

EFEITO DO ESFORÇO TRANSVERSO EM CILINDROS HIDRÁULICOS USADOS EM APLICAÇÕES ESTRUTURAIS

JOSÉ MIGUEL MESQUITA TEIXEIRA

Dissertação submetida para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM ESTRUTURAS

Orientador: Professor Doutor Pedro Alvares Ribeiro Carmo Pacheco

Coorientador: Dinis Sottomayor (BERD S.A.)

Coorientador: Frederico Fonseca (BERD S.A.)

JUNHO DE 2015

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2012/2013

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2014/2015 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2015.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respetivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão eletrónica fornecida pelo respetivo Autor.

Aos meus Pais, Irmão e Avós

*There is nothing noble in being superior to your fellow man; true nobility is being superior to
your former self.*

Ernest Hemingway

AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho não teria sido possível sem a ajuda e colaboração de algumas pessoas a quem eu pretendo aqui expressar o meu agradecimento

Ao Professor Doutor Pedro Pacheco, por ter sugerido o tema desta dissertação e por ter cativado o meu interesse para este assim como pela sua contribuição na realização desta.

Ao Eng^o. Dinis Sottomayor e Frederico Fonseca pelo apoio ao longo do trabalho.

Ao Sr. Benito Rodriguez da Trelleborg Sealing Solutions España, S.A.U., e ao Sr. Daniel González da Ferjovi S.A., pela disponibilidade em responder a questões.

Aos meus grandes amigos João Paulo e André Ramos pela disponibilidade em discutir alguns assuntos e em fornecer apontamentos.

Aos meus pais, irmão e avós, por permitirem as condições necessárias para o sucesso ao longo do meu percurso académico.

Aos meus grandes amigos que sempre me acompanham.

RESUMO

Atualmente, é cada vez mais frequente a utilização de cilindros hidráulicos na engenharia civil. Estes são utilizados em equipamentos de construção civil ou até mesmo em estruturas, onde poderão ter um carácter temporário ou permanente. Nestas condições, estes estão por vezes sujeitos a outros esforços, para além do característico esforço axial, como por exemplo esforço transverso e momento fletor. Torna-se então relevante a consideração destes equipamentos, não só como uma ferramenta para aplicar e suportar cargas axiais, mas também como uma parte integrante de uma estrutura.

Ao aparecimento de esforço transverso e momento fletor estão associados efeitos prejudiciais como a contribuição para o efeito de encurvadura da haste, a possibilidade de contacto aço-aço, e o aumento das tensões nas cintas de guiamento e corpo do cilindro. Todos estes efeitos podem condicionar o correto funcionamento do equipamento ou conduzir a avarias.

Este trabalho tenta colmatar a escassez de informação relativamente a este tema, sugerindo uma abordagem para o problema, assim como uma metodologia de dimensionamento que permite assegurar o correto funcionamento de um cilindro hidráulico face a carregamentos radiais. Sendo assim, nesta dissertação, será explicitado o dimensionamento de um cilindro hidráulico, pertencente a um cimbre autolanzável, sujeito a esforços transversos.

PALAVRAS-CHAVE: cilindro hidráulico, esforço transverso, cargas radiais, dimensionamento, estrutura

ABSTRACT

In recent years, the use of hydraulic cylinders in civil engineering has become more common. They are frequently used in construction equipment as well as in structures, as a temporary or permanent element. Therefore, they are often subjected to other loads, beyond the characteristic axial load, such as transverse loads (or radial load) and bending moment.

Often, these loads are not taken into account and can cause the malfunction of the equipment, or, in some cases, its failure. Then it becomes relevant to consider hydraulic cylinders not only as a tool to apply and sustain axial loads, but also as an integral part of a structure.

These loads can have several negative effects on the hydraulic cylinder: They reduce the buckling load capacity of the rod and increase the stresses on the piston and rod guides, as well as in the cylinder body. In addition, they may cause direct metal contact of the piston, or rod, with the cylinder housing or cylinder head. All these effects can influence the correct operation of the equipment or lead to malfunctions.

This study tries to compensate for the lack of information regarding this subject, suggesting an approach to the problem, as well as a design methodology to ensure the correct operation of a hydraulic cylinder subjected to these loads. Thus, it will be explained the design of a hydraulic cylinder, which serves as a support for a movable scaffolding system, subjected to a radial load and bending moment.

KEYWORDS: hydraulic cylinder, transverse loading, radial loads, design, structure

ÍNDICE GERAL

| | |
|--|-----|
| AGRADECIMENTOS | i |
| RESUMO | iii |
| ABSTRACT | v |
| | |
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1. NOTA INTRODUTÓRIA SOBRE CILINDROS HIDRÁULICOS | 1 |
| 1.2. ENQUADRAMENTO DO TEMA E OBJETIVOS DO TRABALHO | 2 |
| 1.3. ESTRUTURAÇÃO DA DISSERTAÇÃO | 2 |
| | |
| 2. OS CILINDROS HIDRÁULICOS E O SEU DIMENSIONAMENTO | 5 |
| 2.1. OS CILINDROS HIDRÁULICOS | 5 |
| 2.1.1. CLASSIFICAÇÃO COM BASE NA CONSTRUÇÃO | 6 |
| 2.1.1.1. CONSTRUÇÃO “TIE-ROD” | 6 |
| 2.1.1.2. CONSTRUÇÃO ROSCADA | 7 |
| 2.1.1.3. CONSTRUÇÃO APARAFUSADA | 7 |
| 2.1.1.4. CONSTRUÇÃO SOLDADA | 8 |
| 2.1.1.5. CONSTRUÇÃO CUSTOMIZADA | 8 |
| 2.1.2. CLASSIFICAÇÃO COM BASE NO FUNCIONAMENTO | 8 |
| 2.1.3. CARACTERÍSTICAS DE UM CILINDRO HIDRÁULICO | 8 |
| 2.2. DIMENSIONAMENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS | 9 |
| 2.3. CILINDROS HIDRÁULICOS E ESFORÇO TRANSVERSO | 9 |
| 2.4. ANÁLISE DE UMA ESTRUTURA COM CILINDROS HIDRÁULICOS | 11 |
| | |
| 3. DIMENSIONAMENTO DE UM CILINDRO HIDRÁULICO SUJEITO A CARGAS RADIAIS | 15 |
| 3.1. NOTA INTRODUTÓRIA | 15 |
| 3.2. ESPECIFICAÇÕES DO CILINDRO HIDRÁULICO | 15 |
| 3.3. MATERIAIS | 16 |
| 3.4. DIMENSIONAMENTO À PRESSÃO | 17 |
| 3.4.1. CORPO DO CILINDRO | 17 |

| | |
|---|-----------|
| 3.4.2. Haste | 24 |
| 3.4.3. ÊMBOLO | 25 |
| 3.4.4. FUNDO | 25 |
| 3.4.5. TAMPA | 27 |
| 3.4.6. DIMENSÕES FINAIS DO DIMENSIONAMENTO À PRESSÃO..... | 28 |
| 3.5. DIMENSIONAMENTO ÀS CARGAS RADIAIS..... | 29 |
| 3.5.1. HASTE..... | 29 |
| 3.5.2. ELEMENTOS DE VEDAÇÃO | 30 |
| 3.5.3. CINTAS DE GUIAMENTO..... | 33 |
| 3.5.4. MODELO DO CONJUNTO ÊMBOLO-HASTE..... | 36 |
| 3.5.4.1. RIGIDEZ DAS CINTAS DE GUIAMENTO | 36 |
| 3.5.4.2. APLICAÇÃO DO MODELO | 39 |
| 3.5.5. TENSÕES NO CORPO DO CILINDRO DEVIDO ÀS CARGAS RADIAIS | 43 |
| 3.5.6. DETALHES DE CONSTRUÇÃO..... | 45 |
| 3.6. CARACTERÍSTICAS DO CILINDRO HIDRÁULICO | 47 |
| | |
| 4. FOLHA DE CÁLCULO PARA O DIMENSIONAMENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS..... | 49 |
| | |
| 5. CONCLUSÃO E ESTUDOS FUTUROS | 55 |
| 5.1. CONCLUSÃO | 55 |
| 5.2. ESTUDOS FUTUROS..... | 56 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Principais componentes de um cilindro hidráulico | 6 |
| Figura 2 - Construção "Tie-Rod" [2] | 7 |
| Figura 3 - Construção roscada [2]..... | 7 |
| Figura 4 - Construção aparafusada [2] | 7 |
| Figura 5 - Construção soldada [2]..... | 8 |
| Figura 6 – Exemplo de distribuição de cargas radiais numa situação com duas cintas de guiamento de êmbolo e de haste | 10 |
| Figura 7 – Modelo simplificado do cembre autolanzável M55 | 11 |
| Figura 8 – Esforço transverso nos elementos de apoio (OPS de 500t)..... | 12 |
| Figura 9 – Esforço transverso nos elementos de apoio (peso próprio do betão) | 12 |
| Figura 10 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após betonagem) | 13 |
| Figura 11 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após betonagem e redução de OPS) | 13 |
| Figura 12 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após descimbramento)..... | 14 |
| Figura 13 – Cargas radiais (Vista lateral e longitudinal) | 16 |
| Figura 14 – Representação das tensões radiais e circunferenciais (Adaptado de [4]) | 19 |
| Figura 15 – Placa circular e condições de apoios (Êmbolo) [5]..... | 25 |
| Figura 16 – Placa circular e condições de apoios (Fundo) [5]..... | 26 |
| Figura 17 – Placa circular com abertura circular no seu centro (Tampa) [5]..... | 27 |
| Figura 18 – Modelo para o cálculo do momento na haste | 29 |
| Figura 19 – Exemplo de um sistema redundante de elementos de vedação de haste [11]..... | 30 |
| Figura 20 – Dimensões a respeitar (Scraper) [11]..... | 31 |
| Figura 21 – Dimensões a respeitar (Vedantes de haste) [11] | 32 |
| Figura 22 – Dimensões a respeitar (Vedantes de êmbolo) [11] | 33 |
| Figura 23 – Distribuição de tensões nas cintas de guiamento numa secção perpendicular ao eixo do cilindro [11] | 34 |
| Figura 24 – Modelo para a determinação da rigidez da cinta de guiamento | 36 |
| Figura 25 – Modelo para a determinação da rigidez da cinta de guiamento (Pormenor)..... | 37 |
| Figura 26 – Modelo de barra com apoios elásticos do conjunto êmbolo-haste..... | 39 |
| Figura 27 – Pontos críticos para a determinação das folgas (Adaptado de [11])..... | 46 |
| Figura 28 – Cargas e Pressão | 49 |
| Figura 29 – Características de resistência | 50 |
| Figura 30 – Propriedades e temperatura | 50 |

| | |
|---|----|
| Figura 31 – Corpo do cilindro (diâmetros, pressão e espessura) | 50 |
| Figura 32 – Corpo do cilindro (tensões) | 51 |
| Figura 33 – Corpo do cilindro (variação do raio devido à pressão) | 51 |
| Figura 34 – Haste | 51 |
| Figura 35 – Êmbolo | 52 |
| Figura 36 – Tampa | 52 |
| Figura 37 – Fundo | 52 |
| Figura 38 – Estimativa do número de cintas | 52 |
| Figura 39 – Rigidez das cintas de guiamento | 53 |

ÍNDICE DE QUADROS (OU TABELAS)

| | |
|---|----|
| Quadro 1 – Características requeridas do cilindro hidráulico | 15 |
| Quadro 2 – Cargas radiais – Vista lateral e longitudinal..... | 16 |
| Quadro 3 – Características dos materiais | 16 |
| Quadro 4 – Propriedades dos materiais..... | 17 |
| Quadro 5 – Dimensões do corpo do cilindro e pressão..... | 22 |
| Quadro 6 – Tensões na parede do cilindro devido à pressão | 22 |
| Quadro 7 – Tensões de von Mises com tensões longitudinais | 22 |
| Quadro 8 – Tensões de von Mises sem tensões longitudinais | 22 |
| Quadro 9 – Tensões na parede do cilindro devido à variação de temperatura | 23 |
| Quadro 10 – Tensões totais na parede do cilindro devido à pressão e variação de temperatura | 23 |
| Quadro 11 – Dimensões do corpo do cilindro e pressão..... | 24 |
| Quadro 12 – Tensões na parede do cilindro devido à pressão | 24 |
| Quadro 13 – Tensões totais na parede do cilindro devido à pressão e variação de temperatura | 24 |
| Quadro 14 – Dimensões finais do dimensionamento à pressão | 28 |
| Quadro 15 – Elementos de vedação a utilizar [11]..... | 31 |
| Quadro 16 – Dimensões a respeitar (Raspador) [11] | 31 |
| Quadro 17 – Dimensões a respeitar (Vedantes de haste) [11] | 32 |
| Quadro 18 – Dimensões a respeitar (Vedantes de êmbolo) [11]..... | 32 |
| Quadro 19 – Dimensões resultantes do dimensionamento às cargas radiais (1º Iteração)..... | 35 |
| Quadro 20 – Dimensões resultantes do dimensionamento às cargas radiais (2º Iteração)..... | 35 |
| Quadro 21 – Propriedades mecânicas das cintas de guiamento..... | 37 |
| Quadro 22 – Rigidez das cintas de guiamento (kN/m)..... | 38 |
| Quadro 23 – Amplitude do arco para o cálculo da rigidez (º)..... | 39 |
| Quadro 24 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (1º Iteração) | 40 |
| Quadro 25 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (2º Iteração) | 40 |
| Quadro 26 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (3º Iteração) | 41 |
| Quadro 27 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (Última Iteração)..... | 41 |
| Quadro 28 – Resultados finais do modelo do conjunto êmbolo-haste | 42 |
| Quadro 29 – Análise de sensibilidade das forças nas cintas face à variação da rigidez das mesmas..... | 42 |
| Quadro 30 – Tensões resultantes do modelo | 43 |
| Quadro 31 – Tensões devido à pressão e cargas radiais | 43 |

| | |
|---|----|
| Quadro 32 – Tensões devido à pressão e cargas radiais e temperatura..... | 44 |
| Quadro 33 – Tensões resultantes do modelo com uma espessura de 60 mm..... | 44 |
| Quadro 34 – Tensões devido à pressão e cargas radiais (60mm de espessura) | 44 |
| Quadro 35 – Tensões devido à pressão, cargas radiais e temperatura (60mm de espessura)..... | 44 |
| Quadro 36 – Tensões resultantes do modelo com uma espessura de 60 mm (Encastrado) | 45 |
| Quadro 37 – Características do cilindro hidráulico..... | 47 |

SÍMBOLOS, ACRÓNIMOS E ABREVIATURAS

LETRAS LATINAS MAIÚSCULAS

A – Área da haste [mm²]

D_e – Diâmetro exterior [mm]

D_i – Diâmetro interior [mm]

E – Módulo de elasticidade [GPa]

F_x – Carga radial na direção perpendicular ao eixo longitudinal do cembre [kN]

F_y – Carga radial na direção do eixo longitudinal do cembre [kN]

F_z – Carga axial [kN]

I – Inércia da haste [mm⁴]

M – Momento na haste [N]

N – Esforço axial na haste [N]

T – Largura da cinta de guiamento [mm]

T_e – Temperatura exterior [°C]

T_i – Temperatura interior [°C]

LETRAS LATINAS MINÚSCULAS

a – Raio interior do cilindro [mm]

b – Raio exterior do cilindro [mm]

d_i – Diâmetro interno [mm]

f_d – Tensão de cálculo [MPa]

f_u – Tensão última [MPa]

f_y – Tensão de cedência [MPa]

p_i – Pressão interna [MPa]

r – Raio do elemento da parede do cilindro a analisar [mm]

t – Espessura da parede do cilindro [mm]

t_E – Espessura do êmobolo [mm]

t_F – Espessura do fundo [mm]

t_T – Espessura da tampa [mm]

y – Distância ao centro da haste [mm]

LETRAS GREGAS MAIÚSCULAS

Δr – Variação do raio [mm]

LETRAS GREGAS MINÚSCULAS

α – Coeficiente de expansão térmica [$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]

ε_t – Deformação circunferencial [-]

ν – Coeficiente de poisson

σ_E – Tensão no êmbolo [MPa]

σ_F – Tensão no fundo [MPa]

σ_H – Tensão na haste [MPa]

σ_l – Tensão longitudinal [MPa]

σ_r – Tensão radial [MPa]

σ_t – Tensão circunferencial [MPa]

σ_T – Tensão na tampa [MPa]

σ_{V-M} – Tensão de von Mises [MPa]

1

INTRODUÇÃO

1.1. NOTA INTRODUTÓRIA SOBRE CILINDROS HIDRÁULICOS

Os sistemas hidráulicos têm origem no final do século XVII com a invenção da prensa hidráulica, por Joseph Bramah, que utilizava água como fluido hidráulico para a transmissão de energia. Este baseou-se no princípio de Pascal, que dita, de forma sucinta, que uma pressão exercida num fluido incompressível confinado é transmitida igualmente em todas as direções ao longo deste. Anos mais tarde, no século XX o óleo substituiu a água e passa a ser o fluido hidráulico tipicamente utilizado, uma vez que este tem melhores propriedades lubrificantes, é menos afetado pela temperatura e tem uma maior viscosidade, o que impede que “escape” tão facilmente por fugas.

Estes sistemas rapidamente se tornaram uma parte indispensável de diversos sectores industriais, pois permitiram otimizar ou executar funções operacionais ou industriais outrora impossíveis. Um dos sistemas hidráulicos mais importantes são os cilindros hidráulicos, ou atuadores lineares, pois são o tipo de atuador hidráulico mais frequentemente utilizado.

São bem conhecidas diversas aplicações de cilindros hidráulicos na indústria da Engenharia Civil, nomeadamente na construção de pontes, na sua manutenção, no controlo das comportas de barragens, entre outros. Alguns exemplos destas aplicações são os seguintes:

- Substituição dos apoios de viaduto sem interrupção de tráfego: Em 2012 na cidade de Istanbul, Turquia, foi necessária a substituição dos apoios do viaduto “Sadabad”, situado na autoestrada que passa pela ponte “Faith Sultan Mehmet”, sem interrupção do trânsito neste. Para tal foi necessário elevar as secções do tabuleiro, com recurso a cilindros hidráulicos, de forma a poder proceder à troca dos apoios. Durante esta operação de manutenção todas as cargas presentes foram suportadas pelos cilindros hidráulicos.
- Translação da ponte sobre o canal “Fort Lyon”: Em 2013 no estado do Colorado, EUA, foi necessário a construção de uma nova ponte sobre o canal “Fort Lyon” de forma a substituir a existente. Uma vez que um dos requisitos desta obra era reduzir ao máximo a interrupção de tráfego, a nova ponte foi construída adjacente à antiga, sendo necessário, no final da construção, proceder à ripagem desta para a sua posição devida. Este processo foi realizado com recurso a cilindros hidráulicos. Inicialmente foram utilizados para elevar e suportar a estrutura de forma a permitir a colocação de apoios rolantes. Seguidamente foram utilizados cilindros hidráulicos para proceder à ripagem da ponte para a posição correta, onde esta foi mais uma vez elevada para retirar os apoios rolantes e ser pousada na sua posição final.
- Construção do viaduto de Millau: A construção deste viaduto sobre o vale do rio Tarn, no sul de França, esteve dependente de cilindros hidráulicos uma vez que foi construído pelo método dos deslocamentos sucessivos. O avanço do enorme tabuleiro foi feito com recurso a dois pares

de cilindros hidráulicos colocados em cada pilar, no lado direito e esquerdo da secção transversal. Estes estavam instalados numa estrutura, apoiada também em cilindros hidráulicos, com a função de corrigir a posição do sistema de avanço, da direita ou esquerda, face às variações na posição do tabuleiro provocadas pela torção. Estes permitiam também, caso necessário, corrigir os deslocamentos verticais do tabuleiro.

1.2. ENQUADRAMENTO DO TEMA E OBJETIVOS DO TRABALHO

Cada vez mais existem aplicações nas quais os cilindros estão integrados em estruturas, muitas vezes sendo estas de grande porte. Apesar de serem tipicamente dimensionados com o propósito de aplicarem e suportarem cargas axiais, de forma a movimentar uma estrutura, não deixam de ser elementos estruturais no sentido mais lato desta expressão. Aliás, verifica-se na prática que existem outros esforços associados aos mesmos, nomeadamente flexão e esforço transverso. Estes esforços podem aparecer por diversas razões. Tal pode ocorrer devido, por exemplo, à ação do vento, à ação do seu peso próprio (caso o seu eixo esteja orientado na horizontal) ou ainda devido a outro tipo de carga aplicada durante um processo construtivo, entre outras situações. Como referido, normalmente os cilindros hidráulicos são pensados para resistir ou aplicar cargas axiais e, portanto, são apenas estes os esforços resistentes fornecidos pelos fabricantes de equipamentos *standard*. Por esta razão, a escolha de equipamentos diretamente de catálogos torna-se inviável e pode até apresentar risco. É também importante salientar que não é comum os fabricantes analisarem a estrutura onde será aplicado o equipamento de forma a obterem informação sobre as ações que provocam os esforços transversos, assim como esforços combinados que as envolvam. O tema da presente dissertação visa contribuir para um melhor conhecimento da integração de cilindros hidráulicos em estruturas, tendo em conta os diversos esforços a que estes equipamentos podem estar sujeitos.

Acredita-se, por isso, que é de interesse para a comunidade técnica e científica, cujo trabalho envolve estruturas com cilindros hidráulicos, que esta temática seja tratada na perspetiva estrutural apresentada, tanto por motivos de funcionalidade como, principalmente por motivos de segurança. Esse interesse é potenciado, como já foi mencionado, pela tendência crescente da utilização de cilindros hidráulicos em estruturas.

Este trabalho tem como objetivo o estudo de um modelo de dimensionamento e o estudo do próprio dimensionamento de um cilindro hidráulico, capaz de resistir a esforços combinados incluindo esforço transverso.

Para este efeito foi escolhido um cilindro hidráulico, integrado num cimbri autolançável, que, por fazer parte da sua estrutura, estará sujeito a outros esforços para além dos axiais. O presente trabalho é desenvolvido em cooperação com a empresa que produz o cimbri mencionado, a BERD. S.A..

1.3. ESTRUTURAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação está estruturada em 5 capítulos, nos quais se apresenta o desenvolvimento do trabalho.

O capítulo 2 apresenta uma breve descrição dos componentes de um cilindro hidráulico, assim como os tipos de construção e funcionamento existentes. Neste é mencionada a informação necessária para o dimensionamento destes equipamentos, assim como as atuais considerações sobre os esforços transversos nestes. Por último, é feita a análise da estrutura do cimbri autolançável de forma a perceber como aparecem estes esforços e a sua ordem de grandeza.

O capítulo 3 descreve o dimensionamento de um cilindro hidráulico, solicitado por carregamentos radiais, assim como as considerações feitas.

No capítulo 4 apresenta-se a descrição da folha de cálculo realizada para o dimensionamento, e indicações para a sua utilização.

Por fim, no capítulo 5, são apresentadas as conclusões resultantes do estudo realizado, e as propostas do autor para estudos futuros relativamente a este tema.

2

OS CILINDROS HIDRÁULICOS E O SEU DIMENSIONAMENTO

2.1. OS CILINDROS HIDRÁULICOS

Os cilindros hidráulicos são atuadores que convertem a energia recebida por um fluido hidráulico pressurizado, geralmente óleo, num movimento linear ao qual está associado uma força também linear.

A sua constituição tem diversos componentes e muito detalhe, mas de uma forma geral, os mais relevantes, ou os que mais interessam para o correto entendimento dos subseqüentes capítulos, são os seguintes:

- **Corpo do cilindro:** Geralmente feito de tubos de parede espessa sem costura, com acabamento interior polido. Este serve como guia para o êmbolo e, ao mesmo tempo, permite “direcionar” o fluido hidráulico pressurizado para este. A sua secção transversal resiste às tensões radiais, circunferências e axiais, que resultam da pressurização do fluido. Por vezes, é neste que se inclui os meios de fixação do cilindro, como por exemplo as flanges frontais.
- **Fundo:** A sua principal função é resistir à pressão e manter o óleo dentro do corpo do cilindro. Este pode ser parte integrante do corpo, ou fixado com recurso a rosca, solda ou parafusos. Pode ter meios para a fixação do cilindro e dispositivos para a entrada de óleo, amortecimento, etc.
- **Tampa:** À semelhança do fundo, a tampa serve também para manter o óleo no interior do corpo e resistir à pressão imposta por este. Serve também de guia para a haste e é onde são colocadas as suas cintas de guiamento, vedantes, e raspador. Permite, da mesma forma que o fundo, ter meios para a fixação do cilindro e dispositivos de entrada de óleo, para purgar o sistema, etc.
- **Êmbolo:** O êmbolo é o componente que permite que a pressão do óleo se converta num movimento linear. Consiste num disco de aço com um diâmetro ligeiramente inferior ao interior do corpo do cilindro e, juntamente com o fundo, forma o espaço chamado câmara principal. É neste que são colocadas as cintas de guiamento que fazem o contacto com o corpo do cilindro, assim como vedantes que impedem que o óleo passe para a câmara secundária e vice-versa.
- **Haste:** A haste é o elemento que transmite o movimento do êmbolo para o objeto a mover. Pode ser uma peça única com o êmbolo, ou independente, fixada a este. Tem, geralmente, secção transversal circular e o seu guiamento é feito na tampa com recurso a cintas de guiamento. Esta leva um revestimento superficial de cromo duro, que lhe garante uma maior dureza, reduzindo o desgaste provocado pelo funcionamento, condições atmosféricas, impactos, etc. A face do êmbolo que possui a haste tem uma área útil para a pressão do óleo à qual se chama área da câmara secundária. O espaço entre esta face e a tampa é então a câmara secundária.

- Elementos de vedação e guiamento [1]: Estes são os componentes que contribuem para a longevidade e o correto funcionamento do cilindro:
 - Vedantes estáticos: Estabelecem isolamento entre duas superfícies sem movimento relativo. São vedantes simples, tipo O-ring e são utilizados, por exemplo, para garantir a correta estanquidade da tampa.
 - Vedantes dinâmicos: Estabelecem isolamento entre duas superfícies com movimento relativo. Um exemplo possível para este tipo de vedantes são os vedantes de êmbolo. Estes apresentam uma secção transversal mais complexa de forma a garantir baixo atrito e mais material para desgaste. Tanto os vedantes dinâmicos como os estáticos garantem a estanquidade do sistema e permitem que ocorra a pressurização do fluido hidráulico dentro da câmara principal ou secundária.
 - Elementos de guiamento (Cintas de guiamento): Garantem condições de deslizamento, com atrito reduzido, entre partes móveis e ainda impedem o contacto aço-aço.
 - Outros elementos: Essencialmente elementos de interface com o exterior, por exemplo os raspadores. Estes são colocados na tampa e estão em contacto com a haste, impedindo que partículas do exterior entrem para o corpo do cilindro, de forma a evitar a danificação dos restantes elementos.

