

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

JOÃO PEDRO DE FARIAS PRESOTTO

PROJETO DE UM CILINDRO HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE
COMPORTA VAGÃO

Xanxerê

2023

JOÃO PEDRO DE FARIAS PRESOTTO

PROJETO DE UM CILINDRO HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE
COMPORTA VAGÃO

Monografia apresentada ao
curso de Engenharia
Mecânica do Câmpus
Xanxerê do Instituto
Federal de Santa Catarina
para a obtenção do diploma
de bacharel em Engenharia
Mecânica

Orientador: Dr. Raphael
Basilio Pires Nonato

Xanxerê

2023

P934p Presotto, João Pedro de Farias.
Projeto de um cilindro hidráulico para acionamento de comporta vagão / João Pedro de Farias Presotto. — 2023.
65 p. : il., color.

Trabalho de conclusão de curso (graduação). Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina - Câmpus Xanxerê.
Coordenação: Dr. Raphael Basilio Pires Nonato.
Inclui referências.

1. Cilindro hidráulico. 2. Projeto mecânico. 3. Análise de elementos finitos. I. Nonato, Raphael Basilio Pires, Dr. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina - Câmpus Xanxerê. III. Título.

JOÃO PEDRO DE FARIAS PRESOTTO

PROJETO DE UM CILINDRO HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE
COMPORTA VAGÃO

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

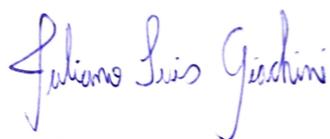
Xanxerê, 28 de novembro de 2023.

Documento assinado digitalmente
 **RAPHAEL BASILIO PIRES NONATO**
Data: 01/12/2023 17:45:32-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Raphael Basilio Pires Nonato, Dr
Orientador
Instituto Federal de Santa Catarina

Documento assinado digitalmente
 **HEBERT BRIDI MAGNAVITA**
Data: 01/12/2023 17:29:31-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Hebert Bridi Magnavita
Instituto Federal de Santa Catarina



Juliano Luís Giachini
CBHidro

Dedico este trabalho a minha amada mãe
Anaderge e meu amado pai Selço pelo
amor, cuidado e incentivo que me deram
ao longo da caminhada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, especialmente meus pais e minha irmã, pelo apoio e incentivo na realização desse projeto. Também agradeço ao orientador Dr. Raphael Basilio Pires Nonato e aos demais professores, que transmitiram a mim uma parte do seu conhecimento, possibilitando a execução do projeto.

RESUMO

Cilindros hidráulicos são equipamentos mecânicos que permitem a aplicação de forças através do bombeamento de fluido pressurizado. A utilização desse tipo de equipamento permite a aplicação de grandes forças em espaço compacto e de forma estável. A utilização de cilindros hidráulicos para a movimentação de comportas do tipo vagão em usinas hidrelétricas é uma solução viável e de ampla utilização. O presente trabalho propõe a realização do projeto de um cilindro hidráulico para acionamento de uma comporta vagão em uma usina hidrelétrica. O cilindro é projetado para operar na posição vertical, sob uma pressão interna de 180 bar, realizando um esforço de 5000 quilogramas-força. O dimensionamento se baseia nos critérios de projeto da normativa americana de vasos de pressão ASME Seção VIII Div. 1, além da realização de cálculos para a obtenção das tensões em cada parte do cilindro hidráulico. A seleção de materiais é definida conforme os requisitos de projeto para os componentes, considerando a aquisição de componentes comerciais onde viabilizado. Ao fim, realiza-se um estudo em elementos finitos com auxílio de *software* visando a verificação dos pontos concentradores de tensão para posteriores melhorias no projeto. Nas condições apresentadas, o projeto do cilindro hidráulico apresenta tensões dentro dos limites estabelecidos pela normativa selecionada e está apto para operação segura e funcional.

Palavras-Chave: Cilindro hidráulico. Projeto mecânico. Análise em elementos finitos.

ABSTRACT

Hydraulic cylinders are mechanical equipment that allows the application of forces by pumping pressurized fluid. The use of this type of equipment allows the application of large forces in a compact and space in a stable manner. The use of hydraulic cylinders to move fixed wheel type gates in hydroelectric plants is a viable and widely used solution. The present work proposes the design of a hydraulic cylinder to drive a rolling vertical lift gate in a hydroelectric plant. The cylinder is designed to operate in a vertical position, under an internal pressure of 180 bar, applying a load of 5000 kilograms of force. The design is based on the criteria of the American pressure vessel standard ASME Section VIII Div. 1, in addition to applying the analytical method to obtain the stresses in each part of the hydraulic cylinder. The selection of materials is defined according to the design requirements for the components, considering the acquisition of commercial components where feasible. Finally, a finite element analysis is carried out with the aid of software to verify the stress concentrating points for subsequent improvements in the project. Under the present conditions, the hydraulic cylinder design presents stress within the limits established by the selected regulations and is suitable for safe and functional operation.

Keywords: Hydraulic cylinder. Mechanic project. Finite element analysis.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo de componentes	47
Tabela 2 – Características da rosca da haste.....	57
Tabela 3 – Tensões na rosca da haste	59
Tabela 4 – Características da camisa do cilindro hidráulico	60
Tabela 5 – Características calculadas para a camisa.....	61
Tabela 6 – Características dos tampos do cilindro hidráulico	61
Tabela 7 – Cálculo da espessura mínima do tampo.....	62
Tabela 8 – Estudo 1: Haste sob tração.....	63
Tabela 9 – Estudo 1: Haste sob tração – Comparação de malhas.....	65
Tabela 10 – Estudo 1: Haste sob tração – Análise das tensões	67
Tabela 11 – Estudo 2: Camisa pressurizada	68
Tabela 12 – Estudo 2: Camisa pressurizada – Comparação de malhas	69
Tabela 13 – Estudo 2: Camisa pressurizada – Análise das tensões	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

ASME - The American Society of Mechanical Engineers

ASTM - American Society for Testing and Materials

CAE - Computer-Aided Engineering

EPE - Empresa de Pesquisa Energética

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

IEA - International Energy Agency

IFSC – Instituto Federal de Santa Catarina

PCH - Pequena Central Hidrelétrica

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vista em corte de uma tomada d'água de uma hidrelétrica evidenciando o posicionamento da comporta vagão acionada por cilindro hidráulico	29
Figura 2 - Classes e finalidades dos vasos de pressão	31
Figura 3 - Principais formatos dos vasos de pressão	32
Figura 4 - Alguns tipos de tampos arredondados	33
Figura 5 - Alguns tipos de tampos planos	34
Figura 6 - Simbologia do cilindro de dupla ação.....	35
Figura 7 - Simbologia do cilindro de simples-ação com retorno por mola	36
Figura 8 - Simbologia do cilindro de dupla haste.....	36
Figura 9 - Simbologia do cilindro telescópico	37
Figura 10 – Desenho de implantação de uma comporta vagão indicando peças fixas (1), comporta (2) e cilindro hidráulico (3).....	38
Figura 11 - Esquema de implantação de uma comporta acionada por cilindro hidráulico.....	39
Figura 12 - Representação de uma força agindo perpendicularmente à área de referência, gerando uma tensão normal de tração.....	41
Figura 13 - Representação de uma força agindo tangencialmente à área de referência, gerando uma tensão de cisalhamento.....	41
Figura 14 - Diagrama indicando as tensões de membrana e de flexão na parede do vaso de pressão	42
Figura 15 - Fluxograma de projeto de um cilindro hidráulico.....	45
Figura 16 - Vista em corte do modelo de cilindro hidráulico a ser dimensionado, feita em SolidWorks®.....	49
Figura 17 – Detalhe da parte superior da camisa, evidenciando o tampo superior...51	
Figura 18 – Detalhe da parte inferior da camisa, evidenciando o flange e tampo inferior	52
Figura 19 – Detalhe da parte superior da haste, evidenciando o êmbolo	53
Figura 20 – Detalhe da parte inferior da haste, evidenciando o olhal roscado	53
Figura 21 – Detalhe dos componentes de vedação na parte inferior do cilindro hidráulico.....	56
Figura 22 – Representação dos elementos da rosca	58

Figura 23 – Corpo da haste com região fixada e aplicação da tração.....	64
Figura 24 – Detalhe da região da haste fixada.....	64
Figura 25 – Detalhe da região da haste com aplicação da força de tração.....	65
Figura 26 – Diagrama de distribuição das tensões ao longo da haste com aplicação da força de tração.	66
Figura 27 – Detalhe do ponto de máxima tensão no raio concentrador de tensão. ..	66
Figura 28 – Vista em corte da camisa do cilindro hidráulico com flange fixada e aplicação da pressão interna.....	68
Figura 29 – Detalhe da região fixada (flange) e da aplicação da pressão interna.....	69
Figura 30 – Diagrama de distribuição das tensões ao longo da camisa pressurizada.	70
Figura 31 – Detalhe do ponto de máxima tensão na parte interna da camisa.	70

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	28
1.1 Problemática	28
1.2 Justificativa.....	29
1.3 Objetivos	30
1.3.1 Objetivo geral	30
1.3.2 Objetivos específicos.....	30
2 REFERENCIAL TEÓRICO	31
2.1 Classificação	31
2.1.1 Finalidade.....	31
2.1.2 Formato.....	32
2.1.3 Tampos.....	33
2.2 Cilindros Hidráulicos.....	35
2.2.1 Cilindro de dupla ação.....	35
2.2.2 Cilindro de simples ação	36
2.2.3 Cilindro de dupla haste.....	36
2.2.4 Cilindro telescópico	37
2.3 Aplicação em comportas	37
2.4 Norma de projeto – Norma ASME VIII Div. 1 (2019).....	40
2.5 Definições no campo da mecânica.....	40
2.5.1 Tensão.....	40
2.6 Critérios de falha adotados.....	43
2.6.1 Critério de falha de von Mises-Hencky	43
3 METODOLOGIA.....	45
3.1 Delimitações da pesquisa.....	48
3.2 Situação-problema e caracterização do cilindro hidráulico.....	48
3.3 Classificação	50
4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	51
4.1 Definição da geometria do cilindro hidráulico	51
4.2 Seleção de materiais para o cilindro hidráulico	54
4.3 Especificação dos componentes comerciais	55
4.4 Elaboração da memória de cálculo	57

4.5 Análise pelo método dos elementos finitos.....	63
5 CONCLUSÃO.....	71
5.1 Sugestões para trabalhos futuros.....	71

1 INTRODUÇÃO

Há muitos anos, a hidrelétrica é a fonte de energia mais utilizada no Brasil. A *International Energy Agency* (IEA) mostra que em 2020, aproximadamente 65% da geração de energia elétrica no Brasil era proveniente de hidrelétricas. Segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), em 2023, o Brasil ainda apresenta cerca de 40% do seu potencial hídrico a ser explorado. Com esse grande potencial a ser aproveitado e uma demanda crescente de consumo energético, essa fonte de energia renovável apresenta um horizonte de crescimento a curto, médio e longo prazo no país.

Além do potencial energético, as usinas hidrelétricas são responsáveis por parte considerável das receitas dos municípios e regiões afetadas pelo alagamento. Conforme destaca Silva (2007), a compensação financeira das usinas hidrelétricas é de fundamental importância na constituição da arrecadação de muitas cidades brasileiras, colaborando diretamente para significativas melhorias sociais e econômicas nas populações.

1.1 Problemática

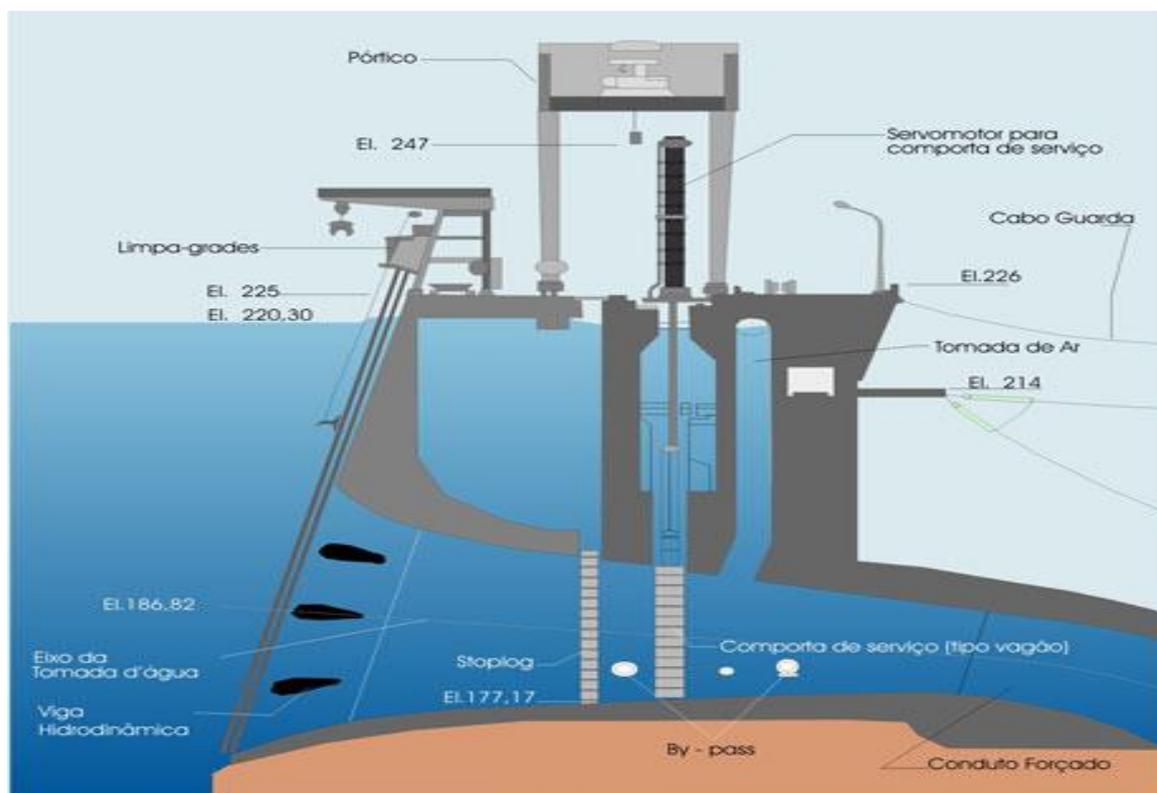
Conforme Macintyre (1983), em usinas hidrelétricas, é necessária a instalação de dispositivos para condução, controle e regulação da descarga de água. Dentre esses dispositivos, podemos citar comportas, válvulas e tubulações. Para cada aplicação é utilizado um tipo desses dispositivos. No caso de controle de grandes vazões de água, comumente procede-se à instalação de uma comporta.

Macintyre ainda define: “As comportas têm por finalidade controlar o volume de água acumulada em um reservatório formado pela construção de uma barragem ou fechar o fornecimento da água aos órgãos adutores e às turbinas em caso de revisão ou eventuais consertos das mesmas. Não se relacionam diretamente com as turbinas, mas são parte integrante e importante do complexo hidrelétrico no qual se encontram as turbinas pois controlam o acesso da água às mesmas, no próprio local de tomada d’água.”

Um dos tipos mais comuns de comportas é a comporta vagão, definida por Erbisti (2002) como uma comporta capaz de fechar o fluxo de água através de seu próprio peso. Constituída resumidamente por paramento, vigamento e rodas, a comporta vagão ocupa muitas vezes, dentro de uma hidrelétrica, a função de comporta de emergência, e, em virtude disso, o acionamento através de cilindro

hidráulico é uma das opções mais seguras e viáveis. A Figura 1 mostra o detalhe da instalação de uma comporta vagão na tomada d'água da usina hidrelétrica de Itaipu.

Figura 1 - Vista em corte de uma tomada d'água de uma hidrelétrica evidenciando o posicionamento da comporta vagão acionada por cilindro hidráulico



Fonte: <https://www.itaipu.gov.br>

Hoje em dia, cilindros hidráulicos são utilizados amplamente na indústria. A possibilidade de transladar a aplicação de uma força pelo princípio da transmissibilidade de força por meio de um fluido faz com que a realização de tarefas como movimentação de cargas seja facilitada.

1.2 Justificativa

Ao longo dos últimos anos, a região oeste de Santa Catarina, mais especificamente a cidade de Xanxerê, vem se tornando um polo no quesito de projetos e serviços no âmbito das usinas hidrelétricas, em virtude de sua posição propícia em relação às disponibilidades hídricas de implementação de usinas e desenvolvimento da indústria metalmeccânica. Dentro desse contexto, tem crescido cada vez mais o segmento dos equipamentos hidromecânicos, que consiste no conjunto de dispositivos utilizados para realizar o bloqueio e controle do fluxo da água na usina.

Dessa forma, o dimensionamento de um cilindro hidráulico se justifica ao proporcionar funcionalidade e determinado grau de segurança aos equipamentos de uma usina hidrelétrica, além de contribuir com a bibliografia sobre o assunto.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Elaborar o projeto de um cilindro hidráulico para acionamento de uma comporta vagão.

1.3.2 Objetivos específicos

- a) Selecionar componentes e materiais para a construção de um cilindro hidráulico para o acionamento de uma comporta vagão.
- b) Dimensionar os componentes de um cilindro hidráulico para o esforço de manobra requerido conforme norma ASME Seção VIII - Div. 1.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são apresentadas todas as referências teóricas utilizadas para a elaboração do trabalho. Inicialmente são apresentados alguns conceitos a respeito da definição de cilindro hidráulico, suas principais variedades, seus elementos constituintes e suas funções. Na sequência, são listados os métodos de dimensionamento dos componentes do cilindro hidráulico e sua fundamentação de cálculo.

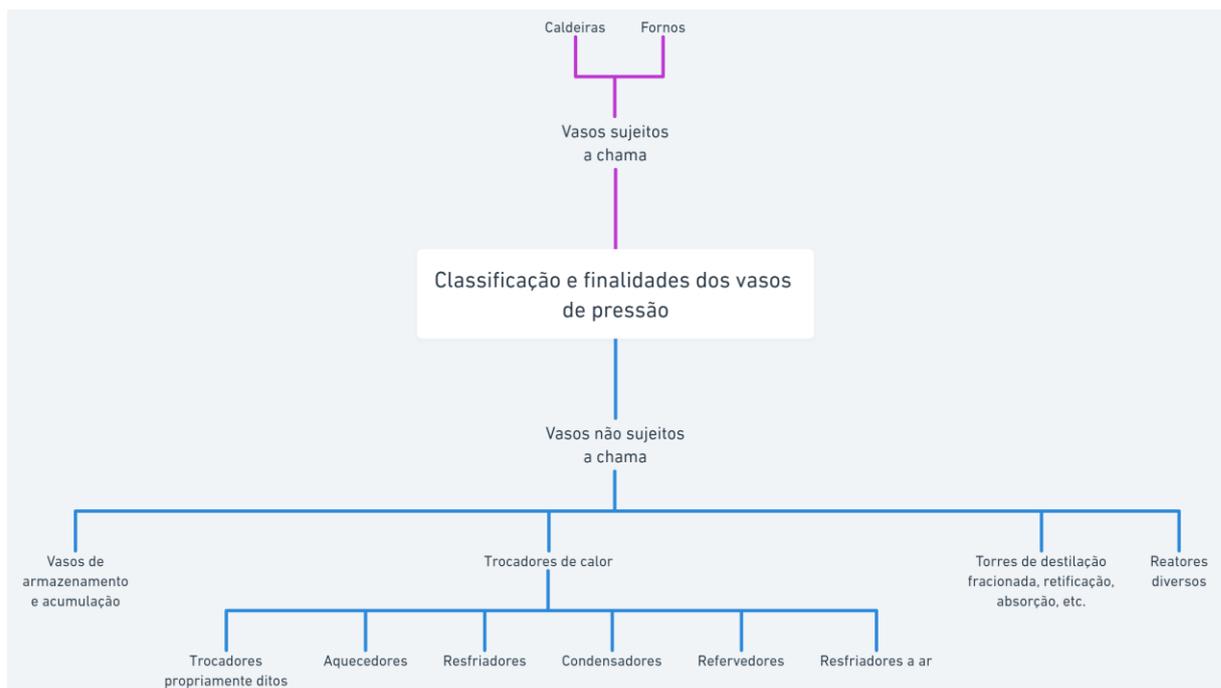
2.1 Classificação

Conforme definido por Telles (2017), qualquer equipamento que opere pressurizado é considerado um vaso de pressão. Dessa forma, cilindros hidráulicos são caracterizados como vasos de pressão. Esse tópico trata da classificação de vasos de pressão dentro da literatura de Telles. A classificação do cilindro hidráulico será apresentada no item 3.3 Classificação.

