

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
DE MINAS GERAIS - CAMPUS BETIM  
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Vinicius Santos Lima

ESTUDO DE CASO: SUBSTITUIÇÃO DE JUNTA DE VEDAÇÃO DO  
TIPO DUPLA-CAMISA PARA CAMPROFILE EM FLANGES  
PRINCIPAIS DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E  
TUBO EM REFINARIA DE PETRÓLEO

Betim

2023

VINICIUS SANTOS LIMA

ESTUDO DE CASO: SUBSTITUIÇÃO DE JUNTA DE VEDAÇÃO DO TIPO  
DUPLA-CAMISA PARA CAMPROFILE EM FLANGES PRINCIPAIS DE  
TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO EM REFINARIA DE  
PETRÓLEO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica  
do Instituto Federal de Minas Gerais – Campus  
Betim para obtenção do grau de bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Thiago Alonso Merici

Coorientador: Felipe Augusto Rocha da Silva

Betim, 2023

## FICHA CATALOGRÁFICA

L732e Lima, Vinicius Santos

Estudo de caso: substituição de junta de vedação do tipo Dupla-Camisa por Camprofile em flanges principais de trocadores de calor do tipo casco e tubo em refinaria de petróleo / Vinicius Santos Lima. – 2023.

83 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais, Câmpus Betim, 2023.

Orientador: Prof. Me. Thiago Alonso Merici

Coorientador: Prof. Me Felipe Augusto Rocha da Silva

1. Indústria de petróleo. 2. Dilatação diferencial. 3. Trocadores de calor. 4. Juntas de vedação. 5. Engenharia mecânica. I. Lima, Vinicius Santos. II. Título.

CDU: 681.5

VINICIUS SANTOS LIMA

ESTUDO DE CASO: SUBSTITUIÇÃO DE JUNTA DE VEDAÇÃO DO TIPO  
DUPLA-CAMISA PARA CAMPROFILE EM FLANGES PRINCIPAIS DE  
TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO EM REFINARIA DE  
PETRÓLEO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica  
do Instituto Federal de Minas Gerais – Campus  
Betim para obtenção do grau de bacharel em  
Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 13 / 12 / 2023, pela banca examinadora:

---

Prof. Me. Thiago Alonso Merici (Orientador)

*Felipe Augusto Rocha da Silva*

---

Prof. Me. Felipe Augusto Rocha da Silva (Coorientador)

---

Prof. Me. Evanilton José Alves Barbosa

---

Prof. Dr. Hélio Luiz Simonetti

## RESUMO

Este estudo destaca a importância das ligações flangeadas na indústria, enfatizando a necessidade de escolha cuidadosa da junta de vedação para evitar vazamentos, que impactam custos e segurança na indústria de óleo e gás. O estudo de caso aborda a substituição das juntas dupla-camisa por camprofile em trocadores de calor, visando eliminar vazamentos recorrentes causados por tensões de cisalhamento durante a dilatação diferencial dos flanges. Os testes confirmam o melhor desempenho da junta camprofile, resultando em seis anos de operação sem vazamentos. Neste sentido, o estudo contribuiu para aprimorar as práticas de vedação na indústria de óleo e gás, sublinhando a necessidade de considerar todas as variáveis desde o projeto até a montagem das ligações, destacando ainda a importância de analisar individualmente cada caso, reconhecendo a junta dupla-camisa como uma opção válida em alguns contextos.

Palavras-chave: Junta de vedação. Flange. Trocadores de calor. Indústria de óleo e gás. Dilatação diferencial.

## **ABSTRACT**

This study underscores the significance of flanged connections in the industry, emphasizing the need for careful gasket selection to prevent leaks that impact costs and safety in the oil and gas sector. The case study addresses the replacement of double-jacket gaskets with camprofile in heat exchangers, aiming to eliminate recurring leaks caused by shear stresses during differential flange expansion. Tests confirm the superior performance of the camprofile gasket, resulting in six years of operation without leaks. In this regard, the study contributes to refining sealing practices in the oil and gas industry, emphasizing the necessity to consider all variables from design to assembly, while also highlighting the importance of individually analyzing each case and recognizing double-jacket gaskets as a valid option in certain contexts.

Keywords: Flange. Gaskets selection. Heat exchangers. Oil and gas industry

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ligação flangeada entre tubos .....	21
Figura 2 - Forças atuando em uma ligação flangeada .....	22
Figura 3 - Dois trocadores de calor do tipo casco e tubos, sem as tampas dos carreteis.....	23
Gráfico 1 - Estudo do relaxamento da ligação flangeada com junta dupla-camisa (Pressão na junta x Tempo) .....	25
Figura 4 - Esquema construtivo de junta dupla-camisa.....	28
Figura 5 - Corte da seção transversal de junta dupla camisa, flange e estojo .....	29
Figura 6 - Desenho esquemático de um trocador de calor casco/tubo com indicações dos locais das juntas dos flanges principais .....	30
Figura 7 - Junta dupla-camisa com uma divisória .....	30
Figura 8 - Esquema da seção transversal de junta Camprofile, flange e estojo ...	32
Figura 9 - Junta camprofile após ensaio de compressão .....	32
Figura 10 - Trecho de junta camprofile com parte do grafite removido .....	33
Figura 11 - Cordão de solda na junta comprofile antes e depois da usinagem ....	34
Figura 12 - Representação da dilatação diferencial radial dos flanges .....	35
Figura 13 - Espelho fixo de feixe tubular em aço inoxidável, montado entre flanges de aço carbono em um trocador de calor do tipo casco e tubos .....	36
Figura 14 - Diferencial de temperatura entre os flanges durante 21 dias de operação (08/novembro até 28/novembro).....	36
Figura 15 - Diferencial de expansão entre os flanges durante 21 dias de operação (08/novembro até 28/novembro) .....	37
Figura 16 - Junta dupla-camisa com a borda externa deformada .....	38
Figura 17 - Junta dupla camisa deformada por dilatação diferencial dos flanges	39
Figura 18 - Redução de carga nos estojos em flange de bancada durante o ensaio T-RaST da junta dupla-camisa.....	40
Figura 19 - Redução de carga nos estojos em flange de bancada durante o ensaio T-RaST da junta camprofile.....	41
Figura 20 - Junta Camprofile após T-RaST .....	41

Figura 21 - Parte da tabela de constantes “m” e “y” para juntas de vedação de caldeiras e vasos de pressão, extraída do ASME BPVC Sec VIII Div.1 .....	43
Figura 22 - Cargas e braços de momento no flange .....	47
Figura 23 - Braços de momento para cálculo do momento em flanges nas condições de operação .....	47
Figura 24 - Dimensões para flanges integrais e soltos.....	48
Figura 25 - Valores de Y, Z, U e T.....	49
Figura 26 - Valores de F.....	50
Figura 27 - Valores de V .....	50
Figura 28 - Valores de $f$ .....	51
Figura 29 - Valores de $VL$ e $FL$ para cálculo de tensões de flanges soltos .....	52
Figura 30 - Tabela com equações para verificação da rigidez de flanges.....	54
Figura 31 - Faixas de carga sobre a ligação flangeada.....	55
Figura 32 - Seleção da carga necessária sobre a junta de vedação.....	56
Figura 33 - Tabelas de constantes de juntas extraídas de um catálogo de produtos de uma empresa fornecedora de juntas industriais.....	61
Figura 34 - Tabelas do ASME PCC-1 de limites de tensão nos estojos para flanges de aço SA-105 calculados por análise de elementos finitos .....	62
Figura 35 - Fotografia de junta dupla-camisa com falha generalizada após sucessivas tentativas de reaperto dos flanges .....	67
Figura 36 - Fotografia de junta dupla-camisa com falha generalizada após sucessivas tentativas de reaperto dos flanges .....	67
Figura 37 - Pressão e temperatura de operação de um trocador de calor que apresentava problemas de vazamentos com juntas dupla-camisa .....	68
Figura 38 - Vista do casco do trocador de calor .....	68
Figura 39 - Curva de aquecimento do reator de coqueamento retardado .....	75
Figura 40 - Máquina hidráulica para controle de torque e a ferramenta SSD-3 posicionada .....	76
Figura 41 - Índice de rigidez na condição de equipamento novo, para carregamento de teste e operação.....	78
Figura 42 - Índice de rigidez do flange na condição de equipamento corroído, com torque padrão ASME, 50% e 75% da tensão de escoamento .....	79
Figura 43 - Ângulo de rotação do flange em função do torque.....	80

Figura 44 - Tensão de escoamento vs. Torque aplicado.....	80
Figura 45 - Trocador de calor (a) antes e (b) depois da modificação .....	82
Figura 46 - Simulação térmica do trocador de calor .....	83
Figura 47 - Análise de tensões por elementos finitos no programa ANSYS (Pressão + aperto + gradiente térmico) .....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Limites de Tensões para flanges de acordo com o ASME VIII Div. 1 .	53
Tabela 2 - Comparação entre as tensões máximas admissíveis nos flanges considerando o ASME VIII divisão 1 e o ASME PCC-1 .....	63
Tabela 3 - Condições de projeto do trocador de calor.....	77

## Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	12
1.1	Justificativa.....	17
1.2	Objetivos.....	18
1.2.1	<i>Objetivo Geral</i> .....	18
1.2.2	<i>Objetivos Específicos</i> .....	18
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	19
2.1	Ligações Flangeadas.....	19
2.1.1	<i>Montagem e Relaxamento da Carga sobre a Junta de Vedação das Ligações Flangeadas</i> .....	23
2.2	Juntas Industriais.....	26
2.2.1	<i>Juntas Dupla-Camisa</i> .....	28
2.2.2	<i>Juntas Camprofile</i> .....	31
2.3	Dilatação Radial Diferencial dos Flanges de Trocadores de Calor...	34
2.4	Projeto das Ligações Flangeadas.....	41
2.5	Tensão e Torque Recomendados nos Estojos.....	54
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	57
<b>4</b>	<b>ESTUDO DE CASO</b> .....	58
4.1	Análise da Substituição das Juntas Dupla-Camisa por Camprofile nos Trocadores de Calor.....	58
4.2	Método de Controle da Carga Aplicada nos Estojos.....	65
<b>5</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS</b> .....	66
5.1	Aspectos Gerais.....	66
5.2	Desvantagens.....	68
5.3	Discussão.....	69
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	71

<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE A - Experimento para Verificação de Relaxamento em Ligação Flangeada com Junta Dupla-Camisa.....</b>	<b>74</b>
<b>ANEXO A - Caso Especial - Mudança de Projeto .....</b>	<b>77</b>
<b>1. Estudos de 2006 para Análise de Vazamento pelo Flange de Trocador     de Calor.....</b>	<b>77</b>
<b>2. Estudos Posteriores e Solução com Modificação do Projeto .....</b>	<b>81</b>

## 1. INTRODUÇÃO

As juntas de vedação são componentes de ligações flangeadas, que são utilizadas em equipamentos e tubulações industriais com a finalidade de possibilitar a desmontagem do equipamento para manutenção.

O campo da engenharia que trata de juntas industriais para ligações aparafusadas, apesar de não estar em evidência com tanta frequência como outros assuntos da engenharia, é uma área de extrema importância. A seleção do tipo de junta a ser utilizado em cada aplicação requer análises aprofundadas durante o desenvolvimento dos projetos de equipamentos industriais.

Existem juntas de diversos tipos e materiais, para variadas aplicações. Veiga (2019), apresenta em sua obra as principais juntas utilizadas na indústria. A função da junta de vedação é impedir a perda de contenção do fluido que está em serviço no equipamento ou tubulação, não permitindo o vazamento.

Os vazamentos figuram entre os principais motivos para atuação da manutenção corretiva na indústria de óleo e gás, uma parcela desses vazamentos ocorre pelas juntas de ligações aparafusadas. Devido à complexidade de uma planta petrolífera, mesmo aplicando técnicas modernas de monitoramento de conexões críticas e manutenções preventivas, pequenos vazamentos ainda são realidade. Esses vazamentos podem ser causados, por exemplo, por falhas de materiais operando sob constantes variações de pressão e temperatura nas plantas industriais. As consequências das perdas de contenção afetam o custo, o meio ambiente e a segurança operacional e das pessoas. Um pequeno vazamento tem potencial para causar danos de grandes proporções, com perdas materiais e humanas.

Devido ao interesse das empresas em reduzir ao máximo as atuações corretivas e operar sob condições cada vez mais seguras e confiáveis, um setor importante é a engenharia de manutenção, que tem entre seus principais objetivos a criação de soluções que aumentem a confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos. Nesse sentido, este estudo de caso aborda uma melhoria aplicada para aumentar a confiabilidade e eliminar vazamentos recorrentes nos sistemas de

vedação dos flanges de trocadores de calor, do tipo casco e tubo, em refinarias de petróleo, através da substituição do tipo de junta de vedação utilizada nesses flanges.

A garantia da função de selabilidade da junta depende da seleção correta durante a fase de projeto, do tipo de junta a ser utilizado. Para Veiga (2019, p. 42), uma junta selecionada deve resistir à pressão de operação, à temperatura de operação e ao ataque químico do fluido de serviço. O autor também cita a existência de uma tensão de cisalhamento aplicada à junta quando esta trabalha em flanges com variações de temperatura, conforme demonstrado experimentalmente por Reeves (2008, p.1-5).

Segundo Veiga (2019, p. 188), as juntas do tipo dupla-camisa ainda são as mais utilizadas em trocadores de calor, porém estão gradualmente sendo substituídas por juntas camprofile ou metal corrugado com revestimento de grafite flexível, devido ao fato de não responderem bem ao esforço de cisalhamento existente nas juntas que trabalham nos flanges desses equipamentos. Ainda conforme Veiga (2019, p. 220), essas tensões de cisalhamento podem deformar as juntas dupla-camisa, causando relaxamento do aperto da ligação aparafusada, o que pode gerar perda de contenção do fluido de trabalho.

O fenômeno que provoca tensão de cisalhamento na junta é conhecido como dilatação radial diferencial dos flanges (DRDF). Os estudos de Brown e Reeves (2001, p. 1-4), demonstraram de forma prática que em trocadores de calor de grande diâmetro, no caso do experimento 1090 mm ou 43", que trabalham em temperaturas elevadas, há um gradiente térmico ao longo do equipamento que provoca uma dilatação diferente entre um flange e outro do mesmo par. Segundo esse estudo, foi encontrado uma diferença de 0,2 mm entre os diâmetros desses flanges, que em carregamentos cíclicos, já é suficiente para inserir defeitos em certos tipos de juntas. Essa diferença de dilatação entre os flanges, provoca a tensão de cisalhamento, podendo ocorrer a fricção entre a face da junta e a face do flange e/ou ocorrência de deformação e falha da junta.

Experimentos realizados em uma planta de destilação de petróleo, demonstram o comportamento do flange de uma válvula que opera em alto

gradiente térmico em momentos de parada e partida de uma unidade de destilação de petróleo. Foram avaliados parâmetros como a largura, o diâmetro e a espessura da junta de vedação. A tensão nos parafusos também foi avaliada e três configurações distintas de flanges foram consideradas. Análises térmicas de elementos finitos foram feitas, simulando transientes térmicos e demonstrando que essas variações de temperatura podem causar vazamentos (BROWN; CHATHAM; GU; SEIPP, 2023). Diferentemente dessas válvulas que sofrem com o gradiente térmico somente nos momentos de parada e partida, os trocadores de calor casco e tubo operam constantemente com essas variações.

Atualmente existem testes de cisalhamento de juntas para medir a capacidade da junta em suportar as tensões de cisalhamento sofridas em flanges operando nessas situações. Os testes de bancada feitos por Brown e Reeves (2008, p. 1-5), simularam o comportamento das juntas dupla-camisa e camprofile em serviço severo (a norma TEMA considera refino de petróleo como serviço severo). Foram realizados cem ciclos térmicos e avaliados os comportamentos dos dois tipos de juntas. Os testes revelaram que a junta camprofile tem melhor desempenho neste tipo de serviço. Portanto, em um projeto de trocador de calor, é necessário avaliar a severidade da dilatação diferencial que ocorrerá nos flanges e a capacidade da junta em suportar a tensão de cisalhamento.

Considerando uma montagem perfeita, seguindo todas as recomendações do código ASME PCC-1, as causas de falhas, e consequentes vazamentos em ligações aparafusadas, podem estar relacionadas a redução de tensão na junta de vedação devido ao seu próprio relaxamento após o aperto inicial, oxidação do grafite flexível das juntas, fluência de parafusos que trabalham em alta temperatura, variações frequentes de temperatura e a falta de capacidade da junta em tolerar movimento relativo entre os flanges, que são os movimentos causados pela dilatação diferencial (VEIGA, 2019). Conforme estudos (BOLT SCIENCE, 2018) as superfícies de contato entre os fios de rosca quando analisadas microscopicamente, possuem rugosidades que se deformam plasticamente, causando um relaxamento do aperto dos parafusos. Foram encontrados valores de deformação de aproximadamente 7 micrometros. Supondo um estojo com comprimento efetivo de 100 mm e módulo de elasticidade de 204,8 GPa, como um

ASTM A-193 B16, é possível calcular a redução de tensão em cada estojo. Neste caso, encontrando-se 14 Mpa, para a deformação plástica citada.

Todos esses mecanismos citados, que geram perdas de tensão, devem ser considerados na fase de projeto de uma ligação flangeada. Essas perdas podem ser minimizadas ou maximizadas de acordo com a seleção dos componentes, e devem ser compensadas nos cálculos de tensão mínima de instalação dos parafusos.

Em um estudo recente (BERRY; LOCASCIO; NAQVI; SEIJAS; TANVEER, 2023) é apresentado técnicas para solucionar problemas de vazamentos em trocadores de calor, entre as diretrizes expostas pelos autores estão a aplicação de um valor de tensão nos estojos que considere perdas como relaxamento e a avaliação da alteração do tipo e dimensões das juntas de vedação.

O tipo de junta selecionado para uma ligação flangeada influencia consideravelmente na perda por relaxamento, devido à fluência do material, e à deformação por DRDF em trocadores de calor. A fluência sofrida pela junta de vedação ocorre após a entrada do equipamento em operação e se torna mais acentuada quanto maior a temperatura de operação. De acordo com Callister (2012, p. 227), a fluência é a deformação permanente e dependente do tempo, que ocorre em materiais expostos a elevadas temperaturas combinadas com tensões mecânicas estáticas e constantes.

Cada junta possui seu fator Y de tensão mínima para vedação e fator M para cálculo de tensão mínima em condições de operação. Portanto, para uma alteração do tipo de junta utilizada, sem modificar as dimensões dos componentes da ligação flangeada, é necessário novos cálculos de tensões, tanto para a junta quanto para os flanges e estojos. Essas tensões não podem ser maiores do que as admissíveis pelo código de projeto para os materiais de tais componentes. Este trabalho demonstra as análises e os cálculos de tensões admissíveis, feitos visando avaliar a viabilidade da substituição das juntas dupla-camisa por camprofile nos flanges principais de trocadores de calor do tipo casco e tubo, baseando-se em normas técnicas, para adequar projetos antigos à realidade atual.

Os trocadores de calor do tipo casco e tubo, têm a mesma função de outros tipos de trocadores de calor, tais como radiadores, caldeiras e *chillers*, ao promover a troca de calor entre dois fluidos. Entretanto, se diferenciam quanto a sua estrutura, como indicado pelo próprio nome. Esses trocadores são formados por um casco externo e tubos no interior deste casco (*Shell and tube*). Um dos fluidos circula entre o casco e o lado externo dos tubos e o outro no interior dos tubos.

Este trabalho está descrito como segue: na seção 2.1 destaca-se a fundamentação teórica. Na seção 2.2, explora-se o universo das juntas de vedação industrial, com foco em tipos como dupla-camisa e camprofile, relevantes para o estudo de caso. A seção 2.3 concentra-se na compreensão da dilatação radial diferencial dos flanges em trocadores de calor casco e tubo, motivando a substituição da junta dupla-camisa pela camprofile. As seções 2.4 e 2.5 fornecem a base para o estudo de caso, abordando cálculos de tensões, carga nos parafusos e transferência eficiente de carga. O estudo de caso, na seção 4, apresenta a análise para a substituição do tipo de junta em trocadores de calor, respaldado por normas ASME. As seções 5 e 6 abordam aspectos gerais, vantagens, desvantagens e conclusões. O APÊNDICE A trata de um experimento sobre o relaxamento de uma ligação flangeada com junta dupla-camisa, enquanto o ANEXO A destaca um caso de alteração no projeto de um trocador de calor para resolver vazamentos crônicos pela junta de vedação.

## 1.1 Justificativa

Em trocadores de calor do tipo casco e tubo é muito comum, atualmente, a utilização da junta do tipo dupla-camisa. Há alguns anos essas juntas são recomendadas por normas de projeto para os flanges desses equipamentos. Entretanto, para algumas situações específicas, as normas de projeto atualizadas, como *API 660 Shell and Tube Heat Exchangers 2020*, restringem a utilização deste tipo de junta para componentes internos dos equipamentos, e recomendam outros tipos de juntas para os flanges principais. Um dos tipos de junta recomenda para os flanges principais, é a junta camprofile. Essa mudança está relacionada à resistência da junta ao esforço de cisalhamento. No entanto, são encontradas poucas referências sobre o assunto no Brasil e, por conseguinte, torna-se interessante a elaboração de um estudo de caso no ramo da engenharia mecânica sobre a substituição da junta dupla-camisa, amplamente utilizada em trocadores de calor, pela junta camprofile, com intuito de solucionar problemas de vazamento de fluidos pelas juntas dos flanges desses equipamentos, causados pela deformação da junta de vedação por esforço de cisalhamento provocado pela dilatação diferencial dos flanges.