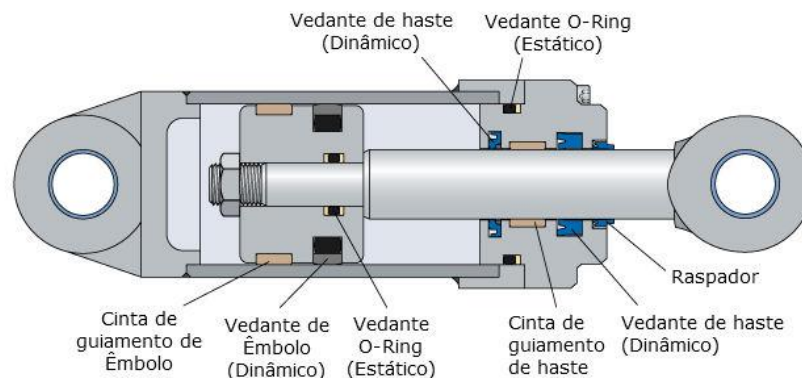


Figura 1 – Principais componentes de um cilindro hidráulico

Os cilindros hidráulicos podem ser classificados pela forma como são construídos ou pelo seu funcionamento. Apesar de haver variedade no tipo de funcionamento possível para um cilindro, estes podem agrupar-se em três grupos: simples efeito, duplo efeito e triplo efeito. Quanto ao tipo de construção, uma vez que este pode ser influenciado por motivos económicos, conveniência de fabrico, ciclo de trabalho, etc., existe uma maior variedade de soluções. A título de exemplo, algumas destas soluções são apresentadas de seguida.

2.1.1. CLASSIFICAÇÃO COM BASE NA CONSTRUÇÃO

2.1.1.1. CONSTRUÇÃO “TIE-ROD”

Este tipo de construção é frequentemente usado na indústria, uma vez que os componentes são de fácil fabrico e a montagem destes é simples.

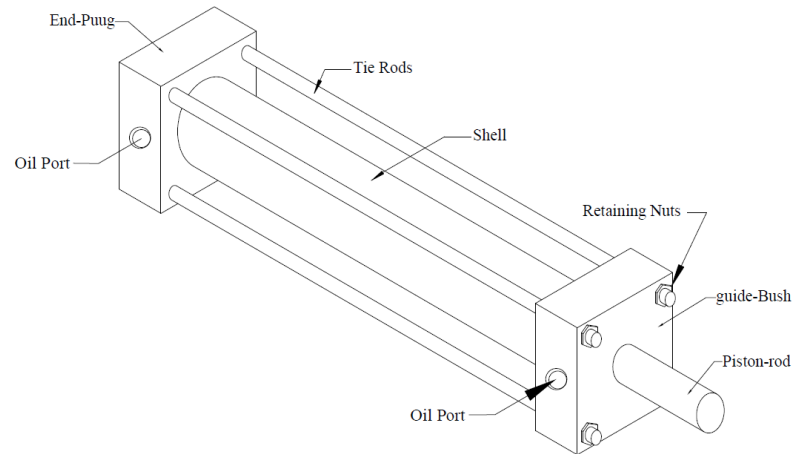


Figura 2 - Construção "Tie-Rod" [2]

2.1.1.2. CONSTRUÇÃO ROSCADA

Este tipo de construção é mais compacto que a anterior, mas requer mais precisão no fabrico. É feita uma rosca no corpo do cilindro onde o fundo e a tampa é enroscado aquando da montagem.

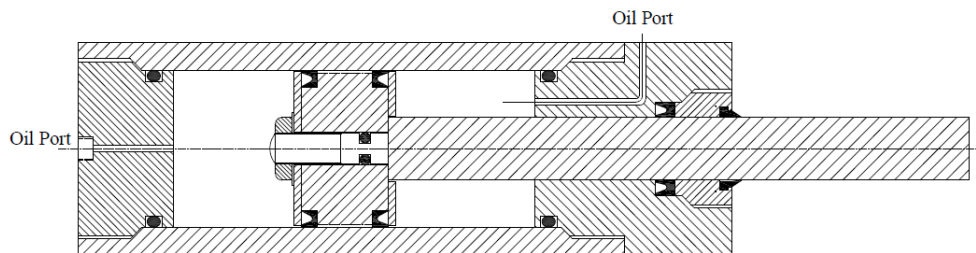


Figura 3 - Construção roscada [2]

2.1.1.3. CONSTRUÇÃO APARAFUSADA

Para este tipo de construção é necessário soldar flanges em ambas as pontas do corpo do cilindro para que o fundo e a tampa possam ser aparafusados.

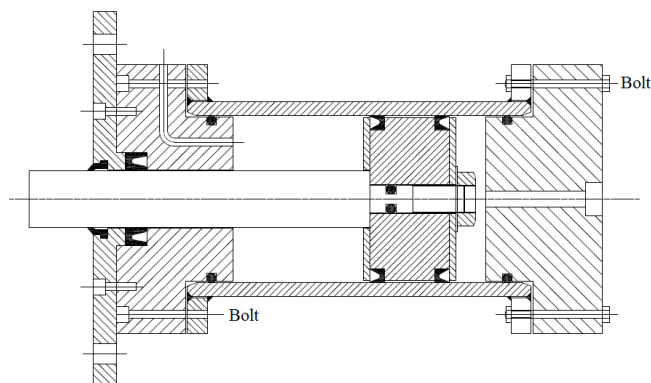


Figura 4 - Construção aparafusada [2]

2.1.1.4. CONSTRUÇÃO SOLDADA

Semelhante à construção roscada, com a diferença que o fundo e a tampa são soldados ao corpo do cilindro e não enroscados. Este tipo de construção é muito utilizado em máquinas de movimentação de terras, como por exemplo retroscavadoras. São bastante económicos mas não permitem a manutenção dos elementos internos.

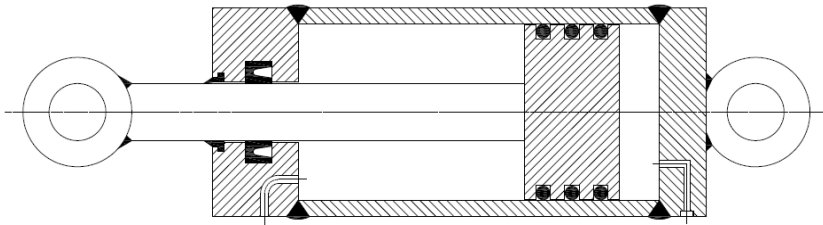


Figura 5 - Construção soldada [2]

2.1.1.5. CONSTRUÇÃO CUSTOMIZADA

Pode ainda ser feita uma construção específica conjugando os diferentes tipos de construção anteriores, ou utilizando outro tipo de construção não mencionado. Por exemplo um cilindro hidráulico em que a tampa é roscada e o fundo é parte integrante do corpo. Este é um dos tipos de construção utilizados em cilindros para cargas elevadas (cilindros “Heavy Duty”).

2.1.2. CLASSIFICAÇÃO COM BASE NO FUNCIONAMENTO

Como foi referido anteriormente, é possível ainda classificar os cilindros hidráulicos tendo em conta o seu funcionamento, ou seja, a maneira como o movimento de avanço e retorno é realizado.

Existem então os cilindros de simples efeito, onde o movimento de avanço é realizado através da injeção de óleo à pressão para o interior da câmara principal. O movimento de retorno é realizado através de uma força exterior que geralmente é o peso próprio da haste e êmbolo ou do objeto que está a ser elevado. É possível também que o retorno seja realizado através de uma mola de tração ou compressão, colocada no interior do corpo. Uma mola de tração seria colocada na câmara principal de maneira a tracionar com o avanço do cilindro, de forma a ter energia para realizar o retorno. Uma mola de compressão funciona de forma análoga, mas na câmara secundária.

De acordo com o anteriormente explicitado, nos cilindros de duplo efeito, o avanço é realizado da mesma forma. A diferença relativamente aos de simples efeito encontra-se no retorno. Este é realizado também através de uma pressão hidráulica exercida na face oposta do êmbolo, na câmara secundária.

Por último, existem ainda os cilindros de triplo efeito, que funcionam de forma semelhante aos anteriores só que é ainda possível introduzir pressão no interior da haste.

2.1.3. CARACTERÍSTICAS DE UM CILINDRO HIDRÁULICO

Geralmente os cilindros hidráulicos são definidos pelas seguintes características: Diâmetro interno e externo, diâmetro da haste, curso, área da câmara principal e secundária (ou área de avanço e retorno), relação de áreas, pressão de avanço, força de avanço, pressão de retorno, força de retorno, pressão máxima, capacidade de óleo e, por último, peso.

2.2. DIMENSIONAMENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS

O dimensionamento de um cilindro hidráulico consiste no dimensionamento de cada elemento isoladamente. Para tal, foi necessário selecionar informação sobre o dimensionamento de cada componente.

Para o corpo do cilindro procurou-se informação referente ao dimensionamento de cilindros de parede espessa sujeitos a uma pressão interior. Esta informação pode ser encontrada em diversos livros de resistência dos materiais e também em livros de dimensionamento de elementos de máquinas. Com especial interesse, menciona-se os seguintes: “Strength of Materials Part II” de S. Timoshenko [3], “Mechanics of Materials 1” de E. J. Hearn [4] e, por último, “Design of Machine Members” de V. Doughtie e A. Vallance [5]. É também de interesse mencionar os apontamentos da unidade curricular Órgãos de Máquinas [6] do 4º ano do curso Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

A tampa, o fundo e o êmbolo são, no fundo, placas circulares, com diferentes tipos de carregamento e condições de apoio. Foi então necessário obter literatura sobre o dimensionamento deste tipo de placas. Sobre este assunto é de salientar o livro “Theory of Plates and Shells” de S. Timoshenko e S. Winowsky-Krieger [7] e o livro “Design of Machine Members” [5], já referido anteriormente. Estes fornecem expressões diferentes para o dimensionamento, como se poderá ver mais à frente.

A haste é analisada como uma barra de secção circular sujeita a flexão composta e, portanto, é dimensionada como tal.

Por último, os elementos de vedação e guiamento são dimensionados de acordo com as especificações fornecidas nos catálogos dos fabricantes. Existem diversos fabricantes e cada um fornece a informação que acha relevante sobre os seus componentes e esta pode variar de fabricante para fabricante. Depois de uma investigação da oferta disponível, optou-se por utilizar vedantes e cintas de guiamento do fabricante Trelleborg. A escolha foi feita devido ao facto de este disponibilizar nos seus catálogos informação que se achou mais relevante, tendo em conta as necessidades desta dissertação, assim como a disponibilidade em responder a questões, por parte do apoio técnico.

É ainda importante referir que será também necessário o dimensionamento do mecanismo de fixação da tampa e do fundo do cilindro, quer seja este roscado, aparafusado ou soldado. Neste trabalho considerou-se este assunto como secundário e sem grande interesse, tendo em conta o tema da dissertação, e portanto não será discutido. No entanto, o autor aconselha a que este assunto seja abordado aquando do dimensionamento da totalidade de um cilindro hidráulico.

Ainda de acordo com o referido no parágrafo anterior, é também preciso o dimensionamento de outros componentes não estudados neste trabalho, pelas razões referidas anteriormente, como os dispositivos de amortecimento, olhal, flange, etc.

2.3. CILINDROS HIDRÁULICOS E ESFORÇO TRANSVERSO

Dentro dos conhecimentos do autor desta dissertação, após consultar a literatura disponível (artigos científicos, teses de mestrado, livros, etc.) relacionada com o tema, tornou-se evidente que a informação relativa a este assunto é significativamente escassa.

No entanto, uma vez que as cargas radiais contribuem negativamente para o fenómeno de encurvadura da haste, é possível extrapolar alguns dos efeitos negativos deste acontecimento para uma situação com cargas radiais. Os efeitos do esforço transverso, de uma forma geral, são então os seguintes:

- Contribui para o aumento da encurvadura da haste: A haste pode ser analisada, de forma rudimentar, como uma coluna sujeita a um carregamento axial e o aparecimento de cargas radiais, e o momento associado, provocam uma redução da sua carga crítica de encurvadura. Este efeito é mais significativo para cilindros em que a haste apresenta uma relação diâmetro/altura reduzida.
- Esforços acrescidos nas cintas de guiamento: Um carregamento radial num cilindro hidráulico é geralmente aplicado na ponta da haste ou a uma determinada distância desta. Isto gera um esforço transverso e um momento fletor que serão equilibrados por forças resistentes suportadas pelas cintas de guiamento, como se pode ver na Figura 6. Este acréscimo de esforço provoca o esmagamento das cintas, assim como o seu desgaste. É ainda importante referir que esta força nas cintas é transmitida localmente para a parede do cilindro o que provoca um acréscimo de tensões que pode conduzir a uma plastificação local. Com o aparecimento de imperfeições na parede do cilindro surgem fugas de óleo que provocam uma perda de rendimento do equipamento ou até, em caso extremos, a incapacidade de o utilizar;
- Rotação do conjunto êmbolo-haste: Num cilindro hidráulico o conjunto êmbolo-haste encontra-se “apoiado” pelo fluido hidráulico na sua base e lateralmente pelas cintas de guiamento. No entanto, face a um esforço transverso, ocorre uma rotação do eixo do conjunto êmbolo-haste, que depende da rigidez das cintas de guiamento. Ou seja, se as cintas forem pouco rígidas, a rotação será maior. Isto condiciona a escolha das folgas de montagem, pois estas têm que garantir que não ocorre contacto aço-aço, pois danificaria a parede do cilindro, provocando os problemas já referidos anteriormente. Esta rotação provoca ainda um aumento de fricção em algumas zonas das cintas de guiamento o que contribui para o fenómeno de “stick-slip”, assim como para o seu desgaste prematuro;
- Flexão composta e esforço transverso na haste: A aplicação de cargas radiais na haste provoca um esforço transverso à qual a secção transversal da mesma terá que resistir. Associado a este esforço existe um momento fletor que, juntamente com o esforço axial, provoca flexão composta. Isto resulta num aumento das tensões em algumas das fibras da haste, podendo levar à rotura desta;

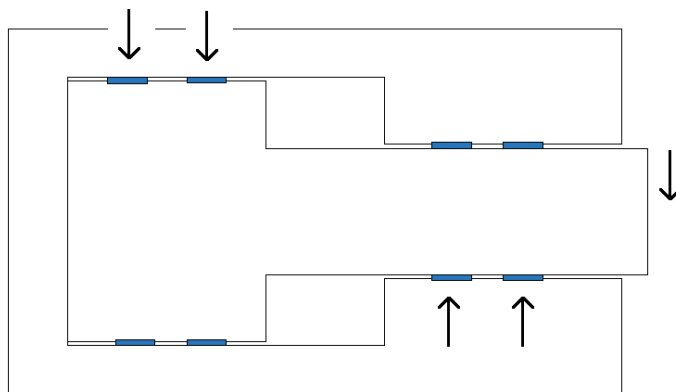


Figura 6 – Exemplo de distribuição de cargas radiais numa situação com duas cintas de guiamento de êmbolo e de haste

De forma a obter mais informação sobre o assunto, estabeleceu-se o contacto com diversos fabricantes de cilindros hidráulicos através de correio eletrónico. Apenas se obteve resposta da empresa Ferjovi S.A. que disponibilizou a seguinte informação:

- As cargas radiais precisam ser consideradas no dimensionamento do cilindro, pois estas provocam esforços elevados nos guiamentos. Falhas nestes causam avarias prematuras no cilindro e, portanto, para o correto funcionamento do equipamento é necessário ter particular atenção nestas situações;
- A melhor maneira de evitar danos no cilindro devido a cargas radiais é evitar estes esforços na sua totalidade. Isto pode ser realizado através de guias exteriores ou através de condições de apoio que garantam uma articulação suficiente, de forma a permitir que o cilindro esteja apenas sujeito a esforços axiais. Desta forma, é possível utilizar cilindros *standard*, escolhidos de um catálogo, o que geralmente conduz a preços de equipamento mais reduzidos;
- Quando a solução que se pretende não permite a aplicação dos métodos previamente expostos, é necessário recorrer a cilindros especificamente dimensionados para resistir a cargas radiais. Este dimensionamento basear-se-á em reforçar as cintas de guiamento, aumentando o seu tamanho e escolhendo materiais mais resistentes e que garantam baixa fricção, assim como em alterar dimensões do cilindro (curso e espessura da tampa ou êmbolo), de forma a aumentar o espaçamento entre forças resistentes (como visto na Figura 6), reduzindo assim a sua intensidade;

Uma vez que a resistência ao esforço transverso está dependente da resistência das cintas de guiamento, foi possível obter mais alguma informação através de uma consulta aos catálogos destes componentes. Observou-se que todos os fornecedores de cintas de guiamento disponibilizam a explicitação de como deverá ser feito o dimensionamento destas de forma a resistir a cargas laterais, fornecendo os valores das resistências e as expressões necessárias para tal. No entanto, constata-se que não fornecem informação sobre como se obtém a força por cinta para o dimensionamento, nem explicam como se faz a verificação da existência de contacto aço-aço que, como mencionado anteriormente, pode existir devido à rotação do eixo vertical do conjunto êmbolo-haste.

2.4. ANÁLISE DE UMA ESTRUTURA COM CILINDROS HIDRÁULICOS

Depois de mencionada a informação que existe relativamente aos esforços transversos em cilindros hidráulicos, achou-se de relevante interesse a análise de uma estrutura, que incorpora cilindros como elemento estrutural, de forma a melhor perceber como aparecem e a que estão associados estes esforços. Para tal, através dos recursos disponibilizados pela empresa BERD S.A., a estrutura selecionada foi então um cembre autolançável, para o qual foi disponibilizado o seu modelo (Fig. 7). Este cembre, construído para vãos de 55 metros, é utilizado para a construção de tabuleiros de betão armado, betonados in situ, com auxílio do sistema OPS. No exemplo estudado, este cembre encontra-se a realizar um vão de apenas 45 metros.

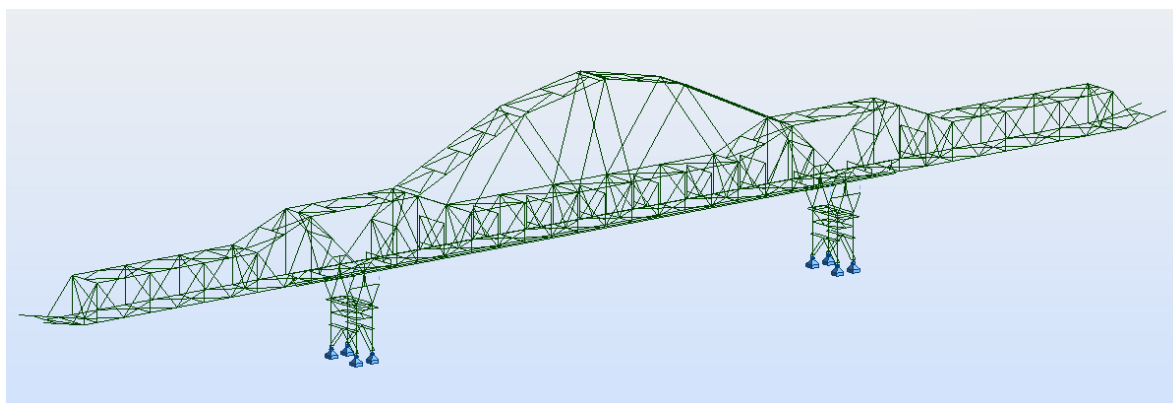


Figura 7 – Modelo simplificado do cembre autolançável M55

A Figura 7 é uma representação do cimbra ao qual foi retirado o sistema estrutural da cofragem, no entanto, para a análise, esta foi considerada. Imagens mais detalhadas do modelo poderão ser vistas no Anexo A.

Durante todo o processo construtivo, os elementos de apoio do cimbra, que fazem a ligação ao pórtico de pilar (calços metálicos ou cilindros hidráulicos, consoante a fase de operação), estão constantemente sujeitos a esforços transversos, devido às deformações da estrutura, ao pré-esforço aplicado, às ações do vento, entre outros.

De forma a obter sensibilidade sobre o impacto dos dois principais carregamentos (força OPS e peso próprio do betão), foi feita uma análise do esforço transverso provocado por estes, isoladamente.

Para uma força de OPS de 500t (aproximadamente 5000 kN), os esforços transversos nos elementos de apoio são:

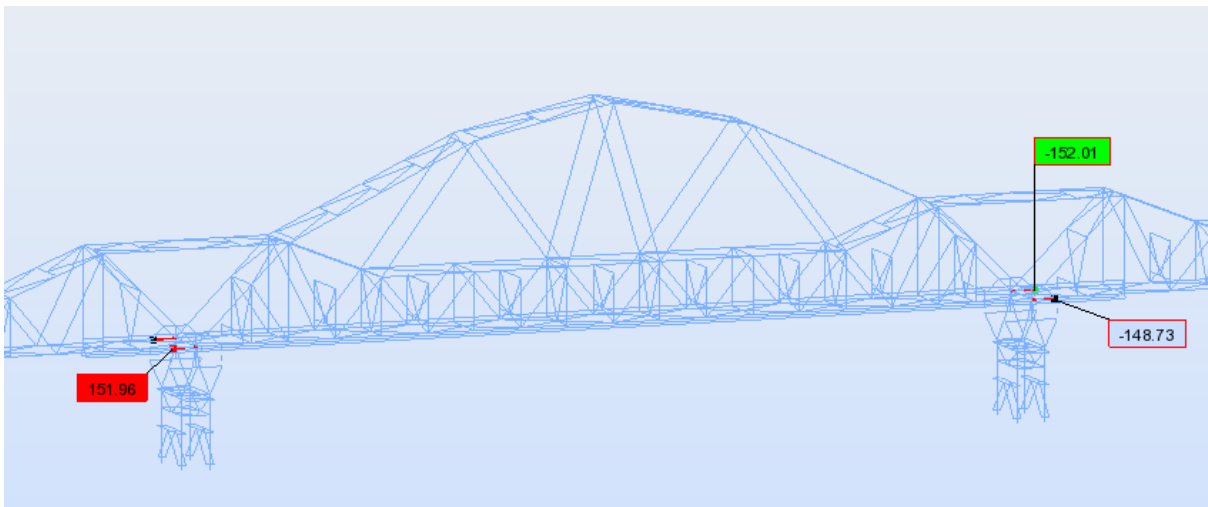


Figura 8 – Esforço transverso nos elementos de apoio (OPS de 500t)

Quanto aos esforços provocados pelo peso próprio do betão, obteve-se:

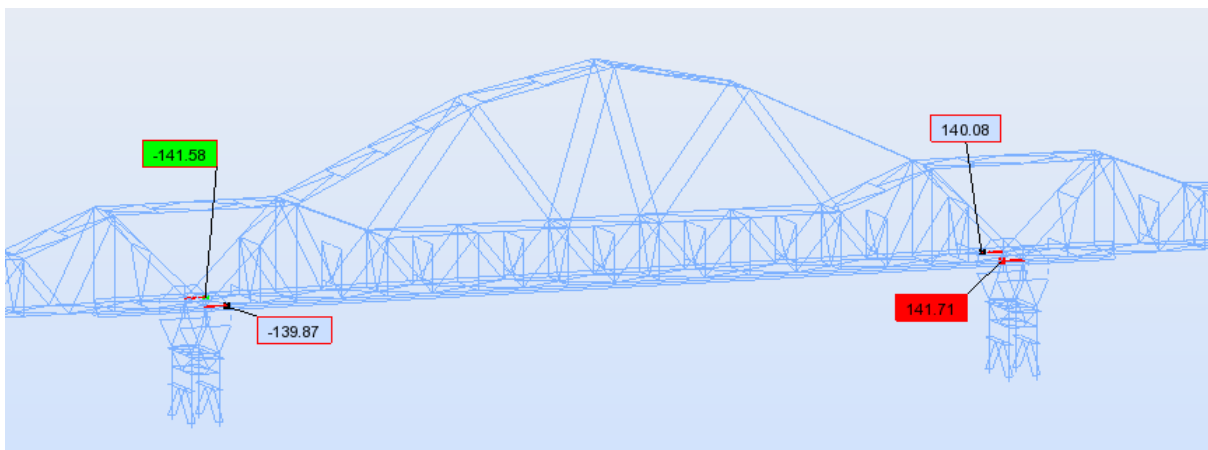


Figura 9 – Esforço transverso nos elementos de apoio (peso próprio do betão)

Durante o processo construtivo, quando se procede à betonagem do tabuleiro, a força de OPS instalada é cerca de 500t e portanto os esforços obtidos anteriormente estão presentes na estrutura

simultaneamente. Uma vez que estes têm valores próximos, mas de sinal oposto, o esforço transverso resultante é reduzido. No entanto, apesar de se reduzir o valor do OPS antes do descimbramento do tabuleiro, aquando desta operação, é de esperar que os esforços transversos aumentem, uma vez que o peso próprio do betão deixa de provocar esforços.

De seguida, é feita a análise dos esforços transversos durante o processo construtivo para cada etapa da construção. Sendo assim, as fases de construção e os esforços transversos presentes são os seguintes (partindo de uma situação inicial em que o cimbra está pronto a ser betonado):

Estando o cimbra corretamente posicionado, procede-se à betonagem do tabuleiro. Durante esta fase, o sistema OPS corrige a deformação do cimbra, aplicando um pré-esforço da ordem das 500 toneladas. Para esta fase surgem os seguintes esforços transversos no apoio:

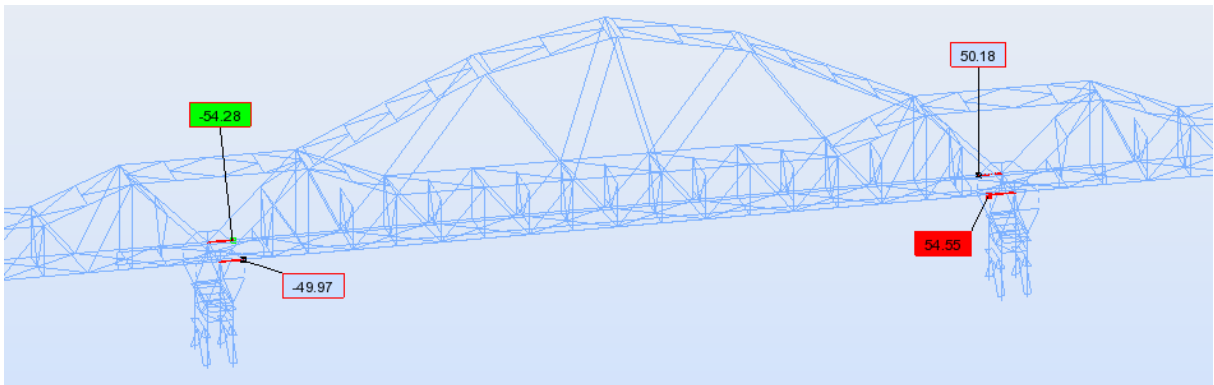


Figura 10 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após betonagem)

Após a cura do betão, é aplicado o pré-esforço ao tabuleiro. Os esforços transversos nos apoios, provocados pelo peso próprio do betão, podem diminuir, uma vez que pode ocorrer uma migração deste peso para os pilares.