2.1.1 Finalidade

Conforme menciona Telles (2017), a classificação de vasos de pressão é dada através das categorias evidenciadas na Figura 2:

Figura 2 - Classes e finalidades dos vasos de pressão



Fonte: Telles (2017), adaptado pelo autor

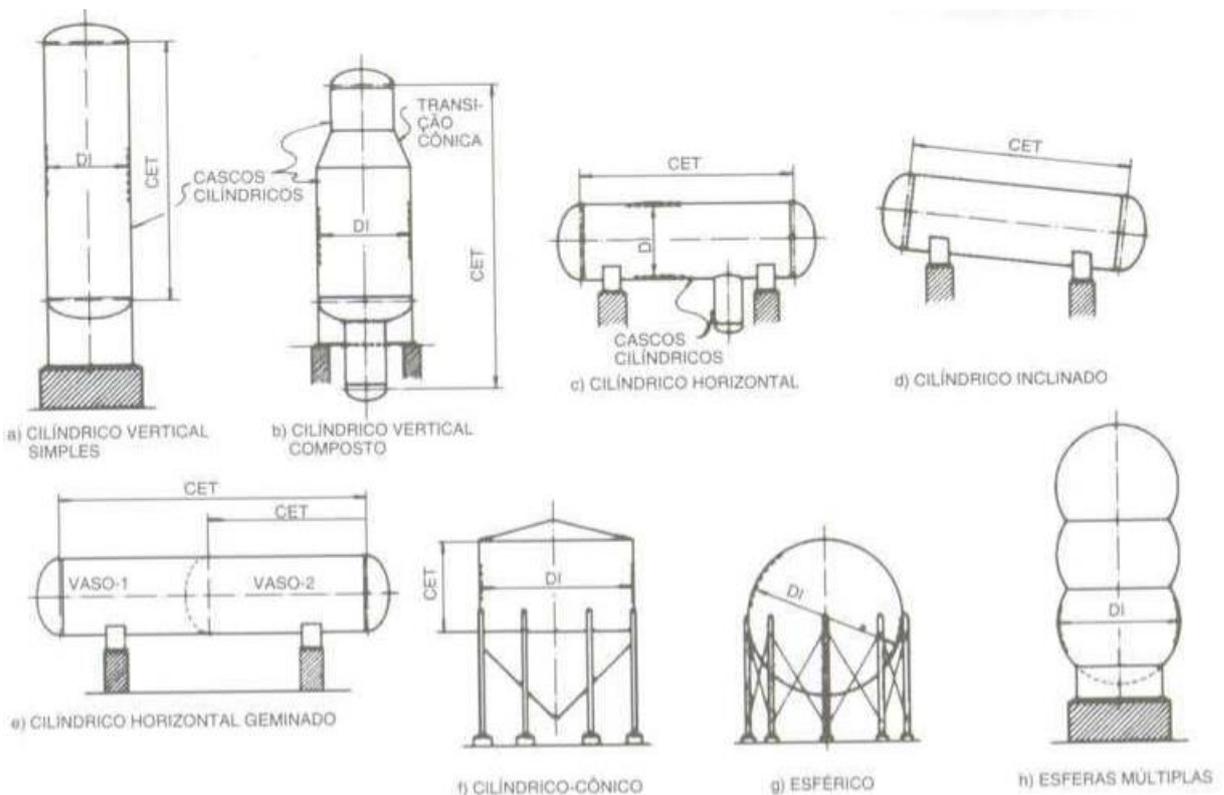
2.1.2 Formato

A definição do formato do vaso de pressão deve-se parcialmente à necessidade de operação do equipamento e da sua posição de instalação. Idealmente o formato mais econômico e otimizado é o esférico, porém este formato dificulta o transporte do vaso de pressão além da dificuldade inerente ao processo de fabricação.

Outros formatos comuns para vasos de pressão são próximos do esférico, como cilíndricos e cônicos. A forma circular é uma maneira de minimizar pontos concentradores de tensão e assim, maximizar a segurança do equipamento ou a economicidade do projeto.

Os principais formatos de vasos de pressão são apresentados abaixo na Figura 3.

Figura 3 - Principais formatos dos vasos de pressão



Fonte: Telles (2017), reproduzida pelo autor

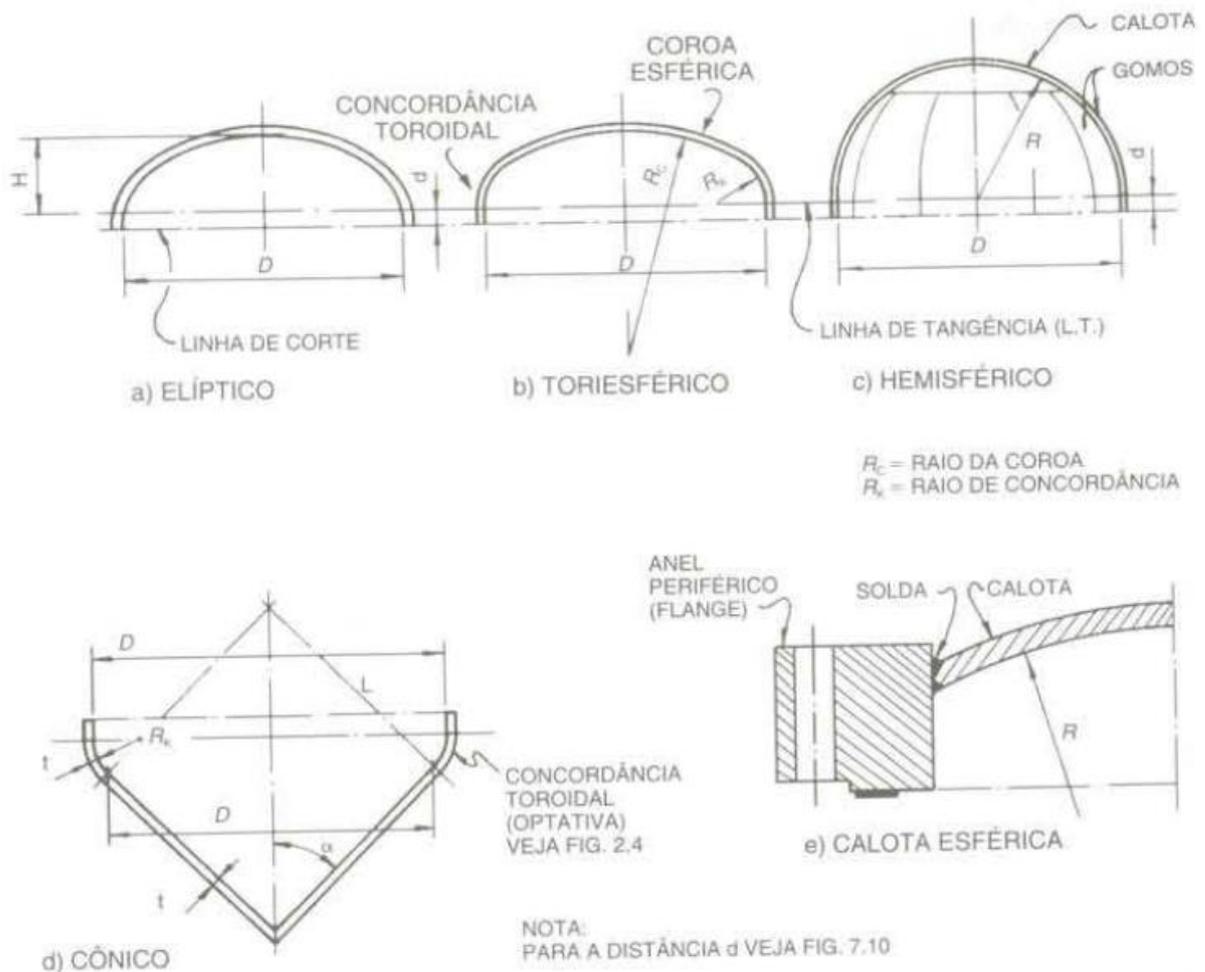
2.1.3 Tampos

As extremidades do corpo dos vasos de pressão cilíndricos são denominadas de tampos, que são construídos de forma arredondada ou plana, sendo as formas arredondadas as mais vantajosas do ponto de vista econômico pela melhor distribuição da pressão interna e tensões. Quanto mais próximo de uma elipse perfeita for a geometria do tampo, maior será sua resistência, sendo a elipse de excentricidade zero a forma ideal (tampo hemisférico – Figura 4c).

Alguns tipos de tampos arredondados são apresentados na Figura 4.

A norma ASME, seção VIII Div.1 (2019), recomenda a especificação das espessuras dos tampos arredondados através de relações com as dimensões de raios e as próprias dimensões do corpo do vaso de pressão.

Figura 4 - Alguns tipos de tampos arredondados



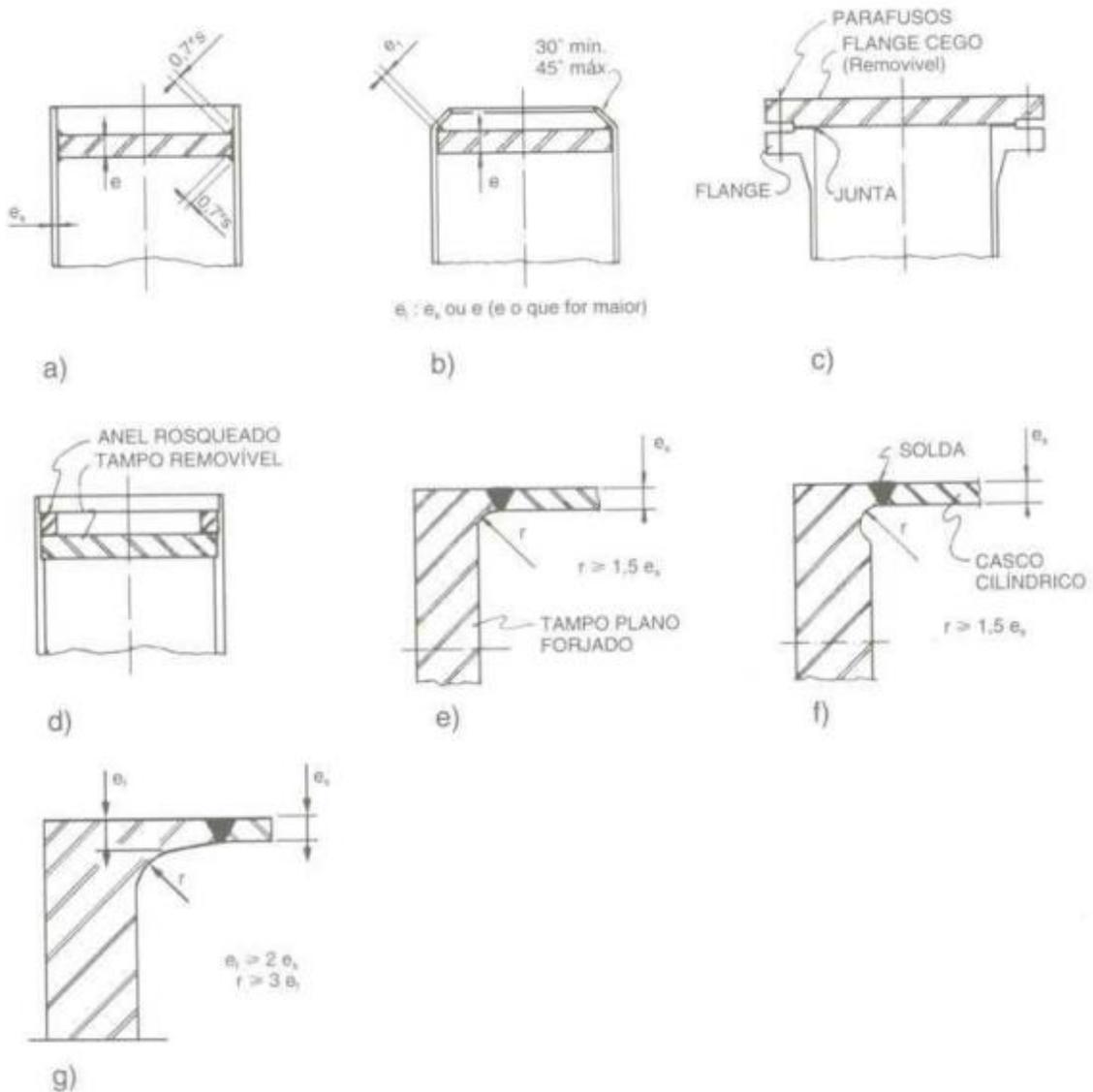
Fonte: Telles (2017), reproduzido pelo autor

Os tampos planos são empregados em muitos casos devido à necessidade de projeto, facilidade de fabricação, mas principalmente para permitir a possibilidade

de desmontagem. Normalmente a aplicação de tampos planos é vantajosa para vasos de diâmetros pequenos (até 1m).

Para a aplicação de tampos planos, a ASME VIII estabelece exigências dimensionais, geométricas e de solda como mostra a Figura 5.

Figura 5 - Alguns tipos de tampos planos



Fonte: Telles (2017), reproduzido pelo autor

2.2 Cilindros Hidráulicos

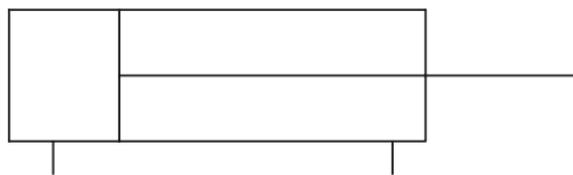
Segundo Esposito (1997), cilindros hidráulicos são definidos como máquinas projetadas para converter a energia hidráulica em energia mecânica. Sua construção simplificada é composta por um tubo cilíndrico externo, onde é inserido um êmbolo (também chamado de pistão) que, por sua vez, é conectado a uma haste que faz a ligação com a parte externa do cilindro. Dessa forma, a parte interna do cilindro hidráulico é composta por duas câmaras - dianteira e traseira - que podem ser preenchidas com o fluido de trabalho - predominantemente óleo. O princípio de funcionamento de um cilindro hidráulico é movimentar o conjunto haste-êmbolo através da pressurização de uma das câmaras.

Existem diversos tipos de cilindros hidráulicos, classificados de acordo com a forma de construção, funcionamento e forma de retorno do conjunto haste-êmbolo. Dentre os principais tipos de cilindros hidráulicos, Cundiff (2002), cita o cilindro de simples ação, o cilindro de dupla ação, o cilindro de haste dupla e o cilindro telescópico.

2.2.1 Cilindro de dupla ação

O cilindro de dupla ação é um dos modelos mais utilizados na indústria pelo fato de que ele exerce força em ambos os sentidos de movimentação (uma por vez), o que ocorre através da pressurização das câmaras dianteira e traseira. Sua simbologia é demonstrada na Figura 6.

Figura 6 - Simbologia do cilindro de dupla ação



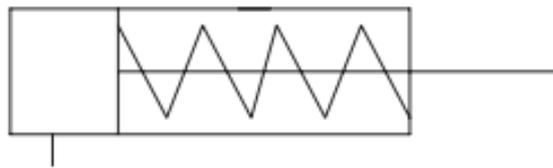
Fonte: Cundiff (2002)

A inserção de fluido pressurizado por uma das conexões numa das câmaras (câmara de entrada) promove o deslocamento do êmbolo no sentido de aumentar o volume da câmara pela qual entra o fluido, fazendo com que o fluido da outra câmara (câmara de saída) se desloque externamente ao sistema por meio de tubulação conectada à câmara. Isto faz com que o volume da câmara de saída diminua na mesma proporção do aumento de volume da câmara de entrada.

2.2.2 Cilindro de simples ação

O cilindro de simples ação é o modelo mais simplificado de cilindro hidráulico. Ele pode atuar realizando esforço somente em um dos sentidos de movimentação, seja na abertura ou no fechamento da haste, dependendo da posição de montagem. Após finalizar o curso, o cilindro é despressurizado e o movimento de retorno pode ser feito com o auxílio de uma mola como mostrado na Figura 7, ou também pela própria gravidade.

Figura 7 - Simbologia do cilindro de simples-ação com retorno por mola



Fonte: Cundiff (2002)

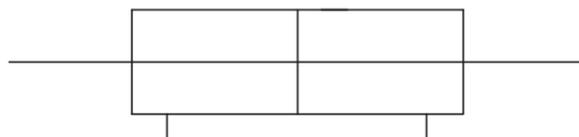
Neste caso, a entrada de óleo ocorre pela parte traseira do corpo do cilindro, pressurizando a câmara traseira e empurrando a haste no sentido de abertura. Posteriormente, o retorno do óleo ocorre pelo mesmo orifício de entrada.

2.2.3 Cilindro de dupla haste

O cilindro de dupla haste funciona de forma semelhante ao de dupla ação, no entanto a haste se projeta nos dois sentidos a partir do êmbolo, fazendo conexão com a parte externa da camisa em ambos os lados, o que permite uma movimentação ou acionamento duplo. Essa particularidade faz com que ele seja utilizado principalmente na automação de válvulas.

A simbologia do cilindro de dupla haste é demonstrada na Figura 8.

Figura 8 - Simbologia do cilindro de dupla haste



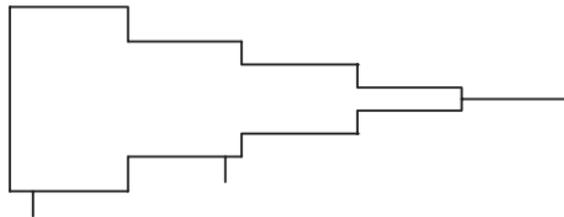
Fonte: Cundiff (2002)

Para esse modelo, há entrada de óleo em ambas as câmaras do cilindro, sendo que somente uma é pressurizada de cada vez, enquanto na outra extremidade ocorre a saída do óleo promovida pela movimentação da haste.

2.2.4 Cilindro telescópico

O cilindro telescópico contém múltiplos cilindros, um dentro do outro, e é utilizado em casos onde se necessita de um grande esforço, porém com limitação de espaço. A possibilidade de dividir a haste em segmentos auto armazenáveis permite o cilindro na posição fechada ocupar um espaço muito menor do que o seu curso de trabalho. A simbologia do cilindro telescópico é demonstrada na Figura 9.

Figura 9 - Simbologia do cilindro telescópico



Fonte: Cundiff (2002)

No cilindro telescópico, após o final do curso de cada segmento de haste, a área vai sendo reduzida e, desta forma, a velocidade de avanço da haste aumenta. Um exemplo de aplicação de cilindros telescópicos é em escavadeiras.

