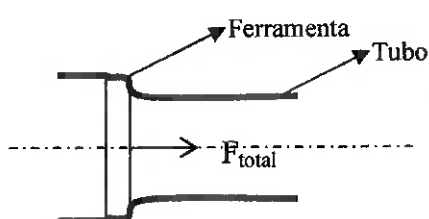


Figura 11 – Diagrama da atuação da força atua na conformação.

$$F_{total} = p.A = p.[A_{camisa} - A_{haste}]$$

Sendo:

p : pressão máxima observada no manômetro

A_{camisa} : área interna da camisa do pistão

A_{haste} : área da haste do pistão

$$F_{total} = p.A = 30.10^6 \left[\frac{\pi}{4} (132,5)^2 . 10^{-6} - \frac{\pi}{4} (42)^2 . 10^{-6} \right] = 370,86 kN$$

Da mesma forma determina-se a força aplicada em todas as situações ensaiadas:

Tabela 3 – Força calculada a partir da pressão mensurada em teste.

Espessura (mm)	Pressão (MPa)	Força (kN)
6,35	17	210,85
6,35	21	257,99
6,35	17	210,85
9,52	19	246,82
9,52	18	219,54
9,52	20	246,82
9,52	20	257,99
12,70	30	370,86
12,70	28	352,25
12,70	26	318,76

Nestes ensaios a pressão obtida quando a espessura do tubo era de 12,7 mm é alta para tubos de aço ASTM A-36, desta forma espera-se que para aços com tensão de escoamento maior, como no caso de AISI 1045, as pressões obtidas sejam muito grandes, comprometendo a ergonomia da máquina que se quer projetar, já que necessitará de um pistão, motor e bomba hidráulica bem maior. Desta forma a máquina a ser projetada deverá suprir tubos ovalizados de até 9,52 mm de parede, e no caso de tubos com 12,7 mm, pode-se futuramente analisar a possibilidade de fazer o processo com o tubo aquecido.

5 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A determinação da força necessária a ser aplicada por uma ferramenta no interior do tubo para que haja alteração da sua seção transversal é notadamente onerosa de ser realizada em campo como pode ser observada no tópico 4 e devido à complexidade do fenômeno uma aproximação analítica pode ser insuficiente. Além disso o conhecimento do campo de tensões atuantes no tubo pode ser útil para verificar as tensões empregadas

sobre os cordões de solda dos tubos, desta forma modelos utilizando o software de elementos finitos *Ansys 5.3* foram construídos para simular as deformações plásticas que ocorrem no tubo durante a passagem do mandril pelo seu interior para três tipos de materiais e quatro espessuras diferentes.

5.1 Projeto das simulações

A determinação dos ensaios que foram realizados no software foi feita considerando que a geometria e o material dos tubos simulados ou seriam similares aos utilizados nos ensaios com a máquina protótipo ou representariam os tubos que delimitam a faixa de aplicação da máquina a ser projetada. Portanto, os materiais dos tubos simulados eram de ASTM A-36, USI-SAC-350 e AISI 1045.

Já a geometria a ser simulada foi definida diante das ovalizações dos tubos encontrados comumente no processo de manufatura de tubos soldados e a geometria simplificada que transcrevia tal estado de ovalização da seção transversal era a geometria elíptica. Desta forma, a modelagem geométrica dos tubos foi feita de seção transversal elíptica constante.

Como um dos objetivos principais da simulação é medir a força necessária para mudar a geometria da seção transversal de elíptica para circular, simulando a passagem de um mandril circular por dentro do tubo, o diâmetro do mandril, ou seja, o diâmetro da circunferência para a qual os nós do tubo elíptico deverão transladar, teve de ser definido. Este diâmetro é definido como o diâmetro da ferramenta.

Admitindo que não haja deformação elástica do tubo após a passagem do mandril e que a espessura do tubo simulado permaneça constante, conclui-se que o perímetro da elipse que define a seção transversal deve ser o mesmo perímetro da seção circular e portanto o perímetro da circunferência que define a ferramenta.

Perímetro de ellipse:

$$\text{Equação da ellipse} \rightarrow \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

Sendo:

a : semi-eixo em x da ellipse

b : semi-eixo em y da ellipse

L : perímetro da ellipse

r : raio da circunferência, ou seja, o raio que simula a dimensão da ferramenta

$$\text{Parametrização da ellipse} \rightarrow r(t) = (a \cos t, b \sin t)$$

$$\text{Perímetro} \rightarrow L = \int_0^{2\pi} \left\| \frac{dr}{dt} \right\| dt$$

$$\frac{dr}{dt} = (-a \sin t, b \cos t) \rightarrow \left\| \frac{dr}{dt} \right\| = \sqrt{(-a \sin t)^2 + (b \cos t)^2}$$

$$L = \int_0^{2\pi} \sqrt{a^2 (\sin t)^2 + b^2 (\cos t)^2} dt$$

Com o resultado obtido:

$$r = \frac{L}{2\pi}$$

A integral abordada foi resolvida numericamente utilizando uma calculadora científica.

Na tabela a seguir constam as dimensões dos tubos que foram simulados. Todos os ensaios foram realizados para os três tipos de materiais, totalizando 75 ensaios.

Tabela 4 – Dimensões dos tubos de material A-36 simulados em *Ansys*.

Ensaio	Espessura	Dmenor	Dmaior	Dferramenta	Comprimento
AA1	4,76	171,5	173,5	172	200
AA2	4,76	172	174	173	215
AA3	4,76	154,8	156	155	200
AA4	4,76	200	207	206	500
AA5	4,76	250	257	256	1100
AA6	4,76	300	307	306	1100
AB7*	6,35	171,5	173,5	172	200
AB8*	6,35	172	174	173	215
AB9*	6,35	154,8	156	155	200
AB10	6,35	200	207	206	500
AB11	6,35	250	257	256	1100
AB12	6,35	300	307	306	1100
AC13*	9,52	160	163,2	163	210
AC14*	9,52	153	155	154	210
AC15*	9,52	164,1	167,1	166	200
AC16*	9,52	168,9	169,8	170	150
AC17	9,52	200	207	206	500
AC18	9,52	250	257	256	1100
AC19	9,52	300	307	306	1100
AD20*	12,7	160,2	163,2	163	215
AD21*	12,7	210,3	213	213	180
AD22*	12,7	220,7	224,5	222	200
AD23	12,7	200	207	206	500
AD24	12,7	250	257	256	1100
AD25	12,7	300	307	306	1100

Sendo:

Espessura: a espessura da parede do tubo

D_{menor} : diâmetro do eixo menor que define a elipse

D_{maior} : diâmetro do eixo maior que define a elipse

$D_{\text{ferramenta}}$: diâmetro da ferramenta

Comprimento: comprimento do tubo

Os ensaios foram intitulados da seguinte forma: a primeira letra corresponde ao material ($A \rightarrow \text{ASTM A-36}$; $B \rightarrow \text{USI-SAC-350}$; $C \rightarrow \text{AISI 1045}$), a segunda letra corresponde à espessura da parede do tubo ($A \rightarrow 4,76 \text{ mm}$; $B \rightarrow 6,35 \text{ mm}$; $C \rightarrow 9,52 \text{ mm}$; $D \rightarrow 12,7 \text{ mm}$), e o número subsequente corresponde ao número do ensaio e caracterizando sua geometria.

Os ensaios marcados com asterisco (*) são aqueles que adotam material e geometria iguais aqueles ensaiados em máquina protótipo.

5.2 Modelagem em Ansys

A construção do modelo iniciou-se com a geração dos *Keypoints*. Para tanto, um programa em *DOS* foi elaborado para otimizar esta etapa da modelagem. Este programa é capaz de gerar um arquivo de texto, que pode ser lido pelo Ansys, com os *Keypoints* que definem uma elipse a partir de dados de entrada como o semi-eixo menor e semi-eixo maior da elipse que representam as dimensões internas do tubo ovalizado. Este programa encontra-se em anexo (anexo A). Após a criação da geometria do modelo o tipo de elemento do sólido 3D foi definido. O elemento utilizado foi *Solid45*, cujos nós possuem três graus de liberdade: translação nodal nas direções x, y e z, a partir dos quais foi construída a malha.

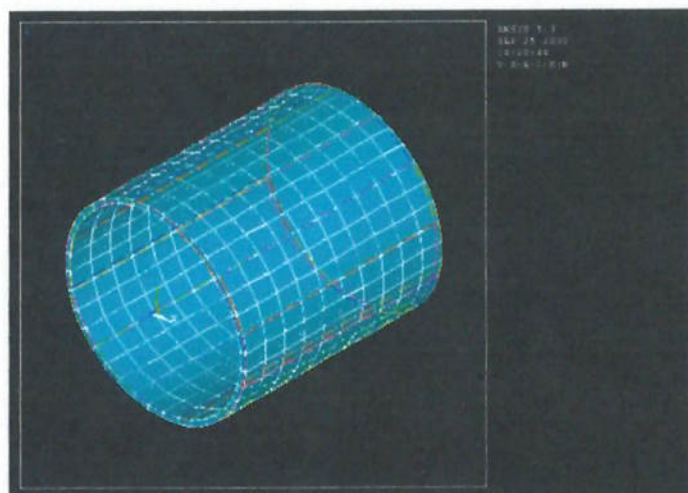


Figura 12– Modelo de elementos finitos – Vista isométrica -
Sólido 3D com a malha para simulação.

Como descrito na seção 2, os materiais predominantes dos tubos ovalizados que serão conformados pela máquina em projeto são: ASTM A-36, AISI 1045 e USI-SAC-350. Estes materiais não apresentam comportamento linear em temperatura ambiente para toda intensidade de deformação, porém para as simulações estes materiais foram caracterizados por curvas bilineares de tensão x deformação conforme esboçado na figura 13.

A curva bilinear adotada é composta por dois segmentos de reta. O primeiro segmento de reta representa a porção elástica do material e sua inclinação é caracterizada pelo módulo de Young, já o segundo segmento representa a porção elasto-plástica do material e sua inclinação é caracterizada pelo módulo tangente. A intersecção destas duas retas é onde se dá a tensão de escoamento.

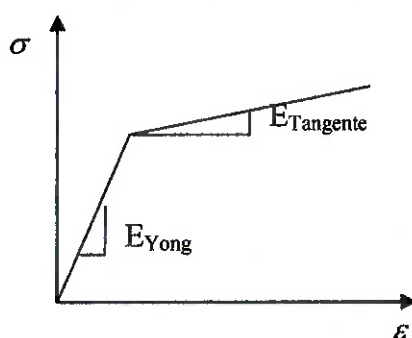


Figura 13 – Caracterização bilinear dos materiais : ASTM A-36, AISI 1045 e USI-SAC-350.

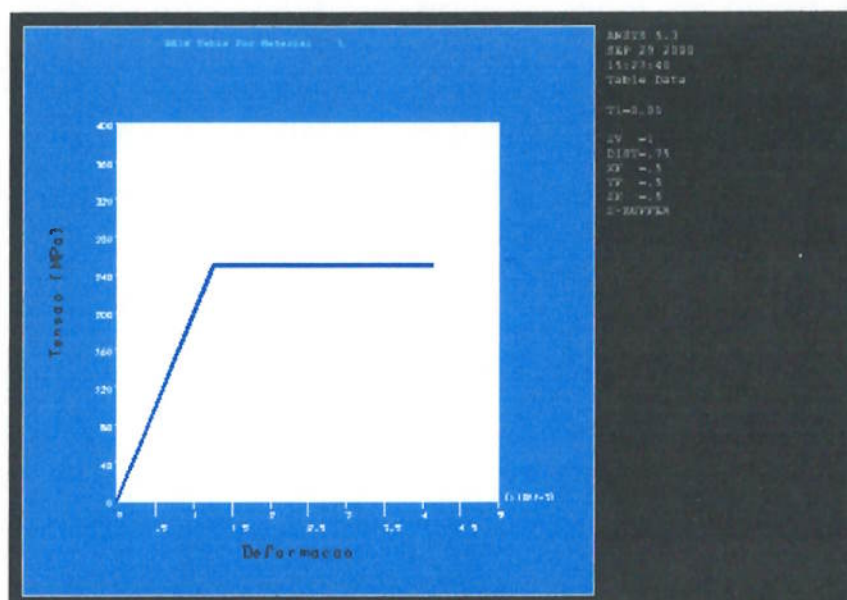


Figura 14 - Curva tensão x deformação para o material ASTM A-36 adotada para simulação em elementos finitos.

Os parâmetros de entrada para a simulação referente aos materiais foram:

Tabela 5 – Propriedades dos materiais.

Materiais	ASTM A-36	AISI 1045	USI-SAC-350
Sesc (MPa)	250	505	350
E (GPa)	200	205	200
E_{tangente} (MPa)	30	30	30
Desnsidade (kg/m³)	7,87	7,87	7,87
Módulo de Poison	0,35	0,35	0,35

5.3 Condições de contorno

Após a construção do modelo geométrico e determinação das características do material do sólido, as condições de contorno foram impostas ao modelo. Em todos os ensaios as condições de contorno impostas foram as mesmas a não ser o deslocamento dos nós na seção que simula a entrada da ferramenta.

Em uma das faces do tubo elíptico em todos os nós foram colocadas restrições a sua movimentação em z, simulando o contato com a base da máquina, nesta mesma face outros dois nós tiveram seus movimentos restringidos um em x e o outro em y. Um nó distante 20 mm da outra extremidade do tubo teve seu movimento restringido em y. Todas estas restrições foram impostas de forma com que parte do tubo não pudesse realizar translações ou rotações ao redor dos eixos.

Na outra face do tubo foram impostos os deslocamentos radiais que simulam a passagem de um mandril dentro deste tubo de seção elíptica. Para impor estes deslocamentos nos nós, um programa em *DOS* foi elaborado capaz de gerar um arquivo de texto, que pode ser lido pelo Ansys, com os deslocamentos necessários para re-alocar os nós da configuração elíptica para a circular. Este arquivo é gerado a partir de dados de entrada como a configuração atual dos nós e o raio da circunferência para a qual queremos que os nós transladem. Como explanado anteriormente, esta circunferência representa a ferramenta. Este programa encontra-se também em anexo (anexo B).

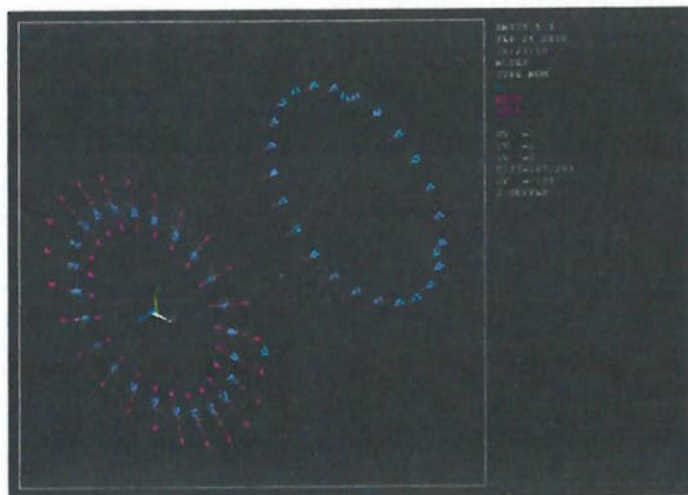


Figura 15 – Modelo em elementos finitos com restrições e deslocamentos impostos aos nós – Vista isométrica.

5.4 Resultados

A seguir são apresentadas algumas figuras padrões que foram plotadas pelo software após as simulações, visto que aparentemente todos os ensaios deformaram o tubo elíptico de maneira análoga.

A figura 16 apresenta uma vista isométrica do modelo após a simulação, já na figura 17 a vista frontal do mesmo modelo deformado pode ser comparada com a seção do tubo não deformado que aparece na figura de forma pontilhada. Com o intuito de melhor visualizar a deformação ocorrida, as figuras 18 e 19 plotam o modelo com uma escala de distorção de 25 e com um zoom na parede do tubo, respectivamente.