Todas as etapas mencionadas anteriormente decorrem enquanto o cimbra está apoiado em calços de aço e não em cilindros hidráulicos.

Previamente ao descimbramento do tabuleiro, a força de OPS é reduzida para uma força que pode variar entre 200 e 500 toneladas (aproximadamente 2000 e 5000 kN). Isto acontece pelo facto de que, uma vez que se vai libertar o tabuleiro, o peso próprio irá deixar de exercer deformações no cimbra, o que por sua vez implica uma redução da força OPS necessária. Associada a esta redução está um aumento dos esforços transversos no apoio, como se pode ver na Figura 11:

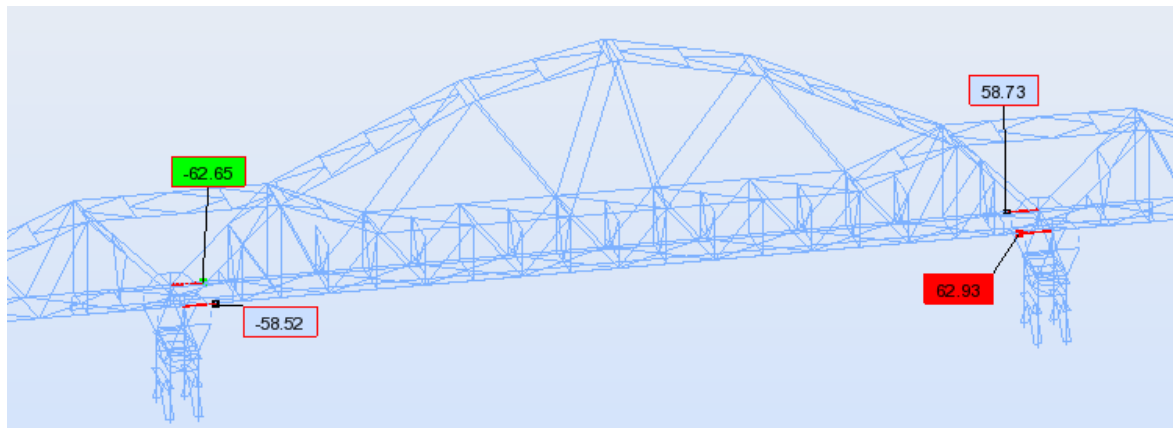


Figura 11 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após betonagem e redução de OPS)

De seguida é feita o descimbramento do tabuleiro. No final desta fase os esforços transversos nos elementos de apoio são:

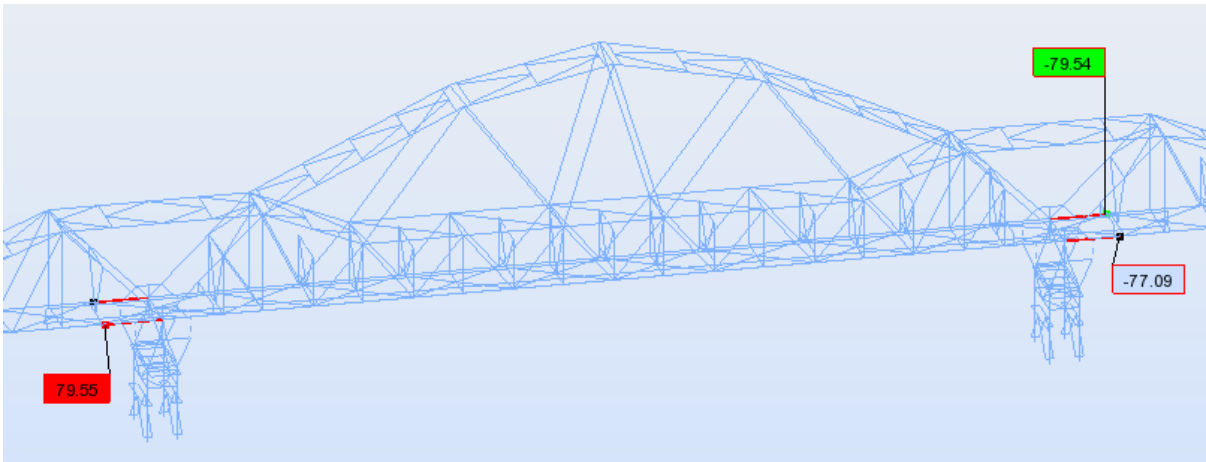


Figura 12 – Esforço transverso nos elementos de apoio (após descimbramento)

Para a operação de descimbramento são utilizados cilindros hidráulicos que elevam ligeiramente a estrutura de forma a permitir a remoção dos calços, passando estes a suportar os esforços transversos existentes. Seguidamente “descem” todo o cimbra, provocando assim o descimbramento, sendo que durante este processo não há variação da força OPS. É importante referir que existe uma dissipação dos esforços transversos aquando da transição dos calços para o cilindro. Esta deve-se ao deslocamento dos nós de apoio do cimbra (solidários com o topo dos cilindros) que ocorre até o esforço transverso mobilizado nos cilindros equilibrar o esforço instalado no cimbra – dado que os esforços transversos em análise são devidos a hiperstaticidade, aquele deslocamento necessariamente reduz o esforço interno no cimbra. Consequentemente, esta redução, conduz a esforços transversos nos cilindros menores que os existentes nos calços.

Como se pode observar, para esta estrutura, o valor máximo do esforço transverso presente nos cilindros hidráulicos é de 79,55 kN. Apesar de este valor não parecer elevado, traduz-se em cargas nas cintas de guiamento bastante significativas, principalmente numa situação em que o cilindro se encontra avançado.

É importante mencionar que o cilindro hidráulico escolhido para o dimensionamento não faz parte desta estrutura analisada e, portanto, as cargas radiais a que este estará sujeito não serão as aqui apresentadas.

3

DIMENSIONAMENTO DE UM CILINDRO HIDRÁULICO SUJEITO A CARGAS RADIAIS

3.1. NOTA INTRODUTÓRIA

O dimensionamento de um cilindro hidráulico consiste no dimensionamento independente dos seus componentes. Neste capítulo, pretende-se explicitar o dimensionamento do cilindro exemplo, assim como as escolhas e hipóteses consideradas. Este dimensionamento foi realizado com recurso a uma folha de cálculo que poderá ser utilizada como ferramenta para futuros dimensionamentos.

3.2. ESPECIFICAÇÕES DO CILINDRO HIDRÁULICO

Como mencionado anteriormente em 1.2, o cilindro escolhido como exemplo para o dimensionamento encontra-se inserido num cimbre autolanzável e tem como função executar a movimentação vertical deste de forma a controlar as inclinações longitudinais durante o avanço. Como tal, é requerido que este tenha determinadas características que dependem das necessidades funcionais do cimbre em causa. No Quadro 1 são referidas as características relevantes para este dimensionamento.

Quadro 1 – Características requeridas do cilindro hidráulico

| | |
|---------------------------|---------------------------------------|
| Tipo de cilindro | Duplo efeito |
| Função | Elevação |
| Força de avanço (F_z) | 2300 kN |
| Força de retorno | Mínima |
| Cargas radiais máximas | Ver figura 6 e quadro 2 |
| Curso | 75 mm |
| Posição de montagem | Vertical, convencional |
| Condições de apoio | Suportado na flange frontal e fundo |
| Dimensões máximas | Diâmetro externo: 400mm (Recomendado) |
| Temperatura | Em serviço: -10°C e 40°C |

Quadro 2 – Cargas radiais – Vista lateral e longitudinal

| | F_x | F_y |
|-----------|--------|--------|
| Serviço | 135 kN | 135 kN |
| Acidental | 300 kN | 80 kN |

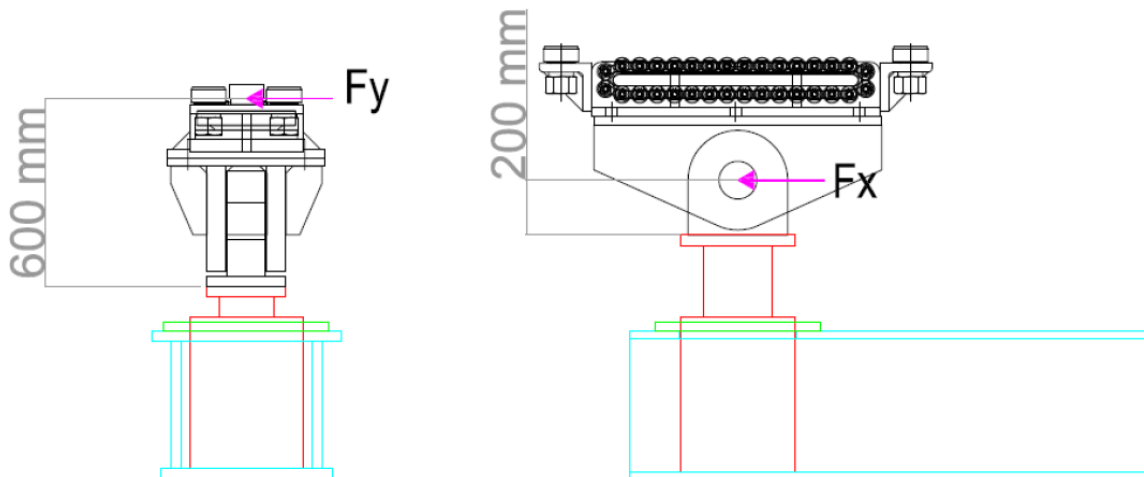


Figura 13 – Cargas radiais (Vista lateral e longitudinal)

Depois de se saber as especificações necessárias para o cilindro é necessário escolher os materiais a utilizar. O seguinte subcapítulo explicita os materiais escolhidos, assim como as suas características.

3.3. MATERIAIS

Para o dimensionamento do cilindro foi primeiro necessário escolher os materiais a serem utilizados. Dois dos materiais geralmente usados na construção de cilindros hidráulicos são o aço St52.3 e Ck45. Estes aços são equivalentes ao E355 e C45E, respetivamente, e as suas características são as seguintes:

Quadro 3 – Características dos materiais (retiradas de [8] e [9] respetivamente):

| Norma | Designação | Nota | Aplicação | f_u (MPa) | f_y (MPa) |
|-------------------------|------------------|---------------------------------|---------------------------------|--------------|-------------|
| NP EN 10305-4 (2009) | E355 (1.0580) | Tubos de precisão de aço | Corpo do cilindro | 490 - 630 | 355 |
| NP EN 10083-2 (2012) | C45E (1.1191) | Aços para têmpera e revenido | Êmbolo, haste, tampa e fundo | 560 | 275 |

As tensões de cedência de cálculo para o aço E355 e C45E são 178 e 138 MPa, respetivamente. Estas são obtidas considerando um fator de segurança de dois. Este é o valor tipicamente utilizado para o dimensionamento de componentes de máquinas não sujeitos a choque ou situações de fadiga [5]. A utilização de um coeficiente de segurança tão elevado permite salvaguardar a segurança em zonas de concentrações de tensões, que se possam desconhecer, facilitando assim o cálculo, uma vez que estas são por vezes complicadas de analisar analiticamente.

As propriedades necessárias para o dimensionamento são consideradas iguais para ambos os materiais, apesar de estas poderem apresentar ligeiras variações sem grande significado.

Quadro 4 – Propriedades dos materiais

| | |
|----------|--|
| E | 210 MPa |
| ν | 0,3 |
| α | $11.1 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ |

De seguida, será apresentado o dimensionamento do cilindro hidráulico. Este será feito em duas partes. Numa primeira parte apenas será feito o dimensionamento de forma a garantir resistência à pressão. Mais tarde, numa segunda parte, serão feitas as devidas correções de forma a garantir a resistência ao carregamento radial. É importante referir que o dimensionamento do cilindro hidráulico será feito para uma situação de serviço e com base nas tensões de cedência de cálculo, portanto, irá garantir um coeficiente de segurança de dois para esta situação. Para as cargas acidentais não será assegurado um fator de segurança de dois. A verificação da segurança do dimensionamento relativamente a uma situação acidental será feita em simultâneo com o dimensionamento em serviço, no entanto não será explicitada neste trabalho.

É ainda relevante referir que os cilindros hidráulicos são ensaiados à pressão em situação estática a 1.5 vezes o carregamento previsto e 1.25 vezes para uma situação dinâmica [10].

3.4. DIMENSIONAMENTO À PRESSÃO

3.4.1. CORPO DO CILINDRO

Como mencionado anteriormente, em 2.2, o corpo do cilindro hidráulico pode ser analisado como um tubo de parede espessa sujeito a uma pressão interior.

Para definir a espessura da parede do cilindro é preciso primeiro saber se se trata de um cilindro aberto ou fechado nas pontas. Para tal é preciso perceber se a parede do cilindro estará sujeita a esforços longitudinais, ou seja, esforços paralelos ao seu eixo. Durante o funcionamento do cilindro hidráulico, para que haja movimento é necessário que a pressão imposta no êmbolo seja superior ao carregamento. Depois de percorrido todo o curso, o êmbolo encosta à tampa e, a diferença entre a força imposta no êmbolo e a do carregamento é transmitida para o corpo do cilindro, gerando tensões longitudinais (considerando o cilindro apenas apoiado pelo fundo). Além disso, se pensarmos agora numa situação em que o cilindro está apoiado apenas pela flange frontal, a pressão interior no fundo irá exercer tensões longitudinais na parede do cilindro. Conclui-se então que o corpo do cilindro pode ser considerado como um cilindro de pontas fechadas.

A espessura da parede de um cilindro fechado é dada pela equação de Clavarino [5]:

$$t = a \left[\sqrt{\frac{f_d + (1 - 2\nu)p_i}{f_d - (1 + \nu)p_i}} - 1 \right] \quad (1)$$

No entanto, analisando a equação para cilindros de pontas abertas, chamada de equação de Birnie [5],

$$t = a \left[\sqrt{\frac{f_d + (1 - \nu)p_i}{f_d - (1 + \nu)p_i}} - 1 \right] \quad (2)$$

conclui-se que esta resulta sempre em espessuras maiores. É portanto conservativo considerar o corpo do cilindro hidráulico como sendo um cilindro de pontas abertas.

Para determinar a espessura da parede é necessário definir o diâmetro interno do corpo do cilindro. Como já referido, para haver movimento do êmbolo, a força gerada pela pressão, na câmara principal, tem que ser maior que a carga axial aplicada na haste. Então:

$$p_i \pi a^2 > F_z \times 1,02 \quad (3)$$

Na parcela da direita da inequação anterior foi considerado um aumento de 2% à força de avanço F_z (consultar Quadro 3) de forma a contabilizar atritos que possam existir nos elementos de vedação e guiamento, garantindo assim que a pressão é suficiente para que haja movimento. Resolvendo a inequação em ordem a a obtém-se o valor do raio interior do corpo do cilindro, que corresponde a metade do diâmetro.

Após a determinação da espessura da parede do cilindro é necessário verificar as tensões impostas neste pela pressão hidráulica. A equação da espessura garante a resistência às tensões circunferências e radiais; no entanto é de interesse fazer uma verificação do estado triaxial de tensões de alguns elementos infinitesimais da parede do cilindro.

Segundo Timoshenko [3] as tensões radiais e circunferenciais, de um cilindro sujeito a uma pressão interior, podem ser obtidas, respetivamente, pelas seguintes expressões:

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (5)$$

Na figura 14 é possível observar a representação destas duas tensões, num elemento infinitesimal da parede do cilindro, à distância r do centro. As setas representam a convenção de sinais considerada,

sendo que as tensões são positivas se tiverem a orientação representada, ou seja, tensões de tração serão positivas e de compressão negativas.

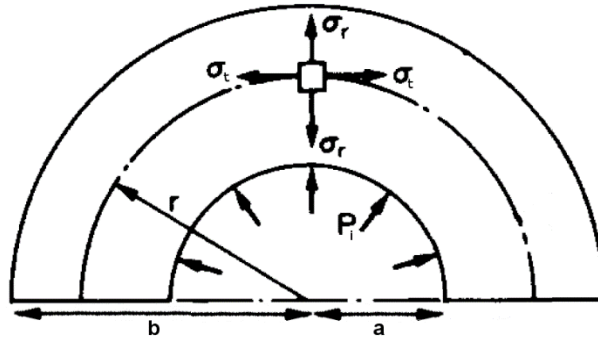


Figura 14 – Representação das tensões radiais e circunferenciais (Adaptado de [4]).

Como mencionado anteriormente, as tensões longitudinais na parede do cilindro podem estar presentes e portanto necessitam de ser analisadas. Considerando mais uma vez o cilindro como fechado, sabe-se que a força exercida na tampa, ou no fundo, é descarregada na parede, exercendo tensões longitudinais nesta. Ou seja:

$$\sigma_l \times \pi(b^2 - a^2) = p_i(\pi a^2) \quad (6)$$

Resolvendo em ordem à tensão longitudinal:

$$\sigma_l = \frac{p_i a^2}{b^2 - a^2} \quad (7)$$

Esta tensão segue a convenção de sinais das anteriores.

Estão assim caracterizadas as três tensões presentes na parede de um cilindro sujeito a uma pressão interior.

Durante o funcionamento do cilindro hidráulico, é de esperar que este esteja sujeito a variações de temperatura. Estas variações ocorrem devido à diferença de temperatura entre o seu interior, provocada pelo aquecimento do óleo, e a temperatura presente no exterior. Estes esforços não terão grande significado para uma pequena variação, sendo que, quando esta for zero, estes esforços serão nulos. Isto pode ser justificado pelo facto de que, quando a variação de temperatura é nula, o cilindro expande uniformemente e portanto não se geram esforços ao longo da espessura da parede [3]. Timoshenko [3] formulou equações gerais para determinar as tensões radiais e circunferenciais de um cilindro sujeito a uma variação de temperatura simétrica em relação ao seu eixo e constante ao longo deste. As tensões radiais e circunferenciais são dadas pelas seguintes equações, respetivamente:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu} \left[-\frac{1}{r^2} \int_a^r \alpha T r \, dr + \frac{r^2 - a^2}{r^2(b^2 - a^2)} \int_a^b \alpha T r \, dr \right] \quad (9)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu} \left[\frac{1}{r^2} \int_a^r \alpha T r \, dr + \frac{r^2 + a^2}{r^2(b^2 - a^2)} \int_a^b \alpha T r \, dr - \alpha T r \right] \quad (10)$$

Nas equações anteriores, T diz respeito a uma função que represente adequadamente a variação de temperatura ao longo da espessura da parede. Segundo o autor mencionado, a variação de temperatura na parede de um cilindro sujeito a uma temperatura interna T_i e uma temperatura exterior igual a zero, pode ser representada pela seguinte função:

$$T = \frac{T_i}{\ln\left(\frac{b}{a}\right)} \ln\left(\frac{b}{r}\right) \quad (11)$$

Quaisquer outras condições de temperatura interior e exterior podem ser consideradas contabilizando-as no valor da temperatura interior. Ou seja, para condições em que a temperatura exterior não seja igual a zero, o valor de T_i deve representar a variação de temperatura entre o interior e exterior. Por exemplo, se a temperatura interior for 20°C e a exterior -10°C, o valor de T_i deve ser 30°C, que corresponde à variação de temperatura entre 20°C e -10°C. Sendo assim, desenvolvendo as equações (9) e (10) obtém-se:

$$\sigma_r = \frac{E\alpha(T_i - T_e)}{2(1-\nu) \ln\left(\frac{b}{a}\right)} \left[-\ln\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \ln\left(\frac{b}{a}\right) \right] \quad (12)$$

$$\sigma_t = \frac{E\alpha(T_i - T_e)}{2(1-\nu) \ln\left(\frac{b}{a}\right)} \left[1 - \ln\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) \ln\left(\frac{b}{a}\right) \right] \quad (13)$$

Analisando as expressões anteriores, observa-se que as tensões radiais são zero no interior e exterior do cilindro e o seu valor máximo é atingido a meio da espessura da parede. Quanto às tensões circunferenciais, observa-se que esta é máxima na parede interior e mínima no exterior do cilindro.

Através de uma relação das equações (12) e (13) é possível obter-se a tensão longitudinal:

$$\sigma_l = \frac{E\alpha T_i}{2(1-\nu) \ln\left(\frac{b}{a}\right)} \left[1 - 2\ln\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \ln\left(\frac{b}{a}\right) \right] \quad (14)$$

Ficam assim definidas as tensões em todas as direções provocadas pelo aparecimento de um gradiente de temperatura na parede do cilindro.

Como referido, o facto de a parede estar sujeita a tensões em três direções diferentes, perpendiculares entre si, provoca um estado triaxial nos elementos da parede. Este pode conduzir a tensões mais elevadas do que as provocadas pelo carregamento e deve ser analisado através do critério de von Mises. A escolha deste critério tem como fundamento a sua boa concordância com resultados experimentais [5].

Uma vez que não há distorção angular dos elementos da parede, devido à natureza simétrica do carregamento, não há forças transversais presentes e portanto, para o cálculo da tensão de von Mises, apenas interessam os esforços principais. Sendo assim, a equação do critério de von Mises é a seguinte:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (15)$$

Em que $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

Por último, é de relevante interesse o cálculo da deformação da parede do cilindro devido à pressão, de forma a verificar se esta irá condicionar o correto funcionamento dos elementos de vedação.

Sabe-se que a deformação circunferencial do interior do cilindro é:

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(a + \Delta r) - 2\pi a}{2\pi a} = \frac{\Delta r}{a} \quad (16)$$

Por outro lado, pela lei de Hooke:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r) \quad (17)$$

Relacionando as duas equações obtém-se:

$$\Delta r = \frac{a}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r) \quad (18)$$

Usando a equação (18) é possível determinar a variação do raio provocado pelas tensões existentes na parede do cilindro.

Considerando agora o caso em estudo: No Quadro 1, é fornecido um diâmetro exterior máximo recomendado, que está relacionado com a estrutura onde o cilindro será fixado. Este diâmetro está indicado como recomendado, pois é possível que seja maior, caso necessário, alterando a estrutura em causa. Esta alteração não apresenta dificuldades, pois a estrutura será apenas construída depois de definido o cilindro. Sendo assim, considerando inicialmente o diâmetro externo com 400mm e utilizando

as equações (2) e (3), através de um processo iterativo, chegou-se aos seguintes valores para as dimensões e pressão interna:

Quadro 5 – Dimensões do corpo do cilindro e pressão

| | |
|-------|---------|
| D_i | 344 mm |
| D_e | 400 mm |
| t | 28 mm |
| P | 255 bar |

As tensões serão analisadas na parede interior do cilindro, a meio da espessura e na parede exterior, de forma a mais tarde se poder somar as tensões originadas pela temperatura. As tensões provocadas pela pressão são então as seguintes:

Quadro 6 – Tensões na parede do cilindro devido à pressão

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 170 MPa | 156 MPa | 144 MPa |
| σ_r | -26 MPa | -11 MPa | 0 MPa |
| σ_i | 72 MPa | 72 MPa | 72 MPa |

Verifica-se, como seria de esperar, que a espessura da parede é suficiente para garantir tensões menores que a tensão de cedência de cálculo.

Prosseguindo para a análise da tensão de von Mises, é preciso ter em atenção que, devido às condições de apoio do cilindro, a tensão longitudinal pode não estar presente e portanto deve ser verificado o critério para ambas as situações, de forma a determinar a mais condicionante. Como tal, as tensões de von Mises são as seguintes:

Quadro 7 – Tensões de von Mises com tensões longitudinais

| Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------|---------|----------|
| 169 MPa | 145 MPa | 125 MPa |

Quadro 8 – Tensões de von Mises sem tensões longitudinais

| Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------|---------|----------|
| 184 MPa | 162 MPa | 144 MPa |

Como se pode ver, numa situação em que as paredes do cilindro não estão sujeitas a solicitações axiais (por exemplo no caso em que o cilindro está apoiado pela flange e pelo fundo), as tensões de von Mises são maiores que a tensão de cedência de cálculo. Isto implica que é necessário aumentar a espessura da parede do cilindro de forma a garantir a segurança pretendida. Uma vez que é esperado que o efeito do

gradiente de temperatura agrave estes esforços, optou-se por deixar a retificação das dimensões para depois da consideração das tensões provocadas pela temperatura.

As tensões provocadas pelo gradiente de temperatura na parede do cilindro são tanto maiores quanto maior for a variação entre a temperatura interior e exterior. Considerando que o óleo trabalha a uma temperatura de 40°C, a pior situação ocorre quando a temperatura exterior, em serviço, atingir os -10°C.

Recorrendo às expressões (12), (13) e (14) obteve-se as seguintes tensões:

Quadro 9 – Tensões na parede do cilindro devido à variação de temperatura

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|--------|----------|
| σ_t | -87 MPa | 2 MPa | 79 MPa |
| σ_r | 0 MPa | -3 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -87 MPa | -1 MPa | 79 MPa |

Para estas tensões, ao contrário das que resultam da pressão, não é necessário verificar o critério de von Mises, uma vez que estes esforços só aparecem isolados quando o cilindro não se encontra em funcionamento, o que não é uma situação condicionante. A verificação do critério é apenas relevante para as tensões totais.

As tensões totais são então apresentadas no quadro seguinte.

Quadro 10 – Tensões totais na parede do cilindro devido à pressão e variação de temperatura

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 82 MPa | 158 MPa | 223 MPa |
| σ_r | -26 MPa | -14 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -15 MPa | 71 MPa | 151 MPa |
| σ_{V-M} | 103 MPa | 149 MPa | 197 MPa |

Neste caso não é necessário verificar as tensões de von Mises para a situação em que a tensão longitudinal provocada pela pressão é nula pois, como se pode verificar no Quadro 10, o valor mais condicionante é a tensão circunferencial na parede exterior do cilindro.

Constata-se então que uma situação em que o cilindro está sujeito a pressão e variação de temperatura é a mais condicionante.

