

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

FELIPE FRIZON

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA METODOLOGIA NORSOK L-005 PARA
JUNÇÕES PARAFUSADAS EM VÁLVULAS DE ESFERA**

PATO BRANCO

2023

FELIPE FRIZON

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA METODOLOGIA NORSOK L-005 PARA
JUNÇÕES PARAFUSADAS EM VÁLVULAS DO TIPO ESFERA**

**Technical viability analysis of NORSOK L-005 methodology for bolted joints in
ball valves**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).
Orientador: Diego Rizzotto Rossetto
Coorientador: Diógenes Barbosa Teles.

PATO BRANCO

2023



Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

FELIPE FRIZON

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DA METODOLOGIA NORSOK L-005 PARA
JUNÇÕES PARAFUSADAS EM VÁLVULAS DO TIPO ESFERA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 06 de novembro de 2023

Diego Rizzotto Rossetto
Doutor – Orientador
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Diógenes Barbosa Teles
Doutor – Coorientador
Micromazza Indústria de Válvulas Ltda

Giovanni Bratti
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Fábio Junkes Corrêa
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

PATO BRANCO

2023

Dedico este trabalho a Deus, em profundo agradecimento por ter-me agraciado com o maravilhoso dom da vida. Aos meus queridos pais, Verônica e Ivo, cujo amor e orientação moldaram o meu caminho. Também à minha futura esposa, Janaina, cujo amor e apoio são fontes inesgotáveis de inspiração. Dedico-o aos amigos e familiares que estiveram ao meu lado em todos os momentos. Esta dedicatória é uma expressão sincera da minha gratidão por tudo o que vocês representam em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, a Deus por Sua grandeza e bondade, pois, em meio à vastidão do universo, trouxe-me a este mundo e continua a guiar-me nesta longa jornada que chamamos de vida. Ele me presenteou com saúde, força, sabedoria e resiliência para perseguir os meus sonhos.

A todos os meus familiares, especialmente ao meu pai, Ivo Frizon, e à minha mãe, Verônica da Rosa Frizon, agradeço por serem meus heróis, exemplos de honestidade e respeito, por compreenderem os momentos de ausência e por me conferirem todo o apoio deste mundo.

À minha companheira, Janaina Neckel de Oliveira, expresso minha gratidão por sua compreensão e total apoio, por motivar-me todos os dias na busca dos nossos sonhos.

Ao meu primo, amigo e irmão, José Agostinho da Rosa Junior, agradeço por estar ao meu lado em todos os momentos, mantendo-me sempre com os pés no chão.

Aos meus tios e amigos que me acolheram como um filho durante a graduação, meu sincero agradecimento.

Agradeço ao meu orientador, Diego Rizzotto Rossetto, pela sua amizade, confiança no meu trabalho e apoio constante em todos os projetos que realizamos juntos.

Ao meu coorientador, Diógenes Barbosa Teles, expresso minha gratidão por passar-me seu conhecimento do setor óleo e gás e por transmitir sua experiência do ambiente empresarial ao acadêmico.

Agradeço à UTFPR como instituição, formada por professores, colegas e servidores. Todos tiveram uma contribuição significativa na minha formação, tanto no meu crescimento pessoal quanto profissional.

À empresa Micromazza, agradeço pela confiança em proporcionar-me a oportunidade de realizar este projeto.

Por último, mas não menos importante, expresso minha gratidão a mim mesmo por sempre perseguir os meus sonhos, por não desistir em nenhum momento, pelas noites em claro e por todo o esforço em concluir esta etapa da melhor forma possível.

Se podes ser melhor do que és, é evidente que
ainda não és tão bom como deves.
(Santo Agostinho de Hipona, 387 DC)

RESUMO

Dentre os diversos segmentos industriais, o setor de petróleo e gás é um dos principais consumidores de equipamentos conhecidos como válvulas. Esses dispositivos são fundamentais para o gerenciamento de fluidos em estados líquidos, gasosos ou mistos, desempenhando um papel crítico na produção e segurança das instalações. As válvulas industriais são projetadas segundo os requisitos de normas e especificações técnicas internacionais, que exigem a realização de cálculos analíticos estruturais para proporcionar níveis adequados de confiabilidade e segurança, conforme a classe de pressão da tubulação. Dentro das diversas partes desses equipamentos, o sistema de flanges do corpo e sua união parafusada têm extrema importância para garantir a capacidade de conter a pressão do fluido dentro do invólucro do equipamento. Além disso, essa região do componente apresenta uma grande concentração de massa devido à resistência exigida para suportar a pressão interna do fluido. Neste contexto, o presente estudo realizou uma análise comparativa entre duas válvulas dimensionadas: uma baseada nas normas aplicáveis na indústria petrolífera (API 6D (2021), ASME-B16.34 (2020) e ABNT NBR 15827 (2022)) e outra na norma Norsok L005 (2013), que não aborda diretamente flanges de conexão corpo e tampa. Foi abordado um estudo de caso relacionado ao dimensionamento da união flangeada do corpo de uma válvula industrial tipo esfera *trunnion*, com diâmetro nominal da passagem de 6", classe de pressão 600. A metodologia de cálculos analíticos foi complementada com análises pelo método de elementos finitos, incluindo análises do tipo linear-elástica com linearização de tensões, análise elasto-plástica e análise de falha localizada pelo método de deformação elasto-plástica. Para realização dessas análises foi utilizado o *software ANSYS*, seguindo as diretrizes da norma ASME VIII, divisão II. Como resultado deste estudo, obteve-se duas válvulas, onde ambas atendem os critérios de resistência de suas respectivas normas, além da ASME VIII Divisão II. No entanto a válvula com flange de conexão corpo e tampa dimensionados pela Norsok L005 (2013), apresenta uma redução de massa em 25,7%, redução de 8,9% no diâmetro externo e 16,9% no comprimento total.

Palavras-chave: Válvulas industriais, Uniões flangeadas, Norsok L005, ASME-B16.34, ASME VIII Divisão II

ABSTRACT

Among the various industrial sectors, the oil and gas industry stand out as one of the primary consumers of devices known as valves. These devices are crucial for fluid management in liquid, gaseous, or mixed states, playing a critical role in the production and safety of facilities. Industrial valves are designed according to the requirements of international standards and technical specifications, which demand the performance of structural analytical calculations to provide adequate levels of reliability and safety according to the pipeline pressure class. Within the various parts of these devices, the flange system of the body and its bolted joint is extremely important to ensure the ability to contain the fluid pressure within the equipment's enclosure. Additionally, this region of the component exhibits a significant mass concentration due to the strength required to withstand the internal fluid pressure. In this context, this study conducted a comparative analysis between two dimensioned valves: one based on standards applicable in the oil industry (API 6D (2021), ASME-B16.34 (2020), and ABNT NBR 15827 (2022)) and another on the Norsok L005 (2013) standard, which does not directly address body and cover connection flanges. A case study related to the sizing of the flanged union of the body of a trunnion ball valve was addressed, with a nominal passage diameter of 6", pressure class 600. The methodology of analytical calculations was complemented with finite element method analyses, including linear-elastic analysis with stress linearization, elastic-plastic analysis, and localized failure analysis by the elastic-plastic deformation method. The ANSYS software was used for these analyses, following the guidelines of ASME VIII, Division II. As a result of this study, two valves were obtained, both meeting the strength criteria of their respective standards, as well as ASME VIII Division II. However, the valve with body and cover connection flanges sized by the Norsok L005 (2013) standard showed a 25.7% reduction in mass, an 8.9% reduction in outer diameter, and a 16.9% reduction in total length.

Keywords: Industrial valves, Flanged unions, Norsok L005, ASME-B16.34, ASME VIII Division II.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vista em corte de válvulas de bloqueio a) válvula de gaveta b) válvula de globo c) válvula borboleta.....	19
Figura 2 - Vista em corte de válvulas de controle a) válvula de globo b) válvula de diafragma c) válvula de macho.....	20
Figura 4 - Vista em corte de uma válvula de alívio do tipo diafragma.....	21
Figura 3 - Vista em corte de válvulas de retenção a) retenção por pistão b) retenção por portinhola c) retenção por esfera	21
Figura 5 - Válvulas por acionamento motorizado	22
Figura 6 - Válvulas por acionamento manual	22
Figura 7 - Válvulas por acionamento automático	23
Figura 8 - Válvula de esfera flutuante	25
Figura 9 - Válvula de esfera com <i>trunnion</i>	26
Figura 10 - Formas construtivas de válvulas de esfera a) monobloco b) bipartida c) tripartida	27
Figura 11 - Juntas de vedação a) tipo anel b) tipo lingueta	28
Figura 12 - Junta de vedação em aço revestido com PTFE.....	28
Figura 13 - Parâmetros geométricos dos prisioneiros de um flange.....	30
Figura 14 - Distribuição de tensões na parede de um vaso de pressão	35
Figura 15 - Categorias de tensões ASME VIII Divisão II	37
Figura 16 - Válvula dimensionada conforme as normas aplicáveis	47
Figura 17 - Áreas equivalentes para cálculo da espessura do flange.....	48
Figura 18 - Modelo dimensionado conforme a norma Norsok L005	49
Figura 19 - Geometrias utilizadas para análise por elementos finitos a) Modelo ASME b) Modelo Norsok	52
Figura 20 - Gráficos de tensão x deformação para os materiais utilizados.....	54
Figura 21 - Modelos de elementos finitos utilizados nas análises a) Modelo ASME b) Modelo Norsok.....	55
Figura 22 - Condições de contorno essenciais a) Modelo ASME b) Modelo Norsok	56
Figura 23 - Condições de contorno naturais a) Modelo ASME b) Modelo Norsok.....	56
Figura 24 - Caminhos de linearização de tensões a) Modelo ASME b) Modelo Norsok... ..	58
Figura 25 - Análise de tensões elásticas modelo ASME B16-34.....	65
Figura 26 - Análise de tensões elásticas modelo Norsok L005	66
Figura 27 - a) <i>load step</i> b) <i>Force convergence</i> e <i>force criterion</i> modelo ASME B16-34	67
Figura 28 - a) <i>load step</i> b) <i>Force convergence</i> e <i>force criterion</i> modelo Norsok L005.....	67
Figura 29 - Deslocamentos modelo ASME B16.34 a) Mapa de cores b) Deformações X iterações.....	68
Figura 30 - Deslocamentos globais modelo Norsok L005 a) Mapa de cores b) Deformações por iterações	68
Figura 31 - Tensões equivalentes de Von Mises para o modelo ASME B16.34.....	69
Figura 32 - Tensões equivalentes de Von Mises para o modelo Norsok L005.....	69
Figura 33 - Tensões equivalentes de Von Mises mínimas, máximas e medias para o modelo ASME B16.34. a) Corpo e tampa b) Prisioneiros	70
Figura 34 - Tensões equivalentes de Von Mises mínimas, máximas e medias para o modelo Norsok L005. a) Corpo e tampa b) Prisioneiros	70
Figura 35 - Deformações locais para o modelo ASME B16-34	71
Figura 36 - Deformações locais para o modelo Norsok L005.....	71
Figura 37 - Análise comparativa dos modelos de válvulas dimensionadas	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Índice de utilização do flange	50
Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos materiais utilizados	53
Tabela 3 - Parâmetros de qualidade de malha.....	55
Tabela 4 - Carregamentos aplicados na análise linear.....	57
Tabela 5 - Critérios de <i>pass / fail</i> para os modos de falha.....	59
Tabela 6 - Dados dos prisioneiros.....	62
Tabela 7 - Dados da junta.....	62
Tabela 8 - Dados do dimensionamento conforme as normas aplicáveis	63
Tabela 9 - Dados referente ao torque e pré-carga	63
Tabela 10 - Critérios de resistência para os prisioneiros	64
Tabela 11 - Dados dos prisioneiros conforme a NORSOK L005.....	64
Tabela 12 - Dados do dimensionamento conforme a NORSOK L005.....	64
Tabela 13 - Tensões linearizadas para o modelo ASME.....	65
Tabela 14 - Tensões linearizadas para o modelo NORSOK	66
Tabela 15 - Tensões linearizadas para o modelo dimensionado pelas normas aplicáveis ...	85
Tabela 16 - Critério de <i>pass / fail</i> e margem de segurança para o modelo dimensionado pelas normas aplicáveis.....	86
Tabela 17 - Tensões linearizadas para o modelo NORSOK L005	88
Tabela 18 - Critério falha e margem de segurança para o modelo NORSOK	88

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas

API: *American Petroleum Institute* – Instituto Americano de Petróleo

ASME: *The American Society of Mechanical Engineers* – Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos

ASTM: *American Society for Testing and Materials* – Sociedade Americana para Testes e Materiais

CAD - *Computer Aided Design* - Desenho assistido por computador

CFC: *Compact Flanged Connection* – Conexão por Flanges Compactos DN: Diâmetro Nominal

EN: *European Standard* – Normas Europeias

ISO: *International Organization for Standardization* – Organização Internacional de Normalização

LRFD: *Load and Resistance Factor Design* – Projeto de Estado Limite

MEF: Método de Elementos Finitos

NBR: Norma Brasileira

NORSOK: *The Norwegian shelf's Competitive Position* - a posição competitiva da plataforma norueguesa

NPS: *Nominal Pipe Size* – Diâmetro Nominal O&G:

Oil & Gas: Indústria do petróleo

PTFE: Politetrafluoretileno

RPTFE: Politetrafluoretileno reforçado

SBR: Estireno Butadieno

LISTA DE SÍMBOLOS

A : Diâmetro externo do flange;

A_g : área efetiva da junta

A_r : área da seção resistente

A_s : área de seção transversal

b : é a largura de contato efetiva da junta,

B : Diâmetro interno do flange;

BCD : Diâmetro do círculo de furação

d_p : Diâmetro médio da espessura do flange;

D_o : diâmetro nominal do prisioneiro,

D_{G4} : Diâmetro do anel de vedação;

D_{w2} : Diâmetro externo do rebaixo na face do flange;

D_{w3} : Diâmetro externo da face do flange;

e : Distância radial entre BCD e d_p ;

e_b : Distância radial da borda externa do flange até o círculo de furação;

e_p : Distância radial da borda externa do flange até o diâmetro médio do flange;

E : diâmetro primitivo,

f : coeficiente de atrito da rosca,

F : pré-carga,

F_a : Força axial proveniente da tubulação;

F_{cb} : Capacidade total dos prisioneiros;

F_f : Capacidade axial do flange sem a pré-carga

F_{jp} : Capacidade axial do flange considerando a pré-carga

F_{end} : Carga resistente de efeito tampa no anel de vedação;

F_r : Resultante externa da força axial e momento fletor atuante na tubulação;

G : diâmetro no ponto de aplicação da resultante das forças de reação da junta

G_c : diâmetro externo de contato com a junta,

H_o : diâmetro do sextavado da porca

H_{w3} : Espessura da face do flange;

K : chanfro interno da porca

L : Diâmetro do furo do prisioneiro;

m : fator da junta

M_a : Momento fletor proveniente da tubulação;

n : número de prisioneiros,

p : pressão interna de operação na linha.

P : passo da rosca,

P_c : classe de pressão,

P_h pressão de teste hidrostático

P_b : Tensão primária de flexão

P_L : Tensão primária de membrana localizada

P_m : Tensão primária de membrana generalizada

Q : Tensão secundária + tensão de flexão

S : Tensão admissível básica

S_{av} : tensão admissível do prisioneiro na temperatura de operação

S_a : Tensão limite de fadiga

S_{PL} : Tensão admissível localizada

S_{PS} : Tensão limite secundária

S_y : Tensão limite de escoamento

S_u : Tensão limite de ruptura

t : Espessura da parede no pescoço do flange;

σ : tensão admissível e

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	OBJETIVOS	17
	2.1 Objetivo geral	17
	2.2 Objetivos específicos	17
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
	3.1 Válvulas industriais	18
	3.1.1 Especificação, seleção e classificação de válvulas	18
	3.2 Válvulas utilizadas na indústria petrolífera	23
	3.2.1 Válvulas de esfera	24
4	METODOLOGIA	41
	4.1 Parâmetros de entrada e critérios de análises	41
	4.2 Dimensionamento de acordo com as normas aplicáveis	42
	4.2.1 Requisitos de projeto segundo a ASME B16.34.....	42
	4.2.2 Requisitos de projeto segundo a API 6D (2021)	43
	4.2.3 Requisitos de projeto segundo a ABNT NBR 15827	46
	4.2.4 Modelo de análise dimensionado através das normas aplicáveis	46
	4.3 Dimensionamento conforme a Norsok L005	47
	4.3.1 Geometria para flanges integrais conforme anexo H da Norsok L005	47
	4.3.2 Modelo de análise dimensionado através da norma Norsok L005	49
	4.3.3 Cálculo do índice de capacidade do flange	50
	4.3.4 Capacidade dos prisioneiros dimensionados pela Norsok L005	50
	4.4 Análise por elementos finitos dos modelos dimensionados	51
	4.4.1 Propriedades geométricas e do material	52
	4.4.2 Modelo de elementos finitos	54
	4.4.3 Condições de contorno.....	55
	4.4.4 Carregamentos.....	56
	4.4.5 Análise pelo método das tensões elásticas.....	58
	4.4.6 Análise pelo método das tensões elasto-plásticas	59
	4.4.7 Análise contra falhas locais pelo método das deformações localizadas	60
5	RESULTADOS	62
	5.1 Dimensionamento conforme as normas aplicáveis	62

5.2	Dimensionamento conforme a norma Norsok L005.....	64
5.3	Análise pelo método das tensões elásticas	64
5.4	Análise pelo método das tensões elasto-plásticas	66
5.5	Análise contra falhas locais pelo método das deformações localizadas 70	
5.6	Análise comparativa entre os modelos	71
6	CONCLUSÕES.....	73
	REFERÊNCIAS	75
	APÊNDICE A - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DOS FLANGES CONFORME A Norsok L005.....	79
	APÊNDICE B – DESENHO TÉCNICO DA VÁLVULA DIMENSIONADA CONFORME A NORMA ALTERNATIVA Norsok L005.....	82
	APÊNDICE C – RESULTADOS DA ANÁLISE POR LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES DO MODELO ASME B16.34	84
	APÊNDICE D – RESULTADOS DA ANÁLISE POR LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES DO MODELO Norsok L005	87
	ANEXO A – DESENHO TÉCNICO DA VÁLVULA DIMENSIONADA CONFORME AS NORMAS APLICÁVEIS	89

1 INTRODUÇÃO

Com o advento da agricultura, as civilizações antigas sentiram a necessidade de manipular os fluxos de rios e córregos para o processo de irrigação. Assim, povos como os egípcios e mesopotâmicos desenvolveram sistemas de comportas para o controle do fluxo de água em canais. Esses sistemas evoluíram ao longo do tempo, com os gregos e romanos aprimorando a tecnologia por meio do desenvolvimento de válvulas de bronze. Hoje em dia, as válvulas desempenham um papel de vital importância no controle, bloqueio e retenção do fluxo de fluido em processos industriais (SKOUSEN, 2011).

Dentre os diversos processos industriais, o setor petrolífero destaca-se como um dos principais consumidores de válvulas. Estima-se que, devido à importância desses componentes, as válvulas representem de 6% a 10% do custo total de uma planta petroquímica, chegando a compor de 20% a 30% do custo total relacionado às tubulações (MORAES, 2005). Portanto, esse setor exige alta sofisticação e constantes inovações no projeto de válvulas, com foco na redução de custos e, principalmente, na garantia da segurança. Isso ocorre porque, devido à complexidade do setor petrolífero, falhas podem acarretar consequências catastróficas tanto do ponto de vista econômico quanto socioambiental (ECOM, 2020)

A indústria petrolífera, devido ao transporte de fluidos que requerem fechamento seguro e rápido, amplamente utiliza válvulas do tipo esfera. Isso ocorre porque essas válvulas oferecem uma vedação confiável quando estão na posição fechada, geram baixa perda de carga quando totalmente aberta, permitindo abertura e fechamento rápidos. Este tipo de componente pertence à família das válvulas de um quarto de volta, utilizando uma esfera oca, perfurada e pivotante para bloquear o fluxo (JEFFERSON, 2020).

Para o projeto e fabricação das válvulas do tipo esfera utilizadas na indústria petrolífera, são estabelecidos requisitos de acordo com normas internacionalmente reconhecidas por fabricantes e clientes desses componentes. Entre as normas amplamente reconhecidas internacionalmente estão a API 6D (2021) e a ASME B16-34 (2020). No Brasil, também é aceita a ABNT NBR 15827 (2022). Através dessas normas, é possível estabelecer critérios para dimensionamento, seleção de materiais, requisitos de vedação, procedimentos de teste e diretrizes de operação das válvulas, garantindo segurança e um desempenho eficiente.

Além das normas internacionalmente reconhecidas para o projeto de válvulas do tipo esfera, algumas normas são adotadas por clientes em regiões específicas, como é o caso das normas Norsok na região do Mar do Norte. As normas Norsok constituem um conjunto de padrões desenvolvidos pela indústria petrolífera norueguesa, visando assegurar que os projetos aplicados ao setor de petróleo e gás atendam aos requisitos de segurança, agreguem valor e ofereçam uma excelente relação custo-benefício (NORWAY, 2022). No âmbito dos padrões Norsok, a norma L005 estabelece critérios de projeto para flanges compactos, os quais apresentam uma significativa redução em peso e dimensões quando comparados aos flanges convencionais dimensionados conforme as normas internacionalmente aceitas.

Devido às válvulas do tipo esfera aplicadas ao setor petrolífero possuírem conexões flangeadas entre o corpo e a tampa, a norma Norsok L005 (2013) apresenta-se como uma oportunidade para reduzir o peso e, conseqüentemente, os custos na fabricação desses componentes. Isso ocorre porque a união entre o corpo e a tampa representa uma das maiores concentrações de massa em todo o conjunto de partes de uma válvula.

Dessa forma, neste trabalho foi realizada uma análise comparativa entre as válvulas dimensionadas de acordo com as normas aplicáveis (API 6D (2021), ASME-B16.34 (2020) e ABNT NBR 15827 (2022)) e a norma alternativa Norsok L005 (2013). Foram aplicados os critérios normatizados para o dimensionamento dos flanges de conexão entre o corpo e a tampa das válvulas. Posteriormente, foram conduzidas análises utilizando o método de elementos finitos para verificar os critérios de resistência. Por fim, foi realizada uma comparação do consumo de matéria-prima em peso de cada modelo analisado, com o objetivo de avaliar a potencial economia de custos nas válvulas do tipo esfera dimensionadas de acordo com as diferentes normas.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

O objetivo principal deste estudo é realizar o dimensionamento de duas válvulas de esfera, empregando as normas API 6D (2021), ASME-B16.34 (2020) e ABNT NBR 15827 (2022), para um modelo e a norma alternativa Norsok L005 (2013) para o outro. Posteriormente, será conduzida uma análise comparativa entre os requisitos de resistência e peso dos dois modelos dimensionados, visando identificar as diferenças significativas nas abordagens normativas.

2.2 Objetivos específicos

Para detalhar o objetivo geral foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Identificar e avaliar os requisitos normativos segundo a ASME-B16.34 (2020), API 6D (2021), ABNT NBR 15827 (2022) e Norsok-L005 (2013) para o dimensionamento de flanges de conexão corpo e tampa em válvulas de esfera;
- b) Realizar o dimensionamento de duas válvulas, uma empregando as normas API 6D (2021), ASME-B16.34 (2020) e ABNT NBR 15827 (2022), e outra com base na norma alternativa Norsok L005;
- c) Realizar análises nas duas válvulas através do método de elementos finitos, verificando critérios de resistências por meio de análises lineares e não-lineares conforme a ASME VIII Divisão II (2019);
- d) Determinar a redução percentual em peso e dimensões da válvula dimensionada pela Norsok-L005 (2013) em comparação com as normas aplicáveis.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Válvulas industriais

As válvulas são equipamentos operados mecanicamente com ampla aplicação em processos industriais. De acordo com suas características construtivas, esses dispositivos permitem a regulação da vazão de um produto, o bloqueio da passagem em uma seção da tubulação, o alívio de pressão a partir de um valor predefinido ou o direcionamento de um fluido, controlando o sentido do escoamento (SKOUSEN, 2011).

Dependendo das condições de trabalho, tais como pressão, temperatura e corrosividade, as válvulas são conectadas à tubulação por meio de flanges. Essa construção facilita a instalação e remoção desses acessórios para a manutenção da linha. Além do tipo de conexão, o dimensionamento da válvula assume uma importância vital e deve ser considerado durante a especificação e aquisição. Isso se deve ao fato de que esses equipamentos representam potenciais pontos de vazamentos, os quais, se ocorrerem, podem resultar na interrupção de um processo produtivo ou até mesmo em acidentes de grandes proporções, acarretando prejuízos econômicos, sociais e ambientais (MORAES, 2005).

