



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA

JOÃO MARCUS SINÍCIO BELTRÃO

**LIMITAÇÕES DO CÓDIGO ASME NA PREDIÇÃO DAS TENSÕES LOCAIS
EM BOCAIS COM DIÂMETRO INFERIOR A DUAS POLEGADAS**

Recife

2023

JOÃO MARCUS SINÍCIO BELTRÃO

**LIMITAÇÕES DO CÓDIGO ASME NA PREDIÇÃO DAS TENSÕES LOCAIS
EM BOCAIS COM DIÂMETRO INFERIOR A DUAS POLEGADAS**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, curso de Engenharia Naval, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval e Oceânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcos Pereira

Recife

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Beltrão, João Marcus Sinício.

Limitações do código ASME na predição das tensões locais em bocais com diâmetro inferior a duas polegadas / João Marcus Sinício Beltrão. - Recife, 2023.
109

Orientador(a): Marcos Pereira

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Naval - Bacharelado, 2023.

1. ASME. 2. Vasos de Pressão. 3. Eficiência de Junta. 4. Tensão Máxima Admissível. I. Pereira, Marcos . (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
SISTEMA INTEGRADO DE PATRIMÔNIO, ADMINISTRAÇÃO E
CONTRATOS
EMITIDO EM 26/10/2023 09:27

DOCUMENTO
23076.106381/2023-38

Cadastrado em 26/10/2023 09:26



Documento disponível para recebimento com
código de barras/QR Code

Número:
1984/2023

Unidade de Origem:
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA - CTG (11.65.55)

Identificador:

Ano:
2023

Tipo do Documento:
ATA DE DEFESA DE DISSERTACAO

Assunto Detalhado:
ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO - TCC

Nome(s) do Interessado(s):	E-mail:	Identificador:
ADRIANO DAYVSON MARQUES FERREIRA	adriano.mferreira@ufpe.br	2250491
JOAO MARCUS SINICIO BELTRAO	joao.sinicio@ufpe.br	20120000719
MARCOS PEREIRA	marcos.pereira2@ufpe.br	2836314
E OUTROS...		

Observação:
Esta é a ATA DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DO ALUNO JOÃO MARCUS SINÍCIO BELTRÃO, DO CURSO DE ENGENHARIA NAVAL DO DEMEC/CTG.

MOVIMENTAÇÕES ASSOCIADAS	
Data Envio	Destino
26/10/2023 09:26	COORDENACAO DA GRADUACAO EM ENGENHARIA NAVAL - CTG (11.65.39)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me permitido chegar até aqui. Foram muitos desafios, mas em todos estive fortalecido também pela fé.

Aos meus pais, Terezinha e Rinaldo por toda dedicação, paciência, orientação sem os quais com certeza este trabalho jamais teria sido concluído. Essa vitória é até mais de vocês do que minha, mesmo assim, muito obrigado por tudo.

A minha companheira de vida, namorada e futura esposa, Dayanne, por todo apoio, toda força, compreensão e amor ao longo de toda essa jornada, essa vitória é nossa, meu amor. Amo você para sempre

Meu caro orientador, Prof. Dr. Marcos Pereira, pela orientação competente e respeitosa que sempre pautou a sua conduta, me ensinando até mesmo nos momentos em que não intencionava.

Aos professores/colegas de turma da graduação pelos momentos de estudos e lazer que permitiram muitas alegrias que serviam para recarregar as energias.

Aos meu irmão, Filipe César, futuro médico, com quem nos momentos dos encontros em família, em sua companhia, compartilhei momentos divertidos e descontraídos.

Aos meus sogros Nilda e Deílson, aos meus amigos Diego, Erick, Mayron, Ênio, Amandha e Nathália, pelos momentos de descontração, pelos inúmeros livros ‘trocados’ e importantes contribuições na realização deste trabalho.

Concluo meus agradecimentos com um Salmo de Davi descrito na Bíblia Sagrada: “Deus é a minha fortaleza e a minha força, e ele perfeitamente desembaraça o meu caminho. Faz ele os meus pés como os das cervas, e me põe sobre as minhas alturas”. (BÍBLIA. A.T. Salmos 22: 33 e 34).

RESUMO

Os códigos e normas técnicas servem para simplificar e implementar métodos para projetar e executar um projeto enquanto buscam estabelecer as condições de segurança adequadas para a operação das máquinas e equipamentos objeto dos códigos. Diversas experiências nessas áreas já comprovaram que a observância desses códigos e normas diminuem consideravelmente o risco de ocorrer falhas e acidentes. Uma dessas normas é o código ASME, que é um conjunto de normas, códigos e especificações técnicas estabelecidos pela American Society of Mechanical Engineers (ASME) para garantir a segurança e confiabilidade de equipamentos de pressão. Os vasos de pressão apresentam várias aberturas, chamadas de bocais ou conexões, cada qual com funções e finalidades bem determinadas, como, por exemplo, tubulações de entrada e saída de produtos, instrumentos de controle e automação, respiro e dreno, válvulas de alívio ou de segurança, bocas de visita para inspeção e acesso interno. Apresentamos aqui uma investigação das condições de segurança de vasos de pressão que possuem bocais menores que 2 3/8 polegadas (60 mm), visto que nesses bocais o código ASME não prevê reforços locais para vasos de pressão com diâmetro interno menor que 60 polegadas (1520 mm). Utilizamos como referencial teórico o método de elementos finitos e a teoria da mecânica da fratura, priorizamos a observação da tensão máxima admissível, que pode ser compreendida como a tensão máxima admitida em um determinado material utilizado em um vaso construído e o conceito de eficiência da junta, que é a união soldada entre as partes do vaso de pressão. Realizamos avaliação de tensões pelo método de elementos finitos, utilizando o software SOLIDWORKS para definição da geometria tridimensional (3D) do vaso de pressão e o software ANSYS para realizar as análises estáticas. Concluímos que o método de cálculo de espessuras do código ASME não prevê de forma conservadora as tensões atuantes nas regiões em que há furos para a fixação de bocais, sendo necessário propor modificações no código ASME para garantir a segurança operacional dos vasos de pressão fabricados em concordância com o código ASME Seção VIII Divisão 1. Demonstrou-se que nos locais dos bocais há concentração de tensão que supera a tensão admissível aceitável pelo código ASME e, dessa forma, nosso trabalho apresenta resultados e discussões que visam contribuir para a melhoria das condições de segurança e a integridade estrutural de equipamentos projetados por este código.

Palavras-chave: ASME; vasos de pressão; eficiência da junta; tensão máxima admissível.

ABSTRACT

Technical codes and standards serve to simplify and implement methods for designing and executing a project while seeking to establish adequate safety conditions for the operation of the machines and equipment covered by the codes. Various experiences in these areas have already proven that compliance with these codes and standards considerably reduces the risk of failures and accidents. One of these standards is the ASME code, which is a set of standards, codes and technical specifications established by the American Society of Mechanical Engineers (ASME) to ensure the safety and reliability of pressure equipment. Pressure vessels have several openings, called nozzles or connections, each with well-defined functions and purposes, such as, for example, product entry and exit pipes, control and automation instruments, breather and drain, relief or safety valves, manholes for inspection and internal access. Here we present an investigation of the safety conditions of pressure vessels that have nozzles smaller than 2 3/8 inches (60 mm), since in these nozzles the ASME code does not provide for local reinforcements for pressure vessels with an internal diameter smaller than 60 inches (1520 mm). We use the finite element method and the theory of fracture mechanics as a theoretical framework, we prioritize the observation of the maximum allowable stress, which can be understood as the maximum stress allowed in each material used in a manufactured vessel and the concept of joint efficiency, which is the welded connection between the parts of the pressure vessel. We carry out stress assessment using the finite element method, using SOLIDWORKS software to define the three-dimensional (3D) geometry of the pressure vessel and ANSYS software to perform static analyses. We concluded that the thickness calculation method of the ASME code does not conservatively predict the stresses acting in the regions where there are holes for fixing nozzles, making it necessary to propose modifications to the ASME code to guarantee the operational safety of the manufactured pressure vessels in accordance with ASME Section VIII Division 1 code. We demonstrated that at the nozzle locations there is a stress concentration that exceeds the allowable stress acceptable by the ASME code and, therefore, our work presents results and discussions that aim to contribute to the improvement of safety conditions and the structural integrity of equipment designed by this code.

Keywords: ASME; Pressure vessels; joint efficiency; maximum allowable stress.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de Juntas A, B, C e D.....	26
Figura 2 – Transcrição da Tabela UW-12.....	26
Figura 3 – Ilustração do Problema de Kirch (1898).	29
Figura 4 – Ilustração do problema de INGLIS (1913).....	32
Figura 5 – Simulação de chapa plana sem o furo.....	33
Figura 6 – Simulação de chapa plana com o furo.....	34
Figura 7 – Método HSS.....	36
Figura 8 – Pontos para cálculo do HSS.....	37
Figura 9 – Perfil operacional do equipamento.....	40
Figura 10 – Análise numérica do equipamento.....	40
Figura 11 – Modelagem 3D do equipamento.....	41
Figura 12 – Bocal de estudo.....	42
Figura 13 – Resultado da análise MEF para $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.....	44
Figura 14 – Tensão máxima da análise MEF para $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.....	45
Figura 15 – Campos de tensões do MEF sem a modelagem da solda no bocal $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.....	46
Figura 16 – Campos de tensões do MEF com a modelagem da solda no bocal $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.....	46
Figura 17 – Pontos A, B e C.....	49
Figura 18 – Tensão máxima estudada.....	50
Figura 19 – Ponto de maior tensão do equipamento.....	50
Figura 20 – Pontos para obtenção do perfil de tensão.....	51
Figura 21 – Perfis de tensão, modelagem sem solda $E = 0,60$ e $\varnothing 60,3$ mm.....	52
Figura 22 – Perfis de tensão, modelagem com solda $E = 0,60$ e $\varnothing 60,3$ mm.....	53
Figura 23 – Resultado da análise MEF para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.....	54
Figura 24 – Tensão máxima da análise MEF para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.....	54

Figura 25 – Campos de tensões do MEF sem a modelagem da solda no bocal E = 0,25 e Ø 60,3 mm.....	55
Figura 26 – Campos de tensões do MEF com a modelagem da solda no bocal E = 0,25 e Ø 60,3 mm.....	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela UW-12.....	21
Tabela 2 – Tipos de Hot-Spot.....	36
Tabela 3 – Convergência da malha EF.....	42
Tabela 4 – Valores de tensão aferido para o campo de tensões locais para E = 0,45 e Ø 33,4 mm.....	45
Tabela 5 – Cálculo do hot-spot stress para E = 0,45 e Ø 33,4 mm.....	46
Tabela 6 – Comparação entre as tensões máximas estudadas.....	47
Tabela 7 – Eficiências de junta e espessuras estudadas.....	48
Tabela 8 – Perfil de tensão atuantes para E = 0,60, D = 60,3 mm.....	51
Tabela 9 – Tensão HSS para E = 0,60, D = 60,3 mm.....	52
Tabela 10 – Valores de tensão aferido para o campo de tensões locais para E = 0,25 e Ø 60,3 mm.....	56
Tabela 11 – Cálculo do hot-spot stress para E = 0,25 e Ø 60,3 mm.....	56

LISTA DE SÍMBOLOS

a – Raio do furo.

A – Semi-Eixo maior.

A_0 – Área.

B – Semi-Eixo menor.

d – Diâmetro interno.

D_0 – Diâmetro externo.

E – Eficiência de junta.

F – Força.

K – Fator de concentração de tensão.

k – Fator de concentração de tensão.

M_{max} – Momento fletor máximo.

M_{nom} – Momento fletor nominal.

P – Pressão.

r – Distância do centro do furo ao ponto de aferição de tensão da chapa.

R – Raio do vaso de pressão.

S – Máxima tensão admissível.

S_t – Tensão de ruptura.

S_y – Tensão de escoamento.

t – Espessura do vaso.

y - coeficiente para materiais indicados.

σ – Tensão.

σ_{max} – Tensão máxima.

σ_{nom} – Tensão nominal.

σ_{hs} – Tensão no Hot-Spot.

$\sigma_{0,4*t}$ – Tensão a $0,4*t$ de distância do Hot-Spot.

$\sigma_{1,0*t}$ – Tensão a $1,0*t$ de distância do Hot-Spot.

σ_{rr} – Tensão perpendicular.

$\sigma_{\theta\theta}$ – Tensão na direção axial.

σ_{∞} – Tensão de membrana

σ_{max} – Tensão máxima.

$\tau_{r\theta}$ – Tensão de cisalhamento.

θ – Ângulo.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	13
2. DESENVOLVIMENTO	14
2.1 MÉTODO ELEMENTOS FINITOS	17
2.2 TEORIA DA MECÂNICA DA FRATURA	19
2.3 UTILIZAÇÃO DA MECÂNICA DA FRATURA NA INVESTIGAÇÃO....	20
2.4 TENSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL SEGUNDO O ASME	25
2.5 MÉTODO DE CÁLCULO DE EFICIÊNCIA DE JUNTA	25
2.6 CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES DE EQUILÍBRIO EM PLACAS FLETIDAS.....	27
2.7 MÉTODO DO HOT SPOT STRESS.....	34
3. METODOLOGIA	37
4. ANÁLISE DE TENSÕES NO VASO DE PRESSÃO	39
4.1 ANÁLISE DE ADEQUAÇÃO DO COEFICIENTE DE JUNTA	46
5. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES	56
6. TRABALHOS FUTUROS.....	59
7. REFERÊNCIAS	60
ANEXO A – TABELAS DAS SIMULAÇÕES DO ANSYS	62
ANEXO B - ARRANJO GERAL DO PURIFICADOR	102
ANEXO C – CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	103

1. INTRODUÇÃO

Há, no contexto de segurança da indústria, normas técnicas que precisam ser seguidas para que o projeto, fabricação, instalação e operação de equipamentos sejam adequadamente conservadores para garantir a segurança operacional e integridade estrutural dentro de uma vida útil estimada. Uma das normas técnicas, no contexto dos vasos de pressão, que é desenvolvida e mantida pela *American Society of Mechanical Engineers* (ASME), é o bem conhecido código ASME. Esta norma permite projetar e construir vasos de pressão com inúmeras configurações e, quando utilizado, considerando as boas práticas de engenharia presentes, espera-se que condições de segurança satisfatórias de equipamentos de pressão sejam atingidas, evitando assim situações de riscos à integridade estrutural dos equipamentos e de pessoas que operam ou residem nas circunvizinhanças deles. (MENDONÇA, 2011)

Evidentemente que normas técnicas podem e devem ser revisadas periodicamente à luz da promoção contínua da qualidade de fabricação e da segurança operacional, haja visto os inúmeros acidentes com vasos de pressão reportados na mídia brasileira e internacional com alguma frequência. Nessa direção, apresentamos aqui uma avaliação dos métodos e premissas de projetos do código ASME Seção VIII Divisão 1:2021 para vasos de pressão que possuem bocais com diâmetro de até 2 3/8 de polegada (60,325 mm), visto que, o código ASME não prevê reforços locais para estas aberturas no casco. (ASME, 2021)

Inicialmente, realizamos uma revisão de literatura, como também estudos de casos de equipamentos em operação, fazendo uso de cálculos analíticos de tensões e estimativa de tensões globais e locais pelo Método de Elementos Finitos (MEF). Nos locais onde há concentrações de tensões, como é o caso das aberturas dos bocais, fizemos uso da metodologia de estimativa de tensões locais, conhecida como Método *Hot Spot Stress* (HSS), a fim de avaliar a integridade estrutural dos componentes projetados em concordância com o código ASME Seção VIII Divisão 1:2021.

Os cálculos analíticos determinam que a tensão local máxima para o caso de uma placa plana com um furo circular é cerca de três vezes maior do que a

tensão nominal como demonstrado por INGLIS (1913), resultado este que foi verificado através de estimativas executadas pelo MEF.

A partir desta avaliação, foi verificado se a metodologia de cálculo de espessuras do vaso de pressão do código ASME produz resultados conservadores e atende eficientemente as condições de segurança esperadas e propostas pela própria norma.

Os resultados obtidos nesta avaliação serão apresentados neste trabalho, e espera-se que as conclusões dessa avaliação possam contribuir positivamente para garantir a segurança dos projetos de vasos de pressão, no Brasil e a nível internacional, bem como contribuir para modificações da metodologia de projeto de aberturas e bocais do código ASME Seção VIII Divisão 1, em particular para bocais de diâmetro de até 2 3/8 de polegada (60,325 mm).

2. DESENVOLVIMENTO

ASME é o acrônimo de *American Society of Mechanical Engineers* (Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos), que é uma organização de profissionais de engenharia mecânica, e engenharias correlatas, que estabelece, dentre outras coisas, normas técnicas, ou códigos, para o projeto e fabricação de vasos de pressão, tubulações, requisitos de soldagem, entre outros.

O código ASME é um conjunto de normas, códigos e especificações técnicas estabelecidos pela ASME para garantir a segurança e confiabilidade de equipamentos e sistemas mecânicos submetidos a pressão. Ele tem status de lei nos Estados Unidos, sendo seu uso obrigatório nos projetos e fabricação de vasos de pressão dentro do território estadunidense, porém, devido a seu conhecido histórico de excelência dentro da indústria, é também utilizado em todo o mundo como uma das principais referências para o projeto, a fabricação, teste, inspeção e manutenção de equipamentos e sistemas de pressão, tais como: caldeiras, vasos de pressão, tubulações e outros componentes mecânicos que são submetidos a pressão interna ou externa.

O código ASME é atualizado periodicamente, com frequência de 2 anos atualmente, para refletir os avanços tecnológicos e as necessidades da indústria, e é considerado uma referência importante na área de engenharia mecânica no Brasil.

Tomando como base MENDONÇA (2011), o código ASME foi criado em 1911, tendo sua primeira publicação realizada em meados de 1915, tendo foco em caldeiras estacionárias. Nove anos depois, em 1924, foi publicada uma segunda versão, onde foram inseridos os vasos de pressão não sujeitos a chama.

Até a década de 1960 os códigos eram baseados em processos ditados pela experiência acumulada dos engenheiros, com pouca base teórica e focados em mecanismos de falha mais simples. Até então era requisitado apenas que a espessura do equipamento fosse capaz de suportar a tensão máxima atuante e que o material fosse suficientemente flexível, de maneira que fosse capaz de acomodar, sem grandes riscos, tensões de pico e tensões geradas em regiões de descontinuidade geométricas.

A edição do código ASME de 1968 abordou pela primeira vez dois tipos de critério de projeto: o projeto por norma (já existente nos anos anteriores), que emprega soluções analíticas consagradas para o dimensionamento de vasos de pressão com detalhes padronizados para a geometria dos componentes (casco, tampo, bocais, etc.); e o projeto por análise, que inclui componentes com geometrias e/ou carregamentos não convencionais, onde o dimensionamento depende de uma análise e classificação das tensões atuantes e comparação com valores admissíveis.

Na década de 1970 a ASME expande o seu programa de certificação a nível mundial, realizando a primeira certificação fora dos Estados Unidos e ainda faz a primeira publicação ASME de Interpretações do Comitê de Caldeiras e Vasos de Pressão.

O quadro técnico da ASME é atualmente subdividido em 37 áreas específicas, dentre os quais pode-se citar: indústria aeroespacial, ciência dos materiais, nanotecnologia, energia nuclear, transportes ferroviários, mecânica

dos fluidos, vasos de pressão, gasodutos, etc. Um dessas áreas engloba a construção de caldeiras e vasos de pressão, com o código ASME sendo dividido em 12 seções.

As normas e códigos de projeto foram criados e são usados não apenas com objetivo de simplificar e determinar um padrão para o cálculo e projeto dos vasos de pressão, mas busca essencialmente garantir as condições de segurança adequadas para sua operação.

Diversas experiências nessas áreas já comprovaram que a observância dessas normas torna muito baixa a probabilidade de ocorrência de falhas e acidentes. É por isso que tais normas e códigos, embora em algumas situações não sejam de uso obrigatório, são exigidos como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e usuários de vasos de pressão no Brasil (DONATO, 2003).

Uma norma de projeto representa um conjunto de condições que lhe são características, associando critérios de cálculo, coeficientes de segurança, padronização e especificação de materiais, detalhes de fabricação e inspeção (DONATO, 2003).

Os vasos de pressão apresentam diversas aberturas, denominadas bocais ou conexões, cada qual com determinadas funções e finalidades, como, por exemplo: tubulações de entrada e saída de produtos, instrumentos de controle e automação, respiro e dreno, válvula de alívio e segurança, bocas de visita e de inspeção para acesso interno.