A carência de referências e estudos específicos sobre essa temática no Brasil e a busca por uma solução eficaz para problemas operacionais, com o intuito de aprimorar a confiabilidade e o desempenho dos trocadores de calor, especialmente no que diz respeito aos processos de manutenção, são as principais motivações deste estudo.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 *Objetivo Geral*

- Realizar estudo de caso sobre o desenvolvimento de melhoria no sistema de vedação de trocadores de calor do tipo casco e tubo, de uma refinaria de petróleo, através da substituição do tipo da junta de vedação com a finalidade de eliminar vazamentos durante operação.

### 1.2.2 *Objetivos Específicos*

- Investigar, coletar dados e analisar de forma empírica e teórica a utilização de dois tipos de juntas de vedação em equipamentos estáticos, suas vantagens e desvantagens.
- Analisar os motivos de vazamentos em juntas de equipamentos estáticos durante sua operação, baseado em normas técnicas e situações reais.
- Obter de conhecimento técnico em projeto de ligações flangeadas, fundamentado no código ASME, Seção VIII, Divisão 1.
- Esclarecer o desenvolvimento da análise de viabilidade realizada para substituir o tipo da junta de vedação dos flanges de trocadores de calor para eliminação de vazamentos durante a sua operação. Como as medidas adotadas foram implementadas e os resultados apresentados.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 Ligações Flangeadas

Existem diversos meios de se conectar componentes de equipamentos industriais e conectar estes equipamentos em tubulações ou acessórios. Algumas dessas formas são a soldagem, ligações roscadas, ligações por compressão, ligações flangeadas, entre outras. Este trabalho está baseado neste último tipo citado, as ligações/uniões flangeadas.

Uma ligação flangeada é composta por um par de flanges, uma junta de vedação que trabalha entre os flanges, com objetivo de proporcionar vedação, e um jogo de parafusos ou estojos com porcas, utilizados para unir e apertar o par de flanges. Essas ligações são utilizadas em locais onde há necessidade da facilidade de desmontagem, como por exemplo, em equipamentos que precisam ser desmontados para manutenção. Já em tubulações são utilizadas em situações variadas (TELLES, 2014).

- (a) Para ligar tubos com válvulas e equipamentos.
- (b) Em longos trechos de tubulação, são utilizadas em pontos estratégicos, onde eventualmente será necessário desmontagem.
- (c) Em locais onde é necessário desmontagem para limpeza interna, devido a fluidos contaminados que causem incrustações ou deixem sedimentos.

Para atingir o objetivo de unir as partes envolvidas sem que haja perda de contenção do produto que está sendo transportado ou processado, os componentes da ligação flangeada exercem extrema influência uns nos outros. Embora estes componentes sejam independentes, suas funções na ligação são totalmente dependentes umas das outras. O código ASME (The American Society of Mechanical Engineers) Post Construction Committee 1 (PCC-1) Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly afirma que,

*[...] A flanged joint is composed of separate and independent, although interrelated components: the flanges, gasket, and bolting, which are assembled by another influence, the assembler. Proper controls must be exercised in the selection and application for all these elements to attain*

*a joint that has acceptable leak tightness. Special techniques, such as controlled bolt tightening, are described in ASME PCC-1. [...] (ASME B16.5 - Pipe Flanges and Flanged Fittings - 2020, p. 2)*

[...] A BFJA is a complex mechanical device; therefore, BFJA's that provide leak-free service are the result of many selections/activities having been made/performed within a relatively narrow band of acceptable limits. One of the activities essential to leak-free performance is the joint assembly process. [...] (ASME PCC-1, 2022, P.14)

Portanto, para que a função de ligação seja cumprida, sem a ocorrência de vazamentos, uma série de requisitos devem ser cumpridos.

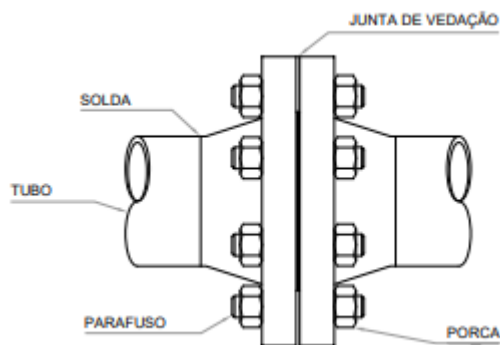
Os vazamentos, conhecidos também como emissões fugitivas, são perdas indesejáveis que não deveriam ocorrer em condições normais de operação de uma planta industrial. São exemplos de pontos onde podem ocorrer vazamentos: vedações de eixos de bomba, em hastes de válvulas e nos flanges (VEIGA, 2019).

As emissões fugitivas vêm ganhando atenção nos últimos anos, porque liberam poluentes como óxidos de carbono e enxofre provenientes da evaporação de hidrocarbonetos, além de representarem riscos de acidentes. Os Estados Unidos da América (EUA) foi o primeiro país a estabelecer controle efetivo sobre as emissões através da Clean Air Act Amendments (CAA) e Environmental Protection Agency (EPA) (VEIGA, 2019).

A existência ou não de vazamento depende da forma de medição e do limite de tolerância aceitável. As agências reguladoras citadas acima estabeleceram que, para flanges, é aceitável um vazamento máximo de 500ppm, devendo ser medido por um analisador de gases a um metro e a um centímetro de distância do flange em todo seu contorno. Caso a diferença entre o maior e o menor valor da medição seja maior que 500ppm, o flange deve ser reparado. É evidente que este método não oferece uma avaliação quantitativa da emissão, uma vez que para isso o equipamento precisaria estar enclausurado.

Visto que são pontos de possíveis vazamentos, são caras, volumosas e pesadas, as ligações flangeadas devem ser utilizadas somente em locais onde são indispensáveis. Sempre que possível é interessante evitá-las.

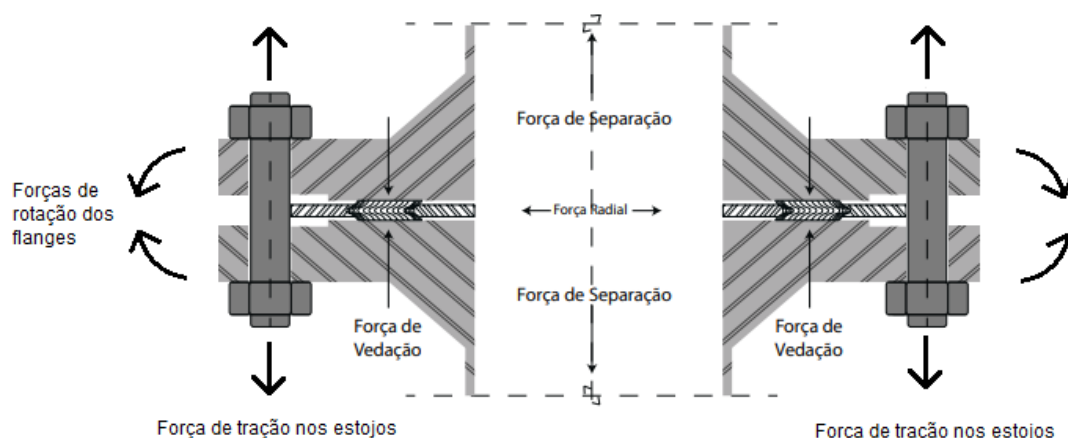
Figura 1 – Ligação flangeada entre tubos



Fonte: próprio autor, 2023.

A Figura 1 representa uma ligação flangeada típica de tubulação. Em uma ligação flangeada trabalhando pressurizada existem as seguintes forças atuando: a força de separação dos flanges, originada pela pressão interna do produto, a força radial que tende a expulsar a junta de vedação, também originada pela pressão interna do fluido, a força de aperto dos estojos/parafusos ou tensão de tração nos estojos/parafusos, que é a carga total exercida pelos parafusos, a força de selagem da junta de vedação, que é a força que comprime os flanges contra a junta, e a força de rotação das abas dos flanges, originada pelo aperto dos estojos. Conhecendo esses valores é possível calcular uma determinada tensão nos parafusos, que resultará em uma pressão necessária sobre a área de vedação da junta para obter uma vedação satisfatória na união flangeada. A Figura 2 mostra, com setas, as direções e sentidos das forças atuantes.

Figura 2 - Forças atuando em uma ligação flangeada



Fonte: Adaptado de: VEIGA, 2019, p. 15.

Diferentemente das típicas ligações flangeadas usadas para conexões convencionais, encontramos situações específicas em que as conexões são adaptadas para equipamentos. Um exemplo notável são os trocadores de calor do tipo casco e tubo. Nestes casos, as conexões são engenhosamente projetadas com a inclusão de divisórias internas, cujo propósito é orientar o fluxo dos fluidos envolvidos no processo de troca térmica. Essas divisórias, posicionadas no interior do componente flangeado, dividem o fluxo do fluido em número de passes pelos tubos do trocador de calor, permitindo uma transferência térmica mais eficaz entre os tubos e o fluido do casco. Nesses casos específicos, as juntas de vedação devem ser adaptadas para garantir a vedação entre as divisórias. Além disso, as ligações flangeadas facilitam a manutenção e a limpeza dos trocadores de calor, tornando-os versáteis e adaptáveis a diferentes aplicações industriais onde o controle preciso da temperatura é essencial para garantir o funcionamento eficiente dos processos. A Figura 3 abaixo apresenta dois trocadores de calor sem as tampas do carretel para o fluido dos tubos. É possível observar as divisórias dos carretéis. As juntas de vedação, no caso da Figura 3, devem possuir duas divisórias. A perda de contenção entre as divisórias, apesar de não gerar vazamento para o meio externo, prejudica a eficiência do trocador de calor.

Figura 3 - Dois trocadores de calor do tipo casco e tubos, sem as tampas dos carretéis.



Fonte: <https://www.trocadordecalor.com.br/trocador-casco-tubo>

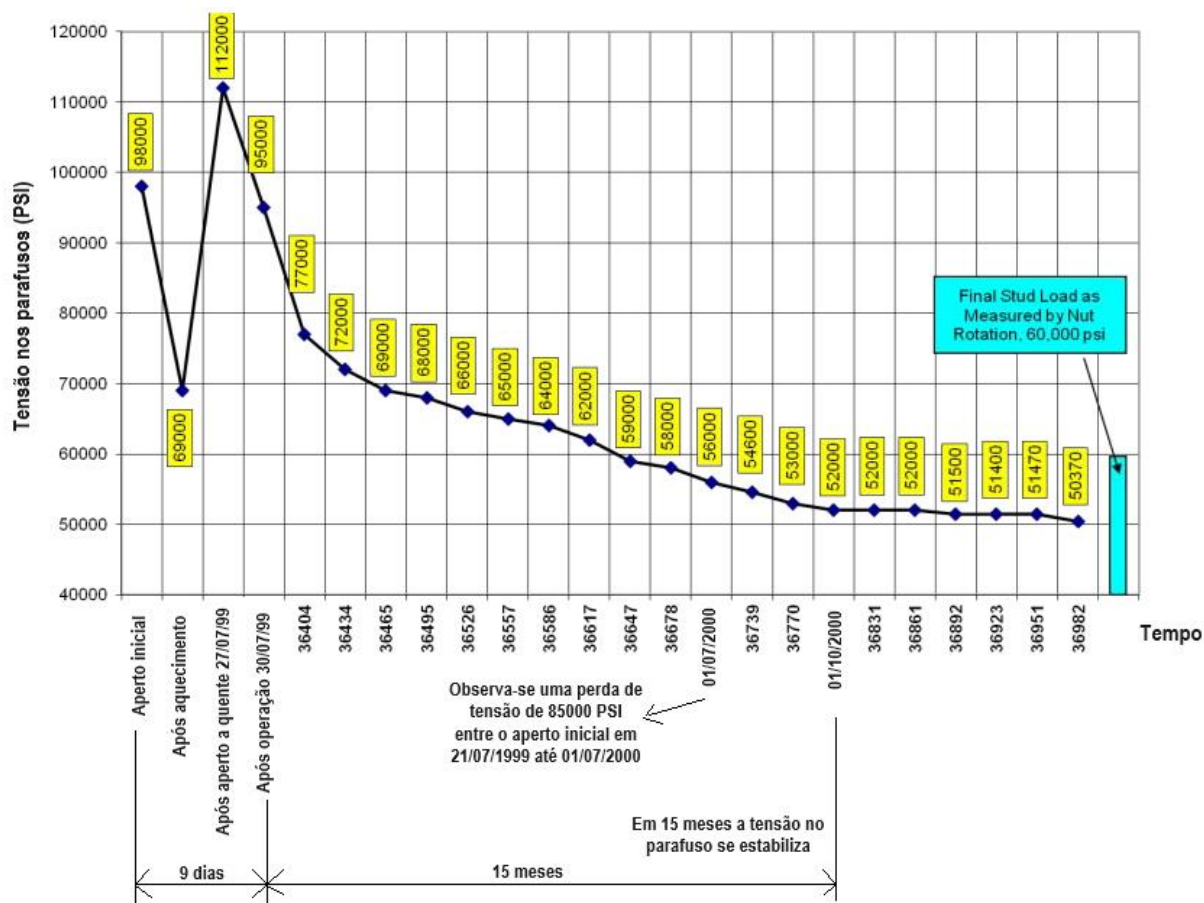
### **2.1.1 Montagem e Relaxamento da Carga sobre a Junta de Vedação das Ligações Flangeadas**

Existem diferentes métodos de se obter a tensão calculada para os parafusos de uma ligação por flanges, como aperto dos parafusos com chave manual, aperto com chave manual de impacto, aperto controlado com torquímetro manual, aperto controlado com torquímetro hidráulico, tensionadores e com medição direta do alongamento. Esses métodos podem ser classificados desde o menos preciso até o de maior precisão. A experiência mostra que o método de maior precisão é com uso da medição direta do alongamento do parafuso. Segundo o código ASME PCC-1, *“is widely recognized that the most accurate bolt preload control method ( $\pm 10\%$  or less) is direct measurement of residual bolt elongation (stretch) after tightening” (ASME PCC-1 – 2019, p.18)*. Embora, em alguns casos, este método seja de difícil aplicação, como em trabalhos com temperaturas elevadas, devido a dilatação térmica do material (influencia no alongamento), e casos em que o parafuso é curto (alongamento proporcionalmente pequeno e mais difícil de ser medido), o método pode ser utilizado, desde que todas essas influências sejam compensadas no cálculo de alongamento.

Além da precisão no controle de carga da montagem, o ASME PCC-1 faz uma série de recomendações necessárias para garantir uma união flangeada livre de vazamentos, como ter pessoal treinado e qualificado para montagem, que tenha, inclusive, passado por exame de qualificação para comprovação de capacidade. É necessária inspeção de integridade dos componentes da união flangeada, as superfícies de contato de vedação e dos componentes devem estar limpas e com integridade aceitável, é necessário conhecer os critérios de aceitação com tolerâncias para imperfeições (arranhões, entalhes, rebarbas, etc), a inspeção dimensional precisa verificar a planicidade entre os flanges, os parafusos e porcas devem ser lubrificados, existe um sequenciamento de aperto recomendado para os parafusos, entre várias outras recomendações detalhadas no documento.

Entretanto, mesmo utilizando o método mais preciso no controle de pré-carga para aplicar a tensão calculada nos parafusos e seguindo todas as recomendações do código ASME, com o início da operação e aumento de pressão e temperatura, ocorre a diminuição da pressão sobre a junta de vedação, motivada por alguns fatores como variações bruscas de temperatura dos componentes, deformação natural da junta de vedação e deformações plásticas nos fios de rosca da porca e estojos (*Embedding*). Em artigo para PVP (Pressure Vessels and Piping Conference - ASME), Reeves e Warren demonstram o relaxamento da tensão nos parafusos em juntas flangeadas e que a tensão em um flange de trocador de calor do tipo casco/tubo leva cerca de 15 meses para se estabilizar (REEVES, David; BROWN, Warren; 2012, p.10). Esse relaxamento diminui a pressão sobre a junta de vedação, podendo gerar vazamento.

Gráfico 1 - Estudo do relaxamento da ligação flangeada com junta dupla camisa (Pressão na junta x Tempo)



Fonte: Adaptado de: REVEES; BROWN, 2012, p.10.

O Gráfico 1 mostra o relaxamento de um flange com junta do tipo dupla camisa ao longo dos meses. Através da análise observa-se que existe uma queda brusca de carga sobre a junta logo nos primeiros dias de operação, seguida de um reaperto a quente. Na sequência a queda de carga continua ao longo dos meses.

Em sistemas onde existe queda brusca de carga após aquecimento, como no caso apresentado no Gráfico 1, é recomendado adotar estratégia de monitoramento da união e reaperto em operação para garantir que a junta não perca a carga necessária para vedação. Uma estratégia adotada é realizar reapertos periódicos de acordo com o monitoramento, eliminando, dessa forma, o risco de o relaxamento da ligação atingir valores que permitam vazamento do fluido de processo. Se na situação representada pelo Gráfico 1 fosse adotada a estratégia do reaperto periódico, o aspecto assumido pelo gráfico nas cinco primeiras

medições seria observado ao longo de todo o período, apresentando um aspecto de “sobe-desce”. Além do reaperto a quente, existem estudos que indicam que a carga retida pela junta é maior quanto maior é o aperto inicial (VEIGA, 2019). Obviamente, o aperto inicial deve respeitar as tensões admissíveis para os materiais da junta, parafusos e flange.

O APÊNDICE A apresenta um experimento para verificação do relaxamento de uma junta dupla-camisa, utilizada em um flange posicionado no fundo de um reator de coque, na ocasião, o autor deste trabalho, realizava uma análise para buscar as causas, e então, eliminar a ocorrência de vazamentos neste flange. Os resultados de relaxamentos obtidos se assemelham com os demonstrados pelos testes de Brown e Reeves (2008).

Nas seções subsequentes trataremos especificamente do relaxamento por deformação da junta de vedação, sendo que cada tipo de junta tem um comportamento diferente, algumas relaxam mais que outras.

## **2.2 Juntas Industriais**

No mercado existem variados modelos de juntas de vedação que podem ser utilizadas em diversas aplicações distintas. Entende-se por aplicações distintas as variações de pressão, temperatura e fluido em que os componentes serão aplicados. As juntas podem ser classificadas em metálicas e não-metálicas, as primeiras são aquelas em que o elemento principal de vedação é um metal, como inox, aço-carbono, alumínio, entre outros. Já as não-metálicas não possuem um metal como elemento principal de vedação, existindo juntas de papelão hidráulico, teflon, grafite flexível, entre outras. A escolha do material e tipo da junta deve levar em conta a resistência à pressão e temperatura de trabalho, além de ter material compatível para não sofrer corrosão pelo fluido.

A necessidade da junta de vedação se deve pelo fato de não ser viável manter superfícies de contato entre flanges permanentemente juntas e perfeitamente lapidadas. A própria montagem e manuseio dos componentes gera imperfeições nas faces de vedação, principalmente quando se trata de peças

grandes. Obviamente, existe uma tolerância para imperfeições em faces de vedação. Normas de projeto e fabricação estabelecem padrões mínimos para aceitação das condições de face. Por exemplo, o apêndice D da norma de manutenção *ASME PCC1 Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly* define limites para aceitação de imperfeições. A junta de vedação, ao ser apertada entre os flanges, preenche essas imperfeições existentes nas superfícies das faces, proporcionando a vedação.

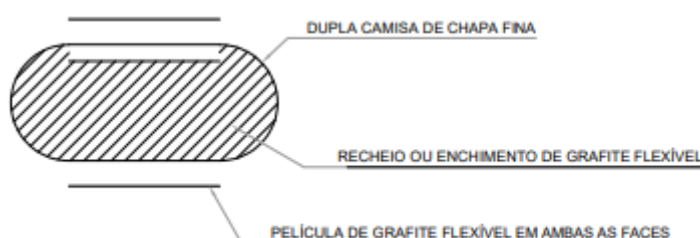
No que diz respeito às juntas, para se conseguir uma vedação satisfatória, é necessário considerar a força de esmagamento inicial, um valor mínimo normalizado pelo fabricante ou pelo ASME, que não deve ser maior que a força de esmagamento máxima admissível pela junta. Deve haver uma carga nos parafusos, que resista à força hidrostática e mantenha uma carga residual sobre a junta de vedação, quando ela está em operação. A junta deve resistir à pressão, temperatura e fluido de serviço. Além disso, cada tipo de junta requer um acabamento mínimo para a superfície de vedação. O desconhecimento desses valores é uma das principais causas de vazamento. (VEIGA, 2019)

As duas juntas que serão abordadas no trabalho são metálicas do tipo dupla camisa e camprofile. A junta dupla-camisa é uma junta que possui uma alma em material macio, que pode ser grafite flexível, um metal macio, PTFE (Politetrafluoretileno) ou papelão de fibra cerâmica. O material mais utilizado na alma é o grafite flexível, conhecido comercialmente como Graflex. Sobre essa alma macia está a dupla camisa metálica. A junta dupla camisa possui espessura entre quatro e seis milímetros e diâmetro ilimitado, e são fabricadas sob encomenda. Já a junta camprofile é composta por um metal maciço com ranhuras recobertas por grafite flexível em sua superfície. As ranhuras, juntamente com o grafite, são responsáveis por deformar e preencher as imperfeições do flange. Caso não existissem essas ranhuras seria mais difícil a deformação do material para preencher as imperfeições. Além disso, após assentada, a junta ranhurada produz um efeito labirinto que dificulta o vazamento.