3.1.1 Especificação, seleção e classificação de válvulas

A especificação de uma válvula deve levar em consideração todas as características do processo que possam influenciar em sua operação, integridade e vida útil. Entre essas considerações, incluem-se o material, a bitola, a pressão, o tipo de fluido, a temperatura, o pH, a corrosividade do ambiente, a taxa de fluxo, entre outros fatores relevantes. Além disso, é fundamental avaliar o tipo de válvula a ser aplicado em um processo industrial, uma vez que diferentes projetos podem desempenhar a mesma função. Por exemplo, existem tipos como gaveta, esfera, guilhotina, borboleta, macho e esfera, cada um com suas características particulares. (NESBITT, 2007).

Dessa forma, a seleção de uma válvula deve não apenas atender às especificações técnicas, mas também considerar aspectos relacionados a custo, manutenção e a experiência do usuário. Outro ponto importante na escolha das válvulas para uma tubulação é a busca por utilizar o menor número possível desses

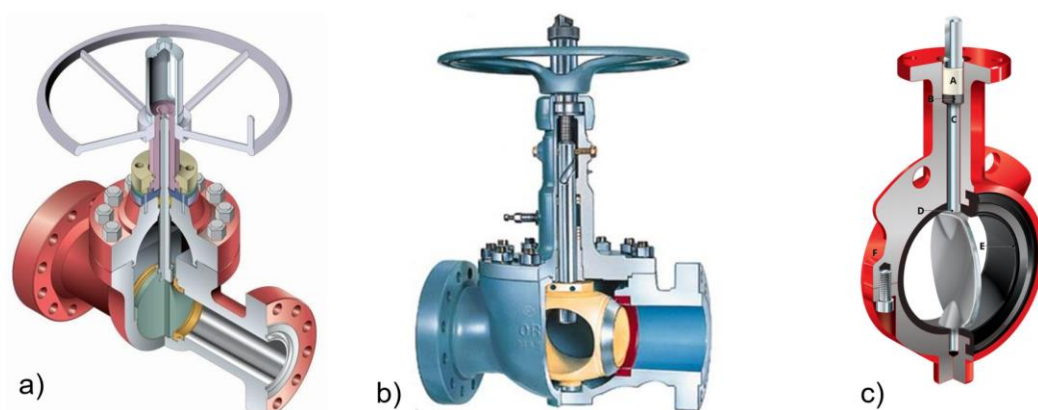
equipamentos, pois isso contribui para minimizar a resistência ao escoamento do fluido (MATHIAS, 2014).

Existem diversas formas de classificar as válvulas industriais, sendo as principais: pela função específica de cada um desses acessórios num processo produtivo, pela forma de acionamento encontrada e pela aplicação em diferentes setores industriais.

De acordo com Mathias (2014), as válvulas podem ser classificadas de acordo com sua função em:

- **Válvulas de bloqueio ou fechamento:** Esta categoria de válvulas proporciona uma restrição completa ao escoamento do fluxo. Quando estão totalmente abertas, essas válvulas geram uma perda de pressão reduzida, devido à sua alta capacidade de vazão. Essa característica muitas vezes é desejável, pois permite obter a máxima quantidade de fluxo com um diâmetro menor, especialmente quando comparada às válvulas projetadas para controle. Esses equipamentos são utilizados tanto totalmente abertos quanto totalmente fechados, resultando em uma baixa perda de carga. Esta categoria abrange os modelos de válvulas de gaveta, esfera e borboleta, conforme demonstrado nas figuras 1a, 1b e 1c, respectivamente.

Figura 1 - Vista em corte de válvulas de bloqueio a) válvula de gaveta b) válvula de globo c) válvula borboleta

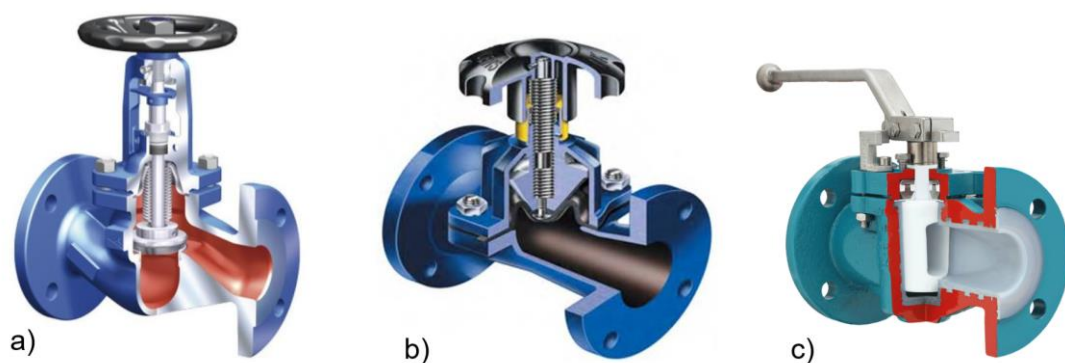


Fontes: a) EUROSUL (2018), NTGD (2019), ACI (2020)

- **Válvulas de controle de fluxo:** Essas válvulas proporcionam uma restrição parcial, mas também podem oferecer restrição total, dependendo da aplicação. As válvulas usadas para controlar o fluxo, especialmente as de movimento linear, tendem a

apresentar uma alta perda de carga, mesmo quando totalmente abertas. A baixa recuperação de pressão é inerente à geometria interna do corpo da válvula, independentemente da posição do obturador. Os principais modelos dessa categoria incluem as válvulas de globo, diafragma e macho. Quando utilizadas para controle, essas válvulas possuem características geométricas que causam mudanças significativas na direção do fluxo. A figura 2a, 2b e 2c apresenta as vistas em seção das válvulas de globo, diafragma e macho, respectivamente.

Figura 2 - Vista em corte de válvulas de controle a) válvula de globo b) válvula de diafragma c) válvula de macho



Fontes: a) FEBRATEX (2020), NTGD (2019), AZ (2020)

- **Válvulas de alívio de pressão:** Esta categoria de válvulas deve ser empregada em equipamentos sujeitos a pressões positivas ou negativas. Quando a pressão interna do equipamento pode exceder a pressão atmosférica (ou seja, possui uma pressão positiva), são utilizadas as válvulas de segurança e/ou alívio. Quando a pressão interna pode ser inferior à pressão atmosférica (ou seja, possui uma pressão negativa), utilizam-se as válvulas de alívio para vácuo. Em todo vaso de pressão sujeito a pressão de operação positiva superior a 15 PSIG, é obrigatória a instalação de pelo menos uma válvula de segurança e/ou alívio, ajustada na pressão máxima de trabalho admissível do vaso ou abaixo dela, e cuja capacidade de vazão seja igual ou superior ao volume do fluido fornecido pela linha. A Figura 4 representa uma válvula de alívio de pressão do tipo diafragma.

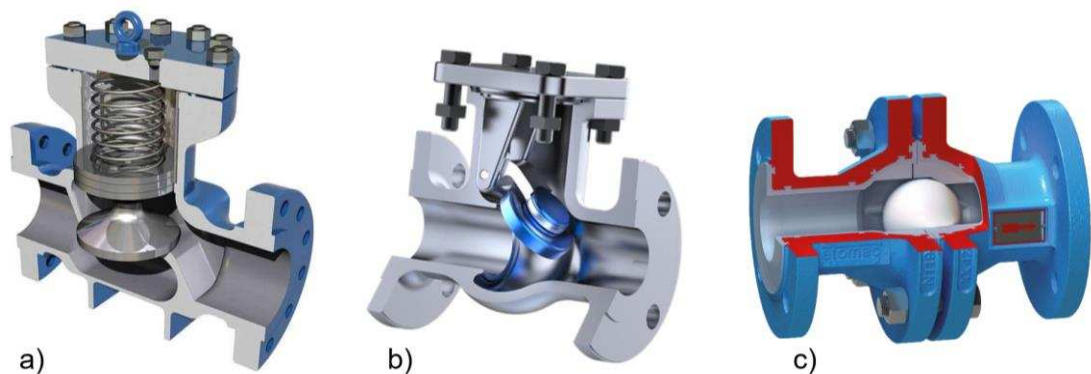
Figura 3 - Vista em corte de uma válvula de alívio do tipo diafragma



Fonte: Sipec (2019)

- **Válvulas de retenção de fluxo:** As válvulas utilizadas nessa função visam garantir que o fluxo ocorra somente em um único sentido de escoamento, desde que o elemento móvel de vedação permaneça na posição aberta. Esse tipo de válvula opera mantendo o obturador aberto somente quando há fluxo a montante (lado de entrada) da válvula. Ao interromper ou inverter o sentido do fluxo, a válvula fecha automaticamente. Os principais tipos de válvulas de retenção incluem a retenção por pistão, a retenção por portinhola e a retenção por esfera, conforme demonstrado nas figuras 3a, 3b e 3c, respectivamente.

Figura 4 - Vista em corte de válvulas de retenção a) retenção por pistão b) retenção por portinhola c) retenção por esfera

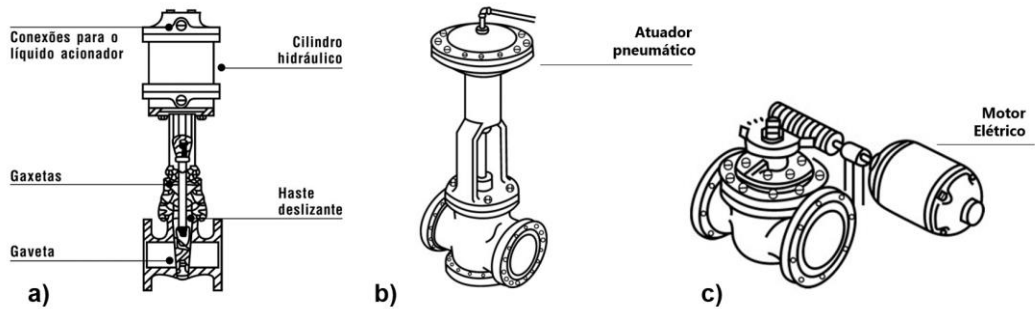


Fontes: a) NTGD (2019), JEFFERSON (2021), FERGO (2020)

Quanto à forma de acionamento, Moraes (2005) classifica as válvulas em:

- **Acionamento motorizado:** As válvulas de acionamento motorizado utilizam sistemas hidráulicos, pneumáticos ou elétricos, conforme a Figura 5.

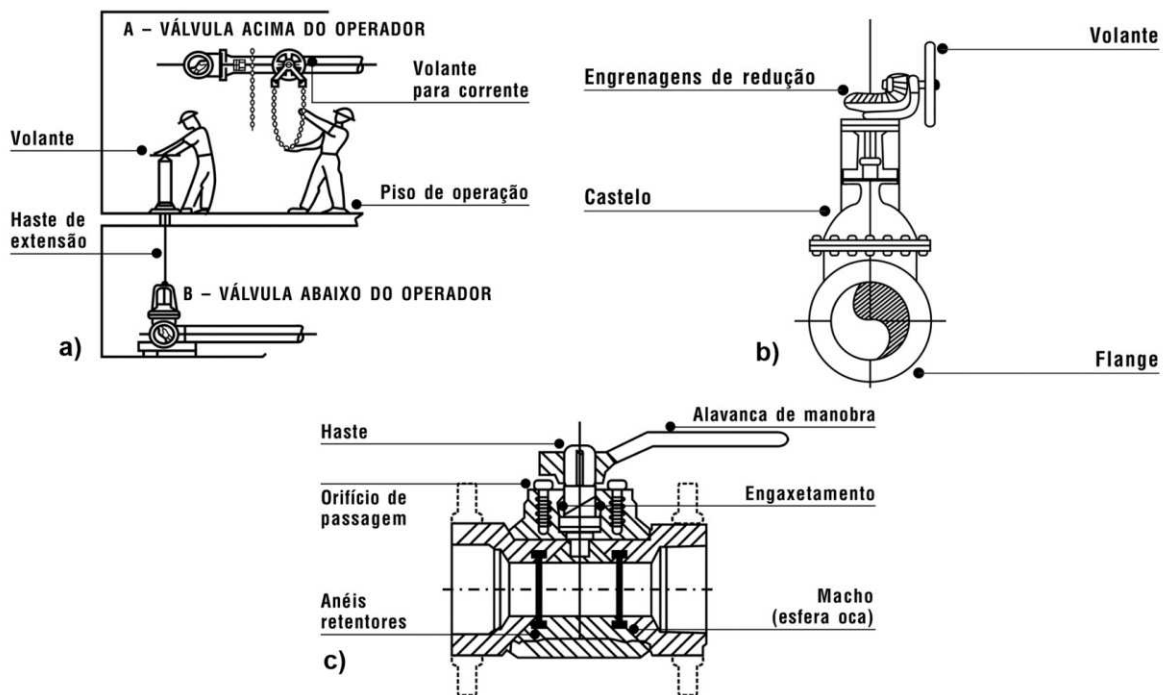
Figura 5 - Válvulas por acionamento motorizado



Fonte: Adaptado de Moraes (2005)

- **Acionamento manual:** As válvulas de acionamento manual poder ser operadas por volante, engrenagem, ou alavanca conforme demonstra a Figura 6.

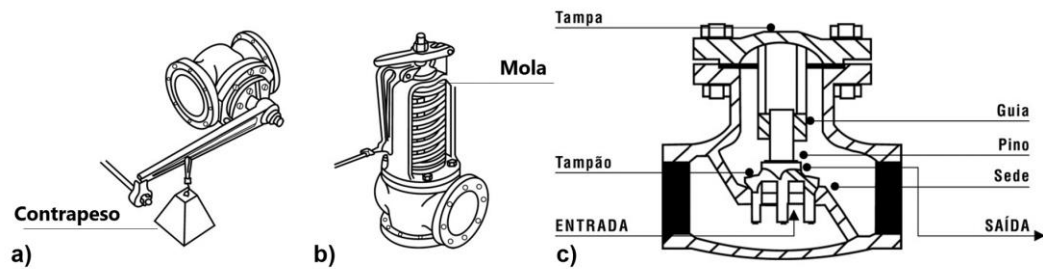
Figura 6 - Válvulas por acionamento manual



Fonte: Adaptado de Moraes (2005)

- **Acionamento automático:** Essas válvulas são operadas por meio de molas ou contrapesos, ou, ainda, por meio da diferença de pressão do fluido nos pontos de entrada e saída da válvula, conforme verificado na Figura 7.

Figura 7 - Válvulas por acionamento automático



Fonte: Adaptado de Moraes (2005)

Conforme Skousen (2011) as válvulas podem ser classificadas de acordo com sua aplicação em:

- **Aplicações gerais:** As válvulas utilizadas em aplicações gerais são os modelos mais comuns encontrados na indústria que operam com linhas de baixa pressão e temperaturas que variam de $-46\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $343\text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, devem ser aplicadas em fluidos não corrosivos e que não causem cavitação. Geralmente, essas válvulas são fabricadas em aço carbono e ligas inoxidáveis.
- **Aplicações especiais:** As válvulas com aplicações especiais são projetadas e utilizadas para operações específicas em cada processo. Suas condições de projeto são definidas de acordo com a demanda de temperatura, pressão, corrosividade, pH e outros fatores relevantes.
- **Aplicações severas:** Essa classificação de válvulas engloba os equipamentos utilizados em situações severas de operação, tais como altas pressões, cavitação interna na linha de fluido, impacto, vibrações e fluidos contendo partículas, entre outros fatores.
- **Aplicações nucleares:** As válvulas empregadas em aplicações nucleares devem ser projetadas com um nível de confiabilidade, precisão e qualidade muito superior ao das válvulas usadas em outros processos industriais. Além disso, os materiais utilizados devem passar por inspeções rigorosas para prevenir falhas e garantir a máxima segurança nas aplicações desses equipamentos.

3.2 Válvulas utilizadas na indústria petrolífera

Nos processos petroquímicos de extração, transporte e beneficiamento de petróleo e gás, as válvulas são os principais equipamentos empregados. Isso se deve ao fato de que todos os tipos de fluidos resultantes desse processo precisam ser

bloqueados, transportados ou direcionados para diversos equipamentos, de acordo com a etapa de produção. Para executar essas funções, diferentes tipos de válvulas são utilizados, sendo comuns as válvulas de uso geral e as válvulas especiais.

As válvulas de aplicações gerais incluem válvulas gaveta, válvulas globo, válvulas esfera, válvulas de retenção, válvulas borboleta, válvulas de alívio de pressão, válvulas de segurança, válvulas reguladoras, entre outras. Normalmente, essas válvulas são fabricadas em aço carbono ou ligas inoxidáveis e são empregadas em ambientes não muito agressivos.

As válvulas de aplicações especiais na indústria petroquímica englobam a válvula mangote e a válvula borboleta de alta temperatura, usadas, por exemplo, na área de craqueamento catalítico. Além destas, as válvulas que operam em temperaturas elevadas ou extremamente baixas, em ambientes corrosivos ou de alta pressão também fazem parte dessa categoria de válvulas.

Na indústria petroquímica, em média, os tipos de válvulas mais utilizados são os seguintes: 42% de válvulas esfera, 35% de válvulas gaveta, 8% de válvulas agulha, 6% de válvulas de retenção e 5% de válvulas globo (PETROBRAS/ABIMAQ, 2013). Em aplicações *on-off*, ou seja, quando são usadas para abrir e fechar o fluxo do fluido, as válvulas mais comuns são as do tipo esfera. Isso ocorre devido à sua alta capacidade de vedação e à rapidez de fechamento e abertura, desempenhando uma função semelhante às válvulas de gaveta, porém sendo mais leves e compactas.

3.2.1 Válvulas de esfera

Conforme Sotoodeh (2021), as válvulas de esfera são principalmente empregadas em operações em ambientes agressivos, onde estão presentes hidrocarbonetos, óleo e gás. Esse tipo de válvula é projetado para operar nas posições, aberta/fechada e não é destinado ao controle de fluxo. Isso se deve ao fato de seu funcionamento ser do tipo $\frac{1}{4}$ de volta, ou seja, a esfera descreve um movimento rotacional de 0° a 90° em relação ao sentido de escoamento do fluxo na tubulação, para abertura ou fechamento. Aberturas parciais do obturador podem acarretar danos nas sedes da válvula.

A operação desse tipo de válvula é realizada por uma esfera oca, perfurada e pivotante, que se encontra dentro de um corpo tubular responsável pelo controle do fluxo do fluido através da abertura vazada da esfera. Quando essa abertura está

totalmente alinhada com a tubulação, o fluido passa livremente. Na posição fechada, o furo da esfera fica perpendicular ao sentido de escoamento do fluxo, bloqueando a passagem. Nessa condição, a válvula requer um assento na esfera para evitar vazamentos. Ao utilizar materiais resilientes como PTFE, RPTFE, *nylon*, *Delrin*, borrachas sintéticas e polímeros fluorados, é possível obter uma excelente capacidade de vedação (JEFFERSON, 2020).

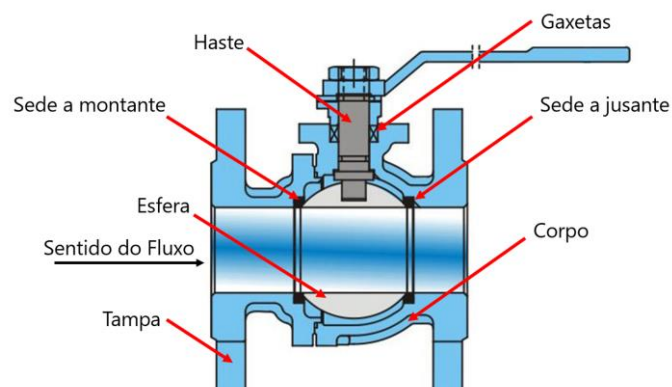
Quanto aos padrões construtivos de uma válvula de esfera, pode apresentar dois tipos de vedação da esfera com o corpo, sendo eles por esfera flutuante ou *trunnion*.

3.2.1.1 Válvulas de esfera do tipo flutuante

Nesse tipo de válvula, a vedação ocorre devido ao movimento da esfera que fica livre e gera uma deformação na sede a jusante. Assim, quanto maior a pressão exercida pelo fluxo na face a montante, mais eficaz será a vedação. Vale destacar que esse tipo de válvula demanda um torque operacional elevado e está sujeito a um desgaste significativo na sede a jusante, sendo recomendado apenas para linhas de baixa pressão e para menores bitolas. No entanto, a pressão deve ser suficiente para garantir a vedação, pois se a tensão sobre a esfera for muito baixa, pode ocorrer uma passagem do fluido ao redor desse componente, resultando em vazamentos (SOTOODEH, 2021).

A Figura 8 representa os principais componentes de uma válvula de esfera flutuante.

Figura 8 - Válvula de esfera flutuante



Fonte: Adaptado de KOS (2014)

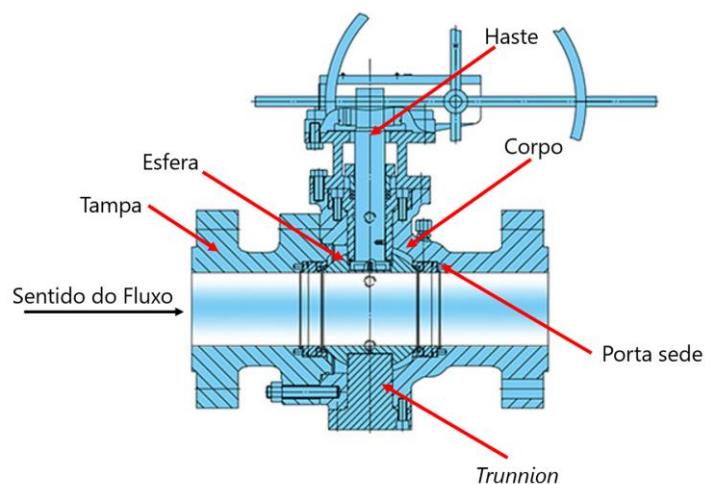
3.2.1.2 Válvulas de esfera do tipo *trunnion*

As válvulas de esfera do tipo *trunnion* contam com dois eixos, um superior e outro inferior, que evitam o deslocamento axial da esfera, reduzindo, assim, o desgaste nos anéis de vedação. Além disso, o suporte proporcionado pelos eixos diminui a influência da pressão do fluido sobre o torque operacional da válvula, tornando a operação desse tipo de válvula mais fácil (MATHIAS, 2014).

A vedação em uma válvula de esfera *trunnion* é realizada por uma sede acionada por molas. Isso permite a aplicação desse tipo de válvula em linhas de baixa pressão sem vazamentos, ao contrário da válvula de esfera flutuante. Em altas pressões, a força das molas, combinada com a pressão do fluxo, comprime o porta-sede contra a face da esfera, proporcionando a estanqueidade do sistema. Portanto, quanto maior a pressão interna, maior é a força e, conseqüentemente, maior é a pressão de contato que garante a vedação (MATHIAS, 2014).

A Figura 9 representa os principais componentes de uma válvula de esfera do tipo *trunnion*.

Figura 9 - Válvula de esfera com *trunnion*



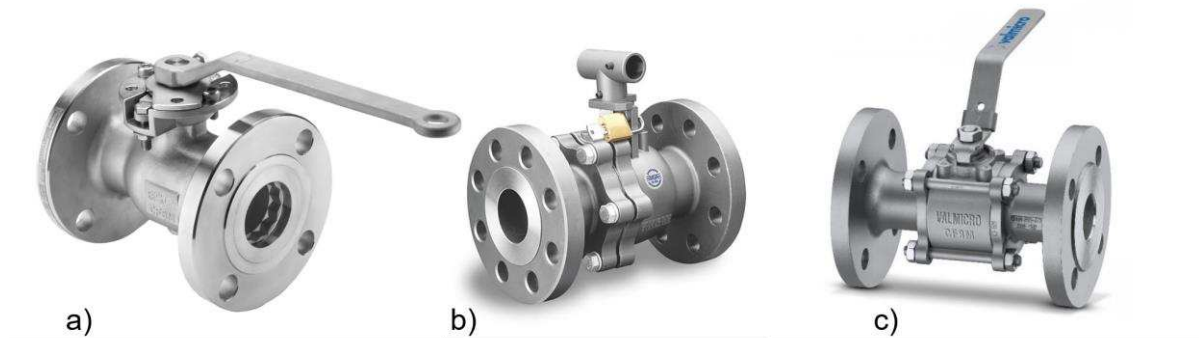
Fonte: Adaptado de KOS (2014)

3.2.1.3 Formas construtivas das válvulas de esfera

Quanto à forma de construção, uma válvula de esfera pode ser do tipo monobloco, bipartida ou tripartida. A válvula do tipo monobloco é fabricada como uma única peça, sem partes separadas, e possui uma esfera do tipo flutuante. A válvula bipartida é composta por duas partes divididas de forma simétrica ou assimétrica: o

corpo e a tampa. Quando a divisão é simétrica, a haste é integral à esfera. No caso da divisão assimétrica, a haste e a esfera são elementos separados. A válvula tripartida tem sua estrutura constituída por três partes: um corpo e duas tampas. As figuras 10a, 10b e 10c apresentam modelos de válvulas de esfera dos tipos monobloco, bipartida e tripartida, respectivamente.