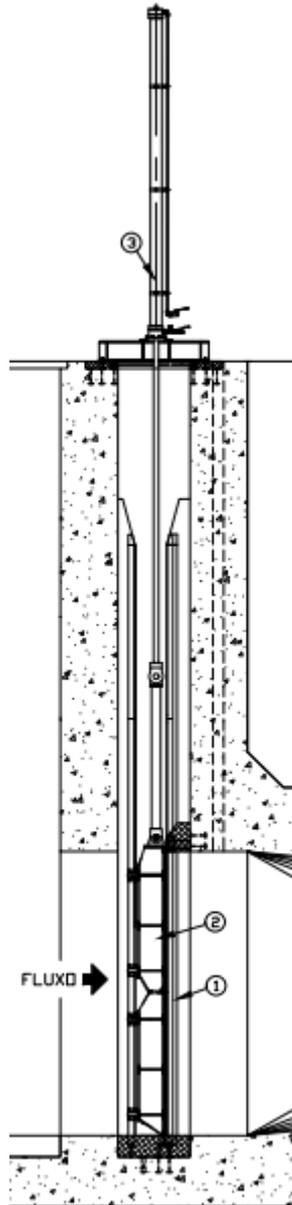
2.3 Aplicação em comportas

Segundo a ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica (2022), uma PCH é definida como uma usina hidrelétrica de pequeno porte, com potência instalada na faixa de 5 a 30 megawatts (MW).

Dentro de uma PCH, mais especificamente no contexto do acionamento de comportas, o cilindro utilizado é o de haste simples, com uma haste montada em apenas um lado do êmbolo e de simples ação, pois realiza força somente em um dos sentidos, sendo seu retorno realizado por meio do próprio da carga.

Um exemplo da aplicação de cilindro hidráulico em comportas é mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Desenho de implantação de uma comporta vagão indicando peças fixas (1), comporta (2) e cilindro hidráulico (3).



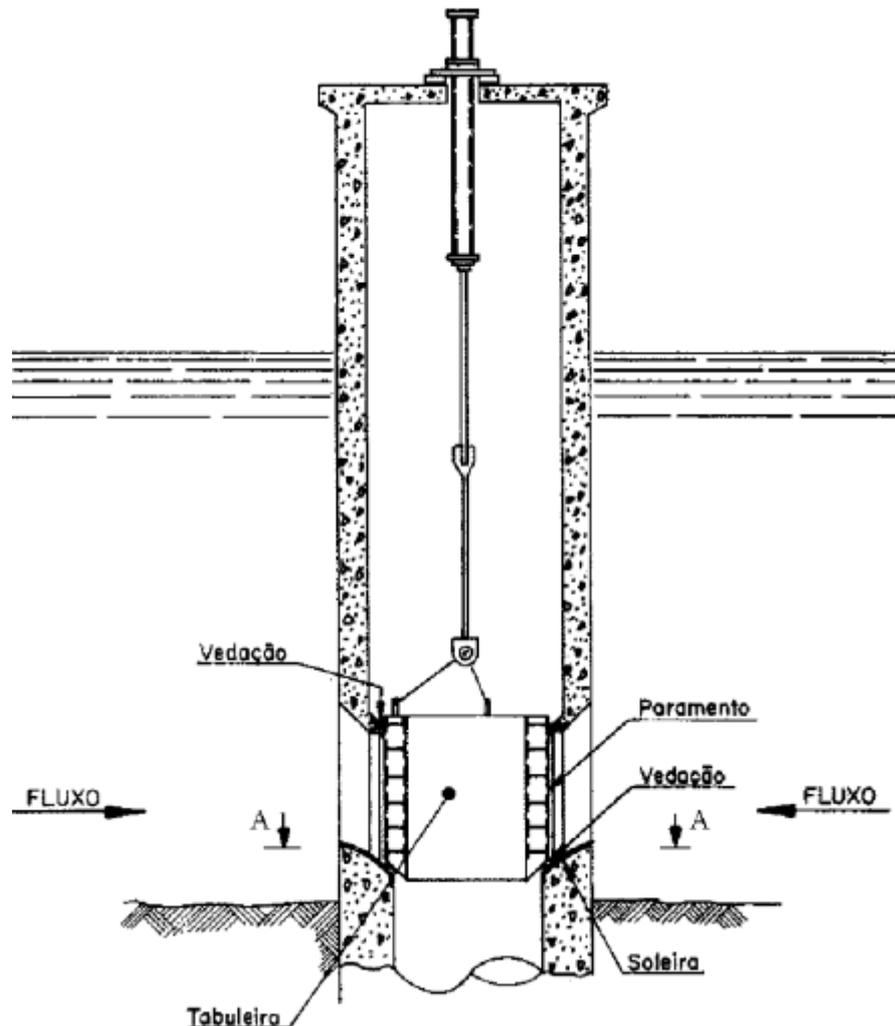
Fonte: Autoria própria (2023).

Conforme Erbisti (2002), em uma usina hidrelétrica, a comporta vagão de emergência é um dos elementos de segurança mais importantes, pois é uma das responsáveis por realizar a interrupção do fluxo de água em caso da condição de disparo da turbina. Por esse motivo, a comporta vagão, que normalmente fica aberta, dando passagem ao fluxo de água, deve sempre estar pronta para realizar o fechamento do fluxo. A forma mais segura de realizar esse fechamento é por meio da utilização de um cilindro hidráulico.

O fechamento da comporta é normalmente realizado pelo próprio peso da

comporta, não sendo necessária a aplicação de força. O movimento de abertura demanda a aplicação de força no sentido de fechamento da haste do cilindro, o que é feito na maioria dos casos com a utilização de um sistema moto-bomba que bombeia óleo para dentro do cilindro hidráulico.

Figura 11 - Esquema de implantação de uma comporta acionada por cilindro hidráulico



Fonte: NBR 7259:2001

A movimentação da comporta vagão é feita na direção vertical e, portanto, o cilindro também é montado na posição vertical. A interligação entre o cilindro e a comporta é realizada através de um eixo entre olhais posicionados na parte superior da comporta e na extremidade da haste do cilindro.

A fixação do cilindro hidráulico é feita no chamado plano de manobras, através de uma base, conforme pode ser verificado na Figura 11. No plano de manobras, é realizada a interligação do cilindro hidráulico com o restante do sistema hidráulico. O sistema hidráulico é composto pela unidade hidráulica, onde fica o reservatório de óleo e a motobomba que bombeia o fluido para o cilindro hidráulico,

tubulação hidráulica de interligação, além do cilindro hidráulico.

O sistema hidráulico deve ser dimensionado de acordo com a norma especificada em projeto para suportar os esforços a que será submetido. A pressão de trabalho do sistema hidráulico deve ser determinada a partir da força necessária para realizar o movimento de abertura e fechamento da comporta com segurança.

2.4 Norma de projeto – Norma ASME VIII Div. 1 (2019)

A norma mais importante e mais utilizada para o projeto e dimensionamento de cilindros hidráulicos é a norma internacional ASME VIII DIV 1 (2019) intitulada *Rules for Construction of Pressure Vessels*. A mesma define os requisitos para projeto, fabricação, inspeção, teste e certificação para vasos de pressão.

Não há nenhuma norma brasileira relacionada a vasos de pressão com a mesma abrangência e aplicação da ASME. Dessa forma, este trabalho embasa seus métodos de cálculo nos preceitos da norma em questão para realizar o dimensionamento dos componentes do cilindro hidráulico.

Conforme Telles (2017), vasos de pressão são definidos como qualquer equipamento pressurizado, independente de formato, finalidade ou dimensões. Em sua obra “Vasos de pressão”, Telles estabelece critérios voltados para o projeto e fabricação de vasos de pressão com base na ASME VIII Div 1 e 2. Esses critérios são referências importantes na engenharia mecânica para o estudo e implementação industrial.

2.5 Definições no campo da mecânica

Além da normatização dentro do campo dos vasos de pressão, o estudo também é composto por verificações dentro dos campos abrangidos pela mecânica aplicada.

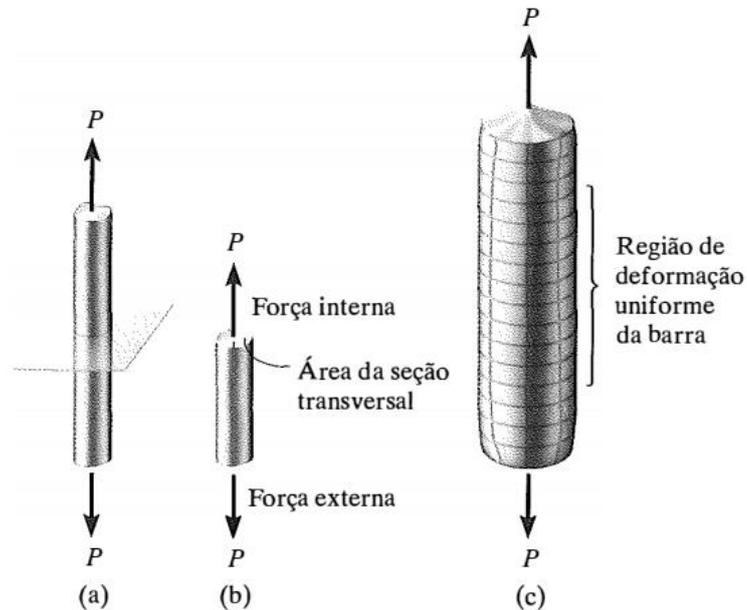
2.5.1 Tensão

Hibbeler (2010) define a tensão como a relação entre a força interna por unidade de área em um material. Ela é uma medida da distribuição das forças internas dentro de um sólido sujeito a uma carga externa.

A tensão é expressa em unidade de pressão, podendo ser uma tensão normal ou cisalhante. A tensão normal é a componente de tensão que atua perpendicularmente à área em análise do material, ela é representada pela letra grega “ σ ” (sigma) e é ilustrada na Figura 12. Por sua vez, a tensão de cisalhamento

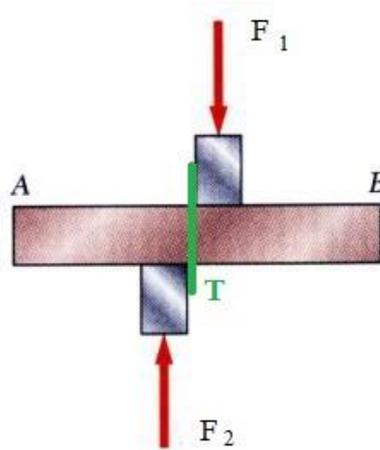
é encontrada em situações onde a força é aplicada tangencialmente à área em estudo do material, como ilustrada na Figura 13. A tensão de cisalhamento é representada pela letra grega “ τ ” (tau)

Figura 12 - Representação de uma força agindo perpendicularmente à área de referência, gerando uma tensão normal de tração.



Fonte: Hibbeler (2010).

Figura 13 - Representação de uma força agindo tangencialmente à área de referência, gerando uma tensão de cisalhamento.



Fonte: www.efeitojoule.com

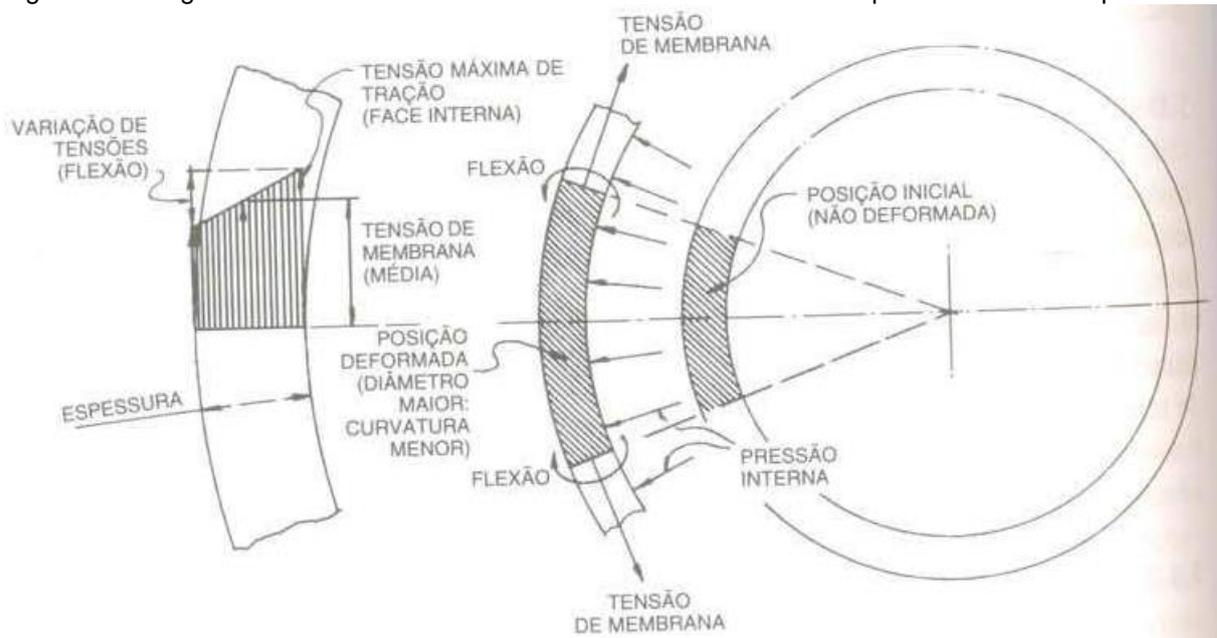
2.5.2 Tensões atuantes em vasos de pressão

Em vasos de pressão, a diferença de pressão interna x externa faz com que haja uma diferença de carga entre as faces das paredes do vaso. Segundo Telles (2017), a tensão de membrana é aquela em que se considera que, ao categorizar

um vaso de pressão como de paredes finas, não há variação da tensão normal ao longo de sua espessura.

Quando não se trata de vasos de pressão de paredes finas, também é presente uma tensão normal de flexão, devido ao aumento do raio da curvatura ao longo da espessura da parede. Nesse caso, a tensão é máxima de tração na face interna da parede do vaso, nula no centróide da parede e máxima de compressão na face externa da parede do vaso, como pode ser verificado na Figura 14 abaixo.

Figura 14 - Diagrama indicando as tensões de membrana e de flexão na parede do vaso de pressão



Fonte: Telles (2017).

Quanto maior o diâmetro do vaso em relação à espessura, menos significativo é o valor da tensão de flexão comparada à de membrana, sendo possível, portanto, considerar que a tensão não varia ao longo da espessura do vaso.

2.5.3 Princípio de Pascal

A transmissão de força através de um cilindro hidráulico parte do princípio estabelecido no século XVII pelo matemático Blaise Pascal e é descrito por Esposito (1997). Esse conceito do campo da mecânica dos fluidos considera que se uma pressão for aplicada a um fluido confinado, essa pressão será distribuída uniformemente para todos os pontos deste fluido e será aplicada a todas as superfícies internas do recipiente que o contém. O princípio de Pascal é um fundamento básico na hidráulica que permite a transmissibilidade de pressão, amplificação de forças, além de baixas perdas de energia (eficiência energética).

2.6 Critérios de falha adotados

Dentro da engenharia mecânica, há diversos métodos para definição de critérios para garantir a segurança e confiabilidade dos componentes estruturais em função das tensões e dos materiais. Normalmente a escolha do método parte da normativa adotada para o projeto. Em projetos de vasos de pressão, os principais critérios de falha trazidos pela ASME são:

2.6.1 Critério de falha de von Mises-Hencky

Esse critério, também conhecido como critério de distorção de energia, é amplamente recomendado para materiais de comportamento dúctil, que são os principais componentes de vasos de pressão (como alguns tipos de aço, por exemplo). Esse critério combina as tensões normais com as tensões de cisalhamento para determinar a resistência à falha.

De acordo com o critério de von Mises-Hencky, como define Beer (2011): “Um componente estrutural está seguro desde que o valor máximo da energia de distorção por unidade de volume naquele material permaneça menor que a energia de distorção por unidade de volume necessária para provocar escoamento em um corpo de prova do mesmo material, em um ensaio de tração”.

O critério define pela Eq. 1 abaixo a regra para segurança contra falha do material:

$$\sigma_a^2 - \sigma_a * \sigma_b + \sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_E^2 \quad (\text{Eq. 1})$$

Sendo σ_a e σ_b as tensões principais e σ_E o limite de escoamento do material.

2.6.2 Critério de falha de Tresca

O critério de falha da tensão de cisalhamento máxima, ou simplesmente, critério de Tresca é utilizado principalmente em análises onde o principal ponto de falha ocorre por comportamento frágil. O método considera a diferença entre as tensões principais máxima e mínima para determinar a resistência à falha.

O método do cisalhamento máximo é descrito por Beer (2011) e parte do princípio que quando um elemento está sujeito a tração, é gerada uma tensão cisalhante máxima a 45° em relação ao eixo axial do elemento de valor igual à metade da tensão normal. Dessa forma, a falha acontece quando a máxima tensão cisalhante atinge o valor de metade do limite de escoamento do material, conforme a Eq. 2.

$$\tau_{m\acute{a}x} < \frac{\sigma_E}{2} \quad (\text{Eq. 2})$$

Sendo assim, a verificação de falha pelo método resulta em duas equações, a Eq.3 é válida para casos onde as tensões principais possuem sinais opostos e a Eq.4 para sinais iguais:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| < \sigma_E \quad (\text{Eq. 3})$$

$$\sigma_1 < \sigma_E \text{ e } |\sigma_3| < \sigma_E \quad (\text{Eq. 4})$$

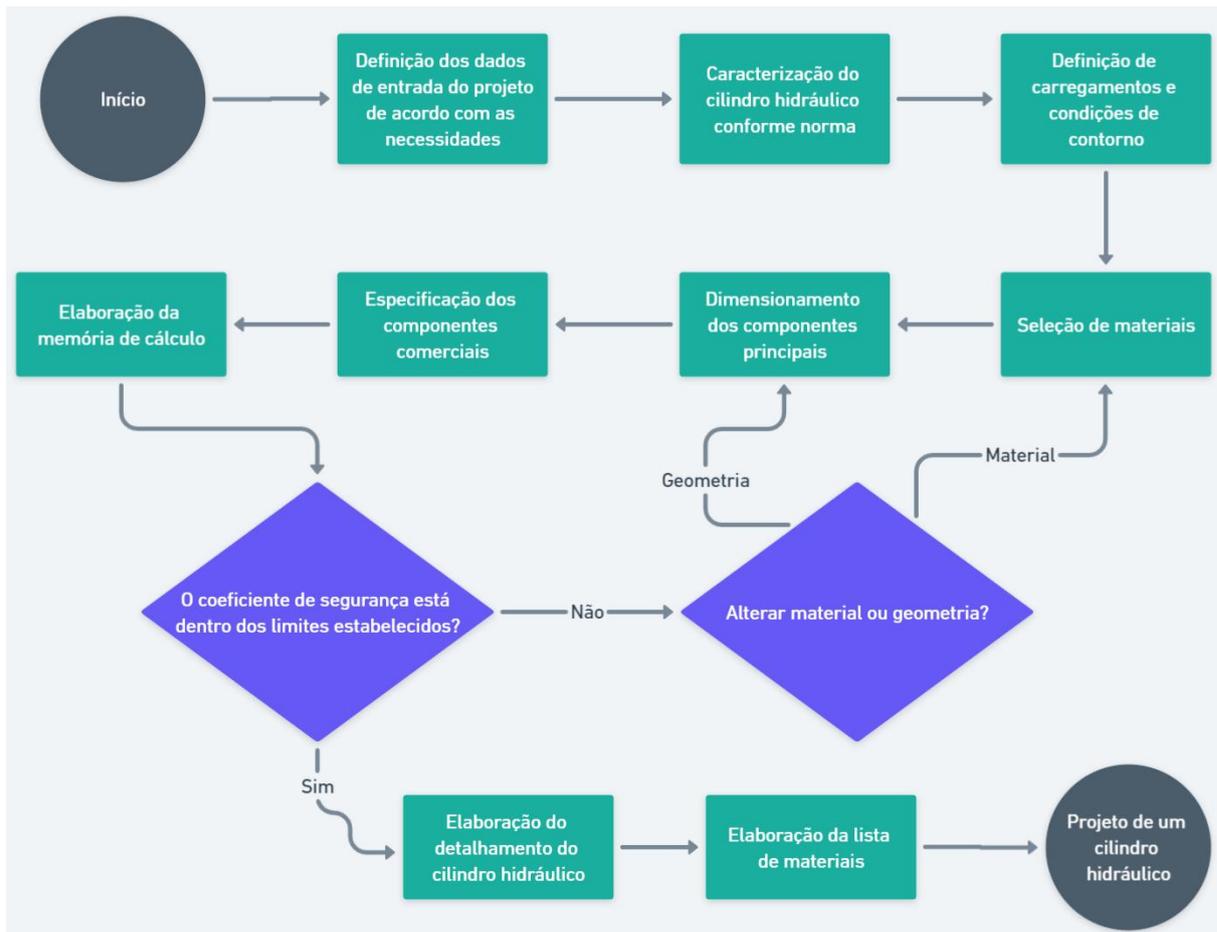
Os dois critérios de falha apresentados serão empregados para o dimensionamento do cilindro hidráulico. O critério de von Mises-Hencky será utilizado na metodologia de cálculo da ASME Seção VIII Div.1 enquanto o critério de Tresca será utilizado no cálculo dos elementos estruturais não abrangidos pela norma, como as roscas.