O código ASME Seção VIII Divisão 1, que trata das regras para projeto e construção de vasos de pressão, exhibe diversos tipos de construções possíveis para bocais. Especificamente no que se refere aos bocais de interligação de tubulação, que no decurso da operação encontram-se suscetíveis a esforços mecânicos, é utilizada a condição de que as soldas de ligação, às paredes pressurizadas do vaso de pressão, devem ser de penetração total e plenamente radiografáveis.

Isso se faz necessário, porque os bocais podem apresentar vazamentos como efeito de deformações ou distorções, causadas por esforços transmitidos pela tubulação ou por gradientes de dilatações térmicas e, por ataque corrosivo causado pelo próprio produto, nos casos de Serviços Especiais.

O cálculo de espessura do código ASME não prevê o esforço nas regiões em que há furos, mudanças de direção, mudanças de espessura e nesses locais sabe-se que há maior tensão atuante. Alternativamente o código ASME propõe o uso de um coeficiente de junta (E), que é dependente do tipo de junta soldada e do tipo e extensão da inspeção não destrutiva utilizada durante o controle de qualidade de fabricação do equipamento.

Considerando que juntas soldadas podem ter descontinuidades produzidas durante sua fabricação e que, os métodos de inspeção disponíveis possuem limitações de detecção, o risco de falha por fratura das juntas soldadas do vaso de pressão não é nulo. Dessa forma, se faz necessário uma reflexão sobre duas teorias fundamentais da Mecânica: o método dos elementos finitos e a teoria da mecânica da fratura, no projeto de vasos de pressão fabricados por processo de soldagem.

Nossa pesquisa, portanto, propõe uma investigação que tem como objetivo verificar se a metodologia e os requisitos utilizados, a partir do código ASME, são suficientes para garantir a segurança e integridade estrutural nos pontos de maiores tensões, como é o caso das aberturas dos bocais de até 2 3/8" de polegada (60,325 mm).

2.1 MÉTODO ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos é uma técnica de análise numérica utilizada para obter soluções aproximadas, discretizadas, de problemas de engenharia. Ela consiste em dividir o domínio contínuo do problema em pequenos elementos finitos, que são mais fáceis de analisar matematicamente. Esses elementos são interligados por meio de nós, formando uma malha discretizada, que representa o contínuo físico que é foco de estudo. (MIRLISENNA, 2016).

Tomando como referência HUGHES (1987), nesse método, cada elemento finito é modelado por uma função matemática simples que descreve as propriedades do material e a geometria do elemento. O problema original é então discretizado em uma série de equações algébricas que podem ser resolvidas numericamente para obter as soluções aproximadas.

O equipamento modelado, submetido as condições de contorno do problema, é dividido em pequenas partes, chamadas de elementos, que passam a representar o domínio do problema. A divisão da geometria em pequenos elementos permite a resolução de um problema complexo subdividindo-o em problemas mais simples. (MIRLISENNA, 2016).

O MEF propõe que o número infinito de variáveis desconhecidas inerentes do problema, sejam substituídas por um número finito de elementos de comportamento bem conhecido. Essas subdivisões podem apresentar formas distintas, podendo ser tetragonal, quadrilateral ou hexagonal dependendo do problema. (MIRLISENNA, 2016).

Os elementos finitos são conectados entre si por pontos, os quais são denominados de nós ou pontos nodais. Ao conjunto de todos esses itens – elementos e nós – dá-se o nome de malha. Em função dessas subdivisões da geometria, as equações matemáticas que regem os comportamentos físicos não serão resolvidas de maneira exata, mas de forma aproximada por este método numérico. A precisão do Método dos Elementos Finitos depende da quantidade de nós e elementos, do tamanho e dos tipos de elementos da malha. Ou seja, quanto menor for o tamanho e maior for o número deles em uma determinada malha, é esperado obter maior precisão nos resultados da análise. (MIRLISENNA, 2016).

Os softwares de simulação computacional vêm evoluindo e buscam aprimorar as análises abordadas pelo método, melhorando a escolha dos tipos e a geração da malha de elementos, as técnicas de modelagem, os critérios de aceitação, erros e a apresentação dos resultados, facilitando a utilização desta ferramenta. Dessa maneira, o conhecimento dos fundamentos do método é essencial para que juntamente com o domínio dos softwares sejam desenvolvidas boas práticas para uma aplicação consistente deste poderoso

recurso no desenvolvimento e avaliação de produtos e projetos. (MIRLISENNA, 2016).

Na mecânica, esse método nos permite estimar valores de tensão atuante, deformação e deslocamento de uma estrutura, equipamento ou produto sob análise, identificar a durabilidade de um componente, permite também identificar pontos de concentração de tensão, entender o comportamento da estrutura diante de um carregamento e fazer com que possamos otimizar peças antes mesmo de fabricá-las.

É por esse motivo que atualmente grande parte das indústrias de desenvolvimento de produtos faz uso de software de análise por elementos finitos como base e apoio para a engenharia de produto.

Apesar de ser uma metodologia poderosa, é importante lembrar que a precisão das soluções obtidas depende da qualidade da malha utilizada e da escolha adequada dos parâmetros do modelo. Além disso, o método dos elementos finitos não substitui a experiência e o conhecimento de um engenheiro ou cientista, que são essenciais para interpretar e aplicar corretamente os resultados obtidos.

2.2 TEORIA DA MECÂNICA DA FRATURA

A teoria da mecânica da fratura é a área da engenharia mecânica que estuda o comportamento de materiais contendo descontinuidades quando sujeitos a cargas externas e/ou internas que podem resultar em fratura. Esta teoria fornece metodologias para prever a propagação de trincas em materiais, bem como formas de determinar a resistência do material à fratura.

De acordo com ANDERSON (2017), a Mecânica da Fratura deve ser entendida como uma área da engenharia mecânica que quantifica as condições sob as quais um corpo carregado pode falhar, devido ao crescimento de uma trinca dominante contida neste corpo.

Ela baseia-se na análise de tensões e deformações em torno de uma descontinuidade presente em um material. Esta análise é realizada utilizando princípios da mecânica dos sólidos e da física da fratura.

A teoria da mecânica da fratura é muito importante em áreas como a engenharia naval, onde é utilizada para prever a vida útil de estruturas metálicas sujeitas a carregamentos estáticos ou dinâmicos. Também é aplicada em outras áreas, como a aeroespacial, onde é usada para avaliar a integridade estrutural de peças e componentes de aeronaves e foguetes.

A teoria da mecânica da fratura é uma ferramenta essencial de extrema importância para garantir a segurança e a confiabilidade de estruturas e componentes mecânicos. É por isso que essa teoria é amplamente estudada e utilizada por engenheiros e pesquisadores em todo o mundo, ela fornece os conceitos e equações utilizadas para determinar como as descontinuidades se comportam quando sujeitas a um campo de tensões locais e permite avaliar quantitativamente quanto podem afetar a resistência à fratura de estruturas.

A mecânica da fratura divide-se em: Mecânica da Fratura Linear-Elástica (MFLE) e Mecânica da Fratura Elasto-Plástica. (MFEP). A primeira normalmente é utilizada em situações em que a fratura ocorre ainda no regime linear-elástico onde não há deformação significativa, enquanto a segunda estende a aplicação dos critérios da MFLE para materiais dúcteis, onde grandes deformações podem ocorrer na ponta das descontinuidades antes da ocorrência da fratura, isto é, MFEP admite não linearidades da deformação nas vizinhanças da descontinuidade.

2.3 UTILIZAÇÃO DA MECÂNICA DA FRATURA NA INVESTIGAÇÃO

Vasos de pressão são estruturas complexas que são geralmente fabricados com diversos componentes, contém aberturas de diâmetro variados, e quando fabricados a partir de várias partes utilizam algum processo de união de materiais, como soldagem. Estes equipamentos, quando projetados e

fabricados em conformidade com o código ASME, são na maioria das vezes fabricados com alguma liga metálica.

É conhecido pelas boas práticas de engenharia que equipamentos fabricados com ligas de aço e manufaturados com processos de soldagem possuem risco de apresentarem descontinuidades nas juntas soldadas. A mecânica da fratura aplicada a juntas soldadas considera que todas elas possuem micro descontinuidades independentemente do tipo de processo de soldagem utilizado ou método de fabricação empregado.

No código ASME Seção VIII Divisão 1 o cálculo de espessuras do vaso de pressão considera que o material, inclusive as soldas, não possuem descontinuidades. Porém, o código classifica os tipos de juntas soldadas em classes de severidade mecânica, atribuindo para cada classe um coeficiente de segurança, que impacta no cálculo de espessuras, chamado coeficiente de junta, nominado de coeficiente E. Este coeficiente, apresentado na tabela UW-12 do código ASME Seção VIII Divisão 1, recebe valores variáveis que estão associados ao tipo de inspeção não destrutiva que será realizada após a soldagem da mesma.

Considerando a metodologia de cálculo de espessuras do ASME da equação (1) ou rearranjando a equação de modo que possamos calcular a tensão máxima admissível equação (2), nota-se que o valor de E da tabela UW-12 do ASME Seção VIII Divisão 1 possui características que se assemelham a um coeficiente de segurança aplicado nos cálculos.

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (1)$$

$$S = \frac{P(R + 0,6t)}{Et} \quad (2)$$

Onde, E é o coeficiente de eficiência de junta, P é a pressão atuante, R é o raio interno do vaso de pressão, S é a máxima tensão admissível e t é a espessura do vaso.

Tabela 1 – Tabela UW-12.

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1)], [Note (2)], [Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints welded from both sides, or from one side only without a permanent backing strip, that are verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Butt joints welded from one side only with a permanent backing strip that achieves full penetration and fusion as required by UW-35.	For circumferential butt joints with one plate offset, the nominal thickness shall not exceed $\frac{5}{16}$ in. (16 mm). See UW-9(b) and Figure UW-9-3.	A, B, C, and D	0.90	0.80	0.65
(3)	Butt joints welded from one side only without a permanent backing strip that cannot be verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	Circumferential butt joints only, not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint that meets the requirements of UW-36.	(a) Longitudinal joints not over $\frac{5}{16}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17 that meets the requirements of UW-36.	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds that meets the requirements of UW-36	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:

- Some welding processes require ultrasonic examination in addition to radiographic examination, and other processes require ultrasonic examination in lieu of radiographic examination. See UW-11 for some additional requirements and limitations that may apply.
- Joint efficiency assignment rules of UW-12(d) and UW-12(e) shall be considered and may further reduce the joint efficiencies to be used in the required thickness calculations.
- The rules of UW-12(f) may be used in lieu of the rules of this Table at the Manufacturer's option.
- See UW-12(a) and UW-51.
- See UW-12(b) and UW-52.
- For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.
- Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.
- There is no joint efficiency E in the design equations of this Division for Category C and D corner joints. When needed, a value of E not greater than 1.00 may be used.

Porém, é de conhecimento público que a teoria da mecânica da fratura considera que nem toda descontinuidade existente no material levará a falha por fratura, isto é, a significância da descontinuidade em relação ao campo de tensões presente na estrutura determinará se ela impõe algum risco de falha por fratura da estrutura sob avaliação. Estes resultados foram extensivamente demonstrados por HARRISON (1968), que concluiu que estruturas contendo descontinuidades somente serão afetadas se o campo de tensões a qual elas estão sujeitadas for significativo ao ponto de levar o material às condições que propiciem a fratura.

Portanto, não parece razoável que o coeficiente de junta proposto pelo código ASME tenha alguma relação com o tipo de descontinuidade presente nas juntas soldadas do vaso de pressão, ou que tenha qualquer relação de intensidade com o tipo de inspeção que seja realizada para a detecção destas descontinuidades.

Ao analisarmos o projeto de vasos de pressão em concordância com o código ASME Seção VIII Divisão 1 através da teoria de placas e cascas de TIMOSHENKO (1987), observamos que existe o que chamamos de tensão de membrana ou tensão nominal do material e, nas regiões que têm descontinuidade ou mudanças geométricas consegue-se prever matematicamente que haverá elevação das tensões locais que é caracterizado mecanicamente como concentrador de tensão. O trabalho de INGLIS (1913) demonstrou matematicamente que quando se tem placas contendo um furo, a tensão local na lateral do furo, que é onde a intensidade de concentração de tensão é máxima, a tensão local é cerca de três vezes maior do que a tensão de membrana aplicada na placa devido a ação da força externa.

Analisando as tensões atuantes em concordância com a equação de cálculo de espessura do código ASME, equação (1), consideram-se duas coisas: sobre espessura e eficiência de junta soldada, acerca do qual diz o seguinte: dependendo do ensaio não destrutivo que é realizado, a eficiência da junta se diferencia e o valor máximo do coeficiente de eficiência da junta (E) é 1.

O valor mínimo desse coeficiente de eficiência de junta previsto pelo código ASME é igual a $E = 0,45$. Assim, se ele for igual a $E = 1$ a equação inteira

fica com o valor de tensão nominal muito próximo da teórica. E com o valor mínimo de 0,45 por exemplo, o valor da tensão será no máximo 2,22 vezes a tensão nominal. Porém, INGLIS (1913), assim como a análise de tensões pelo MEF, prevê que esse incremento de tensão é de cerca de três vezes o valor da tensão nominal devido a aplicação da pressão interna no vaso de pressão. Portanto, o fator de eficiência de junta proposto pelo código ASME Seção VIII Divisão 1 deveria depender exclusivamente da concentração de tensões observada pela estrutura, ou seja, o fator de junta E deveria ser independente do tipo de ensaio não destrutivo que é realizado na junta soldada, e o tipo de ensaio não destrutivo selecionado não interfere em nada nos valores de tensões do vaso de pressão.

Dessa forma, se forem executados ensaios de raios-x ou ultrassom, por exemplo, para observar se existem descontinuidades nas juntas soldadas o valor do coeficiente eficiência de junta E deve permanecer inalterado e ser dependente somente do campo de tensões no entorno da região de interesse, seja ela uma descontinuidade de soldagem ou um furo por exemplo. Ou seja, o ensaio não destrutivo não influencia na característica mecânica da distribuição das tensões do vaso de pressão, portanto, o coeficiente de eficiência de junta E como utilizado no código ASME não corresponde à realidade, uma vez que o ensaio não destrutivo serve somente para averiguar a existência ou não de descontinuidades.

Observamos então que há inconsistências importantes: (a) na consideração do valor do coeficiente de eficiência de junta do código ASME e que, (b) considerar este coeficiente como dependente do tipo de inspeção não destrutiva a ser realizada, da forma como foi proposto na tabela UW-12 do código, não parece produzir resultados conservadores. Notadamente, o código ASME define o valor do fator de junta E como dependente do tipo de ensaio não destrutivo, enquanto a mecânica clássica e a mecânica da fratura demonstram que o valor de E depende somente da concentração de tensão e do tipo de descontinuidade presente na estrutura.

2.4 TENSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL SEGUNDO O ASME

Um fator importante que precisamos levar em consideração nesse estudo é a tensão máxima admissível, que pode ser compreendida como a tensão máxima admitida em um determinado material utilizado na fabricação de um vaso de pressão. A tensão máxima admissível é dada em função do material e da temperatura de projeto do equipamento.

Para a norma ASME Seção VIII Divisão 1, a tensão máxima admissível para diferentes materiais, excetuando-se o ferro fundido, são dadas em função da temperatura e das tensões de escoamento e ruptura do material. No ASME Seção II Parte D - Subparte 1, Tabelas 1A e 1B podemos encontrar diversos materiais e suas respectivas tensões de escoamento e ruptura para diferentes temperaturas de trabalho e a Tabela 1-100 do mesmo código determina o valor da tensão admissível com o menor valor calculado a partir das equações (3) e (4) a seguir.

$$S = \frac{S_T}{3,5} \quad (3)$$

$$S = \frac{2}{3}S_y \quad (4)$$

Onde, S é a máxima tensão admissível, S_t é a tensão de ruptura, S_y é a tensão de escoamento.

Para o equipamento analisado neste trabalho o material de fabricação do costado e dos bocais foi o aço ASTM A-106 GR. B que possui tensão de escoamento 240,0 MPa e tensão de ruptura de 415,0 MPa. Segundo a formulação proposta pelo ASME II PART D (2019) a tensão admissível para este material é 118,5 MPa.

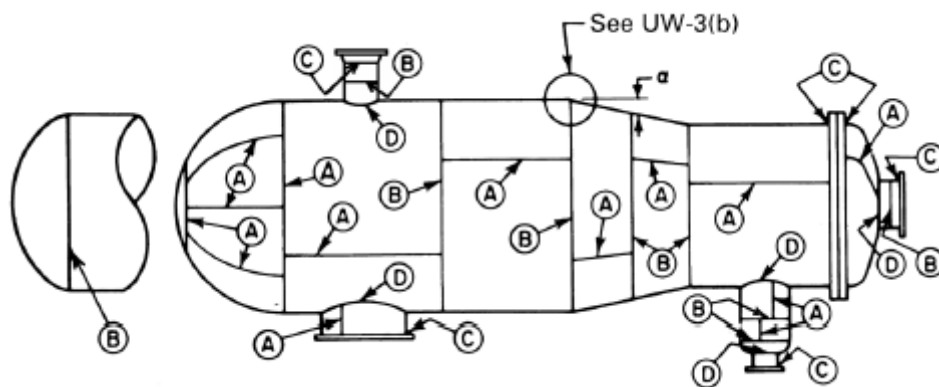
2.5 MÉTODO DE CÁLCULO DE EFICIÊNCIA DE JUNTA

É necessária uma breve reflexão sobre o conceito de eficiência da junta do código ASME Seção VIII Divisão 1. Este coeficiente, denominado com a letra

E nas equações do código, é usado no projeto do vaso de pressão como um multiplicador da tensão máxima admissível do material selecionado, funcionando, portanto, como um coeficiente de segurança.

No código ASME a eficiência de junta E depende apenas do tipo de junta soldada, como apresentado na Figura 1, e do grau de inspeção a ela empregado. O código ASME Seção VIII Divisão 1 considera para fins de definição do coeficiente de junta E o ensaio não destrutivo por radiográfico e por ultrassom e atribui valores para este coeficiente de acordo com o grau de extensão da inspeção aplicada em cada junta soldada, isto é, quanto maior a extensão da aplicação da inspeção não destrutiva maior será o valor do coeficiente de junta E.

Figura 1 – Tipos de Juntas A, B, C e D.



FONTE – ASME Seção VIII Divisão 1: 2021.

A Figura 2, a seguir, transcrita da Tabela UW-12 do código ASME Seção VIII Divisão 1, apresenta os valores de eficiência da junta soldada que devem ser considerados pelo engenheiro projetista:

Figura 2 – Transcrição da Tabela UW-12.

Tipo de Junta		Inspeção Radiográfica		
		Total	Parcial	Sem Inspeção
	Solda de penetração total (simples e dupla)	1,00	0,85	0,70
	Solda simples de penetração total com mata-junta	0,90	0,80	0,65
	Solda simples de penetração total sem mata-junta	-	-	0,60
	Solda com filete duplo	-	-	0,55
	Solda com filete simples	-	-	0,45

FONTE – KRÜGER, 2014.

Como visto na Figura 2 o valor do coeficiente de junta E varia de acordo com o tipo de junta, com o tipo de inspeção não destrutiva empregado e com a intensidade da inspeção aplicada.

2.6 CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES DE EQUILÍBRIO EM PLACAS FLETIDAS

A presença de furos, chavetas, ranhuras, e outras descontinuidades geométricas geram alterações na distribuição de tensões num corpo, onde se observam elevados picos de tensão. Estas regiões com tensões concentradas são analisadas e estudadas através de fatores de concentração de tensões. O matemático alemão, naturalizado estadunidense, REISSNER (1948) determinou o fator de concentração de tensões para alguns casos de placas fletidas perfuradas.

O fator determinado por REISSNER (1948) é determinado pela relação entre o diâmetro do furo e a espessura da placa, de forma proporcional, ou seja, a concentração de tensões aumenta à medida que se aumenta a espessura da

placa e se diminui o diâmetro do furo. As expressões determinadas por REISSNER (1948) já foram comparadas com resultados experimentais de alguns estudiosos, entre eles, LEE E CONLEE (1968), convergindo para valores próximos a uma constante que foi batizada de K.

Então, de acordo com essa teoria, o fator de concentração de tensão K pode ser definido como a razão entre a tensão máxima (σ_{max}) da região e uma outra tensão usada como tensão de referência, que geralmente é a tensão nominal (σ_{nom}) distante da região de concentração de tensão:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (5)$$

Onde, K é o fator de concentração de tensão, σ_{max} é a tensão máxima e σ_{nom} é a tensão nominal.

No estudo das placas, é comum mensurar a concentração de tensões também em termos de momentos fletores:

$$k = \frac{M_{max}}{M_{nom}} \quad (6)$$

Onde, k é o fator de concentração de tensão, M_{max} é o momento fletor máximo e M_{nom} é o momento fletor nominal.