Figura 10 - Formas construtivas de válvulas de esfera a) monobloco b) bipartida c) tripartida



Fontes: CITYCON (2019), COMFLUX (2021), VALMICRO (2020)

Nas válvulas bipartidas, a junção entre o corpo e a tampa é realizada por meio de flanges. Esse sistema de junção é utilizado devido à facilidade de manutenção e à capacidade de suportar temperaturas que variam de zero absoluto a aproximadamente 815 °C, apresentando apenas algumas limitações em altas temperaturas. Entre as faces dos flanges, há um anel de vedação que, quando comprimido pela força de aperto dos prisioneiros, resulta na selagem do acoplamento (SKOUSEN, 2011).

3.2.1.4 Juntas de vedação

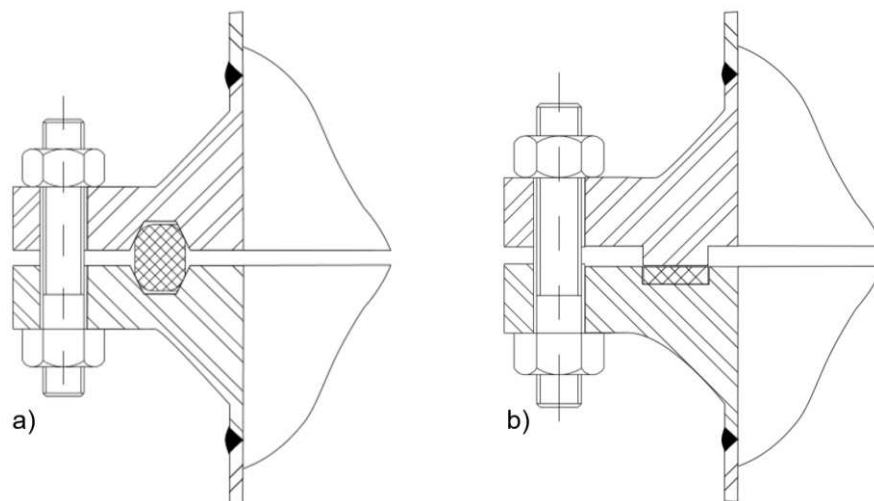
Para ocorrer a estanqueidade entre as faces dos flanges de conexão, corpo e tampa, são utilizados anéis de vedação. Segundo Veiga (2019) os modelos mais utilizados são do tipo anel (*Ring-type joint*) e do tipo lingueta e ranhura.

O modelo de vedação do tipo anel utiliza um anel de metal macio acoplado em um sulco na face do flange, que desempenha a função de vedação e de alinhamento dos flanges. Ao apertar os prisioneiros, uma carga axial comprime o anel de vedação, e, por isso, ele pode ser utilizado apenas uma vez, sendo necessário substituí-lo sempre que os flanges forem desacoplados. Essa característica torna a junção do tipo anel um método mais caro, utilizado em aplicações que demandam um

alto nível de integridade, principalmente em linhas de alta pressão. A Figura 11a ilustra o método de vedação por junta do tipo anel.

Ao contrário do método de vedação por anel, o selamento por lingueta e ranhura envolve o uso de uma junta, normalmente de borracha ou cortiça, que é confinada dentro de um rebaixo. Esse método foi desenvolvido com o objetivo de alinhar as faces dos flanges e evitar o rompimento da junta. A Figura 11b ilustra uma junta do tipo lingueta e ranhura.

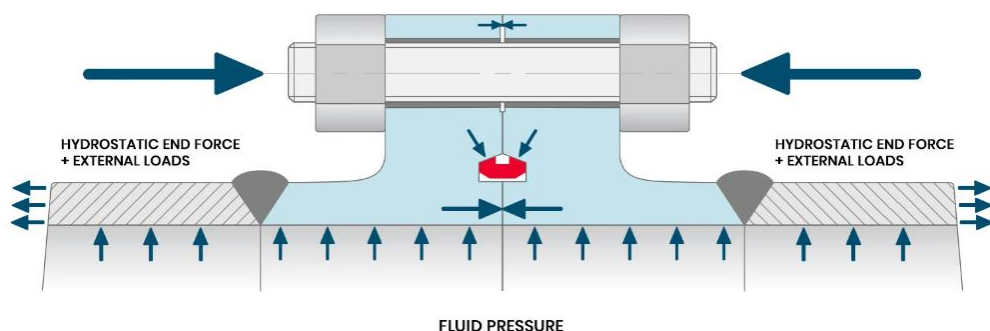
Figura 11 - Juntas de vedação a) tipo anel b) tipo lingueta



Fonte: Veiga (2019)

Outro tipo de vedação é realizado por meio de juntas metálicas revestidas com PTFE (*Politetrafluoroetileno*) aplicadas em flanges compactos (CFC). Nessa categoria de flanges, são aplicadas forças axiais no cone do anel de vedação, promovendo, assim, uma força de selamento. Nessas situações, não ocorre a deformação do anel de selamento, ao contrário do método convencional com anel. A figura 12 ilustra o sistema de selamento por anel metálico revestido com PTFE em flanges compactos.

Figura 12 - Junta de vedação em aço revestido com PTFE



Fonte: TP (2022)

Conforme a aplicação da válvula, condições de temperatura e pressão, são aplicados diferentes materiais para os anéis de vedação, podendo ser metálicos ou não metálicos.

Segundo Veiga (2019), a seleção de materiais não metálicos para juntas apresenta desafios devido à existência no mercado de uma ampla variedade de materiais com propriedades similares. No entanto, a escolha da junta deve ser baseada em critérios operacionais, como pressão, força dos parafusos, resistência à corrosão do fluido e temperatura. Os principais materiais não metálicos para juntas incluem papelão hidráulico, Politetrafluoroetileno (PTFE), grafite flexível (*GRAFLEX®*), elastômeros, fibra de celulose, cortiça, tecidos e fibra cerâmica.

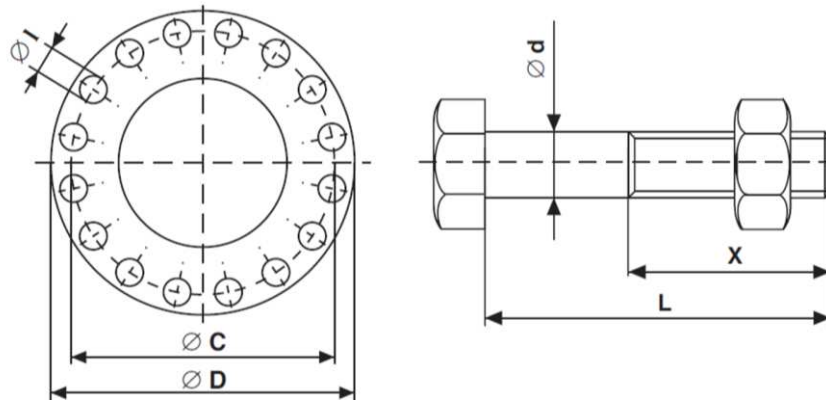
De acordo com Veiga (2019), ao selecionar uma junta metálica, é necessário avaliar não apenas as condições de operação, mas também as propriedades e características dos metais, bem como suas reações sob temperatura e pressão de operação. As principais características dos metais a serem avaliadas incluem a susceptibilidade à corrosão sob tensão, corrosão intragranular e a compatibilidade do metal com o fluido. Os principais materiais metálicos utilizados em juntas são: aço carbono, aço inoxidável, monel, níquel 200, cobre, alumínio, inconel e titânio.

3.2.1.5 Junções parafusadas

A conexão por flanges entre o corpo e a tampa é realizada por meio de prisioneiros, que não apenas unem as duas partes, mas também promovem o selamento dos anéis de vedação por meio de uma pré-carga inicial. Os materiais utilizados na fabricação dos prisioneiros variam de acordo com a aplicação da válvula, sendo amplamente utilizado o aço carbono e o aço inoxidável.

Para dimensionar parâmetros importantes dos prisioneiros, como quantidade, diâmetro (Φd), comprimento (L), comprimento de rosca (X) e diâmetro do círculo de furação (ΦC), são considerados fatores geométricos da válvula, como diâmetro nominal (DN) e diâmetro externo do flange (ΦD). Além disso, fatores de operação como temperatura e pressão são fundamentais no dimensionamento e seleção dos prisioneiros. A figura 13 apresenta os principais parâmetros geométricos de um prisioneiro.

Figura 13 - Parâmetros geométricos dos prisioneiros de um flange



Fonte: Adaptado de PAM (2020)

Além dos parâmetros geométricos dos prisioneiros, são dimensionados critérios como pré-carga e torques de aperto (mínimo, nominal e máximo). Para padronizar o dimensionamento dos prisioneiros, são utilizadas normas reconhecidas por fabricantes e clientes.

3.2.1.6 Normas aplicáveis no projeto de válvulas de esfera

Dentre as normas aplicáveis no projeto de válvulas de esfera encontram-se a API 6D (2021), ASME B16-34 (2020) e ABNT NBR 15827 (2022), as quais serão apresentadas no tópicos a seguir.

3.2.1.6.1 ASME -B16.34 (2020)

A Norma ASME-B16.34 (2020) aplica-se ao projeto e construção de válvulas, abrangendo classificações de pressão-temperatura, tolerâncias, materiais, prisioneiros, requisitos de exames não destrutivos e testes, como o teste de pressão hidrostática. Além disso, a norma estabelece dimensões fundamentais para o dimensionamento da válvula, como o diâmetro interno mínimo de passagem e a espessura da parede, definindo também requisitos para as conexões flangeadas, roscadas e soldadas (ASME, 2020).

Essa norma possui um escopo no qual são definidas as aplicações, a seleção do tipo de válvula para condições de serviço, além de convenções e denotações úteis para o seu entendimento. Após essas definições, são apresentados os ratings de temperatura e pressão, nos quais são avaliados parâmetros relacionados à operação

da válvula, ao material e aos efeitos de altas e baixas temperaturas, categorizando as classes de pressão em: 150, 300, 600, 900, 1500, 2500 e 4500 (ASME, 2020).

A classe de pressão é um parâmetro que possibilita a indicação da pressão que uma válvula pode suportar em uma determinada temperatura, considerando um material e espessura específicos. No contexto de válvulas feitas de aço carbono e ligas inoxidáveis, o valor de rating é estabelecido pela norma ASME-B16.34 (2020).

Após a verificação dos parâmetros mencionados anteriormente, procede-se à definição do material de construção da válvula. Nesse processo, avaliam-se diversos aspectos, como a aplicação, os requisitos de resistência, o método de fabricação, a qualidade da superfície e as propriedades mecânicas do material escolhido.

Com o material definido, passa-se à etapa de dimensionamento da válvula, na qual são consideradas várias subseções para cada componente, incluindo o corpo, a tampa, a esfera, as conexões auxiliares, as junções e as limitações de instalação. Esse processo visa garantir que a válvula atenda aos requisitos de desempenho e segurança.

Após a conclusão do dimensionamento, é realizada uma verificação por meio de testes de pressão conforme a API 6D (2021) e API 598 (2016), tais como os testes de pressão no corpo e sede, além da verificação de vazamentos e a avaliação da proteção superficial. É importante destacar que esses testes são fundamentais para assegurar a integridade e o funcionamento adequado desses equipamentos.

Ademais, são abordados requisitos específicos para válvulas de classes especiais, e é apresentada uma sequência de apêndices, alguns dos quais são mandatórios, enquanto outros são opcionais, conforme estabelecido pela ASME (2020).

3.2.1.6.2 API 6D (2021)

A norma API 6D (2021) abrange o projeto, controle de qualidade, montagem, teste, marcação, documentação e controles de processo de válvulas axiais, esfera, retenção, gaveta e macho destinadas à aplicação na indústria de gás natural e petróleo. Para alcançar esse propósito, a norma define especificações de materiais, requisitos de ensaios e limites para composições químicas. Além disso, a API 6D (2014) direciona para outras normas específicas a serem seguidas na determinação dos materiais utilizados.

O escopo da API 6D (2021) abrange bitolas que variam de ½” até 60” e inclui classes de pressão como 150, 300, 600, 900, 1500 e 2500 (API, 2021).

3.2.1.6.3 ABNT NBR 15827 (2022)

No Brasil, a Norma ABNT NBR 15827 (2022) fundamentada nas normas supracitadas, estabelece os requisitos para projetos e ensaios de protótipos de válvulas industriais. Estas válvulas podem ser dos tipos gaveta, esfera, globo, retenção e borboleta, destinadas a operar em diferentes classes de pressão e serem aplicadas em instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo. Além disso, a NBR 15827 (2022) abrange válvulas que possuem acionamento manual, motorizado e automático. É importante ressaltar que esta norma não se aplica às válvulas especiais (ABNT, 2022).

3.2.1.7 Uso da NORSOK L005 no dimensionamento de flanges compactos

A indústria petroquímica, devido à sua operação em ambientes corrosivos, com elevadas pressões e temperaturas, enfrenta custos operacionais consideráveis. Estes custos incluem despesas com manutenção e investimentos em novos equipamentos. Além disso, o setor de petróleo e gás demanda alta confiabilidade em todos os processos. Por essa razão, muitos projetos são frequentemente superdimensionados para atender aos critérios normativos.

Uma maneira de reduzir os custos no projeto de válvulas do tipo esfera é diminuir a massa e, conseqüentemente, a quantidade de matéria-prima utilizada na fabricação. Nesse contexto, a norma NORSOK L005 (2013) propõe o uso de flanges compactos que garantem a segurança em seus projetos. Esses flanges podem ser aplicados na junção entre o corpo e a tampa de uma válvula do tipo esfera.

Lassesen, Eriksen e Teller (2002) conduziram uma análise comparativa entre os flanges de pescoço soldados convencionais da norma ASME-B16.5 (2020) e os flanges compactos da norma NORSOK-L005 (2013), abrangendo as classes de pressão 300 e 2500. Eles avaliaram a redução de peso e dimensões para diferentes diâmetros nominais. Este estudo revelou uma diminuição de peso de 76% para a classe 300 e de até 79% para a classe 2500. Os modelos analisados foram submetidos a uma série de testes em protótipos, a fim de validar modelos numéricos extensivos, incluindo análises lineares e não-lineares por elementos finitos.

A norma Norsok L005 (2013) aborda critérios de projeto para o dimensionamento de diversos tipos de flanges, incluindo o flange de pescoço soldado (*Weld Neck*), o flange integral (*Integral Flange*), o flange de fechamento (*Blind Flange*), o flange de interface rígida (*Rigid Interface*), o *Paddle Blank*, o *Paddle Spacer*, o *Orifice Spacer* e o flange por redução roscada (*Reducing Threaded*) (Norsok, 2013).

Para projetar o tipo de flange, é essencial determinar o material de acordo com o padrão ASTM, a classe de pressão com base nas normas ASME B16.5 (2020) e ASME B16.34 (2020), e considerar parâmetros geométricos, como o diâmetro nominal de passagem. Após a definição desses elementos, são categorizadas as cargas, levando em conta a temperatura de operação, bem como cargas e momentos adicionais que possam surgir na linha e serem transferidos para a conexão. Com base nessas informações, a norma estabelece as dimensões mínimas e recomendadas para o flange, prisioneiros e junta de selamento (Norsok, 2013).

Para os flanges integrais, a norma inclui um anexo que trata da otimização dos ângulos de face, do ângulo de bisel do encosto e do ângulo e diâmetro externo do sulco de vedação. Após realizar essa otimização e obter as dimensões do flange, prisioneiros e anel de vedação, é então verificado o índice de utilização do componente projetado. Esse procedimento é conduzido por meio de um equacionamento que relaciona padrões teóricos da mecânica estrutural, como a teoria de Von-Mises, juntamente com parâmetros experimentais (Norsok, 2013).

Para o dimensionamento de flanges especiais, como os utilizados em válvulas, a norma Norsok L005 (2013) dispõe no seu Anexo H os valores de comprimento entre a conexão com o corpo e a tubulação, bem como o ângulo de face. Dessa forma, é possível determinar as dimensões de um flange destinado à conexão entre o corpo e a tampa de uma válvula.

3.2.1.7.1 Projeto pelo método de elementos finitos

Para utilizar o método de elementos finitos, é necessário discretizar um sistema contínuo em um número finito de elementos e nós. Após essa etapa, são geradas matrizes de rigidez associadas a cada elemento e uma função de interpolação entre os nós, por conseguinte, é gerada uma matriz de rigidez global que representa a rigidez de todo o sistema. Essa matriz leva em consideração as propriedades da geometria e do material utilizado (Bathe, 2014).

Em uma análise linear a rigidez da estrutura permanece constante. No entanto, em muitos problemas físicos reais, a rigidez varia ao longo do tempo, o que constitui uma fonte de não linearidade e isto requer estratégias específicas para modelar tal comportamento (ALVES FILHO, 2012).

A variação na rigidez pode ser atribuída às condições geométricas, às propriedades do material ou a um comportamento físico específico. Para analisar um problema não linear, é necessário utilizar um corretor de rigidez na relação entre força e deslocamento, conhecido como matriz de rigidez geométrica, que é somada à matriz de rigidez inicial. Dessa maneira, torna-se evidente que o método para resolver um problema não linear é incremental, no qual a carga total aplicada é subdividida em incrementos que são aplicados de forma sequencial, por meio de um processo iterativo que busca encontrar uma trajetória de equilíbrio entre força interna e externa, levando em consideração o trabalho interno e externo (ALVES FILHO, 2012).

Conforme Logan (2007), o método dos elementos finitos, por ser um método numérico, fornece uma solução aproximada que depende da qualidade e quantidade dos elementos utilizados. Para que os resultados do modelo se aproximem do resultado real, é essencial utilizar elementos que correspondam ao comportamento físico da estrutura analisada, seja ela uma viga, uma placa, uma casca, um sólido ou uma viga de parede fina.

Para a modelagem de uma válvula, utilizam-se elementos sólidos, os quais correspondem a uma geometria em que as três dimensões são relevantes na formulação do problema. Nesse contexto, são aplicados conceitos da teoria da elasticidade, como o estado triaxial de tensões. No entanto, a distribuição de tensões na espessura de um elemento sólido não segue o comportamento de membrana e flexão estabelecido pela ASME VIII Divisão II (2019). Portanto, é necessário converter as tensões obtidas em tensões de membrana e flexão. O método mais comumente utilizado para essa conversão é a linearização de tensões em regiões específicas do modelo. Essa simplificação fornece os mesmos momentos e esforços líquidos na seção mencionada, que estão presentes na distribuição de tensões do elemento finito sólido (MACKENZIE e BOYLE, 1994).

3.2.1.8 Método de análise através da ASME VIII Divisão II (2019)

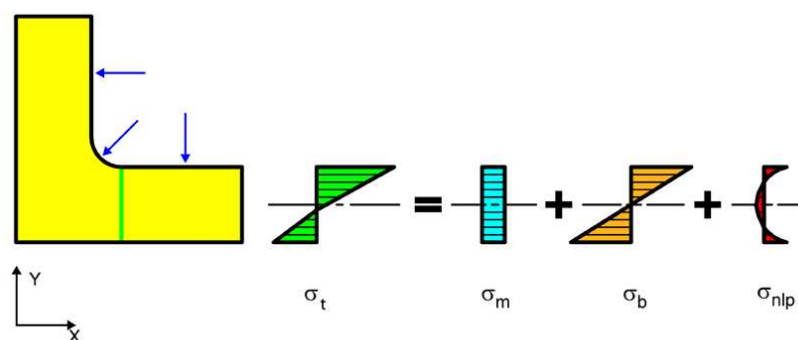
A ASME Seção VIII, Divisão II, abrange os requisitos de projeto para componentes sujeitos a pressões internas ou externas, conhecidos como vasos de pressão. Essa pressão pode ser resultante de uma fonte externa ou da aplicação direta e/ou indireta de calor gerado pelo processo ao qual o equipamento está exposto. É importante destacar que esta divisão da ASME VIII (2019) se aplica a vasos de pressão que não excedam 103 kPa (15 psi). Para vasos de alta pressão, a Divisão III da mesma seção é aplicada (ASME, 2019).

A ASME VIII Divisão II (2019) aborda alguns termos essenciais para a compreensão das análises, como a tensão de membrana (constante em toda a espessura analisada) e a tensão de flexão (que varia ao longo da espessura de maneira linear ou não-linear). As tensões de membrana podem ser classificadas como generalizadas, quando estão distantes de concentradores de tensões, ou localizadas, quando estão próximas de descontinuidades ou concentradores de tensões (ASME, 2019).

Além dos tipos de tensões, a ASME VIII Divisão II (2019) classifica as tensões em primárias, secundárias e de pico. As tensões primárias atuam na tubulação de forma homogênea e conseguem satisfazer a condição de equilíbrio. As tensões secundárias são geradas por forças localizadas, mas não causam falhas diretas por sua ação. Por último, as tensões de pico são tensões localizadas que podem levar a falhas por fadiga ou propagação de trincas (ASME, 2019).

A figura 14 demonstra o comportamento da tensão na parede de um vaso de pressão e avaliado pela ASME VIII Divisão II (2019). Onde a tensão total (σ_t) é dada pela soma da parcela de tensão de membrana (σ_m), mais a tensão de flexão (σ_b) e uma parcela devido a parte não linear (σ_{nlp})

Figura 14 - Distribuição de tensões na parede de um vaso de pressão



Fonte: University Of Strathclyde (2023)

A norma ASME VIII Divisão II (2019) foi desenvolvida para o projeto de componentes de caldeiras e vasos de pressão, não sendo especificamente voltada para válvulas. No entanto, não existem literaturas ou normas técnicas que estabeleçam procedimentos de análise específicos para válvulas. Portanto, as principais normas de projeto de válvulas fazem referência à ASME VIII Divisão II (2019), na qual estão presentes métodos de avaliação por análise para proteger contra um colapso plástico. Estes métodos incluem a análise de tensões elásticas, o método de carga limite e a análise de tensões elasto-plásticas (ROSSETTO, 2016).

3.2.1.8.1 Método de análise de tensões elásticas

Para o pré-processamento da análise de tensões elásticas, a ASME VIII Divisão II (2019) define as combinações de cargas a serem aplicadas, conforme descrito na Tabela 5.3 desta norma. Nessa tabela, são consideradas tanto as cargas de projeto quanto as cargas de operação. Após a definição das cargas, utiliza-se a Tabela 5.6 da norma para a classificação das tensões com base no tipo de componente, na sua localização, na origem das tensões e no tipo de tensão envolvida.

Como critério de projeto para o pós-processamento, a ASME VIII Divisão II (2019) adota a máxima energia de distorção (Von Mises). A norma estabelece que as tensões presentes no vaso de pressão analisado não devem ultrapassar os limites admissíveis, conforme indicado no fluxograma da figura 15. onde: S : é a tensão admissível básica e varia para cada material conforme sua ductilidade e encruamento, sendo o menor valor entre $S_y/1.5$ ou $S_{ut}/2.4$. SPL é 1.5 vezes a tensão admissível básica para os materiais do Anexo 3-A da referida norma, S_a é tensão limite de fadiga e é obtida através das curvas do Anexo 5-F, e SPS é o maior valor entre:

- i. Três vezes a média dos valores de S para os materiais do Anexo 3-A nas temperaturas mais altas e mais baixas do ciclo operacional;
- ii. Duas vezes a média dos valores de S_y para os materiais do Anexo 3-D nas temperaturas mais altas e mais baixas durante o ciclo operacional. Exceto quando o valor de (i) for utilizado, quando a razão entre o mínimo escoamento especificado pela tensão limite de ruptura excede o valor de 0,7, ou quando o valor de S é dependente do tempo.