3 METODOLOGIA

O estudo presente possui como objetivo realizar o dimensionamento dos principais componentes estruturais e especificar os demais componentes de um cilindro hidráulico utilizado para a movimentação de uma comporta vagão em uma usina hidrelétrica. Para tanto, os cálculos são realizados baseados em normas de vasos de pressão onde aplicável, tendo como base a ASME VIII - Div.1 (2019), além de literaturas complementares. Componentes não pressurizados, tais como roscas e partes em cisalhamento serão dimensionados através de fundamentos da mecânica dos sólidos.

Para facilitar o entendimento e principalmente a metodologia do processo de projeto do cilindro hidráulico, foi desenvolvido um fluxograma, apresentado na Figura 15, indicando as etapas visadas no projeto.

Figura 15 - Fluxograma de projeto de um cilindro hidráulico



Fonte: Autoria própria (2023).

1. Em primeiro lugar, são definidos todos os parâmetros de entrada do projeto,

partindo da necessidade de instalação e operação e definindo alguns parâmetros mínimos para possibilitar o dimensionamento com alguns valores já pré-determinados.

2. Após isto, o cilindro hidráulico será caracterizado conforme definições da literatura visando definir de que forma será feita a sua construção.
3. Após a definição da composição do cilindro hidráulico, será feita uma análise do carregamento das forças no equipamento e as suas condições de contorno.
4. Antes do início dos cálculos, os materiais de construção de cada parte são pré-estabelecidos, com a utilização de materiais convencionais dentro da indústria, visando facilitar a aquisição e a fabricação.
5. Após a especificação dos materiais, é realizado um modelamento em *software* CAD (*Computer Aided Design*) pré-definindo as dimensões dos componentes.
6. Após o modelamento, os componentes comerciais são especificados conforme catálogo indicando referência de fabricante e modelo visando facilitar a compra.
7. Na sequência, é elaborado o memorial descritivo de cálculo, onde será realizada a verificação das condições de segurança de cada componente não comercial conforme norma.
8. Ao fim da elaboração do memorial de cálculo, é avaliado para cada componente se a combinação de geometria e material selecionados resultam em um valor que se situe entre os limites estabelecidos através de um fator mínimo de segurança e também de um limitador superior, para evitar com que o equipamento fique superdimensionado sem necessidade, visando economia de matéria-prima e atingimento do valor orçado na venda.
9. Caso as condições de segurança não sejam atendidas, ou haja a possibilidade de mudança de material, o processo é repetido, com a substituição dos valores dimensionais ou das propriedades do material, dependendo do que for avaliado como mais viável, realizando essa iteração até que se chegue dentro dos limites estabelecidos.
10. Com a finalização dos cálculos, é realizado o detalhamento técnico do cilindro hidráulico, apresentando todas as informações necessárias para o entendimento do funcionamento do equipamento e também para sua fabricação.

11. Por fim, é elaborada uma lista de materiais, relacionando todos os itens que devem ser adquiridos para a fabricação do cilindro hidráulico. Nessa lista são incluídos tanto os itens comerciais, quanto as matérias primas brutas a serem posteriormente usinadas / processadas.

A tabela seguinte demonstra um resumo dos dados de entrada e os dados de saída para os componentes principais do cilindro hidráulico:

Tabela 1 – Resumo de componentes

Componente	Operação	Dados de entrada	Dados de saída
Haste	Dimensionamento	Força e curso de trabalho	Material, diâmetro, comprimento e rosca
Êmbolo	Dimensionamento	Força de trabalho, pressão de trabalho	Material, diâmetro, altura e rosca
Camisa	Dimensionamento	Pressão e curso de trabalho	Material, diâmetros interno e externo, comprimento
Tampo / cabeçote inferior	Dimensionamento	Pressão de trabalho	Material, espessura
Tampo / cabeçote superior	Dimensionamento	Pressão de trabalho	Material, espessura
Vedações	Aquisição	Pressão de trabalho	Especificação comercial, diâmetro
Olhal de interligação	Aquisição	Força de trabalho	Especificação comercial
Flange de fixação	Dimensionamento	Força de trabalho	Diâmetro, espessura
Parafusos fixadores	Dimensionamento / aquisição	Força de trabalho	Certificação de rosca e classe para especificação comercial

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

3.1 Delimitações da pesquisa

A natureza desse estudo se caracteriza como de pesquisa aplicada, pois busca dimensionar um cilindro hidráulico para ser utilizado em um ambiente industrial específico – uma Pequena Central Hidrelétrica (PCH). Quanto às formas de abordagem, são quantitativas, haja visto que as verificações são avaliadas numericamente, tendo em vista a adequação dos componentes mecânicos às normas selecionadas. Finalmente, este estudo é caracterizado como uma pesquisa descritiva, visando uma análise direta e caracterizadora do tema abordado.

3.2 Situação-problema e caracterização do cilindro hidráulico

O cilindro hidráulico em questão é projetado para a movimentação de uma comporta vagão instalada na tomada d'água de uma PCH localizada em Xanxerê - Santa Catarina.

As principais características do cilindro hidráulico serão:

- Esforço de manobra = 5000 kgf;
- Curso de trabalho = 1,8m;
- Pressão de trabalho = 180 bar;
- Faixa de temperatura de operação = 0 a 40°C;
- Posição de montagem = vertical;
- Ambiente de montagem = externo / exposto.

A forma de fixação do cilindro é através de um flange circular, posicionado na parte externa da camisa do cilindro, conforme apresentado na Figura 16.

A determinação do valor do esforço de manobra parte da experiência profissional do autor. O valor de 5000 kgf é considerado próprio para a abertura de uma comporta vagão, porém, esse valor é um dado de saída de outro cálculo, sendo um somatório composto pelos seguintes valores com suas aproximadas proporções: peso da comporta (55%), atritos nas rodas e da vedação com peças fixas (40%), força hidráulica atuante na comporta devido ao fluxo (*Downpull*) (5%).

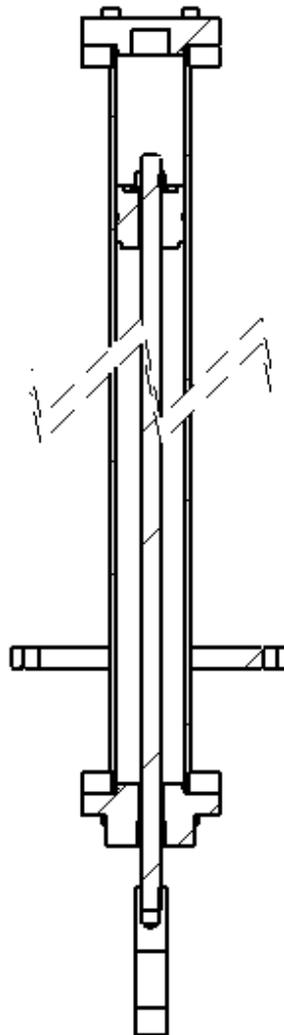
A determinação do curso de trabalho é definida a partir da altura da comporta. O curso de trabalho é calculado a partir da altura da comporta, sendo acrescentado um comprimento extra para garantir que a comporta saia completamente do fluxo de água, com uma margem de segurança.

A pressão de trabalho de 180 bar foi selecionada devido à ampla disponibilidade de motobombas que operam nessa faixa de pressão. Além disso,

essa pressão proporciona uma área de coroa proporcional, considerando o esforço de manobra exigido.

As informações de temperatura, posição e ambiente de montagem referem-se às situações mais usuais encontradas nas PCH's, onde os cilindros hidráulicos são na grande maioria dos casos montados em ambiente exterior sujeitos às intempéries externas.

Figura 16 - Vista em corte do modelo de cilindro hidráulico a ser dimensionado, feita em SolidWorks®



Fonte: Autoria própria (2023).

O sistema de bombeamento de óleo é realizado por meio de uma motobomba, porém a mesma não faz parte do escopo deste trabalho. Portanto, não é dimensionada e especificada. A tubulação de conexão entre motobomba e cilindro também não é estudada. Em todos os pontos de conexão hidráulica (entrada e saída de óleo) são especificadas válvulas comerciais já consolidadas no mercado, não havendo a necessidade de dimensionamento.

3.3 Classificação

Segue a classificação selecionada para o presente projeto, em função do que foi apresentado no tópico 2.1.

3.3.1 Finalidade

Conforme de Telles (2017), a classificação de vasos de pressão é dada através das categorias listadas na Figura 2. A classificação do equipamento é feita por exclusão, tendo em vista que o cilindro hidráulico não está sujeito a chama e não possui como objetivo a troca de calor, o equipamento se caracteriza como sendo um vaso de armazenamento e acumulação.

3.3.2 Formato

O cilindro hidráulico como o próprio nome sugere é um cilindro do tipo simples e neste caso, é montado na posição vertical, tal como ilustrado na Figura 3a.

3.3.3 Tampos

No cilindro em questão, opta-se pela construção de um modelo de tampo que garanta a possibilidade de desmontagem. Portanto será utilizado um tampo plano com parafusos e flange cego como mostrado na Figura 5c.

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

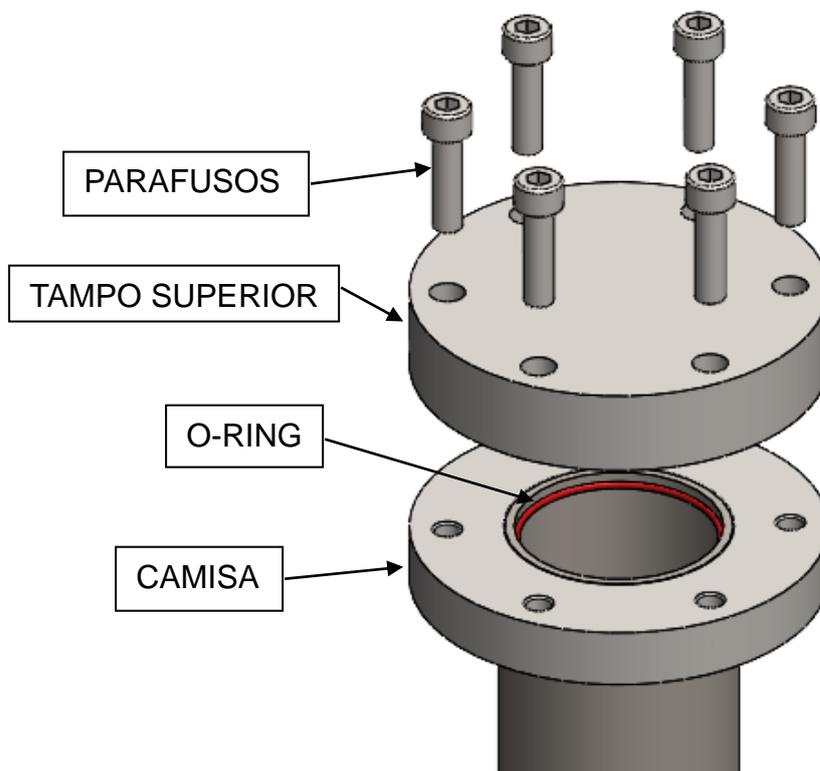
Nessa etapa é descrita a seleção dos componentes e materiais do cilindro hidráulico e também demonstra-se o dimensionamento dos componentes.

4.1 Definição da geometria do cilindro hidráulico

A geometria da camisa do cilindro é composta por um tubo cilíndrico e três implementos, sendo eles: tampo inferior, tampo superior e flange de apoio. O flange possui a função de realizar a fixação do cilindro em uma base que pode vir a ser projetada posteriormente e, devido a sua geometria plana, é estabelecido como uma chapa soldada na parte externa do tubo principal.

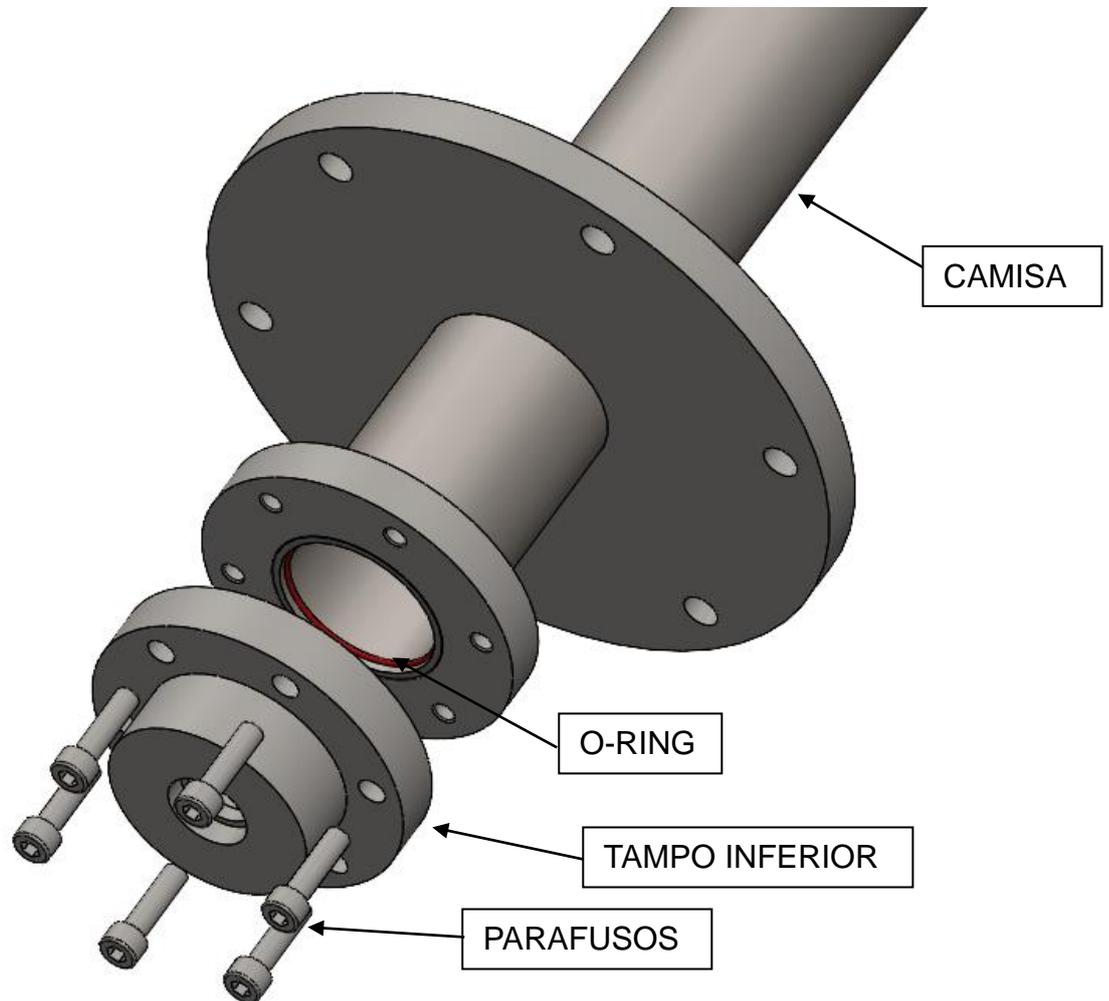
Os tampos possuem a função do fechamento das extremidades do cilindro, evitando o vazamento do óleo. Visando a possibilidade de futura manutenção na parte interna do cilindro, os tampos são projetados como sendo removíveis. Portanto, são constituídos por uma parte fixa (apoio), soldada na parte externa do tubo principal, semelhante ao flange e uma parte removível (tampo propriamente dito) que é fixada no apoio através de parafusos. O tampo inferior é semelhante ao superior, porém possui um furo central para passagem da haste do cilindro.

Figura 17 – Detalhe da parte superior da camisa, evidenciando o tampo superior



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 18 – Detalhe da parte inferior da camisa, evidenciando o flange e tampo inferior



Fonte: Autoria própria (2023).

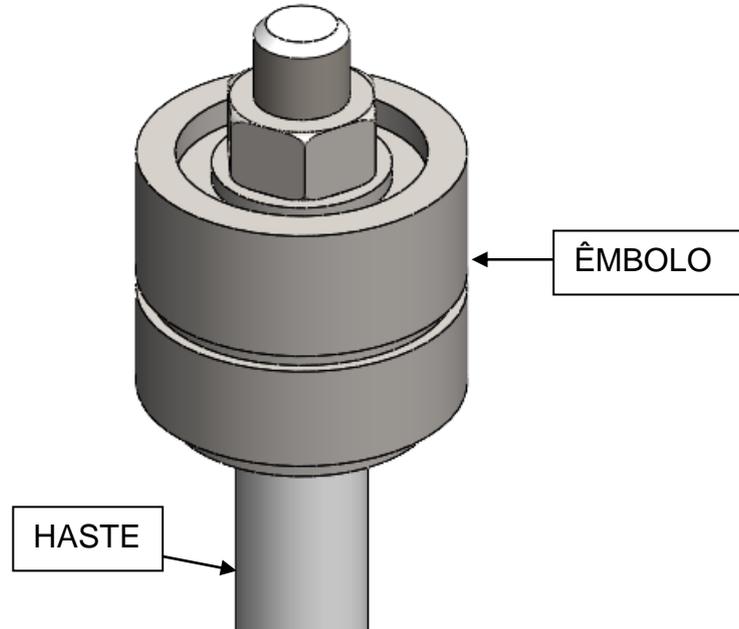
Tendo em vista a necessidade de estanqueidade das câmaras do cilindro hidráulico, a ligação parafusada possui também uma junta com vedação entre as partes metálicas. Dessa forma, é previsto um canal usinado nos tampos para alojamento da vedação.

Além do alojamento da vedação nas uniões parafusadas, no tampo inferior também é previsto um alojamento para um guiamento da haste, além de outra vedação entre haste e tampo.