Com a simulação o programa foi capaz de fornecer as reações localizadas em cada um dos nós presentes da estrutura do tubo. As reações obtidas nos nós onde $z = 0$, ou seja, nos nós que sofreram deslocamentos impostos, representam a força de deformação necessária para tal conformação. Três forças foram plotadas, a radial, a circunferencial e a axial, porém no caso em estudo a de maior magnitude e relevância é a radial.

Em anexo (anexo C) está uma tabela onde estão apresentadas as forças radiais em $z = 0$ obtidos pelo *Ansys*, porém o exemplo de arquivo impresso pelo software pode ser verificado em anexo (anexo D).

No entanto, a força de interesse é a que simula o esforço necessário a ser realizado pelo pistão hidráulico e esta deve ser calculada a partir das forças radiais determinadas numericamente pelo *Ansys* incluindo uma parcela de força que deverá superar a força de atrito durante a deformação. Sendo assim, com o cálculo desta força total, força realizada pelo pistão, análises comparativas poderão ser feitas entre os dados obtidos por simulação e os dados obtidos nos ensaios com máquina protótipo.

Admitiu-se que a força de deformação atua na direção na bissetriz do ângulo de contato entre a ferramenta e o tubo.

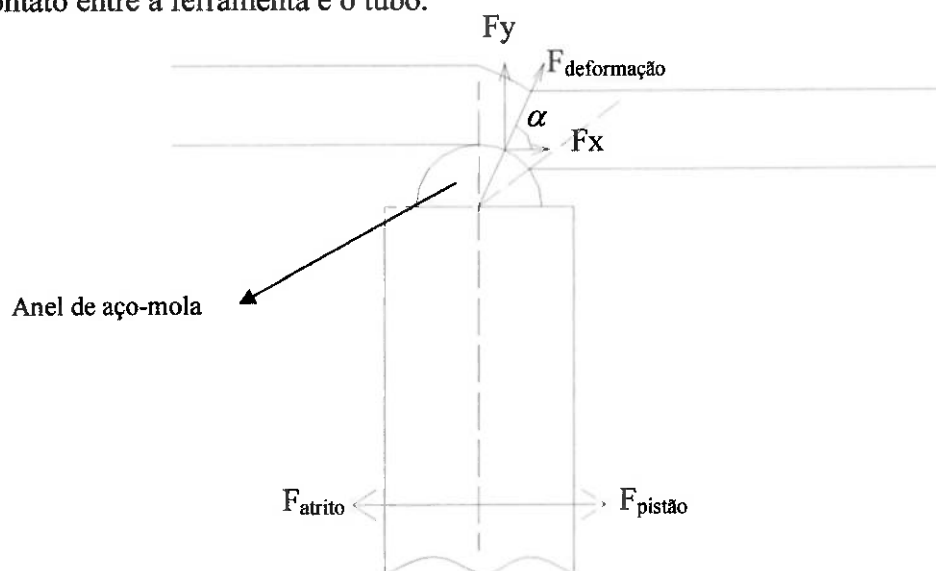


Figura 20 – Diagrama de forças que agem no tubo e na ferramenta.

Sendo:

F_y : componente vertical da força de deformação → força radial determinada pela simulação em elementos finitos

F_x : componente horizontal da força de deformação

$F_{deformação}$: força de deformação

F_{atrito} : força de atrito entre a ferramenta e o tubo

$F_{pistão}$: força de tração pelo pistão

$$F_{pistão} = F_{atrito} + F_x$$

$$F_{atrito} = \mu \cdot F_y$$

$$F_x = \frac{F_y}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Desta forma:

$$F_{pistão} = F_y \left(\mu + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$$

O coeficiente de atrito admitido é de 0,3 e o ângulo α pôde ser calculado a partir dos dados geométricos da ferramenta e da interferência desta com o tubo. Como na construção do modelo que foi simulado a ferramenta somente agia em uma linha de nós, ou seja, sua largura era unitária, para uma melhor aproximação com os dados encontrados nos ensaios com máquina protótipo este ângulo α foi determinado admitindo que a ferramenta possui a mesma geometria daquela utilizada nos ensaios em máquina protótipo.

Como o posicionamento do vetor da força de deformação é de difícil obtenção, a suposição geométrica apresentada na figura 21 foi feita. Considerou-se que em todos os ensaios a inclinação da força seria a mesma, desta forma a interferência adotada foi a média utilizada para as simulações, ou seja, 2,9 mm.

Considerando que o diâmetro da seção transversal do anel de aço mola tenha 12 mm:

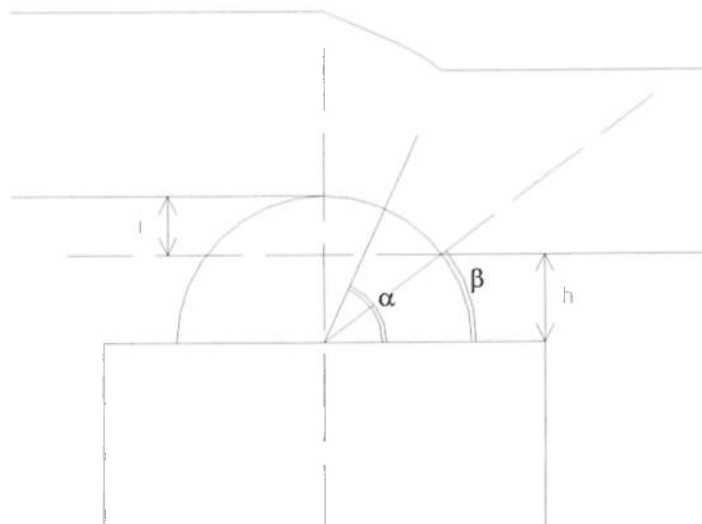


Figura 21 - Diagrama dos ângulos das forças que agem no tubo e na ferramenta.

Sendo:

i : interferência entre o tubo e a ferramenta

h : diferença entre o raio e a interferência

$$h = r - i = 6 - 2,9 = 3,1 \text{ mm}$$

$$\text{sen}\beta = \frac{3,1}{6} = 0,51 \rightarrow \beta = 30,6^\circ$$

$$\alpha = 45^\circ + \frac{\beta}{2} \cong 60^\circ$$

Sendo assim a força do pistão pode ser calculada pela expressão abaixo:

$$F_{\text{pistão}} = Fy \left(\mu + \frac{1}{\text{tg}\alpha} \right) = Fy \left(0,3 + \frac{1}{\text{tg}60^\circ} \right) = Fy \cdot 0,877$$

A partir da expressão acima a tabela das forças de deformação (kN) pôde ser calculada e encontra-se em anexo (anexo E).

Avaliação do comportamento da força total nas simulações:

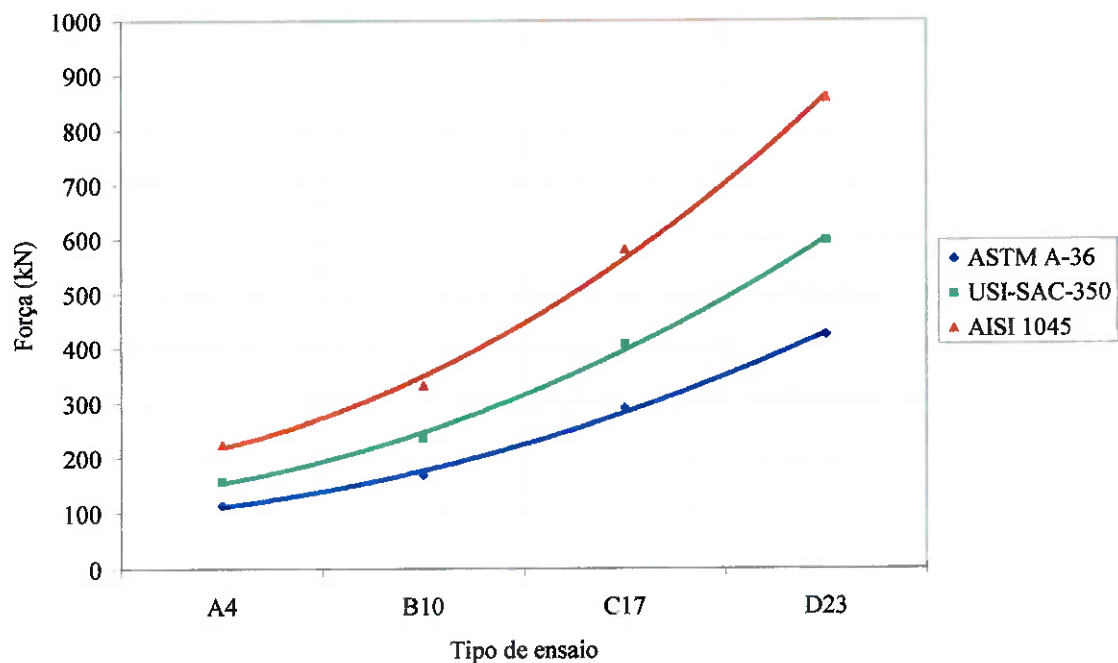


Figura 22 – Comparação entre as simulações variando o tipo de material (I).

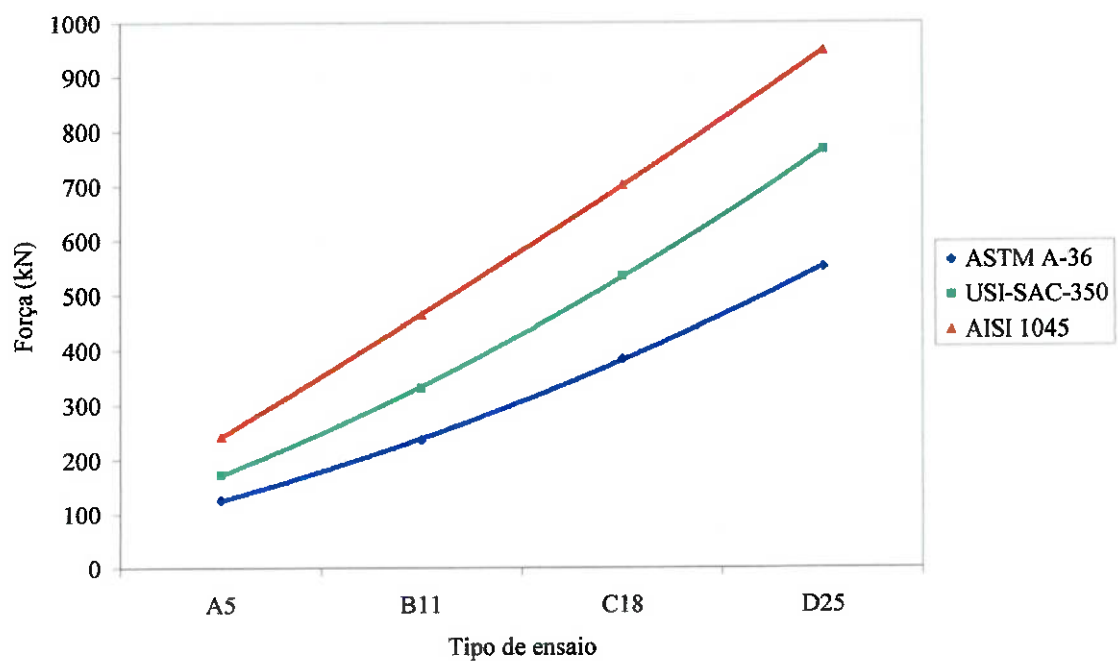


Figura 23 - Comparação entre as simulações variando o tipo de material (II).

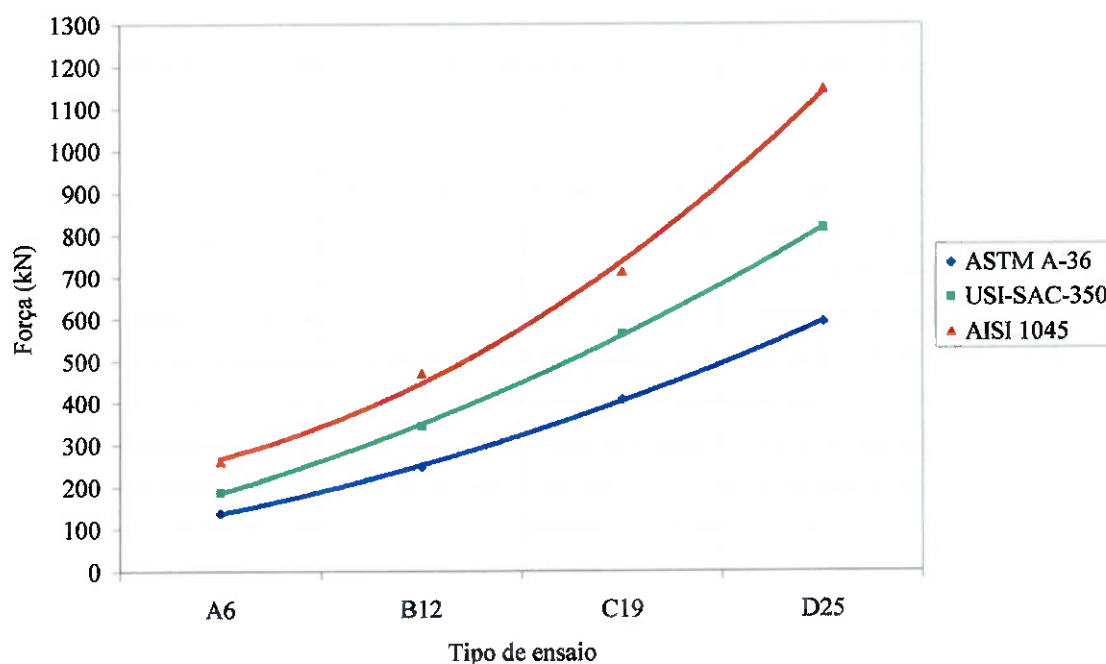


Figura 24 - Comparação entre as simulações variando o tipo de material (III).

Na figura 22 foi plotado um gráfico que compara o comportamento de cada material em quatro tipos ensaios, A4, B10, C17 e D23. As dimensões internas do tubo elíptico e comprimento são iguais para estes quatro tipos de ensaios, variando apenas a espessura do tubo (A→4,76 mm ; B→6,35 mm ; C→9,52 mm ; D→12,7 mm).

Nas figuras 23 e 24 o mesmo tipo de gráfico foi plotado, porém aumentando a robustez da geometria (diâmetro interno e comprimento dos tubos são maiores).

Desta forma pode-se observar que com o aumento da espessura a força a ser realizada pelo pistão é maior, independente da geometria do tubo e do seu comprimento.

Se comparados os ensaios realizados com ASTM A-36 e com USI-SAC-350 o aumento da força de um para o outro é de em média 39%, o que denota a interferência do limite de escoamento adotado para os materiais, visto que a tensão de escoamento do aço USI-SAC-350 é aproximadamente 40% maior que a do aço ASTM-A36. O mesmo acontece se comparado os valores de USI-SAC-350 com os de AISI 1045, pois a força tem um aumento médio de 39,2% e a tensão de escoamento de 44,3%.