Figura 15 - Categorias de tensões ASME VIII Divisão II

Categoria de Tensões	Primária			Secundária de Membrana + Flexão	Pico
	Geral de Membrana	Local de Membrana	Flexão		
Verificar Tabela 5.2 ASME VIII Div II	Tensão primária média transversal à seção sólida. Exclui Descontinuidade e concentração de tensão. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Tensão média transversal a uma seção sólida. Considera descontinuidade, mas não concentração de tensões. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Componente de tensão primária proporcional à distância a partir do centroide de uma seção sólida. Exclui Descontinuidades e concentração de tensão. Produzidas somente por carregamentos mecânicos	Tensão necessária para satisfazer a condição de auto equilíbrio estrutural. Ocorre em descontinuidade estrutural. Pode ser causada por carregamentos mecânicos ou diferença devido à expansão térmica. Exclui concentração de tensões.	Incremento adicionado a pressão primária ou secundária pela concentração de tensão. Certas tensões térmicas permitem causa fadiga, mas não distorção da forma do vaso
Símbolo	P_m	P_L	P_b	Q	F

— Utilizar Cargas de Projeto
 - - - Utilizar Cargas de Operação

Avaliar Tabela 5.5.3 ASME VII Div II

Fonte: Adaptado de ASME (2019)

Dessa forma, as tensões primárias são responsáveis por avaliar a deformação plástica bruta, enquanto as tensões secundárias consideram o colapso incremental da estrutura, e as tensões de pico são empregadas no cálculo dos efeitos de fadiga.

3.2.1.8.2 Método de carga limite

Este método utiliza um cálculo definido pelo item 5.2.3 da ASME Seção VIII Divisão II (2019) para determinar uma carga que seja inferior à carga limite de um componente. A carga admissível é estabelecida através da aplicação de coeficientes de segurança de projeto na carga limite, de modo a garantir que não ocorra o surgimento de deformações plásticas globais. Isso permite avaliar os modos de falha relacionados à ruptura dúctil e evitar o colapso plástico (ASME, 2019).

A proteção contra o colapso plástico empregada neste método é baseada na teoria de análise de limite, que estabelece um "*lower bound*" para a carga limite de uma estrutura, como resultado de uma simulação numérica com as seguintes propriedades:

- i. O modelo de material é elástico–perfeitamente-plástico com um valor específico de tensão de escoamento;
- ii. As relações $\sigma \times \epsilon$ são aquelas da teoria de pequenos deslocamentos;
- iii. O equilíbrio de forças é satisfeito na configuração indeformada.

Este método apresenta algumas limitações, tais como o efeito de carregamentos controlados por deformações (*strain-controlled loads*) gerados por deslocamentos prescritos diferentes de zero, bem como campos de temperatura que não são considerados. Além disso, componentes que exibem redução de resistência com a deformação devem ser avaliados por meio do método de análise de tensões elasto-plásticas (ASME, 2019).

A carga limite é obtida utilizando técnicas de simulações numéricas, como o método de elementos finitos, que incorporam o modelo de material elástico-perfeitamente-plástico e a teoria de pequenos deslocamentos para se chegar à solução. A carga limite é aquela que causa a instabilidade estrutural, ou seja, é o ponto em que as equações de equilíbrio não convergem mais com pequenos incrementos na carga (ASME, 2019).

Para ser aceito o método de carga limite necessita atender os seguintes critérios definidos pelo item 5.2.3.4 da ASME seção VIII divisão II (2019):

- i. Critério Global: Nesse critério a carga de colapso plástico global é estabelecida por meio de uma análise de carga limite de um componente sujeito a condições específicas de carregamentos. Ela é tomada como uma carga que causa uma instabilidade estrutural

overall. O conceito de *LFRD* é usado como uma alternativa para computar com rigor a carga de colapso plástico no projeto de componente. Neste procedimento, as cargas são majoradas por um fator de projeto para levar em conta incertezas e os componentes são verificados se resistem ou não a estas cargas majoradas.

- ii. Critério de serviço: Sendo estabelecido pelo dono do equipamento, limita as possibilidades de performance insatisfatória, devendo ser satisfeitas em cada ponto de componente quando sujeito aos carregamentos de projeto. Esse “critério de serviço” deve satisfazer o parágrafo 5.2.4.3.b do método de análise de tensões elasto-plástica.

3.2.1.8.3 Método de análise de tensões elasto-plástica

Para o pré-processamento da análise de tensões elasto-plásticas, a ASME VIII Divisão II (2019) estabelece as combinações de cargas a serem aplicadas de acordo com a Tabela 5.5 desta norma. Nessa tabela, são consideradas tanto cargas locais quanto globais na estrutura, as quais são majoradas por coeficientes para amplificação de seus efeitos.

Esse método é definido pelo item 5.2.4 da ASME Seção VIII Divisão II (2019), no qual a carga de colapso plástico é determinada e, dividindo essa carga por um coeficiente de projeto, obtém-se a carga admissível. Portanto, esse método se aproxima ao máximo da realidade física, uma vez que considera a redistribuição de tensões decorrente da deformação plástica e as características deformáveis do componente na análise, o que assegura maior precisão em comparação com métodos anteriores.

A carga de colapso plástico é determinada por meio de técnicas de simulações numéricas, como o método de elementos finitos, que incorporam o modelo de material elástico-plástico para obter a solução. Nessa análise, os efeitos das não-linearidades geométricas devem ser considerados. A carga de colapso plástico representa o ponto em que ocorre a instabilidade estrutural, isto é, o momento em que as equações de equilíbrio não convergem mais para pequenos incrementos de carga (ASME, 2019).

De forma análoga ao método de carga limite, o método de análise de tensões elasto-plástica deve seguir o critério global: (i) e o seguinte critério de serviço:

- ii. Critério de Serviço: Estabelece um limite as possibilidades de

desempenho insatisfatório, devendo ser satisfeito em cada ponto do componente quando este estiver sujeito aos carregamentos definidos pela norma. Dessa forma devem ser verificadas as limitações de rotação, deslocamentos ou dilatação térmica exigidas para a confiabilidade operacional do equipamento. Esse “critério de serviço” deve satisfazer também o parágrafo 5.2.4.3.b do método de análise de tensões elasto-plástica da ASME seção VIII divisão II (2019).

3.2.1.8.4 Análise de proteção contra falha localizada

Para uma análise estrutural precisa do componente, não basta apenas avaliar o comportamento global. Para isso, é essencial realizar uma verificação do comportamento local, com o objetivo de identificar a influência de concentradores de tensão e pontos críticos que podem não ser adequadamente considerados na análise global.

Como forma de análise local, a ASME VIII Divisão II (2019) define dois procedimentos, através de tensões localizadas para o regime elástico e através de deformações localizadas para o regime elasto-plástico. Os itens 5.3.2 e 5.3.3 dessa norma abordam ambos os métodos, respectivamente.

Para análise de tensões localizadas no regime elástico, a soma da magnitude das tensões principais geradas pelas cargas definidas no método das tensões elásticas, não pode exceder quatro vezes o valor da tensão admissível básica de referência (S). No entanto, se o componente for avaliado no regime elasto-plástico deve seguir o equacionamento definido no item 5.3.3 da norma.

4 METODOLOGIA

A metodologia seguiu inicialmente com o dimensionamento de duas válvulas uma pela metodologia combinada entre as normas aplicáveis ASME B16.34 (2020), API 6D (2021) e ABNT NBR 15827 (2022), e que foi referida no texto como “Modelo ASME”. A outra válvula foi dimensionada com a metodologia da Norsok L005 (2013) e foi chamada de “Modelo Norsok”. Após as duas válvulas serem dimensionadas foram criados modelos utilizados o método de elementos finitos para uma avaliação dos critérios de resistência conforme a ASME VIII Divisão II (2019) por análises com linearização de tensões, análises elasto-plástica e análise de falha localizada. Por último foi verificado a redução percentual em peso, diâmetro externo e comprimento total da válvula dimensionada pela Norsok L005 (2013) em comparação à válvula dimensionada pelas normas aplicáveis.

4.1 Parâmetros de entrada e critérios de análises

Para a concepção de projeto de uma válvula de esfera por diferentes padrões construtivos foram adotados os seguintes parâmetros de entrada:

- Diâmetro nominal: 150 (NPS 6);
- Classe de pressão: 600;
- Tipo de válvula: *trunnion*;
- Forma construtiva: bipartida;
- Temperatura ambiente de operação: 38°C;

Como parâmetros normativos para o modelo, seguindo as normas aplicáveis, foram adotadas a ASME B16.34 (2020), a API 6D (2021) e a ABNT NBR 15827 (2022). Através dessas normas, foram analisados os critérios para o dimensionamento do corpo, da tampa e dos prisioneiros da conexão corpo/tampa. Para o segundo modelo de válvula, foi adotada a norma Norsok L005 (2013) para o dimensionamento dos flanges de conexão do corpo e da tampa.

Os critérios de resistência das válvulas projetadas foram avaliados de acordo com a ASME VIII Divisão II (2019), por meio de análises numéricas utilizando o método de elementos finitos, através do software comercial *ANSYS Workbench 2022 R2*.

4.2 Dimensionamento de acordo com as normas aplicáveis

Para o dimensionamento da válvula foi utilizado como base a norma ASME B16.34 (2020). Além disso, foram adotados critérios construtivos das normas API 6D (2021) e ABNT NBR 15827 (2022).

4.2.1 Requisitos de projeto segundo a ASME B16.34

Como forma de atender os requisitos técnicos da ASME B16.34 (2020) serão dimensionados o corpo, flanges e os prisioneiros conforme o diâmetro nominal e classe de pressão. Para isso serão utilizados dados tabelados da referida norma e a verificação conforme seus apêndices mandatórios, os quais serão apresentados a seguir.

4.2.1.1 Dimensionamento do corpo

Com base no diâmetro nominal de passagem e na classe de pressão, foi determinada a espessura mínima da parede para o corpo da válvula. Isso foi feito usando a Tabela 3A da ASME B16.34 (2020) ou por meio das equações fornecidas no Apêndice VI da mesma norma. No entanto, é importante observar que, para atender a esse critério de espessura mínima, o diâmetro nominal interno deve satisfazer a condição de ser o menor diâmetro que permite o fluxo, desde que não seja menor do que 90% do diâmetro de saída da válvula. Com isso foi obtida uma espessura mínima de parede de 15,0 mm.

Conforme o item 6.1.7 da ASME B16.34 (2020), a espessura do flange pode ser acrescida de material quando sujeita a combinações de cargas ou quando houver concentradores de tensão que exijam maior resistência e rigidez. Esse aumento na espessura mínima deve ser projetado de forma individual pelos fabricantes desses componentes. No caso da válvula em estudo foi mantida a espessura mínima definida pela norma.

4.2.1.2 Dimensionamento das conexões por flanges

O dimensionamento das saídas da válvula foi realizado através do item 6.2 da B16.34. No caso de uma conexão por flanges com a tubulação, foi necessário seguir a norma ASME B16.5 (2020) e os valores tabelados por ela.

Quando se trata da conexão por flanges entre o corpo e a tampa, a norma ASME B16.34 (2020) estabelece critérios de resistência para os prisioneiros que conectam os flanges. A área mínima da seção transversal do prisioneiro deve obedecer ao parâmetro definido na Equação 1, de acordo com a ASME B1.13M (2005), quando se utiliza o padrão métrico.

$$P_c \frac{A_g}{A_b} \leq K_2 S_a \leq 7000 \quad (1)$$

onde A_g é a área efetiva da junta e pode ser definida pela Equação 2.

$$A_g = \frac{\pi G^2}{4} \quad (2)$$

Dessa forma a área mínima requerida pode ser obtida por:

$$A_b \geq \frac{P_c A_g}{K_2 S_a} \leq 7000 \quad (3)$$

Como verificação do critério, compara-se a área mínima requerida com a área total efetiva sujeita a tração dos prisioneiros, definida pela Equação 4.

$$A_b' = n A_r \geq A_b \quad (4)$$

onde:

- G_c é o diâmetro externo de contato com a junta,
- n é o número de prisioneiros,
- A_r é a área da seção resistente,
- P_c é a classe de pressão,
- S_a é a tensão admissível do prisioneiro na temperatura de operação, e
- K_2 é um coeficiente normatizado com o valor de 50,76 quando S_a é expressa em MPa.

4.2.2 Requisitos de projeto segundo a API 6D (2021)

Conforme o item 5.1 da API 6D (2021), o dimensionamento de uma válvula com base na pressão atuante deve seguir as normas ASME VIII Divisão I ou II (2019), ASME B16.34 (2020), EN 12516-1 (2018) ou EN 13445-3 (2021). Além disso, ela estabelece metodologias específicas para o dimensionamento das junções parafusadas por flanges, como os flanges de saída, conforme definido no Anexo C dessa norma.

4.2.2.1 Critérios para o dimensionamento das junções parafusadas

Para o dimensionamento dos prisioneiros quanto à pré-carga e torque, a API 6D (2021) indica a utilização do equacionamento fornecido pela API 6A (2019), conforme as equações 5 e 7 respectivamente.

$$F = \sigma A_s \quad (5)$$

Onde F é a pré-carga, σ é a tensão admissível e A_s a área de seção transversal dada pela equação 6.

$$A_s = \frac{\pi}{4} [D - (0,9743P)]^2 \quad (6)$$

Essa equação relaciona o diâmetro nominal do prisioneiro D e o passo da rosca P . Conforme o item 5.1.4 da API 6D (2021) a tensão gerada nos prisioneiros pela pré-carga não deve ultrapassar 70% do limite de escoamento do material na temperatura de projeto para a operação.

Para a definição do torque nominal de aperto nos prisioneiros utiliza-se a Equação 7.

$$\tau_{nominal} = \frac{FE \left[P + \frac{\pi f \cdot E}{\cos(\pi/6)} \right]}{2 \left[\pi E - \frac{Pf}{\cos(\pi/6)} \right]} + F \cdot f \left[\frac{H + D + K}{4} \right] \quad (7)$$

onde:

- F é pré-carga,
- E o diâmetro primitivo,
- P o passo da rosca,
- f o coeficiente de atrito da rosca,
- D diâmetro nominal do prisioneiro,
- K o chanfro interno da porca e
- H o diâmetro do sextavado da porca, que pode ser calculado pela Equação 8.

$$H = 1,5D + 3,175 \text{ mm} \quad (8)$$

Através do torque nominal de aperto nos prisioneiros é possível obter o torque mínimo e máximo através das equações 9 e 10 respectivamente.

$$\tau_{\text{mínimo}} = 0,9 \cdot \tau_{\text{nominal}} \quad (9)$$

$$\tau_{\text{máximo}} = 1,1 \cdot \tau_{\text{nominal}} \quad (10)$$

Conforme definido pela API 6D (2021) em conformidade com a API 6A (2019), é necessário determinar a força necessária para o esmagamento da junta e, conseqüentemente, o torque de aperto nos prisioneiros. Isso é realizado ao estabelecer a pressão de teste hidrostático (P_h) como sendo 1,5 vezes a pressão máxima de trabalho. Esta pressão de teste gera uma carga na área de contato da junta, conforme descrito na Equação 11.

$$W_p = P_h \frac{\pi}{4} \cdot G_c^2 \quad (11)$$

onde:

- G_c é o diâmetro externo de contato da junta.

Além da carga W_p , é essencial calcular a carga de projeto na condição de operação (W_0) e a carga mínima de esmagamento da junta (W_{gs}). Esses valores podem ser obtidos utilizando as equações 12 e 13, conforme definido pela ASME VIII Divisão II (2019).

$$W_0 = 0,785 G^2 P + 2b\pi GmP \quad (12)$$

$$W_p = \pi bGy \quad (13)$$

onde

- G é o diâmetro no ponto de aplicação da resultante das forças de reação da junta,
- P é a pressão máxima de trabalho na temperatura de operação,
- b é a largura de contato efetiva da junta,
- m o fator da junta e
- y a pressão mínima de esmagamento da junta.

Dessa forma, a máxima força entre W_p , W_0 e W_{gs} representa a força necessária de aperto em cada prisioneiro. Com essa carga, é possível calcular o torque de aperto aplicado, o torque máximo e avaliar o critério de resistência. É importante destacar que o torque aplicado, de acordo com a pressão interna ou a força de esmagamento da junta, deve ser inferior à resistência do prisioneiro conforme definido pela API 6A (2019).

4.2.3 Requisitos de projeto segundo a ABNT NBR 15827

Conforme estipulado pelo item 5.1 da ABNT NBR 15827 (2022), uma válvula do tipo esfera, fabricada em aço fundido ou forjado, com classes de 150 a 2500, deve aderir ao padrão construtivo descrito no anexo C da mesma norma, bem como seguir os critérios estabelecidos pela API 6D (2021). Além disso, essa norma especifica que a pressão utilizada para o dimensionamento deve ser a pressão do teste hidrostático, a qual é equivalente a 1,5 vezes a pressão máxima de trabalho em temperatura ambiente.

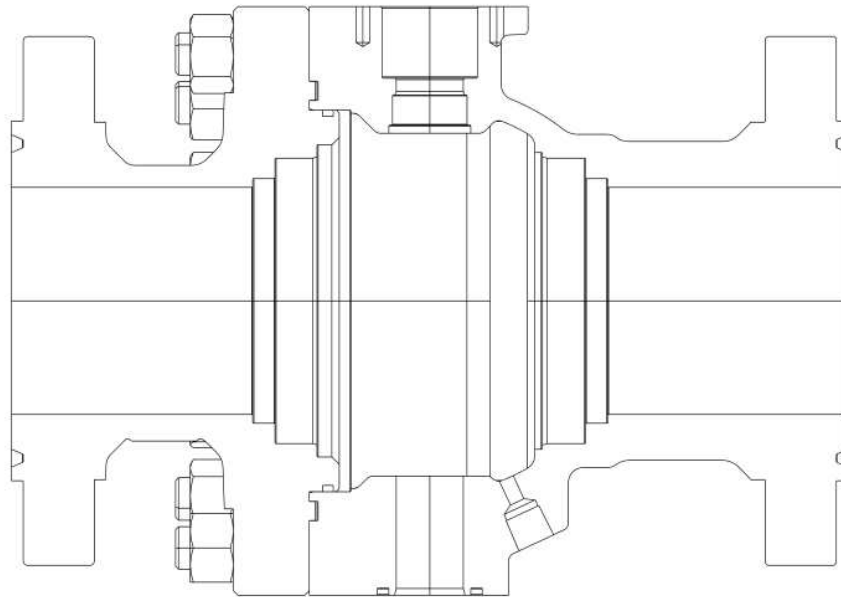
Conforme o anexo C da ABNT NBR 15827 (2022), para válvulas com montagem tipo *trunnion*, o corpo deve incluir um dreno roscado com um bujão de drenagem localizado próximo ao local de fixação do *trunnion*. Além disso, a norma estabelece que a válvula pode ser do tipo monobloco, bipartida ou tripartida, sem que o plano da face dos flanges de conexão coincida com a linha de centro da haste.

4.2.4 Modelo de análise dimensionado através das normas aplicáveis

O modelo de válvula de esfera *trunnion*, com um diâmetro nominal (*NPS*) de 6 polegadas e classe de pressão de 600, dimensionado pelas normas aplicáveis, e utilizado para as análises deste trabalho é um componente desenvolvido pela empresa Micromazza Indústria de Válvulas Ltda. A Figura 16 representa o esboço da válvula analisada.

Este modelo foi avaliado em diversas condições de temperatura, incluindo uma temperatura mínima de -29 °C, uma temperatura de operação de 38 °C e uma temperatura máxima de 150 °C. Os materiais utilizados na construção deste modelo foram o aço ASTM A216 GR WCB para o corpo e a tampa, ASTM A193 GR B7 para os prisioneiros e ASTM A194 GR 2H para as porcas sextavadas.

Figura 16 - Válvula dimensionada conforme as normas aplicáveis



Fonte: Autoria própria (2023)

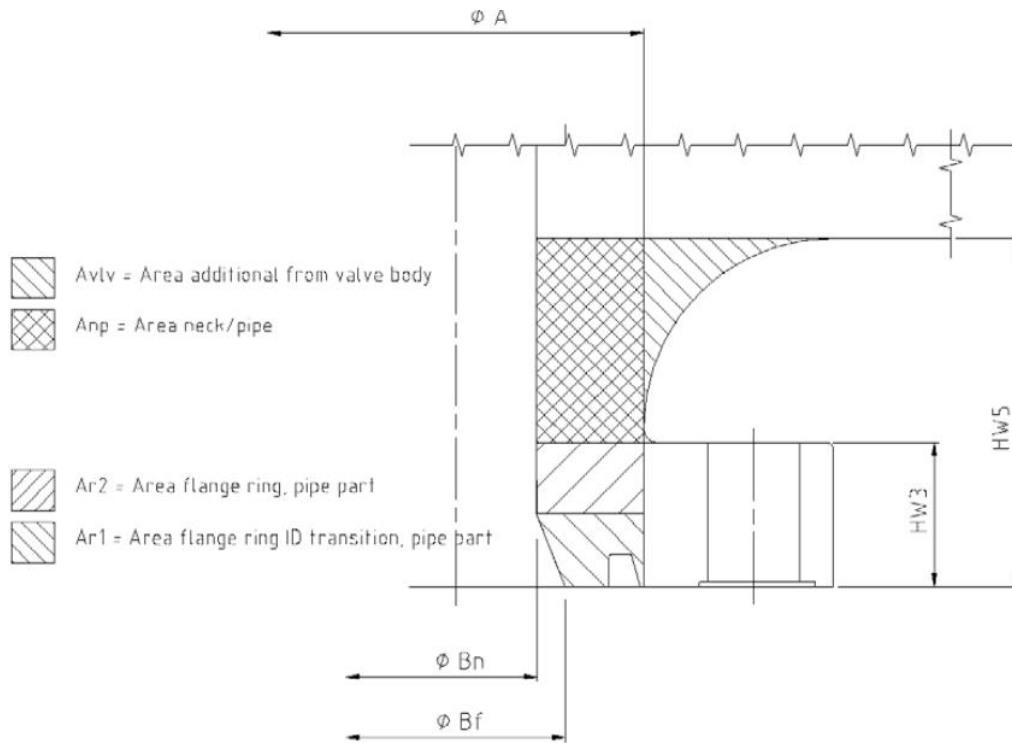
4.3 Dimensionamento conforme a Norsok L005

4.3.1 Geometria para flanges integrais conforme anexo H da Norsok L005

Para o projeto base de uma válvula com flanges compactos, adota-se uma metodologia de cálculo proposta pela Norsok L005 (2013). Como o flange do corpo da válvula é do tipo integral, os parâmetros geométricos são otimizados de acordo com o anexo H, item H.4.3 da Norsok L005 (2013). Esse procedimento indica uma metodologia que determina a espessura do flange e o ângulo de face com base na área de seção resistente. Para realizar esse dimensionamento, são considerados parâmetros como a classe de pressão e o diâmetro interno de passagem, juntamente com estimativas do diâmetro externo do flange, o diâmetro do flange no chanfro interno, o comprimento do chanfro e o comprimento total do flange do corpo até o flange de conexão na tubulação.

A Figura 17 ilustra as áreas e as medidas definidas para o dimensionamento do flange. A Equação 14 representa a área equivalente da espessura do corpo da válvula, que é obtida somando a área da espessura base da tubulação, a área adicional ao corpo da válvula, a área do flange no anel de vedação e a área do flange no chanfro interno.

Figura 17 - Áreas equivalentes para cálculo da espessura do flange



Fonte: NORSOK (2013)

$$\hat{Área}_{eqv} = A_{r1} + A_{r2} + A_{np} + A_{vlv} \quad (14)$$

onde as áreas são calculadas através das equações 15 a 18.

$$A_{r1} = h_t \times \frac{\frac{A - B_n}{2} + \frac{A - B_f}{2}}{2} \quad (15)$$

$$A_{r2} = (HW3 - h_t) \times \frac{A - B_n}{2} \quad (16)$$

$$A_{np} = (HW5 - HW3) \times \frac{A - B_n}{2} \quad (17)$$

$$A_{np} = r \times r - \pi \times r^2 \times \frac{1}{4} \quad (18)$$

Através da área equivalente é possível obter a espessura equivalente da parede do flange através da Equação 19.