A definição da geometria da haste parte de uma barra redonda maciça, com um olhal para acoplamento na carga (comporta) em uma extremidade e o êmbolo para atuação do fluido hidráulico na outra extremidade. Ambos os componentes são fixados na haste através de ligações roscadas. No corpo do êmbolo também é

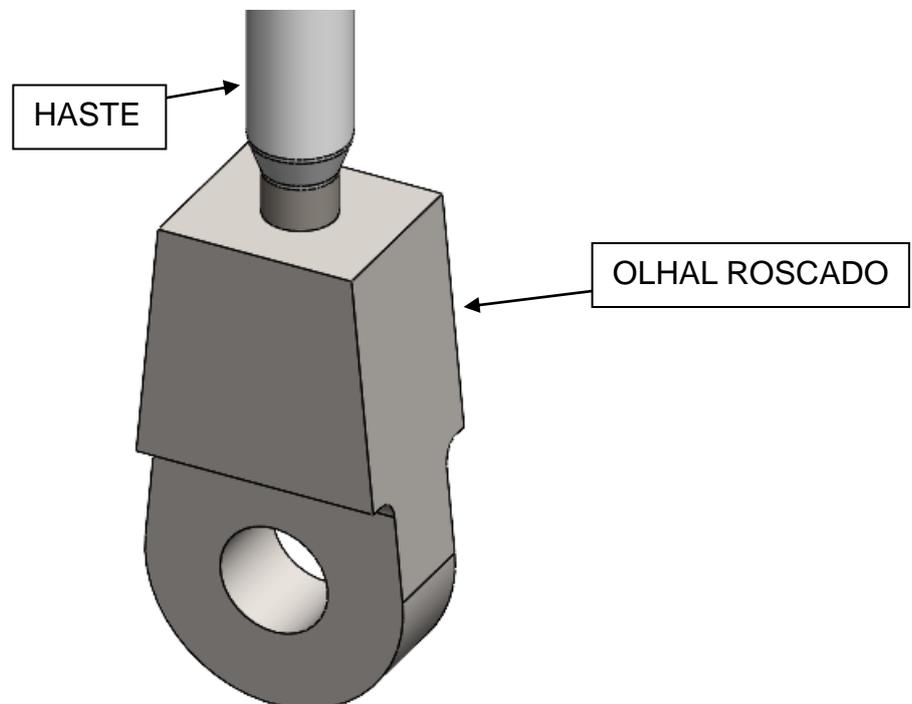
previsto um canal na parte externa para o alojamento de uma vedação para garantir o isolamento entre as câmaras internas do cilindro hidráulico.

Figura 19 – Detalhe da parte superior da haste, evidenciando o êmbolo



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 20 – Detalhe da parte inferior da haste, evidenciando o olhal roscado



Fonte: Autoria própria (2023).

4.2 Seleção de materiais para o cilindro hidráulico

Antes da elaboração do memorial de cálculo, paralelamente ao modelamento do cilindro hidráulico, é definido o material que constituirá cada componente. A predeterminação de cada um deles é apresentada a seguir, subsequentemente, cada material é verificado por meio de cálculo.

A maior parte dos componentes estruturais será preferencialmente constituída de aço carbono, tendo em vista a grande disponibilidade desse material comercialmente, além do difundido conhecimento a respeito de suas propriedades mecânicas. A possibilidade de corrosão será considerada para as paredes internas do vaso. As normas de especificação de material serão preferencialmente relacionadas à ASTM (*American Society for Testing and Materials*) que é a norma citada e referenciada pela ASME.

- Material das chapas: Conforme recomenda a ASME, para os aços das partes pressurizadas recomenda-se que o teor de carbono não seja superior a 0,30%, sendo que para as chapas dos cascos e tampos, fabricados por soldagem, o teor de carbono não seja superior a 0,26%. Aços com teor de carbono superior aos limites acima podem ser empregados somente nos casos de componentes não soldados ou chapas com espessuras superiores a 50mm. Dessa forma, as chapas são inicialmente projetadas com aço com teor de carbono de 0,20% utilizando a especificação ASTM A36, uma das mais encontradas comercialmente no Brasil.
- Material da camisa: a camisa, possuindo a geometria tubular, enquadra-se como fabricação com o uso de um tubo, tendo em vista as principais normas de tubos de aço, parte-se da utilização de um tubo da norma ASTM A53.
- Material da haste: sendo um dos componentes mais importantes do conjunto do cilindro hidráulico, o estudo da seleção de material da haste é avaliado minuciosamente, buscando otimizar o tamanho da haste em relação ao corpo do cilindro. Inicialmente especificado em AISI 1045.
- Material do êmbolo: tendo em vista que o êmbolo possui formato cilíndrico para o encaixe com a parte interna da camisa, sua fabricação é através de barra redonda, também sendo inicialmente especificada em ASTM A36.
- Materiais comerciais: os demais são especificados conforme referências comerciais cabíveis e apropriadas.

4.3 Especificação dos componentes comerciais

A especificação dos componentes comerciais faz-se necessária antes da certificação de cálculo, tendo em vista que o projeto pode ter que ser adequado a esses componentes devido às características dos componentes disponíveis comercialmente.

O ponto de conexão da haste do cilindro com comporta foi definido como sendo através de olhal. Esse componente deve possuir resistência à tração a qual a haste é submetida, além de um furo munido de rolamento esférico, também conhecido como rótula. A rótula tem a função de possibilitar movimentos articulares em diferentes posições durante a suspensão da carga, absorvendo, dessa forma, pequenas oscilações no movimento da haste durante a abertura e fechamento do cilindro.

Essa forma de olhal pode ser facilmente encontrada em catálogos comerciais, tendo modelos soldáveis e roscados. Para a aplicação na haste do cilindro hidráulico, o olhal roscado é o mais apropriado.

A referência selecionada para o olhal roscado é um modelo de olhal macho com rótula para haste com rosca M16, dimensionado pela norma ABNT NBR ISO 3266 para resistir à pressão de 210 bar.

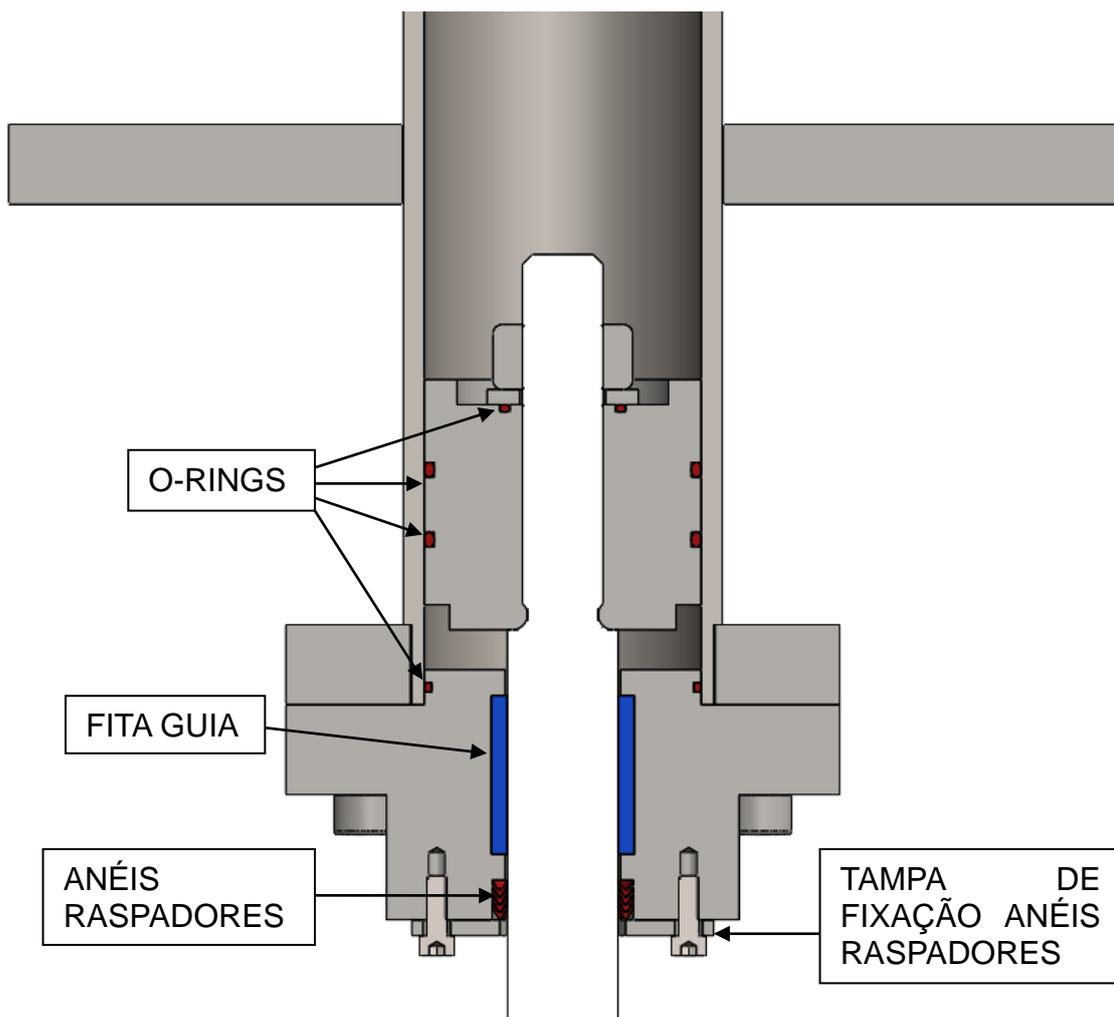
O tampo inferior, além da abertura para passagem da haste deve ser vedado através de um anel que resista tanto à pressão interna do óleo, quanto à movimentação da haste, realizando, portanto, vedação estática e dinâmica. Os pontos de vedação são por meio de *o-rings*, fabricados com base em elastômeros e especificados conforme a NBR 11718. A adoção de *o-rings* permite uma junta hermética, de fácil montagem e manutenção, onde o material do *o-ring* fica em um alojamento específico para o seu tamanho e opera com uma pré-compressão, que visa garantir a vedação da região.

Na região do tampo inferior, a abertura para a passagem da haste possui outro tipo de vedação, que além de garantir a estanqueidade também possui a função de impedir que partículas indesejadas presentes na superfície da haste adentrem a câmara interna do cilindro hidráulico. Esses componentes são denominados de anéis raspadores, mais especificamente do tipo *excluder*. Chamados assim devido a suas características geométricas fazerem com que a sujeira seja "raspada" da haste no movimento de fechamento, permitindo a entrada somente da haste. Os anéis

raspadores são especificados conforme a norma ISO 6195.

A passagem da haste na tampa inferior, além de possuir a vedação e a limpeza através de anel raspador, também possui uma fita guia em poliéster, posicionada em volta do corpo da haste com o objetivo de distribuição das cargas radiais que possam vir a atuar na haste. Dessa forma, a carga é distribuída na fita guia e a vedação não é sobrecarregada, aumentando assim sua vida útil. As fitas-guia, comumente utilizadas em cilindros hidráulicos, não possuem normas padrão de especificação. A referência utilizada será do modelo Fita Guia C380 Trelleborg - Busak, composta de poliéster e resina, com utilização recomendada para cilindros hidráulicos que operam entre -40 e 120°C e com velocidades de movimentação da haste não superiores a 1 m/s que atende perfeitamente à velocidade de atuação para o caso dimensionado, que fica geralmente abaixo de 5m/min.

Figura 21 – Detalhe dos componentes de vedação na parte inferior do cilindro hidráulico



Fonte: Autoria própria (2023).

4.4 Elaboração da memória de cálculo

A elaboração da memória de cálculo consiste na realização dos cálculos de certificação de que os componentes atendem às características de operação do cilindro hidráulico citadas no item 3.2.

A definição do diâmetro interno da camisa do cilindro hidráulico parte da necessidade de esforço definida como 5000 kgf (aproximadamente 49.050 N) a partir de uma pressão de trabalho de 180 bar (18 MPa). A área atuante do óleo corresponde à área inferior do êmbolo com o desconto da área ocupada pela haste. Dessa forma, a seleção dos diâmetros é a seguinte:

$$\varnothing \text{ haste} = 16\text{mm}$$

$$\varnothing \text{ camisa} = 55\text{mm}$$

$$\text{Carga máxima atuante no êmbolo} = 39145,82 \text{ kgf} > 5000 \text{ kgf (OK)}$$

$$\text{Coeficiente de segurança} = N = \frac{391545}{5000} = 78,3$$

Partindo dessas definições, inicia-se as certificações das tensões atuantes na haste assim como a definição da rosca de interligação com o olhal roscado.

A haste roscada em tração funciona como um parafuso, descrito por Budynas e Nisbett (2011).

O modelo selecionado do olhal possui uma rosca do tipo M16 x 1,5 e um comprimento útil de rosca de 30mm. Abaixo segue um resumo das características da rosca na haste para a interface com a rosca do olhal. Após a finalização dos cálculos, o material selecionado para a construção é o AISI 8640, com limite de escoamento de 715 MPa.

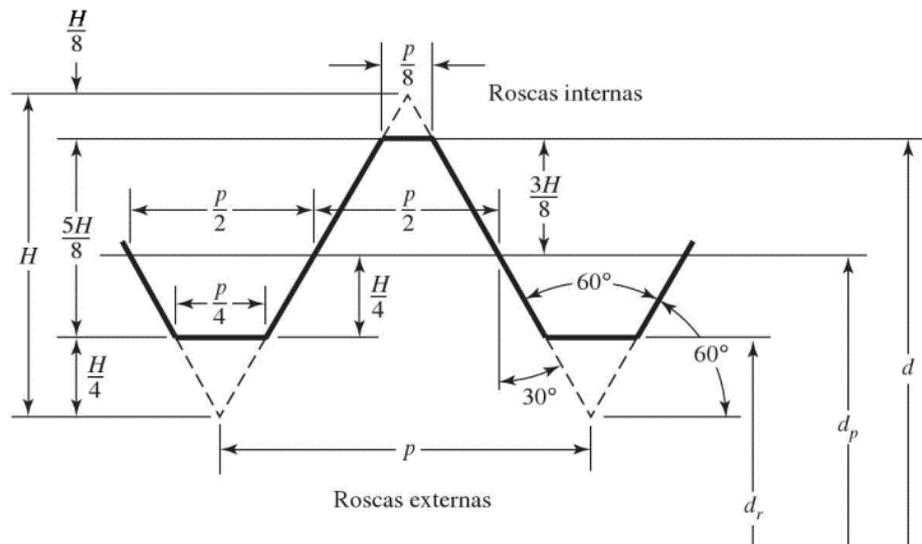
Tabela 2 – Características da rosca da haste

Dimensão	Abreviação	Valor	Unidade
Força atuante	F	49050	N
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	715	MPa
Coeficiente de segurança	--	2	--
Tensão axial admissível	σ_{adm}	357,50	MPa
Tensão de cisalhamento admissível	τ_{adm}	206,28	MPa

Diâmetro nominal da rosca	D	16	mm
Comprimento da rosca	C	30	mm
Passo da rosca	p	1,5	mm
Altura do filete de rosca	H	1,30	mm
Diâmetro maior	De	16,16	mm
Diâmetro primitivo	Dp	15,03	mm
Diâmetro menor	Dr	14,38	mm
Número de filetes	N	20,00	--
Altura de contato	Hc	0,81	mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 22 – Representação dos elementos da rosca



Fonte: Budynas e Nisbett (2011).

A verificação de tensões consiste na aplicação das equações definidas por Budynas e Nisbett (2011):

- Tensão de tração no corpo da haste:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi D_R^2} \quad (\text{Eq. 5})$$

- Tensão de flexão na raiz das roscas:

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} = \frac{F p}{4} \frac{24}{\pi D_r n p^2} = \frac{6F}{\pi D_m n p} \quad (\text{Eq. 6})$$

- Tensão de cisalhamento nas roscas:

$$\tau = \frac{3V}{2A} = \frac{3F}{2\pi D_R \frac{p}{2}} = \frac{3F}{\pi D_r n p} \quad (\text{Eq. 7})$$

A resolução das equações permite encontrar os seguintes valores, já comparados com as tensões admissíveis para o material:

Tabela 3 – Tensões na rosca da haste

Resultados obtidos		Tensões admissíveis	Coefficientes de segurança
Tensão de tração no corpo da haste (σ)	302,177 MPa	357,50 MPa	1,18
Tensão de flexão na raiz das roscas (σ)	207,82 MPa	357,50 MPa	1,72
Tensão de cisalhamento nas roscas (τ)	108,60 MPa	206,28 MPa	1,9

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A verificação da tensão e espessura da camisa é feita através das expressões matemáticas apresentadas por TELLES (2017), de acordo com a norma ASME-VIII – Div.1, onde a pressão interna máxima de trabalho em vasos cilíndricos é estabelecida pela fórmula:

$$PMTA = \frac{S E e}{R + 0,6 e} \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

S = Tensão admissível (MPa);

E = Coeficiente de eficiência de solda (considerado 1,0 para tubos sem costura);

e = Espessura mínima para pressão interna;

R = Raio interno do cilindro;

O valor sugerido pela ASME para tensão admissível calculado para os casos a seguir será o menor entre os valores: Limite de Ruptura / 3,5 ou Limite de

Escoamento / 1,5.

O material selecionado para a confecção da camisa é o ST 52.3, material de propriedades de alta resistência mecânica em tubos de aço estruturais, tendo em vista que o material selecionado inicialmente, conforme item 4.2 (ASTM A53), não atende às características necessárias.

Para a certificação da espessura mínima para a camisa, primeiramente o casco é caracterizado como de pequena ou grande espessura. A caracterização de grande espessura se dá quando o valor de $e > 1/2R$ ou $P > 0,385 \cdot S \cdot E$, que não é o caso.

A certificação da espessura mínima da camisa para cascos de pequena espessura é feita através da fórmula abaixo:

$$e = \frac{P R}{SE - 0,6P} + C \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde:

P = pressão interna de projeto;

C = Margem para corrosão, comumente utilizada como sendo 1/6 da espessura para espessuras inferiores a 6mm.

Tabela 4 – Características da camisa do cilindro hidráulico

Dimensão	Abreviação	Valor	Unidade
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	350	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	520	MPa
Tensão admissível	S	173,33	MPa
Diâmetro interno da camisa	\varnothing_i	55	mm
Raio interno do cilindro	R	0,0275	m
Espessura da camisa utilizada	e	4,4	mm
Pressão de trabalho	P	18	MPa
Margem para corrosão	C	0,7	mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A resolução das equações permite encontrar os seguintes valores, já comparados com os valores de projeto:

Tabela 5 – Características calculadas para a camisa

Resultados obtidos		Valores de projeto	Parecer
Espessura mínima da parede fina da camisa (com margem para corrosão)	3,75 mm	4,4 mm	OK
Pressão máxima admissível	285,77 MPa	18 MPa	OK

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Os tampos, sendo do tipo plano, também possuem fórmulas específicas de acordo com a ASME para dimensionamento da espessura. A fórmula abaixo, apresentada por TELLES (2017), especifica o valor mínimo da espessura dos tampos de acordo com as características de projeto:

$$e = d \sqrt{\frac{NP}{S}} + C \quad (\text{Eq. 10})$$

Onde:

e = Espessura mínima do tampo;

d = Diâmetro do tampo;

S = Tensão admissível (MPa);

N = Fator adimensional dependente do tipo e forma de fixação do tampo (para o modelo utilizado – tampo flange cego removível, N=0,30);

P = Pressão interna de projeto;

C = Margem para corrosão, comumente utilizada como sendo 1/6 da espessura para espessuras inferiores a 6mm.

Visto que os tampos serão fabricados de chapa, o material selecionado para a fabricação é o ASTM A36, conforme item 4.2, material comum em chapas de fácil disponibilidade comercial.

Tabela 6 – Características dos tampos do cilindro hidráulico

Dimensão	Abreviação	Valor	Unidade
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	180	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	380	MPa
Tensão admissível	S	108,57	MPa

Diâmetro do tampo	d	55	mm
Pressão de trabalho	P	18	MPa
Margem para corrosão	C	0,7	mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

A resolução da equação 4.3.7 permite encontrar o valor de espessura mínima do tampo abaixo, que permite o dimensionamento da peça considerando um valor ligeiramente acima, utilizando espessura padronizada comercialmente:

Tabela 7 – Cálculo da espessura mínima do tampo

Resultado obtidos		Valor estabelecido em projeto
Espessura mínima da parede do tampo (com margem para corrosão)	12,97 mm	16 mm

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

4.5 Análise pelo método dos elementos finitos

Após a conclusão do memorial de cálculo, com o propósito de aprimorar a análise do dimensionamento do cilindro hidráulico, procedeu-se à realização de uma simulação em elementos finitos com o suporte de uma plataforma de Engenharia Assistida por Computador (*CAE - Computer-Aided Engineering*). Neste estudo, foram analisadas as tensões que agem sobre a estrutura do cilindro, bem como foi efetuada a avaliação das deformações do material sob a influência de pressão e tração.