Comparações dos dados experimentais com os simulados:

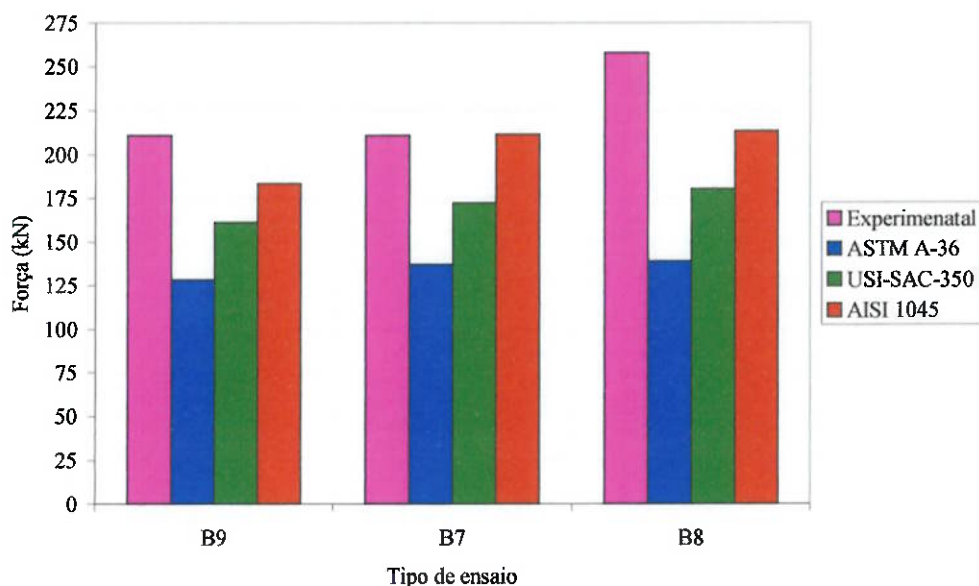


Figura 25 – Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 6,35 mm.

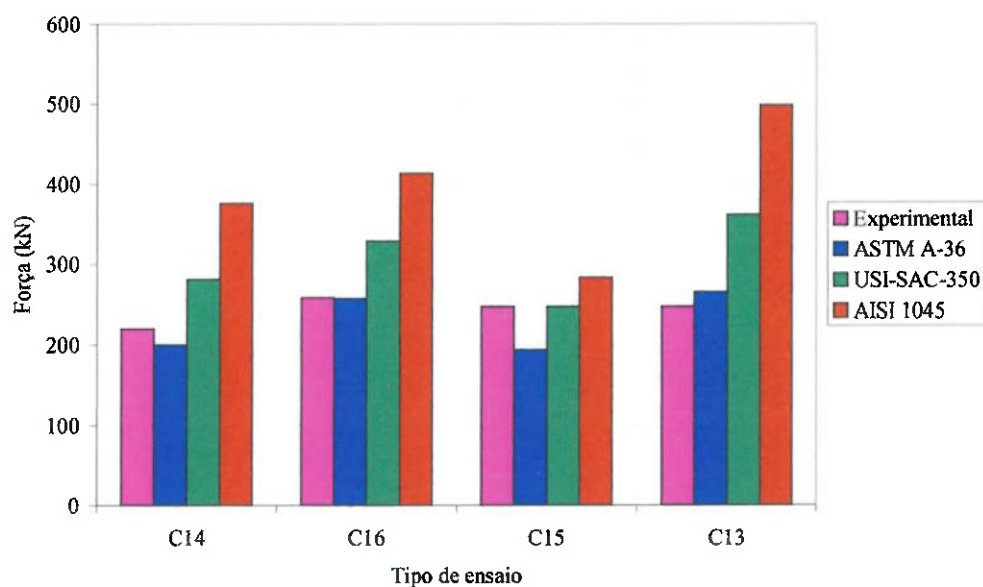


Figura 26 – Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 9,52 mm.

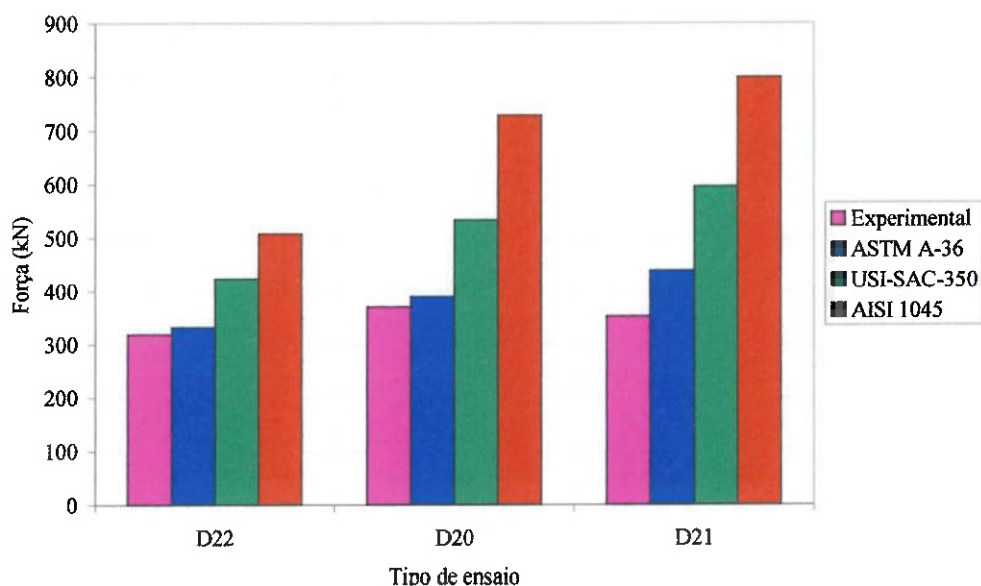


Figura 27 – Evolução da força total com o aumento da severidade do ensaio e comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente para tubos com espessura 12,7 mm.

Os tipos de ensaios foram ordenados de acordo com o aumento da severidade do ensaio sendo esta definida como a intersecção entre a ferramenta e o semi-eixo menor do tubo quando ainda elíptico. Desta forma no sentido do eixo x positivo a interferência entre a ferramenta e o tubo aumenta.

Nos três gráficos foram plotados os valores experimentais e vale ressaltar que o material dos tubos que foram ensaiados em máquina protótipo era de ASTM A-36, então, era esperado que em todas as situações os valores experimentais se aproximassem mais dos valores simulados com o aço ASTM A-36, entretanto, para espessuras de 6,35 mm o mesmo não ocorreu, no qual a maior semelhança dos resultados experimentais se deu com os valores obtidos com o material AISI 1045.

Analisando os gráficos das figuras 25, 26 e 27 pode-se reconfirmar que com o aumento da espessura a força aumenta.

Outro parâmetro analisado pelo software foi a tensão de Von Mises no tubo na deformação. Os valores obtidos são consistentes com os valores esperados, já que inicialmente os materiais tiveram sua curva tensão x deformação definida por duas retas.

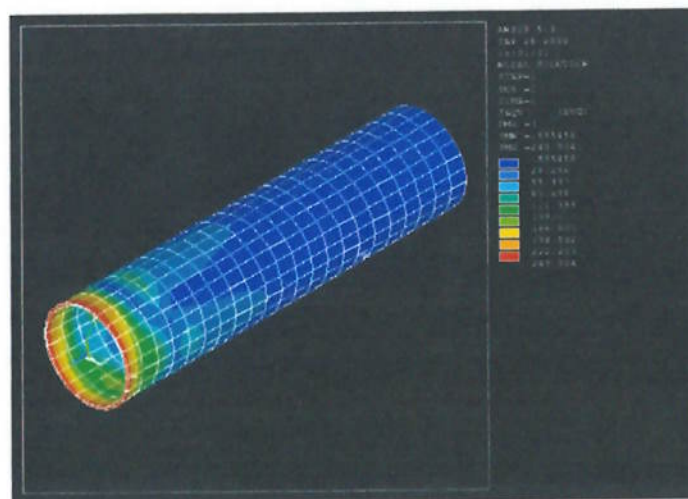


Figura 28 –Diagrama de tensões simuladas em elementos finitos para tubo de aço ASTM A-36– Vista isométrica.

Os valores máximos encontrados foram para o ensaio D25, definido pelo tubo limite simulado, ou seja, de maior comprimento, maior diâmetro interno e maior interferência simulados.

Tabela 6 – Tensão de Von-Mises para o ensaio D25.

Material	Tensão de Von-Mises para o ensaio D25
ASTM A-36	273,17 MPa
USI-SAC-350	419,24 MPa
AISI 1045	528,91 MPa

Na figura 28 pode-se observar claramente que os nós de contato da ferramenta e o tubo foram os nós que apresentam a maior tensão, representado pela cor vermelha.

6 PROJETO DO EQUIPAMENTO

O projeto deste equipamento apresentará geometria semelhante àquela esboçada no esquema da figura 6, porém alterações construtivas são atribuídas às possíveis melhorias percebidas nas falhas encontradas na máquina protótipo e ao conhecimento dos esforços máximos atuantes na estrutura devido aos ensaios realizados em máquina protótipo e às simulações em elementos finitos.

6.1 Dimensionamento da camisa do pistão

Observou-se com os ensaios na máquina protótipo que a pressão máxima atingida foi de 30 MPa obtida em ensaios de tubos com parede de 12,7 mm de espessura, porém este projeto terá como faixa de aplicação tubos de no máximo 9,52 mm de espessura quando trabalhados em temperatura ambiente. Desta forma, o projeto será feito para atender a força máxima obtida nas simulações para quando o tubo possuía a geometria limite de aplicação e era feito do material de maior tensão de escoamento, ou seja, AISI 1045.

Através de uma aproximação com a geometria do pistão atual pode-se determinar a pressão no caso de ensaio com este tubo:

$$Pr essão = \frac{F_{total}}{A} = \frac{712,01}{\left[\frac{\pi}{4} (133,35)^2 \cdot 10^{-6} - \frac{\pi}{4} (42)^2 \cdot 10^{-6} \right]} = 36 MPa$$

Sendo:

F_{total} : força máxima total do pistão

A : área de atuação da pressão

Visando a segurança será considerada uma pressão de 40 MPa, ou seja, 10% maior que o valor previsto por simulação.

Para o dimensionamento a camisa do pistão será aproximada por um cilindro sobre o qual age um estado plano de deformação (EPD), onde se admite que não haja deformação na direção de z , $\varepsilon = 0$.

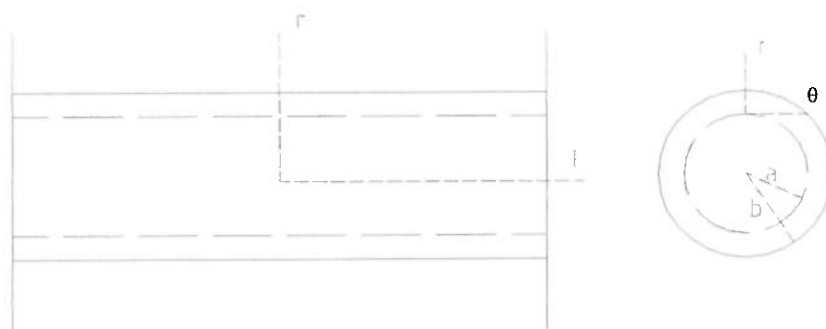


Figura 29 – Esquema do pistão da máquina.

Sendo:

a: diâmetro interno do pistão

b: diâmetro externo do pistão

p_i : pressão interna no pistão

p_o : pressão externa no pistão

As tensões que agem nas paredes do cilindro podem ser descritas pelas equações abaixo:

$$\sigma_r = \frac{(p_i \cdot a^2 - p_o \cdot b^2)}{(b^2 - a^2)} - \frac{(p_i - p_o) \cdot a^2 \cdot b^2}{(b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_\theta = \frac{(p_i \cdot a^2 - p_o \cdot b^2)}{(b^2 - a^2)} + \frac{(p_i - p_o) \cdot a^2 \cdot b^2}{(b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_l = \frac{(p_i \cdot a^2 - p_o \cdot b^2)}{(b^2 - a^2)}$$

σ_r : tensão radial

σ_θ : tensão tangencial

σ_l : tensão longitudinal

No caso em estudo, $p_0 = 0$ e $\sigma_r = -p_i = 40$ MPa e as tensões principais máximas ocorrem no raio interno.

$$\sigma_r = \frac{(p_i \cdot a^2)}{(b^2 - a^2)} \cdot \left[1 - \frac{b^2}{r^2} \right] = -40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\theta = \frac{(p_i \cdot a^2)}{(b^2 - a^2)} \cdot \left[1 + \frac{b^2}{r^2} \right] = 40 \cdot \frac{(b^2 + a^2)}{(b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_l = \frac{(p_i \cdot a^2)}{(b^2 - a^2)} = 40 \cdot \frac{a^2}{(b^2 - a^2)}$$

Como o material estará submetido a um estado multiaxial de tensões, o critério de resistência que será utilizado será o de máxima tensão de cisalhamento (Critério de Tresca) já que se trata de um material dúctil e a probabilidade de falhar ductilmente é maior do que falhar fragilmente devido aos esforços sob os quais será submetido.

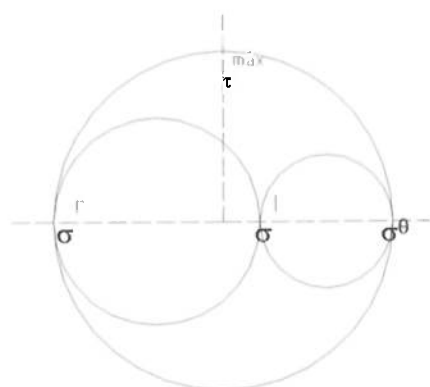


Figura 30 – Círculo de Mohr.

$\tau_{\text{máxptocrítico}}$: tensão de cisalhamento máxima no ponto crítico

$$\tau_{\text{máxptocrítico}} = \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{2} \leq \frac{\sigma_e}{2}$$

$$40 \cdot \frac{(b^2 + a^2)}{(b^2 - a^2)} + 40 \leq \sigma_e$$

$$\frac{b^2}{(b^2 - a^2)} \leq \frac{\sigma_e}{80}$$

Por motivos de exeqüibilidade física e ergonomia da máquina admiti-se que $a = 160 \text{ mm}$ e que o material do pistão é aço AISIS 1045, cujo $\sigma_e = 505 \text{ MPa}$. Desta forma:

$$b \geq 174,40 \text{ mm}$$

$$b = 175 \text{ mm}$$

Considerando que o pistão deverá ser usinado, este deverá ser construído com espessura de parede de $5/8''$ de modo que se tenha 3 mm de sobremetal para a usinagem interna e externa e resulte no pistão usinado:

$$D_{\text{pistão ext.}} = 177,37 \text{ mm}$$

$$D_{\text{pistão int.}} = 157,62 \text{ mm}$$

6.2 Seleção da vedação externa da haste do pistão

Com a determinação do diâmetro interno usinado da camisa do pistão, pode-se determinar as dimensões do êmbolo que estará em contato com esta camisa. Considerando que um anel de vedação precisa ser colocado no êmbolo para evitar o desgaste do mesmo e para evitar vazamentos de fluido, a seleção será feita de acordo com a pressão máxima de trabalho estimada.

Desta forma optou-se por uma gaxeta em U com O-ring. O material da vedação é especial e apropriado para fluidos hidráulicos e é resistente até 400 bar, compatível com o dimensionamento do sistema. O catálogo do fabricante encontra-se como apêndice A.

-Marca: Seal Jet

-Modelo: Vedação externa – K7

- Material: Ecopur/NBR
- Pressão máxima: 400 bar
- Velocidade máxima: 0,5 m/s
- $\phi_o - ring = 6mm$

6.3 Dimensionamento dos tirantes do pistão

Serão utilizados 4 tirantes que terão por função manter o pistão conectado às bases em contato com a camisa do pistão. Para isto a união entre os tirantes e a base será feita pela rosca feita nas extremidades dos tirantes.