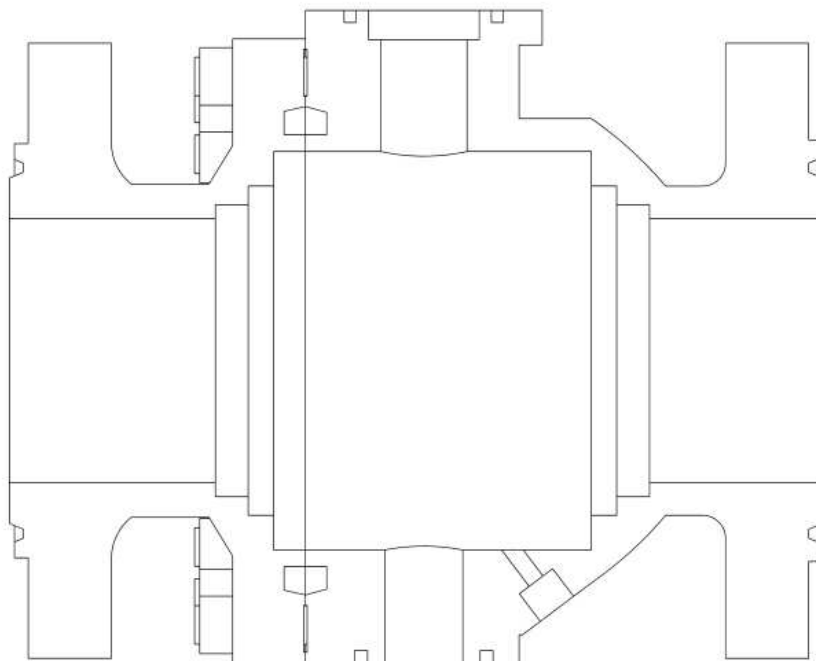
$$t_{eqv} = \frac{\hat{Área}_{eqv}}{HW5} \quad (19)$$

Os valores do diâmetro e ângulo do sulco do anel de vedação, o ângulo da face e o ângulo do chanfro da face traseira podem ser obtidos por meio de um processo de interpolação entre os valores de espessura equivalente, os quais são determinados pelas tabelas do anexo A da referida norma.

4.3.2 Modelo de análise dimensionado através da norma Norsok L005

Para o dimensionamento do corpo e tampa da válvula, utilizou-se como referência as dimensões da esfera, onde o diâmetro externo foi adotado como sendo 1,7 vezes o diâmetro de passagem. Dessa forma, foram obtidos os diâmetros e espessuras do encosto das sedes que são coerentes com a esfera. Posteriormente, procedeu-se ao dimensionamento dos flanges de ligação entre o corpo e a tampa através de um processo de interpolação dos valores mínimos exigidos pela Norsok L005 (2013), conforme os anexos A e B. A Figura 18 representa o esboço da válvula projetada de acordo com a norma Norsok L005 (2013).

Figura 18 - Modelo dimensionado conforme a norma Norsok L005



Fonte: Autoria própria (2023)

Os materiais empregados foram os seguintes: aço ASTM A216 GR WCB para o corpo e a tampa, ASTM A193 GR B7 para os prisioneiros e ASTM A194 GR 2H para as porcas sextavadas.

4.3.3 Cálculo do índice de capacidade do flange

Com base nos dados geométricos, as condições de operação são aplicadas, e o índice de capacidade do flange é calculado. Isso envolve a avaliação de parâmetros geométricos, de carga e de resistência, de acordo com os requisitos da ASME VIII Divisão 2, Apêndice 4 e Apêndice 6. O índice de capacidade do flange é determinado por meio da Equação 20.

$$\psi = \frac{F_{end} + F_R}{\min(F_{CB}, F_{fp})} \quad (20)$$

Na equação anterior, os termos F_{end} e F_R representam, respectivamente, a carga resistente resultante do efeito da tampa calculada no anel de vedação e a carga resistente resultante das forças e momentos externos da tubulação sobre a válvula. Esses termos estão relacionados com o valor mínimo de resistência entre a capacidade total dos prisioneiros (F_{CB}) e a capacidade de carga axial do flange considerando a pré-carga (F_{fp}). O procedimento para obter as capacidades resistentes do flange é apresentado no Apêndice A, seguindo como base o Anexo D da norma Norsok L005 (2013).

A Tabela 1 indica os limites propostos pela norma para os valores do índice de capacidade do flange.

Tabela 1 - Índice de utilização do flange

Dados	Critério
$\leq 2/3$	Condição de projeto para todas as cargas aplicadas
$\leq 0,9$	Condição de projeto para as cargas aplicadas + Amplitude de carga no deslocamento
$\leq 0,8$	Condição de projeto para as cargas aplicadas + Cargas adicionais com uma probabilidade de anual de 10^{-2}
$\leq 0,9$	Verificar teste de pressão hidrostática
$\leq 1,0$	Condição de projeto para cargas acidentais com uma probabilidade anual de 10^{-4}

Fonte: Adaptado de Norsok (2013)

4.3.4 Capacidade dos prisioneiros dimensionados pela Norsok L005

Após o dimensionamento dos prisioneiros conforme a norma Norsok L005 (2013), calculou-se o torque necessário de acordo com a API 6A D-1 para a pressão do teste hidrostático, que é 1,5 vezes a pressão de operação. Além disso, foram

avaliados o fator de segurança e a margem de segurança para os prisioneiros, conforme descrito pelas Equações 21 e 22, respectivamente.

$$F_s = \frac{F_{adm}}{F_{test}} \quad (21)$$

$$M_s = 100\% - \%_{yield} \quad (22)$$

onde:

- F_{adm} é a pré-carga admissível calculada pela API 6A (2019),
- F_{test} é a carga aplicada em cada prisioneiro devido à pressão do teste hidrostático, e
- $\%_{yield}$ é a porcentagem de utilização do limite de escoamento do material dada pela Equação 23.

$$\%_{yield} = \left(\frac{F_{test}}{S_y A_s} \right) \times 100 \quad (23)$$

onde:

- S_y é a tensão limite de escoamento do material dos prisioneiros limitada em 50% da tensão real de escoamento para efeitos de pré-carga e,
- A_s é a área sob tensão do prisioneiro no aperto.

4.4 Análise por elementos finitos dos modelos dimensionados

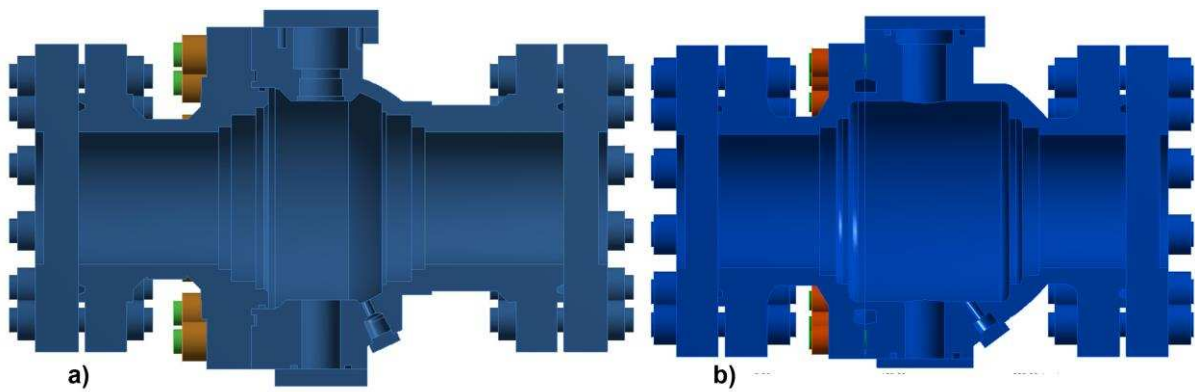
A definição deste estudo envolveu uma série de análises divididas da seguinte forma: i) análise linear-elástica com linearização de tensões, conforme a ASME VIII Divisão II (2019) e ii) análise elasto-plástica, de acordo com o modelo de material estabelecido pela ASME VIII Divisão II (2019). Ambas as análises foram realizadas em dois modelos de válvulas: um dimensionado de acordo com as normas aplicáveis e outro conforme a NORSOK L005 (2013).

Como ferramenta de análise, utilizou-se o software comercial *ANSYS Workbench R2022* para as etapas de pré-processamento, processamento e pós-processamento, utilizando o módulo *static-structural*. Para a análise dos resultados e criação de gráficos, empregou-se a linguagem de programação *Python 3*, executada por meio da IDE *Spyder*.

4.4.1 Propriedades geométricas e do material

A Figura 19a representa o modelo dimensionado de acordo com as normas aplicáveis, enquanto a Figura 19b mostra o modelo dimensionado pela Norsok L005 (2013). Devido à simetria da geometria, a análise foi simplificada para apenas metade da válvula, visando reduzir o custo computacional.

Figura 19 - Geometrias utilizadas para análise por elementos finitos a) Modelo ASME b) Modelo Norsok



Fonte: Autoria própria (2023)

Para simular a condição de teste, foram aplicados flanges de extremidade na entrada e saída da válvula, nas cavidades dos eixos de alavanca e *trunnion*, bem como no bujão de dreno do *trunnion*. Para representar a condição física de junção entre os componentes, foram empregados contatos lineares na análise elástica de tensões e contatos não-lineares na análise elasto-plástica.

4.4.1.1 Contato linear

Para modelar os contatos lineares, foram empregados os tipos "*Bonded*" e "*No Separation*". O contato "*Bonded*" é o padrão utilizado pelo software e não permite a separação nem o deslizamento entre as superfícies, representando uma condição física de aderência. Foi aplicado nas áreas que refletem essa característica, como, por exemplo, nas roscas.

Por outro lado, o contato "*No Separation*" permite o deslizamento entre as superfícies, mas impede a separação. Esse tipo de contato foi utilizado nas interfaces entre as faces das porcas e as faces dos flanges, nas regiões de contato entre o corpo e a tampa, bem como nas áreas de contato com os flanges de extremidade.

4.4.1.2 Contato não-linear

Para realizar a análise elasto-plástica, foram empregados contatos dos tipos "*Bonded*" e "*Frictional*". O contato "*Bonded*" foi utilizado nas roscas, onde esse comportamento é observado.

Por outro lado, o contato "*Frictional*" é um tipo de contato não linear que permite o deslizamento e a separação das superfícies. Ele é calculado com base em uma tensão equivalente de cisalhamento entre as faces de contato. Essa condição de contato foi aplicada na interface entre o corpo e a tampa, bem como nas faces das porcas e nas áreas de contato com os flanges de extremidade.

4.4.1.3 Material linear elástico

Para o modelo de análise linear elástica foram utilizadas propriedades constantes de materiais isotrópicos conforme apresentado na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos materiais utilizados

Material	Aplicação	Módulo elástico [GPa]	Limite de escoamento [MPa]	Limite de ruptura [MPa]	Coefficiente de Poisson
ASTM A-193 GRB7	Prisioneiros	200	720	860	0,3
ASTM A-194 GR2H	Porcas	200	720	860	0,3
ASTM A-216 GRWCB	Corpo, tampa	200	250	570	0,3

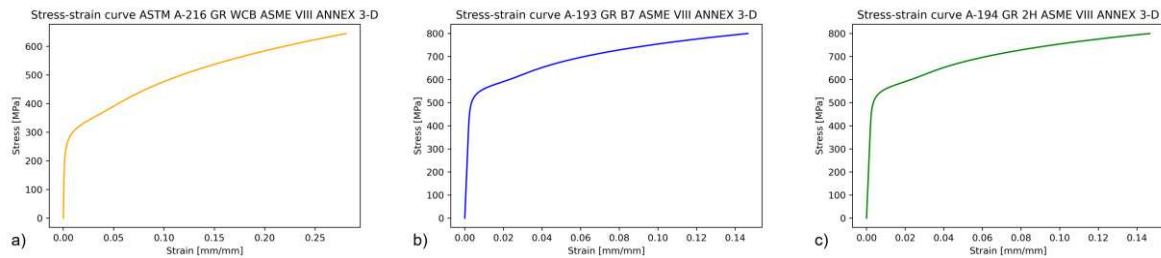
Fonte: Matweb (2023)

As propriedades dos materiais foram definidas com base em suas respectivas normas ASTM e inseridas no software com um comportamento isotrópico linear elástico.

4.4.1.4 Material elasto-plástico

Para representar o comportamento elasto-plástico de cada material, utilizou-se o Anexo 3-D da norma ASME VIII Divisão II (2019) e dados da ASME II Parte D (2023). As curvas de tensão e deformação dos materiais estão apresentadas nas Figuras 20a, 20b e 20c.

Figura 20 - Gráficos de tensão x deformação para os materiais utilizados



Fonte: Autoria própria (2023)

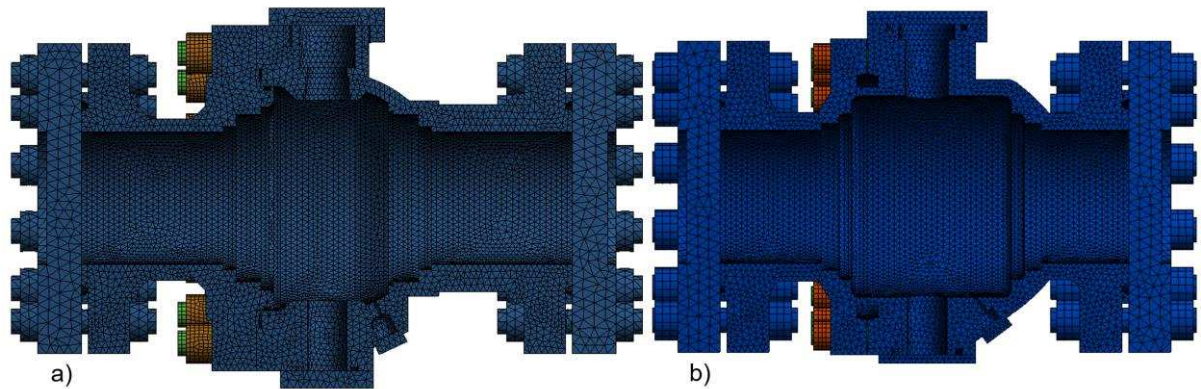
Com as curvas de tensão x deformação dos materiais obtidas foram inseridas como entrada no software *ANSYS*.

4.4.2 Modelo de elementos finitos

Com a geometria e os materiais definidos, a válvula foi discretizada em um número finito de elementos e nós. Para isso, foram utilizados elementos parabólicos (TET10) no corpo, na tampa e nos flanges de extremidade, enquanto elementos hexaédricos (HEX20) foram aplicados nas porcas e nos parafusos, devido à sua geometria regular. Entretanto, nas regiões dos flanges de extremidade, foi gerada uma malha automática, apenas ajustando seu tamanho, o que resultou em alguns elementos do tipo WED15 e PYR13, visto que não se trata da região de interesse da análise.

A malha foi determinada com base no tipo de elemento utilizado, uma vez que o elemento tetraédrico parabólico é capaz de modelar tensões e deformações variáveis dentro do próprio elemento. Portanto, cada aresta do elemento representa $\frac{1}{4}$ da menor espessura da válvula. Essa abordagem proporciona uma relação plausível entre a convergência dos resultados e o custo computacional. A Figura 21 apresenta os modelos discretizados de ambas as válvulas.

Figura 21 - Modelos de elementos finitos utilizados nas análises a) Modelo ASME b) Modelo NORSOK



Fonte: Autoria própria (2023)

Para uma análise preliminar do modelo, foram avaliadas as estatísticas da malha e seus parâmetros de qualidade. Esses parâmetros indicam a regularidade dos elementos e fornecem uma estimativa qualitativa da convergência. A Tabela 3 apresenta as estatísticas da malha, juntamente com os valores mínimos, médios e máximos dos parâmetros de qualidade.

Tabela 3 - Parâmetros de qualidade de malha

Parâmetro	Modelo ASME				Modelo NORSOK				Alvo ¹
	Mín	Máx	Méd	σ	Mín	Máx	Méd	σ	
<i>Element Quality</i>	5E-4	1	0,82	0,12	2E-2	1	0,81	0,13	1
<i>Aspect Ratio</i>	1	2E5	2,7	327	1	371	2,2	1,7	1
<i>Warping</i>	0	0,33	8E-2	5E-2	0	0,32	5E-2	5E-2	0
<i>Orthogonal Quality</i>	3E-8	0,99	0,76	0,15	7E-6	0,99	0,75	0,15	1
<i>Jacobian</i>	-1	1	0,96	0,12	-1	1	0,96	0,14	-1 ou 1
<i>Max. Corner Angle</i>	62 °	179 °	97 °	13 °	64 °	176 °	98 °	14 °	90 °
Nós	559509				437829				
Elementos	342073				263175				

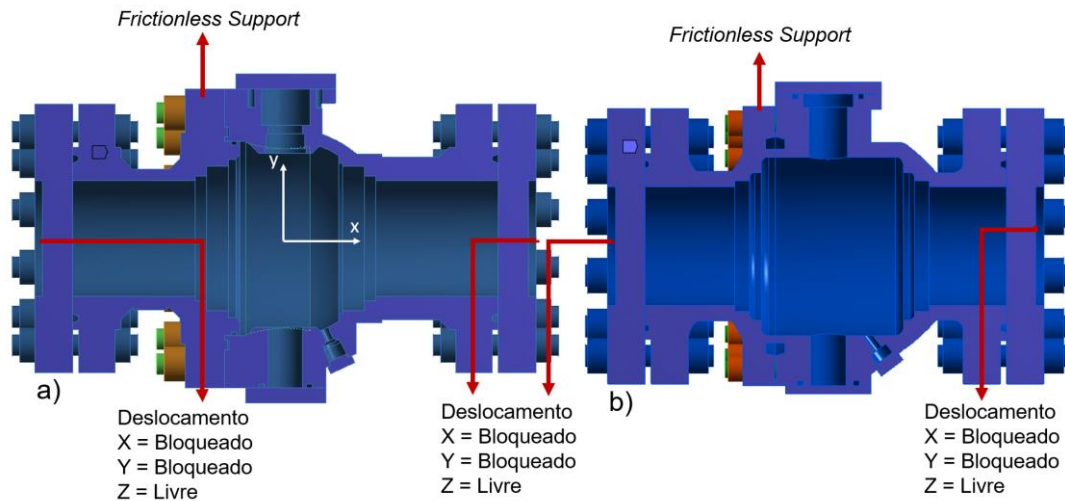
¹Fonte: Ansys (2017)

4.4.3 Condições de contorno

Para restringir o movimento, foram aplicadas condições de contorno que bloquearam diferentes graus de liberdade em ambas as análises, tanto nas lineares quanto nas não-lineares. A Figura 22 ilustra as restrições de bloqueio de deslocamento nos eixos x e y, o que representa a fixação na tubulação, enquanto o deslocamento

no eixo z permanece livre. Para restringir esse eixo, foi utilizada uma condição de suporte sem atrito no plano médio de corte da válvula.

Figura 22 - Condições de contorno essenciais a) Modelo ASME b) Modelo NORSOK

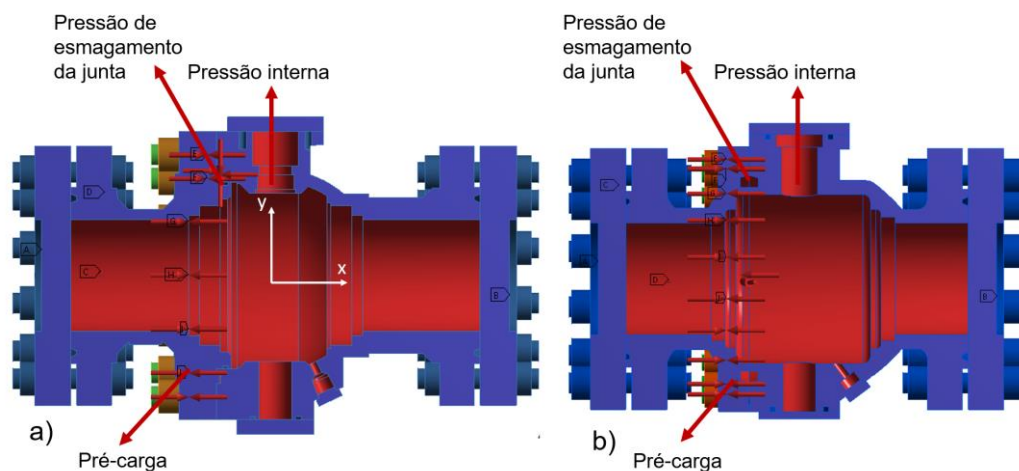


Fonte: Autoria própria (2023)

4.4.4 Carregamentos

A Figura 23 apresenta os carregamentos aplicados nos modelos analisados, incluindo a pressão interna, a pressão de esmagamento da junta, a pré-carga dos prisioneiros e a aceleração devido à gravidade para calcular o peso próprio do componente.

Figura 23 - Condições de contorno naturais a) Modelo ASME b) Modelo NORSOK



Fonte: Autoria própria (2023)

4.4.4.1 Cargas para análise linear

Para as análises lineares foram utilizados os valores constantes das cargas conforme demonstra a Tabela 4.

Tabela 4 - Carregamentos aplicados na análise linear

Carregamento	Modelo ASME B16.34	Modelo NORSOK L005
Pressão interna [MPa]	10,21	10,34
Pré-carga [kN]	184,61	147,00
Pressão na junta face superior [MPa]	27,60	13,42
Pressão na junta face inferior [MPa]	39,40	15,55
Pressão na junta face direita [MPa]	5,78	13,35
Pressão na junta face esquerda [MPa]	5,92	13,35

Fonte: Adaptado de ASME B16.34 (2020) e NORSOK L005 (2013)

A análise foi dividida em dois intervalos de tempo. No primeiro intervalo, a pré-carga foi aplicada em seu valor nominal, enquanto no segundo intervalo de tempo, a pré-carga foi mantida constante. Essa condição foi utilizada para representar o comportamento físico desse carregamento, que atua apenas no início da análise.

Conforme definido pela ASME VIII Divisão II (2019), algumas combinações de carregamentos devem ser consideradas. Neste caso, foram considerados como desprezíveis os efeitos da pressão gerada pelo peso do fluido, os efeitos de vento, neve e o momento gerado pelo fluxo dentro da tubulação. Isso ocorre porque seus valores são duas ordens de grandeza menores do que a pressão interna, tornando-os insignificantes para uma alteração significativa nos resultados.

4.4.4.2 Cargas para análise não-linear

Para realizar a análise com não linearidade, foi aplicada uma combinação de cargas conforme demonstra a Equação 24. Essa combinação foi dividida em 12 incrementos, com um mínimo de 10 iterações por incremento e um máximo de 25 iterações. A tensão resultante do esmagamento da junta foi mantida constante ao longo do tempo, enquanto a pré-carga, de maneira semelhante às cargas lineares, foi aplicada no primeiro intervalo de tempo e mantida bloqueada nos intervalos subsequentes.

$$CMB1 = \beta(P + P_s + D), \quad (24)$$

Onde β é um fator de majoração adotado para essa análise como 2,4 conforme indica a Tabela 4.1.3 da ASME VIII Divisão II [7], a parcela P é a pressão interna da linha, P_s são as cargas estáticas do fluido e D o peso próprio da válvula.

Para definir a análise com não linearidade, a pressão interna nas válvulas foi dividida em 30 incrementos, com um mínimo de 10 iterações por incremento e um máximo de 25 iterações. A tensão resultante do esmagamento da junta foi mantida constante ao longo do tempo, e a pré-carga foi aplicada no primeiro intervalo de tempo e bloqueada nos demais intervalos, refletindo assim o comportamento físico desse carregamento.

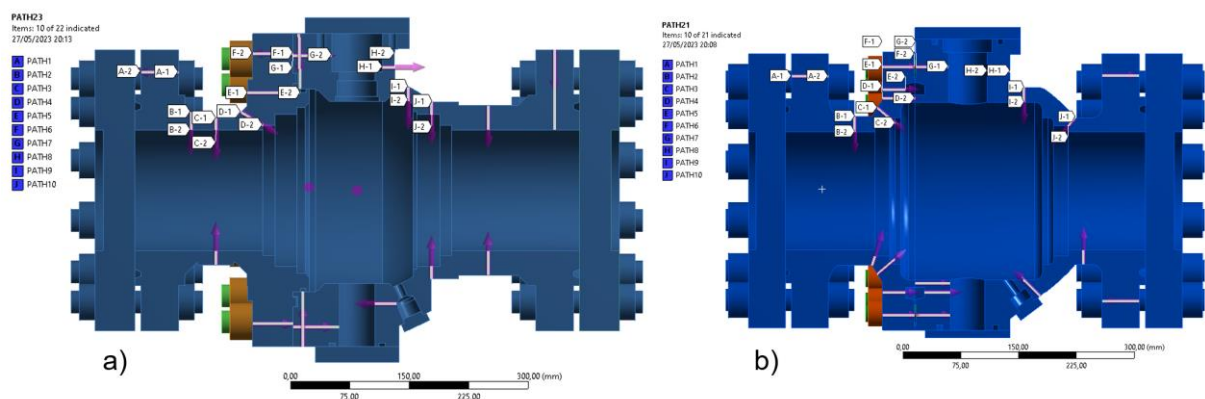
4.4.5 Análise pelo método das tensões elásticas

Esta análise foi realizada conforme procedimento descrito no item 5.2.2 do método por análise da ASME VIII Divisão II.