Em resumo, foram conduzidos dois ensaios, um destinado a verificar o desempenho da haste submetida à tração, e outro voltado para a análise do comportamento da camisa sob as condições de pressão interna exercida pelo fluido hidráulico.

No estudo da haste submetida à tração, devido ao resultado apresentar uma condição mais crítica, foi realizada uma segunda simulação, considerando um refinamento da malha de elementos, com o objetivo de obter um resultado mais preciso.

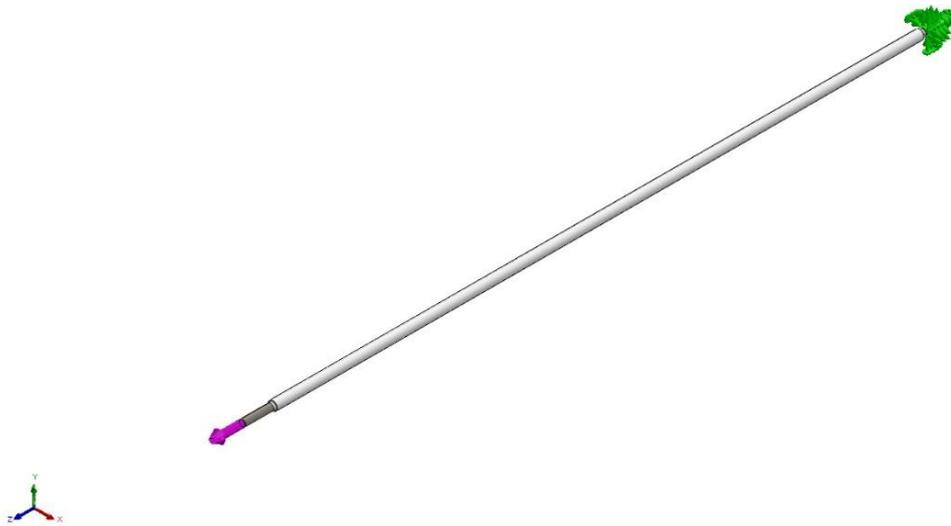
Tabela 8 – Estudo 1: Haste sob tração

Dados gerais de entrada	Abreviação	Valor	Unidade
Material da haste	-	AISI 8640	--
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	715,00	MPa
Tensão admissível no corpo da haste (50%)	σ_{adm}	357,50	MPa
Tensão admissível no raio concentrador de tensão (80%)	σ_{adm}	572,00	MPa
Módulo de elasticidade	E	205,00	GPa
Força atuante na haste	F	49050	N

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

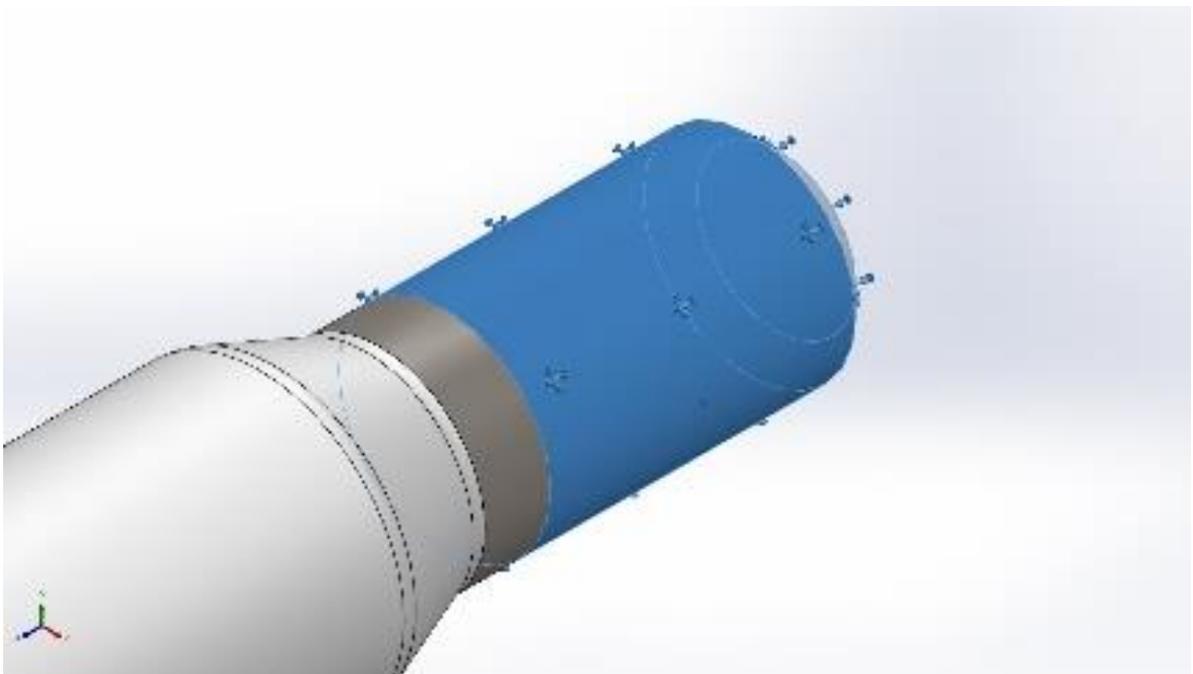
As restrições aplicadas ao corpo da haste consistem na fixação da geometria da parte da rosca inferior, onde é acoplado o olhal roscado por onde a tração é transmitida à haste. A aplicação da força de tração foi realizada na face oposta à região fixada, conforme apresentado nas figuras 23 e 24.

Figura 23 – Corpo da haste com região fixada e aplicação da tração entre as roscas.



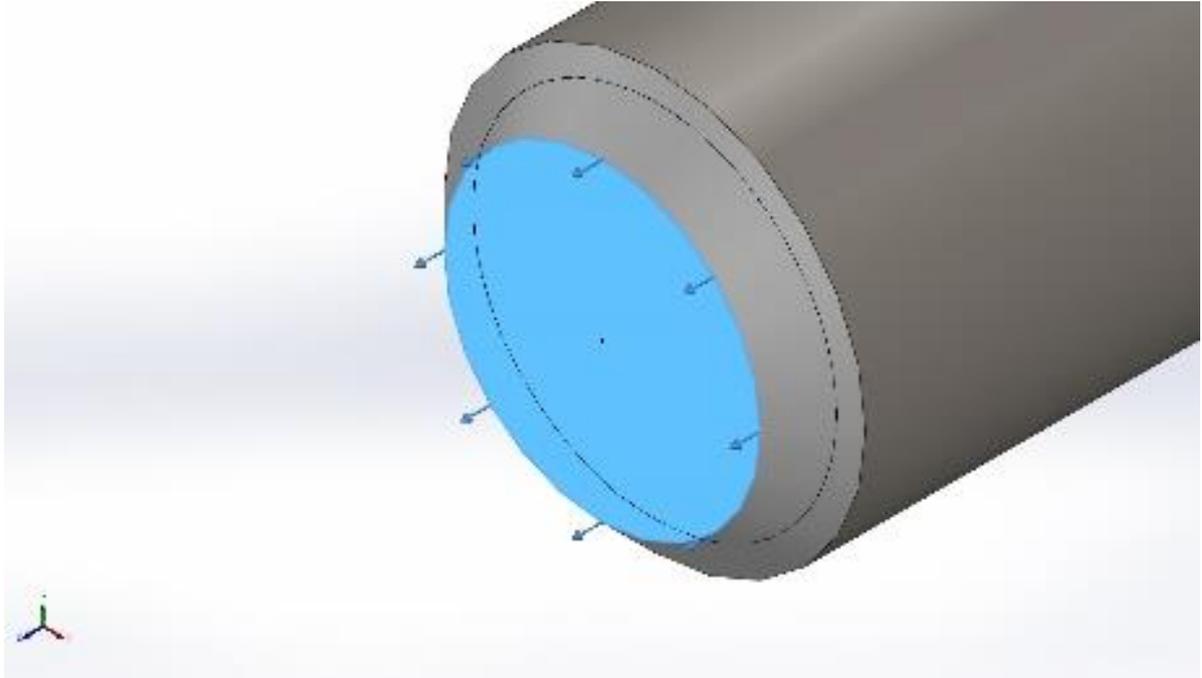
Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 24 – Detalhe da região da haste fixada.



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 25 – Detalhe da região da haste com aplicação da força de tração.



Fonte: Autoria própria (2023).

Tabela 9 – Estudo 1: Haste sob tração – Comparação de malhas

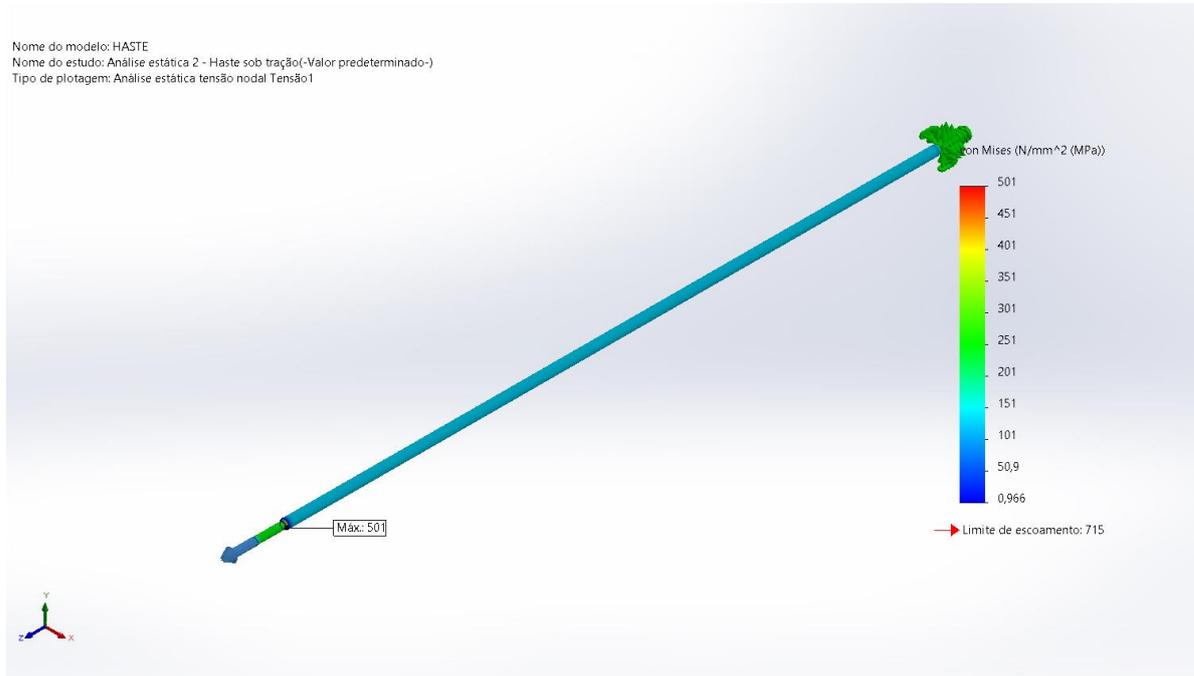
Parâmetros de malha utilizados		Resultados	
Número de nós	Número de elementos	Tensão máxima no corpo da haste	Tensão máxima no raio concentrador de tensão
15271	8503	95 MPa	432 MPa
23372	13606	101 MPa	501 MPa

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para o refinamento de análise do modelo em questão é necessário o estudo de modelos com maior aprofundamento e variedade de malhas e elementos. Os valores encontrados para a malha com o maior número de elementos e nós serão os utilizados para comparação.

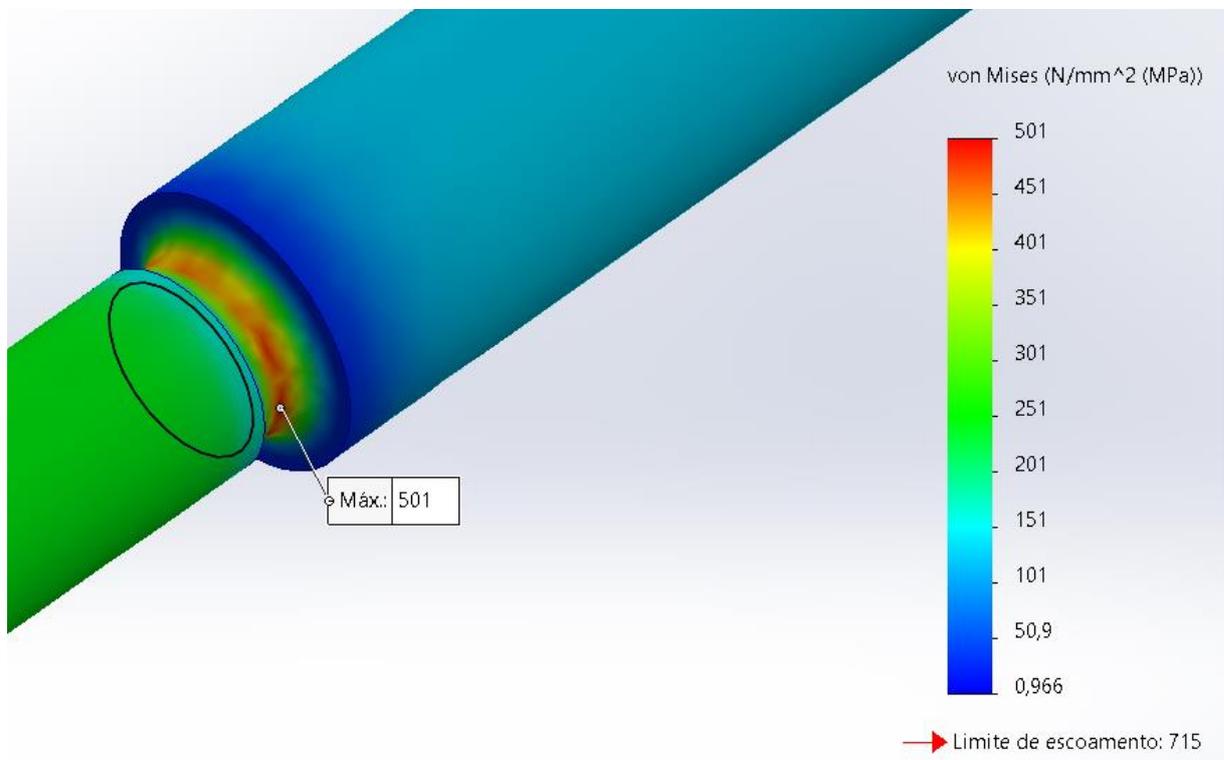
Verifica-se nas figuras 26 e 27 que o corpo liso da haste apresenta valores relativamente baixos de tensão e o ponto de maior tensão encontra-se na transição entre diâmetros, sendo portanto, o ponto de maior probabilidade de falha.

Figura 26 – Diagrama de distribuição das tensões ao longo da haste com aplicação da força de tração.



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 27 – Detalhe do ponto de máxima tensão no raio concentrador de tensão.



Fonte: Autoria própria (2023).

Tabela 10 – Estudo 1: Haste sob tração – Análise das tensões

Tensões	Valores		Coeficientes de segurança
	Resultados	Admissíveis	
Tensão máxima no corpo da haste	101 MPa	357,50 MPa	3,54
Tensão máxima no raio concentrador de tensão	501 MPa	572,00 MPa	1,14

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

O estudo do conjunto da camisa submetido à pressão considerou a fixação dos elementos do flange, simulando a condição operacional do cilindro hidráulico.

Tabela 11 – Estudo 2: Camisa pressurizada

Dados gerais de entrada	Abreviação	Valor	Unidade
Material da camisa	-	ST 52.3	--
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	350	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	520	MPa
Tensão admissível	σ_{adm}	173,33	MPa
Módulo de elasticidade	E	205	GPa
Pressão atuante interna no cilindro hidráulico	P	18	MPa

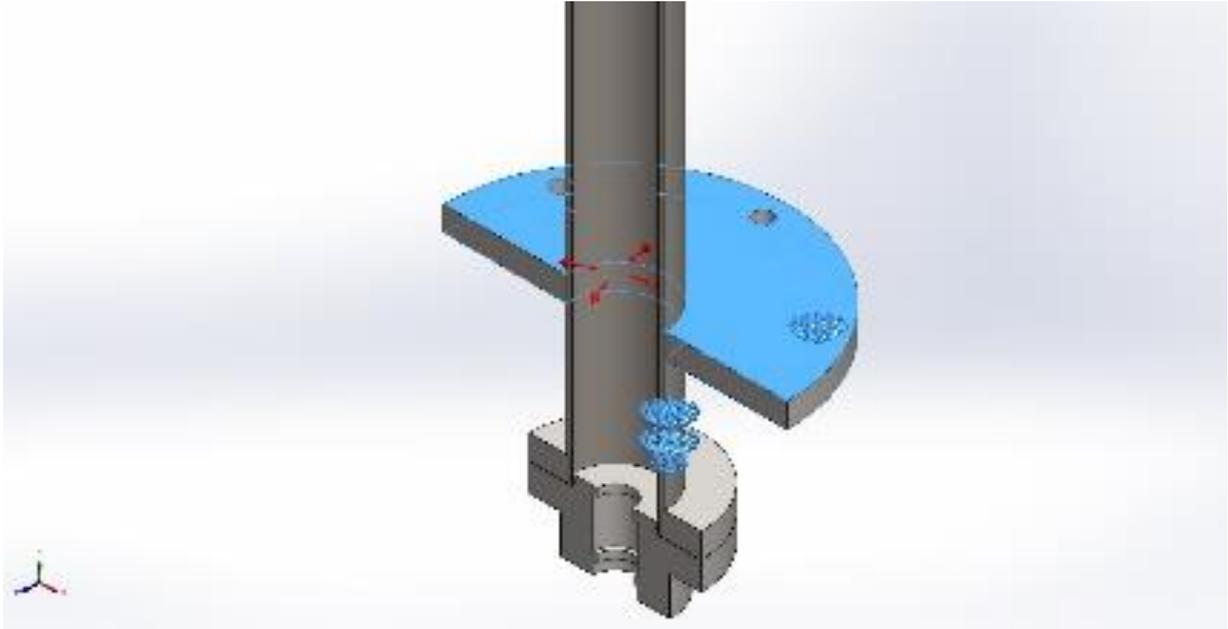
Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Figura 28 – Vista em corte da camisa do cilindro hidráulico com flange fixada e aplicação da pressão interna.



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 29 – Detalhe da região fixada (flange) e da aplicação da pressão interna.



Fonte: Autoria própria (2023).