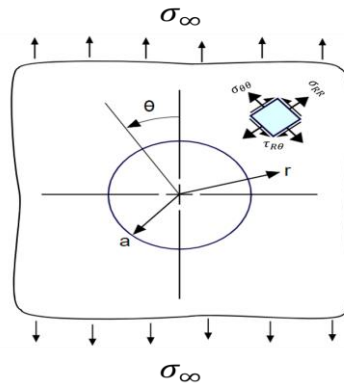
No caso da teoria de REISSNER (1945), os fatores de concentração de tensão K e k são equivalentes, uma vez que as tensões normais ao longo da espessura da placa são obtidas em função do esforço fletor conforme a equação dada. Porém é preciso registrar que existem outras teorias de flexão de placas, em que os fatores K e k apresentam resultados diferentes entre si.

Podemos apresentar como exemplo a teoria da flexão de placas pela teoria tridimensional da elasticidade, que é uma abordagem matemática utilizada para descrever o comportamento de corpos sólidos quando são manifestadas forças externas que causam deformações. Essa teoria considera que as deformações ocorrem em três dimensões, levando em conta as mudanças nas direções longitudinal, transversal e vertical.

INGLIS (1913), demonstrou matematicamente o incremento da tensão devido à presença de um furo elíptico numa placa plana infinita. O início do estudo da análise de concentrações de tensões começou em 1898 a partir da solução linear elástica proposta por KIRCH (1898), para tensões ao redor de um furo em uma placa infinita submetida a um carregamento uniaxial. Começamos então com uma revisão da análise de KIRCH (1898) para determinarmos qual o fator de concentração de tensão para este caso e, posteriormente, executamos uma verificação através do MEF.

Através da solução de KIRCH (1898), podemos verificar matematicamente como se comporta o campo de tensões ao redor de um furo numa placa plana infinita submetida a uma tensão axial conforme apresentado nas equações (7), (8) e (9) a seguir. A Figura 3 ilustra o problema.

Figura 3 – Ilustração do Problema de KIRCH (1898).



FONTE: FRACTURE MECHANICS, 2023.

$$\sigma_{rr} = \frac{\sigma_{\infty}}{2} \left(1 - \left(\frac{a}{r} \right)^2 \right) + \frac{\sigma_{\infty}}{2} \left(1 - 4 \left(\frac{a}{r} \right)^2 + 3 \left(\frac{a}{r} \right)^4 \right) \cos 2\theta \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\sigma_{\infty}}{2} \left(1 + \left(\frac{a}{r} \right)^2 \right) - \frac{\sigma_{\infty}}{2} \left(1 - 3 \left(\frac{a}{r} \right)^4 \right) \cos 2\theta \quad (8)$$

$$\tau_{r\theta} = - \frac{\sigma_{\infty}}{2} \left(1 + 2 \left(\frac{a}{r} \right)^2 - 3 \left(\frac{a}{r} \right)^4 \right) \sin 2\theta \quad (9)$$

Onde, **a** é o raio do furo, **r** é a distância do centro do furo ao ponto de aferição de tensão da chapa, σ_{∞} é a tensão de membrana, σ_{rr} é a tensão perpendicular, $\sigma_{\theta\theta}$ é a tensão na direção axial, $\tau_{r\theta}$ é a tensão de cisalhamento e Θ é o ângulo.

A partir das equações (7), (8) e (9) analisamos duas situações, a primeira para o valor das tensões longe do furo. Para isso temos que considerar que “r” tende ao infinito, sendo assim as equações para cada uma das componentes de tensão serão.

$$\sigma_{rr} = \frac{\sigma_{\infty}}{2} + \frac{\sigma_{\infty}}{2} \cos 2\theta \quad (10)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\sigma_{\infty}}{2} - \frac{\sigma_{\infty}}{2} \cos 2\theta \quad (11)$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{\sigma_{\infty}}{2} \sin 2\theta \quad (12)$$

Onde, σ_{∞} é a tensão de membrana, σ_{rr} é a tensão perpendicular, $\sigma_{\theta\theta}$ é a tensão na direção axial, $\tau_{r\theta}$ é a tensão de cisalhamento e Θ é o ângulo.

A partir das equações (10), (11) e (12) podemos verificar que para $\theta = 0^\circ$ e 180° o valor de $\sigma_{rr} = \sigma_{\infty}$ e para $\theta = -90^\circ$ e $+90^\circ$ $\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\infty}$, ou seja, longe da descontinuidade, as tensões são iguais a tensão membrana, ou tensão nominal.

A segunda situação analisada a partir da solução de Kirch (1898), é para os valores de tensão ao redor do furo, ou seja, quando consideramos que $r = a$. Dessa forma as equações (7), (8) e (9) podem ser reescritas da seguinte forma:

$$\sigma_{rr} = 0 \quad (13)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\infty} (1 - 2 \cos 2\theta) \quad (14)$$

$$\tau_{r\theta} = 0 \quad (15)$$

Onde, σ_{∞} é a tensão de membrana, σ_{rr} é a tensão perpendicular, $\sigma_{\theta\theta}$ é a tensão na direção axial, $\tau_{r\theta}$ é a tensão de cisalhamento e Θ é o ângulo.

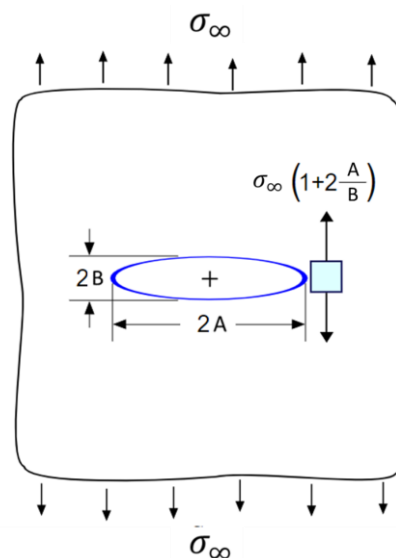
A partir desses resultados podemos determinar qual o fator de concentrador de tensão para este caso. Se considerarmos $\theta = -90^\circ$ ou $+90^\circ$, $\sigma_{\theta\theta} = 3\sigma_{\infty}$, ou seja, o valor da tensão local no furo é 3 vezes maior que o valor da tensão de membrana.

INGLIS (1913) aprofundou um pouco mais o estudo desse caso contribuindo enormemente para o desenvolvimento da teoria da mecânica da fratura elástica linear. INGLIS (1913) estudou o campo de tensões ao redor de uma descontinuidade elíptica, como ilustrada de Figura 4, sob as mesmas condições estudadas por KIRCH (1898), essa simples mudança aparente na predição das tensões locais, é aplicável para uma infinidade de casos distintos inclusive, se achatarmos a elipse ao máximo, podemos estudar o comportamento das tensões locais em descontinuidades planares, como é o caso das trincas em materiais metálicos ou soldas. O resultado obtido por INGLIS (1913) para a predição das tensões ao redor de um furo elíptico está apresentado na equação (16).

$$\sigma_{max} = \sigma_{\infty} \left(1 + 2 \frac{A}{B} \right) \quad (16)$$

Onde, A é o semi-eixo maior, B é o semi-eixo menor, σ_{∞} é a tensão de membrana e σ_{max} é a tensão máxima.

Figura 4 – Ilustração do problema de INGLIS (1913).



FONTE: FRACTURE MECHANICS, 2023.

O resultado apresentado na equação (16) se assemelha muito ao da equação (14), para os casos onde $A = B$, ou seja, quando os dois eixos da elipse possuem o mesmo valor, sendo esta uma circunferência, o valor de $\sigma_{max} = 3\sigma_{\infty}$ que é o mesmo obtido por KIRCH (1898). Por outro lado, INGLIS (1913) demonstrou também que quando B tende a zero, que é o caso da elipse colapsada semelhante a uma trinca, o valor da tensão local na ponta da trinca é $\sigma_{max} = \infty$. Este resultado, na prática, não faz sentido uma vez que os materiais de engenharia são elasto-plásticos e deformam permanentemente após atingirem a tensão limite de escoamento do material. Portanto, o problema que INGLIS (13) apresentou é interpretado como uma singularidade matemática que não representa o comportamento dos materiais próximo de concentradores de tensão do tipo descontinuidade planar ou trincas. Este estudo deu portanto origem para o desenvolvimento da teoria da mecânica da fratura que conhecemos atualmente.

Para verificarmos os resultados descritos nas equações (14) e (16), foram preparados dois modelos pelo MEF, com e sem a presença do furo no centro de uma chapa. A chapa metálica em questão possui 1,25 mm X 100 mm X 200 mm submetida a uma força uniaxial de 5000 N.

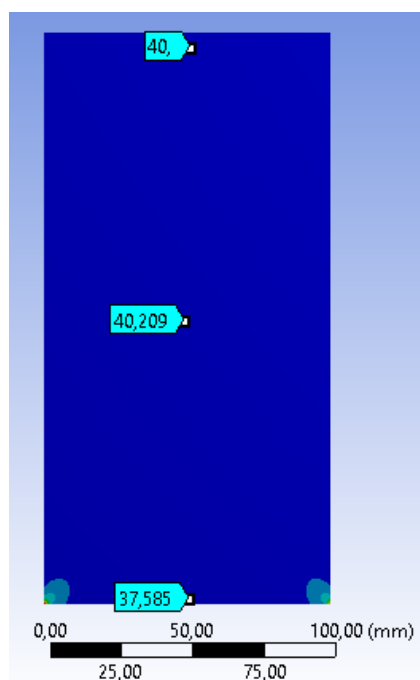
Para calcularmos a tensão atuante na chapa vamos utilizar a equação (17) para o cálculo de tensões numa chapa plana.

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad (17)$$

Onde, σ é a tensão, F é a força e A_0 é a área de aplicação da força.

Considerando a força axial de 5000 N e a área como sendo o perfil da chapa (0,00125 x 0,1m) o valor da tensão calculado foi 40,0 MPa o que foi confirmado e verificado no modelo de elementos finitos, conforme ilustrado na Figura 5.

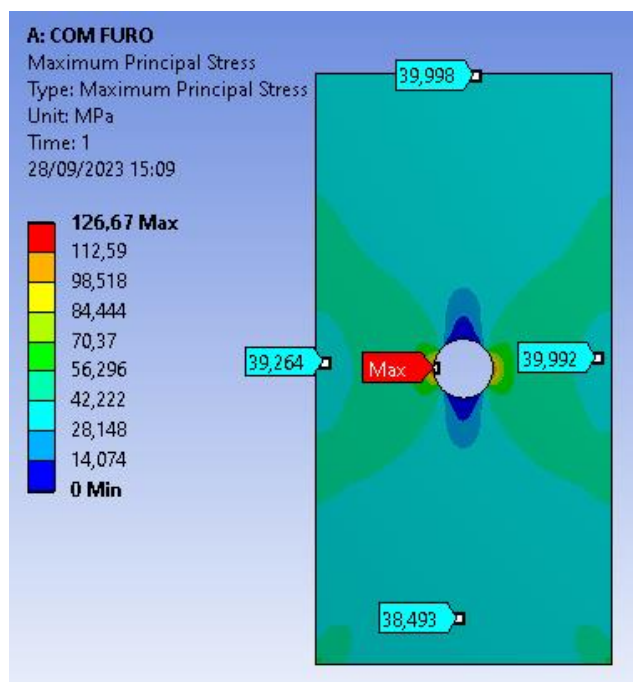
Figura 5 – Simulação de chapa plana sem o furo.



FONTE: Autor, 2023.

Na segunda simulação foi inserido um furo circular de 20 mm de diâmetro no centro da chapa para avaliarmos os valores das tensões ao redor do mesmo, o resultado da simulação está ilustrado na Figura 6.

Figura 6 – Simulação de chapa plana com o furo.



FONTE: Autor, 2023

Sabendo que a tensão atuante na chapa é de 40,0 MPa a tensão máxima prevista com a presença do furo é de 120,0 MPa, podemos afirmar que os resultados da análise de MEF ($\sigma_{max} = 126,67$ MPa) são coerentes com a previsão proposta tanto por KIRCH (1898) quanto por INGLIS (1913). A pequena diferença entre os dois valores se dá porque, no caso do modelo em elementos finitos, a chapa estudada é finita e discretizada.

2.7 MÉTODO DO HOT SPOT STRESS

O método de elementos finitos nos capacita a executar cálculos estruturais em geometrias complexas, como é o caso dos bocais soldados de um vaso de pressão. Nestes bocais as tensões locais do casco do vaso de pressão são amplificadas pela concentração de tensões devido à presença de uma perfuração no casco, à espessura do bocal e a dimensão do cordão de solda depositado para fazer a união soldada entre bocal e casco do vaso de pressão. O que se observa nas análises de elementos finitos é que as tensões nos pontos de transição de espessura e no furo se elevam abruptamente, e em alguns casos podem apresentar estimativas com valores bem acima da tensão de escoamento do material.

Este fenômeno de elevação exacerbada das tensões nos pontos de concentração de tensões é, muitas vezes, resultado do fenômeno de singularidade matemática atribuído à característica geométrica onde desejamos obter as tensões locais. Por outro lado, tensões muito elevadas obtidas pelo MEF nem sempre correspondem à realidade, devendo ser considerados como estimativas, porém limitadas pelo uso da discretização elaborada pelo método de cálculo. É importante notar que o valor máximo de tensões, em concentradores de tensão, estimados pelo MEF é dependente do tamanho e tipo do elemento selecionado para a análise.

Para proporcionar o uso adequado dos valores de tensões estimados pelo MEF em projetos com concentradores de tensão, como é o caso de soldas e apêndices, como os bocais de vasos de pressão, pesquisadores de várias renomadas instituições de pesquisa se juntaram ao esforço do *International Institute of Welding* (IIW) e produziram recomendações editada por

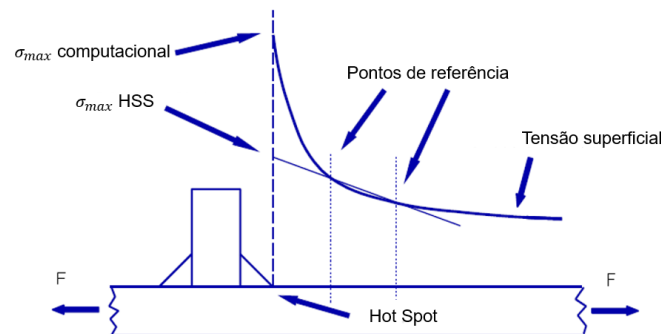
HOBACHER (2008) para a estimativa de tensões em locais de concentração de tensões, comumente conhecido como análise de Hot-Spot Stress (HSS).

A tensão HSS pode ser definida como a tensão principal máxima no material base adjacente à borda do cordão de solda (ou característica geométrica em análise), considerando os efeitos da concentração de tensão devido a presença da mudança geométrica local, como um todo, de um detalhe construtivo em particular (CRISTIANE, 2019).

Segundo o documento do IIW, a abordagem do HSS é tipicamente utilizada quando não existe uma tensão nominal claramente definida por causa dos efeitos geométricos do equipamento, ou quando a descontinuidade estrutural não é comparável a uma junta pré-definida.

A tensão HSS pode ser calculada utilizando um conjunto de pontos de referência e extrapolada até a extremidade da solda em consideração a partir das tensões nesses pontos, conforme demonstrado na Figura 7.

Figura 7 – Método HSS.



Fonte: IIW, 2008.

Resumidamente, o método HSS, conforme foi definido, está limitado à extremidade da solda. No entanto, o método pode se estender para outras avaliações, como por exemplo, locais de iniciação de trincas por fadiga, incluindo a raiz da solda, utilizando o HSS na superfície como indicação na região interessada. As curvas S-N ou os fatores de concentração de tensão usados para verificar esses casos dependem principalmente dos parâmetros geométricos e dimensionais e são válidos apenas dentro dessa faixa.

Além das definições de tensão HSS conforme apresentadas, são definidos dois tipos de *Hot-Spot* Stress de acordo com sua localização na chapa e sua orientação em relação à extremidade da solda. Para a junta soldada estudada neste trabalho, o HSS mais apropriado para o estudo seria do tipo **a**, conforme definido na Tabela 2.

Tabela 2 – Tipos de *Hot-Spot*.

Tipo	Descrição	Determinação
a	Extremidade da solda na superfície da chapa.	MEF ou medição e extrapolação.
b	Extremidade da solda na borda da chapa.	MEF ou medição e extrapolação.

FONTE: IIW, 2008.

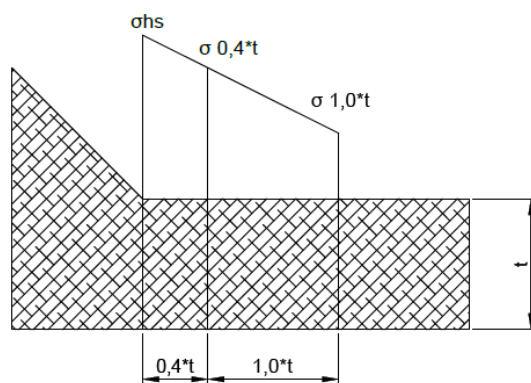
Nas recomendações do IIW, também está descrita qual a equação mais adequada para extrapolação do valor da tensão HSS e quais os pontos onde a tensão deverá ser aferida com base no tamanho do elemento da malha computacional e na espessura da chapa utilizada na análise de MEF. Considerando o tamanho da malha utilizada nesse trabalho e as espessuras estudadas, a formulação mais adequada segundo o IIW está descrita na equação (18).

$$\sigma_{hs} = 1,67 * \sigma_{0,4*t} - 0,67 * \sigma_{1,0*t} \quad (18)$$

Onde, σ_{hs} é a tensão no Hot-Spot, $\sigma_{0,4*t}$ é a tensão a $0,4*t$ de distância do Hot-Spot, $\sigma_{1,0*t}$ – Tensão a $1,0*t$ de distância do Hot-Spot e t é a espessura da chapa.

A Figura 8 ilustra os pontos onde a tensão deve ser aferida. O ANEXO A destaca os pontos onde as tensões foram aferidas para estimarmos a tensão no HSS para cada um dos casos estudados neste trabalho.

Figura 8 – Pontos para cálculo do HSS.



FONTE: IIW, 2008.

3. METODOLOGIA

Neste trabalho, fizemos uso de análise numérica pelo método de elementos finitos, utilizando análise estática, por meio do software *ANSYS 18.2* além do software *SolidWorks 2018*, para a definição da geometria tridimensional (3D) do vaso de pressão. O *ANSYS 18.2* é um software de simulação de engenharia corriqueiramente utilizado para análise estrutural, eletromagnética, fluidodinâmica e multifísica. O *ANSYS* é estruturado de acordo com os princípios de modelagem matemática, física e ciência da computação, tornando possível verificar como projetos poderão se comportar de acordo com uma infinidade de contextos reduzindo ou eliminando a necessidade de testes práticos. Efetuamos as análises considerando duas premissas.

A primeira premissa são as dimensões nominais, que são os padrões de espessura, tecnicamente chamado de schedule, que nada mais são do que as medidas de espessura de tubos e chapas que são informadas pelos fabricantes, e que são padronizadas. O termo “Schedule” pode ser entendido como a padronização da espessura da parede do tubo em relação ao seu diâmetro. Essa é uma das características principais que precisam ser definidas no projeto. Quanto maior for o schedule, maior espessura esperada do componente, e por conseguinte, maior será a capacidade da tubulação ou vaso de pressão de suportar pressões.

A segunda premissa são as dimensões definidas pelo código ASME. O código ASME Seção VIII Divisão 1 fornece um conjunto de equações, apresentadas anteriormente, que devem ser usadas para se calcular a espessura do vaso de pressão e da tubulação a ele associada, tomando como base a tensão admissível do material, o diâmetro do vaso de pressão ou tubo e a pressão interna que o componente irá receber.

O primeiro fato que chamamos atenção em nossa investigação refere-se ao código ASME pressupor que deverão ser analisadas as condições que estão estabelecidas (tensão, diâmetro, pressão) e a partir dela fabricar o equipamento que seja capaz de funcionar adequadamente.

O que temos na prática é que já existem componentes produzidos pelos fornecedores de materiais, que estão prontos e padronizados, como tubulações com espessuras definidas, e precisamos saber se elas atendem às especificações do código ASME para cada projeto. Nesse caso é necessário seguir o caminho inverso do proposto na norma: a partir da espessura da tubulação, encontramos a tensão, para podermos verificar, por meio de cálculos, utilizando o conjunto de fórmulas do código ASME, se o equipamento está de acordo ou não com o que preconiza o código.