4.4.5.1 Linearização de tensões

Para representar de forma idealizada a variação real de tensão ao longo da espessura da parede da válvula, foi utilizada uma linearização de tensão com caminhos de carga aplicados nas regiões de interesse da análise. Isso permitiu a identificação de pontos com menor espessura e maior concentração de tensão. A Figura 24 mostra os caminhos de carga para ambos os modelos analisados, sendo 22 caminhos para o modelo "a" e 16 caminhos para o modelo "b".

Figura 24 - Caminhos de linearização de tensões a) Modelo ASME b) Modelo NORSOK



Fonte: Autoria própria (2023)

Para cada caminho de carga, foram obtidos os valores de tensão de membrana, tensão de flexão, membrana + flexão, tensão de pico e tensão total. Com

base nesses valores, foram realizadas avaliações dos critérios de aprovação/falha, conforme definido pela ASME VIII Divisão II (2019). Os critérios adotados estão apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Critérios de *pass* / *fail* para os modos de falha

Modo de Falha	Critério de <i>pass</i> / <i>fail</i>	Limite Admissível
Colapso estrutural	Tensão Primária de Membrana	S = mínimo ($S_y/1.5$; $S_{ut}/2,4$)
	Tensão Primária de Flexão	$S_{pl} = S_y$
Colapso incremental	Tensão Secundária (Membrana + flexão)	$S_{ps} = 2 S_y$
Fadiga	Tensão de Pico	Curva Anexo 5F*
Colapso estrutural	Tensão Total	S_y

Fonte: Adaptado de ASME (2019)

Além da avaliação dos critérios de aprovação/falha, foi calculada a margem de segurança para cada caminho de carga.

4.4.6 Análise pelo método das tensões elasto-plásticas

Para conduzir a análise não linear, a pressão interna na válvula foi dividida em 30 incrementos, com um mínimo de 10 iterações por incremento e um máximo de 25 iterações. A tensão resultante do esmagamento da junta foi mantida constante ao longo do tempo, enquanto a pré-carga, de maneira semelhante às cargas lineares, foi aplicada no primeiro intervalo de tempo e mantida constante nos intervalos subsequentes.

Dessa forma, para realizar a análise, foi empregado um método iterativo, utilizando o procedimento de solução *Newton-Raphson* modificado. A escolha desse método se deve ao fato de que a matriz Jacobiana, que representa as derivadas parciais do sistema de equações em relação às variáveis do sistema, tem apenas sua diagonal principal invertida em cada iteração. Isso reduz o custo computacional da análise (ALVES FILHO, 2013).

Quanto ao critério de convergência, foi utilizado um método baseado na força, com uma tolerância definida em 1% para considerar a convergência, tendo um valor mínimo de referência de 0,01 N. Dessa forma, se ocorrer uma instabilidade estrutural devido ao desequilíbrio no sistema de equações, ela será identificada pela não convergência do modelo numérico.

4.4.7 Análise contra falhas locais pelo método das deformações localizadas

Após a análise realizada no regime elasto-plástico, foram obtidas as tensões principais (σ_1 , σ_2 e σ_3), juntamente com a tensão equivalente de Von-Mises (σ_e) e a deformação equivalente (ε_{peq}), para as condições de carregamento definidas anteriormente. Com esses resultados, foram avaliadas deformações localizadas de acordo com o item 5.3.3 da ASME VIII Divisão II. Para determinar um critério de resistência do tipo aprovação/falha, a norma define uma deformação limite localizada conforme a Equação 25.

$$\varepsilon_L = \varepsilon_{Lu} * \exp \left[- \left(\frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right) \right] \left[\left(\frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3\sigma_e} \right) - \frac{1}{3} \right] \quad (25)$$

Os parâmetros m_2 , α_{sl} e ε_{Lu} são definidos na Tabela 5.7 da norma para diferentes tipos de materiais.

Como critério de aprovação/falha, estabelece-se que a soma da deformação plástica equivalente (ε_{peq}) com as deformações provenientes do processo de fabricação (ε_{cf}) deve ser menor ou igual à deformação limite localizada, como demonstra a Equação 26.

$$\varepsilon_{peq} + \varepsilon_{cf} \leq \varepsilon_L \quad (26)$$

Sendo esse critério atingido, o componente analisado está em conformidade com a ASME VIII Divisão II pelo critério das deformações localizadas.

Como consideração de projeto, foram desprezadas as deformações devido ao processo de fabricação. Com isso o critério de aprovação/falha segue a Equação 27.

$$\varepsilon_L - \varepsilon_{peq} \geq 0 \quad (27)$$

Além dessa avaliação por diferença de deformações atuantes e limites, foi verificado o índice de dano por deformação localizada. Neste procedimento, o caminho de carga foi dividido em 58 incrementos de carga contando *step* e *substep*. Com isso, as tensões principais, σ_1, σ_2 e σ_3 , a tensão equivalente, $\Delta\sigma_k$, e a variação na deformação plástica equivalente em relação ao incremento de carga anterior, $\Delta\varepsilon_{peqk}$, são calculadas para cada incremento de carga. O limite de deformação para o k-ésimo incremento de carga, ε_{Lk} , é calculado usando a Equação 25. O dano limite de deformação para cada incremento de carga é calculado usando a Equação 28 e

avaliado pelo critério da Equação 29, desconsiderando efeitos de deformação por conformação.

$$De_k = \frac{\Delta \varepsilon_{peqk}}{\varepsilon_{Lk}}, \quad (28)$$

$$\sum_{k=1}^M De_k \leq 1, \quad (29)$$

5 RESULTADOS

5.1 Dimensionamento conforme as normas aplicáveis

Os prisioneiros da conexão corpo e tampa foram dimensionados conforme a ASME B16.34 (2020), obtendo os valores apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Dados dos prisioneiros

Dados	Valor
Número de prisioneiros	14
Bitola dos prisioneiros	1 1/8 - UNC
Área da seção resistente [mm ²]	510,16
Tensão admissível do prisioneiro a 38 °C [MPa]	137,90

Fonte: Autoria própria (2023)

A junta utilizada para o selamento é do tipo espiralada, AISI 316 com grafite. Os dados dessa junta, como também os dados referentes as áreas efetivas sujeitas a tração nos prisioneiros e requerida pela ASME B16.34 (2020) são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Dados da junta

Dados	Valor
Material	Espiralada AISI 316 + grafite
Espessura da junta [mm]	3,2
Largura de contato da junta [mm]	13
Diâmetro externo de contato da junta [mm]	295
Fator da junta	3
Pressão mínima de esmagamento [MPa]	69
Área efetiva da junta [mm ²]	68349,28
Área mínima requerida pela ASME B16.34 [mm ²]	5858,67
Área total efetiva sujeita a tração do prisioneiro [mm ²]	7135,47

Fonte: Autoria própria (2023)

Também é importante observar que a área mínima requerida pela ASME B16.34 (2020) está abaixo do valor limite de 7000, conforme definido por essa norma. Além do critério de resistência avaliado pela ASME B16.34 (2020), Veiga (2019) recomenda a obtenção da força de aperto mínima necessária nos estojos, conforme a ASME VIII Divisão II (2020). Os dados de dimensionamento de acordo com a ASME VIII Divisão II (2020) são apresentados na Tabela 8 para as temperaturas mínima, intermediária e máxima.

Os dados de torque e pré-carga, conforme a API 6D (2021) definida pela API 6A (2019), são apresentados na Tabela 9. O torque de aperto é determinado com base na tensão de escoamento do material do prisioneiro. Para materiais como ASTM A193 Gr. B7, B16, B8M Cl. 2, ISO 3506 A2-70 e ISO 898 Cl. 8.8, o torque é limitado a 50%

da tensão de escoamento, enquanto para o material ASTM A193 Gr. B8M Cl. 1, o limite é de 90%.

Tabela 8 - Dados do dimensionamento conforme as normas aplicáveis

Dados	Valor
Temperatura mínima de análise [°C]	-29
Temperatura intermediária de análise [°C]	38
Temperatura máxima de análise [°C]	150
Largura básica de assentamento da junta [mm]	6,50
Largura efetiva de contato da junta [mm]	6,42
Diâmetro no ponto de aplicação da resultante de reação na junta [mm]	282,15
Carga de projeto em operação na temperatura mínima [N]	986915,64
Carga de projeto em operação na temperatura intermediária [N]	986915,64
Carga de projeto em operação na temperatura máxima [N]	871888,25
Carga mínima de esmagamento na junta [N]	392937,89
Área mínima requerida em operação para temperatura mínima [mm ²]	5737,88
Área mínima requerida em operação para temperatura intermediária [mm ²]	5737,88
Área mínima requerida em operação para temperatura máxima [mm ²]	5069,12
Área real do prisioneiro na raiz da rosca [mm ²]	6801,87
Carga de projeto na condição de esmagamento da junta [N]	1078418,41

Fonte: Autoria própria (2023)

Tabela 9 - Dados referente ao torque e pré-carga

Dados	Valor
Diâmetro nominal do prisioneiro [mm]	28,58
Diâmetro primitivo [mm]	26,51
Passo da rosca [mm]	3,18
Coefficiente de atrito	0,19
Chanfro interno de porca [mm]	3,175
Área da seção transversal [mm ²]	509,97
Pré-carga por prisioneiro [N]	184608,53
Diâmetro do sextavado da porca [mm]	2584519,36
Torque nominal de aperto nos prisioneiros resistentes [Nm]	1320,0
Torque máximo de aperto nos prisioneiros resistentes [Nm]	1452,0
Torque mínimo de aperto nos prisioneiros resistentes [Nm]	1188,0
Carga devido à pressão do teste hidrostático [N]	1046769,1
Carga de projeto na condição de operação [N]	986915,6
Carga mínima de esmagamento da junta [N]	392937,9
Força necessária para cada fixador [N]	74769,2
Torque de aperto nos prisioneiros atuantes [Nm]	534,0
Torque de aperto nos prisioneiros atuante máximo [Nm]	588,0
Fator de segurança para os prisioneiros (Fs)	2,46
Margem de segurança dos prisioneiros quanto ao escoamento (Ms)	80%

Fonte: Autoria própria (2023)

A Tabela 10 demonstra o status dos critérios avaliados pelo dimensionamento conforme as normas aplicáveis.

Com o atendimento dos critérios estabelecidos pelas normas aplicáveis, o conjunto corpo e tampa da válvula apresentou uma massa de 184,022 kg e as dimensões indicadas no Anexo A.

Tabela 10 - Critérios de resistência para os prisioneiros

Critério	Status
Área Total Efetiva Sujeita à Tração do Prisioneiro \geq Área Mínima Requerida (ASME B16.34)	APROVADO
Área Real do Prisioneiro na Raiz da Rosca \geq Área Total Mínima Requerida na Condição de Operação (ASME VIII Divisão II)	APROVADO
Torque conforme pressão interna ou força para esmagamento da junta \leq Resistência do Fixador (API 6A indicado por API 6D)	APROVADO

Fonte: Aatoria própria (2023)

5.2 Dimensionamento conforme a norma Norsok L005

Os prisioneiros da conexão corpo e tampa foram dimensionados conforme a Norsok L005 (2013), obtendo os valores apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados dos prisioneiros conforme a Norsok L005

Dados	Valor
Número de prisioneiros	20
Bitola dos prisioneiros	7/8 - UNC
Área da seção resistente [mm ²]	385,50
Tensão admissível do prisioneiro [MPa]	98,25

Fonte: Aatoria própria (2023)

A Tabela 12 indica os dados referentes a resistência do flange de conexão corpo e tampa dimensionados pela Norsok L005.

Tabela 12 - Dados do dimensionamento conforme a Norsok L005

Dados	Valor
Capacidade axial do flange sem a pré-carga [N]	464560,00
Capacidade total dos prisioneiros [N]	3894336,00
Capacidade axial do flange considerando a pré-carga [N]	691434,80
Carga resistente de efeito tampa no anel de vedação [N]	620510,80
Resultante externa da força axial e momento fletor atuante na tubulação [N]	0,00
Índice de capacidade do flange (ψ)	0,897
Fator de segurança para os prisioneiros (F_s)	3,66
Margem de segurança dos prisioneiros quanto ao escoamento (M_s)	86,36

Fonte: Aatoria própria (2023)

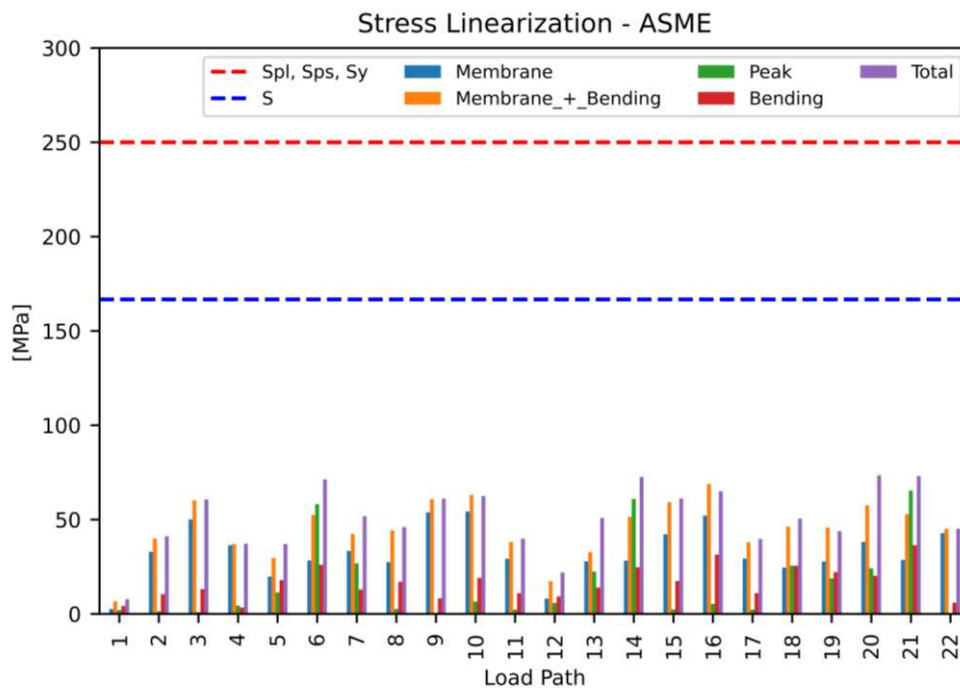
Com o atendimento dos critérios estabelecidos pelas Norsok L005 (2013), o conjunto corpo e tampa da válvula apresentou uma massa de 136,820 kg e as dimensões indicadas no Apêndice B.

5.3 Análise pelo método das tensões elásticas

Os Apêndices C e D demonstram respectivamente para o modelo ASME e NORSOK os valores de tensões linearizadas para cada caminho de carga, o critério de aprovação / falha e sua respectiva margem de segurança.

As figuras 25 e 26 apresentam os resultados obtidos com a análise de tensões elásticas, condensando os valores de tensão de membrana, flexão, membrana + flexão, pico e a tensão total, além dos limites S ($S_y/1.5$) e Spl e Sps (S_y).

Figura 25 - Análise de tensões elásticas modelo ASME B16-34



Fonte: Autoria própria (2023)

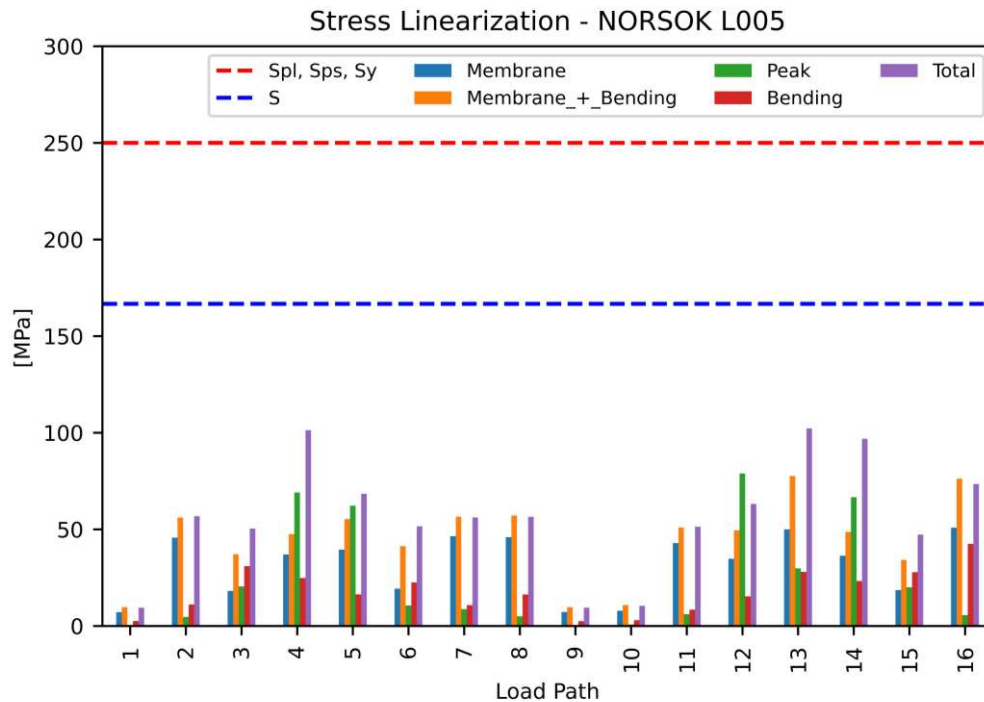
Os valores máximos, mínimos e médios para cada categoria de tensão analisada, em ambos os modelos, são apresentados nas tabelas 13 e 14.

Tabela 13 - Tensões linearizadas para o modelo ASME

Valor	Pico [MPa]	Membrana + Flexão [MPa]	Membrana [MPa]	Flexão [MPa]	Total [MPa]
Máximo	65.4	68.8	54.2	36.3	73.4
Mínimo	0.3	6.7	2.6	3.3	7.8
Médio	15.9	45.0	32.6	16.4	50.6

Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 26 - Análise de tensões elásticas modelo NORSOK L005



Fonte: Autoria própria (2023)

Tabela 14 - Tensões linearizadas para o modelo NORSOK

Valor	Pico [MPa]	Membrana + Flexão [MPa]	Membrana [MPa]	Flexão [MPa]	Total [MPa]
Máximo	78.9	77.5	50.8	42.4	102.3
Mínimo	0.5	9.7	7.1	2.5	9.4
Médio	24.3	44.9	31.7	17.9	56.6

Fonte: Autoria própria (2023)

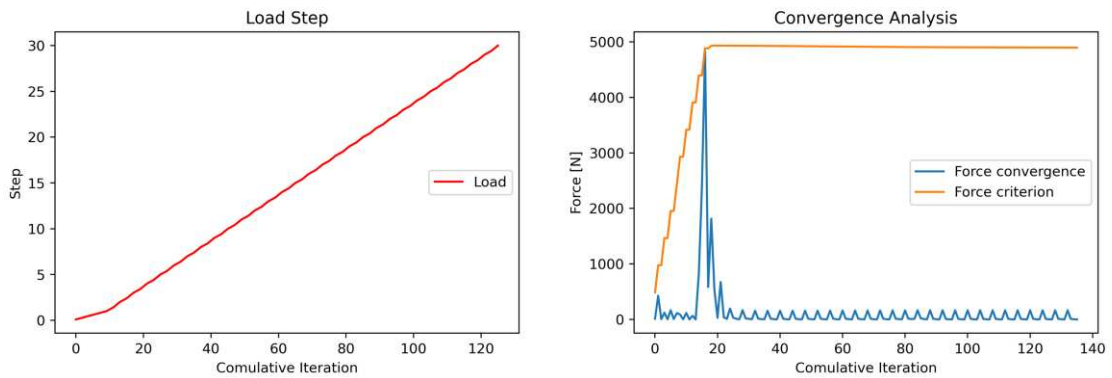
Como verificado nas figuras 25 e 26 e nas tabelas 13 e 14, todas as tensões linearizadas avaliadas nas válvulas ficaram abaixo dos limites estabelecidos pela ASME VIII Div II.

5.4 Análise pelo método das tensões elasto-plásticas

Após definir as condições de análise na etapa de pré-processamento, o processamento foi realizado utilizando o solver ANSYS MAPDL 2022 R2. Como resultado da análise, foram obtidos gráficos de *load step*, que mostram a quantidade de iterações em relação ao número de subdivisões do carregamento total. Além disso, foram gerados gráficos de *force convergence* e *force criterion*. Ambos os gráficos

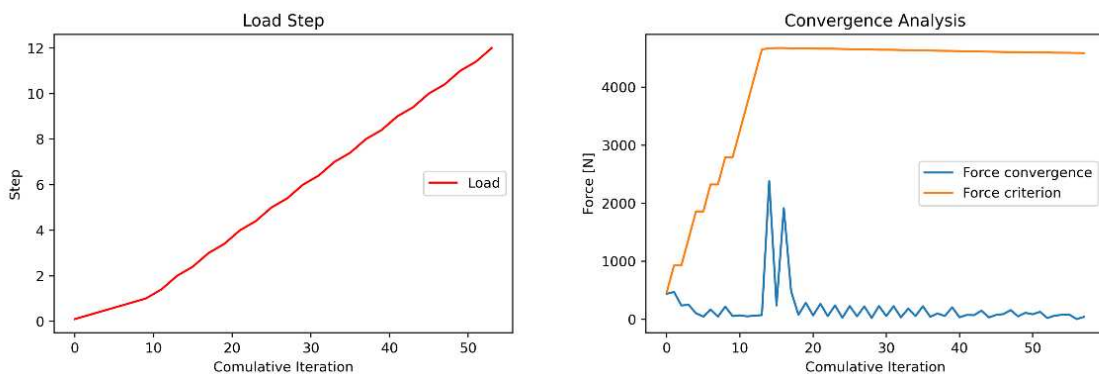
foram obtidos por meio de uma análise dos dados dos outputs do software e estão apresentados na Figura 27a e 27b para o modelo ASME, e nas figuras 28a e 28b para o modelo NORSOK.

Figura 27 - a) load step b) Force convergence e force criterion modelo ASME



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 28 - a) load step b) Force convergence e force criterion modelo NORSOK L005

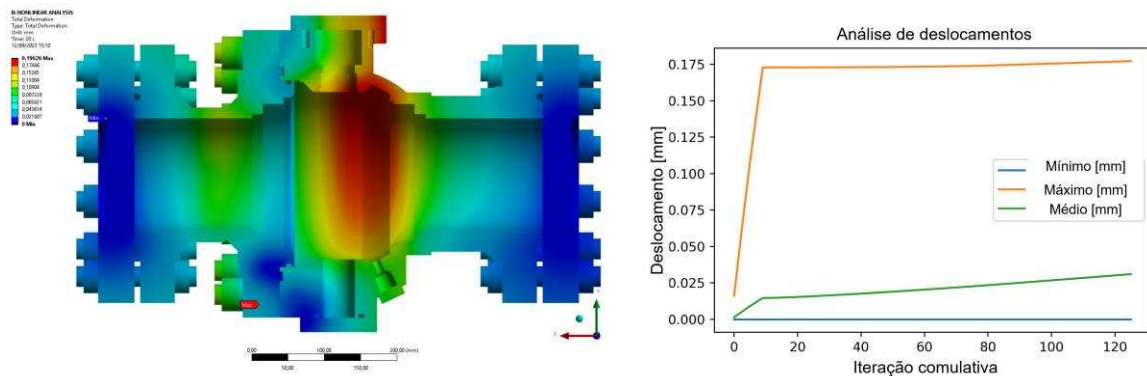


Fonte: Autoria própria (2023)

Nos gráficos de *force convergence* mensura a diferença entre as forças calculadas em iterações consecutivas e verifica se essa diferença está abaixo do limite pré-estabelecido. Quando a diferença das forças entre iterações consecutivas é menor que esse limite, considera-se que a solução convergiu.