### 2.2.1 Juntas Dupla-Camisa

As juntas industriais do tipo dupla-camisa geralmente são utilizadas em aplicações de baixas pressões e altas temperaturas (VEIGA,2019). A Figura 4 mostra o esquema de uma junta dupla-camisa, composta por um núcleo macio de grafite flexível, revestido por duas partes metálicas, estas são recobertas por uma fina camada de grafite flexível, em ambas as faces de vedação. O material macio do núcleo geralmente é grafite flexível que, estando aprisionado dentro do revestimento metálico, tem diminuída a sua perda por oxidação em temperaturas elevadas. Já o grafite de cobertura das faces fica exposto, portanto, o limite de temperatura de trabalho deve ser estabelecido conforme a resistência à oxidação do grafite em altas temperaturas. Existem especificações de grafite flexível que atendem aplicações de até 600°C. A vedação é obtida nas extremidades da junta, pontos onde ela possui maior espessura, esses pontos formam a vedação primária e secundária, nos diâmetros interno e externo, respectivamente. Segundo Veiga (2019, p.188), a parte central da junta não exerce grande influência na vedação. O artigo PVP2018-84907 apresentado no congresso ASME PVP 2018, demonstra que as juntas dupla-camisa não apresentam bom desempenho quando o fluido de processo é um gás, apresentando grandes vazamentos nos experimentos realizados (VEIGA; BAULCH; HAMILTON, 2018).

Figura 4 - Esquema construtivo de junta dupla-camisa

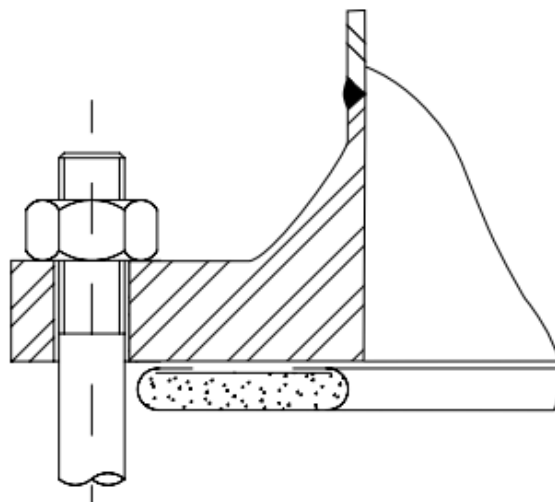


Fonte: próprio autor, 2023

Na Figura 5 a junta está representada em corte e no local em que é instalada. O diâmetro externo da junta é limitado pela montagem dos parafusos, e o diâmetro interno pelo interno da tubulação. Nenhuma parte da junta pode ultrapassar o diâmetro interno do tubo, atingindo a área de fluxo. Essas juntas são

muito utilizadas em trocadores de calor, fabricadas sob encomenda, não havendo limite de diâmetro ou forma.

Figura 5 - Corte da seção transversal de junta dupla camisa, flange e estojo



Fonte: Juntas Industriais, 2019, p.185.

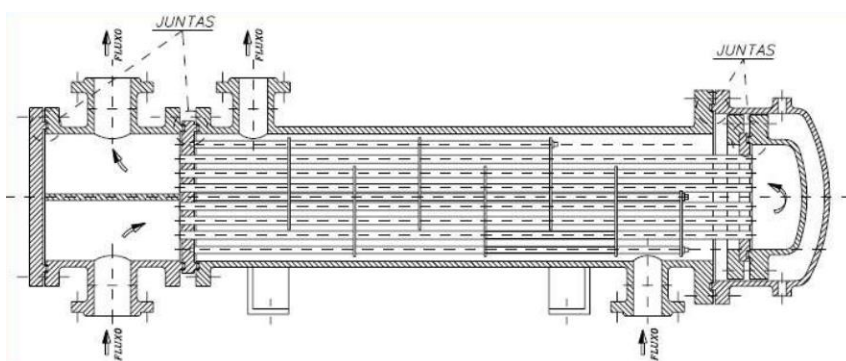
A espessura da chapa de metal é, geralmente, entre 0,4 e 0,5 mm, o material deve ser compatível com o fluido de serviço. Para garantir um bom desempenho das juntas, as empresas podem exigir dos fornecedores alguns testes de qualificação. Segundo Santini (2018, p.2), os testes mais comuns realizados nessas juntas são o teste de resistência ao esmagamento, teste de cisalhamento e teste de selabilidade.

A Figura 6 é um desenho esquemático, de um trocador de calor do tipo casco e tubo, quando aplicadas nos flanges principais desses equipamentos, as juntas devem possuir divisórias de separação entre os passes dos tubos, como mostrado na Figura 7. Essas divisórias normalmente são soldadas, mas também podem ser fabricadas juntas inteiriças. Segundo Veiga (2019, p. 191) as divisórias soldadas são preferidas, porque as inteiriças têm maior tendência à trinca, além de exigirem atenção maior no controle dimensional, já que, se ficarem com largura maior, a pressão de esmagamento pode ficar reduzida nestes pontos.

Existem juntas de vedação para trocadores de calor com várias divisórias, a depender do número de passes do fluido nos tubos. As soldas devem ser feitas de tal forma que não aumente a espessura da junta e não se projete além

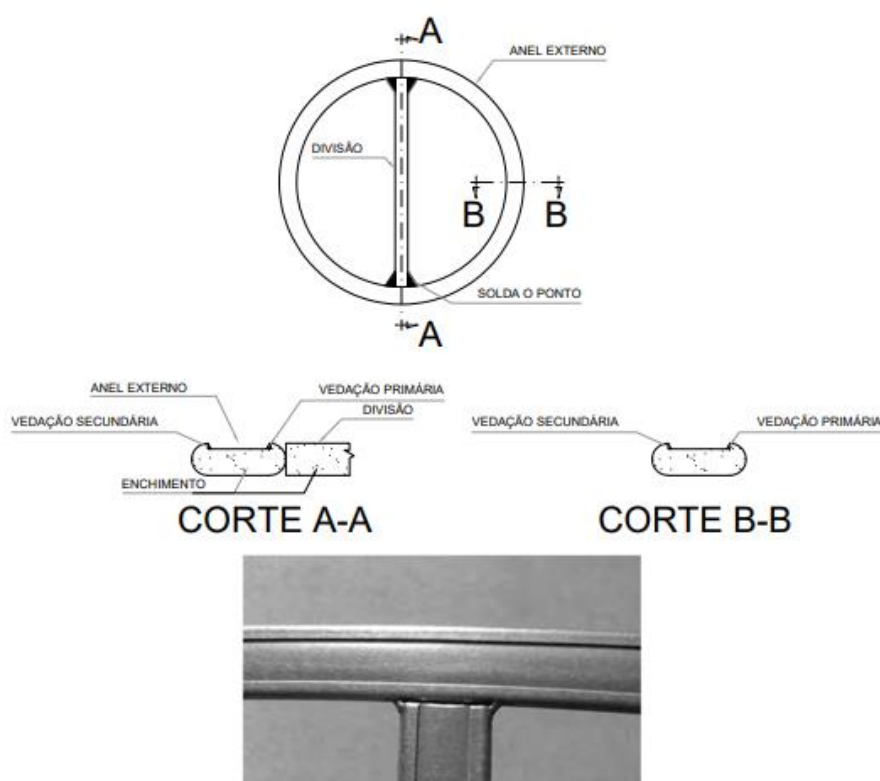
da superfície de vedação da junta. Na Figura 7 a junta é apresentada sem o revestimento de grafite flexível nas faces, dessa forma a junta também pode ser aplicada, entretanto a utilização do grafite flexível na superfície de vedação aumenta a selabilidade, principalmente quando o flange possui alguma imperfeição na face de vedação (VEIGA, 2019).

Figura 6 - Desenho esquemático de um trocador de calor casco/tubo com indicações dos locais das juntas dos flanges principais



Fonte: SANTINI, 2018, p. 1

Figura 7 - Junta dupla-camisa com uma divisória



Fonte: próprio autor, 2023

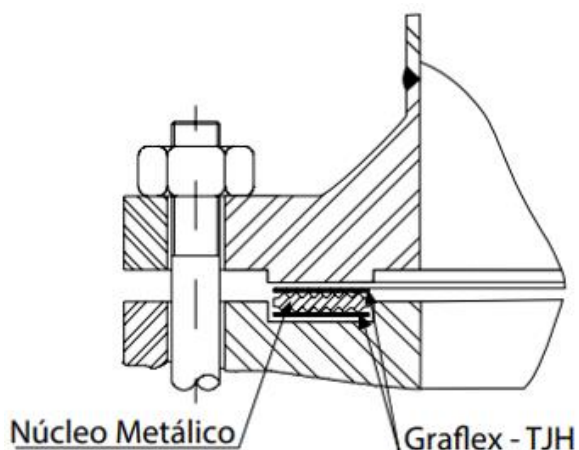
### **2.2.2 Juntas Camprofile**

As juntas camprofile têm desenvolvimento mais recente que as juntas dupla-camisa, e de modo geral têm melhor desempenho em aplicações similares. Elas resistem a maiores cargas de aperto, o que é desejável para minimizar os efeitos do relaxamento. Elas também podem trabalhar em temperaturas de até mil graus celsius, e resistem às condições de dilatação diferencial (VEIGA, 2019). Essas juntas demonstraram resultado satisfatório em comparação às juntas dupla-camisa, em testes realizados por Reeves (2011) e apresentados na PVP 2011.

Na Figura 8 está representada uma junta camprofile apoiada no rebaixo existente na face de vedação, onde a junta é encaixada. Essa junta é constituída por uma alma metálica maciça com ranhuras concêntricas em ambas as superfícies de vedação e recobertas por uma fina camada de material macio, que geralmente é grafite flexível para temperaturas de até 600°C. Para trabalhos acima dessa temperatura ocorre a oxidação do grafite quando ele entra em contato com atmosfera contendo oxigênio, existindo outros materiais que podem exercer a função do grafite, como materiais do grupo dos silicatos (VIEGA, 2019).

Geralmente, as juntas camprofile são fabricadas nas larguras de 10, 13, 16 e 20 mm, sendo possível fabricá-las em outras larguras. A espessura geralmente é de 3,2 mm para o núcleo metálico e 0,4 mm para cada camada de grafite. As ranhuras produzem um mecanismo de vedação chamado de efeito labirinto, elas proporcionam várias possibilidades de vedação, aprisionam o grafite de forma que dificulta sua extrusão ou expulsão pela força radial exercida pela pressão do fluido, além de protegê-lo da oxidação. Quando a junta é comprimida pelo aperto da ligação flangeada o grafite flexível das faces se densifica assumindo o formato ranhurado ou serrilhado das faces metálicas. Em testes de compressão com cargas de 300 Mpa as coberturas de grafite flexível de 0,4 mm ficaram com espessura final de 0,1 mm entre os picos das ranhuras e a face de contato (VEIGA, 2019). A Figura 9 mostra as juntas após o ensaio de compressão.

Figura 8 - Esquema da seção transversal de junta Camprofile, flange e estojo

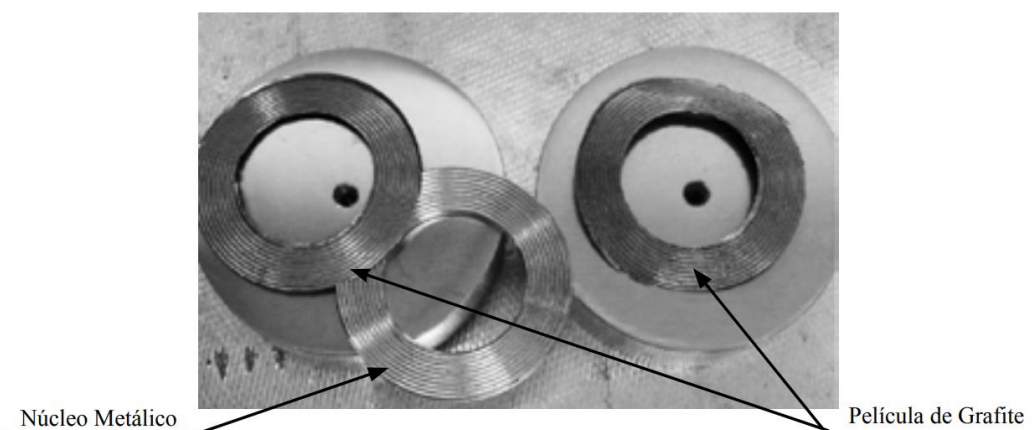


Fonte: VEIGA, 2019, p.222.

O grafite na face da junta melhora a selabilidade, e por ser um material de baixo coeficiente de atrito permite o deslizamento entre a junta e a face do flange durante as dilatações. Experimentos realizados pela empresa Teadit, fabricante de juntas industriais, encontraram coeficientes de atrito entre 0,045 e 0,080.

A montagem deve ser realizada com atenção, nos casos de flanges do tipo macho e fêmea é necessário que ocorra o perfeito encaixe da junta no rebaixo do flange. Caso a junta não seja bem encaixada em algum ponto, haverá grande possibilidade de ocorrer de vazamento. Além do encaixe perfeito, as juntas, de modo geral, requerem uma face de vedação com uma planicidade mínima e rugosidade máxima, determinada por norma ASME e fabricante.

Figura 9 - Junta camprofile após ensaio de compressão



Fonte: VEIGA, 2019, p. 224

O perfil ranhurado da face de vedação proporciona grandes pressões de esmagamento com apertos relativamente baixos nos parafusos. A Figura 10 apresenta um trecho de uma junta camprofile circular, com uma parte do grafite da face removido, possibilitando a visualização das ranhuras da face.

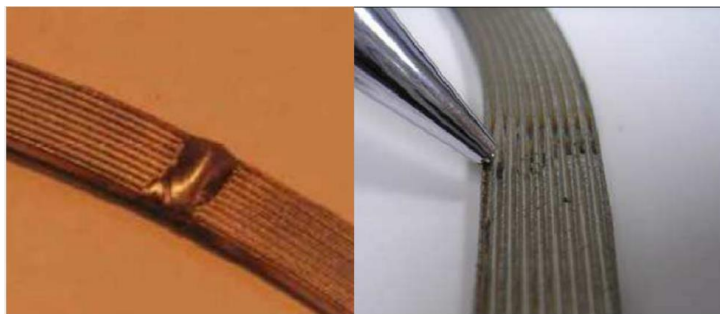
Figura 10 - Trecho de junta camprofile com parte do grafite removido



Fonte: próprio autor, 2023

Para utilização em trocadores de calor, essas juntas precisam possuir travessas ou divisórias que separam os passes do trocador de calor, geralmente essas divisórias são soldadas. Além disso, juntas de grandes diâmetros possuem solda de topo em seu fechamento. A Figura 11 exemplifica uma solda de fechamento em junta camprofile, essa solda deve ser de penetração total e ser realizada antes da usinagem das ranhuras. É desejável que a solda seja realizada respeitando os requisitos estabelecidos pelo código ASME IX - *Welding, Brazing and Fusing Qualification*, e realizados ensaios para controle de qualidade. A dureza nas regiões das soldas deve ser medida e as propriedades mecânicas devem ser uniformes ao longo de toda junta. Devem ser inspecionados o alinhamento, a presença de ressaltos, rebaixos ou qualquer descontinuidade ao longo da junta. A presença de alguma dessas anormalidades pode provocar comportamento heterogêneo na distribuição da carga de aperto, provocando vazamento.

Figura 11 - Cordão de solda na junta camprofile antes e depois da usinagem



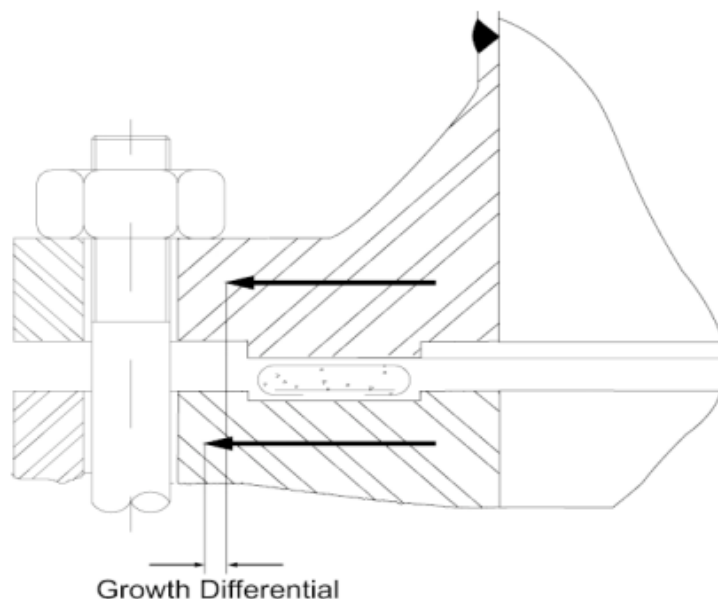
Fonte: Adaptado de: SANTINI, 2018, p. 3-4

Diferentemente da junta dupla-camisa, que sofre uma acentuada deformação quando é utilizada, a junta camprofile por ser maciça, resiste mais à carga de aperto, além do grafite flexível ser o elemento primário de vedação. Por esse motivo, a junta camprofile pode ser reutilizada, substituindo apenas a cobertura de material macio em ambas as faces. Obviamente que, para reutilização da junta é necessário a realização de inspeção geral nas faces, verificando se as dimensões das ranhuras estão conforme projeto, possuem uniformidade de dureza e não apresentam nenhuma descontinuidade.

### **2.3 Dilatação Radial Diferencial dos Flanges de Trocadores de Calor**

Existe um fenômeno que ocorre nos flanges dos trocadores de calor do tipo casco/tubo, conhecido como DRDF. Esse fenômeno ocorre quando um flange opera em uma temperatura diferente da temperatura de seu par, o que é bastante comum em trocadores de calor. Isso gera uma diferença na dilatação, como ilustrado na Figura 12. Cria-se, portanto, uma força de atrito entre as superfícies da junta e do flange. Essa força de atrito gera uma tensão de cisalhamento na junta, exigindo que ela tenha boa resistência ao cisalhamento, caso contrário pode resultar em falhas e vazamentos no equipamento, principalmente quando esse fenômeno ocorre em ciclos.

Figura 12 - Representação da dilatação diferencial radial dos flanges



Fonte: PVP 61121 Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing, 2008.

Nos testes conduzidos por Brown e Reeves (2001, p. 1-4), demonstrou-se que a DRDF pode levar certos tipos de juntas de vedação a falharem. Dado que a dilatação linear é diretamente proporcional ao diâmetro, essa questão se torna ainda mais relevante à medida que o diâmetro do trocador de calor aumenta. Em medições realizadas com o auxílio de termopares acoplados aos flanges, foi possível constatar experimentalmente que, raramente, a diferença de temperatura ultrapassa os 50°C. Contudo, em algumas situações, a dilatação diferencial é agravada devido à utilização de materiais com coeficientes de expansão térmica distintos, como ocorre no caso do espelho fixo dos tubos dos trocadores de calor, feito de aço inoxidável e montado entre os flanges de aço carbono do carretel dos tubos e do casco, como ilustrado na Figura 13.