Verifica-se que as tensões na parede exterior do cilindro ultrapassam o valor da tensão de cedência de cálculo e portanto será necessário aumentar a espessura da parede, de forma a garantir o coeficiente de segurança pretendido de dois. Este aumento pode resultar da redução do diâmetro interno ou aumento do externo. Como já foi referido, o diâmetro máximo de 400mm referido no Quadro 1 é uma recomendação que, caso seja necessário, pode não ser cumprida. Não alterando o diâmetro interno, é possível manter a pressão de funcionamento a níveis mais reduzidos. Isto traz vantagens na escolha das mangueiras e da unidade hidráulica, apresenta menor risco em caso de acidente, etc. Outra das vantagens de não reduzir o diâmetro interno, é que este conduzirá a um menor número de cintas de guiamento, como se verá mais à frente.

Depois de determinado o diâmetro exterior necessário e feito o arredondamento das dimensões (de forma a estar de acordo com medidas normalizadas), obteve-se:

Quadro 11 – Dimensões do corpo do cilindro e pressão

| | |
|-------|---------|
| D_i | 340 mm |
| D_e | 420 mm |
| t | 40 mm |
| P | 260 bar |

As tensões provocadas pela pressão para as dimensões definidas são então:

Quadro 12 – Tensões na parede do cilindro devido à pressão

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 125 MPa | 110 MPa | 99 MPa |
| σ_r | -26 MPa | -11 MPa | 0 MPa |
| σ_l | 49 MPa | 49 MPa | 49 MPa |

E as tensões totais:

Quadro 13 – Tensões totais na parede do cilindro devido à pressão e variação de temperatura

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 36 MPa | 113 MPa | 176 MPa |
| σ_r | -26 MPa | -15 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -40 MPa | 48 MPa | 127 MPa |
| σ_{V-M} | 70 MPa | 111 MPa | 157 MPa |

Verifica-se então que para estas dimensões as pressões na parede do cilindro são menores que a tensão de cedência de cálculo.

3.4.2. HASTE

A haste pode ser dimensionada como uma barra sujeita a uma compressão, ou seja, sujeita a uma tensão $\sigma_H = N/A$. Sabendo que esta tensão tem que ser menor que a tensão de cedência de cálculo e que N é igual à força de avanço F_z , obtém-se um diâmetro para a haste de 150 mm.

Considerando a haste com um comprimento de aproximadamente duas vezes o curso do cilindro, ou seja, 150 mm, determina-se que a esbelteza desta é igual a 4. Uma vez que esta esbelteza é muito reduzida, conclui-se que a verificação da encurvadura não será necessária.

3.4.3. ÊMBOLO

A espessura do êmbolo é geralmente condicionada pelo espaço necessário para as cintas de guiamento e vedantes; no entanto, convém fazer a verificação de que a espessura final não é menor do que a espessura mínima.

O êmbolo pode ser considerado como numa placa circular apoiada por uma carga distribuída em toda a superfície inferior e solicitada por uma carga distribuída numa área (área esta que corresponde à da haste) na face superior, como se pode ver na Figura 15.

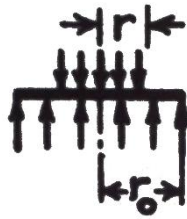


Figura 15 – Placa circular e condições de apoios (Êmbolo) [5].

A tensão máxima para este tipo de placa localiza-se no seu centro e pode ser obtida pela seguinte equação (adaptado de [5]):

$$\sigma_E = \frac{-674,43F_z}{\frac{2\pi}{\nu} \times \left(\frac{t_E}{2,54}\right)^2} \left[\left(\frac{1}{\nu} + 1\right) \ln\left(\frac{r_0}{r}\right) + \frac{\frac{1}{\nu} - 1}{4} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right) \right] \quad (18)$$

Resolvendo em ordem a t_E obtém-se a espessura necessária para garantir uma pressão menor que a tensão máxima de cedência de cálculo.

Para o caso em estudo, sabendo que r_0 e r são 340 e 150 mm, respetivamente, a espessura obtida foi 100 mm.

3.4.4. FUNDO

O fundo, de forma idêntica ao êmbolo, pode também ser equiparado a uma placa circular. As condições de apoio deste dependem do tipo de construção, sendo que, caso este seja aparafusado deve-se considerar a placa como simplesmente apoiada. No caso em que o fundo é roscado ou no caso em que este é uma peça única com o corpo do cilindro, as condições de apoio devem ser consideradas como encastramento, uma vez que é o que mais se aproxima da realidade. Nestes casos, a consideração de apoios como simplesmente apoiada estaria pelo lado da segurança mas conduziria a um sobredimensionamento. É importante referir que a espessura escolhida terá que ser uma medida normalizada maior que a mínima. Uma vez que se trata do fundo, não faria sentido a utilização de medidas pouco recorrentes que possam conduzir a um maior custo de fabricação.

Se o cilindro hidráulico estiver apoiado pelo fundo, as suas condições de apoio já serão diferentes, no entanto esta situação nunca é condicionante e portanto não será necessário ser considerada.

Considerando o fundo roscado, as tensões no fundo serão máximas no seu centro e nas extremidades, sendo que é preciso verificar qual a maior, e podem ser obtidas pelas seguintes equações [5]:

$$\text{Centro: } \sigma_F = \frac{-674,43F_z}{2\pi \frac{1}{\nu} \times \left(\frac{t_F}{2,54}\right)^2} \left[\left(\frac{1}{\nu} + 1\right) \ln \frac{r_0}{r} + \left(\frac{1}{\nu} + 1\right) \frac{r^2}{4r_0^2} \right] \quad (19)$$

$$\text{Extremidade: } \sigma_F = \frac{674,43F_z}{2\pi \frac{1}{\nu} \times \left(\frac{t_F}{2,54}\right)^2} \left(1 - \frac{r^2}{2r_0^2} \right) \quad (20)$$

Para melhor entendimento das expressões anteriores sugere-se a consulta da Figura 16:

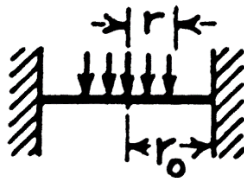


Figura 16 – Placa circular e condições de apoios (Fundo) [5].

Uma vez que na literatura foi encontrada outra metodologia de dimensionamento, achou-se de interesse a comparação dos resultados, de forma a obter a melhor solução possível.

Segundo Timoshenko [7] a tensão máxima numa placa circular encastrada nas extremidades, provocada por uma carga distribuída, pode ser obtida pela equação:

$$\sigma_F = \frac{3 q a^2}{4 t_F^2} \quad (21)$$

Em que q corresponde à pressão aplicada. Resolvendo em ordem à espessura:

$$t_F = \sqrt{\frac{3 q a^2}{4 \sigma_F}} \quad (22)$$

Sabendo que σ_F tem que ser menor ou igual à tensão de cedência de cálculo, obtém-se o valor mínimo da espessura do fundo. A obtenção das espessuras através das equações (19), (20) é idêntica ao explicitado para o êmbolo.

Para o caso em estudo, ambas as equações resultam numa espessura de 64 mm. Pelos motivos mencionados anteriormente será então considerado uma espessura de 70 mm para o fundo.

3.4.5. TAMPA

De forma análoga ao êmbolo, a espessura da tampa estará também dependente do espaço necessário para as cintas de guiamento e vedantes. De qualquer forma, é aconselhável a determinação da espessura mínima, de forma a garantir que a espessura necessária não é menor que esta. Esta determinação pode ser feita com base nas tensões de uma placa circular com um uma abertura também circular no seu centro, encastrada nas extremidades e sujeita a uma carga distribuída na sua superfície inferior. Analogamente ao fundo, a tampa poderia ser considerada como simplesmente apoiada. Esta consideração seria apropriada se a mesma fosse fixada por parafusos. Como para o caso em estudo a tampa é roscada ao corpo do cilindro, considerar as condições de apoio como encastramento é a melhor aproximação. Uma vez que geralmente as cintas de guiamento e os vedantes conduzirão a uma espessura de tampa mais elevada que a mínima, o erro associado à consideração dos apoios não terá significado.

Segundo [5] a tensão máxima numa placa com as características mencionadas anteriormente pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$\sigma_T = - \frac{674,43p}{\frac{4}{\nu} \left(\frac{t_T}{2,54}\right)^2 \left[\left(\frac{r_0}{2,54}\right)^2 - \left(\frac{r_i}{2,54}\right)^2\right]} \left[\left(\frac{r_0}{2,54}\right)^4 \left(\frac{3}{\nu} + 1\right) + r_i \left(\frac{1}{\nu} - 1\right) - 4 \left(\frac{1}{\nu} + 1\right) r_0^2 r_i^2 \ln \frac{r_0}{r_i} \right] \quad (23)$$

Em que p corresponde à pressão distribuída na tampa e pode ser obtida pela equação (24) e r_0 e r_i dizem respeito ao raio da placa e ao da abertura, respetivamente.

$$p = \frac{F_z}{\pi(r_0^2 - r_i^2)} \quad (24)$$

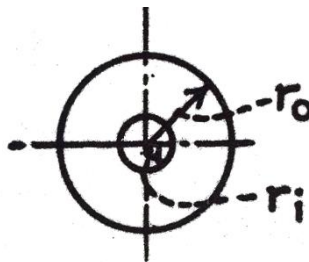


Figura 17 – Placa circular com abertura circular no seu centro (Tampa) [5].

Sabendo que a tensão na tampa tem que ser menor que a tensão de cedência, resolvendo a equação (23) em ordem a t_T obtém-se a espessura mínima necessária. Para o caso em estudo obteve-se $t_T = 80 \text{ mm}$.

De acordo com Timoshenko [7] a tensão máxima em placas circulares com uma abertura circular no seu centro, carregadas por uma carga uniformemente distribuída, pode ser obtida pela seguinte equação:

$$\sigma_T = k \frac{qa^2}{h^2} \quad (25)$$

Em que q corresponde à carga distribuída por área, a e h ao raio e à altura da placa, respetivamente, e por último, k corresponde a um coeficiente tabelado que depende do tipo de apoio da placa e da relação a/b (sendo b o raio da abertura).

Para o caso em estudo a/b tem um valor de 2.27 o que conduz a um k de 0.53, resultando assim numa espessura de 60 mm.

Observa-se então uma diferença entre os valores obtidos pelas diferentes expressões, sendo que escolher o maior valor é a decisão mais conservativa

3.4.6. DIMENSÕES FINAIS DO DIMENSIONAMENTO À PRESSÃO

De forma a simplificar e resumir o exposto anteriormente, no Quadro 14 estão agrupadas todas as dimensões do cilindro hidráulico resultante deste dimensionamento à pressão, assim como a pressão de serviço.

Quadro 14 – Dimensões finais do dimensionamento à pressão

| | |
|---------------------|---------|
| Diâmetro da haste | 150 mm |
| Diâmetro interior | 340 mm |
| Diâmetro exterior | 420 mm |
| Espessura do êmbolo | 100 mm |
| Espessura da tampa | 80 mm |
| Espessura do fundo | 70 mm |
| Espessura da parede | 40 mm |
| Curso | 75 mm |
| Pressão | 260 bar |

Como mencionado, a espessura da tampa e do êmbolo será condicionada pelo espaço necessário para a colocação dos elementos de vedação e guiamento. Além disso, um aumento na espessura destes elementos conduz a uma redução das cargas radiais nas cintas de guiamento, como se poderá ver mais à frente. Por estes motivos, de forma a simplificar o dimensionamento às cargas radiais, atribui-se uma espessura para a tampa e êmbolo de 150 e 125 mm, respetivamente.

3.5. DIMENSIONAMENTO ÀS CARGAS RADIAIS

O dimensionamento de um cilindro hidráulico às cargas radiais consiste na determinação do número de cintas de guiamento necessárias, da distância de guiamento (ou seja, espessura da tampa e êmbolo), dos deslocamentos do conjunto êmbolo-haste, das tensões instaladas pelas cargas radiais no corpo do cilindro e das tensões na haste devido à flexão composta.

Neste subcapítulo, pretende-se explicitar uma metodologia de cálculo, com o objetivo de permitir o dimensionamento de cilindros hidráulicos sujeitos a este tipo de carregamentos. Será então continuado o dimensionamento feito no subcapítulo 3.4.

3.5.1. HASTE

No caso de cilindros com cargas radiais, a haste está sujeita a flexão composta e esforço transverso. Quanto à flexão composta, a tensão num determinado ponto da secção transversal da haste pode ser definida pela seguinte expressão:

$$\sigma_H = \frac{N}{A} + \frac{M}{I}y \quad (26)$$

Sabendo que a tensão é máxima quando y é igual ao raio da haste (que pode ter valor positivo ou negativo, dependendo da convenção considerada), e uma vez que A e I dependem também do diâmetro, igualando esta tensão à tensão máxima de cedência obtém-se o diâmetro necessário para a haste.

Relativamente ao esforço transverso, observa-se que, para cilindros hidráulicos em que a relação da carga axial com a radial é elevada, as dimensões necessárias para resistir à flexão composta são suficientes para resistir ao esforço transverso.

Considerando agora o caso em estudo, consultando o Quadro 1, a carga axial será então 2300 kN. Quanto à carga radial, interessa considerar a que provoca o maior momento na haste. Constata-se que o maior momento é gerado numa situação de serviço na direção Y. Ou seja, a carga de 135 kN, na direção Y, aplicada a 600 mm de altura. O valor do momento máximo exato é impossível de determinar nesta altura, pois este depende do número de cintas de guiamento de haste e a sua localização. No entanto é possível estimar este momento considerando que o conjunto êmbolo-haste funciona como uma barra duplamente apoiada, sendo que nesta fase a localização dos apoios será considerada a meio da espessura da tampa e do êmbolo:

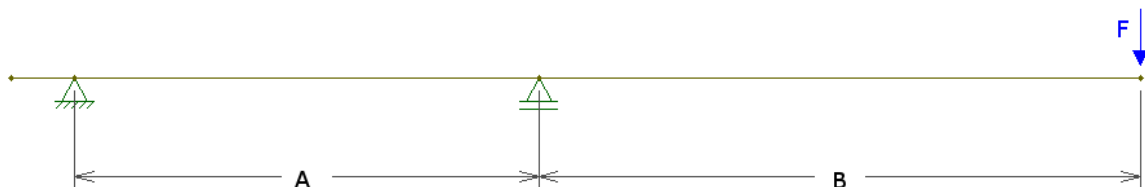


Figura 18 – Modelo para o cálculo do momento na haste

Observando a Figura 18 é evidente que a situação que conduz a um maior momento é aquela em que o cilindro se encontra avançado, reduzindo assim a distância A e aumentando a B .

O momento máximo encontra-se sobre o apoio da direita e pode ser obtido pela simples equação $M = F \times B$.

No cilindro em estudo B tem um valor de 750 mm, que corresponde aos 600 mm da distância ao ponto de aplicação da carga, mais 75 mm do curso, mais metade da espessura da tampa. O momento que resulta é 101,25 kNm.

Sabendo o valor de N e de M e sabendo que σ tem que ser igual ou menor à tensão de cedência de cálculo, obtém-se um diâmetro para a haste de 232 mm. Este valor será arredondado para um valor normalizado de 250 mm, pois facilita a sua fabricação e a escolha dos elementos de vedação e guiamento e garante a segurança face à incerteza do valor do momento. Como seria de esperar o facto de existir um carregamento radial conduz a um aumento no diâmetro da haste.

Uma vez que a espessura do êmbolo depende do diâmetro da haste é necessário calcular novamente a sua espessura mínima. Utilizando a equação (18) e considerando agora r igual a 250 mm obtém-se uma espessura de 63 mm. Verifica-se que esta espessura é menor que 125 mm e portanto a dimensão definida em 3.4.6 continua válida.

3.5.2. ELEMENTOS DE VEDAÇÃO

Como mencionado em 3.4.2 e 3.4.4 a espessura da tampa e do êmbolo são condicionadas pelos elementos de vedação e guiamento.

Nesta fase já é possível definir os elementos de vedação a utilizar, uma vez que estes dependem apenas de características já definidas. A determinação destes, numa fase inicial, permite a obtenção de melhores resultados na determinação da espessura de guiamento necessária, evitando que sejam necessárias diversas iterações.

Nos catálogos do fabricante Trelleborg [11], é sugerido uma disposição de vedantes de haste, de forma a obter um sistema de vedação redundante, sem fugas, e com boa durabilidade (Figura 19). Esta disposição foi utilizada como referência, para a escolha e disposição dos elementos de vedação.

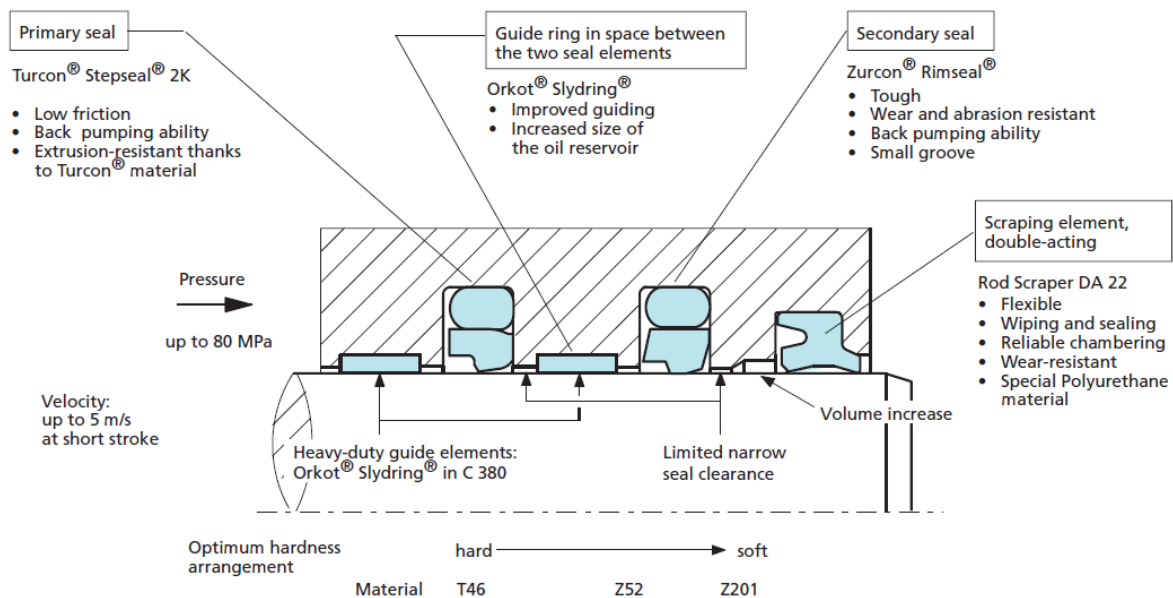


Figura 19 – Exemplo de um sistema redundante de elementos de vedação de haste [11]

Destes catálogos, selecionou-se inicialmente os modelos dos elementos de vedação a utilizar, tendo em conta as especificações do cilindro hidráulico. Os critérios relevantes para a escolha são a pressão, velocidade e temperatura de funcionamento e a dimensão necessária. Depois de selecionado o modelo, é possível definir o vedante específico sabendo o diâmetro do elemento onde irá funcionar. No Quadro 15, apresentam-se os modelos escolhidos e o seu local de aplicação, assim como o material em que são fabricados.

Quadro 15 – Elementos de vedação a utilizar [11]

| Tipo | Modelo | Aplicação | Material |
|----------|--------------------|-----------|----------|
| Raspador | Scraper DA 17 | Haste | NBR |
| Vedante | Turcon Stepseal 2k | Haste | T46N |
| Vedante | Zurcon Rimseal | Haste | Z52N |
| Vedante | Turcon Glydring | Êmbolo | T46 |

Para o correto funcionamento dos elementos de vedação é necessário respeitar algumas dimensões de fabrico e montagem como por exemplo o tamanho da ranhura, as folgas, etc.

Nos quadros e figuras seguintes encontram-se as dimensões (em milímetros) a cumprir, para os vários tipos de elementos de vedação escolhidos:

- Raspador:

Quadro 16 – Dimensões a respeitar (Raspador) [11]

| Tipo | Diâmetro da haste (d_N) | Diâmetro da ranhura ($D3$) | Largura da ranhura ($L3+0,2$) | Diâmetro do corpo ($D4$) | Largura mínima da reentrância (a) |
|---------------|-----------------------------|------------------------------|---------------------------------|----------------------------|---------------------------------------|
| Scraper DA 17 | 250 | 265 | 9,5 | 257 | 3 |

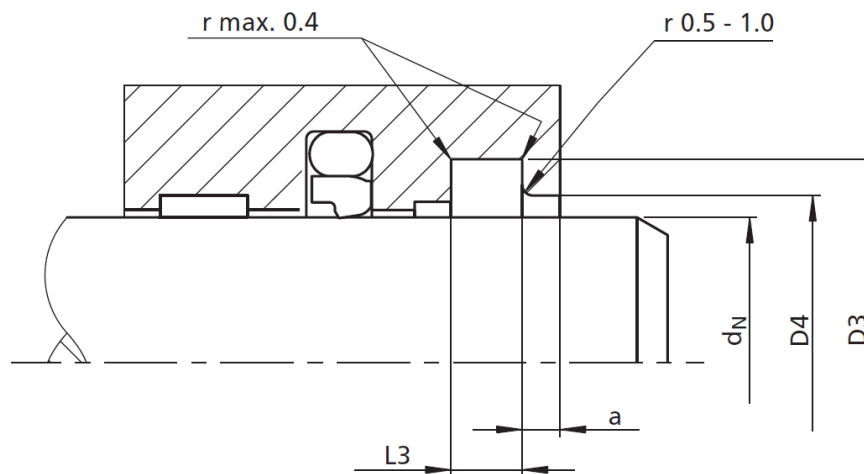


Figura 20 – Dimensões a respeitar (Scraper) [11]

- Vedante de haste:

Quadro 17 – Dimensões a respeitar (Vedantes de haste) [11]

| Tipo | Diâmetro da haste (d_N) | Diâmetro da ranhura ($D1$) | Largura da ranhura ($L1+0,2$) | Folga máxima (S) | | |
|--------------------|-----------------------------|------------------------------|---------------------------------|------------------|--------|--------|
| | | | | 10 MPa | 20 MPa | 40 MPa |
| Turcon Stepseal 2k | 250 | 270,5 | 8,1 | 0,8 | 0,6 | 0,35 |
| Zurcon Rimseal | 250 | 270,5 | 8,1 | 0,6 | 0,35 | - |

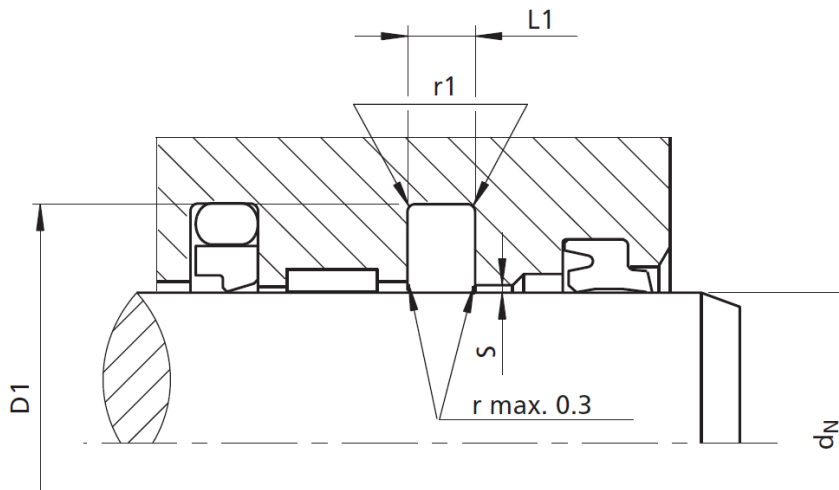


Figura 21 – Dimensões a respeitar (Vedantes de haste) [11]

- Êmbolo:

Quadro 18 – Dimensões a respeitar (Vedantes de êmbolo) [11]

| Tipo | Diâmetro do corpo (D_N) | Diâmetro da ranhura ($d1$) | Largura da ranhura ($L1+0,2$) | Folga máxima (S) | | |
|-----------------|-----------------------------|------------------------------|---------------------------------|------------------|--------|--------|
| | | | | 10 MPa | 20 MPa | 40 MPa |
| Turcon Glydring | 340 | 315,5 | 8,1 | 0,6 | 0,35 | 0,25 |

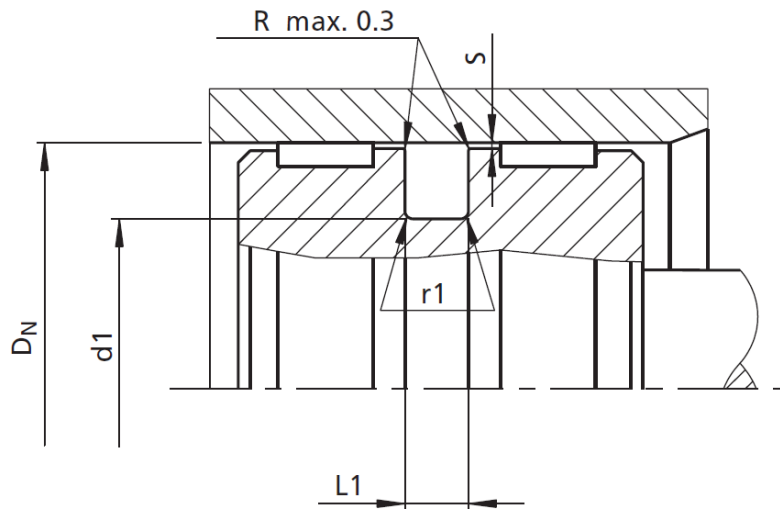


Figura 22 – Dimensões a respeitar (Vedantes de êmbolo) [11]

É importante referir que o espaçamento mínimo entre elementos de guiamento e vedação ou entre estes e os limites da peça é de 5 mm. Apenas o espaçamento entre o último vedante de haste (mais perto do exterior) e o raspador tem valores diferentes, sendo que este deverá ser pelo menos igual à profundidade da ranhura do último vedante de haste.

Depois de determinados os elementos de vedação e as dimensões a respeitar para o seu correto funcionamento, pode-se começar a determinação do número de cintas de guiamento necessárias para resistir à carga radial.

3.5.3. CINTAS DE GUIAMENTO

Uma vez que o carregamento radial é bastante significativo, optou-se por utilizar cintas de guiamento de Orkot. Dos materiais disponíveis este é o que apresenta as melhores características de resistência.

Segundo o fabricante [11], a largura das cintas de guiamento pode ser estimada pela seguinte expressão:

$$T = \frac{F \times FS}{D \times P_r} \quad (27)$$

Em que, F é a força radial na cinta, FS o factor de segurança, D o diâmetro (do êmbolo ou da haste) e por último P_r é a pressão radial na cinta.