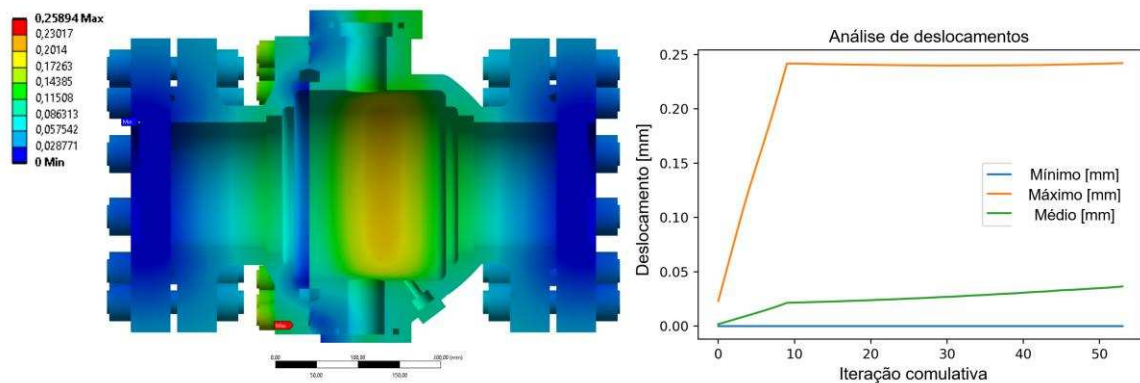
As figuras 29a e 30a demonstram o diagrama de deslocamentos na geometria através de um mapa de cores da deformação total, enquanto as figuras 29b e 30b exibem o gráfico das deformações mínimas, máximas e médias em função das iterações.

Figura 29 – Deslocamentos modelo ASME a) Mapa de cores b) Deformações X iterações



Fonte: Autoria própria (2023)

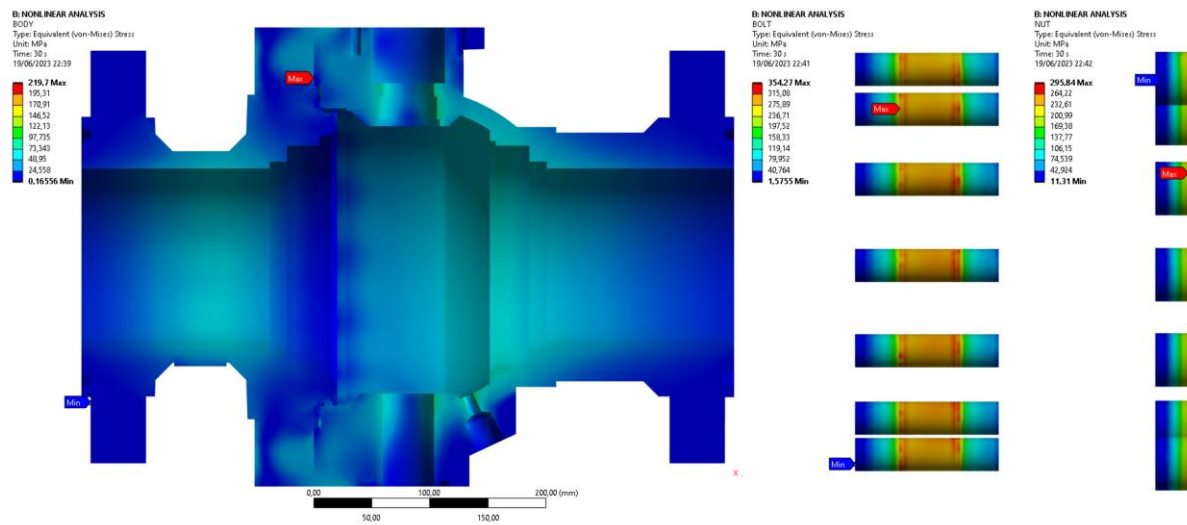
Figura 30 - Deslocamentos globais modelo NORSEK L005 a) Mapa de cores b) Deformações por iterações



Fonte: Autoria própria (2023)

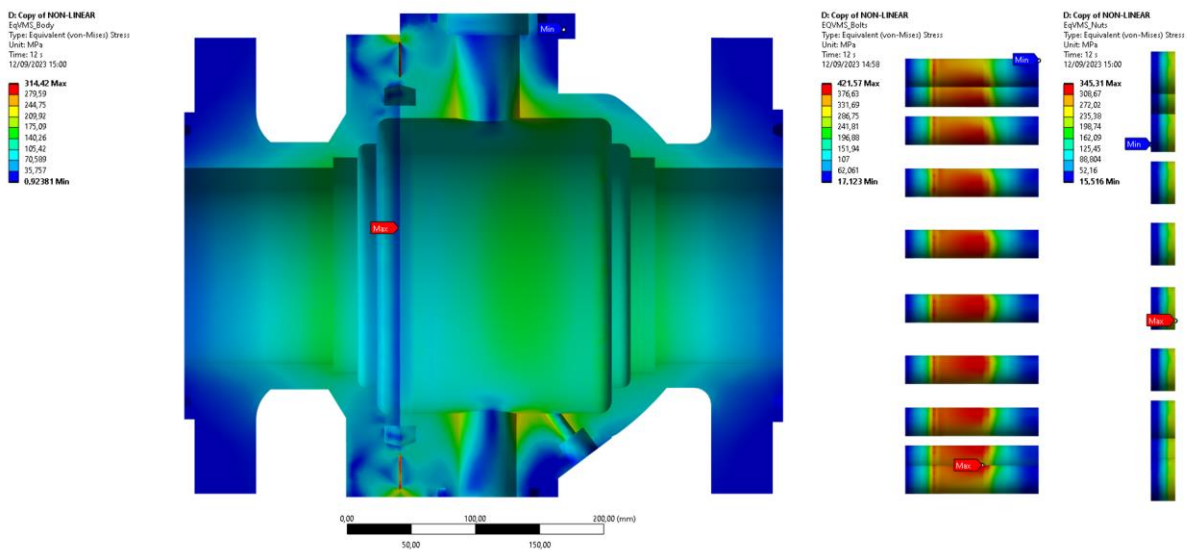
Por sua vez, as figuras 31 e 32 apresentam a distribuição das tensões equivalentes de Von Mises para o corpo, tampa, prisioneiros e porcas que compõem a estrutura base da válvula. Isso permite uma avaliação separada da distribuição de tensões e, assim, realizar comparações com os diferentes tipos de materiais utilizados, os quais possuem limites de escoamento pré-estabelecidos. Essa métrica é calculada a partir das componentes das tensões principais, obtidas por métodos como o tensor de tensões de Cauchy, e representa a capacidade de um material suportar cargas e identificar os pontos críticos onde falhas ou deformações excessivas podem ocorrer.

Figura 31 - Tensões equivalentes de Von Mises para o modelo ASME a) corpo e tampa b) prisioneiros c) porcas



Fonte: Autoria própria (2023)

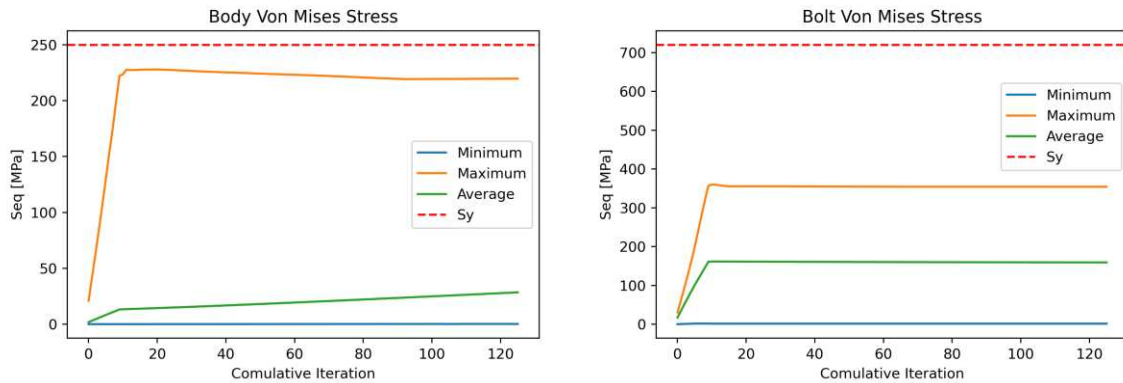
Figura 32 - Tensões equivalentes de Von Mises para o modelo NORSOK L005 a) corpo e tampa b) prisioneiros c) porcas



Fonte: Autoria própria (2023)

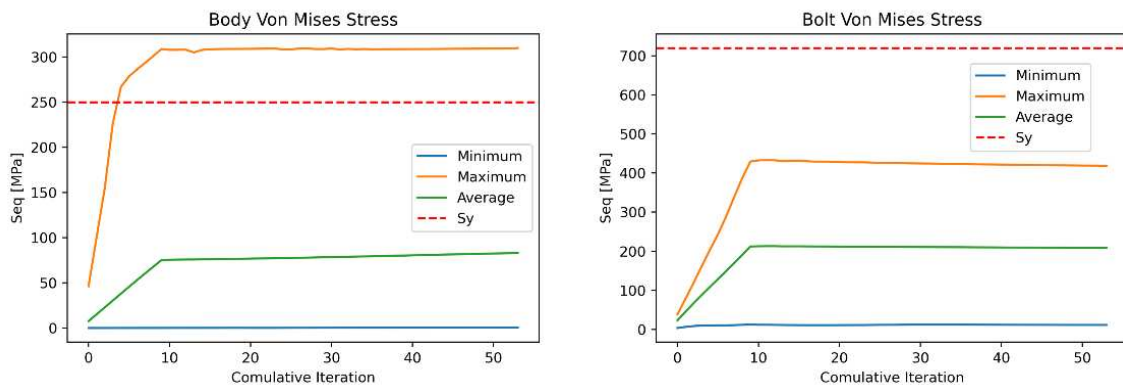
As figuras 33 e 34 mostram o comportamento das tensões equivalentes de Von-Mises, mínimas, máximas e médias. Observa-se um aumento gradual das tensões até a convergência em um certo número de iterações, com estabilidade subsequente.

Figura 33 - Tensões equivalentes de Von Mises mínimas, máximas e médias para o modelo ASME B16.34. a) Corpo e tampa b) Prisoneiros



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 34 - Tensões equivalentes de Von Mises mínimas, máximas e médias para o modelo NORSOK L005. a) Corpo e tampa b) Prisoneiros



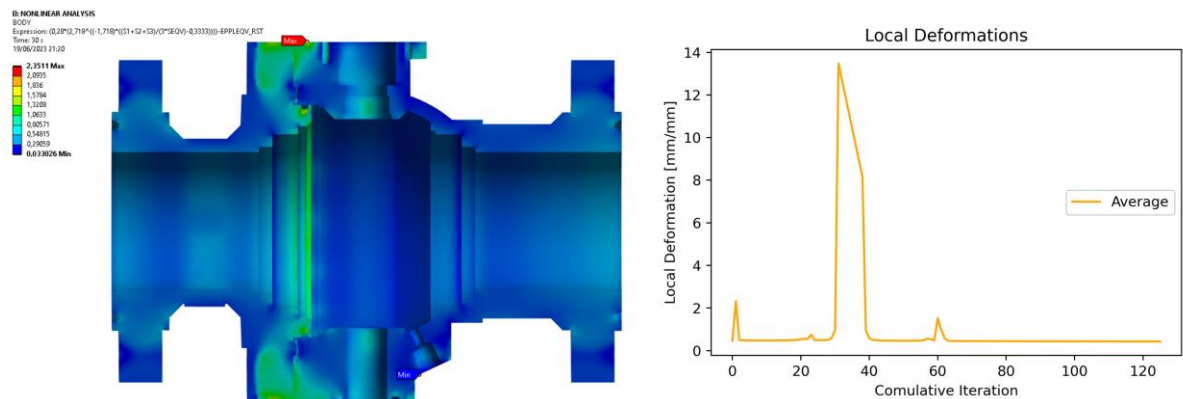
Fonte: Autoria própria (2023)

Vale salientar que a análise elasto-plástica avalia a convergência dos resultados e não uma comparação direta com o limite de escoamento do material, como é feito em uma análise elástica, uma vez que o modelo de material elasto-plástico é aplicado e a análise busca pela estabilidade da estrutura conforme a ação das combinações de carregamento.

5.5 Análise contra falhas locais pelo método das deformações localizadas

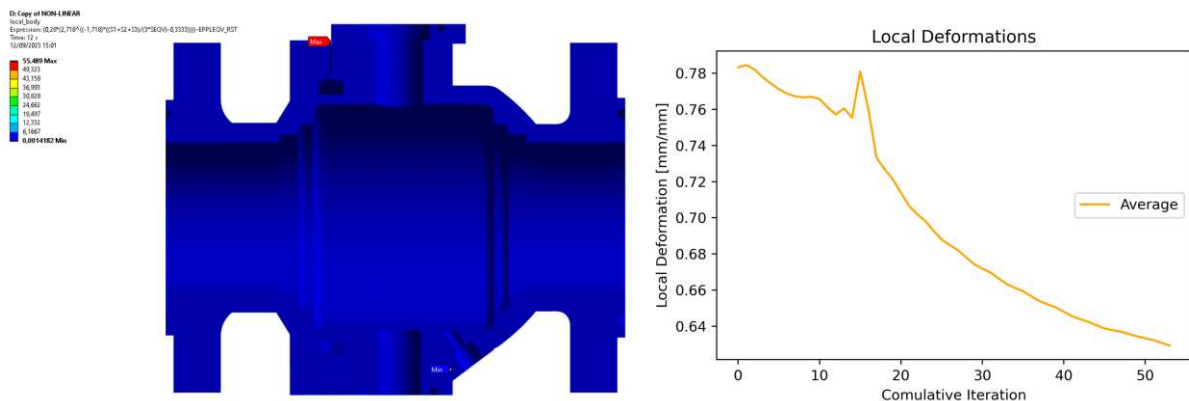
As figuras 35 e 36 apresentam, respectivamente, para os modelos ASME B16-34 (2020) e NORSOK L005 (2013), a plotagem do critério definido na Equação 27, juntamente com o gráfico que demonstra a subtração da deformação plástica equivalente da deformação limite localizada.

Figura 35 - Deformações locais para o modelo ASME B16-34



Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 36 - Deformações locais para o modelo NORSOK L005



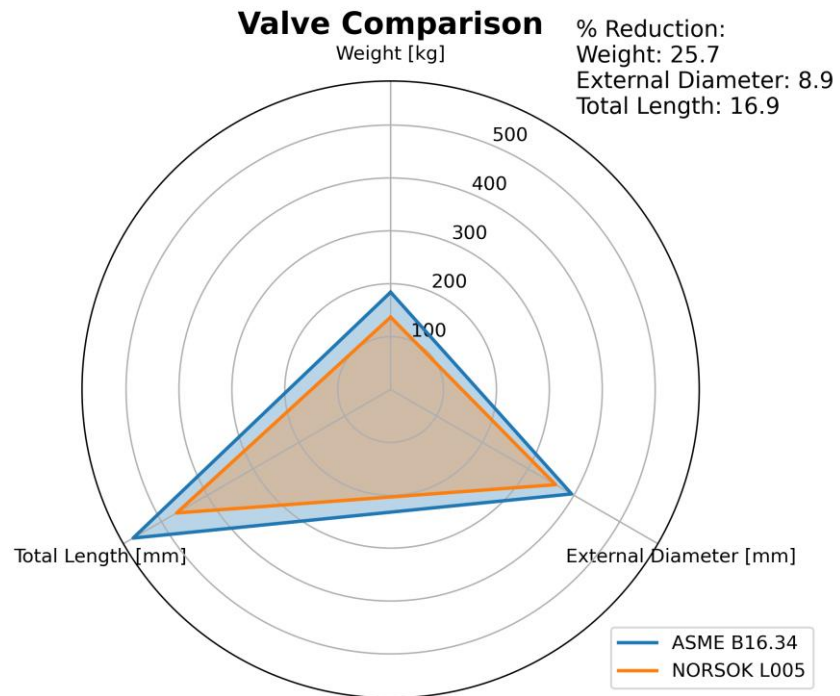
Fonte: Autoria própria (2023)

Ao avaliar o critério proposto na Equação 27, verifica-se que em todos os pontos os valores são positivos, atendendo, assim, à condição de que não haverá deformações localizadas maiores do que a deformação limite proposta pela ASME VIII Divisão II (2019). Também foi avaliado o índice de dano conforme a Equação 28, resultando em um valor de 0,048 para o modelo NORSOK L005 (2013) de 0,00064 para o modelo ASME B16-34 (2020), sendo assim aprovado pelo critério da Equação 29.

5.6 Análise comparativa entre os modelos

O gráfico da Figura 37 apresenta a comparação entre os modelos de válvula dimensionados pelas normas aplicáveis e pela norma alternativa NORSOK L005. Foram avaliados critérios de peso, comprimento total do equipamento e diâmetro externo do flange de conexão, corpo e tampa.

Figura 37 - Análise comparativa dos modelos de válvulas dimensionadas



Fonte: Autoria própria (2023)

É possível notar graficamente que a válvula dimensionada pela norma NORSOK L005 apresenta geometria mais compacta, com uma redução percentual de 25,7% em consumo de massa, 8,9% no diâmetro externo do flange de conexão corpo e tampa, além de uma redução de 16,9% no comprimento total do equipamento.

6 CONCLUSÕES

Com base no dimensionamento de acordo com os requisitos normativos, foi possível obter uma geometria inicial para o projeto de análise utilizando a metodologia proposta pela ASME VIII Divisão II. Com a definição da geometria, materiais e condições de contorno, criou-se um modelo de elementos finitos para realizar duas análises distintas.

A primeira análise consistiu em uma simplificação linear elástica utilizando o método de linearização de tensões. As margens de segurança obtidas ficaram dentro dos limites aceitáveis propostos pela ASME VIII Divisão II. Em seguida, realizou-se uma análise elasto-plástica considerando o comportamento dos materiais conforme o Anexo 3-D da norma ASME VIII Divisão II e dados da ASME II Parte D.

Por meio dessa análise incremental e iterativa, foi possível obter o comportamento similar ao real da estrutura, verificando a convergência e analisando deformações e tensões, que permaneceram dentro dos limites de segurança estabelecidos. Por fim, por meio de uma análise elasto-plástica de deformações, foi possível verificar o comportamento localizado da estrutura, validando sua resistência contra o modo de falha de colapso por deformações plásticas localizadas.

Ao avaliar os resultados obtidos, foi verificado que o projeto atende aos objetivos iniciais, incluindo os requisitos das normas ASME B16.34 (2020), API 6D (2021) e ABNT NBR 15827 (2022), para o modelo das normas aplicáveis, e requisitos de utilização da norma Norsok L005 (2013) para o modelo dimensionado por essa norma alternativa. Além disso, o projeto foi validado por meio de análise numérica utilizando o método de *design by analysis* proposto pela ASME VIII Divisão II (2019). Portanto, o projeto atende aos requisitos técnicos de resistência contra o colapso plástico e falhas localizadas.

Ao fim, visto que ambos os modelos atendem aos requisitos de resistência para uma operação requisitada de um fluxo de 6" e classe 600, realizou-se uma análise comparativa em redução de massa e dimensões entre as válvulas. Com isso, foi obtida uma redução percentual de 25,7% em peso, 8,9% no diâmetro externo e 16,9% no comprimento total, do modelo Norsok L005 (2013) em relação ao modelo dimensionado pelas normas aplicáveis. Essa redução é benéfica para a competitividade da indústria no setor petrolífero, visto que há uma redução no custo com matéria-prima e aumento do valor agregado do produto, uma vez que produtos

compactos, leves, seguros e confiáveis são cada vez mais visados em plantas industriais.

Vale salientar que, além das análises realizadas, uma verificação de carga cíclica contra falha por fadiga pode ser considerada para trabalhos futuros, assim como uma análise de viabilidade financeira, analisando os custos atrelados à produção de cada modelo de válvula e seu impacto na lucratividade da empresa. Outro ponto a ser considerado é que, no momento da realização desse estudo, a norma NORSOK L005 não é aplicável internacionalmente para dimensionamento de flanges entre corpo e tampa, deixando o trabalho com um caráter de produção científica e tecnológica, visando uma futura aplicação no setor industrial.

REFERÊNCIAS

- ACI. **PTFE HIGH-PERFORMANCE BUTTERFLY VALVE SERIES**. 2020. Disponível em: <https://bitlybr.com/ZfjVD> Acesso em: 28 nov. 2022.
- AGOSTINHO, Santo. **Sobre o Livre-arbítrio**. Hipona: Ecclesiae, 387DC.
- ANSYS. **ANSYS Meshing User's Guide**. Canonsburg: Ansys, 2017. 484 p.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 598** - 2016: Testing Standards: Valve Leakage & Ratings. Us: Api, 2016.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API SPECIFICATION 6A**: Wellhead and Tree Equipment. 21 ed. Eua: Api, 2019.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API SPECIFICATION 6D**: Specification for Pipeline and Piping Valves. Us: Api, 2021. 108 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15827**: Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo - Requisitos de projeto e ensaio de protótipo. 6 ed. São Paulo: Abnt, 2022.
- ALVES FILHO, Avelino, 1951- Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE / Avelino Alves Filho. – 6. Ed. – São Paulo: Érica, 2013.
- ALVES FILHO, Avelino, 1951- Elementos Finitos: **A Base da Tecnologia CAE: Análise não linear** / Avelino Alves Filho. – 6. Ed. – São Paulo: Érica, 2012.
- AZ. Plug valves and special valves. 2020. Disponível em: <https://bitlybr.com/hzQoQ>. Acesso em: 19 nov. 2022.
- BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite Element Procedures**. 2. ed. United States of America: Prentice Hall, 2014. 1037 p.
- CITYCON. **Válvulas**. 2019. Disponível em: <https://bitlybr.com/znMuo>. Acesso em: 28 nov. 2022.
- COMFLUX. Válvulas e Conexões. 2021. Disponível em: <https://bitlybr.com/aoagR>. Acesso em: 19 nov. 2022.
- D. Mackenzie, J. Shi, J.T. Boyle, **Finite element modelling for limit analysis by the elastic compensation method**, Computers & Structures, Volume 51, Issue 4, 1994, Pages 403-410, ISSN 0045-7949
- ECOM. **Setor de óleo e gás**. 2020. Disponível em: bit.ly/3gHI8MB. Acesso em: 25out. 2022.
- EUROPEAN STANDARD. CSN EN 12516-1+A1: Large Diameter Steel Flanges: NPS 26 through NPS 60, Metric/Inch Standard. Ue: EN, 2018. 248 p.

EUROPEAN STANDARD. EN 13445-3:2021: Unfired pressure vessels - Part 3: Design. Ue: En, 2021. 248 p.

EUROSUL. **Válvula Gaveta Modelo 600**. 2018. Disponível em: <https://bitlybr.com/bLDmJ> Acesso em: 25 out. 2022.

FEBRATEX. **Válvulas de Bloqueio**. 2020. Disponível em: <https://marketplace.febratex.com.br/valvulas-de-bloqueio>. Acesso em: 31 out. 2022.

FERGO. Check Valves. 2020. Disponível em: <https://bitlybr.com/tXmvK>. Acesso em: 31 dez. 2022.

JEFFERSON. **Válvulas de Esfera**. 2020. Disponível em: bit.ly/3N4w0QO. Acesso em: 25 out. 2022.

JEFFERSON. **Válvula de Retenção Portinhola**. 2021. Disponível em: <https://bitlybr.com/nsPjR>. Acesso em: 31 out. 2022.

KOS. **Ball valves**. 2014. Disponível em: <https://bit.ly/3N83H3U>. Acesso em: 25 out. 2022.

LASSESEN, Sjur; ERIKSEN, Tor; TELLER, Finn. NORSOK L-005 — Compact Flanged Connections (CFC): the new flange standard. **Analysis Of Bolted Joints**, jan. 2002. ASMEDC. <http://dx.doi.org/10.1115/pvp2002-1097>.

LOGAN, Daryl L. **A First Course in the Finite Element Method**. 4. ed. Plateville: Thomson, 2007.

MATHIAS, Artur Cardozo. **Válvulas: Industriais, Segurança e Controle**. 2. ed. Serra: Artliber, 2014.

MATWEB. 2023. Disponível em: <https://www.matweb.com>. Acesso em: 05 mar. 2023

MORAES, Osvaldo. **Válvulas Industriais**. Rio de Janeiro: Petrobras, 2005.

NESBITT, Brian. **Handbook of Valves and Actuators**: valves manual international. London: Elsevier Science & Technology Books, 2007. 540 p.

NORSOK. **NORSOK L005**: Compact flanged connections. 3 ed. Lysaker: Norsok, 2013.

NORWAY, Standards. **NORSOK standards**. 2022. Disponível em: <https://bitlybr.com/ekLgR>. Acesso em: 25 out. 2022.

NTGD. **Products**. 2019. Disponível em: <https://bitlybr.com/FkFfV>. Acesso em: 19 nov. 2022.

PAM - SAINT GOBAIN. **Flanges: Dimensão e furação**. 2020. Disponível em: <https://bitlybr.com/sLhvn>. Acesso em: 19 nov. 2022.