A força que atua sobre cada um deles será dimensionada considerando que a tensão máxima seja de 40 MPa e atua sobre a área da seção transversal da base do pistão menos a área da seção transversal da haste do pistão. Entretanto, para o cálculo desta força dever-se-á estimar o diâmetro da haste do pistão. Este valor foi estimado com base no diâmetro da haste utilizado na máquina protótipo, sendo 42 mm.

$$F_{total} = \sigma \cdot A = 40 \cdot 10^6 \left[\frac{\pi}{4} (157,62)^2 \cdot 10^{-6} - \frac{\pi}{4} (42)^2 \cdot 10^{-6} \right] = 725,01 kN$$

$$P = \frac{F_{total}}{4} = 181,25 kN$$

Sendo:

F_{total} : força total que atua sobre os parafusos

A : área de atuação da pressão

σ : tensão admitida para dimensionamento

P : força atuante em cada parafuso

6.3.1 Dimensionamento estático dos parafusos

Para uma primeira aproximação para o diâmetro do parafuso:

Tensões atuantes no corpo do parafuso:

$$\sigma = \frac{P}{A_p} = \frac{P.4}{\pi.dr^2} = \frac{181,25.4}{\pi.dr^2} = \frac{230,77}{dr^2} kPa$$

Material do parafuso AISI 1045 $\rightarrow \sigma_{esc} = 505 MPa$

$$\sigma < 505 MPa$$

$$505.10^6 > \frac{230,77.10^3}{dr^2}$$

$$dr > 0,02m$$

Sendo:

d_r : diâmetro do corpo do parafuso

σ_{esc} : tensão de escoamento

O torque existente no parafuso devido a esta força P atuante sobre ele pode ser descrito por:

$$T = \frac{P.dm}{2} \left(\frac{f.\pi.dm + L \cos \alpha}{\pi.dm.\cos \alpha - fL} \right)$$

Sendo:

T : torque atuante no parafuso

d_m : diâmetro médio do parafuso

f : coeficiente de atrito (aço-aço)

α : ângulo do filete

L : passo

Admitindo :

$$dr = 25,7 \text{ mm}$$

$$dm = 27,85 \text{ mm (valor tabelado} \rightarrow \text{parafuso com rosca métrica)}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$f = 0,3 \text{ (atrito aço-aço)}$$

Para rosca com uma entrada: passo = avanço = 3,5 mm = L

$$T = 690,17 \text{ N.m}$$

Desta forma a tensão de cisalhamento que ocorre sobre a parte roscada do tirante será de:

$$\tau = \frac{16.T}{\pi.dr^3} = \frac{16.690,17}{\pi.(0,0257)^3} = 207,07 \text{ MPa}$$

Aplicando o critério de Von-Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau^2} < \sigma_{esc}$$

$$\sigma = \frac{230,77.10^3}{(0,0257)^2} = 349,39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{349,39^2 + 3.(207,07)^2} = 500,07 \text{ MPa} < \sigma_{esc}$$

Sendo:

τ : tensão de cisalhamento atuante nos filetes

σ_{eq} : tensão equivalente de Von Mises

Tensões atuantes no rosca:

Hipótese de que a parte roscada será de 20 mm e está sob compressão pela porca.

Área projetada onde a força P atua:

$$A = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_i^2)}{4} \cdot \frac{t}{p} = \frac{\pi (30 \cdot 10^{-3})^2 - (25,7 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{3,5 \cdot 10^{-3}} = 1,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_p = \frac{P}{A} = \frac{181,25 \cdot 10^3}{1,075 \cdot 10^{-3}} < \sigma_{esc}$$

$$\sigma_p = 168,60 \text{ MPa}$$

Sendo:

A : área projetada onde a força P atua

σ_p : tensão atuante na rosca

d : diâmetro externo do parafuso

t : espessura da porca

p : avanço do parafuso

Tensão de cisalhamento que tenta arrancar os filetes:

$$A = \pi \cdot d \cdot (0,75 \cdot t) = \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Portanto a força necessária para arrancar os filetes seria $P = A \cdot \sigma_{esc} = 713,92 \text{ kN}$ em cada parafuso, o que não ocorre nas condições de projeto.

Desta forma os tirantes serão de 30mm de diâmetro com roscas de 20mm de comprimento, passo 3,5 mm e ângulo de 30° em suas extremidades.

6.4 Dimensionamento das bases de apoio do pistão

O cilindro terá em suas extremidades duas bases de apoio e os esforços que agiram sobre estas serão provenientes da pressão que o óleo contido dentro do cilindro exercerá sobre as bases em contato, já que o cilindro estará fixado a estas por meio dos 4 tirantes. No centro da base haverá um furo para que a haste do pistão possa atravessar e

conforme já explanado, este furo será admitido com tendo 46 mm de diâmetro, considerando os 4 mm para a colocação do anel guia.

A base será quadrada com lado de 350 mm e que será feita de aço AISI 1045.

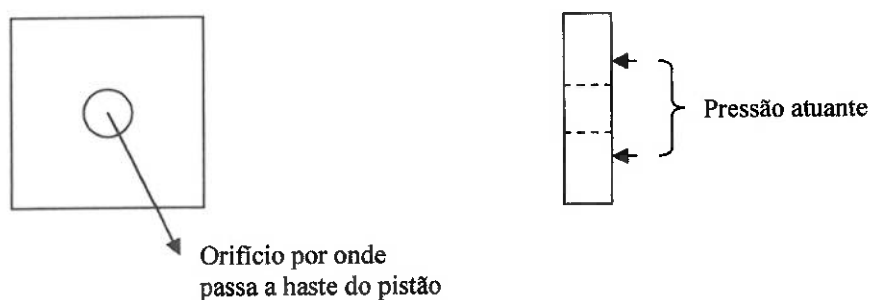


Figura 31 – Esquema da base de apoio do pistão.

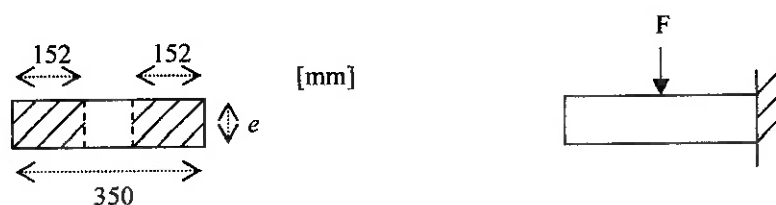


Figura 32 – Seção transversal e simplificação do modelo.

Na seção transversal mais solicitada representada na figura 32, o momento de inércia pode ser calculado:

$$I_y = 2 \cdot \frac{152 \cdot 10^{-3} \cdot e^3}{12} = 2,53 \cdot 10^{-2} \cdot e^3 \text{ mm}^3$$

Sendo:

I_y : momento de inércia ao redor do eixo y

e : espessura da base

Para uma aproximação será aplicado o 2º teorema de Castigliano:

$$U = U^* = \sum \left(\int \frac{M^2}{2.E.I} dx + \underbrace{\int \frac{fc.V^2}{2.G.A} dx}_{\text{desprezível: } \frac{e}{l} \ll 1} \right)$$

desprezível: $\frac{e}{l} \ll 1$

$$\delta = \frac{\partial}{\partial F} \left(\sum \int \frac{M^2}{2.E.I} dx \right) = \sum \left(\frac{\partial}{\partial F} \int \frac{M^2}{2.E.I} dx \right) = \sum \int \frac{M}{E.I} \cdot \frac{\partial M}{\partial F} dx$$

Sendo:

U : energia de deformação

U^* : energia de deformação complementar

E : módulo de Young

F : força que está sendo aplicada

I : momento de inércia

δ : deslocamento

$$M(x) = F \cdot x$$

$$M(x) = 725,01 \cdot x \text{ kN.m}$$

$$\delta = \int_0^{0,175} \frac{725,01 \cdot 10^3 \cdot x}{200 \cdot 10^9 \cdot 2,53 \cdot 10^{-2} \cdot e^3} \cdot x \cdot dx = \frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{e^3} \cdot \int_0^{0,175} x^2 dx = \frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{e^3} \cdot \left[\frac{x^3}{3} \right]_0^{0,175}$$

Admitindo que a deflexão máxima permitida desta base é de 5 mm:

$$\delta = \frac{2,55 \cdot 10^{-7}}{e^3} < 0,005$$

$$e > 0,037 \text{ m}$$

Sendo assim as bases serão construídas com chapas de 1 3/4".

6.5 Dimensionamento da base mestre

Esta base será soldada na mesa da máquina e é nesta base que o tubo que estará sendo deformado estará em contato, portanto esta será dimensionada para resistir aos esforços aplicados durante a conformação, ou seja à pressão de contato do tubo com a base.

Desta forma a força a ser estimada para o projeto desta base será calculada assumindo a conformação mais crítica, ou seja, a conformação do tubo de maior diâmetro projetado para ser conformado nesta máquina. Tubo de diâmetro externo 300mm e espessura de parede 3/8”.

A base será quadrada com lado de 450 mm e que será feita de aço AISI 1045.

$$F = p.A = 40.10^6 . \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) = 347,50kN$$

Sendo:

F : força aplicada na base

p : pressão aplicada à base

A : área de contato

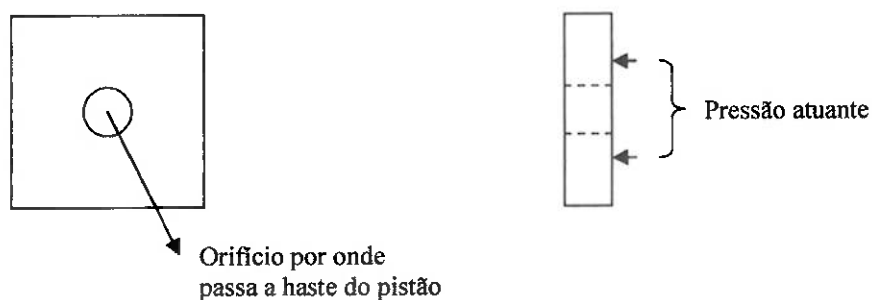


Figura 33 – Esquema da base de apoio do pistão.

A força atuante foi dividida em dois pontos de aplicação pois são nestes dois pontos que são colocados dois parafusos que estarão em contato com a base de apoio do

pistão, desta forma são sobre estes dois pontos que agiram os esforços durante o funcionamento da máquina.

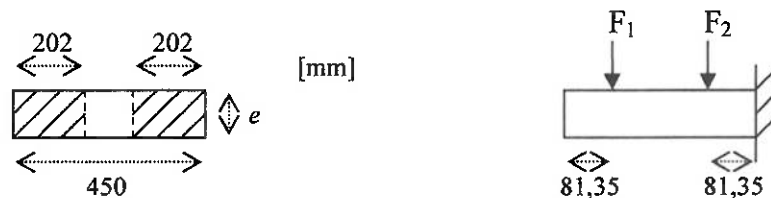


Figura 34 – Seção transversal e simplificação do modelo.

Na secção transversal mais solicitada representada na figura 34, o momento de inércia pode ser calculado:

$$I_y = 2 \cdot \frac{202 \cdot 10^{-3} \cdot e^3}{12} = 3,36 \cdot 10^{-2} \cdot e^3 \text{ mm}^3$$

Sendo:

I_y : momento de inércia ao redor do eixo y

e : espessura da base

Para uma aproximação será aplicado o 2º teorema de Castigliano:

$$U = U^* = \sum \left(\int \frac{M^2}{2 \cdot E \cdot I} dx + \underbrace{\int \frac{fc \cdot V^2}{2 \cdot G \cdot A} dx} \right)$$

desprezível: $\frac{e}{l} \ll 1$

$$\delta = \frac{\partial}{\partial F} \left(\sum \int \frac{M^2}{2 \cdot E \cdot I} dx \right) = \sum \left(\frac{\partial}{\partial F} \int \frac{M^2}{2 \cdot E \cdot I} dx \right) = \sum \int \frac{M}{E \cdot I} \cdot \frac{\partial M}{\partial F} dx$$

Sendo:

U : energia de deformação

U^* : energia de deformação complementar

E : módulo de Young

F_1 e F_2 : forças que está sendo aplicada

I : momento de inércia

δ : deslocamento

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{2} = 173,75 \text{ kN}$$

$$M_1(x) = F_1 \cdot x = 173,75 \cdot x \text{ kN.m} \rightarrow (0 < x < 368,65 \text{ mm})$$

$$M_2(x) = F_2 \cdot x = 173,75 \cdot x \text{ kN.m} \rightarrow (0 < x < 81,35 \text{ mm})$$

$$\delta = \left[\int_0^{0,368} \frac{173,75 \cdot 10^3 \cdot x}{200 \cdot 10^9 \cdot 3,36 \cdot 10^{-2} \cdot e^3} \cdot x \cdot dx \right] + \left[\int_0^{0,081} \frac{173,75 \cdot 10^3 \cdot x}{200 \cdot 10^9 \cdot 3,36 \cdot 10^{-2} \cdot e^3} \cdot x \cdot dx \right]$$

$$\delta = \frac{2,58 \cdot 10^{-5}}{e^3} \left[\int_0^{0,368} x^2 dx + \int_0^{0,081} x^2 dx \right] = \frac{4,34 \cdot 10^{-7}}{e^3}$$

Admitindo que a deflexão máxima permitida desta base é de 5 mm:

$$\delta = \frac{4,34 \cdot 10^{-7}}{e^3} < 0,005$$

$$e > 0,042 \text{ m}$$

Sendo assim as bases serão construídas com chapas de 1 3/4".

6.6 Cálculo da junção da base mestre com a mesa da máquina

A junção da base mestre à máquina será feita através de um cordão de solda angular bilateral plano. Visto que o cordão de solda terá um comprimento de 450 mm, ou seja, irá de ponta a ponta na base, resta determinar a espessura necessária do cordão de solda para um especificado tipo de soldagem.

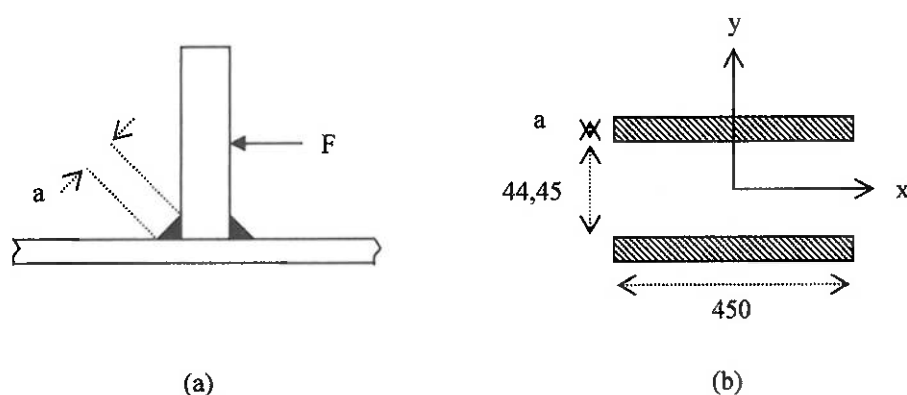


Figura 35 – (a) Diagrama da disposição da base em relação à mesa da máquina.

(b) Cordões de solda.