Outro fato que destacamos é que, mesmo em situações hipotéticas, em que seja decidido em projeto seguir literalmente o que está definido pelo código ASME, ou seja, analisar as condições e a partir dessas informações se calcular as dimensões corretas da tubulação, verificamos que o valor da tensão nos bocais, que são concentradores de tensão, são maiores que a tensão admissível especificada no código ASME, que é bastante incisivo ao afirmar que, ao longo de todo o equipamento, a tensão admissível não pode, de modo algum, ser ultrapassada.

Para nossa análise escolhemos um equipamento denominado purificador de amônia, que é responsável por retirar impurezas, umidade e resíduos contaminantes de um sistema de refrigeração industrial. Escolhemos o purificador de amônia em aço carbono de um fabricante nacional com capacidade de 18,7 litros. A escolha desse modelo se deu em virtude da maior variedade de informações disponibilizadas pelo fabricante em seus manuais, que foram de grande relevância para permitir desenvolver nossa estratégia de análise numérica. Na Figura 9 a seguir apresentamos o perfil operacional do equipamento estudado neste trabalho

Figura 9 – Perfil operacional do equipamento.

Tipo de Vaso.....	Vertical	
Material do costado.....	SA-106 Grau B	
Material do Tampo Superior.....	SA-234 Grau WPB	
Material do tampo inferior.....	SA-234 Grau WPB	
Tampo superior.....	Tampo SemiElíptico Genérico	
Tampo inferior.....	Tampo SemiElíptico Genérico	
Diâmetro interno.....	387,36	mm
Comprimento do costado.....	1077,0	mm
Pressão interna.....	1,7240	MPa
Pressão externa.....	0,0000	MPa
Vácuo.....	0,0000	MPa
Temperatura de Projeto.....	0,0000	°C
Densidade do Produto (ρ).....	1000,0	kg/m ³
Densidade do Fluido de Teste (ρ_T).....	1000,0	kg/m ³

FONTE: Autor, 2023.

A Figura 10 a seguir apresenta o desenho do purificador de amônia em aço carbono desenhado no aplicativo ANSYS 18.2 de acordo com as especificações do fabricante.

Figura 10 – Análise numérica do equipamento.



Fonte: Autor, 2023.

A seguir apresentaremos os resultados das análises de MEF realizadas e procederemos com a avaliação desses resultados.

4. ANÁLISE DE TENSÕES NO VASO DE PRESSÃO

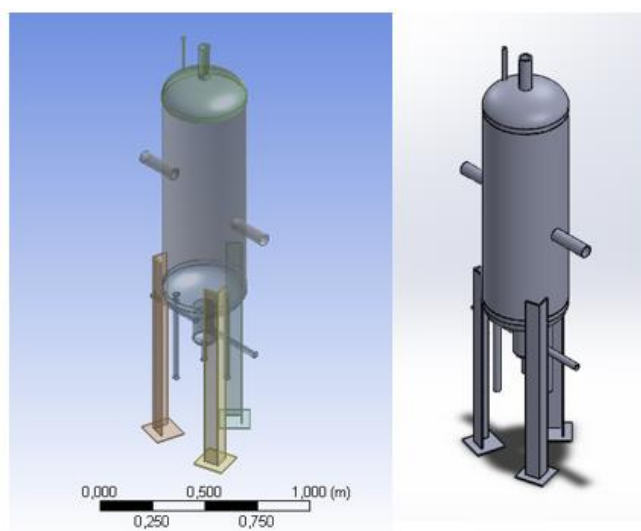
Este trabalho foi realizado a partir dos resultados obtidos por meio da utilização de dois métodos distintos para determinação da tensão máxima no equipamento, em comparação com o método utilizado pelo código ASME. Os métodos utilizados foram: análise por elementos finitos, utilizando o software ANSYS e o método de HSS segundo recomendações do IIW.

Na análise de MEF realizada com o ANSYS o equipamento é dividido em vários pequenos pedaços e se calcula individualmente os esforços em cada uma destas partes. Cada pedaço do objeto é chamado de elemento finito e o conjunto

dos elementos formam a malha computacional. Os valores encontrados então são extrapolados para o equipamento como um todo e assim temos os valores das tensões às quais o mesmo está submetido.

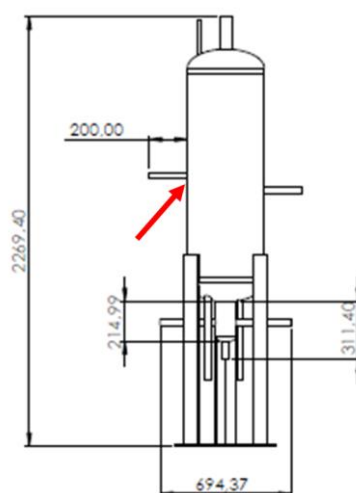
O objeto deste estudo foi um purificador conforme o arranjo geral apresentado no ANEXO B. O próximo passo foi gerar a geometria 3D do equipamento utilizando o software SolidWorks que foi posteriormente utilizada para a análise em elementos finitos, ilustrado na Figura 11. O bocal estudado está ilustrado na Figura 12, bocal este, que apresentou maiores valores de tensão máxima no equipamento.

Figura 11 – Modelagem 3D do equipamento



FONTE: Autor, 2023.

Figura 12 – Bocal de estudo.



FONTE: Autor, 2023.

A partir da geometria definida do vaso de pressão, o tamanho do elemento finito da malha computacional foi determinado a partir de análises numéricas sucessivas e iterativas, buscando a convergência do valor de tensão máxima no bocal selecionado. À medida que diminuíamos o tamanho do elemento de malha a tensão máxima aumentava progressivamente. Sendo assim quando duas simulações sucessivas apresentaram uma diferença inferior à 5% consideramos que a convergência do valor da tensão máxima foi atingida, o tipo de elemento utilizado nesse trabalho foi o tetragonal e as condições de contorno utilizadas no MEF encontram-se descritas no ANEXO C..

A importância de se determinar o tamanho da malha se dá por duas principais razões, a precisão dos valores de tensão encontrados e a economia de tempo de processamento computacional.

A partir disso, encontramos a convergência do valor de tensão máxima quando o tamanho do elemento da malha computacional atingiu o valor de 1 mm, conforme apresentado na Tabela 3 a seguir.

Tabela 3 – Convergência da malha de elementos finitos.

Convergência		
Tamanho do elemento (mm)	Tensão Máxima (MPa)	Erro(%)
12,5	93,41	100,0
10	101,67	8,1
1	107,35	5,3
0,5	107,48	0,1
0,25	107,49	0,0

Fonte: Autor 2023.

Uma vez determinados o tamanho de malha, no bocal de estudo e a modelagem 3D do equipamento, as simulações pelo método de elementos finitos seguiram da seguinte forma: a espessura mínima do costado dos vasos de pressão foi estimada segundo a formulação encontrada no item UG-27 do código ASME Sessão VIII, conforme foi apresentado na equação (1) e a espessura dos bocais segundo a formulação do código ASME B 31.5:2016.

$$t = \frac{P D_0}{2 (S + P y)} \quad (18)$$

$$t = \frac{P d}{2 (S + P y - P)} \quad (19)$$

Onde, d é o diâmetro interno, D_0 é o diâmetro externo, P é a pressão atuante, S é a máxima tensão admissível, t é a espessura do vaso e y é o coeficiente para materiais indicados.

Em nenhuma das duas equações o valor da espessura calculado foi superior à 1,6 mm. Considerando que o código ASME Seção VIII Divisão 1 exige que a espessura considerada de vasos de pressão e seus componentes seja de no mínimo 1,6 mm, em todas as análises de MEF que se seguem adotou-se então a espessura mínima do ASME.

É importante salientar que os fatores determinantes para a análise de tensões atuantes, e a determinação se as mesmas estão dentro dos limites de segurança estabelecido pelo código ASME, é dependente do material do selecionado para o equipamento. Para o caso estudado, temos como material de fabricação do casco do vaso de pressão o aço ASTM A-106 GR.B. O ASME estabelece na seção UG-23 que o valor da tensão admissível não deve ser ultrapassado em nenhum ponto do equipamento. Para o equipamento estudado, a tensão admissível para o material selecionado e definida no ASME Seção II é de 118,5 MPa.

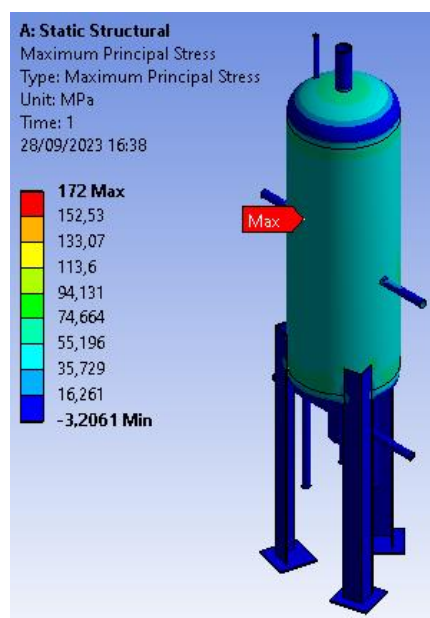
Sendo assim, considerando que o equipamento já possui um diâmetro, pressão e materiais de fabricação pré-definidos, só nos restou dois parâmetros com os quais podemos utilizar diferentes valores, o diâmetro do bocal e o coeficiente de eficiência de junta. Para este trabalho foram considerados valores de diâmetro de bocal padrão SCHEDULE encontrados no mercado, sendo eles: 33,4 mm que é o mesmo do projeto, 42,2 mm, 48,3 mm e 60,3 mm, este último é próximo do limite máximo de 2 3/8" de polegada (60,325 mm) permitido pelo código ASME, acima do qual há necessidade de um anel de reforço local.

O outro parâmetro analisado foi a eficiência de junta soldada (E). Segundo o ASME Seção VIII Divisão 1 o valor de E varia conforme o tipo de junta soldada e o tipo de inspeção que é executada nesta junta soldada, podendo variar de $E = 1,0$ até $E = 0,45$. Como podemos verificar na equação (1), quanto menor a eficiência de junta maior será a espessura da parede do casco do purificador.

Sendo assim foi realizada uma análise de elementos finitos como caso mais conservador segundo o código ASME. Consideramos o menor valor de eficiência de junta do código $E = 0,45$ juntamente com o menor diâmetro estudado

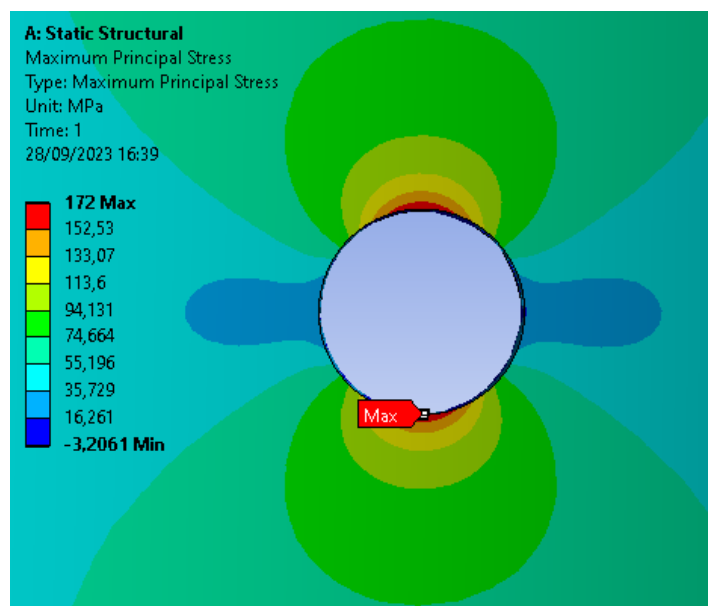
Ø 33,4 mm. As Figuras 13, 14, 15 e 16 e as Tabelas 4 e 5 a seguir ilustram os resultados da análise. É importante salientar que os pontos destacados nas tabelas do ANEXO A e da Tabela 4 foram os pontos utilizados para o cálculo do HSS como apresentado na Tabela 5.

Figura 13 – Resultado da análise MEF para $E = 0,45$ e Ø 33,4 mm.



FONTE: Autor, 2023.

Figura 14 – Tensão máxima da análise MEF para $E = 0,45$ e Ø 33,4 mm.



FONTE: Autor, 2023.

Tabela 4 – Valores de tensão aferido para o campo de tensões locais para $E = 0,45$ e Ø 33,4 mm.

D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	172,0	1,6	99,8	0	173,8	4,6	67,0
2	140,3	3,6	72,4	2	142,2	6,6	54,1
2,564	134,7	4,164	69,6	2,564	136,7	7,164	53,0
4	121,7	5,6	62,9	4	123,2	8,6	50,1
6	110,2	7,6	56,7	6	111,0	10,6	47,4
6,41	107,8	8,01	55,4	6,41	108,6	11,01	46,8
8	102,0	9,6	52,2	8	102,7	12,6	45,4
10	96,3	11,6	49,2	10	96,8	14,6	44,0
12	91,8	13,6	46,9	12	92,1	16,6	43,0
14	88,2	15,6	45,3	14	88,6	18,6	42,2
16	85,3	17,6	44,0	16	85,7	20,6	41,7
18	82,8	19,6	43,2	18	83,2	22,6	41,3
20	80,7	21,6	42,5	20	81,1	24,6	41,1
30	73,5	31,6	41,0	30	74,0	34,6	40,7
40	69,3	41,6	41,2	40	69,5	44,6	41,2
50	66,4	51,6	41,8	50	66,7	54,6	42,0
60	64,4	61,6	42,7	60	64,6	64,6	42,9
70	63,0	71,6	43,6	70	63,1	74,6	43,8
80	62,0	81,6	44,4	80	62,0	84,6	44,6
90	61,2	91,6	45,2	90	61,2	94,6	45,2
100	60,6	101,6	45,8	100	60,6	104,6	45,9
150	58,5	151,6	47,8	150	58,6	154,6	47,8
200	57,3	201,6	48,8	200	57,4	204,6	48,9
250	56,5	251,6	49,5	250	56,5	254,6	49,6
300	55,8	301,6	50,1	300	55,9	304,6	50,1
350	56,0	351,6	50,3	350	55,9	354,6	50,3

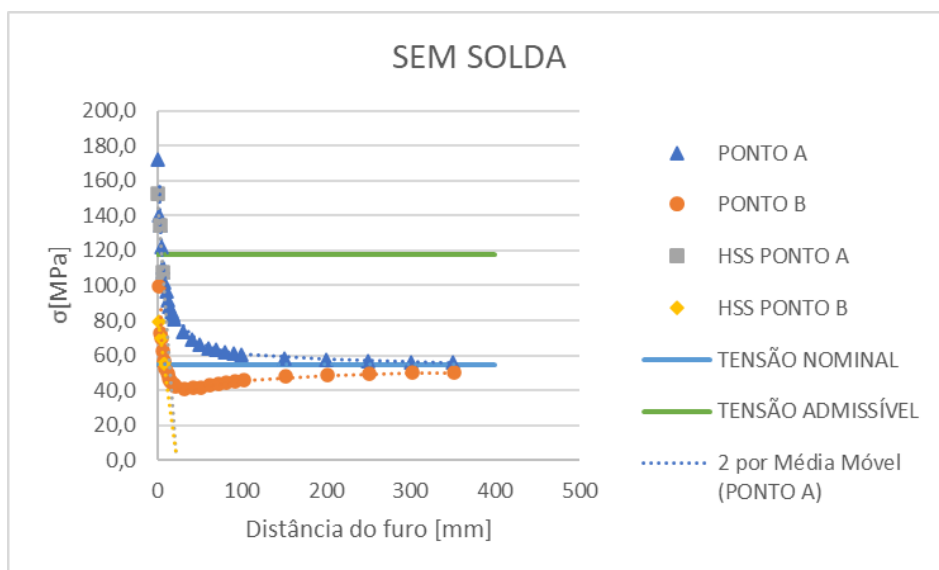
FONTE: Autor, 2023.

Tabela 5 – Cálculo do hot-spot stress para E = 0,45 e Ø 33,4 mm.

HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	152,6	79,2	155,6	57,1

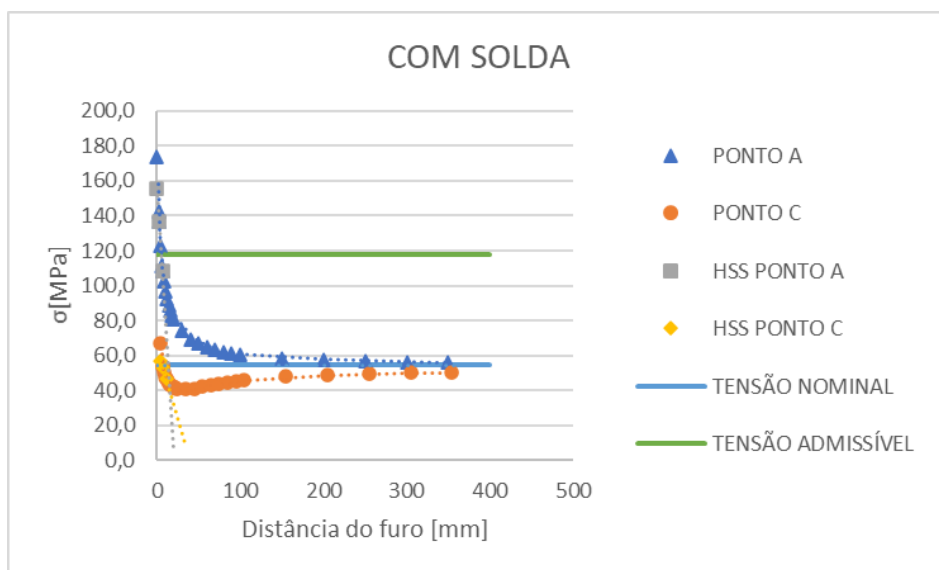
FONTE: Autor,2023.

Figura 15 – Campos de tensões do MEF sem a modelagem da solda no bocal, $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.



FONTE: Autor, 2023.

Figura 16 – Campos de tensões do MEF com a modelagem da solda no bocal $E = 0,45$ e $\varnothing 33,4$ mm.



FONTE: Autor 2023.

Como podemos observar que mesmo utilizando o valor mais conservador de eficiência de junta ($E = 0,45$) proposto pelo ASME e o menor diâmetro de bocal estudado $\varnothing 33,4$ mm, tanto pelo MEF quanto pelo HSS as tensões máximas do equipamento (173,8 MPa para o MEF e 152,6 MPa para HSS) excedem a tensão máxima admissível calculada pela formulação do ASME (118,5 MPa).

4.1 ANÁLISE DE ADEQUAÇÃO DO COEFICIENTE DE JUNTA

Como discutido anteriormente, o coeficiente de junta E não deve ser dependente do tipo de inspeção não destrutiva adotado, uma vez que este coeficiente tem função de estabelecer fator de segurança para a consideração da concentração de tensões nas proximidades de bocais e outros apêndices do vaso de pressão.

Vimos também que segundo INGLIS (1913) o fator de concentração de tensão num furo para uma chapa infinita submetida a uma tensão uniaxial é $K = 3$ ou seja, para este tipo de descontinuidade é previsto uma tensão máxima no mínimo 3 vezes maior do que a tensão nominal do equipamento. A tabela 6 faz uma comparação entre os valores da tensão nominal, a tensão máxima estimada utilizando o concentrado de tensão de INGLIS (1913) e as tensões máximas obtidas pelos métodos MEF e HSS, para cada valor de E estudado.

Tabela 6 – Comparação entre as tensões máximas estudadas.

E	t [mm]	σ nom [MPa]	σ max INGLIS [MPa]	σ max MEF [MPa]	σ max HSS [MPa]
0,60	4,79	73,10	219,30	246,43	229,94
0,45	6,41	54,60	163,80	196,27	183,75
0,35	8,29	43,30	129,90	158,06	146,45
0,30	9,72	36,00	108,00	136,34	123,11
0,25	11,73	29,90	89,70	112,93	100,89

FONTE: Autor, 2023

Considerando a equação (1) do código ASME como base, sem que haja modificação na formulação proposta pelo código, executamos análises de MEF iterativas, variando o valor do coeficiente de eficiência de junta E , até que o valor da tensão nominal nos bocais apresentasse valor estimado abaixo da tensão admissível para o material selecionado.

Nas análises os valores de eficiência de junta utilizados, e suas respectivas espessuras correspondentes calculadas pelo código ASME, estão descritos na tabela 7 abaixo.

Tabela 7 – Eficiências de junta e espessuras estudadas do vaso de pressão.

E	t [mm]	SCH	Espessura SCH [mm]
0,60	4,79	40	9,53
0,45	6,41	40	9,53
0,35	8,29	40	9,53
0,30	9,72	80	12,70
0,25	11,73	80	12,70

FONTE: Autor, 2023.