PETROBRAS / ABIMAQ, 2013. Encontro com fabricantes de válvulas. São Paulo.

ROSSETTO, Diego Rizzotto. **Avaliação da integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera *trunnion* e/ou gaveta utilizadas nas instalações de petróleo.** 2016. 177 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

SIPEC. **Válvula de alívio de pressão tipo diafragma.** 2019. Disponível em: <https://bitlybr.com/OlrRi>. Acesso em: 31 out. 2022.

SKOUSEN, Philip L. **Valve Handbook.** 3. ed. Utah: McGraw-Hill Professional Publishing, 2011.

SOTOODEH, Karan. **A practical guide to piping and valves for the oil and gas industry.** Oslo: Gulf Professional Publishing, 2021. 968 p.

SOTOODEH, Karan. **Subsea valves and actuators for the oil and gas industry.** Oslo: Gulf Professional Publishing, 2021. 611 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. B1.13M - 2005(R2020): Metric Screw Threads: M Profile. Us: Asme, 2006. 248 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.34:** Valves-Flanged, Threaded, and Welding End. Eua: Asme, 2020. 228 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **B16.47** - 2020: Large Diameter Steel Flanges: NPS 26 through NPS 60, Metric/Inch Standard. Us: Asme, 2021. 248 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.5** - 2020: Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24, Metric/Inch Standard. Us: Asme, 2020. 248 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME BPVC-VIII-2:** BPVC Section VIII-Rules for Construction of Pressure Vessels Division 2-Alternative Rules. Eua: Asme, 2019. 872 p.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. BPVC.II.D.C - 2023: BPVC Section II-Materials-Part D-Properties-(Customary). Us: Asme, 2023. 1496 p.

TP. TPC Compact Flange: working principle. 2022. Disponível em: <https://bit.ly/3glOytw>. Acesso em: 25 out. 2022.

UNIVERSITY OF STRATHCLYDE. Introduction to PV Design by Analysis. Disponível em: <https://bitlybr.com/raPer>. Acesso em: 14 set. 2023.

VALMICRO. Linha 834 - DN 15 a DN 50 PP. 2020. Disponível em: <https://bitlybr.com/xbMOr>. Acesso em: 26 nov. 2022.

VEIGA, José Carlos. **Juntas Industriais**. 8. ed. Rio de Janeiro: Teadit Industria e Comércio, 2019. 283 p.

**APÊNDICE A - PROCEDIMENTO DE CÁLCULO PARA DIMENSIONAMENTO DOS
FLANGES CONFORME A NORSOK L005**

i. Capacidade axial do flange

$$F_f = \frac{W_f}{e} \quad (\text{A1})$$

ii. Capacidade axial do flange considerando a pré-carga

$$F_{jP} = \frac{W_f}{e_p} + F_{cB} \times \frac{e_B}{e_p} \quad (\text{A2})$$

iii. Capacidade de momento plástico do flange

$$W_f = \frac{\pi}{4} \times f_y \times \left[2 \times b \times Hw3^2 + 2.2 \times c_s \times Hw3 \times t \times \sqrt{d_p \times t + c_m \times d_p \times t^2} \right] \quad (\text{A3})$$

onde:

$$d_p = \frac{(A + B)}{2} \quad (\text{A4})$$

$$\delta_Q = \frac{p \times d_p}{2 \times f_y \times t} \quad (\text{A5})$$

$$C_M = \sqrt{1 - 0.75 \times \delta_Q^2} \quad (\text{A6})$$

$$C_S = \sqrt{C_M \times (0.5 - 0.4 \times \delta_Q)} \quad (\text{A7})$$

$$b = \frac{(Dw3 - B)}{2} - L \quad (\text{A8})$$

$$e_b = \left[\frac{(Dw3 + Dw2)}{2} - BCD \right] \times 0.5 \quad (\text{A9})$$

$$e_b = \left[\frac{(Dw3 + Dw2)}{2} - d_p \right] \times 0.5 \quad (\text{A10})$$

iv. Cargas resistentes

$$F_{end} = \frac{\pi \times DG4^2}{4} \times p \quad (\text{A11})$$

$$F_R = F_A + \frac{4}{BCD} \times M_A \quad (\text{A12})$$

onde:

A: Diâmetro externo;

B: Diâmetro interno;

BCD: Diâmetro do círculo de furação;

Fa: Força axial proveniente da tubulação;

Fcb: Capacidade total dos prisioneiros;

Ff: Capacidade axial do flange sem a pré-carga

Fjp: Capacidade axial do flange considerando a pré-carga

Fend: Carga resistente de efeito tampa no anel de vedação;

Fr: Resultante externa da força axial e momento fletor atuante na tubulação;

Hw3: Espessura da face do flange;

DG4: Diâmetro do anel de vedação;

Dw2: Diâmetro externo do rebaixo na face do flange;

Dw3: Diâmetro externo da face do flange;

L: Diâmetro do furo do prisioneiro;

Ma: Momento fletor proveniente da tubulação;

dp: Diâmetro médio da espessura do flange;

e: Distância radial entre BCD e dp;

eb: Distância radial da borda externa do flange até o círculo de furação;

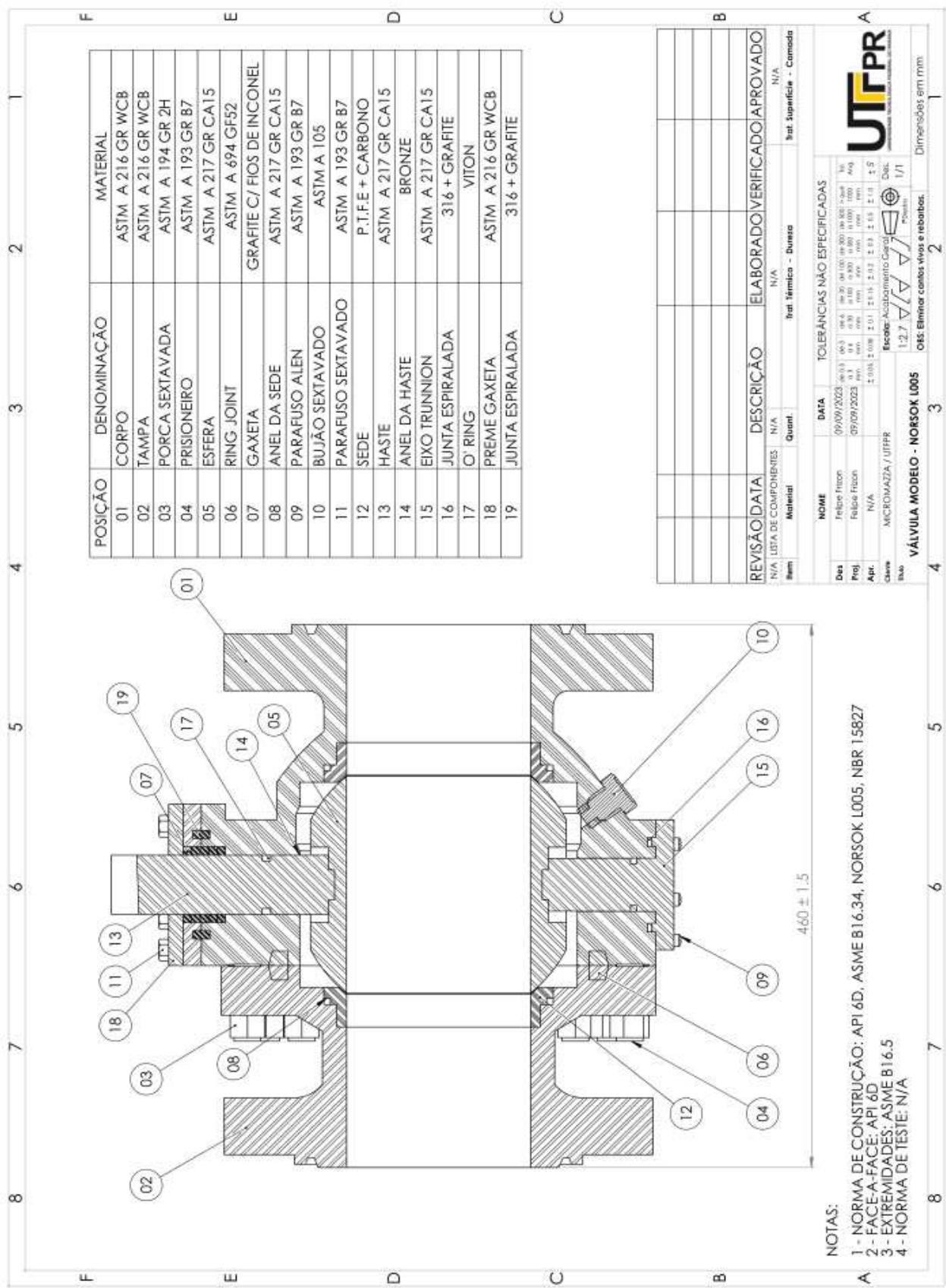
ep: Distância radial da borda externa do flange até o diâmetro médio do flange;

fy: Resistência limite ao escoamento do material do flange na temperatura de operação

t: Espessura da parede no pescoço do flange;

p: pressão interna de operação na linha.

**APÊNDICE B – DESENHO TÉCNICO DA VÁLVULA DIMENSIONADA
CONFORME A NORMA ALTERNATIVA NORSOK L005**



NOTAS:
 1 - NORMA DE CONSTRUÇÃO: API 6D, ASME B16.34, NORSOK L005, NBR 15827
 2 - FACE A-FACE: API 6D
 3 - EXTREMIDADES: ASME B16.5
 4 - NORMA DE TESTE: N/A

REVISÃO	DATA	DESCRIÇÃO	ELABORADO	VERIFICADO	APROVADO
N/A	LISTA DE COMPONENTES	N/A			
Item	Material	Quant.	Int. Técnico - Bureau	Int. Superficie - Comoda	N/A

Nome	Data	TOLERÂNCIAS NÃO ESPECIFICADAS
Felipe Frizon	09/09/2023	±0.3 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.2 1.5 2.0 2.5 3.0 4.0 5.0 6.3 8.0 10.0 12.5 16.0 20.0 25.0 31.5 40.0 50.0 63.0 80.0 100.0 125.0 160.0 200.0 250.0 315.0 400.0 500.0 630.0 800.0 1000.0
Felipe Frizon	09/09/2023	±0.3 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.2 1.5 2.0 2.5 3.0 4.0 5.0 6.3 8.0 10.0 12.5 16.0 20.0 25.0 31.5 40.0 50.0 63.0 80.0 100.0 125.0 160.0 200.0 250.0 315.0 400.0 500.0 630.0 800.0 1000.0
Apr.	N/A	±0.3 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.0 1.2 1.5 2.0 2.5 3.0 4.0 5.0 6.3 8.0 10.0 12.5 16.0 20.0 25.0 31.5 40.0 50.0 63.0 80.0 100.0 125.0 160.0 200.0 250.0 315.0 400.0 500.0 630.0 800.0 1000.0
Class	MICROMAZZA / UTPR	Escala: Ajustamento Geral
Isso	1:2.7	Proporção

VÁLVULA MODELO - NORSOK L005
 OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.



Dimensões em mm

**APÊNDICE C – RESULTADOS DA ANÁLISE POR LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES
DO MODELO ASME B16.34**

Tabela 15 - Tensões linearizadas para o modelo dimensionado pelas normas aplicáveis

Caminho de carga	Membrana [MPa]	Flexão [MPa]	Membrana + Flexão [MPa]	Pico [MPa]	Total [MPa]
L1	2,6	4,1	6,7	2,0	7,8
L2	32,9	10,4	40,0	1,4	41,1
L3	50,1	13,1	60,2	0,9	60,6
L4	36,4	3,3	37,0	4,4	37,2
L5	19,8	17,9	29,6	11,3	37,0
L6	28,3	26,0	52,4	58,2	71,3
L7	33,4	12,8	42,4	26,7	51,7
L8	27,5	17,0	44,2	2,6	46,0
L9	53,8	8,2	60,8	0,6	61,1
L10	54,2	19,0	63,0	6,5	62,5
L11	29,2	10,9	38,1	2,2	39,8
L12	8,1	9,2	17,3	5,8	21,9
L13	27,8	13,9	32,8	22,4	50,8
L14	28,2	24,7	51,5	60,9	72,6
L15	42,2	17,4	59,2	2,3	61,2
L16	52,1	31,4	68,8	5,3	65,0
L17	29,3	11,0	37,9	2,2	39,7
L18	24,5	25,5	46,3	25,6	50,5
L19	27,7	22,1	45,7	18,8	43,9
L20	38,2	20,2	57,5	24,2	73,4
L21	28,6	36,3	52,9	65,4	73,0
L22	42,8	5,9	45,1	0,3	45,1

Tabela 16 - Critério de pass / fail e margem de segurança para o modelo dimensionado pelas normas aplicáveis

	Membrana	MS [%]	Flexão	MS [%]	Membrana + Flexão	MS [%]	Pico	MS [%]	Total	MS [%]
L1	PASS	7078	PASS	4423	PASS	4076	PASS	13832	PASS	7059
L2	PASS	467	PASS	1691	PASS	600	PASS	19751	PASS	1263
L3	PASS	272	PASS	1330	PASS	365	PASS	32991	PASS	824
L4	PASS	413	PASS	5631	PASS	657	PASS	6257	PASS	1406
L5	PASS	842	PASS	941	PASS	845	PASS	2384	PASS	1413
L6	PASS	560	PASS	617	PASS	433	PASS	381	PASS	685
L7	PASS	459	PASS	1354	PASS	560	PASS	948	PASS	982
L8	PASS	579	PASS	1000	PASS	532	PASS	10672	PASS	1116
L9	PASS	246	PASS	2176	PASS	360	PASS	48449	PASS	816
L10	PASS	244	PASS	884	PASS	344	PASS	4179	PASS	796
L11	PASS	539	PASS	1608	PASS	634	PASS	12522	PASS	1305
L12	PASS	2195	PASS	1925	PASS	1515	PASS	4733	PASS	2461
L13	PASS	570	PASS	1242	PASS	752	PASS	1152	PASS	1003
L14	PASS	561	PASS	655	PASS	443	PASS	360	PASS	671
L15	PASS	342	PASS	973	PASS	372	PASS	12067	PASS	814
L16	PASS	258	PASS	493	PASS	306	PASS	5216	PASS	762
L17	PASS	537	PASS	1604	PASS	638	PASS	12782	PASS	1312
L18	PASS	660	PASS	630	PASS	505	PASS	995	PASS	1010
L19	PASS	573	PASS	743	PASS	512	PASS	1390	PASS	1175
L20	PASS	388	PASS	822	PASS	387	PASS	1056	PASS	663
L21	PASS	552,2	PASS	414	PASS	429	PASS	328	PASS	667
L22	PASS	336,1	PASS	3064	PASS	520	PASS	85929	PASS	1141

**APÊNDICE D – RESULTADOS DA ANÁLISE POR LINEARIZAÇÃO DE TENSÕES
DO MODELO NORSOK L005**

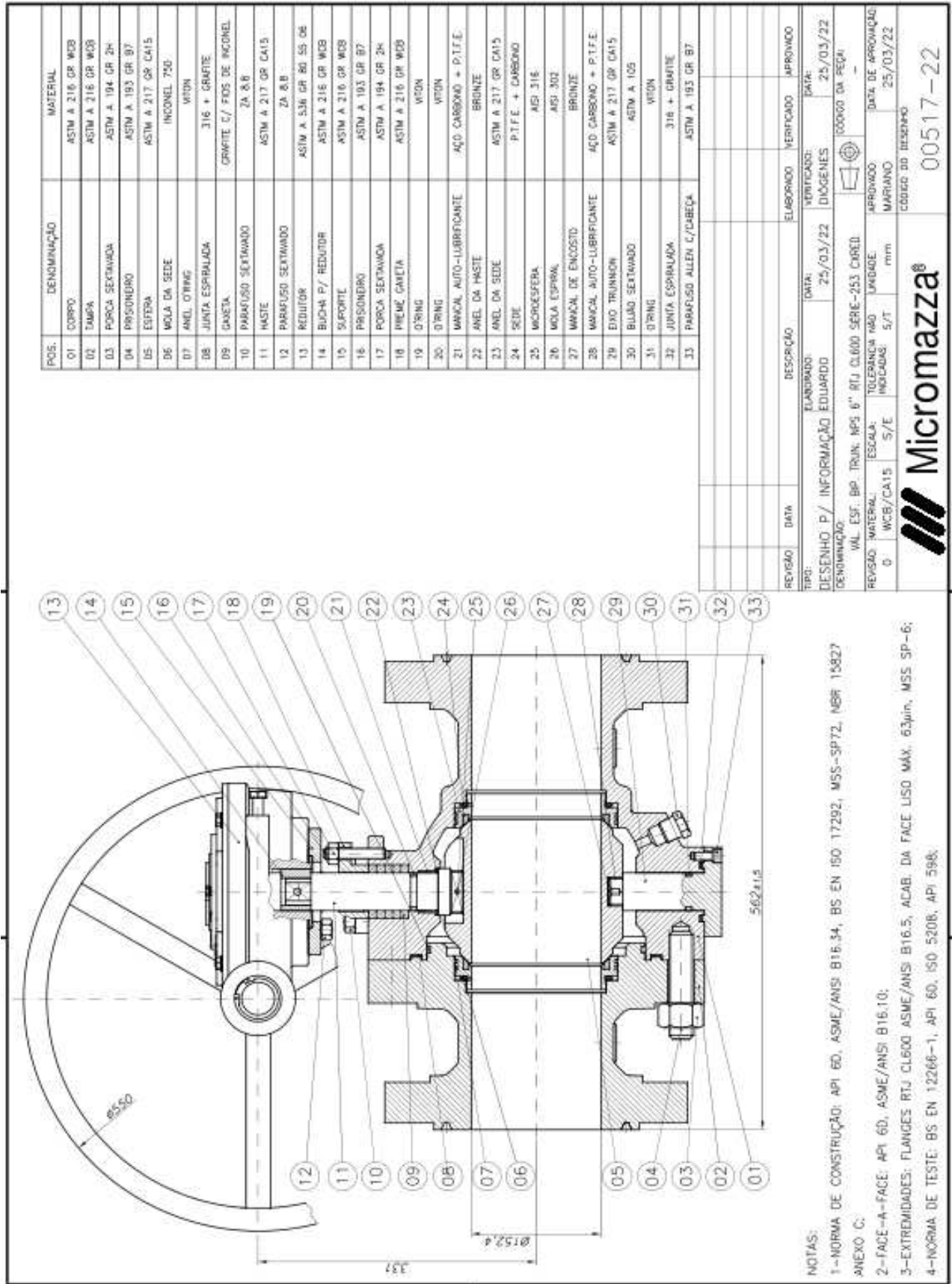
Tabela 17 - Tensões linearizadas para o modelo NORSOK L005

Caminho de carga	Membrana [MPa]	Flexão [MPa]	Membrana + Flexão [MPa]	Pico [MPa]	Total [MPa]
L1	7,1	2,6	9,7	0,5	9,4
L2	45,7	11,1	56,1	4,6	56,8
L3	18,2	31,0	37,1	20,4	50,5
L4	37,0	24,9	47,6	69,1	101,3
L5	39,5	16,3	55,3	62,3	68,4
L6	19,3	22,5	41,3	10,6	51,6
L7	46,4	10,7	56,6	8,7	56,2
L8	45,9	16,3	57,1	5,0	56,5
L9	7,2	2,5	9,7	0,5	9,4
L10	7,8	3,0	10,9	0,7	10,4
L11	42,9	8,5	50,9	6,1	51,4
L12	34,8	15,3	49,5	78,9	63,2
L13	50,0	28,0	77,5	29,8	102,3
L14	36,3	23,2	48,7	66,7	96,8
L15	18,6	27,8	34,2	20,0	47,3

Tabela 18 - Critério falha e margem de segurança para o modelo NORSOK

	Membrana	MS [%]	Flexão	MS [%]	Membrana + Flexão	MS [%]	Pico	MS [%]	Total	MS [%]
L1	PASS	2528	PASS	7096	PASS	2789	PASS	55064	PASS	5851
L2	PASS	308	PASS	1582	PASS	399	PASS	5964	PASS	886
L3	PASS	928	PASS	503	PASS	654	PASS	1270	PASS	1010
L4	PASS	404	PASS	651	PASS	489	PASS	305	PASS	453
L5	PASS	373	PASS	1044	PASS	406	PASS	350	PASS	719
L6	PASS	866	PASS	728	PASS	578	PASS	2546	PASS	985
L7	PASS	302	PASS	1637	PASS	395	PASS	3112	PASS	897
L8	PASS	306	PASS	1043	PASS	390	PASS	5550	PASS	891
L9	PASS	2494	PASS	7324	PASS	2786	PASS	55847	PASS	5855
L10	PASS	2279	PASS	6091	PASS	2479	PASS	38983	PASS	5259
L11	PASS	335	PASS	2101	PASS	450	PASS	4461	PASS	990
L12	PASS	437	PASS	1117	PASS	466	PASS	255	PASS	786
L13	PASS	273	PASS	566	PASS	261	PASS	840	PASS	448
L14	PASS	414	PASS	703	PASS	475	PASS	320	PASS	478
L15	PASS	906	PASS	572	PASS	719	PASS	1301	PASS	1084

**ANEXO A – DESENHO TÉCNICO DA VÁLVULA DIMENSIONADA CONFORME
AS NORMAS APLICÁVEIS**



POS.	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
01	CORPO	ASTM A 216 GR WCB
02	TAMPA	ASTM A 216 GR WCB
03	PORÇA SEXTAVADA	ASTM A 194 GR 2H
04	PRISONIRO	ASTM A 193 GR B7
05	ESFERA	ASTM A 217 GR CA15
06	MOLA DA SEDE	INCONEL 750
07	ANEL O'RING	VTBN
08	JUNTA ESPRALADA	316 + GRAFITE
09	GAFETA	GRAFITE C/ FIOS DE INCONEL
10	PARAFUSO SEXTAVADO	2A 8.8
11	HASTE	ASTM A 217 GR CA15
12	PARAFUSO SEXTAVADO	2A 8.8
13	REDUTOR	ASTM A 536 GR 60 55 06
14	BUCHA P/ REDUTOR	ASTM A 216 GR WCB
15	SUORTE	ASTM A 216 GR WCB
16	PRISONIRO	ASTM A 193 GR B7
17	PORÇA SEXTAVADA	ASTM A 194 GR 2H
18	PIEMÉ GAFETA	ASTM A 216 GR WCB
19	O'RING	VTBN
20	O'RING	VTBN
21	MANCAL AUTO-LUBRIFICANTE	AÇO CARBONO + P.T.F.E.
22	ANEL DA HASTE	BRONZE
23	ANEL DA SEDE	ASTM A 217 GR CA15
24	SEDE	P.T.F.E. + CARBONO
25	MICROESFERA	MSJ 316
26	MOLA ESPRAL	MSJ 302
27	MANCAL DE ENCOSTO	BRONZE
28	MANCAL AUTO-LUBRIFICANTE	AÇO CARBONO + P.T.F.E.
29	EIXO TRUNÇON	ASTM A 217 GR CA15
30	BILAU SEXTAVADO	ASTM A 105
31	O'RING	VTBN
32	JUNTA ESPRALADA	316 + GRAFITE
33	PARAFUSO ALLEN C/CABEÇA	ASTM A 193 GR B7

REVISÃO	DATA	DESCRIÇÃO	ELABORADO	VERIFICADO	APROVADO
TIPO: ELABORADO: EDUARDO DATA: 25/03/22 VERIFICADO: DIÓGENES DATA: 25/03/22 DESENHO: P/ INFORMAÇÃO DENOMINAÇÃO: VAL. ESP. BP. TRUN. NPS 6" RTJ CL600 SERIE-253 CORED REVISÃO: MATERIAL: ESCALA: TOLERÂNCIA NÃO INDICADAS: 5/T mm APROVADO: DATA DE APROVAÇÃO: MARIANO 25/03/22 0 WCB/CA15 S/E					
			00517-22		

NOTAS:
 1-NORMA DE CONSTRUÇÃO: API 6D, ASME/ANSI B16.34, BS EN ISO 17292, MSS-SPT2, NBR 15827
 ANEXO C.
 2-FACE-A-FACE: API 6D, ASME/ANSI B16.10;
 3-EXTREMIDADES: FLANGES RTJ CL600 ASME/ANSI B16.5, ACAB. DA FACE LISO MÁX. 63µm, MSS SP-6;
 4-NORMA DE TESTE: BS EN 12266-1, API 6D, ISO 5208, API 598;