Solicitação de flexão no cordão de solda:

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

$$W = \frac{I_x}{e/2}$$

Sendo:

a : espessura do cordão de solda

Q_I : tensão de flexão no cordão de solda

M : momento fletor no cordão de solda

F : força que age sobre a base

W : módulo de resistência do cordão de solda

I : momento de inércia da área soldada

e : espessura da base mestre

A tensão de flexão que age no cordão de solda pode ser calculada assumindo-se que a força que age sobre esta base, como demonstrado item no 6.5 deste trabalho, atua concentrada no centro da base.

$$M = F \cdot \frac{0,450}{2} = 347,50 \cdot \frac{0,450}{2} = 78,18 \text{ kN.m}$$

$$I = 2 \cdot \left[\left(\frac{0,45 \cdot a^3}{12} \right) + \left(0,45 \cdot a \cdot \left(\frac{0,044}{2} \right)^2 \right) \right] = \underbrace{7,5 \cdot 10^{-2} \cdot a^3 + 4,35 \cdot 10^{-4} \cdot a}_{\text{desprezível}}$$

$$I = 4,35 \cdot 10^{-4} \cdot a \text{ m}^4$$

$$W = \frac{4,35 \cdot 10^{-4} \cdot a}{22,22 \cdot 10^{-3}} = 1,95 \cdot 10^{-2} a \text{ m}^3$$

$$Q_1 = \frac{78,18 \cdot 10^3}{1,95 \cdot 10^{-3} \cdot a} = \frac{40,4 \cdot 10^5}{a} \text{ N/m}$$

Solicitação de cisalhamento no cordão de solda:

$$Q_2 = \frac{F}{A_{\text{cordão}}} = \frac{347,50 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,45 \cdot a} = \frac{386,11 \cdot 10^3}{a}$$

Sendo:

F : força cortante aplicada ao cordão de solda

$A_{\text{cordão}}$: Área do cordão de solda

Q_2 : tensão de cisalhamento devido à força cortante

$Q_{\text{admissível}}$: tensão máxima admissível

σ_{esc} : tensão de escoamento do material

$$Q = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2} \leq Q_{\text{admissível}}$$

Segundo a norma DIN 4100 a tensão admissível pode ser calculada da seguinte forma:

$$Q_{\text{admissível}} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_{\text{esc}}$$

Na qual os coeficientes ν e ν_2 são dependentes do material e do procedimento utilizado na soldagem. Considerando que a solda a ser realizada terá:

Qualquer tipo solicitação em cordões angulares $\rightarrow \nu = 0,65$

Soldagem de alta resistência $\rightarrow \nu_2 = 1$

Material utilizado $\rightarrow \sigma_{esc} = 505 \text{ MPa}$

$$Q_{admissível} = 0,65 \cdot 1 \cdot 505 = 328,25 \text{ MPa}$$

$$\text{Por substituição: } a = 0,02 \text{ m} \rightarrow Q = 202,92 \text{ MPa} \rightarrow Q < Q_{admissível}$$

6.7 Dimensionamento da haste do pistão

Para o cálculo do diâmetro da haste do pistão determinou-se primeiramente o diagrama de corpo do livre da mesma.

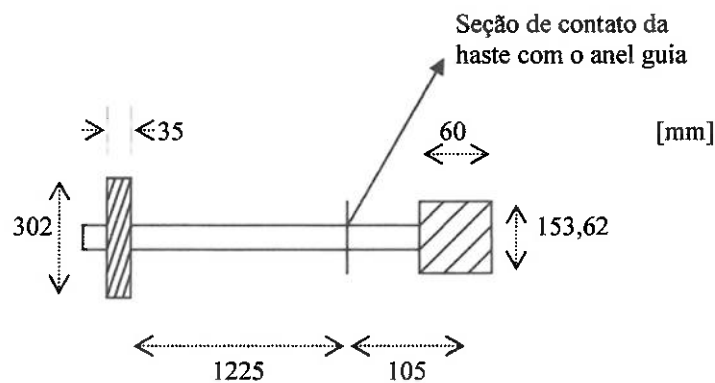


Figura 36 – Esquema da haste do pistão.

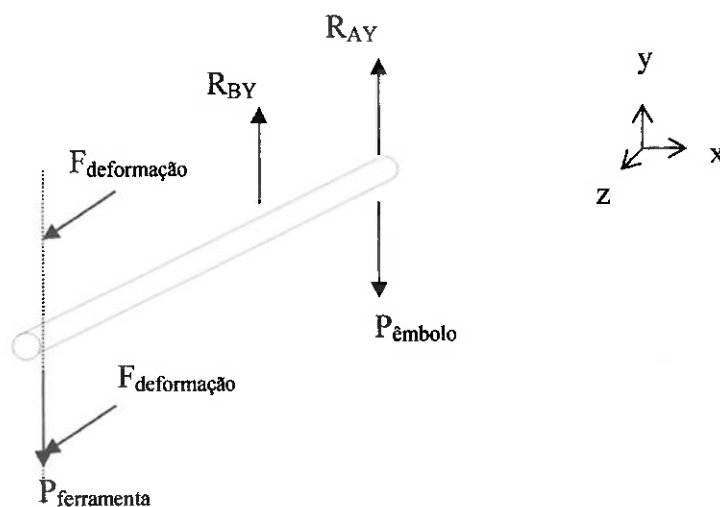


Figura 37 – Diagrama de corpo livre da haste do pistão.

O diâmetro do êmbolo foi determinado considerando o diâmetro interno da camisa do pistão e o anel de vedação externa do êmbolo, gaxeta com o-ring.

$$D_{\text{êmbolo}} = D_{\text{interno}} - D_{\text{interferência}}$$

$D_{\text{êmbolo}}$: diâmetro do êmbolo

D_{interno} : diâmetro interno da camisa do pistão

$D_{\text{interferência}}$: diâmetro de interferência entre o anel de vedação colocado no êmbolo e o pistão

$$D_{\text{êmbolo}} = 157,62 - 4 = 153,62 \text{ mm}$$

Admitindo que a maior ferramenta, portanto a mais pesada, a ser acoplada na haste terá as seguintes dimensões:

$$D_{\text{ext}} = 302 \text{ mm}$$

$$L = 35 \text{ mm}$$

$$P_{\text{ferramenta}} = 9,87.7,87.10^{-6} \cdot \pi \cdot (151)^2 \cdot 35 = 194,74 \text{ N}$$

Como calculado o diâmetro interno da camisa do pistão, o diâmetro do êmbolo haste deverá ser 4 mm menor no diâmetro visto que o contato do êmbolo com a camisa será feita por meio dos anéis de vedação o-ring com gaxeta.

$$D_{ext} = 153,62 \text{ mm}$$

$$L = 60 \text{ mm}$$

$$P_{\text{êmbolo}} = 9,87.7,87.10^{-6}.\pi.(76,81)^2.60 = 86,38N$$

Sendo:

D_{ext} : diâmetro externo do êmbolo

L : largura do êmbolo

$P_{\text{êmbolo}}$: peso do êmbolo

$P_{\text{ferramenta}}$: peso da ferramenta

Equações de equilíbrio estático da haste:

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow -P_{\text{êmbolo}} + R_{AY} + R_{BY} - P_{\text{ferramenta}} = 0$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 194,74 + 86,38 = 281,12N$$

$$\sum M_Y = 0 \rightarrow P_{\text{ferramenta}}.1330 - R_{BY}.105 = 0$$

$$194,74.1330 - R_{BY}.105 = 0 \rightarrow R_{BY} = 2466,70N$$

$$R_{AY} = -2185,58N$$

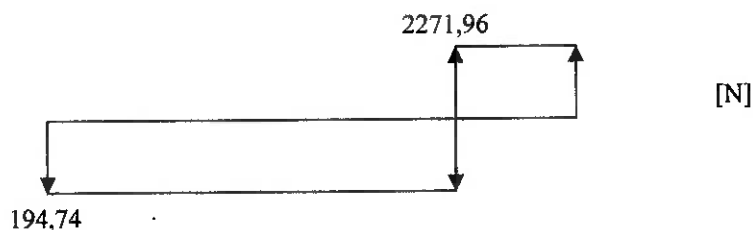


Figura 38 – Diagrama da força cortante (V).

Sendo:

R_{AY} : reação no ponto A na direção Y

R_{BY} : reação no ponto B na direção Y

F_Y : força na direção Y

Esforços atuantes na seção crítica ($z = 0,1255$ m):

$$V = 2271,96 \text{ N}$$

$$F_{\text{deformação}} = 725,01 \text{ kN}$$

As tensões atuantes na seção crítica ($z = 0,1255$ m):

$$\tau = \frac{4.V}{3.A} = \frac{4.2271,96}{3.\pi.r^2} = \frac{964,25}{r^2}$$

$$\sigma = \frac{F_{\text{deformação}}}{A} = \frac{725,01.10^3}{\pi.r^2} = \frac{230,77.10^3}{r^2}$$

$$\sigma \leq \sigma_{\text{admissível}} \rightarrow \sigma_{\text{admissível}} = S_N$$

Sendo:

τ : tensão de cisalhamento devido à força cortante

σ : tensão de tração devido à força de deformação

A : área da seção transversal da haste do pistão

$\sigma_{admissível}$: tensão admissível

S_N : limite de fadiga

A tensão devido à força de deformação será dimensionada a partir do limite de fadiga, visto que esta haste sofrerá esforços cíclicos durante a deformação do material.

A partir da equação da curva de Wohler, estima-se o limite de fadiga S_N :

$$S_N = S_{10^6} \cdot \left(\frac{S_{10^3}}{S_{10^6}} \right)^{\left(\frac{6 - \log N}{3} \right)}$$

Sendo:

S_{10^6} : limite de fadiga para 10^6 ciclos

S_{10^3} : limite de fadiga para 10^3 ciclos

N : número de ciclos

$$\left. \begin{array}{l} S_{10^6} = 0,5.S_{rup} = 0,5.585 = 292,5 MPa \\ S_{10^3} = 0,9.S_{rup} = 0,9.585 = 526,5 MPa \\ N = 10^4 \text{ ciclos (estimado) } \end{array} \right\} S_N = 472 MPa$$

Desta forma:

$$\frac{230,77.10^3}{r^2} \leq 472.10^6 \rightarrow r \geq 0,0221m$$

$$r = 22,22 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{230,77.10^3}{(22,22.10^{-3})^2} = 467,40 MPa$$

$$\tau = \frac{964,25}{(22,22 \cdot 10^{-3})^2} = 1,95 MPa$$

Conforme calculado, a tensão de cisalhamento é desprezível diante da tensão de tração, portanto o diâmetro da haste pode ser calculado considerando apenas a tensão devido à tração.

O diâmetro da haste deverá ser de 1 3/4". No entanto, os cálculos realizados para o dimensionamento dos outros componentes até o presente momento tiveram como hipótese o fato de o furo da haste ser 42 mm e o valor calculado foi de 44,44 mm. Esta diferença não acarretará em modificações dos componentes dimensionados até agora, visto que o aumento do diâmetro da haste favorece a segurança da estrutura, desta forma os componentes estão superdimensionados, não comprometendo o projeto.

6.8 Dimensionamento da rosca na ponta da haste para fixação da ferramenta

Para evitar a translação da ferramenta sobre a haste, uma porca e contra-porca estarão colocadas na ponta da haste do pistão logo após a ferramenta. Necessita-se portanto dimensionar a rosca e a largura da porca e contra-porca capazes de segurar a ferramenta e não terem seus filetes arrancados.

Material da haste e da porca e contra-porca AISI 1045 $\rightarrow \sigma_{esc} = 505 MPa$

Sabendo que a haste dimensionada tem 44,45 mm de diâmetro e que a força que agirá sobre a porca é a força do pistão:

$$F_{pistão} = 725,01 \text{ kN}$$

$$d = 44,45 \text{ mm}$$

$$d_i = 40,15 \text{ mm (valor tabelado } \rightarrow \text{ rosca métrica)}$$

Tensões atuantes no rosca da ponta da haste:

Hipótese de que a parte rosçada será de 30 mm e está sob compressão pela porca.

Área projetada onde a força $F_{\text{pistão}}$ atua:

$$A = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_i^2)}{4} \cdot \frac{t}{p} = \frac{\pi (44,45 \cdot 10^{-3})^2 - (40,15 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{3,5 \cdot 10^{-3}} = 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_p = \frac{P}{A} = \frac{725,01 \cdot 10^3}{2,45 \cdot 10^{-3}} < \sigma_{esc}$$

$$\sigma_p = 296,04 \text{ MPa}$$

Sendo:

A : área projetada onde a força $F_{\text{pistão}}$ atua

σ_p : tensão atuante na rosca

d : diâmetro externo da rosca

t : espessura da porca

p : avanço da rosca

Tensão de cisalhamento que tenta arrancar os filetes:

$$A = \pi \cdot d \cdot (0,75 t) = \pi \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Portanto a força necessária para arrancar os filetes seria $P = A \cdot \sigma_{esc} = 713,92 \text{ kN}$ em cada parafuso, o que não ocorre nas condições de projeto.

Desta forma os tirantes serão de 30mm de diâmetro com roscas de 20 mm de comprimento, passo 3,5 mm e ângulo de 30° em suas extremidades.

Sendo:

d_r : diâmetro do corpo do parafuso

σ_{esc} : tensão de escoamento

6.9 Fixação dos suportes da base do pistão na base mestre

Os suportes serão fixados na base mestre através de cordões de solda angulares bilaterais planos. Visto que o cordão de solda terá um comprimento de 70 mm, ou seja, irá de ponta a ponta do suporte, resta determinar a espessura necessária do cordão de solda para um especificado tipo de soldagem.

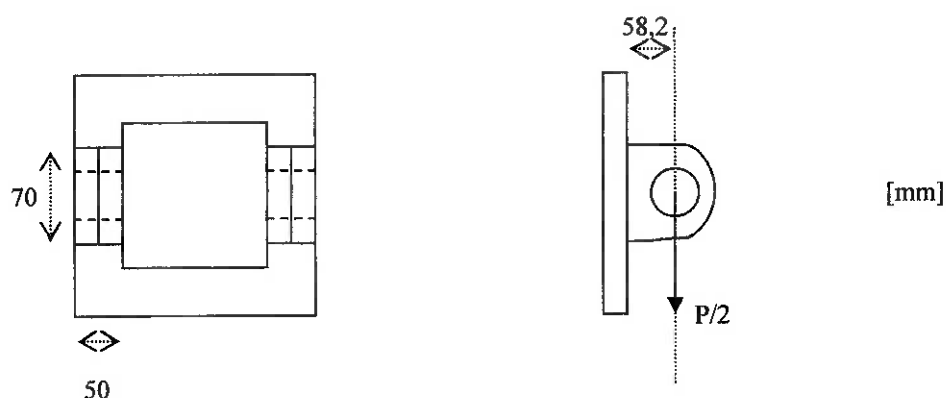


Figura 39 – Diagrama esquemático da fixação dos suportes na base mestre.

$$P = P_{base} + P_{camisa} + 4.P_{tirante} + P_{haste}$$

Sendo:

P : peso total

P_{base} : peso da base

P_{camisa} : peso da camisa do pistão

$P_{tirante}$: peso de cada tirante

P_{haste} : peso da haste

$$P \cong Massatotal \times gravidade = 163,34 \cdot 9,86 = 1610,53 N$$

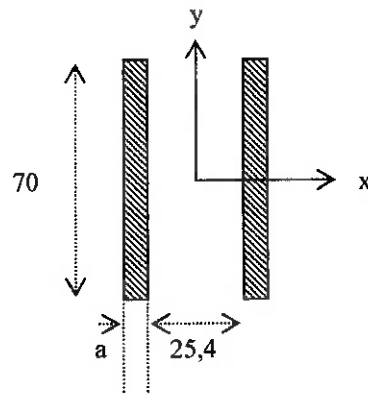


Figura 40 – Diagrama dos cordões de solda que fixam o suporte.

Solicitação de flexão no cordão de solda:

$$Q_1 = \frac{M}{W}$$

$$W = \frac{I_x}{e/2}$$

Sendo:

a : espessura do cordão de solda

Q_1 : tensão de flexão no cordão de solda

M : momento fletor no cordão de solda

P : força peso que age sobre o suporte

W : módulo de resistência do cordão de solda

I_x : momento de inércia da área soldada

e : largura do suporte

$$M = F \cdot \frac{0,0582}{2} = 1610,53 \cdot \frac{0,0582}{2} = 46,86 \text{ N.m}$$

$$I_x = 2 \cdot \left(\frac{a \cdot (0,07)^3}{12} \right) = 5,71 \cdot 10^{-5} \cdot a \text{ m}^4$$

$$W = \frac{5,71 \cdot 10^{-5} \cdot a}{35 \cdot 10^{-3}} = 1,63 \cdot 10^{-3} a \text{ m}^3$$

$$Q_1 = \frac{46,86}{1,63 \cdot 10^{-3} \cdot a} = \frac{28,69 \cdot 10^3}{a} \text{ N/m}$$

$$Q_1 \leq Q_{admissível}$$

Segundo a norma DIN 4100 a tensão admissível pode ser calculada da seguinte forma:

$$Q_{admissível} = \nu \cdot \nu_2 \cdot \sigma_{esc}$$

Na qual os coeficientes ν e ν_2 são dependentes do material e do procedimento utilizado na soldagem. Considerando que a solda a ser realizada terá:

Solicitação estática em cordões angulares $\rightarrow \nu = 0,8$

Soldagem normal $\rightarrow \nu_2 = 0,5$

Material utilizado $\rightarrow \sigma_{esc} = 505 \text{ MPa}$

$$Q_{admissível} = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 505 = 202 \text{ MPa}$$

$$\frac{28,69 \cdot 10^3}{a} \leq 202 \cdot 10^6 \rightarrow a > 0,001 \text{ m}$$

Portanto a solda pode ser mínima, $a = 5 \text{ mm}$.