É relevante dizer que, para avaliarmos os efeitos nas tensões atuantes nos bocais, elaboramos dois modelos 3D diferentes um com modelagem da solda no bocal de estudo e outro sem a solda a fim de avaliarmos qual seria o impacto nas tensões devido a sua presença para todos os modelos analisados neste trabalho.

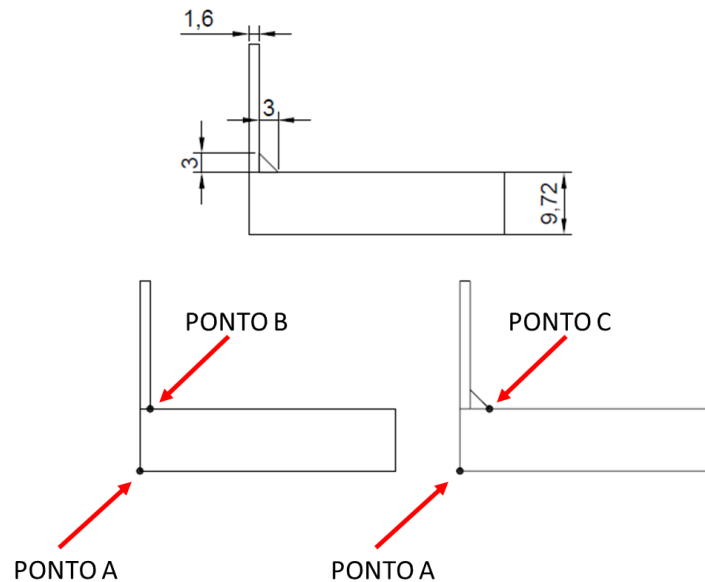
Tomou-se, então, a decisão de investigar as tensões atuantes com a variação do coeficiente de junta E em dois modelos de elementos finitos distintos, ou seja, modelos sem solda e modelos com solda nas juntas dos bocais de estudo com uma perna de 3 mm. Os modelos para todos os diâmetros de bocais estudados foram, portanto, analisados na condição com e sem solda.

Em resumo, as análises realizadas neste trabalho foram estruturadas da seguinte maneira:

1. Duas metodologias distintas para obtenção do valor da tensão máxima, sendo elas o MEF e o HSS;
2. Em cada uma das metodologias foram feitas duas modelagens distintas, sem solda e com a solda de 3 mm de perna;
3. Para cada uma das modelagens foram analisadas 5 diferentes espessuras de casco do equipamento, uma para cada valor correspondente de eficiência de junta soldada;
4. A variação das tensões, na medida em que variamos o diâmetro do bocal estudado também foi analisada, tendo como diâmetro mínimo Ø 33,4 mm, que corresponde ao diâmetro de projeto e diâmetro máximo Ø 60,3 mm que é o limite máximo permitido pelo ASME sem que haja a necessidade de anel de reforço no local;

5. E por fim, os perfis de tensão foram obtidos na superfície interna e externa do vaso considerando 3 pontos distintos (A, B e C) conforme apresentado na figura 17 a seguir.

Figura 17 – Pontos de referência dos perfis de tensão A, B e C

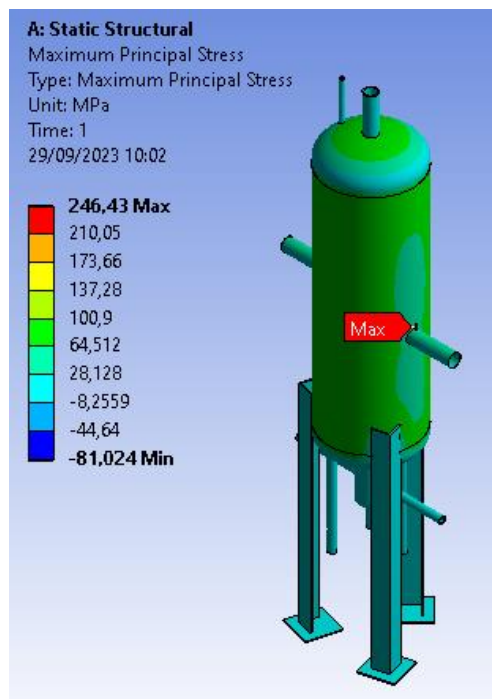


FONTE: Autor, 2023.

Todos os resultados, de todas as análises realizadas neste trabalho, encontram-se no Anexo A. É importante salientar que o valor de tensão máximo encontrado neste trabalho foi para um coeficiente de eficiência de junta $E = 0,60$ e $\varnothing 60,3$ no modelo sem a junta soldada conforme ilustrado nas figuras 18 e 19 a seguir. Esse valor é curioso porque, além de estar acima do limite de tensão admissível estabelecido pelo código ASME, ultrapassa também a tensão de escoamento do material selecionado para o equipamento que é de 240 MPa.

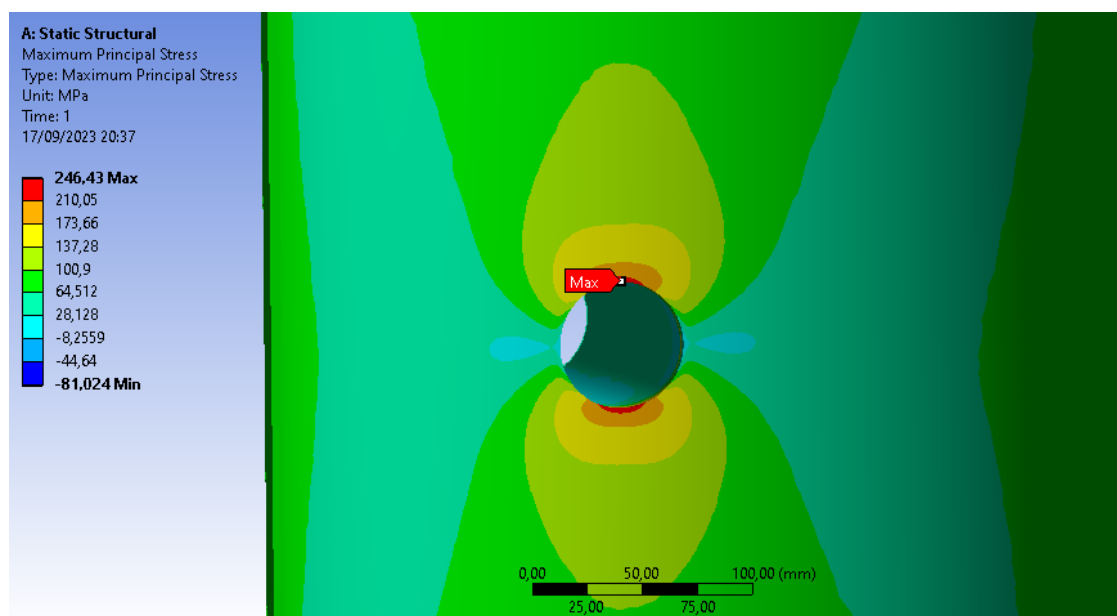
Uma vez concluída todas as análises, foi necessário extrair dos modelos cada perfil de tensão próximos do bocal de todos os casos estudados. Os perfis de tensão foram obtidos aferindo os valores das tensões a medida em que fomos nos distanciando longitudinalmente dos pontos de maior tensão do equipamento. A Figura 20 a seguir ilustra como foi obtido cada ponto e a Tabela 8 apresenta os valores das tensões aferidos e as distâncias em um dos casos estudados. Os perfis de tensão de todos os casos analisados podem ser encontrados no Anexo A deste trabalho

Figura 18 – Tensão máxima estudada.



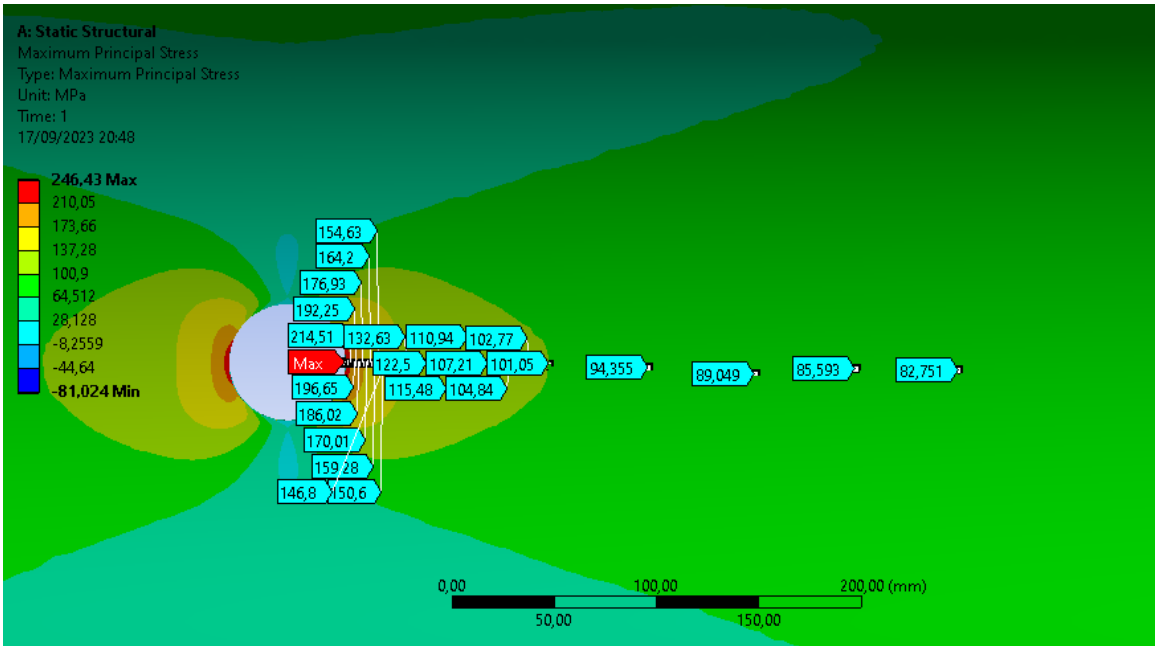
FONTE: Autor, 2023.

Figura 19 – Ponto de maior tensão do equipamento.



FONTE: Autor, 2023.

Figura 20 – Pontos para obtenção do perfil de tensão.



FONTE: Autor, 2023.

Tabela 8 – Perfil de tensão atuantes para E = 0,60, D = 60,3 mm.

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	246,4	1,6	192,2	0	239,7	4,6	127,4
2	214,8	3,6	132,7	2	209,9	6,6	100,0
4	196,7	5,6	112,8	4	191,2	8,6	87,0
4,79	192,2	6,39	105,5	4,79	185,7	9,39	82,8
6	185,6	7,6	96,6	6	179,1	10,6	76,4
8	177,0	9,6	83,1	8	170,7	12,6	67,5
10	170,0	11,6	72,1	10	164,3	14,6	60,3
12	164,3	13,6	63,3	12	158,9	16,6	54,2
14	159,2	15,6	56,1	14	154,3	18,6	49,1
16	154,6	17,6	50,2	16	150,1	20,6	45,0
18	150,5	19,6	45,5	18	146,5	22,6	41,6
20	146,9	21,6	41,6	20	143,1	24,6	38,7
30	132,7	31,6	30,6	30	130,4	34,6	30,9
40	122,7	41,6	28,5	40	121,5	44,6	30,5
50	115,6	51,6	29,8	50	115,1	54,6	32,3
60	111,0	61,6	33,1	60	110,3	64,6	35,2
70	107,3	71,6	36,3	70	107,0	74,6	38,0
80	104,8	81,6	38,9	80	104,7	84,6	40,5
90	102,8	91,6	41,6	90	102,7	94,6	42,9
100	101,1	101,6	43,7	100	100,9	104,6	44,9
150	94,1	151,6	50,7	150	94,2	154,6	51,3
200	89,1	201,6	55,1	200	89,3	204,6	55,5
250	85,6	251,6	58,2	250	85,4	254,6	58,7
300	82,8	301,6	60,8	300	82,4	304,6	61,4
350	80,6	351,6	62,8	350	79,9	354,6	63,5

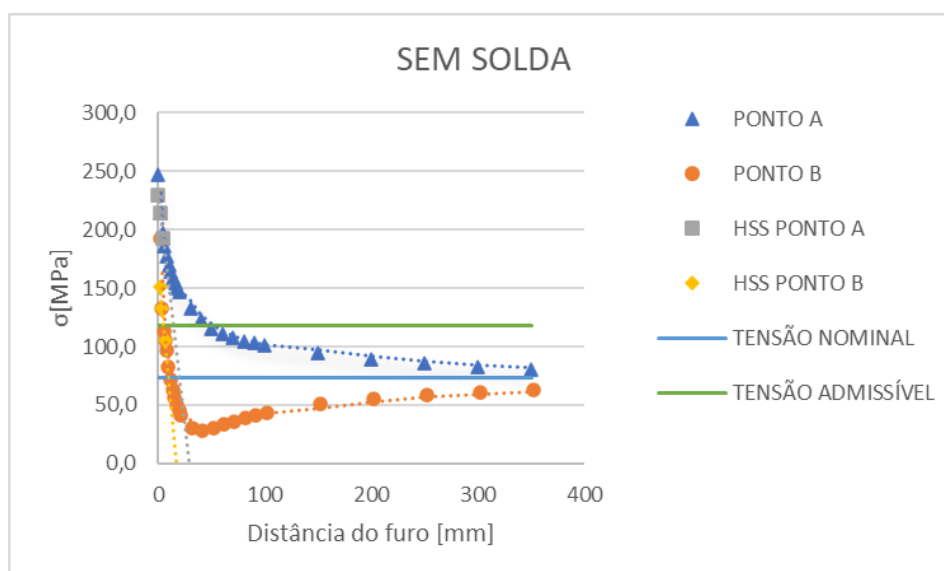
FONTE: Autor, 2023.

Tabela 9 – Tensão HSS para $E = 0,60$, $D = 60,3$ mm.

HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	229,9	150,9	226,1	111,5

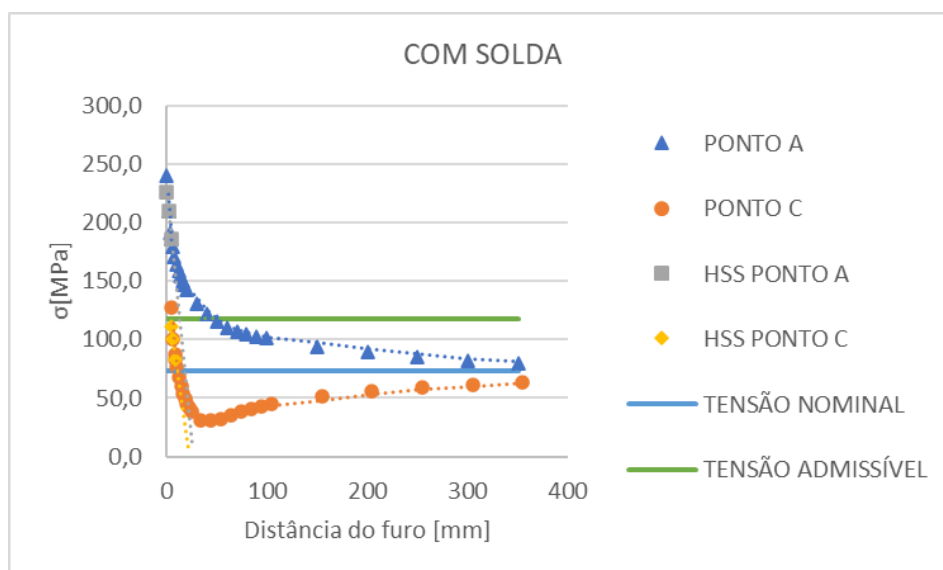
FONTE: Autor, 2023.

Para cada tabela com os dados de tensões atuantes foram obtidos dois gráficos, um para a modelagem sem a solda e outro com a solda. Cada um desses gráficos possui 4 diferentes curvas de tensão, uma com origem partindo do ponto A, uma com origem partindo do ponto B ou C (B para o modelo sem solda e C para o modelo com a solda) uma correspondente à estimativa do HSS do ponto A, uma correspondente a estimativa do HSS dos pontos B ou C (B para o modelo sem solda e C para o modelo com a solda) e 2 retas de referência, paralelas ao eixo de distância, uma correspondente a máxima tensão admissível do código ASME para o material selecionado, e outra representando a tensão nominal do vaso de pressão que varia conforme a um incremento da espessura do vaso e corresponde ao valor da tensão sem a presença de concentradores, conforme exemplificado nas Figuras 21 e 22 a seguir.

Figura 21 – Perfis de tensão, modelagem sem solda $E = 0,60$ e $\varnothing 60,3$ mm.


FONTE: Autor, 2023.

Figura 22 – Perfis de tensão, modelagem com solda E = 0,60 e Ø 60,3 mm.



FONTE: Autor, 2023.

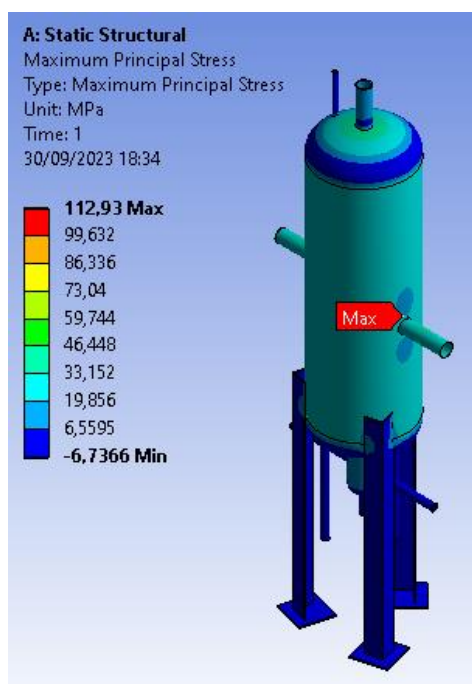
Dentre todos os resultados obtidos três deles merecem destaque. O primeiro, o qual já foi discutido, foi para um valor de $E = 0,60$ e $D = 60,3$ mm, que apresenta o maior valor de tensão analisado. Neste caso, a tensão máxima no bocal ultrapassa o dobro da tensão admissível prevista pelo ASME o que pode levar o equipamento à deformação permanentemente e colapso plástico.

O segundo foi a análise considerando um $E = 0,45$ e $D = 33,4$ mm. Esta análise utilizou o valor mais conservador do coeficiente de eficiência de junta como proposto pelo código ASME, nela consideramos a menor eficiência de junta proposta pelo código e o menor dos diâmetros estudados, a tensão máxima obtida no bocal estudado foi de 173,8 MPa para o MEF e 155,6 para o HSS conforme ilustrado nas Figuras 13, 14, 15 e 16, e nas Tabelas 4 e 5. Os dois valores de tensão encontrados são superiores ao da tensão admissível calculada pelo código ASME para este material, $S = 118,5$ MPa.

O terceiro e último resultado foi a análise considerando um $E = 0,25$ e $D = 60,3$ mm. A partir desse valor de coeficiente de eficiência de junta qualquer um dos diâmetros analisados apresentam valor de tensão atuante, tanto para o HSS quanto para o MEF, abaixo da tensão admissível do ASME, sendo este um valor de eficiência de junta conservador para diâmetros inferiores à 60,325 mm os quais a norma não exige um anel reforçador na junta soldada. Conforme ilustrado nas Figuras 23, 24 25 e 26 e nas Tabelas 10 e 11 a tensão máxima obtida para

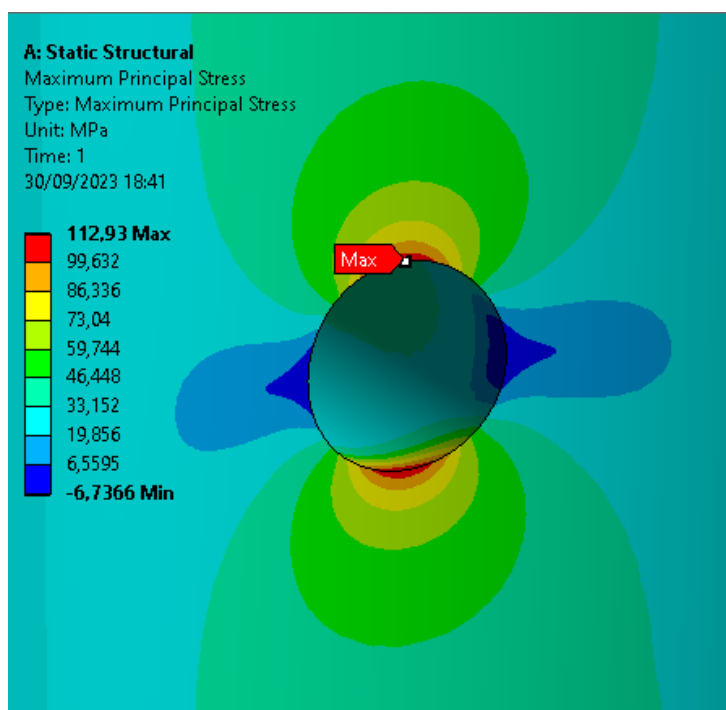
essa eficiência de junta foi $\sigma_{\max} = 112,93$ MPa para o MEF e $\sigma_{\max} = 100,9$ MPa para o HSS.