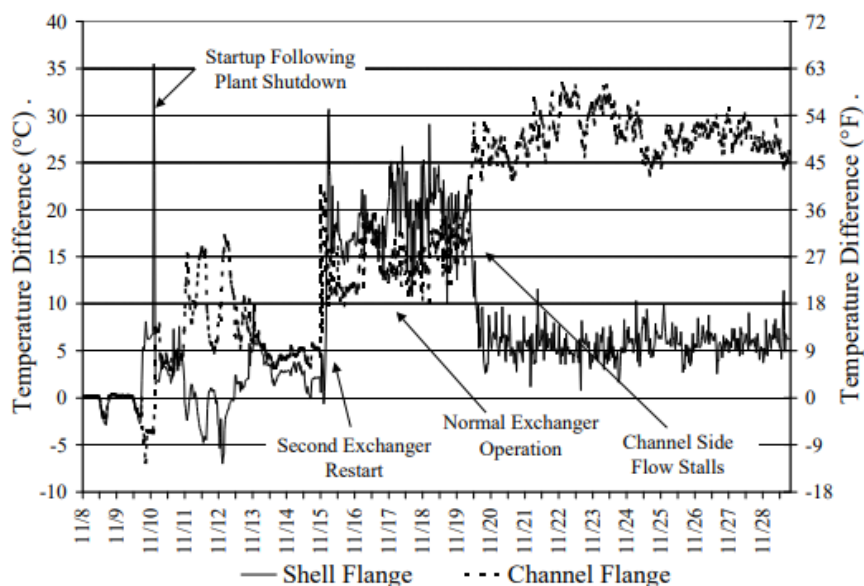
Figura 13 - Espelho fixo de feixe tubular em aço inoxidável, montado entre flanges de aço carbono em um trocador de calor do tipo casco e tubos em um trocador de calor do tipo casco e tubos



Fonte: próprio autor, 2023

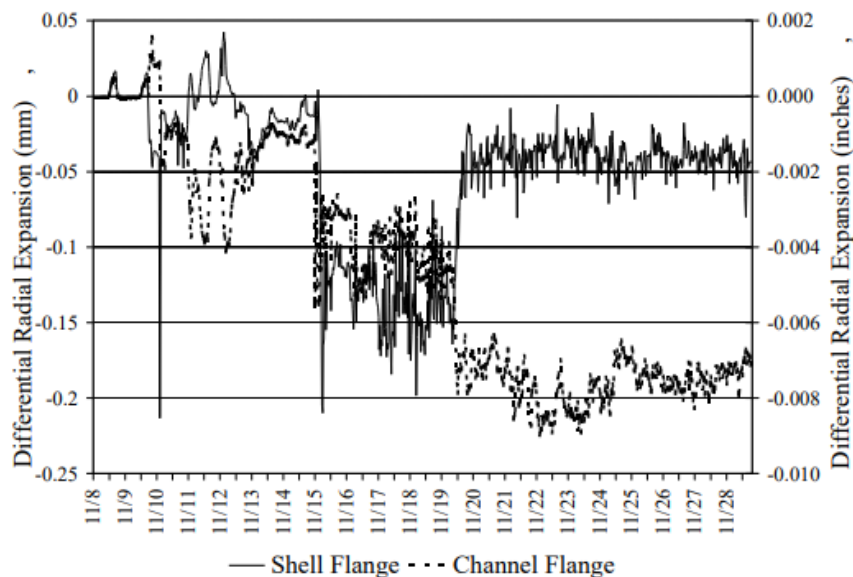
Ao avaliar a magnitude do diferencial térmico e dimensional, com termopares e extensômetros acoplados aos flanges, foram gerados os gráficos das Figuras 14 e 15 (REEVES e BROWN, 2001).

Figura 14 - Diferencial de temperatura entre os flanges durante 21 dias de operação (08/novembro até 28/novembro)



Fonte: Failure of heat exchanger gaskets due to differential radial expansion of the mating flanges, 2001, p. 2

Figura 15 - Diferencial de expansão entre os flanges durante 21 dias de operação (08/novembro até 28/novembro)

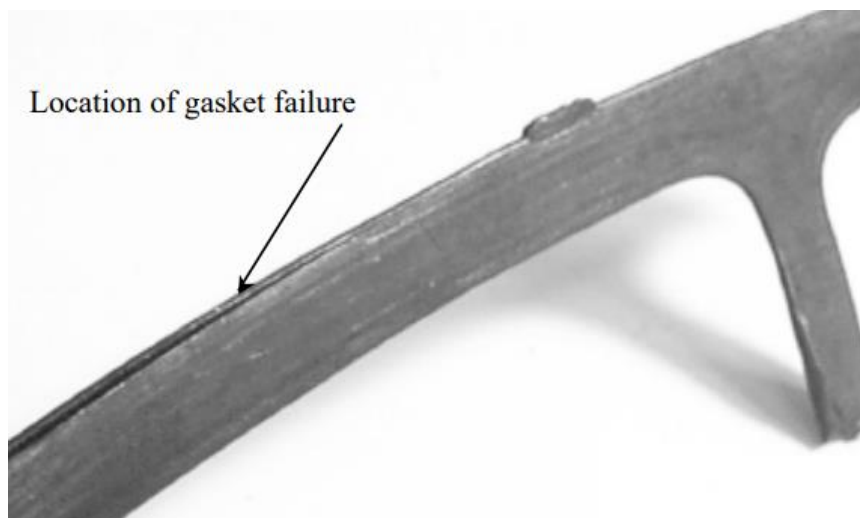


Fonte: Failure of heat exchanger gaskets due to differential radial expansion of the mating flanges, 2001, p. 3

No caso de movimento relativo entre os flanges, podem ocorrer dois modos de comportamento entre a junta e o flange. Em uma situação, a face de vedação do flange pode deslizar sobre a junta, reduzindo a tensão de cisalhamento e permitindo que o flange se desloque ao se expandir, podendo ocorrer vazamentos por relaxamento e perda de grafite flexível das faces, além de danos radiais criados na face da junta. Em outro cenário, o atrito entre as faces pode ser tão elevado que submete a junta a uma carga de cisalhamento cíclico, o que pode resultar em deformações excessivas e, por fim, na falha da junta de vedação (BROWN e REEVES, 2001).

Nas juntas de dupla-camisa analisadas por Reeves e Brown (2001, p. 1-4), foram observados os dois modos de falha. Nas que apresentaram deslizamento, a análise microscópica revelou marcas radiais, em contraste, nas outras, não se identificaram marcas radiais. A certeza de que houve variação dimensional reforça a suposição de que a junta se adaptou a essas variações, resultando em maiores tensões de cisalhamento radial. Isso levou à falha da capa de metal, seguida pela subsequente liberação do material de preenchimento interno e vazamentos na junta. A Figura 16 mostra, indicado pela seta, a região de deformação e falha da junta de vedação.

Figura 16 - Junta dupla-camisa com a borda externa deformada



Fonte: Failure of heat exchanger gaskets due to differential radial expansion of the mating flanges, 2001, p. 3

Complementando os estudos anteriores, Reeves (2008), juntamente com a Teadit, uma reconhecida fabricante de juntas industriais, utilizou um teste conhecido como T-RaST. Originalmente denominado Radial Shear Testing, quando desenvolvido pela equipe da École Polytechnique da Universidade de Montreal, este teste já havia sido empregado para avaliar a vedação de juntas em condições de cisalhamento. A Teadit, com o suporte de Reeves, realizou algumas modificações para testar e desenvolver novas juntas, renomeando o teste como T-RaST, abreviação de Teadit Radial Shear Testing.

O teste de cisalhamento requer a montagem precisa de um flange em um ambiente laboratorial, submetendo esses flanges a repetidas variações de temperatura. No âmbito do estudo apresentado (Reeves, 2008), foram realizados cuidadosos ciclos térmicos, abrangendo a medição das temperaturas por meio de termopares e das tensões nos parafusos mediante o acompanhamento de seu alongamento.

Com o uso do dispositivo T-Rast, Reeves e Veiga (2008, p. 1-5) demonstraram que juntas dupla-camisa, submetidas a variações cíclicas de DRDF, sofrem deformações excessivas, conforme pode ser observado na Figura 17.

Figura 17 - Junta dupla camisa deformada por dilatação diferencial dos flanges

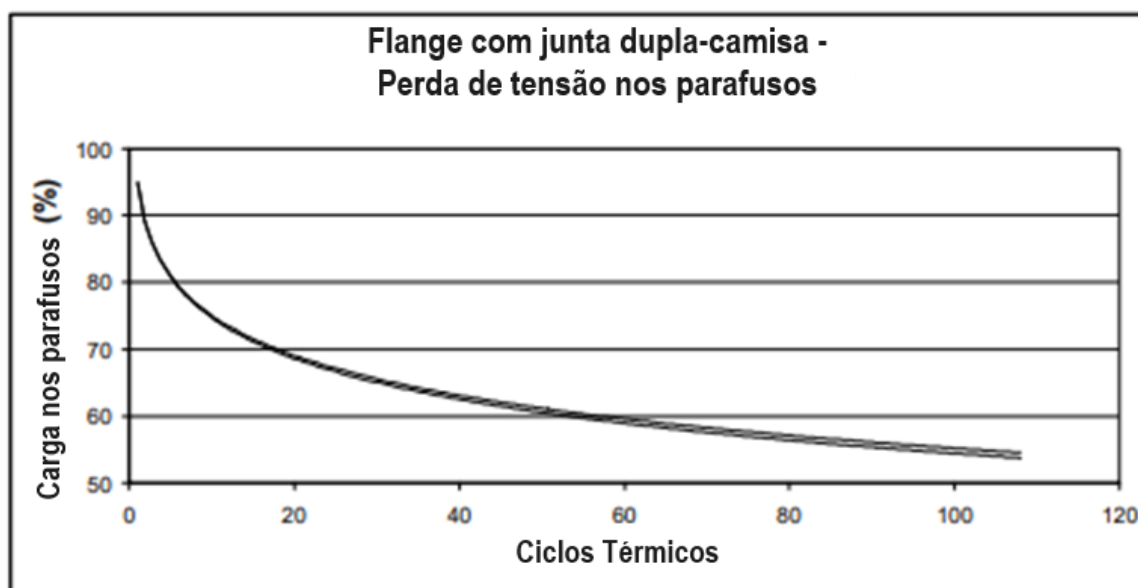


Fonte: PVP 61121 Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing, 2008, p. 3

Essas deformações reduzem a tensão nos parafusos e, como resultado, diminuem a carga sobre a junta. Os parafusos mantiveram apenas 55% da tensão inicial, indicando um excesso de deformação na junta de vedação. O gráfico da Figura 18, de carga média dos parafusos, mostra a perda contínua de carga durante os ciclos. Embora tenha sofrido acentuada deformação plástica, a ligação flangeada não apresentou vazamento no teste realizado. A deformação observada ocorreu simultaneamente ao relaxamento da tensão nos parafusos. Portanto, a tensão de cisalhamento sobre a junta pode ter sido atenuada pela redução da pressão sobre ela, embora essa redução de pressão não tenha caído abaixo do limite mínimo para vazamentos.

Os estudos conduzidos por Brown e Reeves (2001, p. 1), que indicam que de 30% a 45% das aplicações de trocadores de calor do tipo casco e tubos em refinarias de petróleo apresentam vazamentos. Considerando que a maioria desses trocadores de calor utiliza juntas dupla-camisa, é evidente que, embora essas juntas não tenham apresentado vazamentos nos testes de laboratório, a significativa deformação observada não é sustentável a longo prazo em aplicações reais.

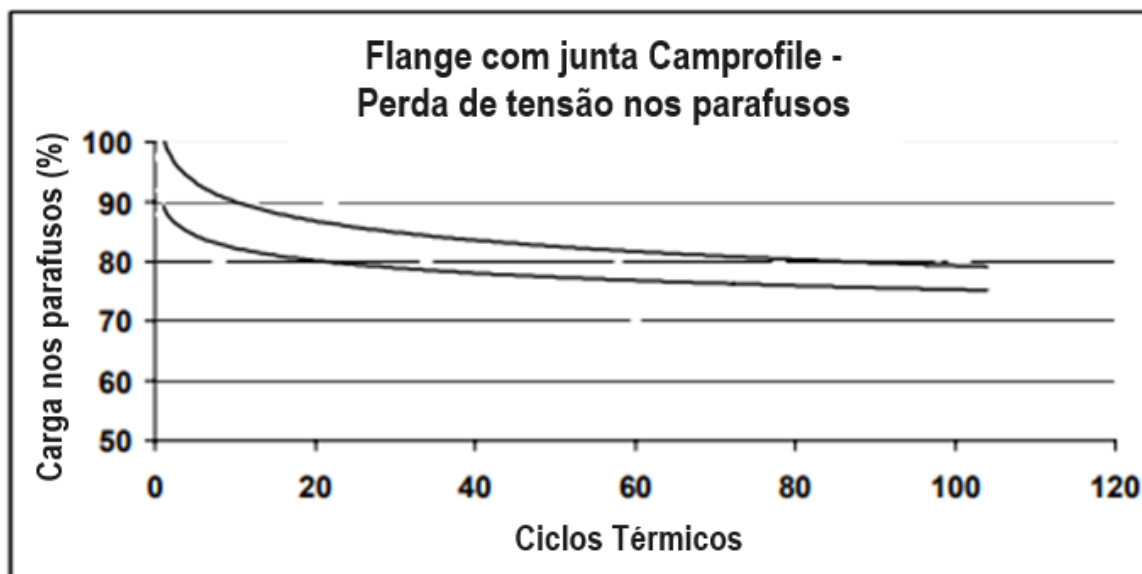
Figura 18 - Redução de carga nos estojos em flange de bancada durante o ensaio T-RaST da junta dupla-camisa



Fonte: Adaptado de: PVP 61121 Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing, 2008, p.4

O mesmo teste foi realizado com a junta camprofile, empregando os mesmos parâmetros de temperatura, pressão e número de ciclos. Assim como no teste das juntas dupla-camisa, não houve vazamento. No entanto, a perda de carga nos parafusos ocorreu de maneira mais gradual e manteve uma carga residual maior, variando de 75% a 80% da carga inicial. O teste comprovou que a junta maciça serrilhada preserva o grafite na face de vedação, assegurando uma vedação eficaz. Após a remoção da junta, ficou evidente que a camada de grafite permanecia completa sobre as serrilhas da face da junta, como mostra a Figura 20. O gráfico apresentado na Figura 19 exhibe a perda de carga dos parafusos, sendo o valor uma média da carga de todos os parafusos. Os pesquisadores sustentam que, com os dados obtidos para juntas camprofile, elas são apropriadas para utilização em serviços com diferenças de dilatação entre os flanges. O valor da queda de pressão sobre a junta demonstra ser aceitável. De acordo com Veiga (2019, p. 20), o relaxamento após o aperto inicial ocorre em todos os tipos de juntas, e algumas juntas exibem níveis de relaxamento superiores aos observados nos testes, até mesmo em aplicações onde a diferença de dilatação não é um fator observado.

Figura 19 - Redução de carga nos estojos em flange de bancada durante o ensaio T-RaST da junta camprofile



Fonte: Adaptado de: PVP 61121 Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing, 2008, p. 4

Figura 20 - Junta Camprofile após T-RaST



Fonte: PVP 61121 Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing, 2008, p.4

## 2.4 Projeto das Ligações Flangeadas

No passado, até por volta da década de 90, geralmente não se considerava a DRDF na seleção do tipo de junta de vedação. De acordo com Brown e Reeves (2001, p. 1), o fenômeno de DRDF não era levado em conta durante a fase de projeto do equipamento. No entanto, nos últimos vinte anos, estudos conduzidos levaram a uma mudança nessa abordagem, resultando na

consideração desse efeito nos projetos. Como resultado, as normas técnicas foram atualizadas para desencorajar o uso de juntas de dupla camisa em casos específicos. Por exemplo, a norma API 660 para projeto de trocadores de calor agora desaconselha o uso de juntas de dupla camisa em flanges principais de trocadores com diâmetros superiores a 1200 mm ou que operem em temperaturas acima de 205°C.

Apesar das normas atuais não recomendarem a utilização das juntas dupla-camisa em alguns casos específicos, a maioria dos equipamentos ainda emprega muito este tipo de junta, inclusive nesses casos. Isso ocorre porque essa atualização das normas é relativamente recente em comparação com a idade dos equipamentos da indústria brasileira. Portanto, fica a critério da gestão de manutenção ou do setor de engenharia das empresas, executarem modificações nos equipamentos em operação.

Considerando que estudos (BROWN; REEVES, 2001) indicam que entre 30% e 45% de todas as aplicações de trocadores de calor em refinarias de petróleo apresentam algum tipo de vazamento, a alteração das juntas utilizadas nesses equipamentos se torna uma melhoria significativa. Para efetuar essa modificação, é necessário considerar a pressão requerida para a vedação da nova junta a ser empregada.

A carga aplicada sobre a junta de vedação é determinada com base em duas constantes experimentais definidas pelo fabricante da junta. A primeira constante, chamada "y", representa a pressão mínima necessária para assentamento. A segunda constante, "m", multiplicada pela pressão de operação, determina uma carga mínima utilizada para calcular a força residual necessária na vedação durante as condições de operação.

No caso de o fabricante não fornecer esses valores, o código ASME estabelece os parâmetros para as constantes em relação aos tipos de juntas mais comuns em projetos de caldeiras e vasos de pressão. No entanto, o ASME não disponibiliza as constantes específicas para a junta camprofile com grafite na face, sendo que as informações estão restritas às juntas metálicas maciças serrilhadas (grooved metal) que não incluem grafite flexível. Portanto, a alternativa mais

apropriada é utilizar as constantes associadas a esse último tipo de junta, já que são as que mais se aproximam da realidade. A Figura 21 extraída do ASME seção VIII Div. 1 apresenta as constantes para juntas dupla-camisa e metálica maciça serrilhada.

Figura 21 - Parte da tabela de constantes “m” e “y” para juntas de vedação de caldeiras e vasos de pressão, extraída do ASME BPVC Sec VIII Div.1

<b>Table 2-5.1</b>				
<b>Gasket Materials and Contact Facings</b>				
<b>Gasket Factors <i>m</i> for Operating Conditions and Minimum Design Seating Stress <i>y</i></b>				
Gasket Material	Gasket Factor <i>m</i>	Min. Design Seating Stress <i>y</i> , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in <a href="#">Table 2-5.2</a>
<b>Flat metal, jacketed mineral fiber filled:</b>				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a), (1b), (1c) [Note (1)], (1d) [Note (1)], (2) [Note (1)]; Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft steel	3.75	7,600 (52)		
Monel	3.50	8,000 (55)		
4-6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.75	9,000 (62)		
<b>Grooved metal:</b>				
Soft aluminum	3.25	5,500 (38)		(1a), (1b), (1c), (1d), (2), (3); Column II
Soft copper or brass	3.50	6,500 (45)		
Iron or soft metal	3.75	7,600 (52)		
Monel or 4-6% chrome	3.75	9,000 (62)		
Stainless steels and nickel-base alloys	4.25	10,100 (70)		

Fonte: ASME Boiler and Pressure Vessel Code Division 1, 2023, p. 386

No caso das duas juntas em questão, tanto o fabricante quanto o ASME fornecem constantes "m" e "y" maiores para juntas serrilhadas em comparação com as juntas dupla-camisa. Portanto, é necessário aplicar uma carga maior sobre a junta camprofile. O aumento da pressão sobre a junta de vedação é alcançado por meio da aplicação de uma tensão maior nos parafusos da conexão flangeada. No cenário de substituição do tipo de junta, é essencial realizar cálculos para determinar um novo valor de torque para o aperto dos estojos. Além disso, é fundamental verificar se a nova tensão aplicada é suportada pelos estojos e se o momento gerado nas abas dos flanges é adequadamente absorvido, respeitando os limites estabelecidos pelo código de projeto.

Geralmente, os flanges dos trocadores de calor na indústria petrolífera são fabricados com dimensões padronizadas, de acordo com o ASME B 16.5 ou

ASME B16.47, agrupando-os por classes que separam os flanges de acordo com limites de temperatura e pressão de operação ou são projetados com dimensões personalizadas conforme o Apêndice 2 do ASME VIII Div. 1 ou Div. 2 Parte 4. O processo de projeto das conexões aparafusadas segue uma sequência específica: inicia-se com a seleção da junta de vedação, a escolha dos estojos, a seleção dos tipos e materiais dos flanges e, por fim, a realização do dimensionamento dos flanges. No caso analisado neste trabalho, que envolve a substituição do tipo de junta, a etapa de dimensionamento deve ser reavaliada, considerando que as constantes "m" e "y" da nova junta de vedação são diferentes. A necessidade de um aperto maior pode gerar maiores tensões nos flanges que os limites estabelecidos pelo código de projeto.

O projeto da ligação flangeada ocorre da seguinte maneira conforme Apêndice 2 do ASME VIII Div. 1:

Para o cálculo da área de vedação, é definido que,

$$b = b_0, \text{ se } b_0 \leq 1/4 \text{ in (6mm)}$$

$$b = C_b \sqrt{b_0}, \text{ se } b_0 \geq 1/4 \text{ in (6mm)}$$

$$G = 0,5(D_E + D_I), \text{ se } b_0 \leq 1/4 \text{ in (6mm)}$$

$$G = D_E - 2b, \text{ se } b_0 \geq 1/4 \text{ in (6mm)}$$

Sendo que  $b$  é a largura efetiva da junta de vedação,  $b_0$  é a largura básica de assentamento da junta de vedação (largura total da junta),  $C_b$  é um fator de correção de unidades (0,5 para sistema americano e 2,5 para sistema internacional de unidades),  $G$  é o diâmetro de reação da junta (onde a vedação começa a ocorrer),  $D_E$  é o diâmetro externo da junta de vedação e  $D_I$  é o diâmetro interno da junta de vedação.

Com os valores de "b" e "G" torna-se possível calcular o valor da força mínima para assentamento da junta de vedação,  $W_{M2}$ , em função da constante "y" da junta especificada.

$$W_{m2} = (3,14bG)y \quad (2.1)$$

Essa é a força total nos estojos capaz de aplicar uma tensão de assentamento,  $y$ , mínima na junta de vedação. Com essa informação pode ser calculada a área mínima,  $A_{m2}$  necessária para os estojos.

$$A_{m2} = W_{m2} / S_a \quad (2.2)$$

Sendo que,  $W_{m2}$  é a força mínima requerida nos parafusos para as condições de assentamento da junta,  $A_{m2}$  é a área mínima de seção raiz para os estojos,  $S_a$  é a tensão máxima admissível nos estojos em temperatura ambiente.

Em condições de operação, os componentes da ligação aparafusada devem resistir à força hidrostática do fluido de serviço, e manter uma compressão residual mínima na junta de vedação. Para calcular a força mínima total necessária na junta de vedação para essas condições de operação, utilizamos a seguinte equação:

$$W_{m1} = (0,785G^2P) + (3,14Gb)2mP \quad (2.3)$$

Sendo  $W_{m1}$  a força mínima requerida nos parafusos para condições de operação,  $P$  é a pressão de projeto do equipamento,  $m$  é o fator de vedação em condições de operação.