6.10 Dimensionamento da ferramenta

A ferramenta terá basicamente as dimensões da ferramenta que foi construída para os ensaios em máquina protótipo, visto que esta se mostrou capaz de realizar a conformação dos tubos com sucesso.

O canal feito no tarugo com furo cônico deve ter 24 mm de diâmetro, sendo assim, anéis de diferentes tamanhos e até mesmo calços poderão ser colocados no canal para conformar tubos de diferentes tamanhos sem a necessidade de se trocar a ferramenta por completo.

7 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

A partir dos experimentos realizados pôde-se verificar uma velocidade de deslocamento do pistão razoável seria a de 0,02 m/s. Desta forma o volume a ser deslocado por segundo pelo pistão é dado por:

$$\dot{V} = \pi \cdot r^2 \cdot v = \pi \cdot \frac{(0,15762)^2}{4} \cdot 0,02 = 3,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} = 23,4 \text{ l} / \text{min}$$

Sendo:

$\dot{V}$: vazão volumétrica

v : velocidade de translação do pistão

r : raio interno da camisa do pistão

Calculada a vazão volumétrica, e sabendo que a pressão máxima de seleção é de 300 bar pode-se selecionar a bomba hidráulica adequada para esta aplicação. Bomba selecionada:

- Marca: Atos
- Modelo: com eixo chavetado longo de diâmetro 19 mm
- $\dot{V}$: 0,0185 l/rotação
- Pressão máxima em estado intermitente: 300 bar
- Rotação máxima: 2500 rpm
- Potência de acionamento necessária: 15 kW
- Fluido de trabalho: óleo SAE 10W

A partir da potência de acionamento necessária para a colocar em funcionamento a bomba foi selecionado o motor que fornecesse potência suficiente e rotação nominal para colocar em funcionamento a bomba de engrenagens de acordo com suas especificações.

- Marca: Siemens
- Modelo: 1LA7 164-4LA9
- Potência: 15 kW
- Rotação nominal: 1800 rpm
- 4 pólos – 60 Hz

As mangueiras que serão utilizadas para a linha de fluido hidráulico serão:

- Marca: Aeroequip
- Modelo: 2681 SAE 100R1 – Média Pressão

As conexões existentes entre o reservatório de óleo e a mangueira da linha reservatório-bomba e entre as mangueiras da linha comando de válvula-pistão serão feitas pelos adaptadores modelo 2003 da mesma marca Aeroequip.

A válvula selecionada é direcional com acionamento manual terá 4 vias e 3 posições, com retorno por mola para a posição intermediária toda vez que o operador soltar o comando.

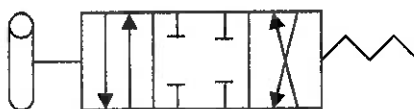


Figura 41 – Esquema de funcionamento da válvula direcional selecionada.

- Marca: Atos
- Modelo: DH-0111

Os catálogos de todos os equipamentos e acessórios selecionados estão como apêndice deste trabalho.

8 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

Através deste trabalho pôde-se projetar uma máquina que é capaz de desovalizar tubos de maneira eficiente, ou seja, abaixo das tolerâncias permitidas para comercialização e de maneira econômica, visto que sugere uma nova abordagem para as ferramentas que conformam os tubos ovalizados.

Um modelo teórico foi elaborado e devido a sua complexidade analítica resultados numéricos não foram obtidos, visto que para obtenção dos mesmos o trabalho fugiria de seus principais objetivos. Entretanto, não se descarta a possibilidade de que consistentes dados numéricos sejam obtidos a partir deste modelo, apesar de suas hipóteses simplificadoras.

Além do modelo teórico deu-se a construção da máquina-protótipo. Esta foi de suma importância para delinear o andamento deste projeto, pois além de fornecer experimentalmente a força no pistão necessária para a conformação, desde o início da idealização da máquina protótipo comparações e analogias entre os métodos já em uso foram feitos com o intuito de dimensionar por aproximação e por cálculos básicos as dimensões necessárias do equipamento.

Através destes ensaios experimentais com tubos de aço ASTM A-36 avaliou-se que não seria interessante o projeto desta máquina para desovalizar tubos com espessura maiores que 3/8", visto que as tensões máximas obtidas para tubos de 1/2" foram da ordem de 30MPa e caso esses tubos, de mesma geometria, porém de material com maior tensão de escoamento, fossem utilizados, a pressão seria consideravelmente alta, implicando em equipamentos muito maiores. Desta forma, limitou-se a faixa de aplicação da máquina para tubos de até 3/8" de espessura de parede, até 300 mm de diâmetro interno e comprimento de até 1100mm, para quaisquer dos três materiais em estudo (ASTM A-36, USI-SAC-350 ou AISI 1045).

Com o software de elementos finitos, *Ansys*, pôde-se calcular as forças radiais necessárias para deformar tubos ovalizados. A partir destes valores a força necessária para transladar a ferramenta, ou seja, a força no pistão, foi determinada. Para tanto algumas hipóteses tiveram de ser adotadas, como o coeficiente de atrito entre a ferramenta e o pistão e o ângulo de contato entre a ferramenta e o tubo a ser desovalizado.

A realização de simulações similares às condições dos ensaios experimentais promoveu a construção de gráficos comparativos que comparam os comportamentos obtidos pela simulação com os dados coletados em ensaio. Verificou-se que para espessuras maiores que 3/16" o comportamento das simulações são coerentes com os dados experimentais e os com erro ao redor do experimental de no máximo de 39% e em média 19%. Desta forma pode-se considerar que a aproximação feita por simulação é de grande valia para projetos de máquinas de desovalizar tubos.

Estes erros provavelmente são principalmente oriundos das hipóteses adotadas, já comentadas, e de simplificações que foram feitas para a construção do modelo em elementos finitos, como a caracterização bilinear dos materiais e a adoção da ferramenta como um a circunferência de largura unitária, deslocando somente os nós localizados em $z = 0$.

Além disso através das simulações o campo de tensões pôde ser analisado na conformação e a partir das figuras plotadas, pode-se constatar o esperado, ou seja, as tensões foram maiores que a tensão de escoamento nos pontos onde se simulou a deformação plástica.

Para o projeto da máquina propriamente dita algumas hipóteses simplificadoras foram adotadas, porém em todas as etapas o dimensionamento com no mínimo um coeficiente de segurança de 1,1 foi realizado.

Após o dimensionamento dos principais componentes da máquina e seus modos de fixação, desenhos de conjunto da máquina foram feitos e estes estão anexados neste relatório.

ANEXO A

```

Program gera_ellipse;
uses crt;
var arq_saida : text;
    x,y,tetha,
    rho, termo1,
    eixomaior,
    eixomaiorq,
    eixomenor : real;
    i,n       : integer;
Begin
  clrscr;
  Writeln ('Entre o valor do semi-eixo menor');
  readln (eixomenor);
  writeln ('Entre o valor do semi-eixo maior');
  readln (eixomaior);
  assign (arq_saida,'ELIPSE.TXT');
  rewrite (arq_saida);
  writeln ('Entre o numero de divisoes na ellipse');
  readln (n);
  for i := 1 to (n+1) do
    begin
      tetha := (pi/2)*(i-1)/n;
      termo1 := sqr (cos(tetha)/eixomaior) + sqr (sin(tetha)/eixomenor);
      rho := sqrt (1/termo1);
      x:= rho * cos (tetha);
      y:= rho * sin (tetha);
      writeln (arq_saida,'K','i','x','y');
    end;
  close (arq_saida);

```

ANEXO B

```
Program gera_desloc;
uses crt;
var arq_in,
    arq_out : text;
    rho,x,
    y,raio,
    delta_r : real;
    node   : integer;
    namearq : string [12];
Begin
    clrscr;
    writeln ('Entre o nome do arquivo de saida (max 8.carac com extensao .txt)');
    readln (namearq);
    namearq := namearq + '.TXT';
    assign (arq_in,'NODES.TXT');
    reset (arq_in);
    assign (arq_out,namearq);
    rewrite (arq_out);
    clrscr;
    writeln ('Entre o valor do raio interno do tubo');
    readln (raio);
    repeat
        read (arq_in,node);
        read (arq_in,x);
        readln (arq_in,y);
        rho := sqr(x) + sqr(y);
        rho := sqrt (rho);
        delta_r := raio - rho;
```

```
writeln (arq_out,'D,',node,',UX,',delta_r);  
until eof (arq_in);  
close (arq_out);  
close (arq_in);  
end.
```

ANEXO C

Tabela – Força radial total (kN) obtida por simulação.

Ensaio	A-36	SAC-50	AISI 1045
A1	106,07	135,02	166,53
A2	116,43	141	153,3
A3	99,301	127,48	144,28
A4	127,97	177,85	252,6
A5	141,34	194,29	272,43
A6	153,95	209,94	291,17
B7	154,34	194,19	238,01
B8	156	203	240,1
B9	144,36	181,66	206,55
B10	190,35	264,83	373,01
B11	266,33	372,4	521,29
B12	277,75	386,83	528,3
C13	297,72	406,87	560,72
C14	224,32	316,05	423,3
C15	218,69	278,06	318,56
C16	288,84	369,74	465,5
C17	326,4	458,95	654,14
C18	431,17	601,94	789,24
C19	457,35	634,53	816,23
D20	438,56	600,68	820,02
D21	493,87	671,158	899,78
D22	373,42	476,58	571,83
D23	478,33	672,66	965,31
D24	620,32	862,28	1065,23
D25	665,9	917,85	1288,9

ANEXO D

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN COORDINATE SYSTEM 1

NODES	FX	FY	FZ
1	-40653	-.22315E-01	-.15474
2	-40653	.22372E-01	-.15474
3	-38583	.24544E-04	-.27139
7	-.10686E-01	.24778E-02	1914.6
8	-.10686E-01	-.24778E-02	1914.6
9	-.88846E-03	.10478E-05	2202.9
55	-4447.9	-.71417E-01	.10859
56	-4129.9	.18715E-01	-.21851E-01
59	-.33716E-01	-.32739E-03	16.052
60	-.29279E-01	-.25051E-02	1116.7
91	-4820.4	-.37309E-01	-.62529
92	-4677.4	-.52988E-01	.89078E-01
95	-.45812E-02	-.44080E-03	-1929.0
96	-.19211E-01	.32107E-03	-1102.1
127	-4820.4	.37400E-01	-.62529
128	-4895.1	.28308E-04	-25.590
131	-.45812E-02	.44080E-03	-1929.0
132	-.12950E-04	.63171E-10	-2235.6
163	-4447.9	.71477E-01	.10859
164	-4677.4	.53087E-01	.89078E-01
167	-.33716E-01	.32739E-03	16.052
168	-.19211E-01	-.32107E-03	-1102.1
199	-4065.3	-.22329E-01	-.15474
200	-4129.9	-.18634E-01	-.21851E-01
203	-.10686E-01	.24778E-02	1914.6
204	-.29279E-01	.25051E-02	1116.7
235	-4065.3	.22386E-01	-.15474
236	-3858.3	.24544E-04	-.27139

239	-.10686E-01	-.24778E-02	1914.6
240	-.88846E-03	.25774E-10	2202.9
271	-4447.9	-.71417E-01	.10859
272	-4129.9	.18691E-01	-.21851E-01
275	-.33716E-01	-.32739E-03	16.052
276	-.29279E-01	-.25051E-02	1116.7
307	-4820.4	-.37311E-01	-.62529
308	-4677.4	-.53007E-01	.89078E-01
311	-.45812E-02	-.44080E-03	-1929.0
312	-.19211E-01	.32107E-03	-1102.1
343	-4820.4	.37407E-01	-.62529
344	-4895.1	.31137E-04	-25.590
347	-.45812E-02	.44080E-03	-1929.0
348	-.12950E-04	.57278E-06	-2235.6
358	-41996	.30574E-05	-19.392
379	-4447.9	.71497E-01	.10859
380	-4677.4	.53094E-01	.89078E-01
383	-.33716E-01	.32739E-03	16.052
384	-.19211E-01	-.32107E-03	-1102.1
415	-4129.9	-.18625E-01	-.21851E-01
417	-.29279E-01	.25051E-02	1116.7

TOTAL VALUES

VALUE	-.10607E+06	.88765E-03	-10.020
-------	-------------	------------	---------

ANEXO E

Tabela – Força de deformação (kN) calculada a partir da força radial obtida por simulação.

Ensaio	ASTM A-36	USI-SAC-350	AISI 1045
A1	94,22	119,93	147,92
A2	103,42	125,24	136,17
A3	88,20	113,23	128,15
A4	113,67	157,97	224,37
A5	125,54	172,58	241,98
A6	136,74	186,48	258,63
B7	137,09	172,49	211,41
B8	138,56	180,31	213,27
B9	128,23	161,36	183,47
B10	169,08	235,23	331,32
B11	236,56	330,78	463,03
B12	246,71	343,60	469,25
C13	264,45	361,40	498,05
C14	199,25	280,73	375,99
C15	194,25	246,98	282,96
C16	256,56	328,42	413,47
C17	289,92	407,66	581,03
C18	382,98	534,66	701,01
C19	406,23	563,61	725,01
D20	389,54	533,55	728,37
D21	438,67	596,15	799,22
D22	331,68	423,32	507,92
D23	424,87	597,48	857,42
D24	550,99	765,91	946,17
D25	591,48	815,27	1144,85

LISTA DE REFERÊNCIAS

Livros:

GERE, J.E.; TIMOSHENKO, S.P. **Mecânica dos sólidos**. 2ed. Rio de Janeiro: LTC. 1994. 256p. v.1.

HARTOG, J.P.D. **Strength of materials**. 2.ed. New York: Dover Publications, Inc. 1977. 323p.

MANFE, G. **Desenho técnico mecânico**. São Paulo: Editora Hemus. 1977.v1

MANFE, G. **Desenho técnico mecânico**. São Paulo: Editora Hemus. 1977.v2

MANFE, G. **Desenho técnico mecânico**. São Paulo: Editora Hemus. 1977.v3

NIEMANN, G. **Elementos de máquinas**. 6ed. Munique: Editora Edgard Blücher Ltda. 1993. 219p. v1.

NIEMANN, G. **Elementos de máquinas**. 6ed. Munique: Editora Edgard Blücher Ltda. 1993. 201p. v2.

TIMOSHENKO, S.P.; GOODIER, J.N. **Theory of elasticity**. 3ed. Toquio: McGraw-Hill Book Company. 551p.

SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R. **Mechanical engineering design**. 5ed. Singapore: McGraw-Hill Book Company. 767p.

Notas:

Notas de aula PME 2300 - Mecânica dos sólidos I - professor Roberto R.Júnior.

Notas de aula de PME 2350 – Mecânica dos sólidos II - professor Roberto R.Júnior.

Notas de aula de PMR 2371 – Elementos de máquinas I – professor Carlos C.Tu.

Notas de aula de PME 2421 – Elementos de máquinas II – professor Marcelo A.L.Alves.