Figura 23 - Resultado da análise MEF para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.



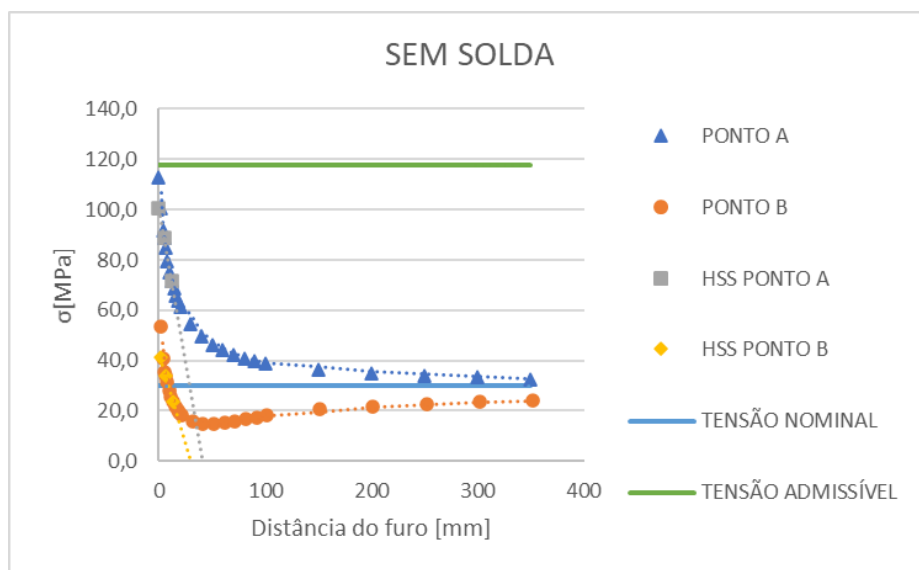
FONTE: Autor, 2023.

Figura 24 - Tensão máxima da análise MEF para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.



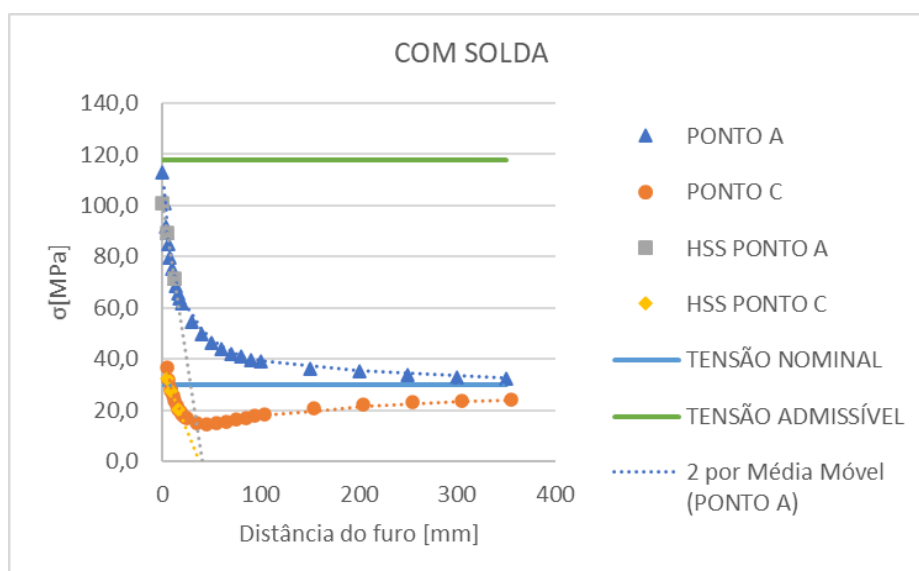
FONTE: Autor, 2023.

Figura 25 – Campos de tensões do MEF sem a modelagem da solda no bocal E = 0,25 e Ø 60,3 mm.



FONTE: Autor, 2023.

Figura 26 – Campos de tensões do MEF com a modelagem da solda no bocal E = 0,25 e Ø 60,3 mm.



FONTE: Autor, 2023.

Tabela 10 – Valores de tensão aferido para o campo de tensões locais para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	112,9	1,6	53,4	0	112,9	4,6	36,7
2	100,4	3,6	40,6	2	100,7	6,6	32,0
4	91,6	5,6	35,5	4	91,8	8,6	28,6
4,7	88,8	6,3	34,0	4,7	89,1	9,3	27,5
6	84,8	7,6	31,5	6	85,1	10,6	25,8
8	79,5	9,6	28,1	8	79,5	12,6	23,6
10	75,2	11,6	25,5	10	75,2	14,6	21,8
12	71,5	13,6	23,4	12	71,5	16,6	20,4
14	68,5	15,6	21,7	14	68,4	18,6	19,2
16	65,9	17,6	20,2	16	65,9	20,6	18,2
18	63,6	19,6	19,1	18	63,6	22,6	17,4
20	61,6	21,6	18,2	20	61,6	24,6	16,8
30	54,3	31,6	15,6	30	54,3	34,6	15,1
40	49,7	41,6	14,9	40	49,7	44,6	14,7
50	46,2	51,6	14,9	50	46,4	54,6	15,0
60	44,0	61,6	15,3	60	44,1	64,6	15,6
70	42,1	71,6	16,0	70	42,2	74,6	16,3
80	40,8	81,6	16,7	80	40,8	84,6	17,0
90	39,6	91,6	17,4	90	39,8	94,6	17,7
100	38,9	101,6	18,1	100	38,9	104,6	18,4
150	36,4	151,6	20,5	150	36,4	154,6	20,7
200	35,1	201,6	21,9	200	35,1	204,6	22,1
250	34,0	251,6	22,8	250	34,0	254,6	23,0
300	33,3	301,6	23,5	300	33,0	304,6	23,7
350	32,6	351,6	24,1	350	32,3	354,6	24,3

FONTE: Autor, 2023.

Tabela 11 – Cálculo do hot-spot stress para $E = 0,25$ e $\varnothing 60,3$ mm.

HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	100,5	41,1	100,9	32,2

FONTE: Autor, 2023.

5. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

O objetivo desse trabalho foi realizar uma investigação da integridade estrutural dos vasos de pressão que possuem bocais menores que 2 3/8" de polegada, visto que nesses bocais o código ASME não prevê reforços locais.

Inicialmente, realizamos uma revisão de literatura e estudos de casos de equipamentos em operação, executamos cálculos teóricos analíticos das tensões atuantes no casco do vaso de pressão, realizamos análise de tensões pelo Método de Elementos Finitos (MEF) e utilizamos o Método Hot-Spot Stress (HSS) proposto pelo IIW a fim de avaliar a integridade estrutural de vasos de pressão projetados segundo o código ASME Seção VIII Divisão 1.

Propusemos aqui uma investigação que focou na verificação da metodologia de projeto de vasos de pressão estabelecida pelo código ASME, considerando as variáveis de projeto e sua adequação para garantir integridade estrutural do equipamento nos pontos de concentração de tensões em bocais de até 2 3/8" de polegada.

Realizamos simulações por elementos finitos, utilizando análise estática, por meio de modelagem geométrica 3D com o software SolidWorks 2018 e análise numérica com o software ANSYS 18,2.

Para nossa análise escolhemos um equipamento denominado purificador de amônia, de um fabricante nacional, que é responsável por retirar impurezas, umidade e resíduos contaminantes de um sistema de refrigeração industrial. Efetuamos as análises numéricas considerando duas diferentes situações: bocais sem solda e com solda, sendo esta com uma perna de 3 mm em todas as análises realizadas.

Foi possível identificar alguns aspectos que consideramos relevantes, como é o caso do coeficiente de eficiência da junta. Nas equações existentes no código ASME Seção VIII Divisão 1, quanto menor este coeficiente, mais espesso será o vaso, e, portanto, quanto mais espesso o vaso, mais tensão ele vai suportar, ou seja, ele vai suportar uma pressão interna maior.

Apesar disso pudemos verificar que projetos realizados em concordância com o método de cálculo de espessuras do código ASME Seção VIII Divisão 1 não são conservadores, isto é, não produz resultados que atendam a premissa básica estabelecida de tensão admissível máxima para bocais menores de 2 3/8" de polegada. Verificamos que a fonte do não conservadorismo está nos

coeficientes de segurança que o ASME apresenta, em especial o coeficiente de eficiência de junta E, o qual verificamos por meio da análise de MEF e HSS que, mesmo se consideremos o menor valor de eficiência de junta do código ASME (valor de 0,45), as tensões atuantes nas proximidades dos bocais ficarão acima das tensões admissíveis máximas permitidas pelo próprio ASME.

Sendo assim, considerando os resultados obtidos das análises de tensões atuantes estimadas por ambos os métodos de MEF e HSS, podemos concluir que os métodos de projeto do código ASME não produzem resultados conservadores, uma vez que os coeficientes de segurança inerentes das equações do ASME não são suficientes para considerar de forma adequada a concentração de tensão em bocais de pequeno diâmetro. As análises realizadas pelas metodologias de HSS e de MEF se demonstraram mais conservadoras, preservando a integridade estrutural do equipamento e prevenindo possíveis acidentes por colapso de equipamentos devido aos esforços aplicados.

Portanto, conclui-se que, nessa situação específica, de bocais de pequeno diâmetro, o código ASME não prevê adequadamente as tensões atuantes nas regiões em que há furos, mudanças de direção, mudanças de espessura. As análises demonstram que, nesses locais há maior concentração de tensão e apresentamos dados e parâmetros que podem contribuir para a melhoria das condições de segurança de equipamentos projetados com o código ASME, evitando assim situações de riscos à integridade estrutural dos equipamentos e riscos para as pessoas que operam ou vivem nas vizinhanças destes equipamentos, além de minimizar os riscos associados a prejuízos financeiros oriundos de potenciais acidentes com estes equipamentos.

Conclui-se dos resultados deste trabalho que o coeficiente de eficiência de junta (E) utilizado no ASME Seção VIII Divisão 1, na tabela UW-12, deve ser modificado para refletir a concentração de tensões dos bocais de pequeno diâmetro, sendo o valor proposto para este parâmetro o valor de $E = 0,25$.

Conclui-se também que, considerando o coeficiente de eficiência de junta (E) como um fator de segurança inerente das equações do código ASME Seção VIII Divisão 1, este parâmetro seja desvinculado do método de inspeção realizado durante a fabricação e seja vinculado, ou determinado, em concordância com a necessidade de garantia da integridade estrutural do vaso de pressão e seus apêndices, com valor de E apropriado para cada tipo esperado de concentrador de tensão, isto é, o valor de E deve variar conforme a

severidade do concentrador de tensão, que deve ser definido em estudos subsequentes a partir dos resultados aqui demonstrados.

Considerando o impacto do coeficiente de eficiência de junta no cálculo de espessura mínima calculada pelo código ASME, verificou-se na Tabela 7 que no vaso de pressão com $E = 0,60$ e espessura mínima calculada pelo ASME indica o uso do SCH 40 com $t = 9,53$ mm. Porém, neste trabalho, o valor recomendado é o valor de $E = 0,25$ implicando uma mudança de espessura que exigiria SCH 80 com espessura de $t = 12,70$ mm. Isto quer dizer que, para o vaso de pressão estudado houve um aumento da espessura de 3,17 mm (ou 33,26%) da espessura comercial recomendada pelo método em uso no código ASME. Podemos dizer que é um aumento significativo para este vaso de pressão, porém, a variação de espessura promovida com a mudança de metodologia de coeficiente de junta pode ser diferente para outras condições de projeto, como por exemplo pressões maiores. Não obstante, considerando o aumento de segurança esperado com diminuição das tensões locais no bocal, parece razoável admitir que o aumento de custo é justificável.

Além de oferecer alternativas conservadoras para a garantia da integridade estrutural e segurança para vasos de pressão que possuem bocais menores que 2 3/8" de polegada, nosso trabalho também aponta para a possibilidade de que outros estudos possam analisar outras situações específicas em busca de melhorias dos padrões e códigos técnicos para diversas áreas da engenharia mecânica.

6. TRABALHOS FUTUROS

O projeto de vasos de pressão é complexo, possuindo diversas variáveis que influenciam as decisões dos projetistas. Como demonstrado, neste estudo fixou-se a atenção em um vaso de pressão com pequenas dimensões e com bocais de diâmetro menor que 2 3/8 de polegadas. A mudança proposta na metodologia para definir o valor do coeficiente de eficiência de junta (E) tem impacto não somente na integridade estrutural; é esperado que tenha também impactos financeiros nos projetos futuros de vasos de pressão. Sendo assim, estudos adicionais são necessários para compreender o seguinte:

- a) Qual é o valor apropriado do coeficiente de eficiência de juntas para os bocais com diâmetro maior que 2 3/8 de polegadas?
- b) O método atual de cálculo de reforço (colar de reforço), no entorno dos bocais de diâmetro maior que 2 3/8 polegadas, produz resultados conservadores para garantia da integridade estrutural de vasos de pressão de diâmetro interno menor que 60 polegadas. (1520 mm)?
- c) Qual é o impacto financeiro esperado na manufatura de vasos de pressão com a introdução de um coeficiente de eficiência de junta baseado na concentração de tensões, como proposto neste trabalho?
- d) Haverá algum método alternativo de cálculo de espessuras que possa minimizar os impactos financeiros esperados e ao mesmo tempo garantir a segurança e integridade estrutural dos vasos de pressão projetados pelo código ASME?

A resposta para estas perguntas devem ser objeto de estudos e avaliações futuras por pesquisadores e projetistas de vasos de pressão.

7. REFERÊNCIAS

A. HOBACHER, **Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components**, IIW Document IIW-1823-07 Ex Xiii-2151r4-07/Xv-1254r4-07, December 2008

ANDERSON, T. L. **Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications**. Quarta edição, Editora CRC Press, 2017.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B31.5-2016: Refrigeration Piping and Heat Transfer Components**. Revision of ASME B31.5-2016. New York, 2016.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME SECTION II MATERIALS: ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code**. New York, 2019.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Section IIIV Division 1: Rules for Construction of Pressure Vessels: ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code**. New York, 2021.

CARVALHO, K. **Análise da concentração de tensões em placas perfuradas submetidas a flexão pelo método dos elementos de contorno** / Kaio Ribeiro Carvalho. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro. Campos dos Goytacazes, RJ, 2021.

DONATO, G.V.P. **Vasos de Pressão, Universidade Petrobras, Programa de Formação de Engenheiros Trainees – Mecânica**. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2003.

FALCÃO, C. **Projeto de Vasos de Pressão e Trocadores de calor**, 2008.

HARRISON, J. D.; BURDEKIN, F. M.; YOUNG, J. G. **Significance of Defects in Welded Structures**. Welding Institute, London, 1968.

HUGHES, T. J. R., **The Finite Element Method: Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis**. Prentice-Hall, 1987.

INGLIS, C. E., **Stresses in a Plate Due to the Presence of Cracks and Sharp Corners**. King's College, Cambridge, 1913.

KIRSCH, E.G. **Die Theorie der Elastizität und die Bedürfnisse der Festigkeitslehre**. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 42:797-807, 1898.

KRÜGER, R. L. **Análise De Tensões Em Bocais De Vasos De Pressão Cilíndricos: Comparação Entre O Método Do Boletim Wrc 297 E O Método De Elementos Finitos**. Faculdade De Tecnologia SENAI CIMATEC, Salvador, BA, Brasil, 2014.

LEE, C.W., CONLEE, G.D. **Bending and twisting of thick plates with a circular hole.** Journal of the Franklin Institute. 285:377–385. Philadelphia, 1968.

MARTINS, F. J.; **Análise da Possibilidade de Crescimento Subcrítico de Descontinuidades durante a Realização de Teste Hidrostáticos em Vasos de Pressão e seus Possíveis Efeitos.** PPGEM/UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2009.

MENDONÇA, D. P. **Análise de tensões através do método dos elementos finitos de um vaso de pressão projetado conforme código ASME.** 2011. 137 f. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

MIRLISENNA, G. **Método de Elementos Finitos: O que é?** Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/#:~:text=Como%20s%C3%A3o%20elementos%20de%20dimens%C3%B5es,se%20o%20nome%20de%20malha.>> Acesso em: 09 de jul. de 2023.

REISSNER, E. **The effect of transverse shear deformation on the bending of elastic plates.** Journal of Applied Mechanics. 3:69–77. Weinheim, 1945.

Stresses Concentration at Holes. **Fracture Mechanics.** Disponível em: <<https://www.fracturemechanics.org/hole.html#:~:text=The%20Stress%20Concentration%20Factor%2C%20K,Factor%20used%20in%20crack%20analyses.>> Acesso em: 10 de jul. de 2023.

TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão.** Livros Técnicos e Científicos Editora, Edição 2007

TIMOSHENKO, S.P., WOINOWSKY-KRIEGER, S., **Theory of Plates and Shells.** Mc-Graw-Hill Books, New York, 1964.

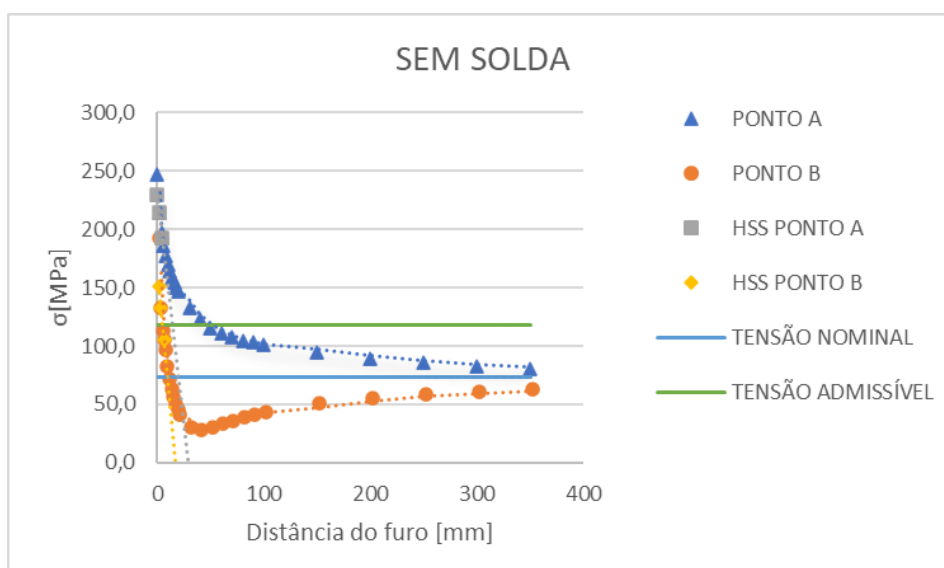
VIANA, C. O. **Avaliação global-local da vida em fadiga de uma Junta soldada do vão de acesso da ponte de alcácer do sal**
Disponível em: <<file:///C:/Users/Suporte/Downloads/cristiane%20oliveira.pdf>>
Acesso em 17set2023.Belo Horizonte, 2019

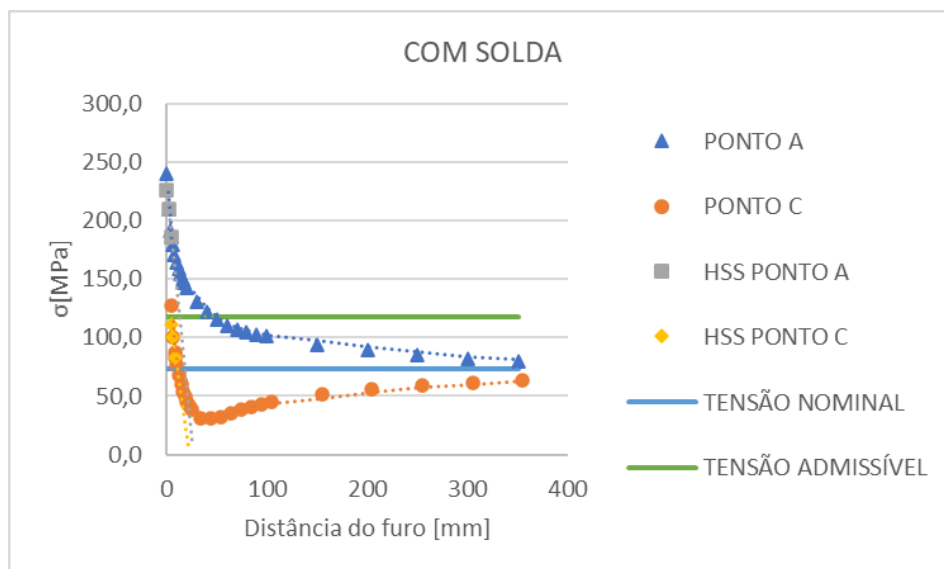
ANEXO A – TABELAS DAS SIMULAÇÕES DO ANSYS