Com isso podemos calcular a área mínima de parafuso,  $A_{m1}$  necessária para as condições de operação:

$$A_{m1} = W_{m1} / S_b \quad (2.4)$$

Sendo  $A_{m1}$  a área mínima de parafuso para condições de operação e  $S_b$  a tensão admissível nos estojos na temperatura de projeto

A área total requerida para os estojos,  $A_m$ , será a maior entre  $A_{m1}$  e  $A_{m2}$ . A área total real existente de parafusos,  $A_b$  deve ser maior ou igual a  $A_m$ .

$$A_b = a_{raiz} \times n \quad (2.5)$$

Sendo que,  $A_b$  deve ser no mínimo igual a  $A_m$  ou maior,  $a_{raiz}$  é a área raiz de um estojo e  $n$  a quantidade de estojos utilizados na ligação.

Para dimensionamento dos flanges são consideradas duas forças, a  $W_1$  que é igual a  $W_{m1}$  e a  $W_2$  que é calculada conforme a seguinte equação:

$$W_2 = \frac{(A_b + A_m)}{2} S_a \quad (2.6)$$

A partir dos valores de  $W_1$  e  $W_2$  podem ser calculados os momentos aplicados nos flanges. Para condições de assentamento da junta de vedação, o momento é calculado da seguinte forma:

$$M_o = W_2 \frac{(C - G)}{2} \quad (2.7)$$

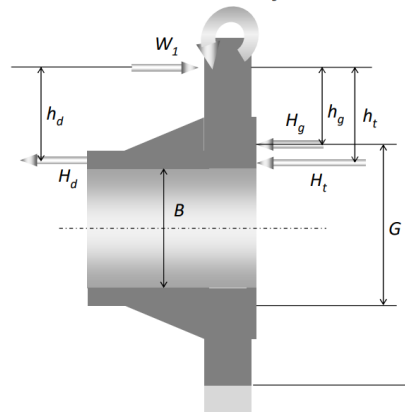
Neste caso,  $C$  é o círculo dos parafusos e  $G$  o diâmetro de reação da junta (definido pela norma).

Em relação às condições de operação do equipamento, o momento é a soma dos momentos causados pela pressão de operação e pela carga de vedação da junta. Esse cálculo é realizado da seguinte forma:

$$M_o = H_d \cdot h_d + H_t \cdot h_t + H_g \cdot h_g \quad (2.8)$$

A Figura 22 representa os braços de momento e os pontos de atuação das forças.

Figura 22 - Cargas e braços de momento no flange



Fonte: próprio autor, 2023

Sendo que,

$$H_d = \left( \frac{\pi B^2}{4} \right) P$$

$$H_t = \left( \frac{\pi(G^2 - B^2)}{4} \right) P$$

$$H_g = W_{m1} - (0,785 G^2 P)$$

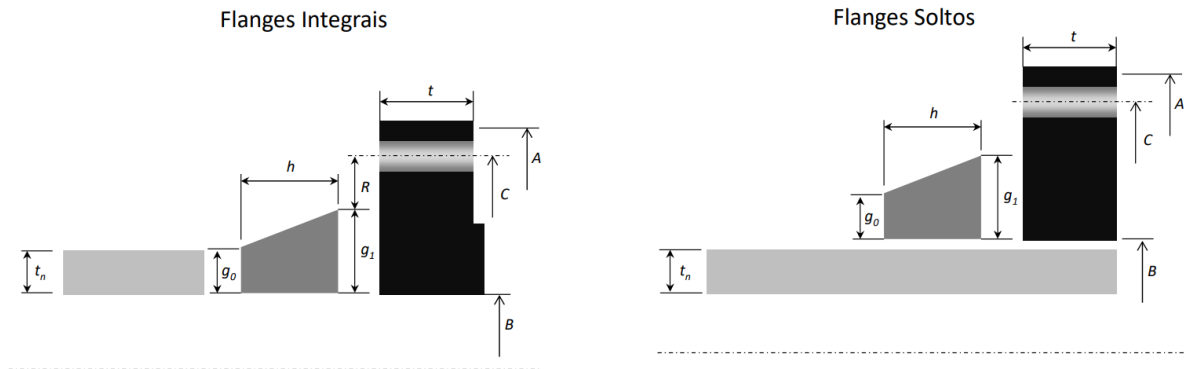
Os braços de momento  $h_d$ ,  $h_t$  e  $h_g$  são calculados conforme descrito na tabela da Figura 23, extraída do ASME VIII Div.1, utilizando as dimensões mostradas na Figura 24:

Figura 23 - Braços de momento para cálculo do momento em flanges nas condições de operação

<b>Table 2-6</b>			
<b>Moment Arms for Flange Loads Under Operating Conditions</b>			
	$h_D$	$h_T$	$h_G$
Integral type flanges [see Figure 2-4 sketches (5), (6), (6a), (6b), and (7)] and optional type flanges calculated as integral type [see Figure 2-4 sketches (8), (8a), (9), (9a), (10), (10a), and (11)]	$R + 0.5g_1$	$\frac{R + g_1 + h_G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Loose type, except lap-joint flanges [see Figure 2-4 sketches (2), (2a), (3), (3a), (4), and (4a)]; and optional type flanges calculated as loose type [see Figure 2-4 sketches (8), (8a), (9), (9a), (10), (10a), and (11)]	$\frac{C - B}{2}$	$\frac{h_D + h_G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Lap-type flanges [see Figure 2-4 sketches (1) and (1a)]	$\frac{C - B}{2}$	$\frac{C - G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$

Fonte: ASME seção VIII, 2023, p. 390

Figura 24 - Dimensões para flanges integrais e soltos



Fonte: próprio autor, 2023

Com os momentos calculados é possível calcular as tensões atuantes no flange. As tensões são calculadas para flanges integrais e flanges soltos.

As tensões nos flanges integrais são definidas pelas seguintes equações:

$$S_H = \frac{fM_o}{Lg_1^2B} \quad (2.9)$$

Para esta equação  $S_H$  é a tensão longitudinal no cubo do flange,  $f$  é um fator de correção da tensão no cubo,  $L$  é um fator igual a  $\frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d}$ ,  $e$  também é um fator determinado por  $\frac{F}{h_o}$  (para flanges integrais) e  $d$  outro fator determinado por  $\frac{U}{V} h_o g_o^2$  (para flanges soltos).

$$S_R = \frac{(1,33te + 1)M_o}{Lt^2B} \quad (2.10)$$

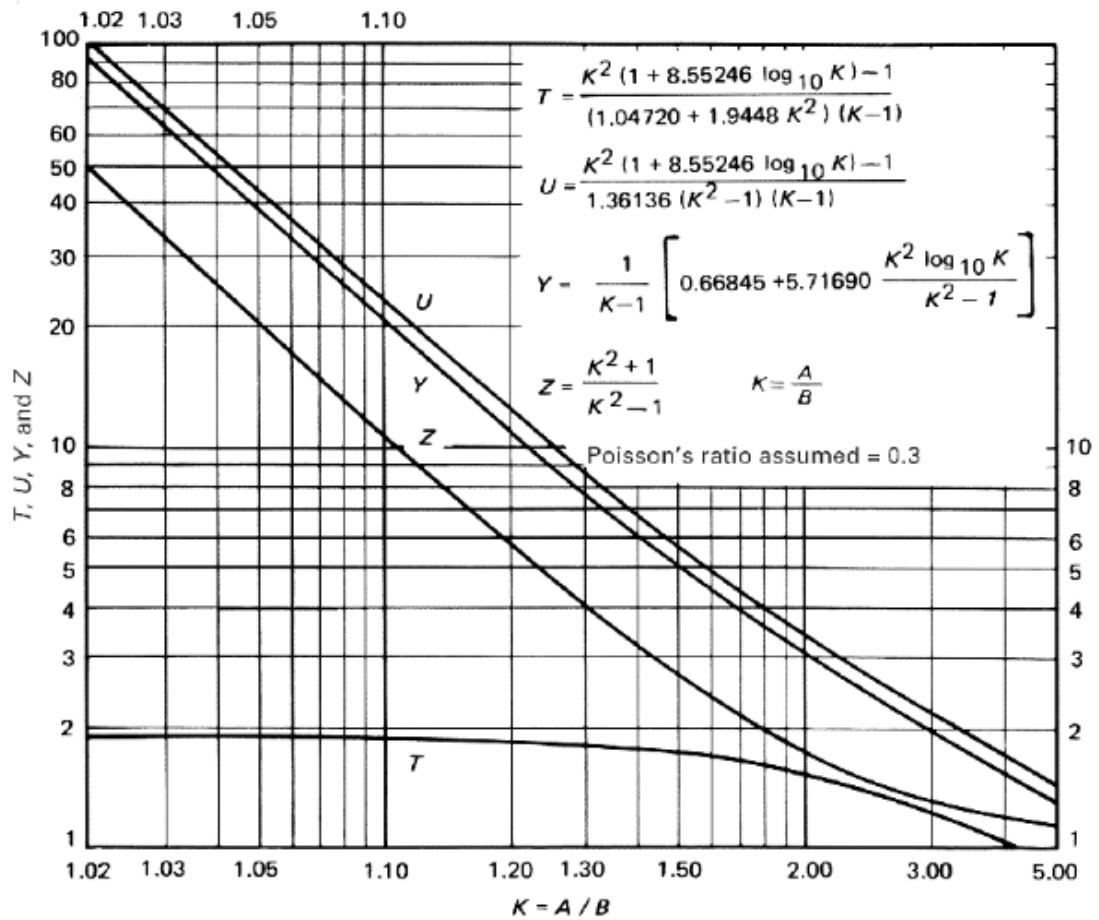
$S_R$  é a tensão radial no flange,  $t$  é a espessura da aba do flange e  $h_o$  é um fator igual a  $\sqrt{Bg_o}$ .

$$S_T = \frac{YM_o}{t^2B} - ZS_R \quad (2.11)$$

$S_T$  é a tensão tangencial no flange

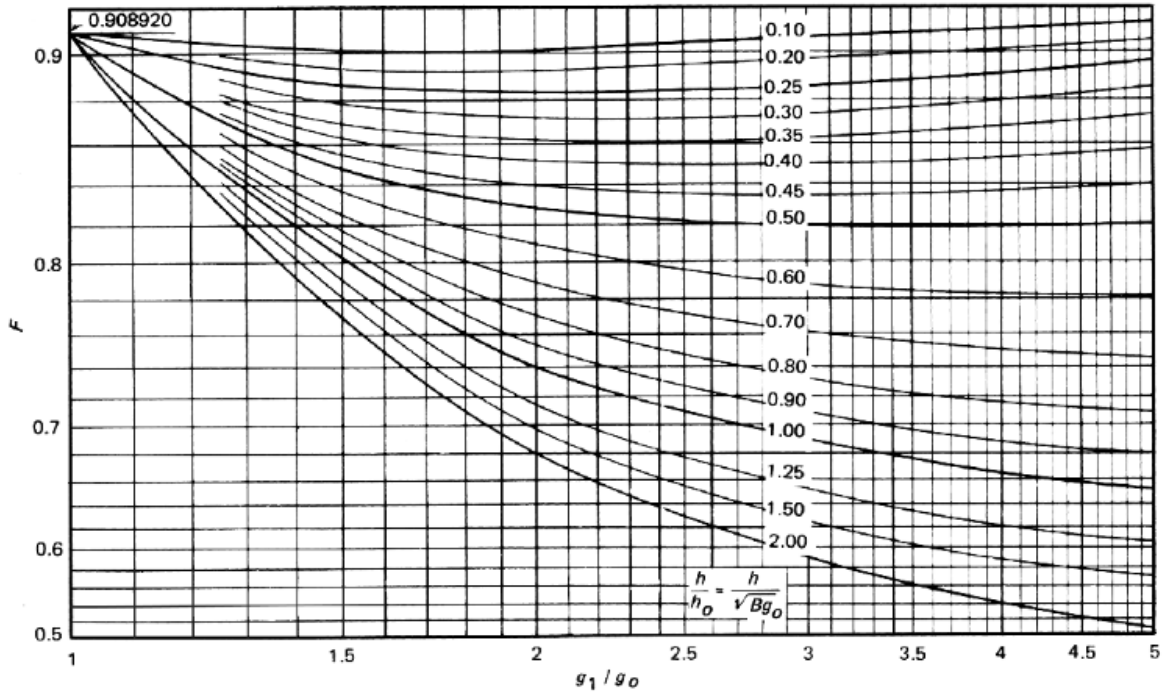
Os fatores  $Y, Z, U, T, F, V$  e  $f$ , utilizados nas equações são obtidos através das curvas a seguir, apresentadas nas Figuras 25 a 28:

Figura 25 - Valores de  $Y, Z, U$  e  $T$



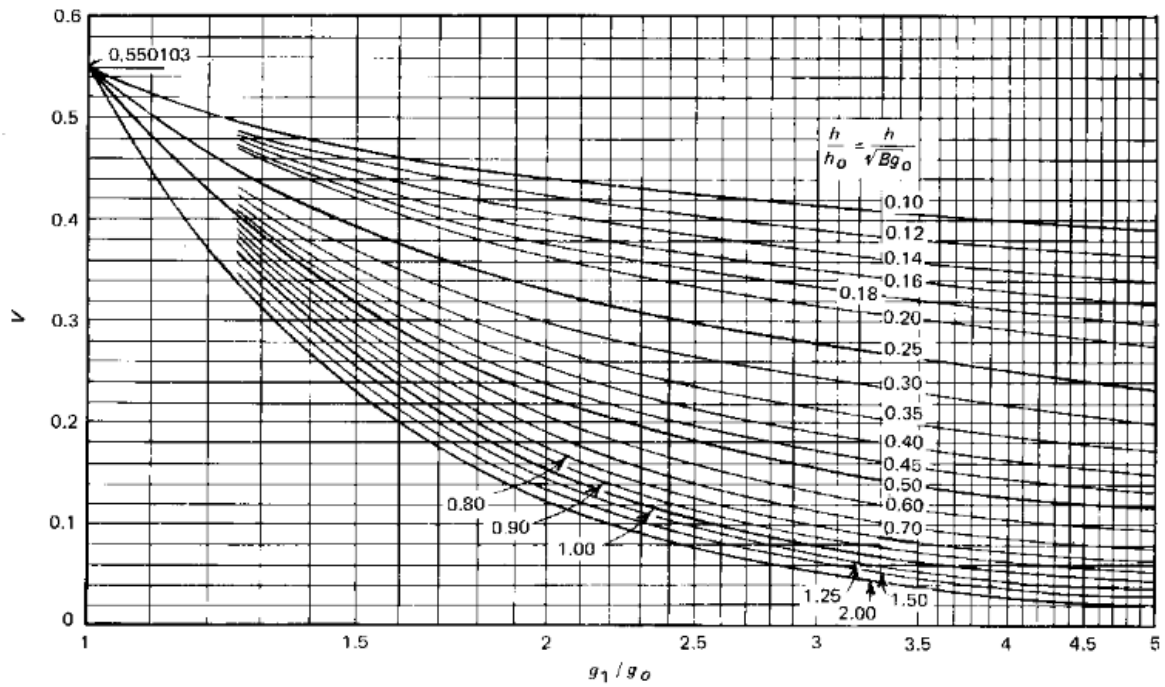
Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, p. 392

Figura 26 - Valores de F

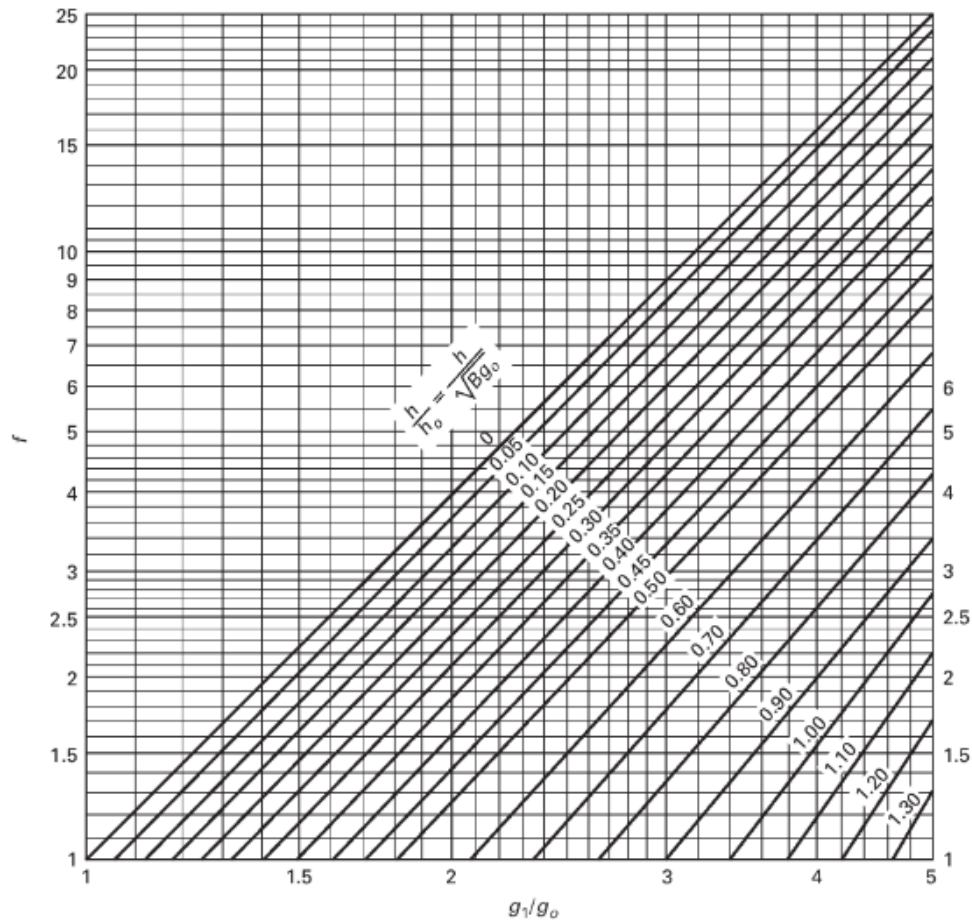


Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, p. 393

Figura 27 - Valores de V



Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, p. 394

Figura 28 - Valores de  $f$ 

Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, 2021, p. 396

Para flanges soltos (Loose flange) os cálculos são similares, entretanto são nulas as tensões  $S_H$  e  $S_R$ , sendo necessário o cálculo apenas de  $S_T$ , e a equação para o cálculo desta tensão é:

$$S_T = \frac{YM_o}{t^2B} \quad (2.12)$$

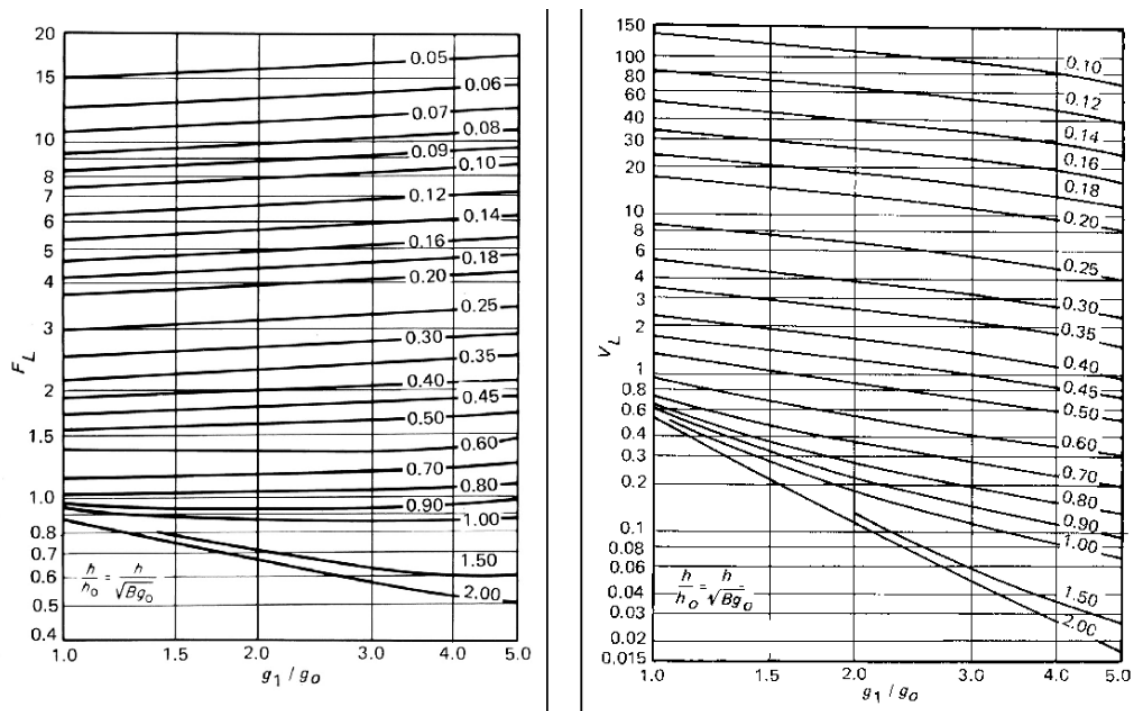
Para o cálculo do  $M_o$  os braços de momento também são diferentes conforme a tabela da Figura 23, os fatores  $d$  e  $e$  também são calculados de forma diferente, através das equações:

$$d = \frac{u}{v_L} h_o g_o^2$$

$$e = \frac{F_L}{h_o}$$

Os fatores  $V_L$  e  $F_L$  são obtidos através das seguintes curvas, apresentadas na Figura 29:

Figura 29 - Valores de  $V_L$  e  $F_L$  para cálculo de tensões de flanges soltos



Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, 2021, p. 395

O ASME seção VIII divisão 1 estabelece os limites de tensões para os flanges de acordo com a tabela 1:

Tabela 1 - Limites de Tensões para flanges de acordo com o ASME VIII Div. 1

Tensão atuante	Tensão admissível pelo ASME VIII Div. 1	Observação
$S_H$	$S_f$	Flanges de ferro fundido
	$1,5S_f$	Outros materiais
	$1,5S_n$	Flanges integrais do tipo em que o material do tubo constitui o cubo do flange ou flanges opcionais, conforme ASME.
	$2,5S_n$	Flanges integrais welding neck
$S_R$	$S_f$	
$S_T$	$S_f$	
$(S_H + S_R)/2$	$S_f$	
$(S_H + S_T)/2$	$S_f$	

Fonte: Adaptado de: ASME Seção VIII Divisão 1, 2021

O ASME seção VIII, Divisão 1, reconhece que flanges projetados considerando somente os limites de tensões podem não ser rígidos o suficiente para evitar vazamentos, devido ao excesso de rotação das abas dos flanges. Por isso é feita uma verificação da rigidez dos flanges através do fator  $J$ , conforme a tabela da Figura 30. É imprescindível que, para evitar vazamentos, o limite de rigidez do flange seja levado em consideração, caso contrário pode haver um excesso de rotação das abas dos flanges, provocando uma queda de tensão no contato entre as faces dos flanges e a junta.