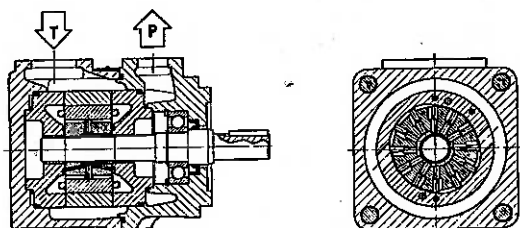
Internet:

Tutoriais de ANSYS on line:

www.me.umn.edu

www.ansys.com

vane pumps



041 - PFE pumps

PFE fixed displacement vane pumps

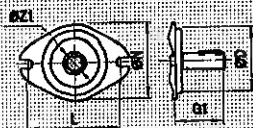
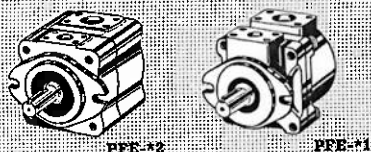
Cartridge design with integral hydraulic balancing (pat. pending), high performance, low noise level, high versatility and long service life.

Available in three basic models in standard or high pressure execution, this latter with further reduction of noise level. Displacement up to 150 cc/rev, pressure up to 210 and 300 bar, see tables below.

Mounting according to ISO and SAE standard giving full interchangeability with most similar products on the market. Easy modular assembly of multiple pumps by combination of cartridges or complete units, fixed or variable, vane, piston and gear type.

Following data refer to use with mineral oils, for other fluids information on request.

• SINGLE VANE PUMPS



044 - ISO 3018 mounting with shaft type 1 - mm

size	-3	-4	-5
D	82.8	101.6	127
N	95	120	148
L	106	146	161
G1	55.6	59	73
Z1	19	22.2	31.7

PFE - 31 022 / 3DU

vane, fixed displacement (1)
size and execution (4)

shaft, rotation and ports arrangement (6)
displacement (cc/rev)

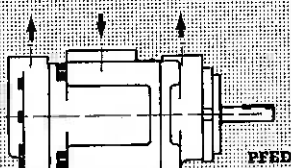
042 - Standard

Models (2)	Pmax bar	Flow - l/min at 1500 rpm and 7 bar	Flow - l/min at 1500 rpm and 140 bar	Power at 1500 rpm and Pmax kW	Max speed rpm
PFE-31016	210	23	19	6.5	2800
-31022	210	30	26	10	2800
-31028	210	40	36	14	2800
-31036	210	51	46	18	2800
-31044	210	63	58	23	2800
PFE-41045	210	64	60	24	2500
-41056	210	80	75	30	2500
-41070	210	101	95	37	2500
-41085	210	124	118	46	2000
PFE-51090	210	128	119	48	2200
-51110	210	157	147	58	2200
-51129	210	186	174	69	2200
-51150	210	217	204	80	1800

043 - High pressure, low noise (3)

Models (2)	Pmax bar	Flow - l/min at 1500 rpm and 7 bar	Flow - l/min at 1500 rpm and 140 bar	Power at 1500 rpm and Pmax kW	Max speed rpm
PFE-32022	300	30	26	15	2500
-32028	300	40	36	21	2500
-32036	300	51	46	27	2500
PFE-42045	280	64	60	31	2200
-42056	280	80	75	40	2200
-42070	250	101	95	47	2200
-42085	210	124	118	46	2000
PFE-52090	250	128	119	57	2000
-52110	250	157	147	69	2000
-52129	250	186	174	81	2000
-52150	210	217	204	80	1800

• DOUBLE VANE PUMPS - 2 cartridges into one body with common inlet port



PFED - 43 070 / 022 / *

one body double pump (5)
size: 43 or 54 (4)

displacement of PFE cartridges (cc/rev) see above

shaft, rotation and ports arrangement (6)

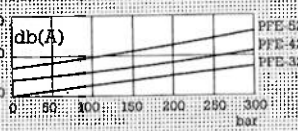
045

Models	Composition	Pmax bar	Flow - l/min	Power kW	Max speed rpm
PFED-43 ***	whatever combination of PFE-41, -31 cartridges	210	see PFE table		
PFED-54 ***	whatever combination of PFE-51, -41 cartridges	210	see PFE table		

NOTES

- Example of code composition - **PFE-31022/3DU**
PFE = single vane pump, fixed displacement
31 = 3 - size, port size see note 4; 1 - standard execution
022 = cartridge displacement 22 cc/rev
/3DU = 3 - high torque keyed shaft, see note 6.1; D - right rotation, see note 6.2; U - ports arrangement - see note 6.3
- Different cartridge displacements available on request.
- Noise level according to ISO 4412 at 1500 rpm see diagram 046
- Ports size - SAE 3000 flanges

046 - Noise level PFE



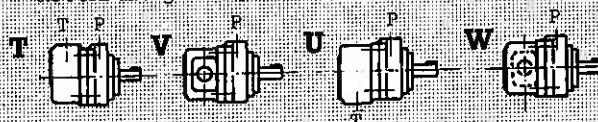
	PFE-3	PFE-4	PFE-5	PFED-43	PFED-54
inlet	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"
outlet	3/4"	1"	1 1/4"	3/4" + 1"	1" + 1 1/4"

(5) Example of code composition **PFED-43045/022/1DT***

PFED = double vane pump assembled in one body
43 = assembling of one cartridge PFE-41 plus one cartridge PFE-31, port size see note 4
045/022 = cartridges displacement 45+22 cc/rev
/1DT = 1 - standard shaft see note 6.1; D - right rotation, see note 6.2; T ports arrangement see note 6.3

(6) Options

6.1 SAE-ISO shaft: 1 = standard keyed, 3 = high torque keyed, 5 = standard splined, 6 = high torque splined
6.2 Rotation, viewing pump at shaft end: D = right, S = left
6.3 Ports arrangement (P = outlet, T = inlet):



Motores trifásicos IPW 55

totalmente fechados isolamento Classe F 155°C



Os motores elétricos Siemens são fabricados em conformidade com as normas brasileiras e entre suas vantagens temos:

Elevado rendimento, design avançado, impregnação por resina, classe de isolamento F, isolamento compatível para inversores de frequência, sistema de pintura a base de poliuretano, carcaça de alumínio de 63M a 160L, base parafusada das carcaças 100L a 160L, grau de proteção IPW 55.

Tabela de escolha

Potência	CV	Tipo	Carc.	Potência	CV	Tipo	Carc.	Potência	CV	Tipo	Carc.	Potência	CV	Tipo	Carc.
W	CV		ABNT	kW	CV		ABNT	kW	CV		ABNT	kW	CV		ABNT
3600 rpm - 2 P - 60 Hz - Cat N				1800 rpm - 4 P - 60 Hz - Cat N				1200 rpm - 6 P - 60 Hz - Cat. N				900 rpm - 8 P - 60 Hz - Cat.N			
13	0.17	1LA7 061-2LA9	63M	0.13	0.17	1LA7 060-4LB9	63M	0.13	0.17	1LA7 064-6LB9	63M	0.13	0.17	1LA7 073-8LB-9	71M
18	0.25	1LA7 060-2LA9	63M	0.18	0.25	1LA7 063-4LB9	63M	0.18	0.25	1LA7 070-6LB9	71M	0.18	0.25	1LA7 080-8LB-9	80M
25	0.33	1LA7 063-2LA9	63M	0.25	0.33	1LA7 064-4LB9	63M	0.25	0.33	1LA7 073-6LB9	71M	0.25	0.33	1LA7 083-8LB-9	80M
37	0.50	1LA7 064-2LA9	63M	0.37	0.50	1LA7 073-4LB9	71M	0.37	0.50	1LA7 080-6LB9	80M	0.37	0.50	1LA7 090-8LB-9	90S/L
55	0.75	1LA7 073-2LA9	71M	0.55	0.75	1LA7 074-4LB9	71M	0.55	0.75	1LA7 083-6LB9	80M	0.55	0.75	1LA7 096-8LB-9	90S/L
75	1.00	1LA7 074-2LA9	71M	0.75	1.00	1LA7 083-4LB9	80M	0.75	1.00	1LA7 090-6LA9	90S/L	0.75	1.00	1LA7 097-8LB-9	90S/L
10	1.50	1LA7 083-2LA9	80M	1.10	1.50	1LA7 084-4LB9	80M	1.10	1.50	1LA7 091-6LA9	90S/L	1.10	1.50	1LA7 107-8LB-9	100L
50	2.00	1LA7 084-2LA9	80M	1.50	2.00	1LA7 091-4LA9	90S/L	1.50	2.00	1LA7 106-6LA9	100L	1.50	2.00	1LA7 113-8LB-9	112M1
20	3.00	1LA7 091-2LA9	90S/L	2.20	3.00	1LA7 097-4LA9	90S/L	2.20	3.00	1LA7 107-6LA9	100L	2.20	3.00	1LA7 130-8LB-9	132S
00	4.00	1LA7 097-2LA9	90S/L	3.00	4.00	1LA7 107-4LA9	100L	3.00	4.00	1LA7 119-6LA9	112M1	3.00	4.00	1LA7 133-8LB-9	132M1
70	5.00	1LA7 107-2LA9	100L	3.70	5.00	1LA7 108-4LA9	100L	3.70	5.00	1LA7 131-6LA9	132S	3.70	5.00	1LA7 134-8LB-9	132M1
50	6.00	1LA7 113-2LA9	112M1	4.50	6.00	1LA7 113-4LA9	112M1	4.50	6.00	1LA7 133-6LA9	132S	4.50	6.00	1LA7 163-8LB-9	160M
52	7.50	1LA7 119-2LA9	112M2	5.52	7.50	1LA7 119-4LA9	112M2	5.52	7.50	1LA7 134-6LA9	132M1	5.50	7.50	1LA7 164-8LB-9	160M
50	10.0	1LA7 131-2LA9	132S	7.50	10.0	1LA7 131-4LA9	132S	7.50	10.0	1LA7 139-6LA9	132M2	7.50	10.0	1LA7 166-8LB-9	160L
20	12.5	1LA7 132-2LA9	132M1	9.20	12.5	1LA7 133-4LA9	132M1	9.20	12.5	1LA7 164-6LA9	160M	9.20	12.5	1LG4 184-8BB-9	180M/L
1.0	15.0	1LA7 139-2LA9	132M2	11.0	15.0	1LA7 139-4LA9	132M2	11.0	15.0	1LA7 166-6LA9	160M	11.0	15.0	1LG4 186-8BB-9	180M/L
5.0	20.0	1LA7 164-2LA9	160M	15.0	20.0	1LA7 164-4LA9	160M	15.0	20.0	1LA7 169-6LA9	160L	15.0	20.0	1LG4 188-8BB-9	180M/L
9.5	25.0	1LA7 165-2LA9	160M	18.5	25.0	1LA7 166-4LA9	160L	18.5	25.0	1LG4 186-6BA9	180M/L	18.5	25.0	1LG4 207-8BB-9	200L
2.0	30.0	1LA7 166-2LA9	160L	22.0	30.0	1LG4 186-4BA9	180M/L	22.0	30.0	1LG4 206-6BA9	200L	22.0	30.0	1LG4 220-8BB-9	225S/M1
0.0	40.0	1LG4 206-2BA9	200M	30.0	40.0	1LG4 207-4BA9	200M	30.0	40.0	1LG4 207-6BA9	200L	30.0	40.0	1LG4 223-8BB-9	225S/M2
7.0	50.0	1LG4 207-2BA9	200L	37.0	50.0	1LG4 208-4BA9	200L	37.0	50.0	1LG4 223-6BA9	255S/M1	37.0	50.0	1LA6 253-8BB-9	250S
5.0	60.0	1LG4 223-2BA9	225S/M1	45.0	60.0	1LG4 223-4BA9	225S/M1	45.0	60.0	1LA6 253-6BA9	250S	45.0	60.0	1LA6 258-8BB-9	250M
5.0	75.0	1LG4 228-2BA9	225S/M2	55.0	75.0	1LG4 228-4BA9	225S/M2	55.0	75.0	1LA6 258-6BA9	250M	55.0	75.0	1LA6 283-8BB-9	280S/M
5.0	100	1LA6 258-2BB9	250M	75.0	100	1LA6 258-4BA9	250M	75.0	100	1LA6 283-6BA9	280S/M	75.0	100	1LA6 288-8BB-9	280S/M
0.0	125	1LA6 280-2BC9	280S/M	90.0	125	1LA6 280-4BA9	280S/M	90.0	125	1LA6 288-6BA9	280S/M	90.0	125	1LA6 313-8BB-9	315S/M
10	150	1LA6 283-2BC9	280S/M	110	150	1LA6 283-4BA9	280S/M	110	150	1LA6 313-6BA9	315S/M	110	150	1LA6 316-8BB-9	315S/M
30	175	1LA6 310-2BC9	315S/M	130	175	1LA6 310-4BA9	315S/M	130	175	1LA6 316-6BA9	315S/M	145	200	1LA6 318-8BB-9	315M
50	200	1LA6 313-2BC9	315S/M	150	200	1LA6 313-4BA9	315S/M	150	200	1LA6 317-6BA9	315M	185	250	1LA8 315-8BB-9	315
85	250	1LA6 316-2BC9	315M	185	250	1LA6 316-4BA9	315M	185	250	1LA6 318-6AA9	315L	220	300	1LA8 317-8BB-9	315
20	300	1LA6 317-2AC9	315L	220	300	1LA6 317-4AA9	315L	220	300	1LA8 315-6AB9	315	285	385	1LA8 355-8BB-9	355
85	385	1LA8 315-2AC9	315	285	385	1LA8 315-4AB9	315	285	385	1LA8 317-6AB9	315	315	422	1LA8 357-8BB-9	355
15	422	1LA8 317-2AC9	315	315	422	1LA8 317-4AB9	315	315	422	1LA8 355-6AB9	355				
55	485	1LA8 317-2AC9	355	355	485	1LA8 317-4AB9	315	355	485	1LA8 355-6AB9	355				
00	545	1LA8 353-2AC9	355	400	545	1LA8 353-4AB9	355								
00	680	1LA8 355-2AC9	355	500	680	1LA8 355-4AB9	355								

Índice = Tipo 1LA + Forma Constr. + Tensão

Tipo	Formas construtivas						Tensões disponíveis
	0	1	1	2	3	6	
1LA7 060 a 160	IMB3	IMB5	IMV1	IMB14f	IMB14f	IMB35	L1Y - 220 / 380 / 440 / 760V L2C / L2D - 380 / 660V L2R / L2X - 440V
1LA7/6 183 a 355	IMB3	IMB5	IMV1	-	-	IMB35	

opcionais

Grande	IPW55	Aterramento na carcaça	Ensaio de Tipo sem inspeção
Assa H	Sonda térmica	Ventilação forçada	Ensaio de Tipo com inspeção
Ensaio cabo	Termistor	Ensaio de Rotina sem inspeção	Encoder
Carcaças	Resistor de aquecimento	Ensaio de Rotina com inspeção	