Para a força radial F , interessa apenas considerar uma das direcções de carregamento (a mais condicionante). Apesar de em alguns pontos haver uma sobreposição das tensões na cinta, como o pico de tensão se encontra na direcção do carregamento, esta sobreposição não será mais elevada do que a tensão no pico. Sugere-se a consulta da Figura 23 da página seguinte para melhor perceber a distribuição de tensões na cinta.

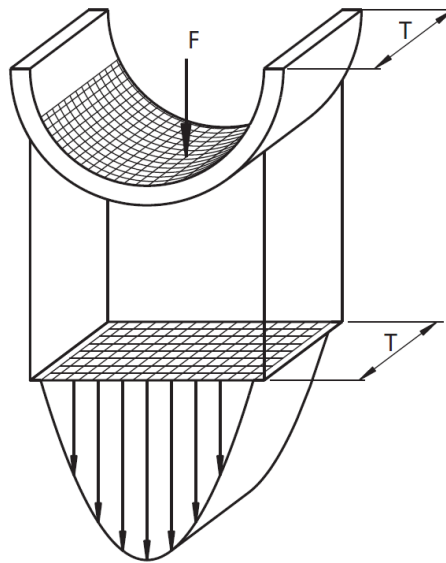


Figura 23 – Distribuição de tensões nas cintas de guiamento numa secção perpendicular ao eixo do cilindro [11]

Em 3.4.1 referiu-se que a não redução do diâmetro interno conduz a um menor número de cintas de guiamento. Esta afirmação pode agora ser verificada analisando a expressão (27).

Para o material escolhido, o valor da pressão radial para o cálculo, em situação dinâmica, é 100 MPa para uma temperatura de 25°C e 50 MPa a cima de 60°C, sendo 300 MPa a sua tensão de rotura à compressão. Para este estudo foi considerado que as cintas têm uma resistência em situação dinâmica de 100 MPa.

Tal como para o dimensionamento dos componentes do cilindro hidráulico, o factor de segurança (FS) para o dimensionamento das cintas de guiamento será de 2.

Geralmente, para simplificar o cálculo, a força radial (F) é calculada para o ponto médio das guias, para o qual se obtém uma largura total. Com esta largura é possível definir o número de cintas necessárias, as quais devem ser dispostas em torno do ponto médio para o qual foi calculado a carga.

Através de um modelo simples, como o sugerido na Figura 18 do subcapítulo 3.5.1, é possível obter as cargas radiais no ponto médio das cintas, uma vez que estas são as reações nos apoios considerados. Analisando a estrutura, torna-se evidente que as cargas radiais são mais elevadas quando o cilindro hidráulico se encontra avançado.

Caso as cargas radiais sejam demasiado elevadas, é possível diminuir a sua intensidade aumentando o afastamento entre os seus pontos de aplicação ou seja, a medida A (Figura 18). Este aumento pode ser obtido incrementando a espessura da tampa ou êmbolo. Outra solução possível é o aumento do curso do cilindro hidráulico. No entanto, esta solução não é viável pois, apesar do cilindro ter sido dimensionado para trabalhar apenas num determinado curso, se este tem um maior curso disponível, não se pode garantir que não seja utilizado. É ainda possível a utilização de elementos chamados “stop-tube”, que funcionam como um batente, que limita o curso disponível do cilindro. Ou seja, o espaçamento entre a tampa e o êmbolo é maior que o curso, mas este “stop-tube” limita o movimento para apenas a distância pretendida.

Recorrendo a esta metodologia de dimensionamento e tendo em conta as dimensões a cumprir, definidas nos Quadros 16 a 18, tanto para a tampa como para o êmbolo (nesta fase apenas interessa as que

condicionem a espessura destes elementos, por exemplo L3), é possível obter uma aproximação do número de guias necessárias assim como a espessura mínima para a tampa e êmbolo.

Considerando as dimensões definidas em 3.4.6 e o diâmetro da haste calculado em 3.5.1, e sabendo que o caso de carga mais condicionante é o carregamento em serviço, na direção Y, obteve-se os seguintes resultados para as cargas radiais, largura das cintas e número de cintas necessário.

Quadro 19 – Dimensões resultantes do dimensionamento às cargas radiais (1º Iteração)

| | F(kN) | T (mm) | Nº de cintas de 25 mm | Espessura mínima (mm) |
|--------|-------|--------|-----------------------|-----------------------|
| Tampa | 1137 | 91 | 4 | 170 |
| Êmbolo | 1002 | 59 | 3 | 109 |

É importante referir que neste caso, para o modelo da Figura 18, o apoio que representa a tampa foi considerado a meio da distância restante depois da aplicação do raspador e do último vedante de haste.

Para a determinação da espessura mínima foi considerado que o espaçamento entre elementos de vedação e guiamento, ou entre estes e os limites da peça, é 5 mm. Para além disto, foi considerado um vedante para o êmbolo e, para a tampa, para além do raspador e vedante inicial, foi ainda considerado mais um vedante que será colocado entre os pares de cintas.

Prosseguindo com o cálculo, alterando as espessuras da tampa e do êmbolo para a espessura mínima do quadro anterior, obtém-se:

Quadro 20 – Dimensões resultantes do dimensionamento às cargas radiais (2º Iteração)

| | F(kN) | T (mm) | Nº de cintas de 25 mm | Espessura mínima (mm) |
|--------|-------|--------|-----------------------|-----------------------|
| Tampa | 1131 | 90 | 4 | 170 |
| Êmbolo | 996 | 59 | 3 | 109 |

Observa-se então que uma espessura para o êmbolo e tampa de 110 mm e 170 mm, respetivamente, é uma solução possível. Outra possibilidade seria aumentar a espessura de êmbolo e diminuir a da tampa. No entanto, esta solução conduziria a um aumento significativo no peso do cilindro, uma vez que uma variação de espessura do êmbolo conduz a uma maior variação de peso comparativamente com a mesma variação de espessura na tampa.

Na análise anterior, utilizou-se um modelo de uma barra suportada por dois apoios que se considerou serem os pontos médios das cintas de guiamento do êmbolo e da tampa. Este é um modelo muito simplificado e não permite a determinação das cargas radiais por cinta, nem os deslocamentos a que o conjunto êmbolo-haste estará sujeito.

Se agora se considerar que as cintas de guiamento proporcionam um apoio elástico, face a carregamentos radiais, é possível obter um modelo mais realístico do comportamento do conjunto êmbolo-haste, simulando-o como uma barra de inércia variável, apoiada em molas com uma determinada rigidez. Este modelo já permite determinar as cargas radiais por cinta de guiamento assim como analisar os deslocamentos a que o conjunto êmbolo-haste estará sujeito.

3.5.4. MODELO DO CONJUNTO ÊBOLO-HASTE

3.5.4.1. RIGIDEZ DAS CINTAS DE GUIAMENTO

Para este modelo é então necessário determinar a rigidez das cintas de guiamento. Para tal, é preciso perceber como as cargas são transmitidas para as cintas e como as tensões provocadas por estas se distribuem.

A carga radial aplicada no cilindro é transmitida para as cintas pelo conjunto êmbolo-haste na forma de uma tensão. Esta tensão não será uniforme, pois o conjunto sofre uma ligeira rotação, o que provoca uma distribuição de tensões aproximadamente trapezoidal. No entanto, de forma a simplificar o cálculo da rigidez, considerou-se que esta distribuição de tensões nas cintas é uniforme.

Analisando as tensões nas cintas, agora considerando uma secção perpendicular ao eixo do cilindro, observa-se que as mesmas também não serão uniformes (Figura 23). Estas são nulas nos pontos do plano perpendicular ao carregamento, que passa pelo centro do cilindro, e máximas no ponto alinhado com a direção da carga.

Esta falta de uniformidade na distribuição de tensões nas cintas de guiamento dificulta a determinação da sua rigidez face a este carregamento.

De forma a resolver este problema, foi elaborado um modelo simplificado de barras que simula, de forma aproximada, o comportamento da cinta de guiamento. Para a modelação do êmbolo, recorreu-se a barras infinitamente rígidas, atravancadas, com um ponto em comum (o centro do cilindro), com um afastamento angular entre si de 10° . Na extremidade destas encontram-se as barras que simulam a cinta de guiamento. O comprimento destas pode variar, dependendo da espessura da cinta de guiamento que se pretende simular. A sua secção foi considerada como retangular, em que a largura corresponde ao comprimento dum arco de circunferência com amplitude de 10° , e raio igual ao do êmbolo, e a altura corresponde à largura da cinta de guiamento.

Para as condições de apoio, foi considerado que o contacto das cintas com o corpo do cilindro, ou tampa, pode ser simulado por um apoio simples. Na realidade existe atrito neste contacto, mas este seria muito difícil de modelar e portanto optou-se por não o considerar. Esta opção é conservativa, uma vez que este atrito provoca uma redução dos deslocamentos da cinta, ou seja, provoca um aumento da rigidez.

Este modelo encontra-se representado na figura 24:

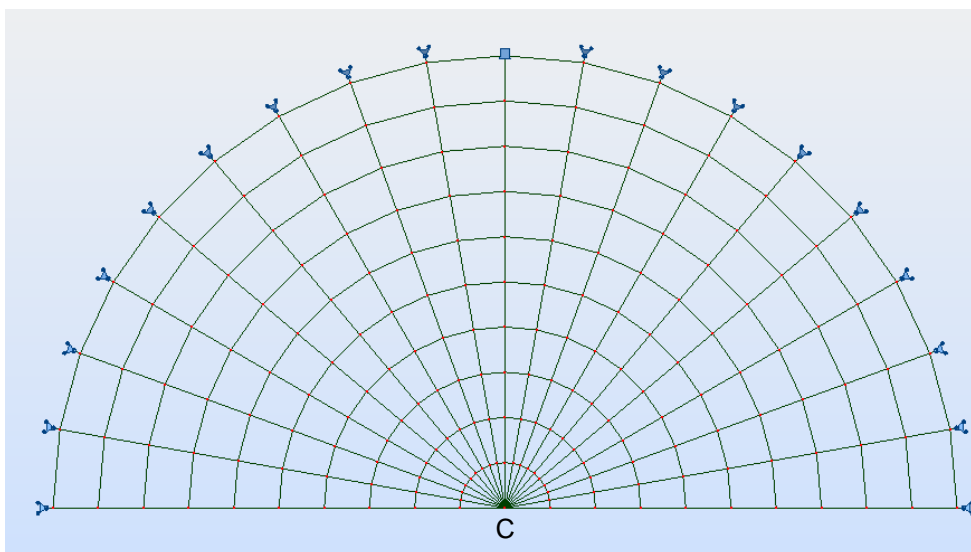


Figura 24 – Modelo para a determinação da rigidez da cinta de guiamento

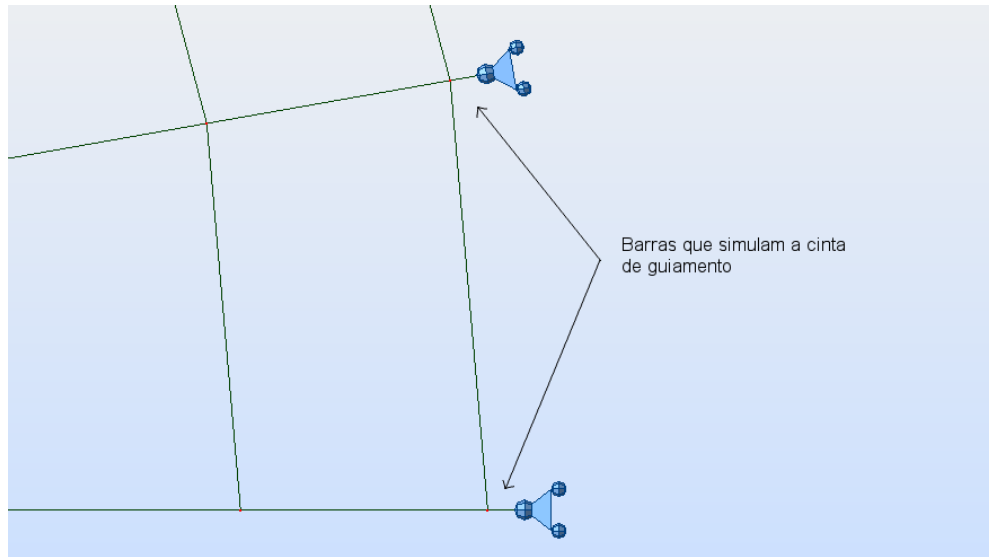


Figura 25 – Modelo para a determinação da rigidez da cinta de guiamento (Pormenor)

Uma vez que a rigidez é equivalente à força necessária para haja um determinado deslocamento, aplicando uma carga no ponto C da Figura 24 e medindo o seu deslocamento é possível obter a rigidez da cinta de guiamento.

Por último, para concluir o modelo é necessário conhecer as propriedades mecânicas das cintas de guiamento. Após o contacto com a Trelleborg, foram fornecidas as seguintes propriedades:

Quadro 21 – Propriedades mecânicas das cintas de guiamento

| E (GPa) | ν |
|---------|-------|
| 1,5 | 0,15 |

De modo a obter uma quantidade significativa de resultados, para ser possível analisar uma possível relação entre eles, optou-se por determinar a rigidez para os diâmetros 150, 200, 250, 300, 340 e 400 mm. Quanto à geometria das cintas de guiamento, optou-se por analisar cintas com largura de 9.7, 15 e 25 mm e espessura de 2.5 e 4 mm, pois são as medidas frequentemente existentes em cintas de guiamento prontas a aplicar.

Todas as combinações destas medidas foram modeladas e os valores obtidos encontram-se no Quadro 22 da página seguinte.

Quadro 22 – Rigidez das cintas de guiamento (kN/m)

| Diâmetro (D) | Espessura | Largura (T) | | |
|--------------|-----------|-------------|----------|----------|
| | | 9,7 | 15 | 25 |
| 150 | 2,5 | 6,86E+05 | 1,06E+06 | 1,77E+06 |
| | 4 | 4,29E+05 | 6,63E+05 | 1,10E+06 |
| 200 | 2,5 | 9,13E+05 | 1,41E+06 | 2,35E+06 |
| | 4 | 5,71E+05 | 8,83E+05 | 1,47E+06 |
| 250 | 2,5 | 1,12E+06 | 1,73E+06 | 2,89E+06 |
| | 4 | 7,01E+05 | 1,08E+06 | 1,81E+06 |
| 300 | 2,5 | 1,37E+06 | 2,12E+06 | 3,54E+06 |
| | 4 | 3,57E+05 | 5,52E+05 | 9,19E+05 |
| 340 | 2,5 | 1,53E+06 | 2,37E+06 | 3,94E+06 |
| | 4 | 9,61E+05 | 1,49E+06 | 2,48E+06 |
| 400 | 2,5 | 1,83E+06 | 2,83E+06 | 4,71E+06 |
| | 4 | 1,14E+06 | 1,77E+06 | 2,94E+06 |

Analisando o quadro anterior, como seria de esperar, observa-se que a variação da rigidez é proporcional à variação da largura da cinta e inversamente proporcional à variação da espessura.

Considerando agora que a distribuição de tensões na cinta é uniforme, esta pode ser considerada como um corpo sujeito a uma compressão, e portanto a sua rigidez pode ser obtida pela equação $K = EA/L$. Em que L corresponde à espessura da cinta e A à área carregada, ou seja ao produto do comprimento de um arco, com uma determinada amplitude, pela largura da cinta. É possível então determinar a amplitude de arco necessária para que os resultados desta expressão sejam iguais aos obtidos pelo modelo.

Fazendo esta análise para todos os valores de rigidez do Quadro 22, determinou-se os seguintes valores de amplitude de arco para cada cinta de guiamento:

Quadro 23 – Amplitude do arco para o cálculo da rigidez (°)

| Diâmetro (D) | Espessura | Largura (T) | | |
|--------------|-----------|-------------|-------|-------|
| | | 9,7 | 15 | 25 |
| 150 | 2,5 | 90,02 | 90,02 | 90,01 |
| | 4 | 90,02 | 90,02 | 90,01 |
| 200 | 2,5 | 89,89 | 89,89 | 89,88 |
| | 4 | 89,89 | 89,89 | 89,88 |
| 250 | 2,5 | 90,22 | 88,36 | 88,34 |
| | 4 | 90,22 | 88,36 | 88,34 |
| 300 | 2,5 | 90,10 | 90,11 | 90,11 |
| | 4 | 90,10 | 90,11 | 90,11 |
| 340 | 2,5 | 88,56 | 88,57 | 88,56 |
| | 4 | 89,06 | 89,06 | 89,05 |
| 400 | 2,5 | 89,99 | 89,99 | 89,96 |
| | 4 | 89,99 | 89,99 | 89,96 |

Analisando os valores obtidos, conclui-se que a utilização da expressão da rigidez para um objeto à compressão conduz a resultados satisfatórios, se se considerar uma amplitude de arco de 90°.

3.5.4.2. APLICAÇÃO DO MODELO

A obtenção de resultados por este modelo de barra com apoios elásticos é um processo iterativo. A primeira iteração é feita tendo em conta os resultados obtidos pelo modelo de barra duplamente apoiada, para o qual se obteve a espessura da tampa e êmbolo e o número de cintas de guiamento necessárias (Quadro 20). Portanto, para o caso em estudo, a primeira iteração será feita para 4 cintas de guiamento na tampa e 3 no êmbolo, todas com 25 mm de largura e 2,5 mm de espessura.

Tendo em conta as dimensões a respeitar para os elementos de vedação e guiamento e o espaçamento mínimo entre estes, definidos anteriormente, e considerando os apoios no centro das cintas de guiamento, obteve-se o seguinte modelo:

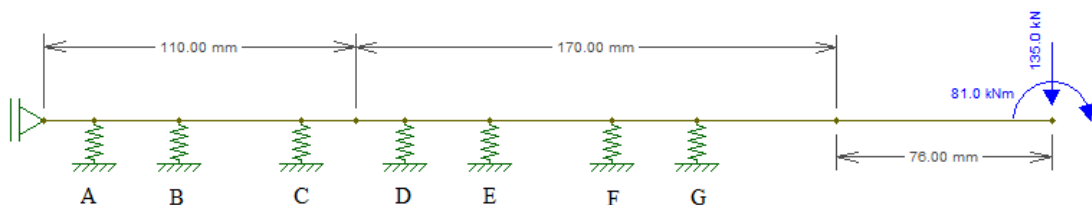


Figura 26 – Modelo de barra com apoios elásticos do conjunto êmbolo-haste

Para o qual se obteve os seguintes resultados:

Quadro 24 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (1^o Iteração)

| Elemento | Apoio | Força | T |
|----------|-------|--------|-------|
| Êmbolo | A | 321 kN | 19 mm |
| | B | 219 kN | 13 mm |
| | C | 71 kN | 4 mm |
| Haste | D | 41 kN | 3 mm |
| | E | 121 kN | 10 mm |
| | F | 245 kN | 20 mm |
| | G | 338 kN | 27 mm |

Na última coluna do quadro anterior, encontra-se a largura de cinta necessária para resistir à força aplicada, calculada pela equação (27).

É possível observar que, para o apoio G, que diz respeito à última cinta de guiamento da haste, a largura de cinta necessária é maior do que a utilizada. Não é possível então utilizar esta configuração de cintas.

Seria possível reduzir a carga neste apoio reduzindo a sua rigidez, escolhendo outra largura de cinta ou aumentando a sua espessura. No entanto, verifica-se que para estas espessuras de tampa e êmbolo, o valor da força na última cinta da tampa será sempre mais elevado do que a resistência de dimensionamento desta. A única solução é então o aumento da espessura do êmbolo ou da tampa.

Optou-se, para este caso, aumentar a espessura do êmbolo de 110 mm para 125. Sendo assim, considerando na mesma cintas de 25 mm e 2.5 mm de espessura obteve-se os seguintes resultados:

Quadro 25 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (2^o Iteração)

| Elemento | Apoio | Força | T |
|----------|-------|--------|-------|
| Êmbolo | A | 289 kN | 17 mm |
| | B | 204 kN | 12 mm |
| | C | 80 kN | 5 mm |
| Haste | D | 52 kN | 4 mm |
| | E | 120 kN | 10 mm |
| | F | 228 kN | 18 mm |
| | G | 309 kN | 25 mm |

Aumentando a espessura do êmbolo consegue-se garantir que as forças aplicadas nas cintas conduzem a pressões menores do que a pressão radial máxima de dimensionamento.

Do Quadro 25, observa-se que as cargas que atuam nas cintas B, C, D e E, conduzem a larguras de cintas bastante menores que a largura considerada, o que indica que se pode reduzir a largura destas. No entanto, uma redução na largura conduz a uma redução da rigidez o que provoca uma redistribuição de esforços para as outras cintas. Todavia, esta análise deve ser feita pois conduz a uma solução mais otimizada.

De seguida apresenta-se um exemplo de uma solução estudada e os seus resultados:

Quadro 26 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (3^o Iteração)

| Elemento | Apoio | T | Força | T (Resultante) |
|----------|-------|--------|--------|----------------|
| Êmbolo | A | 25 mm | 297 kN | 17 mm |
| | B | 25 mm | 208 kN | 12 mm |
| | C | 9,7 mm | 30 kN | 2 mm |
| Haste | D | 9,7 mm | 34 kN | 3 mm |
| | E | 15 mm | 77 kN | 6 mm |
| | F | 25 mm | 238 kN | 19 mm |
| | G | 25 mm | 322 kN | 26 mm |

Como se pode verificar, a redução da largura em algumas das guias menos solicitadas conduz a um aumento de carga nas restantes. Uma vez que a largura necessária para a cinta G é maior do que a da cinta utilizada, conclui-se que esta solução não é válida.

Após algumas iterações chegou-se à solução mais otimizada, apresentada no Quadro 27:

Quadro 27 – Resultados do modelo do conjunto êmbolo-haste (Última Iteração)

| Elemento | Apoio | T | Força | T (Resultante) |
|----------|-------|--------|--------|----------------|
| Êmbolo | A | 25 mm | 346 KN | 20 mm |
| | B | 15 mm | 151 KN | 9 mm |
| | C | 9,7 mm | 46 KN | 3 mm |
| Haste | D | 25 mm | 34 KN | 3 mm |
| | E | 25 mm | 108 KN | 9 mm |
| | F | 25 mm | 224 KN | 18 mm |
| | G | 25 mm | 312 KN | 25 mm |

De forma a aproveitar a maior resistência das cintas de maior dimensão do êmbolo, é conveniente colocá-las o mais afastado possível das cintas da tampa, ou seja, mais perto do fundo do cilindro hidráulico. Esta disposição faz com que a cinta de 9.7 mm fique demasiado espaçada das outras e da extremidade do êmbolo. Por esta razão, optou-se por adicionar mais uma cinta de 9.7 mm, de forma a melhor distribuir a distância entre cintas e extremidades do elemento.

Os resultados obtidos para esta disposição encontram-se no Quadro 28, presente na página seguinte.

Quadro 28 – Resultados finais do modelo do conjunto êmbolo-haste

| Elemento | Apoio | T | Força | T (Resultante) |
|----------|-------|--------|--------|----------------|
| Êmbolo | A | 25 mm | 328 KN | 20 mm |
| | B | 15 mm | 151 KN | 9 mm |
| | C | 9,7 mm | 49 KN | 3 mm |
| | D | 9,7 mm | 22 KN | 2 mm |
| Haste | E | 25 mm | 38 KN | 4 mm |
| | F | 25 mm | 111 KN | 9 mm |
| | G | 25 mm | 225 KN | 18 mm |
| | H | 25 mm | 311 KN | 25 mm |

De forma a ter em conta a incerteza do valor da rigidez das cintas de guiamento, foi feita uma análise de sensibilidade da variação dos resultados face à variação da rigidez. Para tal, com a solução de cintas já definida, verificou-se as forças por cinta para uma situação em que a rigidez varia -50% e +50%. Os resultados obtidos encontram-se no Quadro 29:

Quadro 29 – Análise de sensibilidade das forças nas cintas face à variação da rigidez das mesmas

| Elemento | Apoio | T | -50% | | +50% | |
|----------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|
| | | | Força | Desvio | Força | Desvio |
| Êmbolo | A | 25 mm | 333 | -1,5% | 323 | 1,5% |
| | B | 15 mm | 152 | -0,7% | 150 | 0,7% |
| | C | 9,7 mm | 48 | 2,0% | 50 | -2,0% |
| | D | 9,7 mm | 20 | 9,1% | 24 | -9,1% |
| Haste | E | 25 mm | 44 | -15,8% | 33 | 13,2% |
| | F | 25 mm | 116 | -4,5% | 106 | 4,5% |
| | G | 25 mm | 225 | 0,0% | 225 | 0,0% |
| | H | 25 mm | 304 | 2,3% | 318 | -2,3% |

Como se pode observar, a incerteza do valor da rigidez das cintas de guiamento tem maior significado para as cintas interiores D e E. Apesar de ser uma variação percentual elevada, trata-se apenas de uma diferença máxima de 2 kN para a cinta D e 6 kN para a E. Mesmo que esta variação se tratasse de um acréscimo de carga significativo, uma vez que as cintas interiores são as menos solicitadas, a sua largura está normalmente sobredimensionada e, portanto, seriam capazes de resistir ao carregamento.

Está então definido o número de cintas de guiamento, as suas larguras e a sua disposição. Na Figura C.3 e C.4 do Anexo C, é possível consultar uma representação cotada das cintas de guiamento e dos vedantes da tampa e do êmbolo.

Para a conclusão do dimensionamento, é agora necessário analisar as tensões no corpo do cilindro provocadas pela cargas radiais.

3.5.5. TENSÕES NO CORPO DO CILINDRO DEVIDO ÀS CARGAS RADIAIS

Como referido em 2.3, as cargas radiais são transmitidas para o corpo do cilindro pelas cintas de guiamento. Estas conduzem a um aumento de tensão, no corpo do cilindro, que deve ser analisado. Uma vez que este estudo é bastante complicado de realizar analiticamente, recorreu-se a um modelo de casca, que simula o corpo do cilindro, de forma a estimar as tensões a que este estará sujeito. Para este estudo não tem interesse analisar as tensões exercidas na tampa, uma vez que estas não irão condicionar o seu dimensionamento.

O modelo resume-se numa casca cilíndrica, duplamente apoiada nas suas extremidades. O carregamento consiste em pressões, obtidas distribuindo a força na cinta de guiamento pela área correspondente ao produto do diâmetro do êmbolo pela largura da cinta. Estas são projectadas na casca na direcção do carregamento. Imagens detalhadas do modelo encontram-se no Anexo B assim como os mapas de resultados.