Tabela 12 – Estudo 2: Camisa pressurizada – Comparação de malhas

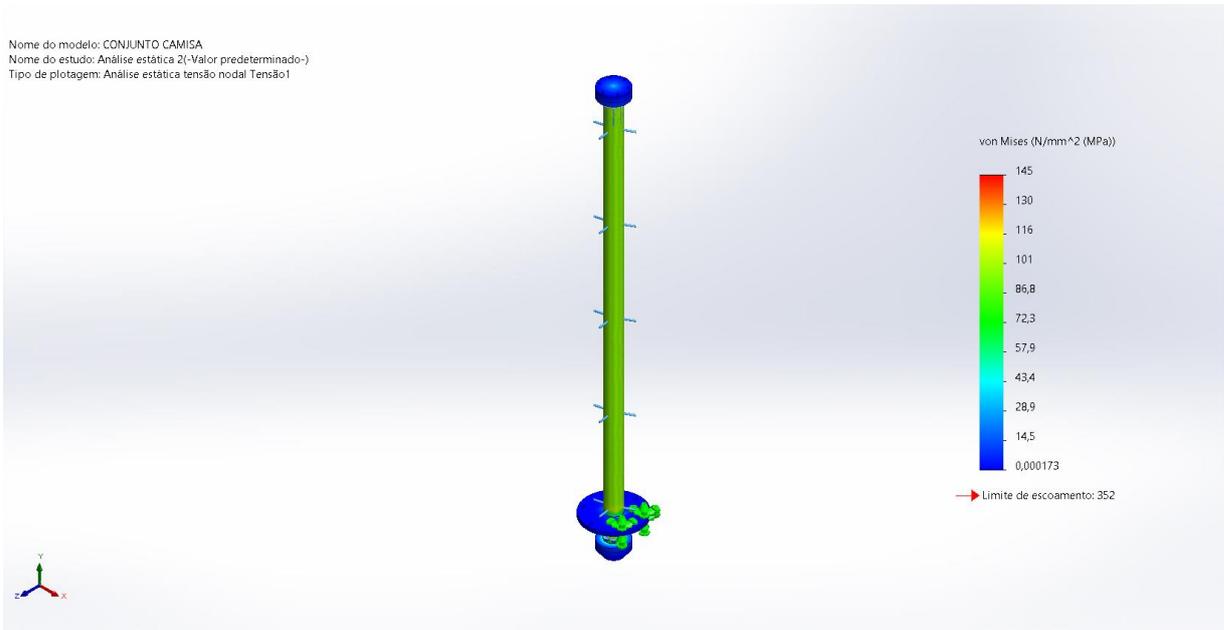
Parâmetros de malha utilizados		Resultados
Número de nós	Número de elementos	Tensão máxima
44188	25211	172 MPa
67836	39264	145 MPa

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

Para o refinamento de análise do modelo em questão é necessário o estudo de modelos com maior aprofundamento e variedade de malhas e elementos. Os valores encontrados para a malha com o maior número de elementos e nós serão os utilizados para comparação.

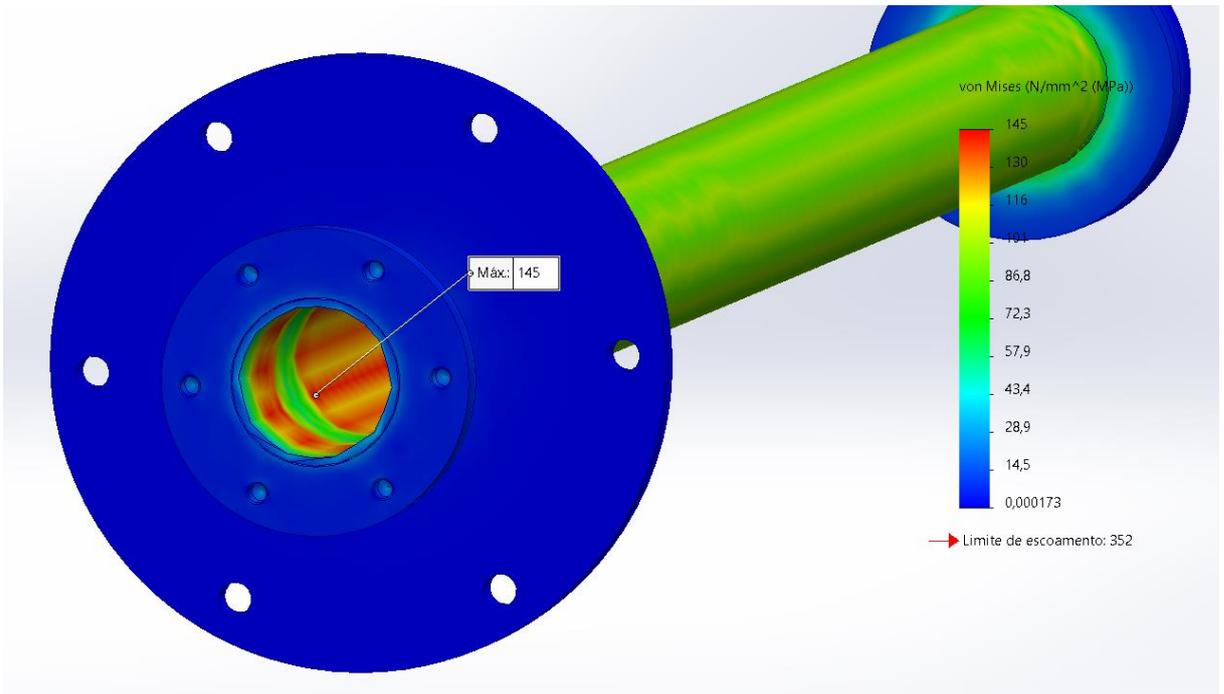
Verifica-se nas figuras 30 e 31 que a camisa não apresenta pontos de concentração excessiva de tensão em comparação à haste, sendo a parte interna da camisa a região de tensões mais elevadas.

Figura 30 – Diagrama de distribuição das tensões ao longo da camisa pressurizada.



Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 31 – Detalhe do ponto de máxima tensão na parte interna da camisa.



Fonte: Autoria própria (2023).

Tabela 13 – Estudo 2: Camisa pressurizada – Análise das tensões

Tensões	Resultado	Admissível	Coefficiente de segurança
Tensão máxima na camisa	145 MPa	173,33 MPa	1,2

Fonte: Elaborado pelo autor, 2023.

5 CONCLUSÃO

A pesquisa teve como seu principal objetivo o dimensionamento e a elaboração do projeto de um cilindro hidráulico destinado ao acionamento de uma comporta vagão em uma PCH. Para alcançar esse propósito, baseou-se nos critérios e diretrizes da divisão 1 da norma americana ASME (2019).

A metodologia empregada neste estudo envolveu uma abordagem sequencial na elaboração do projeto. Isso incluiu a seleção e dimensionamento de materiais em consonância com a criação de um memorial de cálculo completo. A aplicação de fórmulas matemáticas específicas possibilitou a definição das geometrias apropriadas para os componentes do cilindro hidráulico.

Um dos pontos críticos no processo de dimensionamento foi a identificação de tensões localizadas na rosca da haste, resultantes da concentração de tensão. Essas tensões foram quantificadas por meio de cálculo analítico e comparadas com valores admissíveis. Isso levou à necessidade de modificar tanto a geometria quanto o material utilizado na haste. Inicialmente especificado como AISI 1045, o material da haste foi substituído pelo AISI 8640, um aço com limite de escoamento superior e teor de carbono relativamente baixo, tornando-o uma opção vantajosa em projetos mecânicos que demandam alta resistência mecânica e boa usinabilidade, como ressaltado por Cunha (2018).

No que diz respeito à camisa do cilindro hidráulico, o ponto crítico foi a tensão máxima, localizada na parte interna da camisa, conforme previsto pela teoria da tensão de flexão em vasos de pressão, como descrito no item 2.5.2.

Por fim, todas as tensões calculadas ficaram abaixo das tensões admissíveis estabelecidas por normas e/ou definidas pelos coeficientes de segurança estipulados. Portanto, conclui-se que os componentes especificados são seguros e adequados para as condições de operação do cilindro hidráulico.

Os detalhes adicionais sobre o processo de cálculo podem ser encontrados no Apêndice A, que contém as planilhas utilizadas como memorial de cálculo, enquanto o Apêndice B oferece os detalhamentos finais do conjunto do cilindro.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros, sugere-se a análise aprofundada do estudo em elementos finitos, além do projeto e dimensionamento do sistema hidráulico de bombeamento de óleo para acionamento do cilindro hidráulico.

REFERÊNCIAS

- ASME VIII DIV 1. **Rules for Construction of Pressure Vessels**. The American Society of Mechanical Engineers. New York, 2019.
- ABNT NBR 7259:2001. **Comportas hidráulicas - Terminologia**. ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. Rio de Janeiro, 2001.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; DEWOLF, J. T.; MAZUREK, D. F. **Mecânica dos Materiais**. 5 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- BRASIL, Expansão da Geração. **Empresa de Pesquisa Energética**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/energia-eletrica/expansao-da-geracao/fontes>. Acesso em: 16 mar. 2023.
- BRASIL, ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica. **Resolução Normativa ANEEL N° 1.031 de 26 de julho de 2022**. Disponível em: <https://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren20221031.pdf>. Acesso em: 06 jun. 2023.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- CUNDIFF, John S. **Fluid Power Circuits and Controls. Fundamentals and Applications**. 1 ed. New York: CRC Press, 2002.
- CUNHA, Bruna Simões da. **Desgastes e Avarias em Inseto Cerâmico na Usinagem do Aço**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2018. Disponível em: https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/15238/1/PB_DAMEC_2018_1_02.pdf. Acesso em: 04 nov. 2023.
- ERBISTI, Paulo Cezar Ferreira. **Comportas Hidráulicas**. 2 ed. Rio de Janeiro: Inteciência, 2002.
- ESPOSITO, Anthony. **Fluid Power with Applications**. 4 ed. New Jersey: Prentice Hall, 1997.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.
- Energy Statistics Data Browser. **International Energy Agency**. Disponível em: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser?country=BRAZIL&energy=Electricity&year=2020>. Acesso em: 29 mar. 2023.
- MACINTYRE, Archibald Joseph. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. 1 ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- SILVA, Ludimila Lima da. **A Compensação Financeira das Usinas Hidrelétricas como Instrumento Econômico de Desenvolvimento Social, Econômico e Ambiental**. 2007. Dissertação (Mestrado em Gestão Econômica do Meio Ambiente) - Universidade de Brasília, Brasília, 2007. Disponível em: <https://repositorio.unb.br/handle/10482/2850>. Acesso em: 17 mar. 2023.
- TELLES, Pedro C. Silva. **Vasos de Pressão**. 2 ed. atual. Rio de Janeiro: LTC: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2017.

APÊNDICE A – Memoriais de cálculo

Verificação da rosca			
Dados de entrada			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Força atuante	F	49050	N
Diâmetro da rosca	d	16	mm
Comprimento da rosca	c	30	mm
Passo da rosca	p	1,5	mm
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	715	MPa
Coeficiente de segurança	-	2	-
Dados resultantes			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Altura da rosca	H	1,30	mm
Diâmetro externo	de	16,16	mm
Diâmetro de passo	dp	15,03	mm
Diâmetro menor	dr	14,38	mm
Número de filetes	n	20,00	-
Altura de contato	hc	0,81	mm
Tensão de cisalhamento admissível	τ_{adm}	206,28	MPa
Tensão axial admissível	σ_{adm}	357,50	MPa
Verificação de tensões			
Tensão axial no corpo da haste	σ	302,177	MPa
Tensão de flexão nas roscas	σ_b	69,27	MPa
Tensão de flexão na raiz das roscas	σ_b	207,82	MPa
Tensão de cisalhamento nas roscas	τ	108,60	MPa

Verificação da camisa			
Dados de entrada			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	350	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	520	MPa
Diâmetro interno da camisa	\varnothing_i	55	mm
Raio interno do cilindro	R	0,0275	m
Espessura da camisa utilizada	e	4,2	mm
Pressão de trabalho	P	180	Bar
Pressão de trabalho	P	18	MPa
Margem para corrosão	C	0,7	mm
Dados resultantes conforme ASME			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Tensão admissível	σ_{adm}	173,33	MPa
Tensão admissível	σ_{adm}	233,33	MPa
Tensão admissível	S	173,33	MPa
Caracterização da camisa (Parede grossa ou fina)	-	Parede fina	-
Espessura mínima de parede (caso fina)	e	3,75	mm
Pressão máxima admissível	PMTA	285,77	MPa
Verificação dos tampos			
Dados de entrada			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	350	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	520	MPa
Diâmetro interno da camisa	\varnothing_i	55	mm
Raio interno do cilindro	R	0,0275	m
Espessura da camisa utilizada	e	4,2	mm
Pressão de trabalho	P	180	Bar
Pressão de trabalho	P	18	MPa
Margem para corrosão	C	0,7	mm
Dados resultantes conforme ASME			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Tensão admissível	S	173,33	MPa
Espessura mínima do tampo	e	10,408	mm

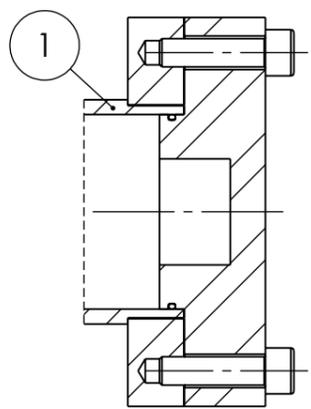
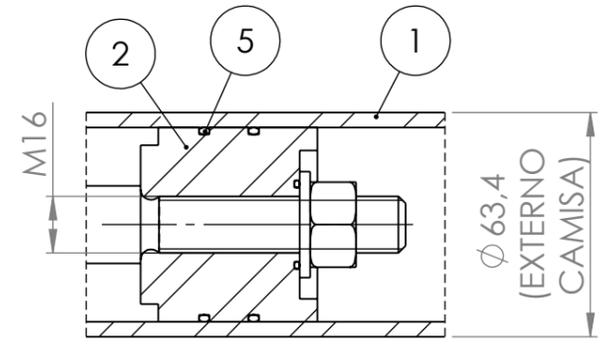
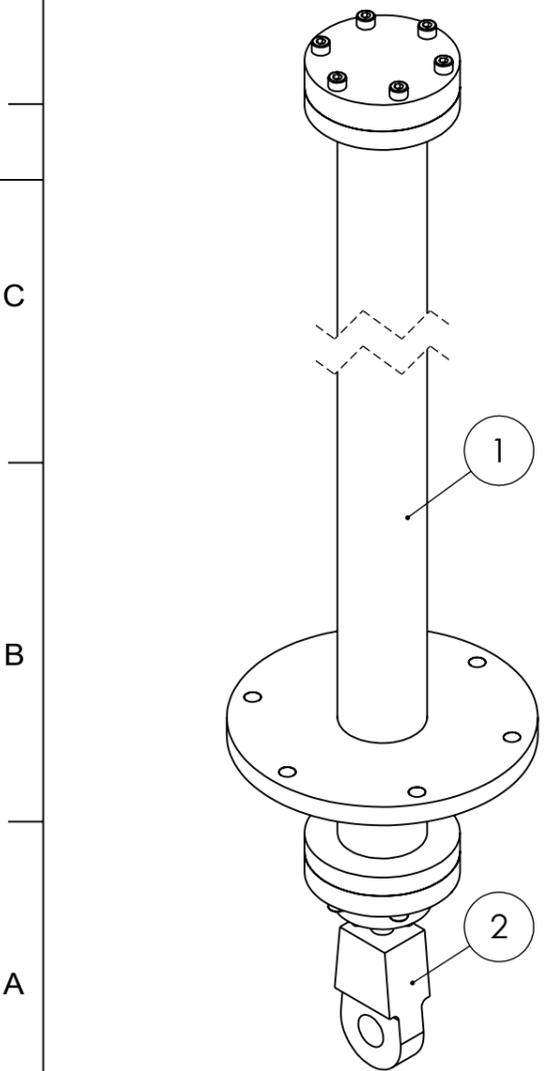
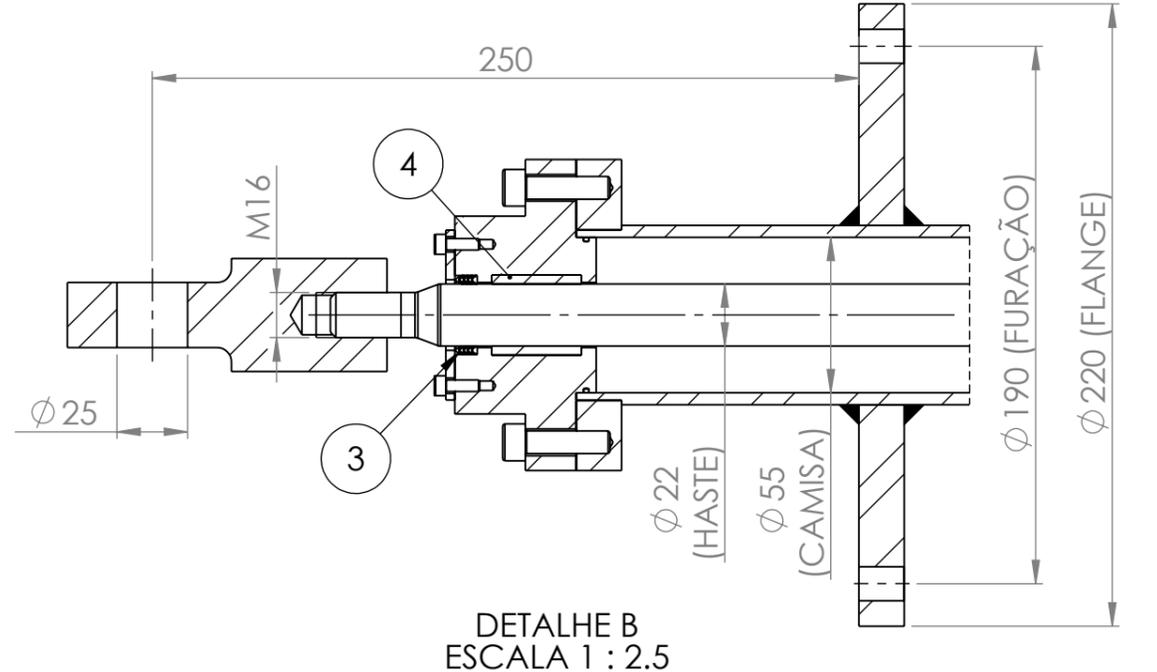
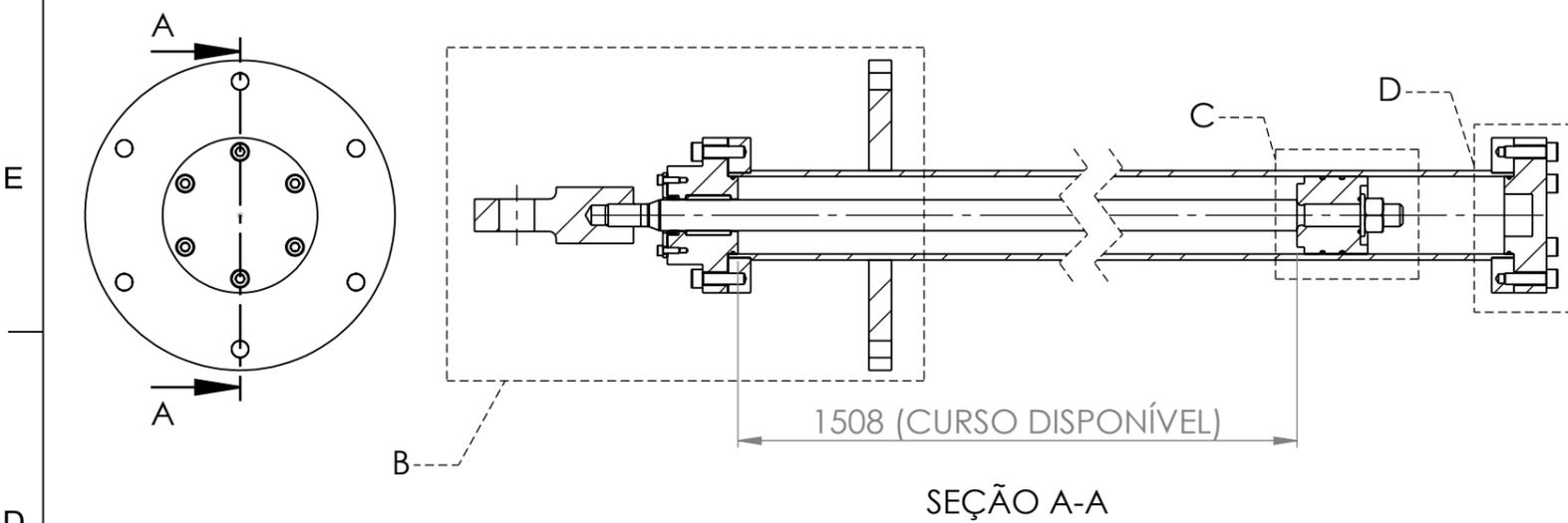
Verificação dos parafusos de fixação dos tampos			
Dados de entrada			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	640	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	800	MPa
Diâmetro menor do parafuso	\varnothing_i	6,4625	mm
Quantidade de parafusos	q	6	-
Pressão de trabalho	P	18	MPa
Diâmetro de vedação do tampo	\varnothing_v	55	mm
Coeficiente de segurança de tração	n	2,5	-
Dados resultantes conforme ASME			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Área de atuação da pressão	A_p	0,00238	m ²
Área equivalente dos parafusos	A_e	0,000197	m ²
Força atuante no tampo	F	42764,93	N
Tensão admissível de tração	σ_{adm}	256,00	MPa
Verificação de tensões			
Tensão de tração no corpo do parafuso	σ	217,29	MPa