Os fatores  $K_L$  e  $K_I$ , são fatores de rigidez para flanges. Para flanges do tipo solto,  $K_L$  é igual a 0,2, enquanto para flanges do tipo opcional e integral, o fator  $K_I$  é igual a 0,3.

Figura 30 - Tabela com equações para verificação da rigidez de flanges

<b>Table 2-14 Flange Rigidity Factors</b>	
Flange Type	Rigidity Criterion
Integral-type flanges and optional type flanges designed as integral-type flanges	$J = \frac{52.14VM_o}{LEg_o^2K_Lh_o} \leq 1.0$
Loose-type flanges with hubs	$J = \frac{52.14V_LM_o}{LEg_o^2K_Lh_o} \leq 1.0$
Loose-type flanges without hubs and optional flanges designed as loose-type flanges	$J = \frac{109.4M_o}{Et^3K_L(\ln K)} \leq 1.0$

Fonte: ASME Seção VIII Divisão 1, 2021, p. 401

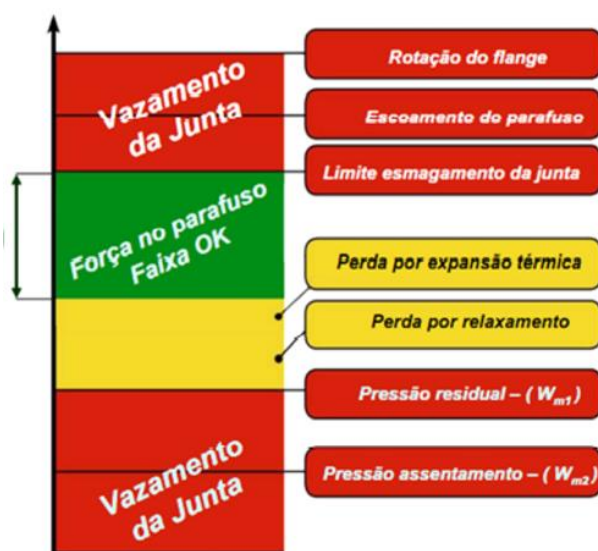
## 2.5 Tensão e Torque Recomendados nos Estojos

Conforme mencionado anteriormente, ocorrem perdas de tensão nos estojos das conexões flangeadas devido ao relaxamento da ligação. Este relaxamento é provocado por fatores como a temperatura de operação ultrapassando a temperatura de fluência dos estojos, transientes térmicos severos, relaxamento natural da junta e dos estojos. Levando em consideração esse relaxamento esperado, uma prática reconhecida consiste na aplicação de sobretensão no estojo. Isso visa assegurar que ao longo de todo o período de operação da conexão parafusada, uma carga mínima necessária para a vedação seja mantida. A Figura 31 ilustra as faixas de cargas aplicadas em uma conexão flangeada.

Ao analisar as informações dispostas na Figura 31, constata-se que as forças calculadas para  $W_{m1}$  e  $W_{m2}$  não incorporam os efeitos de relaxamento

experimentados pelas ligações flangeadas. Estes valores, são utilizados no projeto com base em fundamentos teóricos e respaldados por ensaios práticos, como na prática para determinação de "m" e "y", demonstrando eficácia na maioria dos cenários. Contudo, em determinadas circunstâncias, podem apresentar-se ineficazes para assegurar a estanqueidade da ligação flangeada a longo prazo. Portanto, assim como a DRDF, a carga subdimensionada para a ligação flangeada, também pode estar entre as várias causas para a ocorrência dos vazamentos em trocadores de calor aplicados em refinarias de petróleo, que conforme estudos de Brown e Reeves (2001, p.1), atingem entre 30% e 40% do total desses equipamentos.

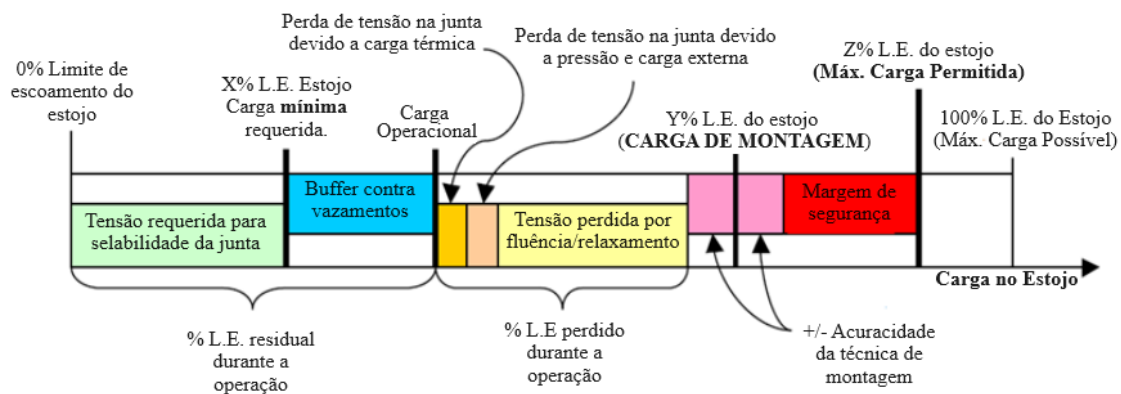
Figura 31 - Faixas de carga sobre a ligação flangeada



Fonte: Juntas Industriais, 2019, p. 23

De maneira mais explícita, podemos observar na Figura 32 os fatores considerados na determinação de uma carga de aperto que leve em consideração o fenômeno de relaxamento.

Figura 32 - Seleção da carga necessária sobre a junta de vedação



Fonte: An Update on Selecting the Optimum Bolt Assembly Stress for Piping Flanges, 2007, p.2

### 3 METODOLOGIA

Com base na classificação proposta por Vergara (1998), que categoriza a pesquisa em relação aos fins e quanto aos meios, este trabalho é classificado como explicativo e descritivo. É explicativo por esclarecer os principais fatores que contribuem para alcançar uma vedação eficiente em flanges industriais, demonstrando os princípios de vedação de dois tipos de juntas e explicando os fatores que resultam na eliminação de vazamentos ao substituir o tipo de junta usado em flanges de equipamentos sujeitos a condições de dilatação diferencial radial. Além disso, possui caráter descritivo ao apresentar aspectos relevantes de casos específicos, descrevendo a análise conduzida para a substituição do tipo de junta de vedação em equipamentos de uma refinaria de petróleo. Essa substituição foi realizada sem afetar o projeto desses equipamentos, visando eliminar vazamentos durante a operação.

Neste sentido, o desenvolvimento dessa pesquisa se dá em duas etapas, a primeira etapa constitui-se em pesquisa teórica sobre juntas de vedações e ligações flangeadas, baseada nas seguintes referências: ASME PCC-1, o livro Juntas Industriais de José Carlos Veiga, o ASME seção VIII Divisão 1, ASME B 16.20 e 16.74, API Standard 660, ASME Seção II, norma TEMA, artigos científicos relacionados ao assunto, além de normas e documentos técnicos da Petrobras.

A fase empírica da pesquisa consiste no acompanhamento da montagem das novas juntas, no estudo de campo para análise dos resultados da aplicação da técnica para eliminar os vazamentos dos equipamentos, realização de entrevistas com engenheiros envolvidos com projetos e manutenção de ligações flangeadas, além dos engenheiros responsáveis pela criação da proposta, e na comparação dos dados reais com a pesquisa teórica. Com as informações obtidas, é possível realizar a análise dos resultados

## 4 ESTUDO DE CASO

### 4.1 Análise da Substituição das Juntas Dupla-Camisa por Camprofile nos Trocadores de Calor

Em uma refinaria de petróleo brasileira localizada no estado de São Paulo, realizou-se um criterioso trabalho para resolver os frequentes vazamentos em flanges principais de trocadores de calor do tipo casco e tubos. A principal ação foi substituir as juntas de vedação, escolhendo um tipo mais eficiente para a aplicação nos flanges de trocadores de calor. A atenção técnica não se limitou apenas à escolha criteriosa da junta, mas também incluiu uma execução precisa da substituição, analisando a carga ideal aplicada à junta para obtenção de uma vedação eficiente e os limites de carga suportados pelos componentes das ligações flangeadas. O início do trabalho se deu em 2016, sendo executado por oportunidade em paradas programadas das unidades da planta. Essa estratégia não buscou somente solucionar problemas imediatos, mas também demonstrou um compromisso com a integridade operacional de longo prazo da refinaria, evitando paradas de produção indesejadas devido a problemas com vazamentos, além da redução dos riscos associados a vazamentos de produtos perigosos.

A ideia proposta foi a de substituir as juntas dupla-camisa pelas juntas camprofile em todos os trocadores de calor da planta, das unidades de processamento de petróleo e das unidades de utilidades, abrangendo equipamentos com todas as configurações da norma TEMA.

A engenharia de manutenção da refinaria justificou a substituição, argumentando que, embora as juntas dupla-camisa tenham sido empregadas por longo período na maioria dos trocadores de calor, as juntas camprofile oferecem diversas vantagens em comparação com aquelas do tipo dupla-camisa. A equipe elencou os seguintes ganhos:

- Adequa-se melhor à dilatação diferencial radial dos flanges, principalmente para condições de temperatura alta. Assim, evita-se o dano mecânico por cisalhamento com a consequente perda de vedação;

- Possui melhor selabilidade a longo prazo, uma vez que a camada de grafite fica presa entre as ranhuras após o aperto e não escoar na temperatura de operação;
- Possui taxas de relaxação menores;
- Aceita maiores cargas de aperto devido à rigidez proporcionada pelo núcleo metálico;
- Aceita reapertos em operação com maior probabilidade de vedação;
- Em casos de necessidade, o núcleo pode ser reaproveitado após a inspeção de integridade, reduzindo o custo da intervenção;
- Atende aos requisitos, cada vez mais exigentes, de estanqueidade em flanges principais de permutadores de calor;
- Num aspecto geral, apresenta maior grau de confiabilidade à vedação quando comparada à junta dupla-camisa;
- Possibilidade de utilização sem necessidade de alteração dos flanges dos permutadores de calor, porque o seu uso não implica em mudança dos parâmetros geométricos desses componentes;
- Mais facilidade de obtenção de estanqueidade final.
- As vantagens acima permitem que todas as juntas dupla-camisa sejam substituídas pelas Camprofile.

A melhoria nos equipamentos foi executada com respaldo das normas técnicas de fabricação, as quais passaram por algumas atualizações. Portanto, pode-se considerar uma modernização do equipamento. Além disso, realizaram-se análises de tensões permitidas pelos componentes das conexões flangeadas desses equipamentos. A avaliação de tensões tornou-se necessária devido ao fato da norma que trata das conexões flangeadas, conforme mencionado anteriormente, não fornecer constantes de aperto para juntas camprofile. Dessa forma, optou-se por adotar as constantes para juntas serrilhadas maciças, que são superiores às constantes das juntas dupla-camisa, conforme ilustrado na Figura 21.

Em determinadas situações, os fabricantes de juntas disponibilizam os valores das constantes. A constante fornecida por um determinado fabricante deve ser utilizada exclusivamente para o cálculo nas aplicações das juntas fornecidas

por esse fabricante, mesmo que o modelo da junta de outro fornecedor seja idêntico. Na ausência dessas informações por parte do fabricante, é recomendável recorrer às constantes genéricas fornecidas pelo código ASME para caldeiras e vasos de pressão. Uma observação válida é que no ano de 2016, período do caso estudado, uma reconhecida empresa fabricante de juntas industriais, apresentava valores de constantes para juntas camprofile e dupla-camisa, conforme indicado na Figura 33, extraída de um de seus catálogos de produtos.

Pela Figura 33 observa-se que as constantes "m" para as juntas dupla-camisa são idênticas às fornecidas pelo ASME para essas mesmas juntas, enquanto a constante "m" para juntas camprofile apresenta uma pequena discrepância em relação à constante do ASME. No entanto, vale ressaltar que se mantém um valor superior ao da dupla-camisa para a constante "m", que é a constante de vedação para condições de operação.

Como não existe um procedimento ASTM (American Society for Testing and Materials) para obtenção dos fatores de juntas, o fabricante do material desenvolve uma forma de obter esses valores, o que pode gerar discrepâncias entre valores de um fornecedor para outro. Isso pode ser um fator que corrobora para utilização das constantes fornecidas pelo código de projeto dos flanges. Além disso, observa-se pela nota de rodapé na Figura 33, que o próprio fabricante utiliza como referência o código ASME.

Figura 33 - Tabelas de constantes de juntas extraídas de um catálogo de produtos de uma empresa fornecedora de juntas industriais

• PAPELÕES HIDRÁULICOS			
Produto	Espessura (mm)	"m"	"y" (psi)
NA1040	1,6	2,5	3.500
	3,2	3,2	3.000
NA1002	1,6	2,0	3.500
	3,2	2,0	3.500
NA1100	1,6	2,9	3.500
	3,2	4,1	3.500
U60NA	1,6	2,6	4.500
	3,2	6,1	4.500

• PRODUTOS DE PTFE LAMINADOS E EXPANDIDO			
Produto	Espessura (mm)	"m"	"y" (psi)
Tealon TF1570	1,6	2,0	1.500
	3,2	2,0	1.500
Tealon TF1580	1,6	2,0	1.800
	3,2	2,0	1.500
Tealon TF1590	1,6	4,4	2.500
	3,2	3,5	2.000
Quimflex PL100	1,6	1,8	3.000
	3,2	5,9	5.500
Quimflex SH		2,0	2.800

• JUNTAS CAMPROFILE			
Tipo	Revestimento	"m"	"y" (psi)
Camprofile em Aço Carbono, Inox e Monel	Grafite Flexível	4,0	4.500
	Micaflex	8,0	5.900
	Misto Grafite / Micaflex	4,0	4.500

• DEMAIS JUNTAS METÁLICAS*			
Junta		"m"	"y" (psi)
Metalflex® Aço Inox ou Monel e enchimento de Graflex® ou PTFE		3,0	10.000

Junta	Tipo	"m"	"y" (psi)
Dupla Camisa Metálica Lisa	Aço Carbono	3,75	7.600
	Monel	3,50	8.000
	Aços Inoxidáveis	3,75	9.000

Junta	Tipo	"m"	"y" (psi)
Ring Joint	Aço Carbono	5,50	18.000
	Aços Inoxidáveis	6,50	26.000

\* Referência: Código ASME (apêndice 2 do capítulo VIII divisão 1).

Fonte: Teadit, 2009

O aumento de 12% para o fator "m" e 13% para o fator "y" das juntas camprofile em comparação com as juntas dupla-camisa, ambas em aço inoxidável, material comumente utilizado em trocadores de calor, pode gerar impacto no projeto mecânico dos equipamentos. No entanto, é possível contornar essa questão através de algumas estratégias. Uma das estratégias consiste em comparar diferentes normas técnicas para buscar respaldo técnico para valores menos conservadores.

Nesse sentido, observa-se que a norma de manutenção ASME PCC-1 estabelece limites de tensão superiores aos estipulados pela norma de projeto ASME Seção VIII Div. 1. O PCC-1, em seu "Apêndice O", apresenta tabelas com limites de tensões nos estojos para os flanges padronizados pelas normas ASME B16.5 e ASME B16.47, calculados através de análise de elementos finitos. Por ser

uma norma de manutenção e visar praticidade, a ASME PCC-1 fornece os valores máximos de tensões nos estojos. No entanto, ao considerar as tensões máximas admissíveis para os estojos, é possível calcular as tensões suportadas pelos flanges e constatar que estas são superiores aos limites de tensão estabelecidos pelo código de projeto. A figura 34 apresenta tabelas de tensões para os estojos dos flanges padronizados ASME, com valores em ksi e Mpa.

Figura 34 - Tabelas do ASME PCC-1 de limites de tensão nos estojos para flanges de aço SA-105 calculados por análise de elementos finitos

Bolt Stress Limit for SA-105 Steel Flanges Using Elastic-Plastic FEA (ksi)							Bolt Stress Limit for SA-105 Steel Flanges Using Elastic-Plastic FEA (MPa)						
ASME B16.5 and ASME B16.47 Series A — Weld Neck							ASME B16.5 and ASME B16.47 Series A — Weld Neck						
NPS	Class						NPS	Class					
	150	300	600	900	1500	2500		150	300	600	900	1500	2500
2	84	58	84	63	68	68	2	579	398	579	434	471	471
2½	100	47	63	58	68	79	2½	688	326	434	398	471	543
3	105	63	89	84	68	84	3	724	434	615	579	471	579
4	79	89	100	63	74	74	4	543	615	688	434	507	507
5	79	105	95	74	79	79	5	543	724	652	507	543	543
6	105	84	84	84	89	84	6	724	579	579	579	615	579
8	105	84	89	74	84	84	8	724	579	615	507	579	579
10	84	79	79	74	89	84	10	579	543	543	507	615	579
12	105	79	74	79	84	89	12	724	543	507	543	579	615
14	84	63	68	79	79	...	14	579	434	471	543	543	...
16	79	63	68	84	74	...	16	543	434	471	579	507	...
18	105	68	84	79	79	...	18	724	471	579	543	543	...
20	89	74	74	84	74	...	20	615	507	507	579	507	...
24	89	68	74	79	74	...	24	615	471	507	543	507	...
26	37	37	53	63	...	...	26	253	253	362	434	...	...
28	32	37	47	58	...	...	28	217	253	326	398	...	...
30	37	42	63	63	...	...	30	253	290	434	434	...	...
32	32	37	58	63	...	...	32	217	253	398	434	...	...
34	28	42	63	58	...	...	34	190	290	434	398	...	...
36	32	37	58	63	...	...	36	217	253	398	434	...	...
38	37	84	84	79	...	...	38	253	579	579	543	...	...
40	32	79	89	79	...	...	40	217	543	615	543	...	...
42	37	79	89	84	...	...	42	253	543	615	579	...	...
44	33	84	89	79	...	...	44	226	579	615	543	...	...
46	37	89	95	79	...	...	46	253	615	652	543	...	...
48	37	74	84	84	...	...	48	253	507	579	579	...	...

Fonte: ASME PCC-1 - Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly, 2022

Considerando os valores das tabelas de tensões admissíveis nos estojos e calculando as tensões provocadas nos flanges por esses valores, é possível verificar que a comparação entre o Apêndice 2 do ASME seção VIII Divisão 1 e o Apêndice O da ASME PCC-1, está representada na tabela 2:

Tabela 2 - Comparação entre as tensões máximas admissíveis nos flanges considerando o ASME VIII divisão 1 e o ASME PCC-1

ASME PCC-1 (Manutenção)	ASME VIII Divisão 1 (Projeto)
$S_H < 3.S_n$	$S_H < 1,5.S_n$
$S_T < 2,2.S_f$	$S_T < S_f$
$S_H + S_R < 3.S_f$	$S_H + S_R < 2.S_f$
$S_H + S_T < 3.S_f$	$S_H + S_T < 2.S_f$

Fonte: Especificação Técnica da Refinaria de Paulínia- Diretrizes para substituição de juntas tipo dupla-camisa (DJ) por kammprofile (KAG) em permutadores, 2016.

Os novos limites, eventualmente adotados, não se aplicam ao projeto de novos flanges, mas sim ao fechamento de flanges já em operação. O fechamento visa uma tensão adequada sobre a nova junta de vedação. Geralmente a tensão que limita a carga do flange é a  $S_H$ , portanto de acordo com a tabela, as cargas aplicadas nos flanges podem ser dobradas na maioria dos casos utilizando o ASME PCC-1 (REPLAN, 2016). Neste caso, os limites da PCC-1 permitem aumentar a carga nos flanges de forma que seja satisfeita a condição de vedação para a junta camprofile considerando os valores das suas constantes comparados aos da junta dupla-camisa.