Uma vez que se trata de um modelo de casca, é apenas possível obter o valor das tensões circunferenciais e longitudinais. O valor das tensões radiais foi considerado como sendo igual à maior pressão exercida pelas cargas radiais. Admite-se que esta consideração possa ter algum erro associado uma vez que, devido ao facto de estarem diversas pressões à atuar na parede, pode ocorrer uma sobreposição de tensões que conduza a um valor maior do que o utilizado para o dimensionamento. No entanto, como o dimensionamento é feito com um coeficiente de segurança de dois, é de esperar que este erro esteja salvaguardado. É importante referir que, devido à assimetria do carregamento, é possível que apareçam esforços transversos na parede do cilindro; no entanto, para esta análise, estes foram considerados como desprezáveis.

Para o modelo, a espessura da parede do cilindro considerada foi a obtida do dimensionamento à pressão, 40 mm, e as pressões foram obtidas através das cargas nas cintas do Quadro 29. As tensões resultantes do modelo são então as seguintes:

Quadro 30 – Tensões resultantes do modelo

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 1 MPa | 34 MPa | 67 MPa |
| σ_r | -37 MPa | -15 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -44 MPa | 16 MPa | 76 MPa |

Conjugando estes esforços com os restantes:

Quadro 31 – Tensões devido à pressão e cargas radiais

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 126 MPa | 144 MPa | 166 MPa |
| σ_r | -63 MPa | -26 MPa | 0 MPa |
| σ_l | 6 MPa | 66 MPa | 126 MPa |
| σ_{V-M} | 166 MPa | 147 MPa | 150 MPa |

Quadro 32 – Tensões devido à pressão e cargas radiais e temperatura

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 37 MPa | 147 MPa | 243 MPa |
| σ_r | -63 MPa | -30 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -83 MPa | 64 MPa | 203 MPa |
| σ_{V-M} | 112 MPa | 153 MPa | 226 MPa |

Observa-se que a tensão máxima corresponde à tensão circunferencial no exterior da parede do cilindro quando estão presentes todas as solicitações. Esta tensão é superior à tensão de cedência de cálculo e portanto é necessário aumentar a espessura da parede do cilindro.

Aumentando a espessura para 60 mm obtêm-se as seguintes tensões devido ao carregamento radial:

Quadro 33 – Tensões resultantes do modelo com uma espessura de 60 mm

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|---------|----------|
| σ_t | -4 MPa | 18 MPa | 39 MPa |
| σ_r | -37 MPa | -15 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -31 MPa | 9 MPa | 49 MPa |

E as tensões totais:

Quadro 34 – Tensões devido à pressão e cargas radiais (60mm de espessura)

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | 84 MPa | 90 MPa | 102 MPa |
| σ_r | -63 MPa | -25 MPa | 0 MPa |
| σ_l | 0 MPa | 30 MPa | 81 MPa |
| σ_{V-M} | 128 MPa | 100 MPa | 93 MPa |

Quadro 35 – Tensões devido à pressão, cargas radiais e temperatura (60mm de espessura)

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|----------------|----------|---------|----------|
| σ_t | -7 MPa | 94 MPa | 177 MPa |
| σ_r | -63 MPa | -31 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -92 MPa | 38 MPa | 155 MPa |
| σ_{V-M} | 74 MPa | 109 MPa | 167 MPa |

Como se pode observar no Quadro 35, uma espessura de 60 mm para a parede do cilindro já permite garantir tensões menores que a tensão de cedência de cálculo.

Outra solução possível seria a utilização de um outro material, com maior resistência o que conduziria a uma espessura de parede menor; no entanto, esta redução de espessura conduziria a uma deformação

maior. É conveniente evitar deformações significativas, pois estas podem criar problemas no funcionamento dos elementos de vedação.

De forma a ter em conta o erro associado à escolha das condições de apoio do corpo do cilindro, no modelo, foi feita a modelação considerando agora os apoios como encastramentos. Os resultados obtidos foram os seguintes:

Quadro 36 – Tensões resultantes do modelo com uma espessura de 60 mm (Encastrado)

| | Interior | 1/2 t | Exterior |
|------------|----------|---------|----------|
| σ_t | -4 MPa | 15 MPa | 35 MPa |
| σ_r | -37 MPa | -15 MPa | 0 MPa |
| σ_l | -32 MPa | 8 MPa | 47 MPa |

Observa-se que a diferença dos resultados não é significativa. Ocorre até uma redução da tensão condicionante (tensão circunferencial exterior) e, portanto, é conservativo utilizar o resultado obtido para o modelo duplamente apoiado. É importante referir que, como mencionado, as tensões radiais são consideradas iguais à maior pressão aplicada, e portanto não dependem das condições de apoio.

3.5.6. DETALHES DE CONSTRUÇÃO

Para terminar o dimensionamento do cilindro hidráulico é necessário definir as folgas entre componentes, de forma a garantir o correto funcionamento dos elementos de vedação e guiamento, assim como evitar o contacto aço-aço. É portanto necessário analisar a variação do raio, provocada pelas tensões na parede do corpo do cilindro, assim como os deslocamentos que a haste e o êmbolo vão sofrer, devido às cargas radiais.

Aquando da montagem do êmbolo ou tampa, a secção transversal dos elementos de vedação é comprimida cerca de 10 a 30% [12]. Esta compressão permite compensar pelo seu desgaste, assim como pelas deformações, ou deslocamentos, dos elementos onde está aplicado, garantindo boas condições de vedação.

Analisando as deformações do corpo do cilindro, considerando que devido à temperatura estas são iguais às deformações do êmbolo, é apenas necessário considerar a deformação devido à pressão e às cargas radiais. Através da equação (18), obtém-se uma variação de raio devido à pressão $\Delta r = 0.078mm$. Relativamente à variação devido ao carregamento radial, através do modelo do corpo do cilindro obtém-se $\Delta r = 0.055mm$. Isto resulta numa variação total, num dos lados, de 0.133mm. Uma vez que a ranhura do vedante de êmbolo tem uma profundidade de 12.25 mm, e considerando simplifadamente este valor como sendo a altura da secção transversal do vedante, a variação do raio corresponde apenas a 1.1% dessa altura. Este é um valor muito reduzido e portanto não terá significado. Desta forma, para esta análise, considerou-se então que a elasticidade dos vedantes é suficiente para compensar as deformações do corpo do cilindro. Uma vez que o deslocamento do conjunto êmbolo-haste é reduzido (como se verá de seguida), comparando com a altura da secção transversal do vedante, considera-se também que a elasticidade do vedante é suficiente para compensar este deslocamento. Portanto, não será necessário entrar em pormenor neste assunto. É importante referir que a pressão do óleo contribui também para esta compensação uma vez que comprime o vedante na direcção oposta, obrigando-o a ajustar-se à parede do cilindro.

Na tampa, devido à grande diferença entre o diâmetro interno e externo, as deformações provocadas pelo carregamento radial e pressão são irrelevantes.

A análise das folgas máximas deve ter em conta não só os deslocamentos do conjunto êmbolo-haste mas também as deformações do corpo do cilindro, assim como as tolerâncias das dimensões dos elementos. Esta análise é bastante detalhada, minuciosa, e não será realizada neste trabalho. De forma a simplificar o cálculo das folgas necessárias, serão apenas considerados os deslocamentos do conjunto êmbolo-haste, sendo que as folgas máximas serão escolhidas, de forma conservativa, para pressões mais elevadas do que a de serviço. Esta simplificação pode implicar que, na prática, as folgas presentes sejam ligeiramente maiores que as máximas. Isto pode-se traduzir, numa situação de serviço, numa ligeira extrusão do vedante, que provocará um maior desgaste do mesmo. No entanto, este fenómeno não tem significado na segurança estrutural do cilindro.

Para garantir a inexistência de contacto aço-aço é necessário analisar os deslocamentos dos pontos mais críticos. Estes são os pontos extremos com menos folga máxima, ou seja, os pontos perto dos vedantes (Figura 29).

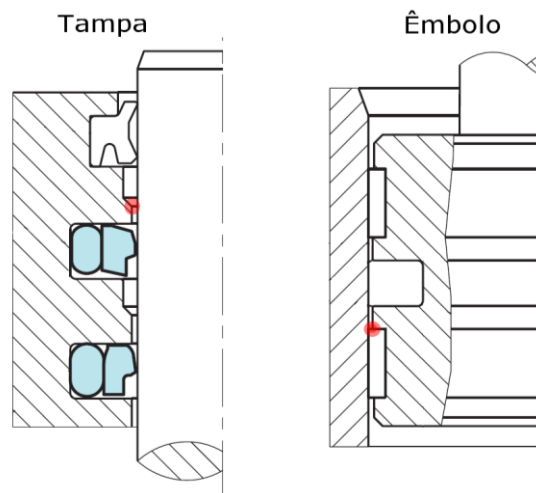


Figura 27 – Pontos críticos para a determinação das folgas (Adaptado de [11])

Recorrendo ao modelo de barra apoiado em molas, determina-se que o valor dos deslocamentos para os pontos críticos são 0.053 mm e 0.14 mm para o êmbolo e tampa, respetivamente.

Consultando o Quadro 18, observa-se que há folgas diferentes para pressões diferentes. Este cilindro está previsto para uma pressão de serviço de 26 MPa e, portanto, de forma conservativa, será utilizada a folga de 0.25 mm para uma pressão de 40MPa. Tendo em conta a folga máxima, e sabendo que há um afastamento (num dos lados) de 0.053 mm, devido à rotação do conjunto êmbolo-haste, conclui-se que a folga tem que ser menor ou igual a 0.197 mm. Foi então definida uma folga de 0.15 mm para o vedante de êmbolo

Uma vez que a pressão de óleo na tampa corresponde à pressão de retorno, que é bastante inferior à de avanço, pode-se considerar a folga máxima para o vedante de haste de 0.6 mm, a que corresponde a uma pressão de 10 MPa (Quadro 17). De forma análoga ao êmbolo, determina-se que a folga para o vedante de haste terá que ser menor ou igual a 0.46 mm. A folga definida foi então 0.4 mm.

Como ambas as folgas definidas para o êmbolo e haste são maiores que os deslocamentos existentes nestes, é de esperar que não haja contacto aço-aço.

3.6. CARACTERÍSTICAS DO CILINDRO HIDRÁULICO

Finalmente, uma vez terminado o dimensionamento, as características do cilindro hidráulico estudado, capaz de resistir às solicitações axiais e radiais, encontram-se no quadro 36:

Quadro 37 – Características do cilindro hidráulico

| | |
|---------------------------|-----------------------|
| Diâmetro Interior | 340 mm |
| Diâmetro Exterior | 460 mm |
| Diâmetro Haste | 250 mm |
| Curso | 75 mm |
| Área de avanço | 907,9 cm ² |
| Área de retorno | 417,0 cm ² |
| Relação de áreas | 2,18 |
| Pressão de avanço | 260 bar |
| Força de avanço | 235 ton |
| Pressão de retorno | 45 bar |
| Força de retorno | 190 ton |
| Pressão máxima | 325 bar |
| Carga radial máxima | 135 kN a 600 mm |
| Capacidade óleo (avanço) | 6,81 L |
| Capacidade óleo (retorno) | 3,13 L |
| Peso s/ óleo | 540 kg |

Como mencionado no Quadro 1, a força de retorno necessária é mínima. Como tal, considerou-se a pressão de retorno como sendo, aproximadamente, 1/6 da pressão de avanço.

Quanto à pressão máxima, considera-se que esta pode atingir um valor de 1.25 vezes a pressão de serviço. Uma vez que a pressão de serviço é 260 bar, a pressão máxima é então 325 bar. É preciso ter em atenção que a combinação desta pressão máxima com o carregamento radial pode criar problemas nos elementos de vedação devido às folgas máximas. É portanto aconselhável que, quando o carregamento radial máximo se encontre aplicado, a pressão não ultrapasse significativamente a pressão de serviço (260 bar).

No Anexo C é possível consultar desenhos do cilindro, assim como a cotagem das folgas determinadas anteriormente.

4

FOLHA DE CÁLCULO PARA O DIMENSIONAMENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS

Ao longo deste trabalho foi exposta uma metodologia de cálculo que permite o dimensionamento de cilindros hidráulicos, não só para o seu funcionamento normal (cargas axiais), mas também para carregamentos radiais. De forma a auxiliar o dimensionamento, foi realizada uma folha de cálculo, de forma a simplificar e sistematizar este dimensionamento.

Neste capítulo pretende-se explicitar a folha de cálculo elaborada. Esta permite o dimensionamento à pressão, assim como auxiliar no dimensionamento face às cargas radiais. Este último não é possível realizar apenas através da folha de cálculo uma vez que alguns assuntos precisam de ser analisados com recurso a *software* de análise estrutural. Para ajudar a perceber o funcionamento desta folha de cálculo, as células onde é necessário introduzir informação serão assinaladas a amarelo e em todas as células estará representada a sua unidade respetiva. Uma vez que o dimensionamento é demonstrado em detalhe no Capítulo 3, será apenas feita uma breve explicação de como se deve proceder.

Primeiramente, começa-se por definir os dados do problema. Ou seja, cargas, pressão de funcionamento, características e propriedades dos materiais e temperatura interior e exterior de funcionamento. Inicia-se então o procedimento de cálculo introduzindo esta informação nos respetivos campos:

| Cargas | | |
|--------------------|----|--------|
| N | kN | → ton. |
| N _d | kN | → ton. |
| Serviço Acidentais | | |
| V _x | kN | kN |
| V _y | kN | kN |
| Pressão | | |
| bar | → | MPa |

Figura 28 – Cargas e Pressão

| Características de resistência | | | |
|--------------------------------|----------|----------|-------------|
| | f_{yk} | f_{yd} | τ_{Rd} |
| Corpo | MPa | | |
| Haste | | | |
| Êmbolo | | | |
| Tampa | | | |
| Fundo | | | |

Figura 29 – Características de resistência

| Propriedades | |
|--------------|-----|
| ν | - |
| E | GPa |
| α | /°C |

| Temperatura | |
|-------------|----|
| T_i | °C |
| T_e | °C |

Figura 30 – Propriedades e temperatura

Relativamente às características de resistência, é possível inserir valores para os diversos elementos, uma vez que estes são por vezes fabricados em materiais diferentes. Quanto às propriedades, apenas são requeridas as do corpo do cilindro, uma vez que é apenas para este que são necessárias. O coeficiente de Poisson é também utilizado no dimensionamento de outros componentes; no entanto, uma vez que este é geralmente igual para diferentes aços, introduzir o do corpo do cilindro é suficiente.

Depois de definidos os dados do problema, procede-se ao dimensionamento dos diversos componentes. Começando pelo corpo do cilindro:

| Diâmetros | | | |
|-----------|-----|-------|-----|
| D_i | m | D_e | m |
| Pressão | bar | → | MPa |
| Espessura | | | |
| Tipo | | | |
| t | m | | |

Figura 31 – Corpo do cilindro (diâmetros, pressão e espessura)

| Tensões - Pressão | | | |
|-----------------------|----------|-------|----------|
| | Interior | 1/2 t | Exterior |
| σ_t | MPa | | |
| σ_r | | | |
| σ_l | | | |
| Tensões - Temperatura | | | |
| | Interior | 1/2 t | Exterior |
| σ_t | MPa | | |
| σ_r | | | |
| σ_l | | | |
| Tensões totais | | | |
| | Interior | 1/2 t | Exterior |
| σ_t | MPa | | |
| σ_r | | | |
| σ_l | | | |
| σ_{V-M} | | | |
| τ | | | |

Figura 32 – Corpo do cilindro (tensões)

| Variação do raio | | | |
|------------------|----------|-------|----------|
| | Interior | 1/2 t | Exterior |
| Δ_R | mm | | |

Figura 33 – Corpo do cilindro (variação do raio devido à pressão)

Apesar de não estar assinalado, pode-se optar por definir o diâmetro externo ou interno, dependendo de como se pretende realizar o dimensionamento. Para tal basta inserir os valores nas respetivas células (Figura 31), para os quais resultará uma pressão.

A espessura da parede do corpo depende do tipo de cilindro que se considera (fechado ou aberto). Na célula a amarelo (Figura 31) é possível selecionar uma destas duas hipóteses.

A variação do raio devido a outras solicitações, que não a pressão, deve ser calculada separadamente.

O dimensionamento dos restantes elementos é mais simples, como se pode ver de seguida:

| Haste | | |
|-----------|----------------|--|
| M | kNm | |
| I | m ⁴ | |
| D | m | |
| A_1/A_2 | - | |

Figura 34 – Haste

| Êmbolo | |
|--------|---|
| t | m |

Figura 35 – Êmbolo

| Tampa | |
|---------|-----|
| Pressão | MPa |
| Apoio | |
| t | m |

Figura 36 – Tampa

| Fundo | |
|-------|---|
| Apoio | |
| t | m |

Figura 37 – Fundo

Para o dimensionamento da haste, resolver a equação das tensões em flexão composta em ordem ao diâmetro é trabalhoso, pois esta depende da área e da inércia, que por sua vez dependem do diâmetro. Simplificando, sugere-se a utilização da função “Goal Seek”, na célula a azul, obrigando esta a ser zero, fazendo variar o diâmetro. Desta forma é possível obter o diâmetro da haste.

Relativamente ao fundo e tampa, é também necessário escolher as condições de apoio destes (encastrado ou simplesmente apoiado).

Seguidamente calcula-se uma estimativa do número de cintas de guiamento necessárias:

| Estimativa do número de cintas | | | |
|--------------------------------|-----------|-------------|----|
| t_{tampa} | mm | F | kN |
| $t_{êmbolo}$ | mm | $D_{Força}$ | mm |
| D_{haste} | mm | | |
| $D_{êmbolo}$ | mm | | |
| Curso | mm | F_{tampa} | kN |
| t_{fundo} | mm | F_{corpo} | kN |
| A | mm | H | mm |
| B | mm | Peso | Kg |
| Cinta de guiamento | | | |
| P_r | MPa | | |
| | Espessura | Nº Cintas | |
| Tampa | mm | - | |
| Êmbolo | mm | - | |

Figura 38 – Estimativa do número de cintas

Para esta estimativa é suposto introduzir-se as dimensões do cilindro já normalizadas e não as obtidas no dimensionamento. É importante referir que H é altura do cilindro (recuado) e A e B dizem respeito às dimensões representadas na Figura 18. A e B podem ser alterados caso não se pretenda considerar o ponto de aplicação das forças no meio da tampa e êmbolo. O número de cintas, por predefinição, diz respeito a cintas de 25 mm de largura.

Caso se pretenda fazer uma análise através do modelo de barra apoiada em molas, a rigidez das cintas de guiamento pode ser calculada pelo seguinte quadro:

| Rigidez da cinta de guiamento | | | |
|-------------------------------|-----------------|---|------|
| D | mm | | |
| T | mm | | |
| Grau | ° | | |
| A | mm ² | K | kN/m |
| L | mm | | |
| E | GPa | | |

Figura 39 – Rigidez das cintas de guiamento

Para determinar a rigidez da cinta de guiamento é necessário inserir o seu diâmetro (D), assim como a sua largura (T), espessura (L) e o seu módulo de elasticidade (E). É possível alterar a amplitude do arco que se pretende considerar para o cálculo da rigidez, alterando o valor da variável “Grau”; no entanto recomenda-se o uso de 90°.

A análise do modelo de molas terá que ser feita analiticamente ou com recurso a um *software* de análise estrutural. A partir deste modelo obtém-se as cargas radiais por cinta que permitem calcular as larguras necessárias para cada cinta de guiamento.

Depois de determinadas as cargas por cinta é possível calcular a pressão que estas exercem na parede do cilindro. As pressões são utilizadas na análise das tensões no corpo do cilindro devido às cargas radiais, que terá que ser feita com recurso à modelação do corpo num *software* de análise estrutural. Os deslocamentos do corpo do cilindro devido ao carregamento radial poderão também ser obtidos através deste modelo.

Por último, o dimensionamento é finalizado na última folha do ficheiro, onde se insere todas as dimensões (normalizadas), assim como as tensões no corpo do cilindro devido às cargas radiais. Disto resulta as tensões finais no corpo do cilindro devido a todas as solicitações, assim como a tensão de von Mises e a variação do raio devido à pressão.

5

CONCLUSÃO E ESTUDOS FUTUROS

5.1. CONCLUSÃO

Com a presente dissertação, foi possível concluir que o efeito dos esforços transversos em cilindros hidráulicos é uma área pouco abordada. Observou-se que, geralmente, a informação da resistência a carregamentos radiais não é fornecida pelos fabricantes destes equipamentos, ou então é assumida como não existente. Tendo em conta a acrescida utilização de cilindros hidráulicos, não só na construção civil, mas também em estruturas (temporariamente ou permanentemente), observa-se que estes estão, por vezes, sujeitos a carregamentos diferentes do característico esforço axial. O facto de não ser possível a escolha de cilindros *standard*, obriga a que estes tenham que ser feitos por medida, ou então que a estrutura seja dimensionada de forma a transmitir apenas esforço axial para os cilindros. Isto pode, por vezes, ser impraticável e conduzir a custos mais elevados, assim como a soluções estruturais menos otimizadas.

Relativamente ao dimensionamento de cilindros hidráulicos face a carregamentos radiais, observa-se também que a informação é escassa, particularmente no que diz respeito à determinação de cargas por cintas de guiamento, à determinação dos deslocamentos do conjunto êmbolo-haste e ao efeito das cargas radiais no corpo do cilindro. Com base no trabalho realizado, conclui-se que o dimensionamento das cintas de guiamento para um ponto médio não garante que as tensões nestas sejam menores do que a admissível. Determinou-se também que a rotação do eixo do conjunto êmbolo-haste é significativa e necessita ser considerada, aquando da escolha das folgas entre elementos. Quanto às tensões no corpo do cilindro, provocadas pelas cargas radiais, conclui-se que estas têm bastante significado e provocam um aumento significativo das tensões no exterior da parede do corpo do cilindro. Estas devem, portanto, ser analisadas, principalmente numa situação em que a temperatura no interior do cilindro seja superior à exterior, pois é nesta situação que o exterior da parede se encontra mais solicitado. É também importante analisar estas tensões provocadas pelas cargas radiais, pois conduzem a uma variação do raio do cilindro, sendo que valores elevados desta variação conduzem a falhas dos elementos de vedação.

Em suma, esta dissertação pretendeu não só apontar para a falta de informação sobre o tema, mas também analisar os efeitos dos esforços transversos em cilindros hidráulicos; assim como sugerir uma metodologia de dimensionamento de cilindros sujeitos a estes esforços.

No subcapítulo seguinte, serão apresentadas as opiniões do autor sobre futuros estudos a realizar.

5.2. ESTUDOS FUTUROS

Relativamente a estudos futuros relacionados com o tema abordado, o autor desta dissertação considera importante o estudo dos seguintes assuntos: Análise da rigidez das cintas de guiamento, através de um modelo de elementos finitos, assim como modelos experimentais, com o objetivo de obter uma expressão que permita a determinação desta rigidez com base nas propriedades e na geometria das cintas de guiamento. Sugere-se também, de forma análoga, o estudo das tensões e deformações em cilindros de parede espessa, provocadas por um carregamento assimétrico, de forma a sistematizar o cálculo dos efeitos deste tipo de carregamento. Sugere-se ainda a análise da metodologia de dimensionamento considerada neste trabalho, através de ensaios a um cilindro hidráulico dimensionado desta forma. Nomeadamente a verificação dos deslocamentos do conjunto êmbolo-haste, a existência de fugas durante o carregamento radial, danos nos elementos de vedação, a verificação de contacto aço-aço e a verificação da resistência das cintas de guiamento. Por último, seria de interesse a análise de modelos de estruturas com cilindros hidráulicos em que estes sejam corretamente modelados, ou seja, em que a sua rigidez face aos diversos carregamentos seja contabilizada. Isto permite estudar a influência no comportamento da estrutura da utilização de cilindros hidráulicos como elemento estrutural. Este é um estudo relevante pois permite a obtenção de soluções estruturais mais otimizadas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Freitas, F. *Atuadores e elementos de vedação*, Apontamentos da cadeira de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, FEUP.
- [2] Khan, Q. S. *Volume 2 Design and Manufacturing of Hydraulic Cylinders*. Tanveer Publications, Mumbai, [s.d.].
- [3] Timoshenko, S. *Strength of Materials: Part II Advanced Theory and Problems*. D. Van Nostrand Company, Inc., [s.l.], 1956.
- [4] Hearn, E.J. *Mechanics of materials 1: An introduction to the Mechanics of Elastic and Plastic Deformation of Solids and Structural Materials*. Butterworth-Heinemann, [s.l.], 1997.
- [5] Doughtie V. L., Vallance, A. *Design of Machine Members*. Kogakusha Company, Ltd., Tokyo, 1964.
- [6] Castro, P., Martins, R. *Tensões em peças cilíndricas*, não publicado.
- [7] Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S. *Theory of Plates and Shells*. McGraw-Hill Book Company, [s.l.], 1959.
- [8] *Tubos de precisão de aço, condições técnicas de fornecimento – Parte 4: Tubos sem costura, estriados a frio, para circuitos hidráulicos e pneumáticos*, NP EN 10305-4, 2009.
- [9] *Aços para tempera e revenido – Parte 2: Condições técnicas de fornecimento para aços não ligados*. NP EN 10083-2, 2012.
- [10] *Mobile or movable jacks and associated lifting equipment*. EN 1494:200+A1, 2008.
- [11] Trelleborg Sealing Solutions. *Hydraulic seals – linear*, Catálogo.
- [12] <http://www.applerubber.com/seal-design-guide/technical-summary/rules-of-thumb.cfm>. 20/05/2015.