A.1. $E = 0,60$ ($t = 4,79$ mm)

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	246,4	1,6	192,2	0	239,7	4,6	127,4
2	214,8	3,6	132,7	2	209,9	6,6	100,0
4	196,7	5,6	112,8	4	191,2	8,6	87,0
4,79	192,2	6,39	105,5	4,79	185,7	9,39	82,8
6	185,6	7,6	96,6	6	179,1	10,6	76,4
8	177,0	9,6	83,1	8	170,7	12,6	67,5
10	170,0	11,6	72,1	10	164,3	14,6	60,3
12	164,3	13,6	63,3	12	158,9	16,6	54,2
14	159,2	15,6	56,1	14	154,3	18,6	49,1
16	154,6	17,6	50,2	16	150,1	20,6	45,0
18	150,5	19,6	45,5	18	146,5	22,6	41,6
20	146,9	21,6	41,6	20	143,1	24,6	38,7
30	132,7	31,6	30,6	30	130,4	34,6	30,9
40	122,7	41,6	28,5	40	121,5	44,6	30,5
50	115,6	51,6	29,8	50	115,1	54,6	32,3
60	111,0	61,6	33,1	60	110,3	64,6	35,2
70	107,3	71,6	36,3	70	107,0	74,6	38,0
80	104,8	81,6	38,9	80	104,7	84,6	40,5
90	102,8	91,6	41,6	90	102,7	94,6	42,9
100	101,1	101,6	43,7	100	100,9	104,6	44,9
150	94,1	151,6	50,7	150	94,2	154,6	51,3
200	89,1	201,6	55,1	200	89,3	204,6	55,5
250	85,6	251,6	58,2	250	85,4	254,6	58,7
300	82,8	301,6	60,8	300	82,4	304,6	61,4
350	80,6	351,6	62,8	350	79,9	354,6	63,5

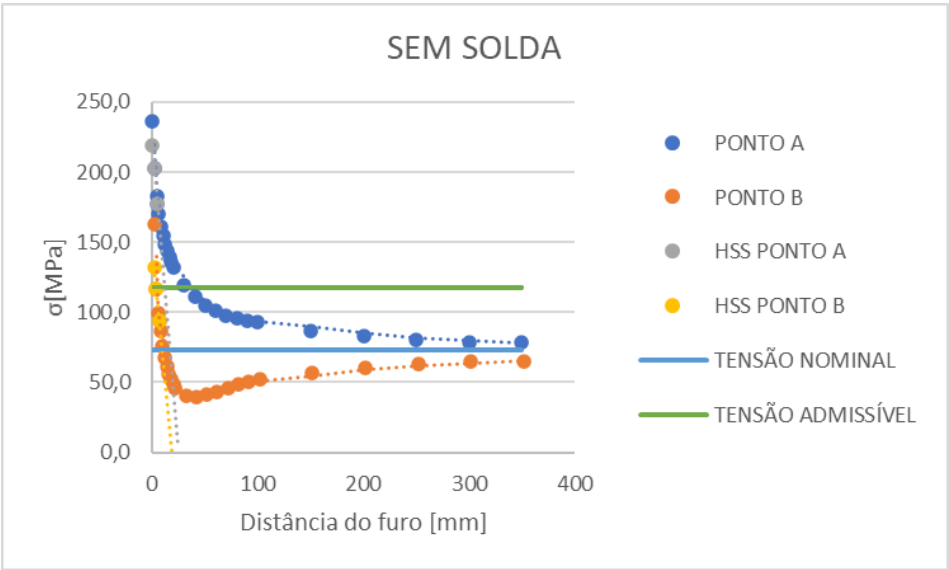
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	229,9	150,9	226,1	111,5

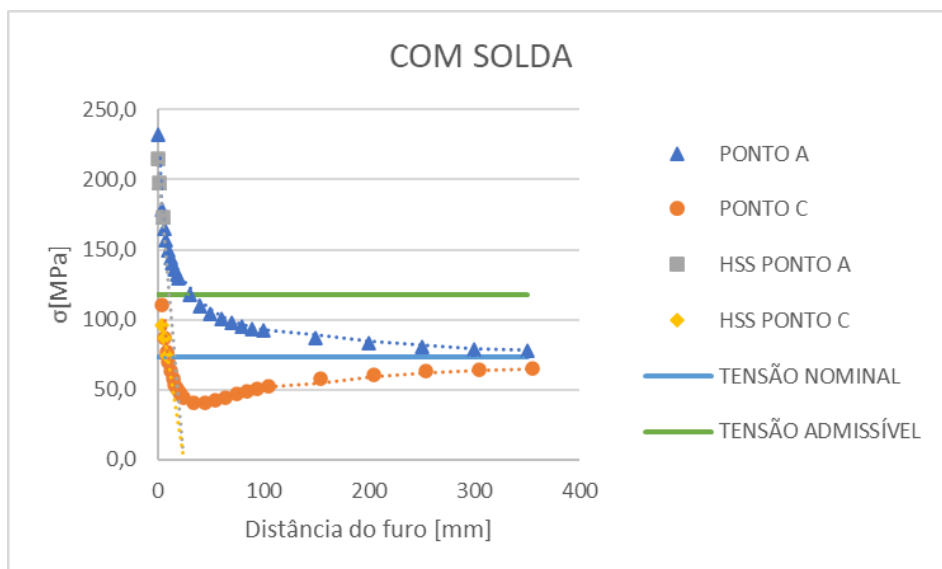




D = 48,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	236,6	1,6	163,3	0	232,3	4,6	110,6
2	202,7	3,6	116,7	2	198,0	6,6	87,4
4	182,4	5,6	99,6	4	178,2	8,6	77,3
4,79	177,8	6,39	94,4	4,79	172,9	9,39	74,1
6	170,5	7,6	86,5	6	165,4	10,6	69,4
8	161,5	9,6	76,2	8	156,6	12,6	63,0
10	154,3	11,6	67,8	10	150,0	14,6	57,9
12	148,5	13,6	61,2	12	144,5	16,6	53,9
14	143,4	15,6	56,0	14	140,1	18,6	50,5
16	139,3	17,6	52,0	16	136,1	20,6	48,0
18	135,4	19,6	48,9	18	132,6	22,6	45,9
20	132,0	21,6	46,3	20	129,6	24,6	44,3
30	119,3	31,6	40,1	30	117,9	34,6	40,5
40	110,7	41,6	39,1	40	110,0	44,6	40,6
50	105,0	51,6	40,9	50	104,5	54,6	42,3
60	100,9	61,6	43,3	60	100,5	64,6	44,7
70	97,9	71,6	45,9	70	97,6	74,6	47,0
80	95,7	81,6	48,2	80	95,4	84,6	49,1
90	94,0	91,6	50,0	90	93,7	94,6	50,9
100	92,6	101,6	51,8	100	92,4	104,6	52,6
150	87,0	151,6	57,1	150	86,9	154,6	57,5
200	83,3	201,6	60,4	200	83,3	204,6	60,7
250	80,5	251,6	62,9	250	80,6	254,6	63,0
300	78,6	301,6	64,6	300	78,6	304,6	64,7
350	78,4	351,6	65,3	350	78,4	354,6	65,2

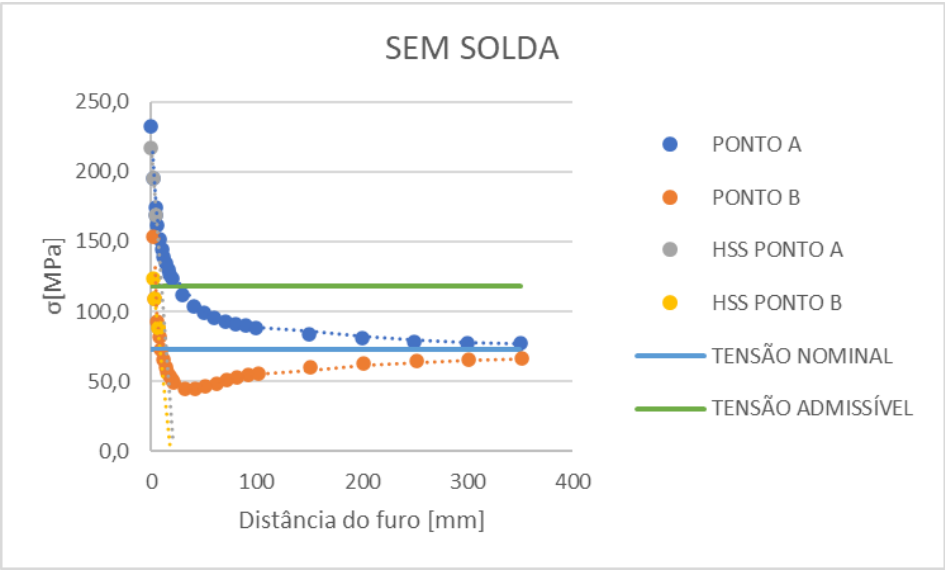
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	219,4	131,6	214,7	96,2

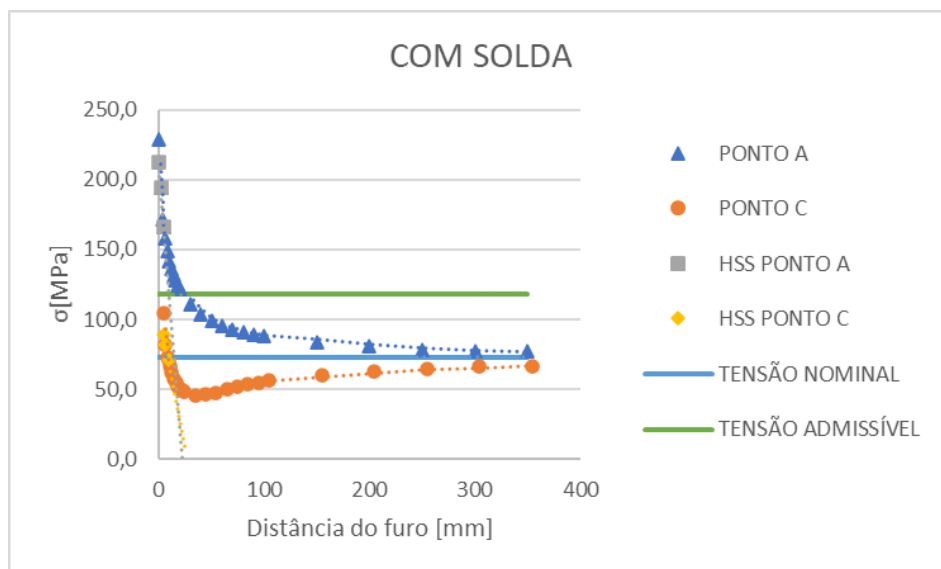




D = 42,2 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	232,3	1,6	153,7	0	229,3	4,6	104,9
2	194,9	3,6	109,5	2	194,0	6,6	81,8
4	174,3	5,6	93,1	4	172,1	8,6	73,2
4,79	169,09	6,39	88,4	4,79	166,1	9,39	70,5
6	161,4	7,6	81,6	6	158,3	10,6	66,6
8	152,0	9,6	72,7	8	149,0	12,6	61,7
10	144,8	11,6	65,8	10	142,1	14,6	57,7
12	139,1	13,6	60,6	12	136,6	16,6	54,6
14	134,1	15,6	56,7	14	132,1	18,6	52,3
16	130,1	17,6	53,7	16	128,2	20,6	50,4
18	126,6	19,6	51,2	18	124,9	22,6	48,9
20	123,4	21,6	49,4	20	121,9	24,6	47,8
30	112,0	31,6	45,2	30	111,0	34,6	45,6
40	104,1	41,6	45,0	40	104,0	44,6	46,0
50	99,1	51,6	46,5	50	98,9	54,6	47,7
60	95,6	61,6	48,7	60	95,3	64,6	49,7
70	93,1	71,6	50,8	70	92,8	74,6	51,7
80	91,0	81,6	52,9	80	90,9	84,6	53,5
90	89,7	91,6	54,5	90	89,4	94,6	54,9
100	88,4	101,6	55,8	100	88,1	104,6	56,3
150	83,8	151,6	60,1	150	83,8	154,6	60,4
200	80,7	201,6	62,7	200	80,8	204,6	62,9
250	78,6	251,6	64,6	250	78,6	254,6	64,8
300	77,1	301,6	65,9	300	77,0	304,6	66,1
350	77,2	351,6	66,4	350	76,8	354,6	66,7

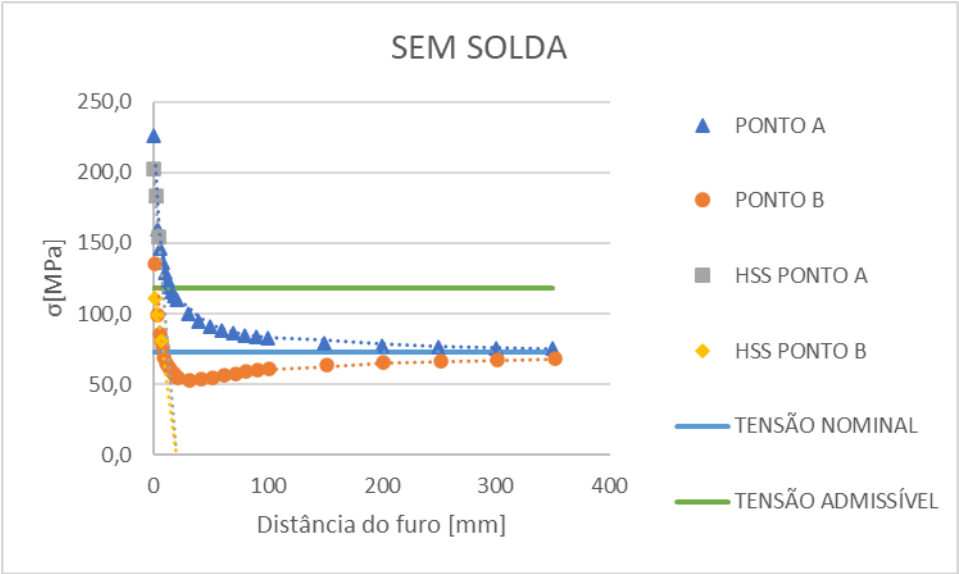
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	217,4	123,6	212,7	89,3

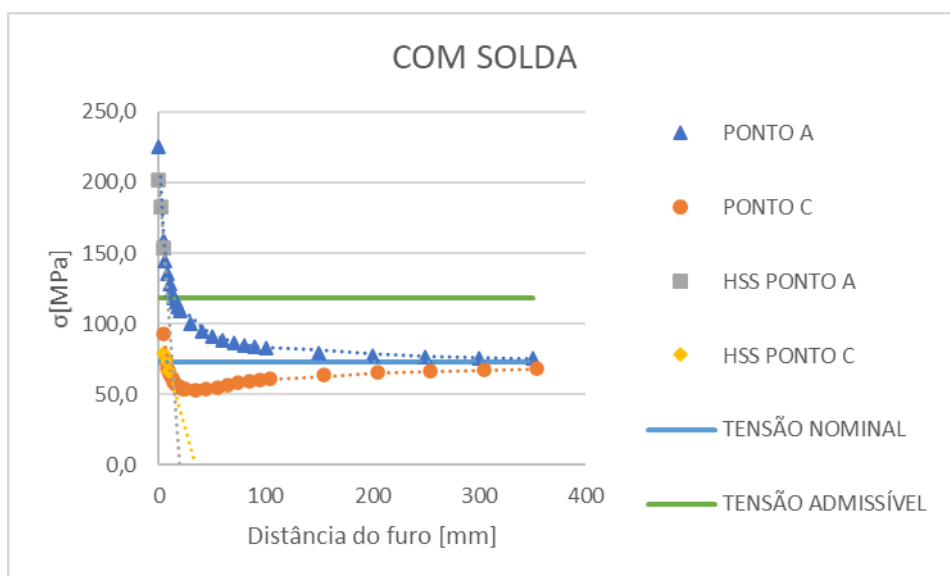




D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	226,0	1,6	135,8	0	225,1	4,6	93,2
2	183,2	3,6	99,0	2	182,4	6,6	74,1
4	159,8	5,6	85,1	4	159,5	8,6	68,1
4,79	154,2	6,39	81,4	4,79	153,3	9,39	66,4
6	146,2	7,6	76,2	6	144,8	10,6	63,9
8	136,2	9,6	69,5	8	135,2	12,6	60,8
10	129,2	11,6	64,9	10	128,2	14,6	58,6
12	123,8	13,6	61,6	12	122,9	16,6	56,9
14	119,3	15,6	59,1	14	118,6	18,6	55,6
16	115,6	17,6	57,2	16	115,1	20,6	54,7
18	112,5	19,6	55,9	18	112,1	22,6	54,0
20	109,7	21,6	54,9	20	109,5	24,6	53,5
30	100,3	31,6	53,0	30	100,3	34,6	52,9
40	94,3	41,6	53,4	40	94,7	44,6	53,7
50	90,6	51,6	54,7	50	90,7	54,6	55,2
60	88,0	61,6	56,3	60	88,1	64,6	56,7
70	86,1	71,6	57,8	70	86,1	74,6	58,2
80	84,6	81,6	59,0	80	84,7	84,6	59,3
90	83,5	91,6	60,2	90	83,6	94,6	60,4
100	82,7	101,6	61,1	100	82,7	104,6	61,3
150	79,6	151,6	64,0	150	79,6	154,6	64,1
200	77,7	201,6	65,7	200	77,7	204,6	65,6
250	76,3	251,6	66,8	250	76,3	254,6	66,8
300	75,3	301,6	67,7	300	75,3	304,6	67,7
350	75,3	351,6	67,9	350	75,3	354,6	68,0

HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	202,5	110,8	201,8	79,2

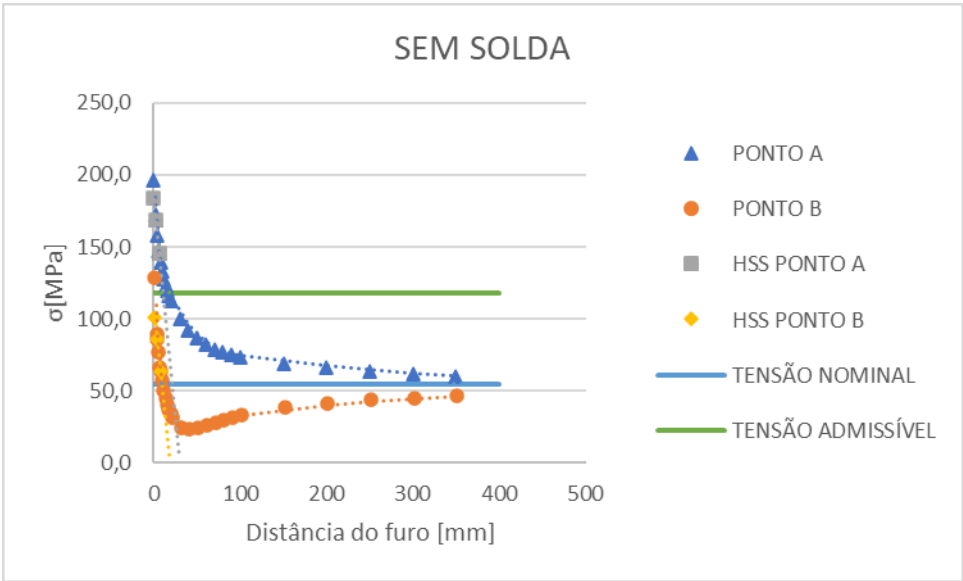


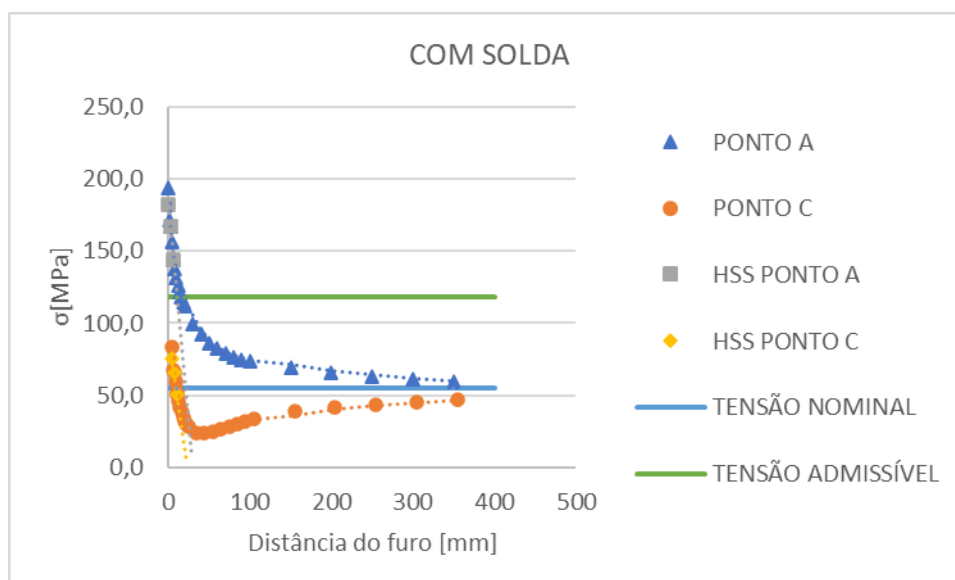


A.2. E = 0,45 (t = 6,41 mm)