Com o objetivo de aplicar uma carga na junta que absorva todas as variáveis e incertezas do processo de montagem e operação da ligação flangeada, a tensão aplicada sobre a junta deve ser superior àquela definida através das constantes "m" e "y". No caso em questão, a tensão considerada adequada para ser aplicada à junta de vedação foi estabelecida entre 20 ksi a 25 ksi. Destaca-se que essa tensão deve ser efetiva sobre a junta de vedação, ou seja, além da carga necessária para vencer a força de separação dos flanges, causada pela pressão de operação. Além da tensão alvo na junta, devem ser levados em conta as tensões nos estojos e nos flanges. Dessa forma foi definido três limitantes para o valor de tensão  $S_b$  nos estojos, sendo que o menor deles é o recomendado para utilização:

- $S_{bMáx}$  que causa uma tensão de 90% do limite de escoamento dos estojos.
- $S_{bMáx}$  que cause uma tensão máxima de 40 ksi na junta de vedação.

- $S_{bMáx}$  que cause escoamento dos flanges.

Para determinar os valores de  $S_b$  que leve ao escoamento dos flanges é utilizado as equações do ASME VIII conforme o item 5.7 deste trabalho para determinação das tensões originais, desta forma é possível comparar aos limites do ASME PCC-1 e obter um novo valor de  $S_b$ .

Para obtenção do valor de  $S_b$  que cause a tensão adequada na junta é utilizado as seguintes equações:

$$W = S_{gt} \frac{\pi}{4} (DE^2 - DI^2) + P \frac{\pi DI^2}{4} \quad (4.1)$$

O  $W$  calculado é a força requerida para aperto,  $S_{gt}$  é o valor de tensão aplicada na junta de vedação (esta tensão deve ser, preferencialmente, um valor de 20 a 25 ksi),  $DE$  é o diâmetro externo da junta de vedação e  $DI$  o diâmetro interno,  $P$  é a pressão de projeto do equipamento.

Para juntas com divisórias é utilizado a seguinte equação:

$$A_g = \frac{\pi}{4} (DE^2 - DI^2) + n_{div} W_{div} DI \quad (4.2)$$

Esta equação considera a área das divisórias da junta de vedação utilizadas em trocadores de calor,  $A_g$  é a área da junta de vedação,  $n_{div}$  o número de divisórias que a junta possui e  $W_{div}$  é a largura das divisórias.

Obtido o valor da carga adequada, considerando o valor desejado de pressão sobre a junta, pode ser calculado o valor de tensão nos estojos,  $S_b$ , de acordo com a equação abaixo:

$$S_b = \frac{W/n}{A_{b1}} \quad (4.3)$$

Sendo  $A_{b1}$  a área raiz de um estojo e  $n$  o número de estojos.

Este valor de  $S_b$  deve ser comparado ao valor de  $S_{bMáx}$  definido pelo menor valor entre 90% do limite de escoamento dos estojos e do valor máximo que cause escoamento nos flanges.

Se o valor de  $S_b$  obtido ultrapassar o valor de  $S_{bMáx}$ , mesmo considerando os novos limites de pressão da PCC-1, outras estratégias que podem ser empregadas incluem a redução da pressão sobre a junta de vedação, com o valor mínimo de tensão sobre a junta estabelecido em 10ksi. Outra forma de aumentar a tensão sobre a junta de vedação é reduzir a sua largura, entretanto, é importante observar que a junta deve ter a largura mínima de 9,5 mm.

#### 4.2 Método de Controle da Carga Aplicada nos Estojos

Existem diversos métodos para aplicar carga nos estojos de uma conexão flangeada, conforme discutido na seção 2.2 deste trabalho. No caso em estudo, o método de controle empregado foi a aplicação de torque nas porcas, utilizando uma máquina hidráulica com controle de torque e, em alguns casos, por meio de torquímetro manual.

Após a definição do valor de  $S_b$  é possível obter o valor de torque correspondente ao valor da tensão desejada, levando em conta o fator de atrito da porca de acordo com o lubrificante utilizado na montagem. O torque é obtido através da seguinte equação:

$$T = \frac{K(S_b A_{b1})D_b}{1000} \quad (4.4)$$

O torque calculado depende do valor de  $K$ , que é o fator de porca, ele depende do coeficiente de atrito, que por sua vez depende da condição de lubrificação aplicada,  $S_b$  é a tensão no estojo em  $MPa$ ,  $A_{b1}$  a área de um estojo em  $mm^2$  e  $D_b$  é o diâmetro do estojo.

## 5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 5.1 Aspectos Gerais

As juntas foram substituídas oportunamente, sem a necessidade de remover equipamentos em operação com o propósito de efetuar essas substituições. Um exemplo de momento propício para realizar essas substituições ocorre durante paradas programadas para manutenção. O autor participou de paradas programadas em unidades de refino, onde ocorreu a instalação de juntas do tipo camprofile em substituição às juntas dupla-camisa em diversos trocadores de calor. Além disso, acompanhou a desmontagem de equipamentos que operavam com juntas camprofile ao longo de seis anos. Na refinaria de Paulínia, os resultados apresentados indicaram a operação das unidades de refino por seis anos sem ocorrência de vazamentos por flanges nos trocadores de calor do tipo casco e tubo. Esse fato é de considerável relevância, especialmente para alguns equipamentos que, ao utilizar juntas dupla-camisa, tinham um histórico de vazamentos durante as campanhas.

É interessante notar que, embora não tenha havido vazamentos, as juntas camprofile apresentam a vantagem de possibilitar uma resposta mais eficaz a reapertos durante a operação, o que poderia ser valioso, caso houvesse algum vazamento. Isso contrasta com as características das juntas dupla-camisa, nas quais, embora o retorque tenha sucesso em alguns casos, em uma parcela considerável das tentativas, a solução não é efetiva. As Figuras 35 e 36 mostram fotografias de alguns trechos de uma junta dupla-camisa com alto grau de deformação, que apresentou continuidade da falha e colapso após algumas tentativas de reaperto de um trocador de calor com a intenção de eliminar um vazamento durante a operação.

Figura 35 - Fotografia de junta dupla-camisa com falha generalizada após sucessivas tentativas de reaperto dos flanges



Fonte: próprio autor, 2017

Figura 36 - Fotografia de junta dupla-camisa com falha generalizada após sucessivas tentativas de reaperto dos flanges



Fonte: próprio autor, 2017

O equipamento, que utilizava a junta apresentada nas Figuras 35 e 36, teve seu problema resolvido por meio da usinagem das faces de vedação dos flanges e pela instalação de juntas camprofile, seguindo um procedimento de torque controlado para o fechamento. Este trocador de calor é projetado para operar a uma temperatura de 275°C e pressão de 61 kgf/cm<sup>2</sup> no lado dos tubos. Além da substituição das juntas em 2021, foi implementado neste equipamento o sistema de *live loading*, como destacado no detalhe da Figura 38. O *live loading* consiste em dispositivos conhecidos como "molas prato", que mantêm a força de aperto em

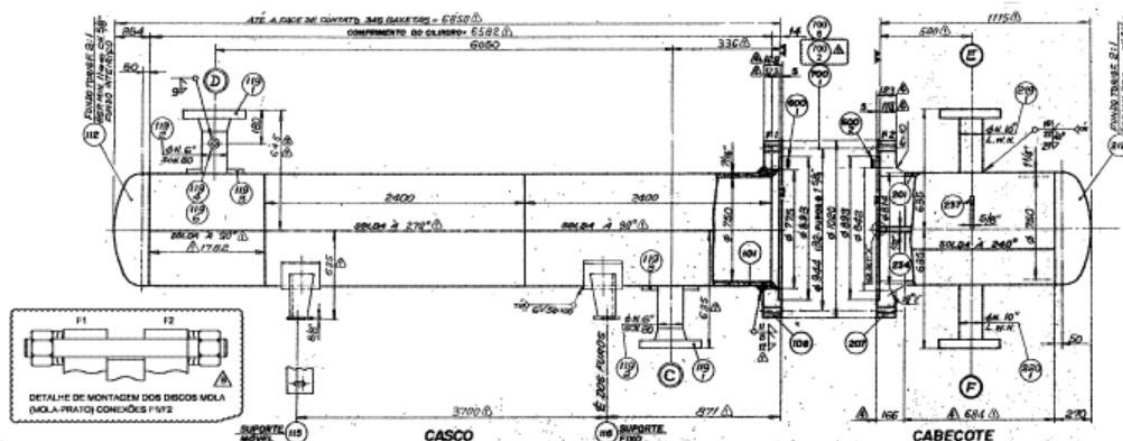
situações críticas, evitando a perda de tensão por relaxamento. Alguns dados do trocador de calor estão descritos na Figura 37.

Figura 37 - Pressão e temperatura de operação de um trocador de calor que apresentava problemas de vazamentos com juntas dupla-camisas

	CASCO	TUBOS	CÓDIGO
① SUPERFÍCIE = 200 m <sup>2</sup>			
PRESSÃO DE PROJETO Kg/cm <sup>2</sup>	5,5	61	ABME SEC. VIII DIV. I-ÚLT. ED. TEMA "R"
PRESSÃO DE TESTE Kg/cm <sup>2</sup>	8,3	91,5	
TEMP. DE PROJETO °C	220	275	

Fonte: REGAP, 1977

Figura 38 - Vista do casco do trocador de calor



Fonte: REGAP, 1977

O caso deste trocador de calor, sobretudo pelas Figuras 35 e 36 das juntas colapsadas após as tentativas de reaperto, relevam a relativa baixa tolerância das juntas dupla-camisas a reapertos em operação. A eliminação dos problemas com vazamentos após a adoção das juntas camprofile, comprova o melhor desempenho dessas juntas para serviços com gradiente de temperatura.

## 5.2 Desvantagens

Apesar de todas as vantagens da junta camprofile, descritas nas seções 2.3.2 e 4.1 deste trabalho. Como desvantagens, destacam-se a exigência de uma maior planicidade nas faces de vedação, devido à sua rigidez e menor deformação

em comparação às juntas dupla-camisa. Elas toleram menos deformações nas faces. Além disso, o custo inicial das juntas camprofile é mais elevado, ultrapassando, em média, o dobro do valor das juntas dupla-camisa. No entanto, em algumas situações, as juntas camprofile podem ser reutilizadas, o que pode resultar em um custo total menor a longo prazo.

Em casos em que é necessário abrir o equipamento apenas para a troca da junta entre o casco e o espelho do feixe tubular, a junta dupla-camisa, por ser mais maleável, pode ser removida sem a necessidade de retirar o feixe tubular do caso do trocador de calor. Por outro lado, a substituição de uma junta camprofile demanda a remoção de todo o feixe tubular do interior do casco para possibilitar a montagem da nova junta. Em equipamentos de grande porte, o tempo fora de operação nesse processo pode ser crucial para a eficiência operacional da empresa.

### **5.3 Discussão**

De modo geral, a substituição das juntas dupla-camisa por juntas camprofile é vantajosa, no entanto, essa necessidade específica deve ser analisada individualmente em cada caso. Atualmente, há um enorme número de equipamentos operando com juntas dupla-camisa sem apresentar vazamentos, assim como há casos em que apenas a substituição dessas juntas por juntas camprofile conseguiu mitigar históricos de vazamentos.

Podem ainda, existir casos em que, devido às características do processo no qual estão inseridos, flanges projetados com dimensões muito próximas aos limites do código ASME, por exemplo, não apresentem rigidez suficiente para eliminar problemas crônicos de vazamentos, sendo necessária uma alteração de projeto. O ANEXO A apresenta um caso como este, em que um trocador de calor de uma refinaria de petróleo brasileira, localizada na cidade de Betim, no estado de Minas Gerais, operava com problema de vazamento recorrente

para o qual a solução foi uma mudança no projeto. O flange precisou ser removido da região que apresenta elevado gradiente térmico.

Nesse sentido, a decisão de descontinuar o uso das juntas dupla-camisa em apenas uma parte dos equipamentos ou substituir todas essas juntas pode transcender uma escolha meramente técnica, tornando-se uma decisão de natureza gerencial. É necessário avaliar até que ponto cada opção é vantajosa. Por exemplo, enquanto a substituição de todas as juntas pode resultar em custos de manutenção mais elevados, a padronização dos componentes traz benefícios, como um controle de estoque simplificado e custos reduzidos de gestão de materiais.

Além disso, a padronização dos componentes pode gerar economias adicionais ao simplificar o planejamento de manutenção. Portanto, ao decidir pela substituição ou não das juntas, é essencial avaliar todos os cenários possíveis.

## 6 CONCLUSÃO

A transição bem-sucedida das juntas dupla-camisa para as juntas camprofile na refinaria de Paulínia desde 2016 marcou um avanço significativo, com seis anos de operação sem vazamentos em flanges de trocadores de calor casco e tubo. Esta mudança destaca a eficácia das juntas camprofile em promover estanqueidade nos equipamentos que operam com gradientes de temperatura, superando as limitações das juntas dupla-camisa. Deste modo pode-se concluir que:

A decisão de substituir as juntas deve ser avaliada caso a caso, considerando a realidade específica, custos e os objetivos associados em cada caso. A padronização pode ser uma opção gerencial em grandes plantas.

Para garantir uma vedação adequada, é crucial considerar diversas variáveis desde o projeto até a montagem, como pressão, temperatura, materiais, coeficiente de dilatação e dimensões. A instalação adequada, conduzida por uma equipe qualificada, é essencial.

Este estudo destaca a importância de estratégias de manutenção, sugerindo que investir em abordagens de baixo custo pode resolver problemas crônicos de vazamentos, evitando potenciais acidentes. Há um claro espaço para o desenvolvimento de pesquisas nesse campo no Brasil e em escala global, especialmente quando a eliminação de vazamentos é uma prioridade para as empresas.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API STANDARD 660**: Shell and Tube Heat Exchangers. Washington D.C, 2015

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, 2001, Atlanta: **Failure of Heat Exchanger Gaskets due to Differential Radial Expansion of the Mating Flanges**, Georgia, 2001.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2002-1081, 2002, Vancouver: **The Suitability of Various Gasket Types for Heat Exchanger Service**, British Columbia, 2002.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2007-26649, 2007, San Antonio: **An Update on Selecting the Optimum Bolt Assembly Stress for Piping Flanges, Texas**, 2007.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2008-61121, 2008, Chicago: **Heat Exchanger Gaskets Radial Shear Testing**, Illinois, 2008.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2008-61709, 2008, Chicago: **Selecting the Optimum Bolt Assembly Stress: Influence of Flange Material on Flange Load Limit**, Illinois, 2008.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2012-78701, 2012, Toronto: **A Simple Recipe for Solving All Refinery Sealing Issues**, Ontario, 2012.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2023-103592, 2023, Atlanta: **A Systematic Approach to Solving Problematic Heat Exchanger Joints Through Application of WRC 538 & WRC 510 Principles**, Georgia, 2023.

ASME PRESSURE VESSEL AND PIPING CONFERENCE, PVP2023-107767, 2023, Atlanta: **Case Study: Transient Thermal Analysis of Valve Flanges**, Georgia, 2023.

BOLT SCIENCE. **Preload Loss from Embedding in Bolted Joints**. Chorley, [200-]

CALLISTER, William D. Jr. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

REFINARIA DE PAULÍNIA. **Diretrizes para Substituição de Juntas tipo Dupla-Camisa (DJ) por Kammprofile (KAG) em Permutadores**. Paulínia, 2016.

SANTINI, João. Requisitos de Junta de Vedação tipo dupla camisa a ser utilizada em permutadores de calor. **Petroblog**, Rio de Janeiro, 26 jan. 2018. Disponível em: <https://www.petroblog.com.br/?p=2326>

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME BPVC. II. D. M**: Boiler and Pressure Vessel Code. New York, NY, 2023.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME BPVC. VIII. 1**: Boiler and Pressure Vessel Code. New York, NY, 2022.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.20**: Metallic Gaskets for Pipe Flanges. New York, NY, 2017.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.5**: Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2" Through NPS 24" Metric/Inch Standard. New York, NY, 2020.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.47**: Large Diameter Steel Flanges *NPS 26" Through NPS 60"* Metric/Inch Standard. New York, NY, 2020.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME PCC-1**: Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly. New York, NY, 2022.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION. **TEMA**: Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association. 10. Ed. Tarrytown, NY, 2019.

TELLES, Pedro. **Tubulações Industriais**: Materiais, Projeto, Montagem. 10. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

VEIGA, Jose. **Juntas Industriais**. 8. Ed. Rio de Janeiro: Teadit, 2019.

YIN, Robert K. **Estudo de caso**: planejamento e métodos. 2 Ed. Porto Alegre: Bookman, 2001.

## **APÊNDICE A - Experimento para Verificação de Relaxamento em Ligação Flangeada com Junta Dupla-Camisa**

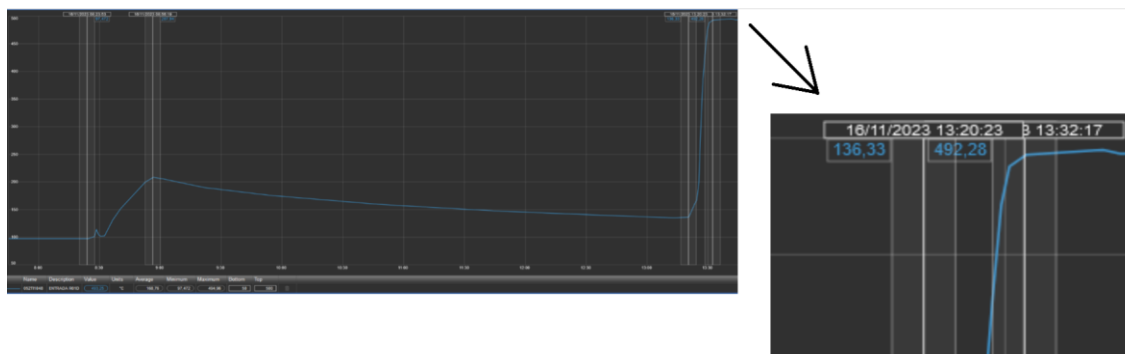
Na seção 2.2 deste trabalho, foi abordado o fenômeno do relaxamento nas conexões flangeadas após a entrada em operação, isso ocorre especialmente em situações em que o flange é exposto a altas temperaturas. Com o objetivo de examinar o comportamento de um flange localizado no fundo de um reator do processo de coqueamento retardado de uma refinaria de petróleo, o autor conduziu um experimento no qual foi possível observar uma notável redução de tensão nos estojos após algumas horas de operação.

O flange em questão possui um diâmetro de 2083 mm e é composto por 52 estojos, cada um com diâmetro de 1 3/8" e comprimento de 12 1/4". Ele opera em um reator com pressão de 5 kgf/cm<sup>2</sup> na base e temperatura de 500°C. Este reator possui uma altura total de 30994 mm.

O experimento foi realizado de acordo com os seguintes procedimentos:

1. Preparação do ferramental necessário, inspeção dimensional da junta de vedação do tipo dupla-camisa, limpeza e inspeção do flange, e preparação dos estojos.
2. Instalação do flange utilizando torque controlado com a máquina hidráulica Roark Tools, equipada com a ferramenta SSD-3 Hydraulic Wrench. Foi aplicado um torque de 1259 Ft.lbs em todos os estojos, seguindo o procedimento padrão de aplicação de torque da Petrobras.
3. Após o fechamento do reator, o equipamento foi entregue para iniciar a operação.
4. A equipe de operação deu início ao teste de pressão do reator, com a temperatura variando entre 100°C e 200°C. Após a conclusão do teste de pressão, com o reator a 136°C, ocorreu o recebimento da carga de produto. Em apenas 12 minutos, a temperatura ultrapassou 492°C, registrado pelos sensores de temperatura da unidade, como apresentado na Figura 39.

Figura 39 - Curva de aquecimento do reator de coqueamento retardado



Fonte: REGAP,2023

5. Após 20 horas com temperatura de 500°C, iniciou-se um procedimento de medição de torque. Devido à dificuldade de utilizar um extensômetro para medir a deformação do estojo, a própria máquina de torque foi utilizada para a medição. A máquina foi configurada para aplicar um torque de 315 Ft.lbs, sendo este valor utilizado no retorque de um estojo. No entanto, a porca não sofreu movimentação.

6. A máquina de torque foi reconfigurada para aplicar um torque de 630 Ft.lbs, resultando na movimentação de todas as porcas escolhidas aleatoriamente.

7. Como a porca movimentou com 630 Ft.lbs, a máquina foi configurada com 472 Ft.lbs. Com este torque aplicado em uma porca ainda não testada, ela não sofreu movimentação.

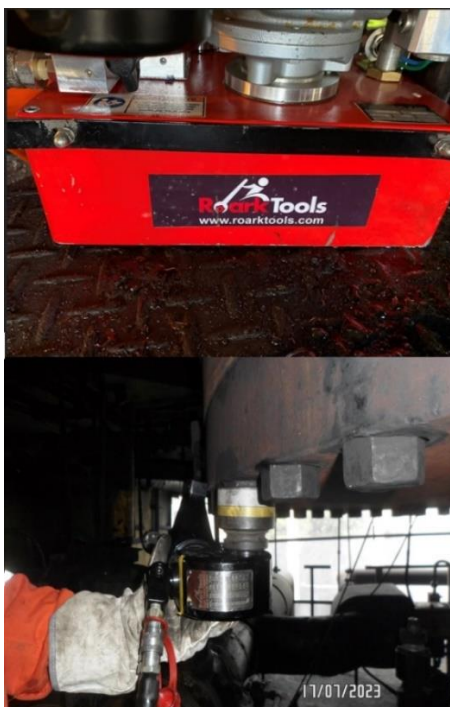
8. A máquina foi configurada para aplicar um valor de torque de 550 Ft.lbs, e mesmo testando em várias porcas, não foi possível observar movimentação.