ANEXO A

MODELO DO CIMBRE AUTOLANÇÁVEL

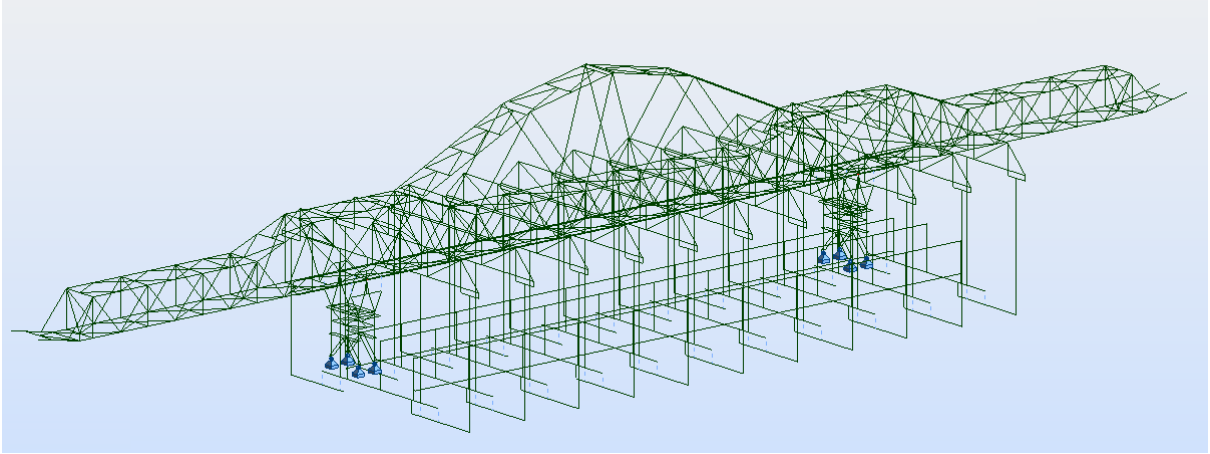


Figura A.1 – Modelo do cimbra autolançável

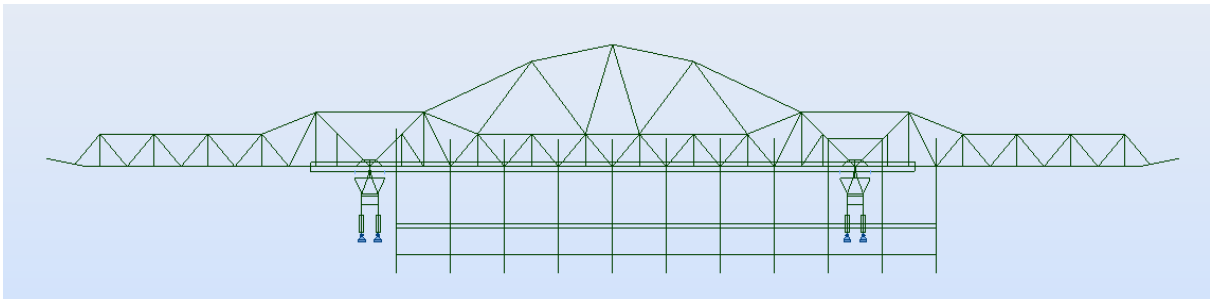


Figura A.2 – Modelo do cimbra autolançável (Vista frontal)

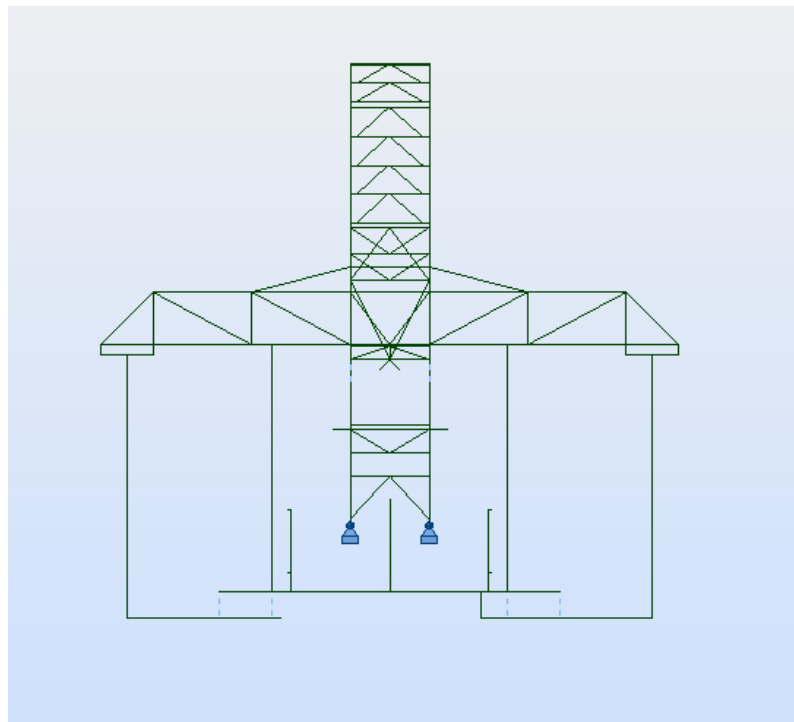


Figura A.3 – Modelo do cimbra autolançável (Vista lateral)

ANEXO B

MODELO DO CORPO DO CILINDRO HIDRÁULICO E RESULTADOS

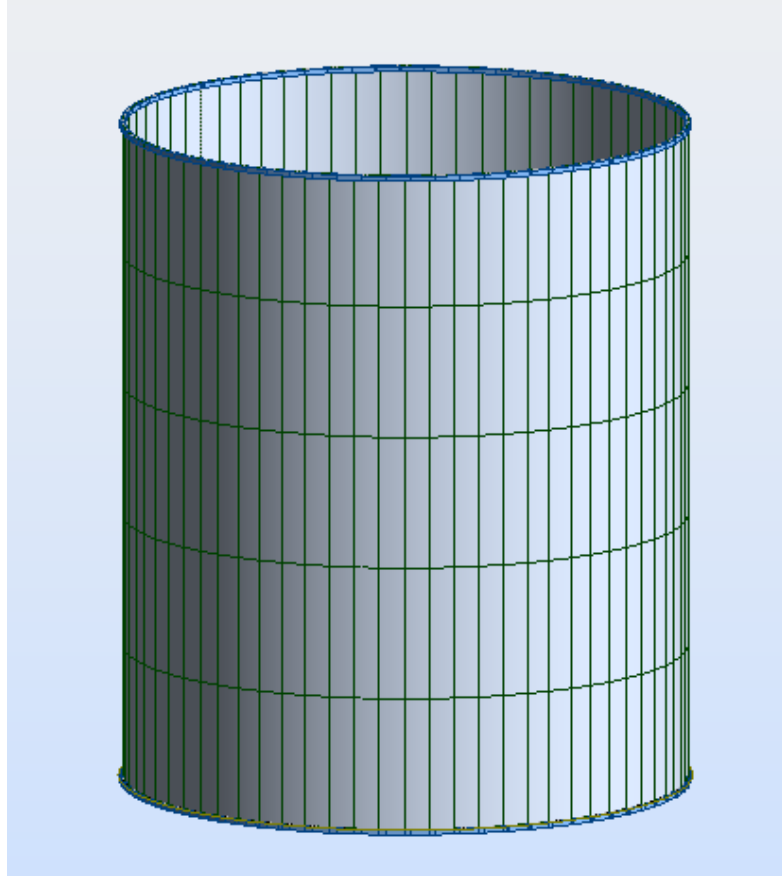


Figura B.1 – Modelo do corpo do cilindro

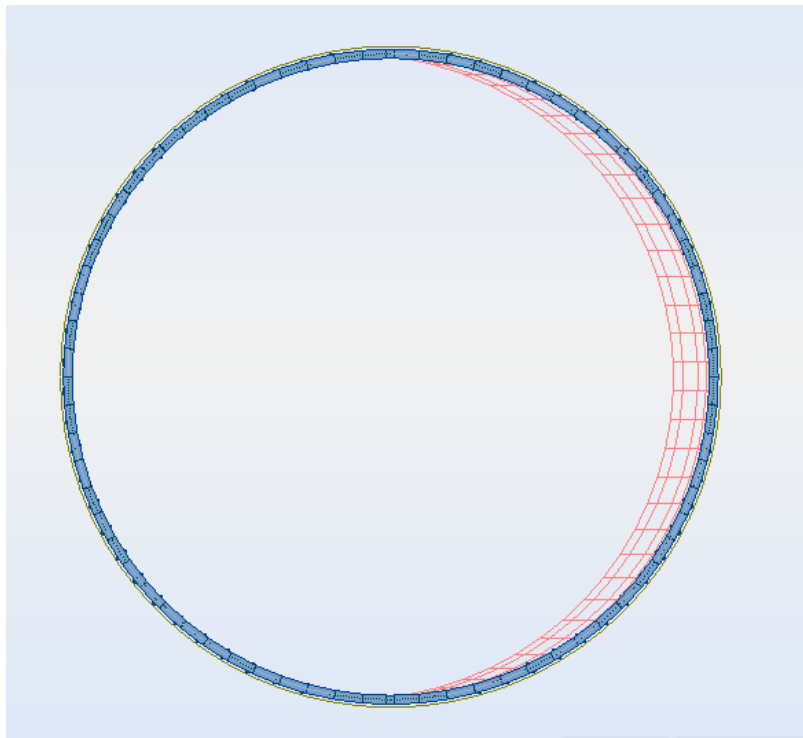


Figura B.2 – Modelo do corpo do cilindro (Carregamento - vista superior)

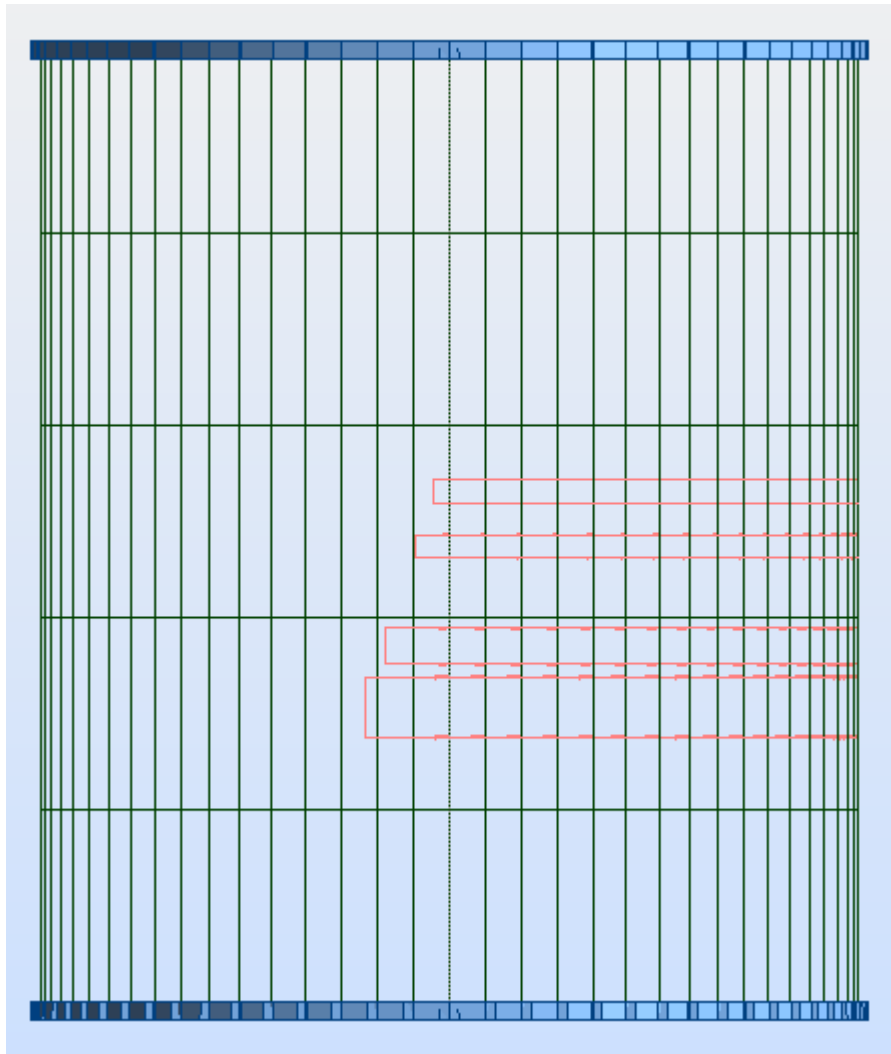


Figura B.3 – Modelo do corpo do cilindro (Carregamento – vista lateral)

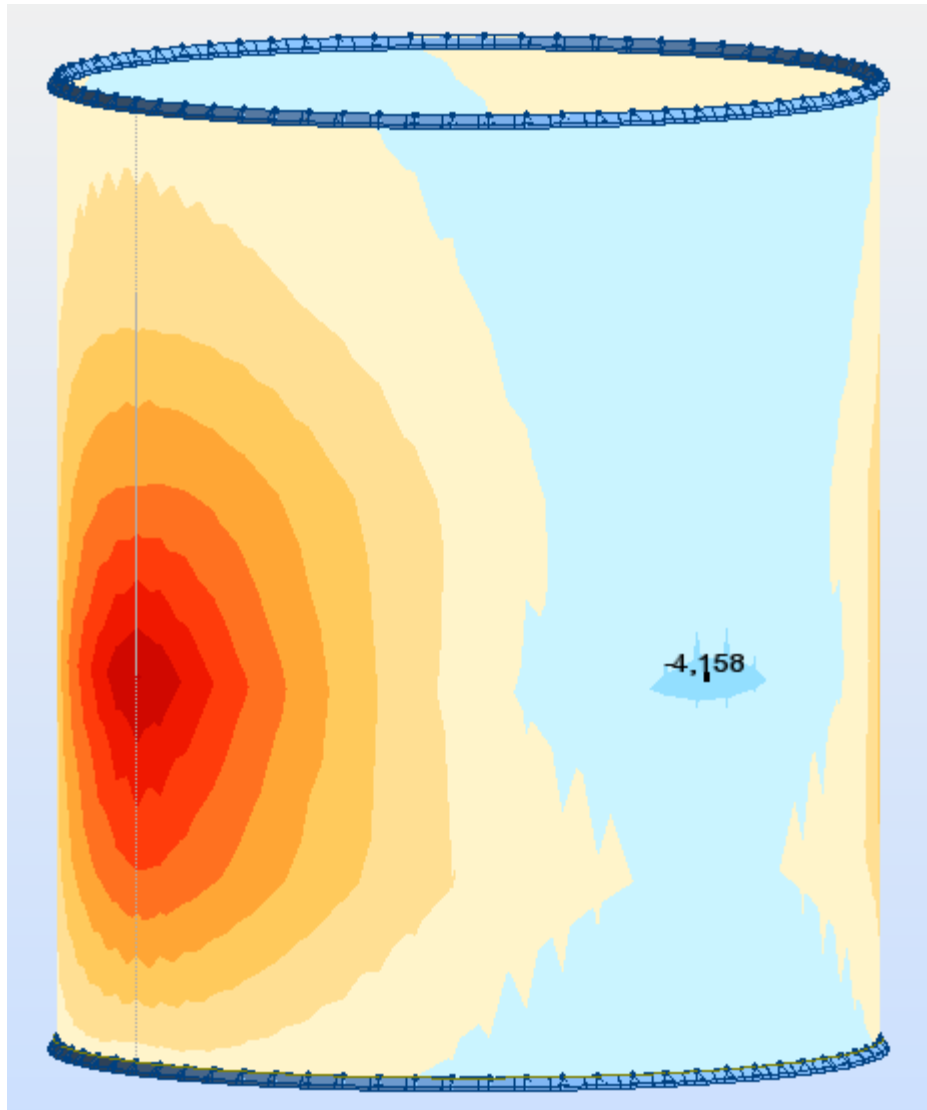


Figura B.4 – Tensões circunferenciais finais (Interior)

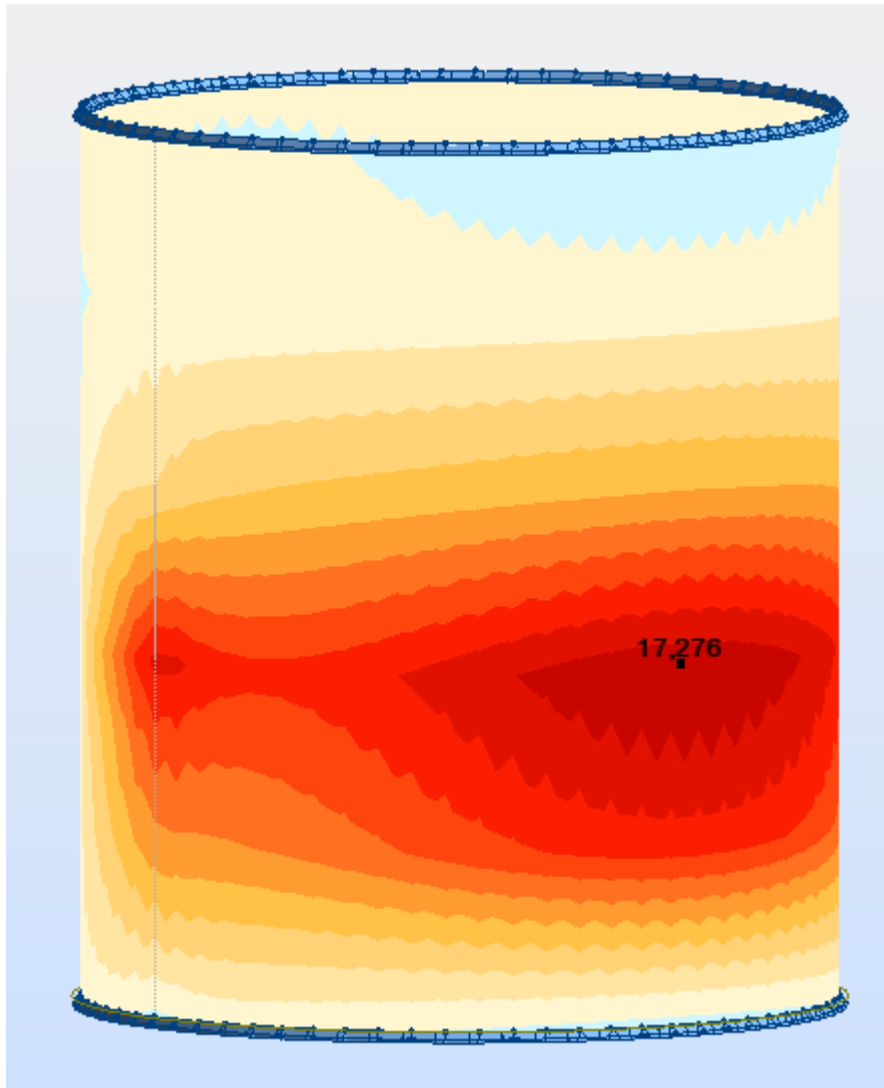


Figura B.5 – Tensões circunferenciais finais (Meio da espessura)

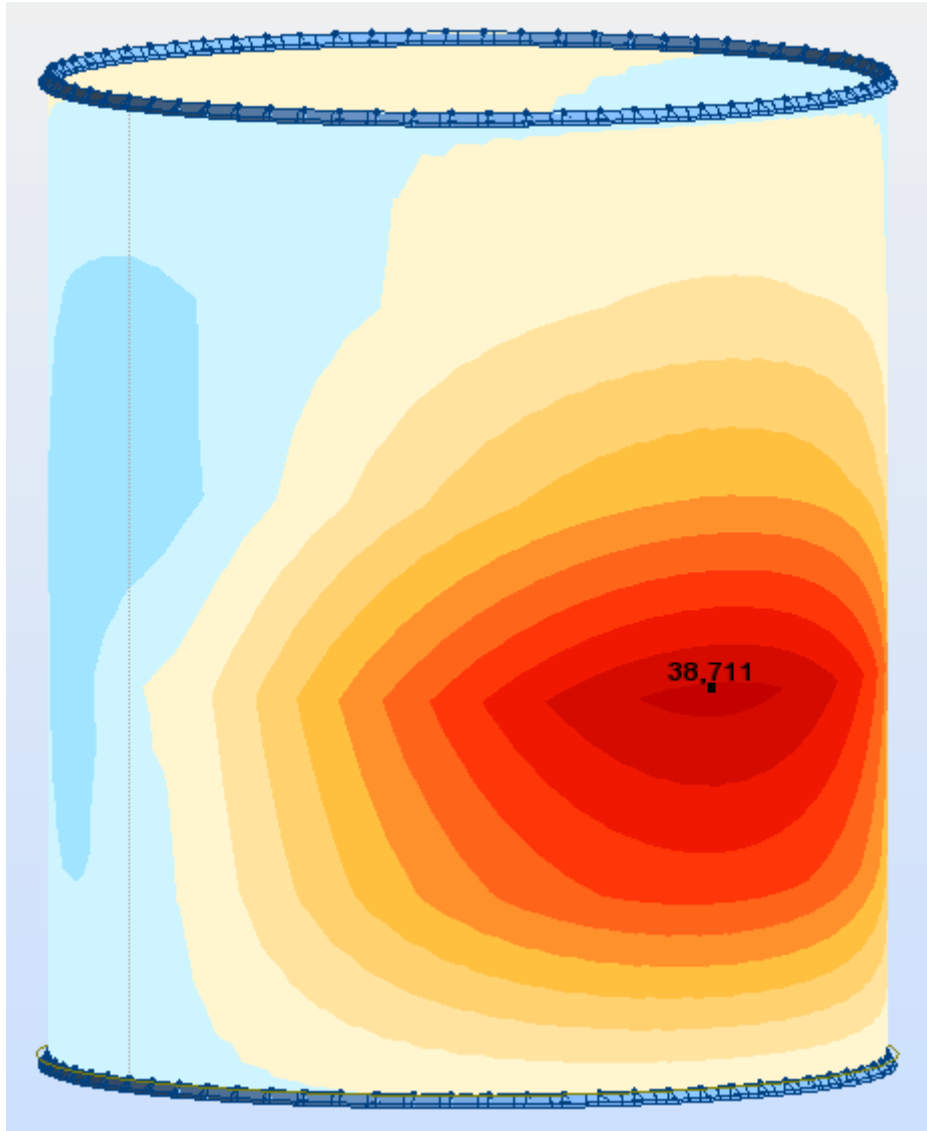


Figura B.6 – Tensões circunferenciais finais (Exterior)

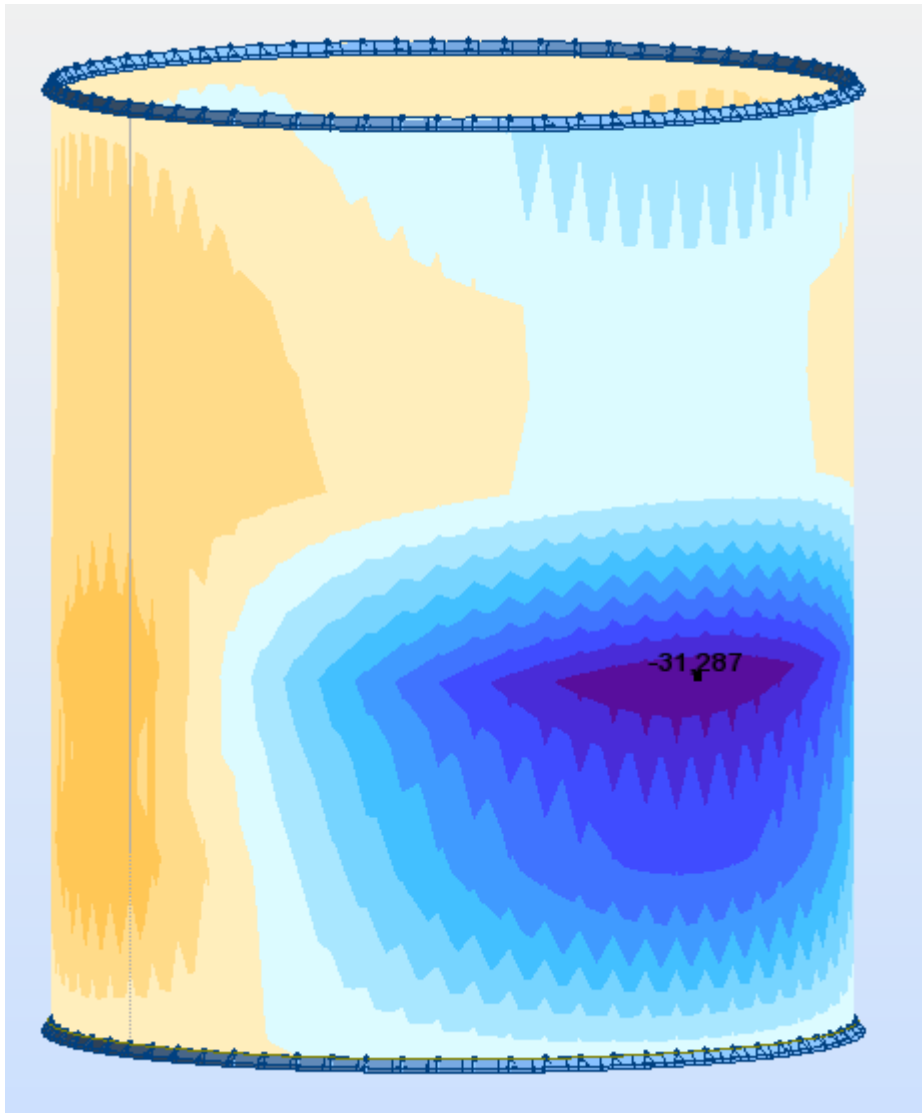


Figura B.7 – Tensões longitudinais finais (Interior)

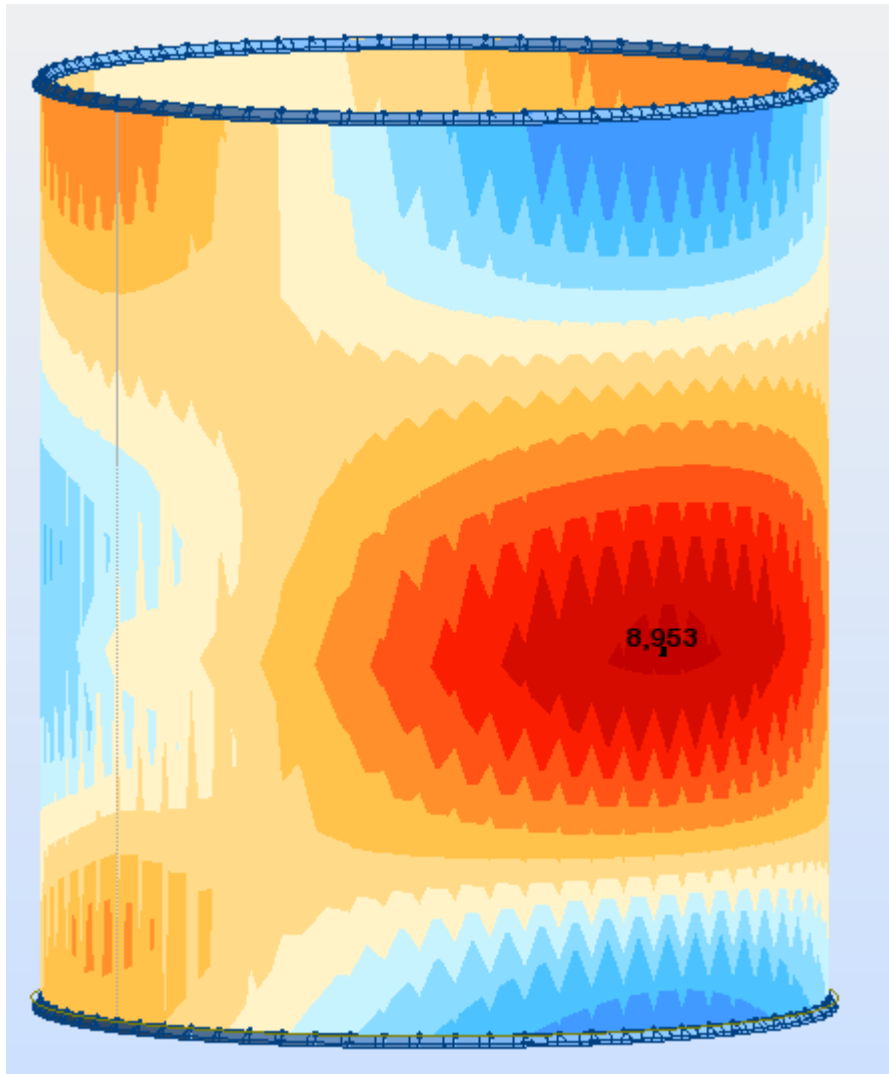


Figura B.8 – Tensões longitudinais finais (Meio da espessura)