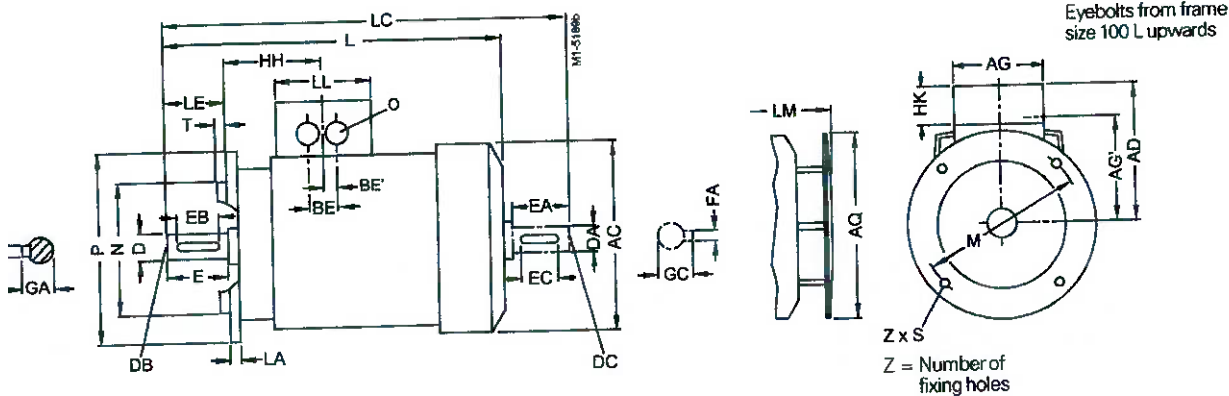
Squirrel-Cage Motors

Dimensions

Type of construction IM B 5 and IM V 1

1LA7, 1LA5 - Frame sizes 56 M to 225 M

1MA7 - Frame sizes 63 M to 160 L



For motor	Type	No. of poles	IEC DIN	Flange size	AC ¹⁾ g	AD p ₁	AG r	AG' y	AQ l	BE x	BE' x ₂	HH x ₆	HK x ₄	L k	LA c ₁	LC k ₁	LE l ₂	LL x ₁
56	1LA7 050 • 1MA7 053 •	2 to 4		A 120	116	101	75	77.5	—	32	14	69.5	39	169	8	200	20	75
63	060063	2 to 6		A 140	118	101 (135)	75 (120)	77.5 (96)	125	32	14 (16)	69.5 (93.5)	39 (73)	202.5	8	232	23	75 (120)
71	070073	2 to 8		A 160	145	111 (145)	75 (120)	87.5 (106)	125	32	14 (16)	63.5 (86.5)	39 (73)	240	9	278	30	75 (120)
80	080083	2 to 8		A 200	162	120 (154)	75 (120)	96.5 (115)	125	32	14 (16)	63.5 (86.5)	39 (73)	274 (309 ⁵⁾)	10	324 (359 ⁵⁾)	40	75 (120)
90 S 90 L	090096	2 to 8		A 200	181	128 (162)	75 (120)	104.5 (123)	170	32	14 (16)	72 (95.7)	39 (73)	332	10	389	50	75 (120)
100 L	106107	2 to 8 4 and 8		A 250	202	135	120	78	170	42	21	102	35	373	11	438	60	120
112 M	113	2 to 8		A 250	227	148	120	91	170	42	21	102	35	394	11	461	60	120
132 S	130131	2 to 8 2		A 300	266	167	140	107	250	42	21		36	453.5 ²⁾	12	552	80	140
132 M	133134	4 to 8 6		A 300	266	167	140	107	250	42	21		36	453.5 ²⁾ 491.5 ⁶⁾	12	552 590 ⁶⁾	80	140
160 M	163164	2 to 8 2 and 8		A 350	319	197	165	127	250	54	27	160.5	42	588	13	721	110	165
160 L	166	2 to 8		A 350	319	197	165	127	250	54	27		42	588 628 ⁷⁾	13	721 761 ⁷⁾	110	165
180 M	1LA5 183	2 4		A 350	358	259	152	216	340	54	27	159	79	712	13	841	110	132
180 L	1LA5 186	4 to 8		A 350														
200 L	1LA5 206	2 6		A 400	398	306	260	252	340	85	42.5	178	101	770	15	897	110	192
	1LA5 207	2 4 to 8		A 400														
225 S 225 M	1LA5 220 1LA5 223	4 and 8 2 4 to 8		A 450	398	306	260	252	340	85	42.5	185	101	807 777 ⁴⁾ 807	16	937.5 903.5 937.5	140 110 140	192

■ The bracketed dimensions apply to 1MA7.

■ The dimensions of the basic design are also applicable to the pole-changing design of type 1LA motors (6 or 9 terminals).

• The motors of frame size 56 M are non-ventilated.

- 1) Measured across the bolt heads.
- 2) Dimension L is 30 mm larger, dimension LM is 75.5 mm larger with the low-noise design.
- 3) Knock-out hole.
- 4) Dimension L and dimension LM are 855 mm and 955 mm respectively for the low-noise design.
- 5) For 1MA7 083-6.
- 6) For 1MA7 133-4.
- 7) For 1MA7 166-4 and 1MA7 166-6.

Squirrel-Cage Motors

Dimensions

Types of construction IM B 5 and IM V 1

M 2	M e ₁	N b ₁	O s ₃	P a ₁	S s ₂	T f ₁	Z z ₁	Drive-end shaft extension				F u	GA t	Non-drive-end shaft extension					
								D d	DB d ₆	E l	EB			DA d ₁	DC d ₇	EA l ₁	EC	FA u ₁	GC t ₁
–	100	80	M 16 x 1.5 M 25 x 1.5	120	7	3	4	9	M 3	20	14	3	10.2	9	M 3	20	14	3	10.2
236	115	95	M 16 x 1.5 M 25 x 1.5	140	10	3	4	11	M 4	23	16	4	12.5	11	M 4	23	16	4	12.5
269	130	110	M 16 x 1.5 M 25 x 1.5	160	10	3.5	4	14	M 5	30	22	5	16	14	M 5	30	22	5	16
303 338 ⁵⁾	165	130	M 16 x 1.5 M 25 x 1.5	200	12	3.5	4	19	M 6	40	32	6	21.5	19	M 6	40	32	6	21.5
366	165	130	M 16 x 1.5 M 25 x 1.5	200	12	3.5	4	24	M 8	50	40	8	27	19	M 6	40	32	6	21.5
424	215	180	M 32 x 1.5 ³⁾	250	14	4	4	28	M 10	60	50	8	31	24	M 8	50	40	8	27
445	215	180	M 32 x 1.5 ³⁾	250	14	4	4	28	M 10	60	50	8	31	24	M 8	50	40	8	27
506 ²⁾	265	230	M 32 x 1.5 ³⁾	300	14.5	4	4	38	M 12	80	70	10	41	38	M 12	80	70	10	41
506 ²⁾ 544 ⁶⁾	265	230	M 32 x 1.5 ³⁾	300	14.5	4	4	38	M 12	80	70	10	41	38	M 12	80	70	10	41
641	300	250	M 40 x 1.5 ³⁾	350	18.5	5	4	42	M 16	110	90	12	45	42	M 16	110	90	12	45
641 681 ⁷⁾	300	250	M 40 x 1.5 ³⁾	350	18.5	5	4	42	M 16	110	90	12	45	42	M 16	110	90	12	45
792	300	250	M 40 x 1.5	350	18.5	5	4	48	M 16	110	100	14	51.5	48	M 16	110	100	14	51.5
792	300	250	M 40 x 1.5	350	18.5	5	4	48	M 16	110	100	14	51.5	48	M 16	110	100	14	51.5
850	350	300	M 50 x 1.5	400	18.5	5	4	55	M 20	110	100	16	59	55	M 20	110	100	16	59
850	350	300	M 50 x 1.5	400	18.5	5	4	55	M 20	110	100	16	59	55	M 20	110	100	16	59
887	400	350	M 50 x 1.5	450	18.5	5	4	60	M 20	140	125	18	64	55	M 20	110	100	16	59
857 ⁴⁾ 887	400	350	M 50 x 1.5	450	18.5	5	4	55 60	M 20	110 140	100 125	16 18	59 64	55	M 20	110	100	16	59

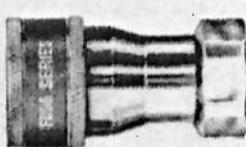
7

MANGUEIRAS

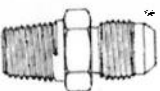
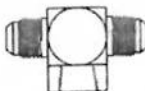
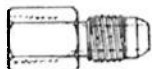
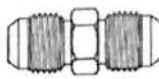
Baixa Pressão 2556 	FABRICAÇÃO: De -4 a -12 APLICAÇÃO: Gasolina, Óleos Crus, Combustível, Lubrificante, Ar e Água. TEMPERATURA: - 40° C a + 93° C (Exceto Ar + 71° C)
Média Pressão GH663 DIN 20022 - 1 SN  2681 SAE100R1 	FABRICAÇÃO: GH663 - De -4 a -32 2681 - De -3 a -32 APLICAÇÃO: Sistemas Hidráulicos com Petróleo e Fluidos a Base de Água Glicol, Uso Industrial. TEMPERATURA: - 40° C a + 100° C
Alta Pressão GH781 DIN 20022 - 2 SN  GH793 DIN 20022 - 2 SN 	FABRICAÇÃO: De -4 a -32 APLICAÇÃO: Sistemas Hidráulicos com Petróleo e Fluidos a Base de Água Glicol, Uso Industrial. TEMPERATURA: - 40° C a + 100° C
Super Alta Pressão GH493 SAE100R12  FC136 SAE100R12 	FABRICAÇÃO: De -6 a -32 APLICAÇÃO: Sistemas Hidráulicos com Petróleo e Fluidos a Base de Água Glicol, Uso Industrial. TEMPERATURA: - 40° C a + 100° C
Mangueira de Teflon 2807 SAE100R14 	FABRICAÇÃO: De -4 a -20 APLICAÇÃO: Descarga de Compressores, Químicos e Ar Quente. TEMPERATURA: - 73° C a + 232° C

PROTETORES ESPIRALADOS

ENGATE RÁPIDO HIDRÁULICO

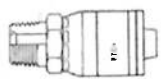
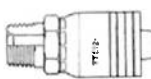
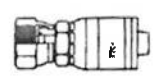
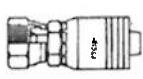
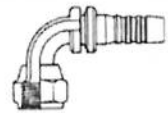
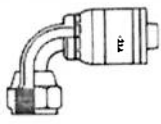
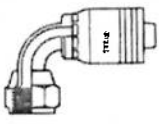
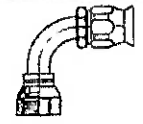
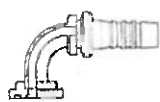
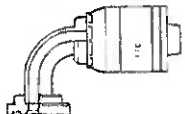
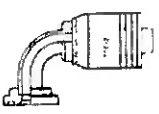
Mola de Arame de Aço 900564		COMPLETO  5600
Mola de Fita de Aço H900705		MEIO MACHO  5602
Mola de Fita Plástica 900952		MEIO FÊMEA  5601

ADAPTADORES

				
2021	2000	2031	203003	2025
				
2022	2003	2045	2033	2028
				
2023	202702	2087	73014	2027
				
2024	2030	2090	2049	2061

CONEXÕES PRENSÁVEIS GLOBAIS

CONEXÕES REUSÁVEIS

GH663 - GH781 - GH793 SKIVE *	GH663 - GH781 - GH793 TTC	GH493 - FC136 TTC12	2656 REUSÁVEIS	2807 REUSÁVEIS
				
1SA ... MP...	1AA ... MP...	1BA ... MP...	4738	38-190627
				
1SA ... FJ...	1AA ... FJ...	1BA ... FJ...	4797	63-190600
				
1SA ... FJB...	1AA ... FJB...	1BA ... FJB...	4741	HE00374-6
				
1SA ... FLB...	1AA ... FLB...	1BA ... FLB...	4772	63-190990-6

* O sistema SKIVE utiliza capas distintas:
1SA - para média pressão / 1SB - para alta pressão

directional controls

PILOT OPERATED SOLENOID VALVES

model, size & ISO/Cetop subplate mounting
 DPH-2 = 07
 DPH-3 = 08

configuration and spool type (2)
 U = solenoid *U - DC supply
 I = solenoid *I - AC or DC supply
 O = solenoid *O - DC supply

options connector (7)
 (8)
 electrical data (8)

Models	ISO/Cetop 07-NG 16 DPHU-2, DPHI-2	ISO/Cetop 08-NG 25 DPHU-3, DPHI-3
Nominal flow - l/min	250	500
Pmax - bar	360	350
Electrical power	see table 083 - pilot valves DHU/DHI	

092 - Basic models DPHU, DPHI

Single solenoid	Configuration and spool type (3)	Double solenoid	Configuration and spool type (3)
	- 631		- 710
	- 610		- 711
	- 611		- 713
			- 714

SOLENOID VALVES FOR SPECIAL APPLICATIONS (11)

Specification	Basic code (10)	Size	Max flow l/min	Pmax bar
Explosion-proof according to Cenelec EEXdIIc T6	DHA - 0	03-NG6	60	315
Armoured solenoid	DHB - 0	03-NG6	50	350
Intrinsic safety according to Cenelec EEXiaIIc T6	DHW - 0	03-NG6	25	210

ZERO LEAKAGE DIRECT OPERATED SOLENOID VALVES

Basic models	Max flow l/min	Pmax bar	Symbols
DLOH-2A	12	350	
DLOH-2C	12	350	
DLOH-3A	12	350	
DLOH-3C	12	350	

DLOH - 3A - U N 24 DC

model, size & ISO/Cetop 03 subplate

solenoid type, connectors and electrical data, see above

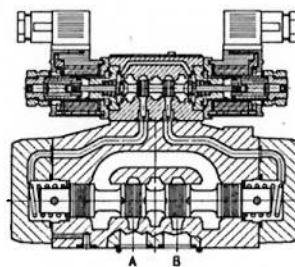
configuration
 2 = 2 way
 3 = 3 way

MANUAL OR CAM OPERATED DIRECTIONAL VALVES

DH - 0	1	1 1
model, size & ISO/Cetop subplate mounting DH-0 = 03 DH-3 = 07 DK-1 = 05 DK-3 = 08	operation 1 = lever 2 = cam	configuration and spool

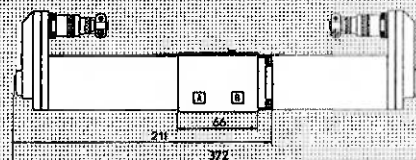
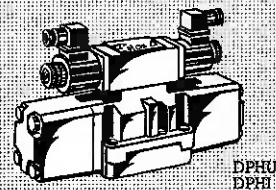
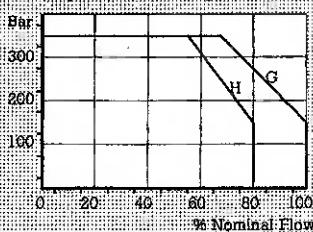
097 - Basic models (12) - nominal flow and Pmax as solenoid valves - table 083

Spring return size 03 NG-6	Detent size 03 NG-6	Detent size 05 NG-10	Symbols
DH-0131 DK-1131	DH-0151 DK-1151		
DH-0110 DK-1110 -0111 -1111 -0113 -1113 -0114 -1114	DH-0140 DK-1140 -0141 -1141 -0143 -1143 -0144 -1144		
DH-0231/2 DK-1231/2			

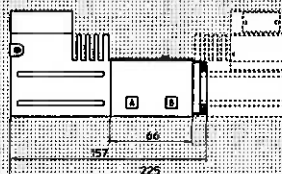


091 - DPHU-27 pilot operated

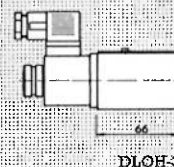
094 - Limits of use of piloted valves without pressure centering (9)



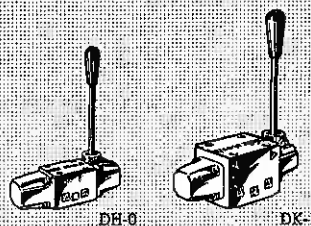
DHW



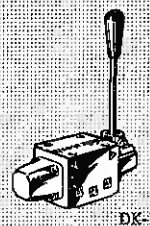
DHA
DHB



DLOH-3



DH-0



DK-1

NOTES

- Main options for piloted valves:
 H = pilot chokes - adjustable control of shifting time
 M = pressure centering. It grants a reliable spool return to center when valves operate over the limits indicated in the table 094. Curve G refers to spools type 0, 1, 3, 6, 7, 8, curve H to spools type 2, 4, 5, *9. R = check-valve in P; S = stroke limiter.
 P = monitoring of main spool position by proximity switches.
 (10) Complete code is composed by suffixes for configuration, spool and electrical data as per standard solenoid valves.
 (11) Ex-proof, armoured solenoid, intrinsically safe executions for larger valves and for pressure controls are available.
 Standard supply voltages: 12, 24 V DC; 110, 220 V AC or V DC.
 Ex-proof and armoured versions are available also for proportional valves.
 (12) Table 097 shows preferred executions, other standard configurations, for operation and spools, are currently available.
 (13) Spool code/configuration see table 084.