9. Com a máquina configurada para aplicação de 600 Ft.lbs, houve dificuldade de determinar movimentação.

10. Foram registrados os valores, sendo possível afirmar que o torque após 6 horas de operação a 500°C estava entre 550 Ft.lbs e 630Ft.lbs.

A Figura 40 é uma fotografia onde, acima está a máquina hidráulica de torque controlado que foi utilizada no experimento, e abaixo pode-se observar a ferramenta SSD-3 posicionada em uma das porcas do flange.

Figura 40 - Máquina hidráulica para controle de torque e a ferramenta SSD-3 posicionada



Fonte: Próprio autor, 2023

Através deste experimento, foi possível afirmar que, em algumas horas de operação de um flange com a junta dupla-camisa em um equipamento que opera em alta temperatura, há uma considerável queda de tensão, conforme esperado e de acordo com os estudos de Reeves (2012, p.10). Reeves demonstra um relaxamento acentuado antes do retorque a quente, conforme mostrado no Gráfico 1 apresentado na seção 2.2 deste trabalho.

Observa-se que o relaxamento foi de aproximadamente 50% da tensão inicial. Um fato que pode ter contribuído para um relaxamento acentuado nas primeiras horas de operação foi a baixa tensão aplicada nos estojos, cerca de 35% do limite de escoamento, com torque de 1259 Ft.lbs, em um parafuso de 1 3/8" e coeficiente de atrito de 0,20 entre a porca e a face do flange. Conforme Reeves, quanto maior a tensão inicial, maior é a tensão residual sobre a junta de vedação após o relaxamento.

## ANEXO A - Caso Especial - Mudança de Projeto

### 1. Estudos de 2006 para Análise de Vazamento pelo Flange de Trocador de Calor

Um trocador de calor do tipo casco e tubo, operando em uma planta de tratamento de diesel, começou a apresentar vaporização pela junta do flange principal pouco tempo após a partida da unidade, em 2003. A primeira tentativa de resolver esse problema ocorreu em 2006, com a substituição da junta dupla-camisa por uma junta camprofile. No entanto, essa substituição, embora tenha melhorado o desempenho de vedação, não foi suficiente para resolver o problema persistente deste equipamento.

Em 2006, uma equipe de engenharia conduziu estudos para determinar as possíveis causas dos vazamentos. O método de análise consistiu em avaliar o flange de acordo com o código de projeto ASME, Seção VIII, Divisão 1.

O foco da análise, conforme o ASME, foi calcular os índices de rigidez do flange em diversas situações de carregamento, a fim de avaliar a estanqueidade da ligação. Além disso, foi verificado o critério de rotação do flange.

Os dados do trocador de calor estão na tabela 2, a seguir:

Tabela 3 - Condições de projeto do trocador de calor

	Casco	Tubos
Pressão [Mpa]	1,09	9,71
Temperatura [°C]	371	440
Fluido	Diesel Tratado	Diesel não tratado

Fonte: REGAP,2002

As condições de carregamento consideradas pelo estudo foram:

- Carregamento padrão indicado pelo ASME
- Carregamento considerando 50% do limite de escoamento a quente dos estojos

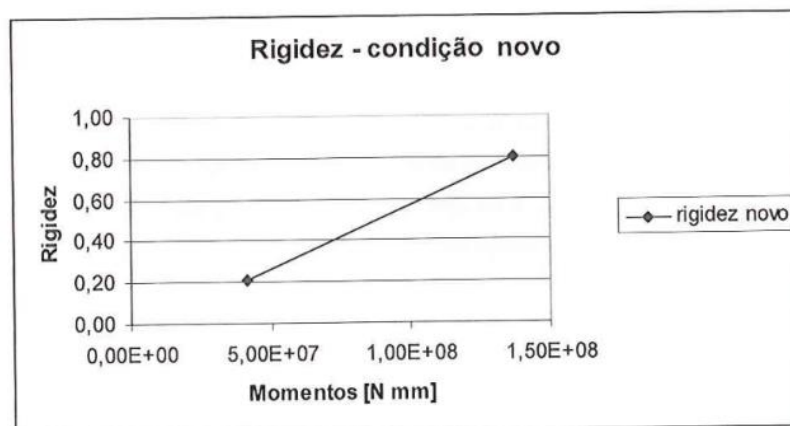
- Carregamento considerando 50% do limite de escoamento a frio dos estojos
- Carregamento considerando 75% do limite de escoamento a frio dos estojos

A termografia e as medições de temperatura realizadas descartaram a hipótese de uma distorção que provocasse um momento fletor no casco do equipamento, conhecido como efeito “banana”, decorrente do gradiente de temperatura no costado.

A memória de cálculo da empresa fabricante do trocador de calor, especificamente a parte relacionada ao flange, foi confrontada com o código ASME, não apresentando nenhuma incorreção. Isso se aplica tanto ao ASME Seção VIII, Divisão 1, da época de fabricação, quanto ao da época do estudo.

Entretanto, foi notado pela memória de cálculo da empresa fabricante, que o índice de rigidez do flange encontrava-se muito próximo do limite, o valor recomendado pelo ASME é  $J \leq 1$ , conforme é visto na seção 2.5 deste trabalho, e o do flange em questão era de  $J = 0,97$ . Este índice de rigidez foi confirmado através de análise pelo programa PROTOL, abaixo segue a Figura 41 que apresenta a variação da rigidez com o flange na condição de flange novo.

Figura 41 - Índice de rigidez na condição de equipamento novo, para carregamento de teste e operação.

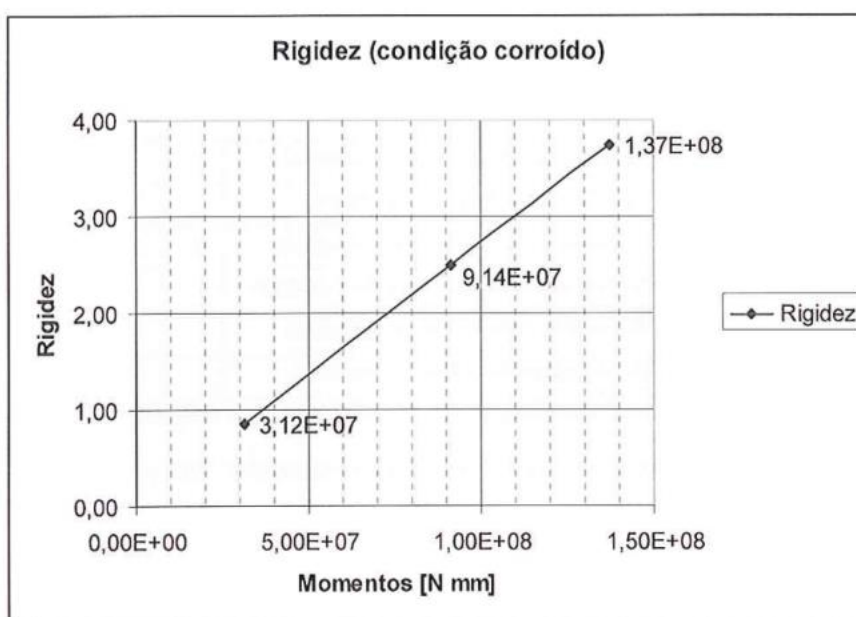


Fonte: REGAP, 2006

Observa-se que conforme o ASME, não ocorreria vazamento no equipamento, na condição de novo.

Na condição de equipamento corroído, observa-se na Figura 42 a seguir que, para carregamentos acima do carregamento padrão, o índice de rigidez ultrapassa o valor admissível pelo ASME. No entanto, até o momento da análise, essa situação ainda não havia ocorrido.

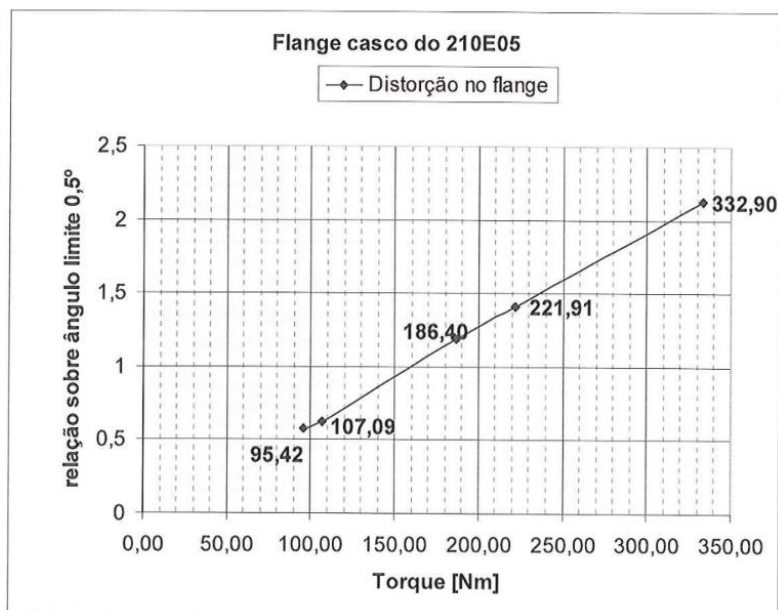
Figura 42 - Índice de rigidez do flange na condição de equipamento corroído, com torque padrão ASME, 50% e 75% da tensão de escoamento



Fonte: REGAP, 2006

Além das tensões e rigidez, um critério adotado pelas normas PETROBRAS da época era o limite de rotação das abas do flange de no máximo  $0,5^\circ$ , foi utilizado o programa VEMPEC para simular essa rotação. O gráfico da Figura 43 mostra no eixo das ordenadas a relação do ângulo de distorção sofrido pelo flange em relação ao ângulo máximo de  $0,5^\circ$ .

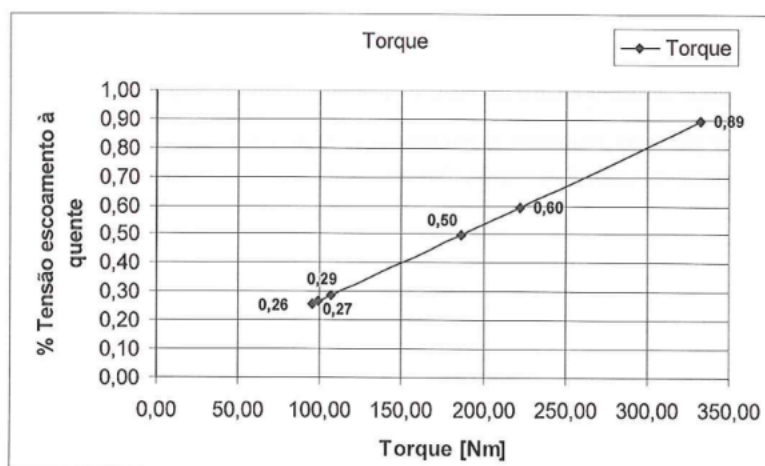
Figura 43 - Ângulo de rotação do flange em função do torque



Fonte: REGAP, 2006

O gráfico da Figura 44, apresenta o valor da tensão de escoamento em relação ao torque aplicado.

Figura 44 - Tensão de escoamento vs. Torque aplicado



Fonte: REGAP, 2006

Observa-se que os valores mínimos para estanqueidade estão próximos à 29% da tensão de escoamento.

Pode-se observar que um torque superior a 160 N.m levaria o flange a uma rotação de 0,5°. O torque de 186,4 N.m, que representa 50% da tensão de

escoamento, gera uma distorção de  $0,59^\circ$  (1,19 vezes  $0,5^\circ$ ). Portanto, de acordo com os critérios do ASME, o flange não apresentaria vazamento. No entanto, pelo critério do ângulo máximo de rotação, pode-se esperar vazamento. É importante destacar que esse critério de rotação não é absoluto; é apenas indicativo e depende de vários fatores, como a geometria do flange e o tipo de junta.

Em relação às tensões atuantes foi observado que estão no limite, sendo que a substituição da junta dupla-camisa para camprofile leva o flange a sofrer tensões ligeiramente superiores às admissíveis pelo ASME.

As conclusões foram de que, o flange estaria corretamente dimensionado considerando apenas o critério ASME, mas para condições muito restritivas. Valores de torque acima do estabelecido pelo padrão ASME, são considerados excessivos. O flange é pouco “robusto”. Seria necessário análise numérica por elementos finitos (FEA) para verificar a influência térmica na distorção do flange.

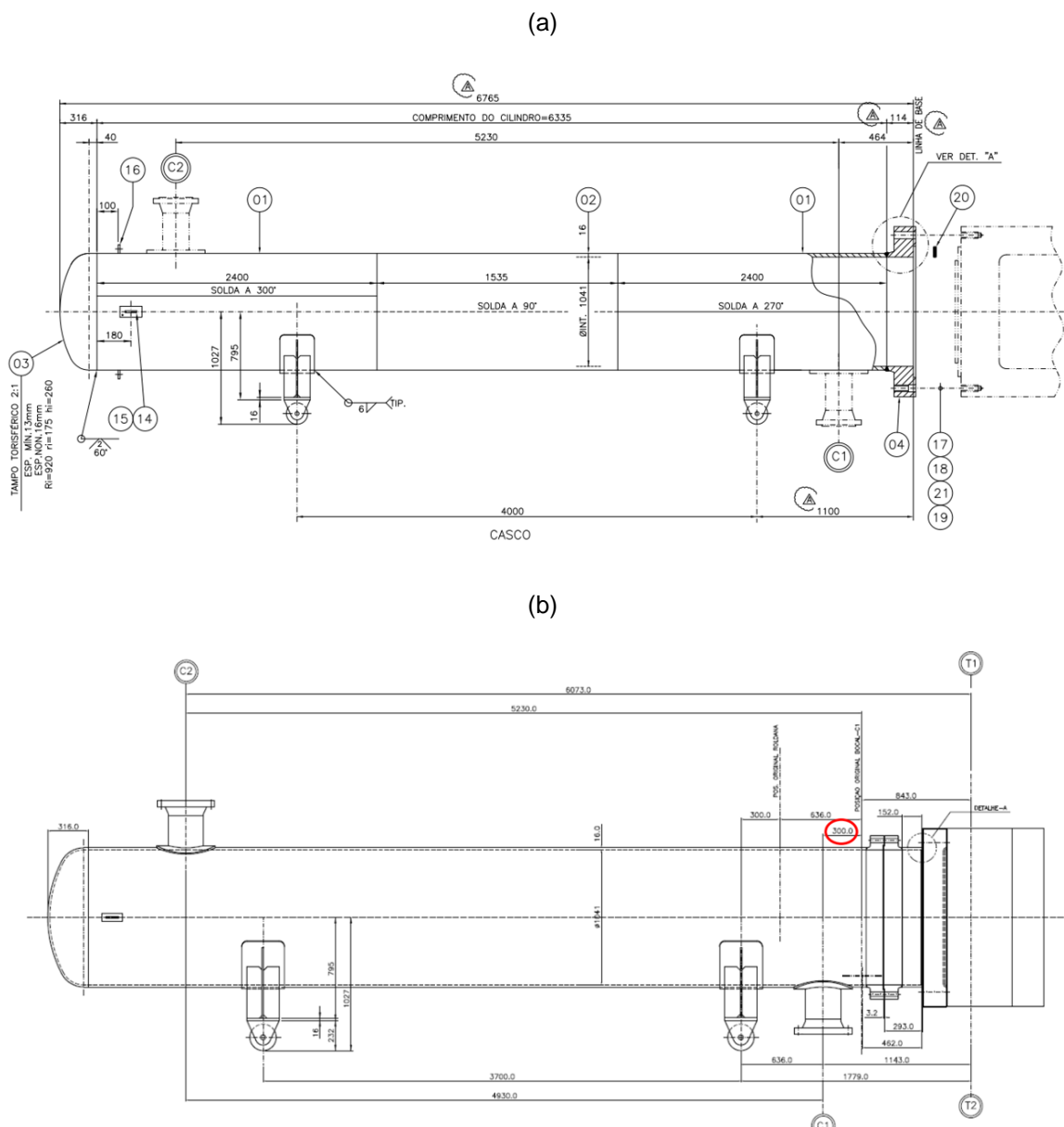
## **2. Estudos Posteriores e Solução com Modificação do Projeto**

Para solucionar o problema em questão existem duas possibilidades: alteração do processo, para trabalhar com condições menos críticas, ou modificar o projeto do equipamento.

Em estudo mais recentes realizou-se, por meio de cálculos analíticos e de simulação numérica no programa ANSYS, a avaliação de uma nova solda no espelho do trocador de calor e verificação de novos flanges a partir de um perfil estimado de temperatura, carregamento dos estojos e pressão de operação.

O novo flange foi deslocado da posição original, onde havia um grande diferencial de temperatura entre o espelho do feixe tubular e o flange do casco, para uma região onde existe menor variação de temperatura. A Figura 45 (a), apresenta como era o trocador de calor, e a Figura 45 (b), como ele ficou.

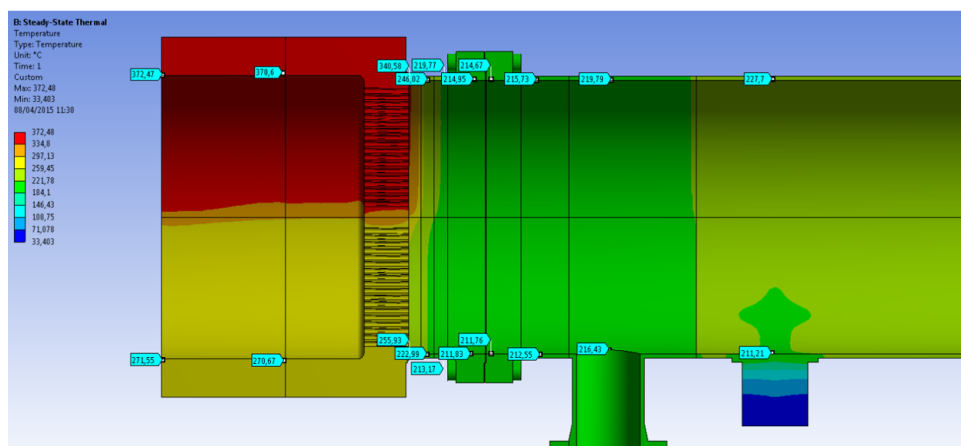
Figura 45 - Trocador de calor (a) antes e (b) depois da modificação



Fonte; REGAP, 2023

Através da Figura 46, que apresenta a simulação térmica, pode ser observada a importância do afastamento dos flanges. Existe um enorme diferencial de temperatura entre o espelho fixo do feixe tubular, onde ficava uma das faces de vedação da junta, e o costado do casco, onde ficava o flange, com a outra face de vedação.

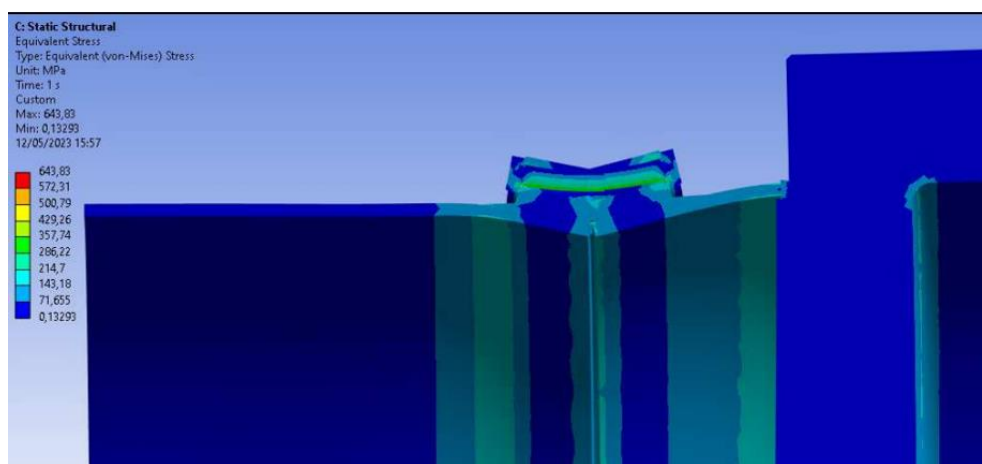
Figura 46 - Simulação térmica do trocador de calor



Fonte: REGAP, 2023

A imagem da Figura 47, apresenta a simulação do ANSYS para as tensões atuantes no flange do novo projeto.

Figura 47 - Análise de tensões por elementos finitos no programa ANSYS (Pressão + aperto + gradiente térmico)



Fonte: REGAP, 2023

A consolidação do projeto de modificação do trocador de calor gerou resultados que contribuíram para evitar vazamento de produto inflamável. Este caso é um exemplo de que, em algumas situações, os vazamentos, mesmo em equipamentos projetados conforme normas internacionalmente reconhecidas, só podem ser solucionados por meio da modificação do projeto, dada a complexidade dessas conexões.