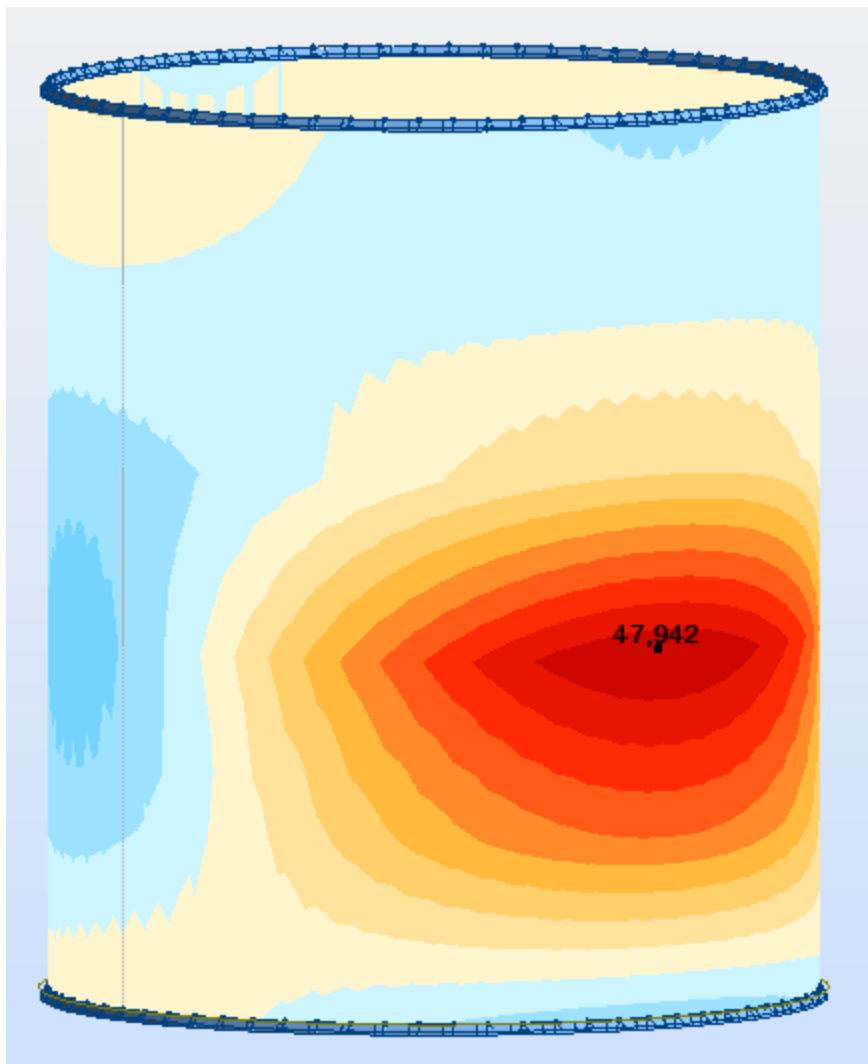


Figura B.9 – Tensões longitudinais finais (Exterior)

ANEXO C

DESENHOS DO CILINDRO HIDRÁULICO

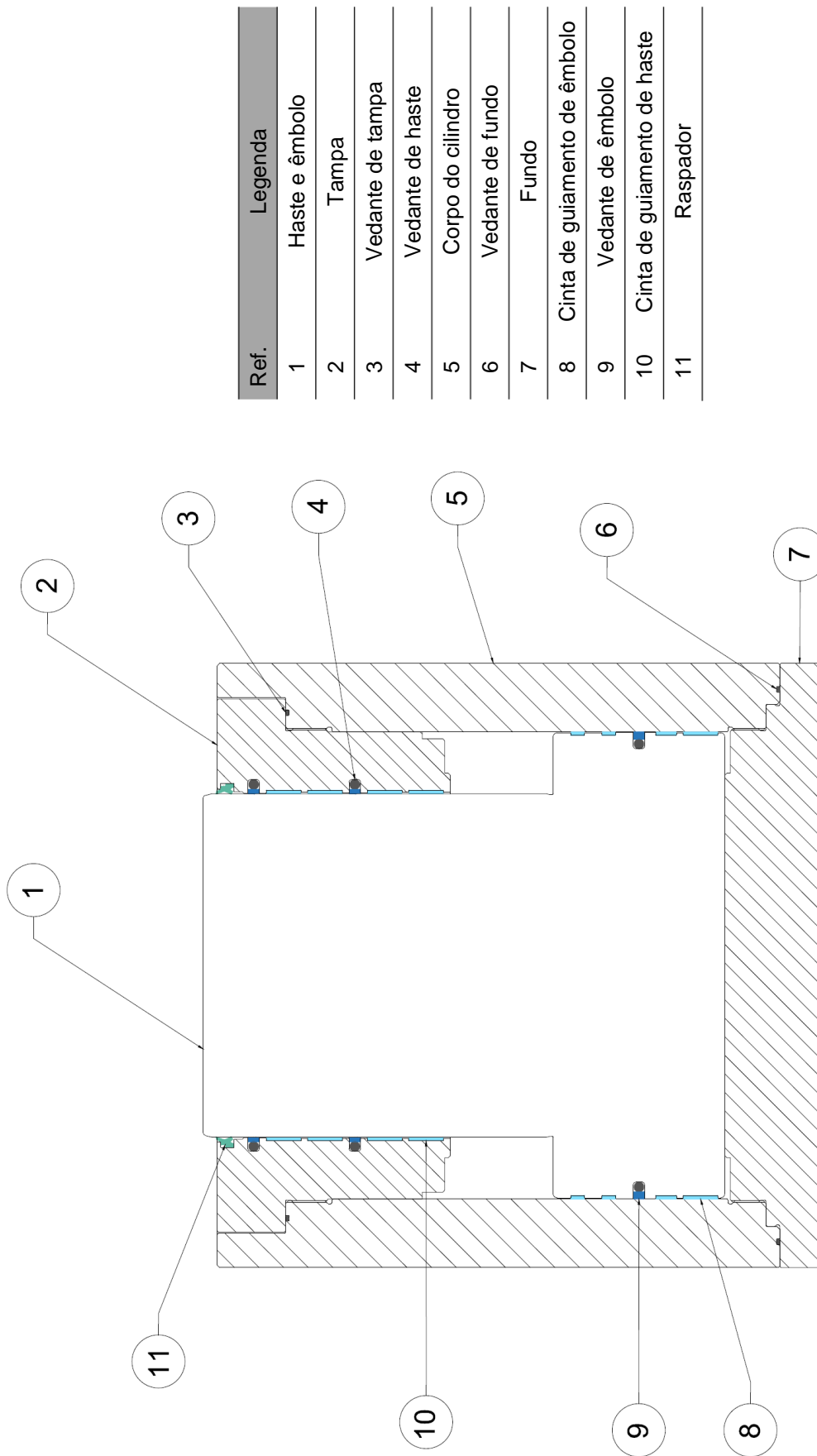


Figura C.1 – Desenho do cilindro hidráulico legendado

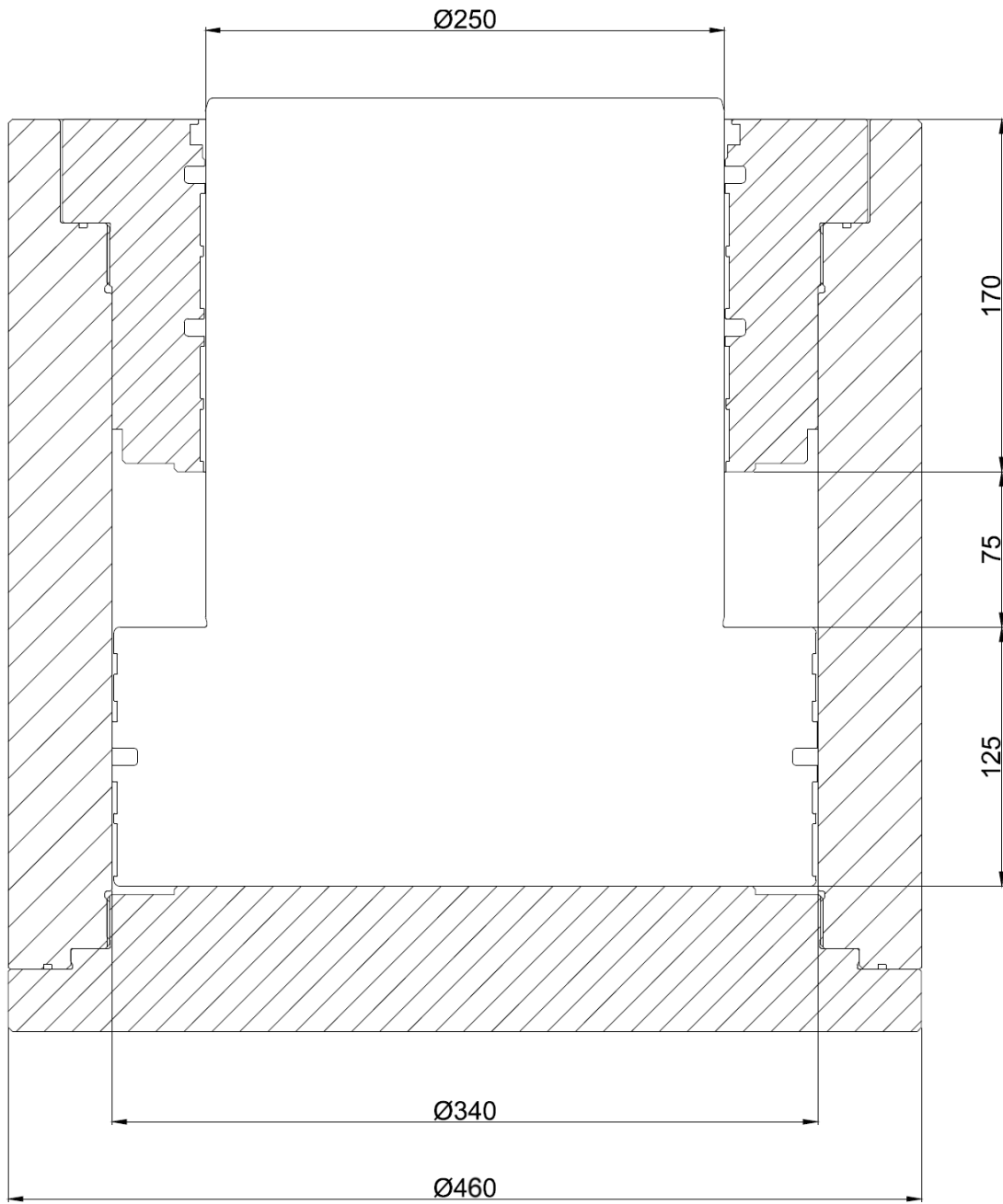


Figura C.2 – Desenho cotado do cilindro hidráulico

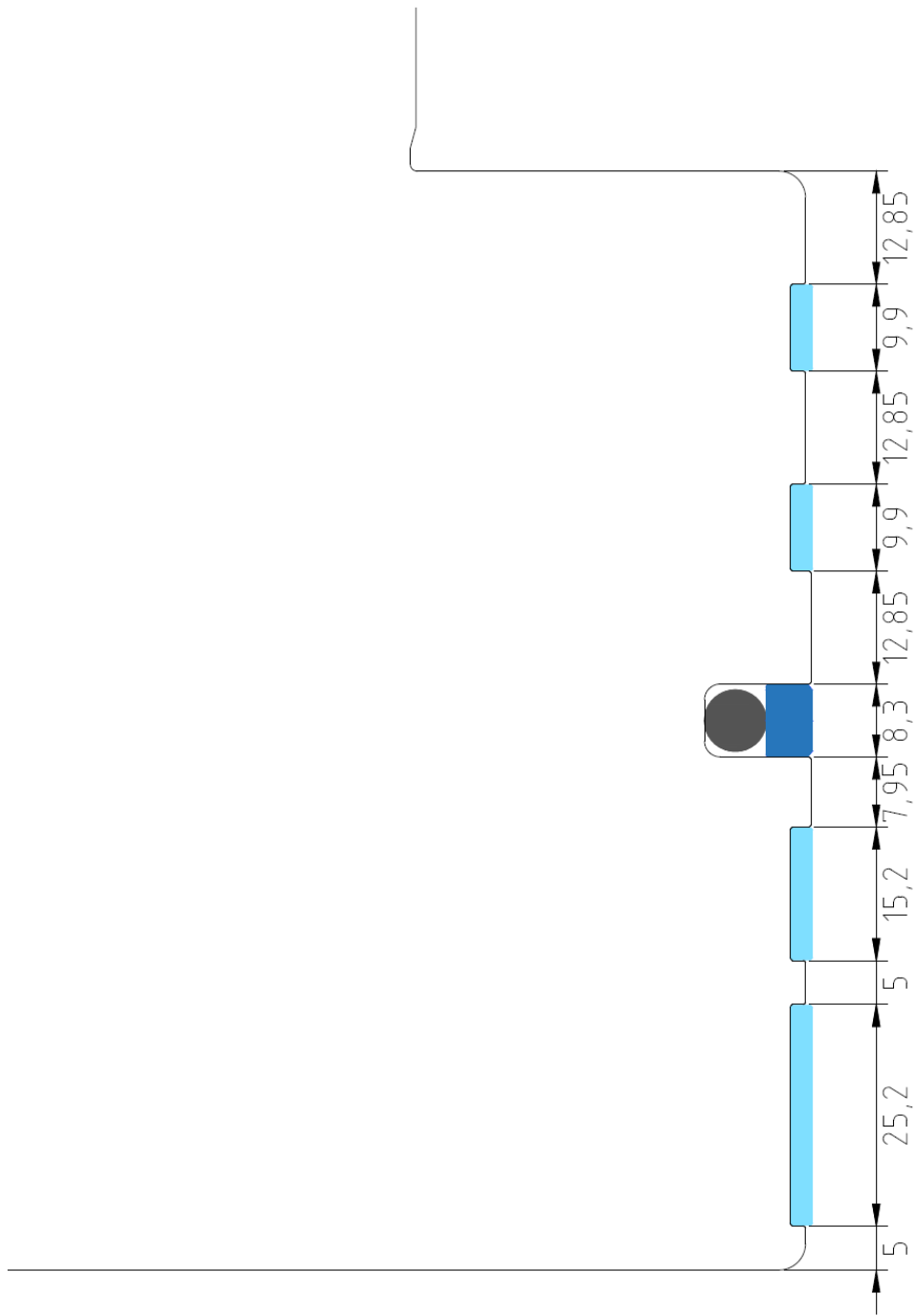


Figura C.3 – Cotagem do êmbolo

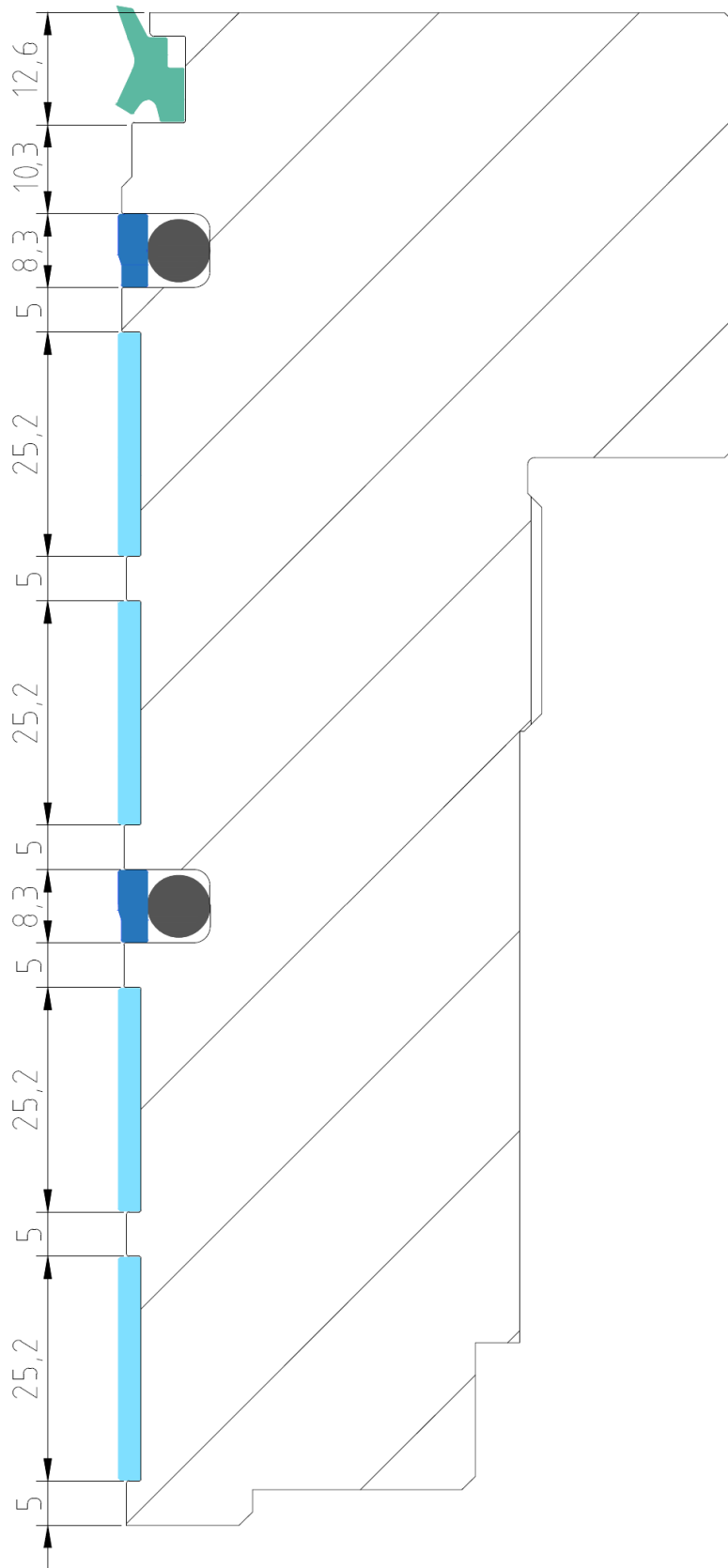


Figura C.4 – Cotação da tampa

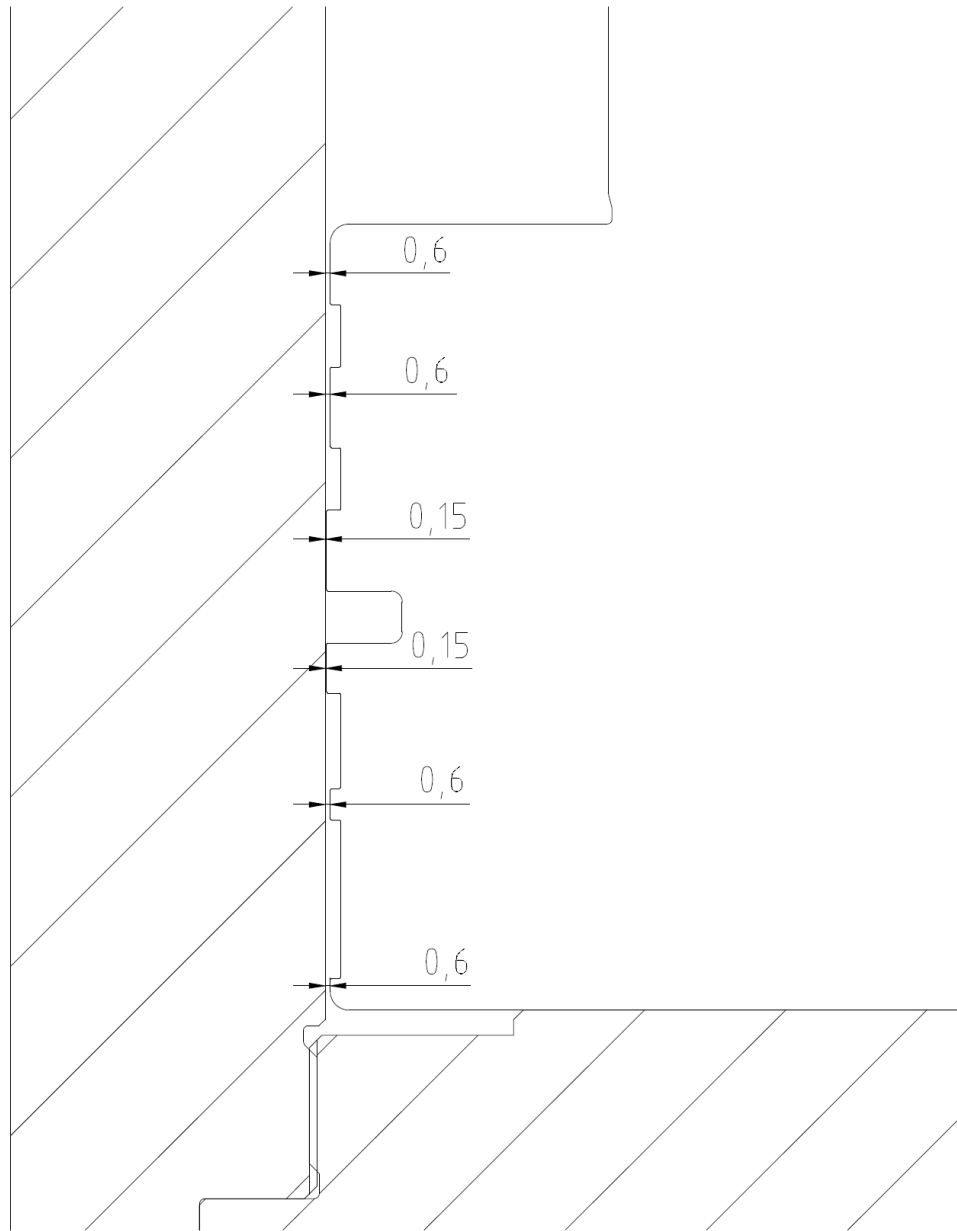


Figura C.5 – Cotação das folgas do êmbolo

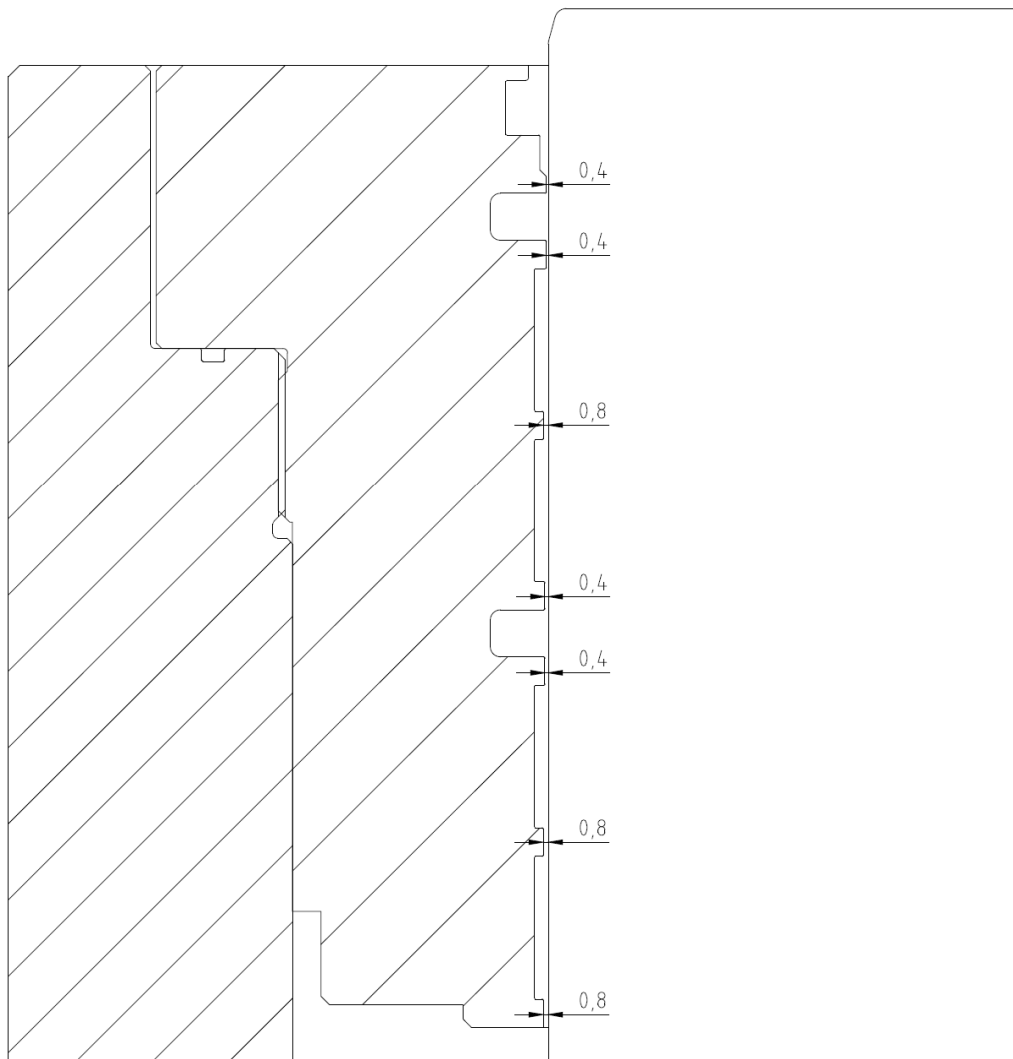


Figura C.6 – Cotagem das folgas da tampa