Verificação do flange de fixação			
Dados de entrada			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Limite de escoamento do material	σ_{esc}	180	MPa
Limite de ruptura do material	σ_{rup}	380	MPa
Espessura do flange	e	8	mm
Diâmetro interno do flange	\varnothing_i	63,4	mm
Força atuante	F	5000	kgf
Força atuante	F	49050	N
Coeficiente de segurança de cisalhamento	n	2,5	-
Dados resultantes			
Dimensão	Abreviação	Valor	Unid.
Perímetro	pe	0,19918	m
Área em cisalhamento	A	0,001593416	m ²
Tensão admissível de cisalhamento	τ_{adm}	41,54	MPa
Verificação de tensões			
Tensão de cisalhamento no flange	τ	30,78	MPa

APÊNDICE B – Detalhamentos cilindro hidráulico

TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS
DIMENSÕES LINEARES MECANO SOLDADAS - NORMA EN ISO 13920 CLASSE B

DE PARA	2 30	30 120	120 400	400 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 16000	16000 20000	Acima 20000
TOL.	±1	±2	±2	±3	±4	±6	±8	±10	±12	±14	±16



Nº DO ITEM	QTD.	DESCRIÇÃO	Material	Peso
5	2	O-RING - $\phi 1,75 \times \text{COMP.} 1.67$	Borracha	0.00
4	1	FITA GUIA LUYTEX - #3,18 x 31,75 x COMP. 79	POLIÉSTER	0.01
3	4	RASPADOR TIPO EXCLUDER - $\phi i.22 \times \phi e.28$	NBR / PTFE	0.00
2	1	CONJUNTO HASTE	--	6.97
1	1	CONJUNTO CAMISA	--	20.00

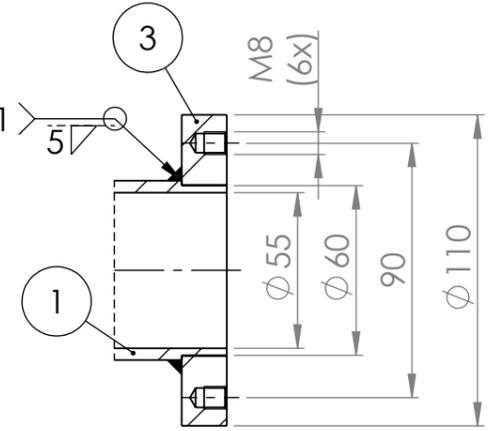
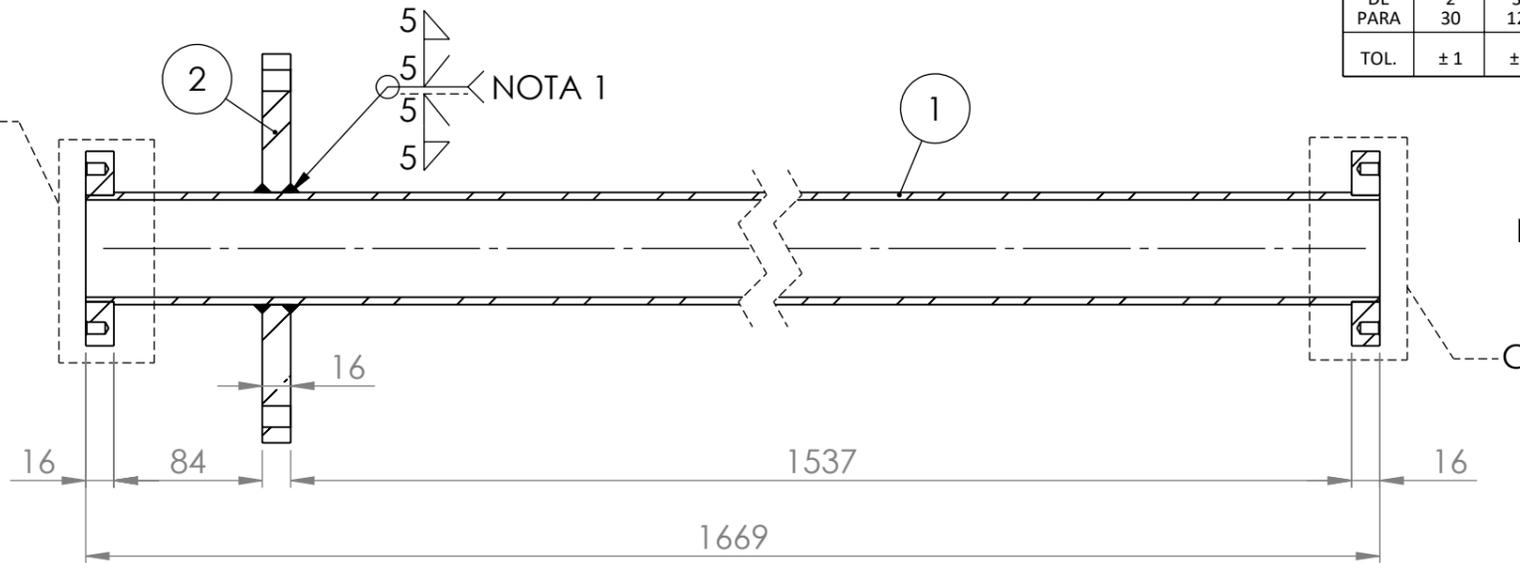
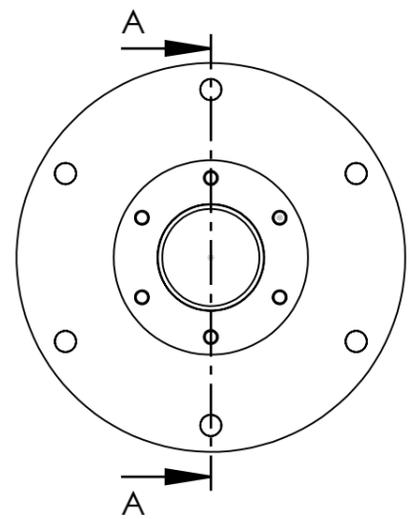
Rev.	Modificação/Modification	Nome/Name	Visto/Checked	Data/Date
R2	REVISADO CONFORME COMENTÁRIOS	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	05/12/2023
R1	DETALHAMENTO FINAL	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	24/06/2023
R0	EMISSÃO INICIAL / CROQUI PRELIMINAR	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	12/04/2023

Desenho Número/Drawing Number		00		Nome/Name	Data/Date
Projetado/Projected	J. PRESOTTO	21/06/2023	Elaborado/Executed	J. PRESOTTO	21/06/2023
Revisão/Review	R2	Escala/Scale	1:5	Folha/Sheet	01/01
Verificado/Checked	R. BASÍLIO	22/06/2023	Projeção/Projection		
Liberado/Release	R. BASÍLIO	22/06/2023	1º Diebro/1st Dihedral Angle DIN 2203		

Cliente/Cient	INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA - CÂMPUS XANXERÊ		
Obra/Building	PROJETOS MECÂNICOS	Pedido Número/Request Number	01
Projeto/Project	CILINDRO HIDRÁULICO	Título/Title	CONJUNTO CILINDRO HIDRÁULICO

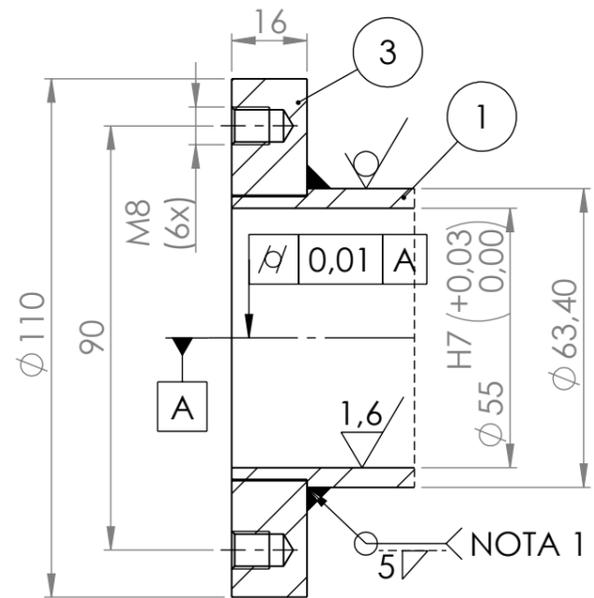
TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS
DIMENSÕES LINEARES MECANO SOLDADAS - NORMA EN ISO 13920 CLASSE B

DE PARA	2 30	30 120	120 400	400 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 16000	16000 20000	Acima 20000
TOL.	±1	±2	±2	±3	±4	±6	±8	±10	±12	±14	±16

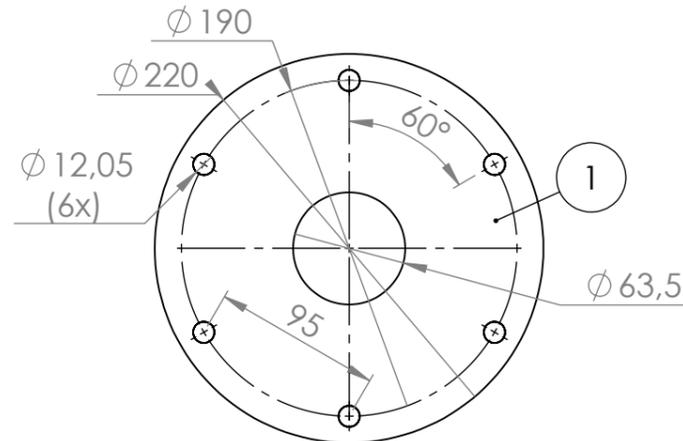
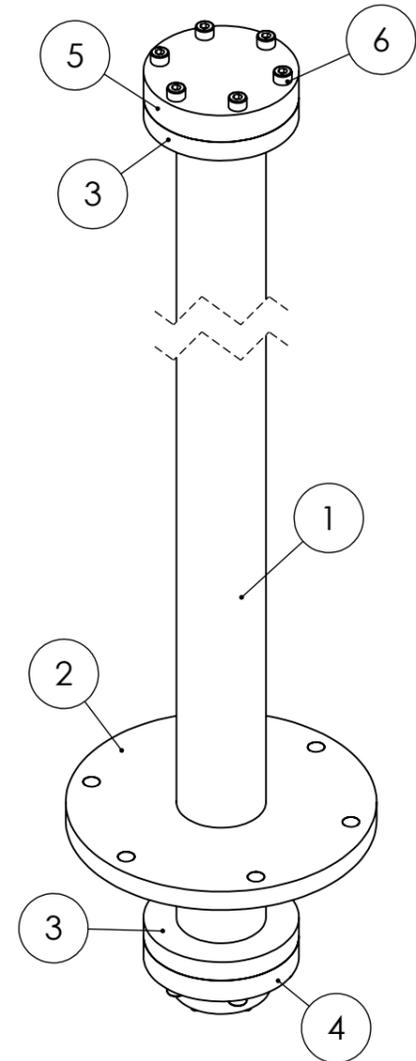


SEÇÃO A-A

DETALHE C
ESCALA 1 : 2.5



DETALHE B
ESCALA 1 : 1.5



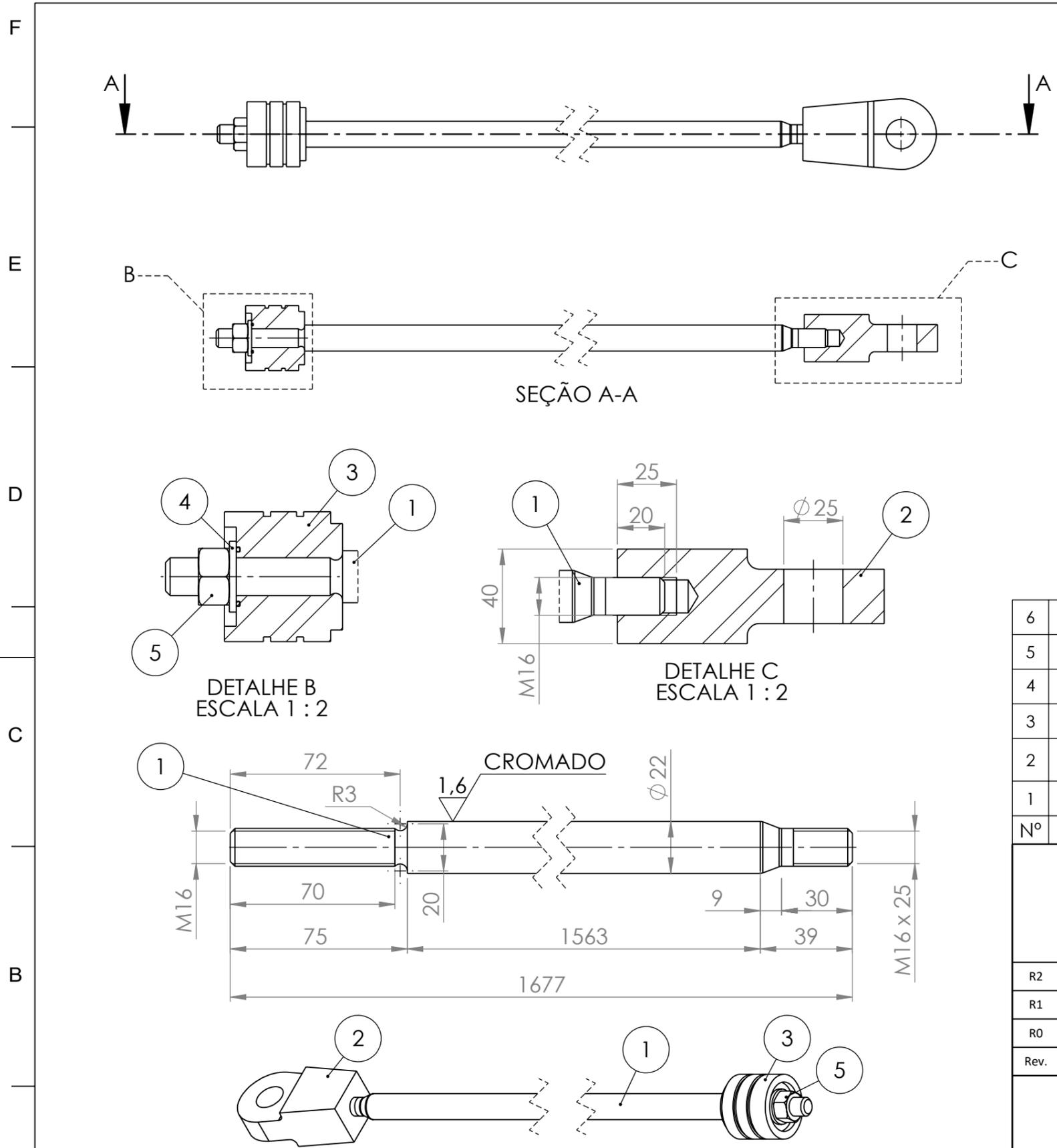
Nº	QTD.	DESCRIÇÃO	Material	Peso
9	4	PARAFUSO CABEÇA CHATA - DIN 912 - M4 x 12 - Cl. 8.8	Galvanizado	0.285
8	1	CHAPA - #3,18 x Øe.60 x Øi.25,0	AISI 1020	0.06
7	2	O-RING - Ø1,75 x COMP.	Borracha	0.00
6	12	PARAFUSO CABEÇA CHATA - DIN 912 - M8 x 30 - Cl. 8.8	Galvanizado	0.019
5	1	CHAPA - #30 x Ø110	AISI 1020	1.67
4	1	CHAPA - #50 x Ø110	AISI 1020	1.94
3	2	CHAPA - #16 x Øe.110 x Øi.60,5	AISI 1020	0.82
2	1	CHAPA - #16 x Øe.220 x Øi.63,5	AISI 1020	4.32
1	1	TUBO MECÂNICO - Øe.63,4 x Øi.55 x COMP. 1669	ST 52.3	10.15

NOTAS:
1- Executar soldas antes da usinagem interna do diâmetro final;

Rev.	Modificação/Modification	Nome/Name	Visto/Checked	Data/Date
R1	REVISADO CONFORME COMENTÁRIOS	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	05/12/2023
R0	EMISSÃO INICIAL	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	22/06/2023

Desenho Número/Drawing Number		Nome/Name		Data/Date
01		J. PRESOTTO		21/06/2023
Revisão/Review	Escala/Scale	Folha/Sheet	Projeção/Projection	
R1	1:4	01/01		
Elaborado/Executed		Nome/Name		Data/Date
R. BASÍLIO		J. PRESOTTO		21/06/2023
Verificado/Checked		Nome/Name		Data/Date
R. BASÍLIO		R. BASÍLIO		22/06/2023
Liberado/Release		Nome/Name		Data/Date
R. BASÍLIO		R. BASÍLIO		22/06/2023

Cliente/Cient	INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA - CÂMPUS XANXERÊ		
Obra/Building	PROJETOS MECÂNICOS	Pedido Número/Request Number	01
Projeto/Project	CILINDRO HIDRÁULICO	Título/Title	CONJUNTO CAMISA



TOLERÂNCIAS NÃO INDICADAS
DIMENSÕES LINEARES MECANO SOLDADAS - NORMA EN ISO 13920 CLASSE B

DE PARA	2 30	30 120	120 400	400 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 16000	16000 20000	Acima 20000
TOL.	±1	±2	±2	±3	±4	±6	±8	±10	±12	±14	±16

6	1	O-RING - Ø1,75 x COMP.	Borracha	0.00
5	1	PORCA SEXTAVADA - DIN 934 - M16 Cl. 8.8	Galvanizada	0.03
4	1	ARRUELA LISA - DIN 125 - M16	Aço carbono simples	0.01
3	1	BARRA REDONDA - Ø55 x COMP.50	AISI 1020	0.78
2	1	OLHAL MACHO COM RÓTULA - M16 210bar (REF. KGF)	--	1.30
1	1	BARRA REDONDA - Ø22 x COMP. 1677	AISI 8640	4.85
Nº	QTD.	DESCRIÇÃO	Material	Peso

R2	REVISADO CONFORME COMENTÁRIOS	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	05/12/2023
R1	REVISADO GEOMETRIA E MATERIAL DA HASTE	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	04/11/2023
R0	EMISSÃO INICIAL	J. PRESOTTO	R. BASÍLIO	22/06/2023
Rev.	Modificação/Modification	Nome/Name	Visto/Checked	Data/Date

Desenho Número/Drawing Number		02		Nome/Name	Data/Date
Revisão/Review	Escala/Scale	Folha/Sheet	Projeção/Projection	J. PRESOTTO	21/06/2023
R2	1:4	01/01		J. PRESOTTO	21/06/2023
				R. BASÍLIO	22/06/2023
				R. BASÍLIO	22/06/2023

Cliente/Cient	INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA - CÂMPUS XANXERÊ			Pedido Número/ Request Number	01
Obra/ Building	PROJETOS MECÂNICOS				
Projeto/ Project	CILINDRO HIDRÁULICO		Título/ Title CONJUNTO HASTE		