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	196,3	1,6	128,7	0	194,1	4,6	83,1
2	172,6	3,6	89,7	2	171,6	6,6	67,9
2,564	168,4	4,164	86,0	2,564	166,7	7,164	65,5
4	158,0	5,6	76,5	4	156,5	8,6	59,1
6	147,6	7,6	66,0	6	145,9	10,6	52,0
6,41	145,5	8,01	63,5	6,41	143,7	11,01	50,5
8	139,4	9,6	57,4	8	138,0	12,6	46,3
10	133,4	11,6	50,4	10	131,9	14,6	41,7
12	128,0	13,6	44,9	12	126,6	16,6	37,9
14	123,5	15,6	40,5	14	122,1	18,6	34,8
16	119,2	17,6	36,7	16	118,0	20,6	32,1
18	115,7	19,6	33,7	18	114,4	22,6	30,0
20	112,5	21,6	31,3	20	111,6	24,6	28,4
30	100,3	31,6	24,6	30	99,8	34,6	24,0
40	92,3	41,6	23,1	40	92,1	44,6	23,6
50	86,4	51,6	23,9	50	86,2	54,6	24,6
60	82,0	61,6	25,5	60	82,2	64,6	26,3
70	78,8	71,6	27,5	70	79,0	74,6	28,3
80	76,7	81,6	29,6	80	76,6	84,6	30,4
90	75,0	91,6	31,5	90	75,0	94,6	32,2
100	73,7	101,6	33,2	100	73,6	104,6	33,7
150	69,0	151,6	38,4	150	68,9	154,6	38,7
200	65,7	201,6	41,2	200	65,5	204,6	41,7
250	63,2	251,6	43,4	250	63,1	254,6	43,8
300	61,3	301,6	45,1	300	61,0	304,6	45,6
350	59,8	351,6	46,5	350	59,4	354,6	46,9

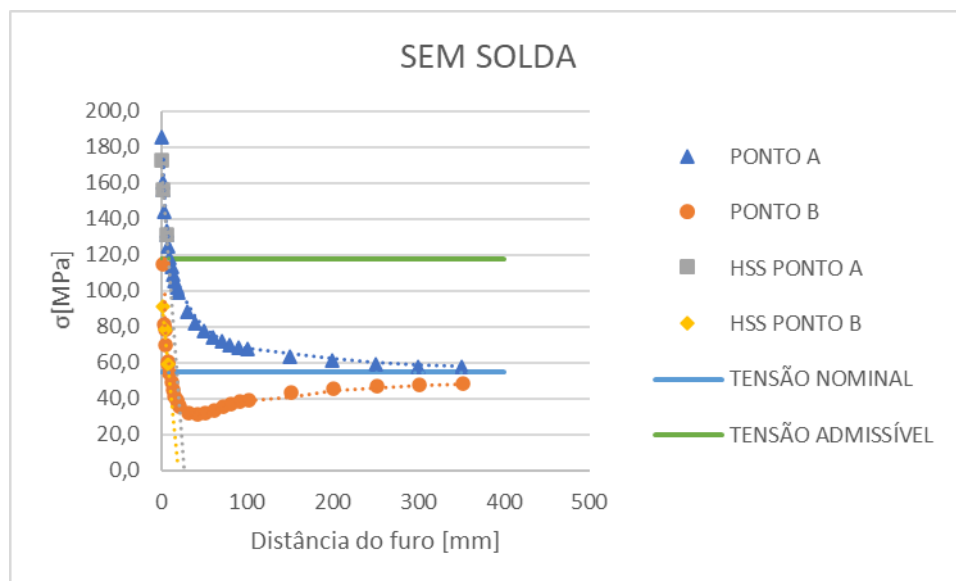
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	183,8	101,0	182,1	75,6

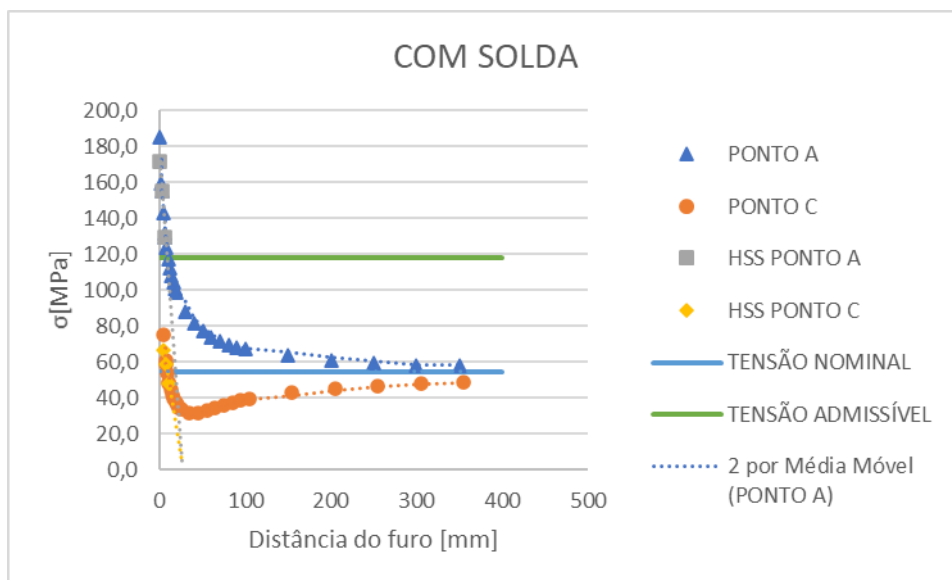




D = 48,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	185,7	1,6	114,7	0	185,2	4,6	74,8
2	160,5	3,6	81,1	2	159,6	6,6	60,7
2,564	156,0	4,164	78,1	2,564	154,8	7,164	58,9
4	144,1	5,6	69,5	4	143,0	8,6	54,0
6	133,2	7,6	60,8	6	131,8	10,6	48,9
6,41	131,0	8,01	58,9	6,41	129,6	11,01	47,8
8	125,0	9,6	54,0	8	123,6	12,6	44,8
10	118,5	11,6	48,9	10	117,3	14,6	41,8
12	113,3	13,6	44,7	12	112,2	16,6	39,3
14	108,9	15,6	41,5	14	107,9	18,6	37,3
16	105,2	17,6	39,0	16	104,3	20,6	35,8
18	101,9	19,6	37,0	18	101,2	22,6	34,6
20	99,1	21,6	35,5	20	98,4	24,6	33,6
30	88,6	31,6	31,7	30	88,3	34,6	31,4
40	82,1	41,6	31,2	40	81,7	44,6	31,6
50	77,4	51,6	32,1	50	77,1	54,6	32,8
60	74,1	61,6	33,5	60	73,9	64,6	34,2
70	71,6	71,6	35,3	70	71,6	74,6	35,8
80	69,8	81,6	36,9	80	69,7	84,6	37,2
90	68,5	91,6	38,1	90	68,3	94,6	38,5
100	67,3	101,6	39,3	100	67,3	104,6	39,7
150	63,7	151,6	43,1	150	63,6	154,6	43,3
200	61,2	201,6	45,3	200	61,1	204,6	45,3
250	59,3	251,6	46,9	250	59,3	254,6	47,0
300	58,0	301,6	48,0	300	58,0	304,6	48,0
350	57,8	351,6	48,7	350	58,2	354,6	48,5

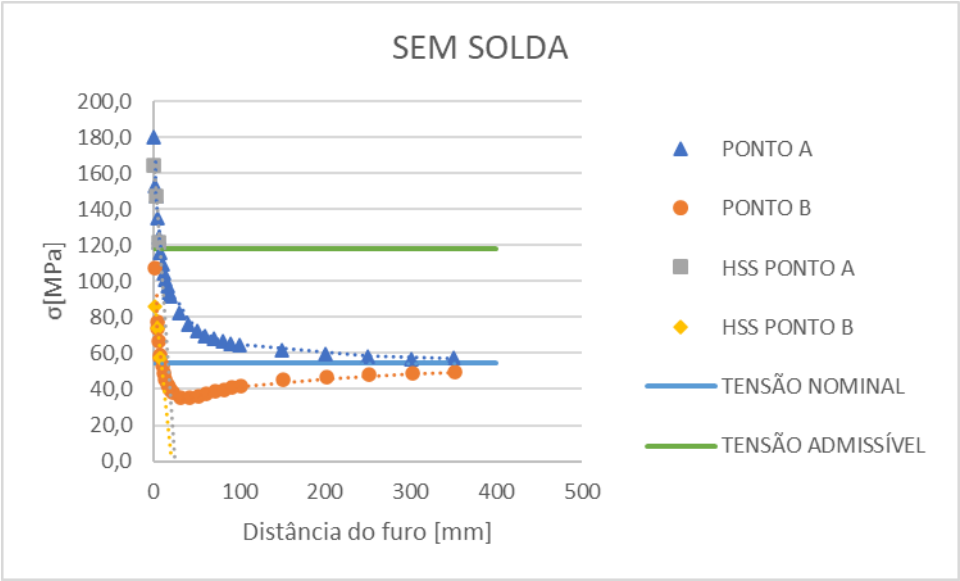
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	172,7	90,9	171,8	66,3

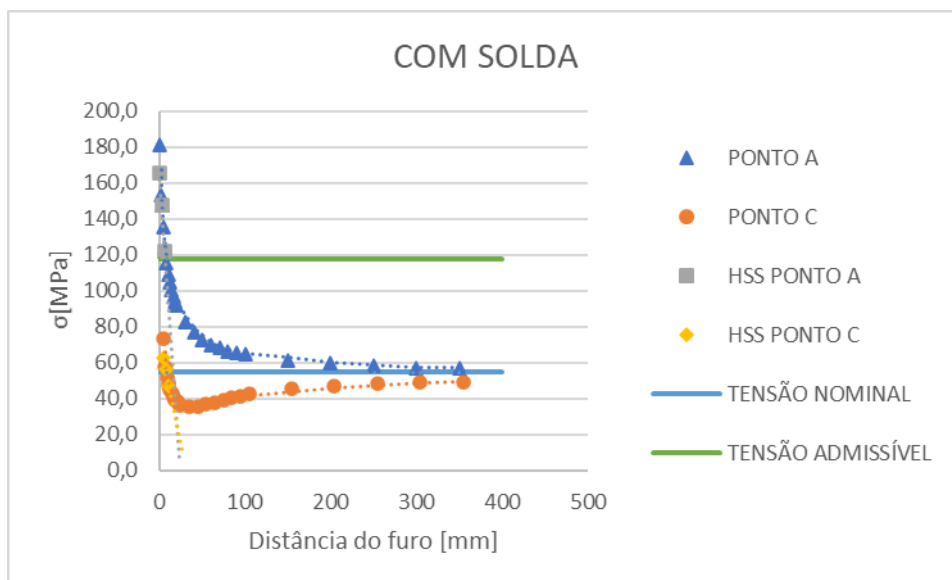




D = 42,2 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	180,4	1,6	107,2	0	181,0	4,6	73,4
2	152,8	3,6	77,3	2	153,1	6,6	57,9
2,564	147,6	4,164	74,2	2,564	148,0	7,164	56,4
4	135,38	5,6	66,6	4	135,8	8,6	52,3
6	124,3	7,6	58,8	6	124,0	10,6	48,1
6,41	121,9	8,01	57,1	6,41	121,7	11,01	47,2
8	116,0	9,6	52,9	8	115,6	12,6	44,9
10	109,8	11,6	48,6	10	109,4	14,6	42,5
12	104,6	13,6	45,3	12	104,6	16,6	40,6
14	100,7	15,6	42,8	14	100,5	18,6	39,2
16	97,2	17,6	40,9	16	97,1	20,6	38,1
18	94,1	19,6	39,5	18	94,1	22,6	37,3
20	91,6	21,6	38,3	20	91,6	24,6	36,6
30	82,4	31,6	35,6	30	82,5	34,6	35,3
40	76,4	41,6	35,4	40	76,9	44,6	35,7
50	72,7	51,6	36,1	50	73,0	54,6	36,7
60	69,7	61,6	37,4	60	70,0	64,6	38,0
70	67,9	71,6	38,7	70	68,1	74,6	39,2
80	66,4	81,6	39,9	80	66,4	84,6	40,4
90	65,3	91,6	41,1	90	65,3	94,6	41,4
100	64,4	101,6	42,1	100	64,5	104,6	42,4
150	61,4	151,6	45,1	150	61,5	154,6	45,3
200	59,4	201,6	46,8	200	59,5	204,6	47,0
250	58,1	251,6	48,1	250	58,1	254,6	48,1
300	57,0	301,6	48,9	300	57,1	304,6	48,9
350	57,2	351,6	49,4	350	57,2	354,6	49,3

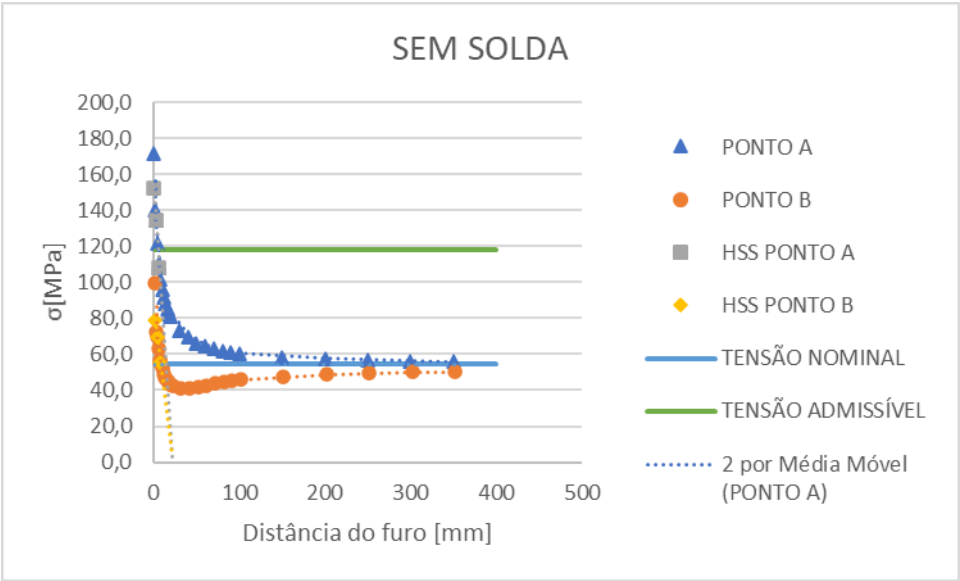
HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	164,8	85,7	165,6	62,5

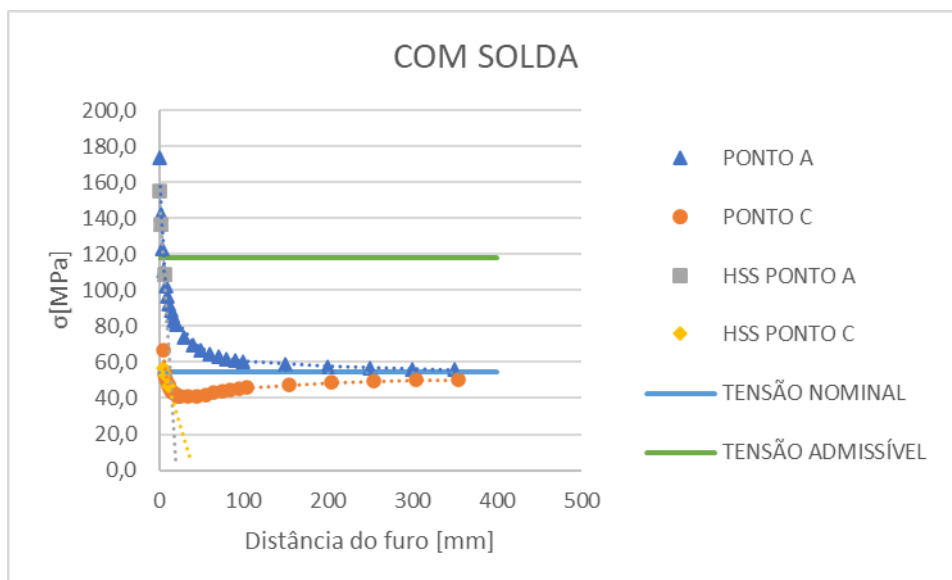




D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	172,0	1,6	99,8	0	173,8	4,6	67,0
2	140,3	3,6	72,4	2	142,2	6,6	54,1
2,564	134,7	4,164	69,6	2,564	136,7	7,164	53,0
4	121,7	5,6	62,9	4	123,2	8,6	50,1
6	110,2	7,6	56,7	6	111,0	10,6	47,4
6,41	107,8	8,01	55,4	6,41	108,6	11,01	46,8
8	102,0	9,6	52,2	8	102,7	12,6	45,4
10	96,3	11,6	49,2	10	96,8	14,6	44,0
12	91,8	13,6	46,9	12	92,1	16,6	43,0
14	88,2	15,6	45,3	14	88,6	18,6	42,2
16	85,3	17,6	44,0	16	85,7	20,6	41,7
18	82,8	19,6	43,2	18	83,2	22,6	41,3
20	80,7	21,6	42,5	20	81,1	24,6	41,1
30	73,5	31,6	41,0	30	74,0	34,6	40,7
40	69,3	41,6	41,2	40	69,5	44,6	41,2
50	66,4	51,6	41,8	50	66,7	54,6	42,0
60	64,4	61,6	42,7	60	64,6	64,6	42,9
70	63,0	71,6	43,6	70	63,1	74,6	43,8
80	62,0	81,6	44,4	80	62,0	84,6	44,6
90	61,2	91,6	45,2	90	61,2	94,6	45,2
100	60,6	101,6	45,8	100	60,6	104,6	45,9
150	58,5	151,6	47,8	150	58,6	154,6	47,8
200	57,3	201,6	48,8	200	57,4	204,6	48,9
250	56,5	251,6	49,5	250	56,5	254,6	49,6
300	55,8	301,6	50,1	300	55,9	304,6	50,1
350	56,0	351,6	50,3	350	55,9	354,6	50,3

HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	152,6	79,2	155,6	57,1

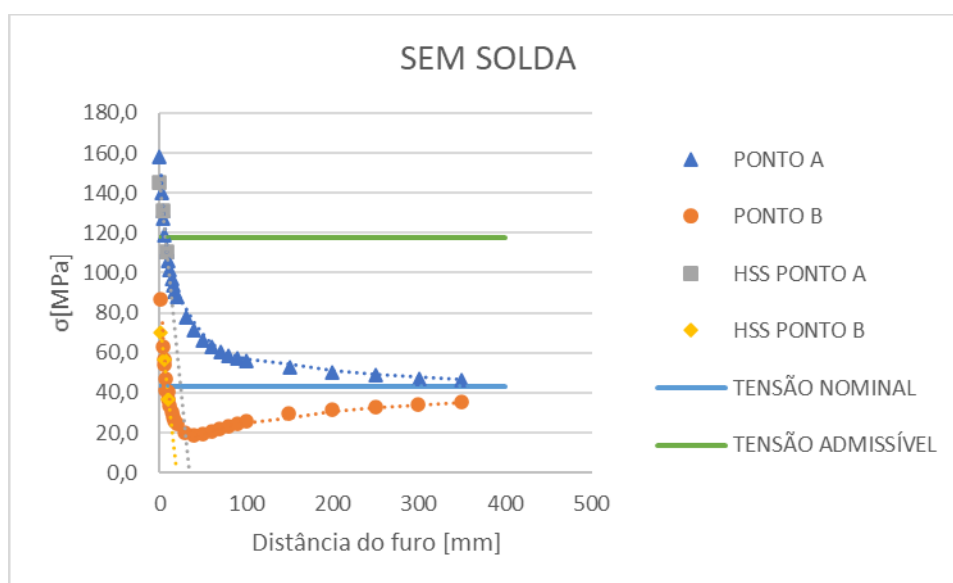


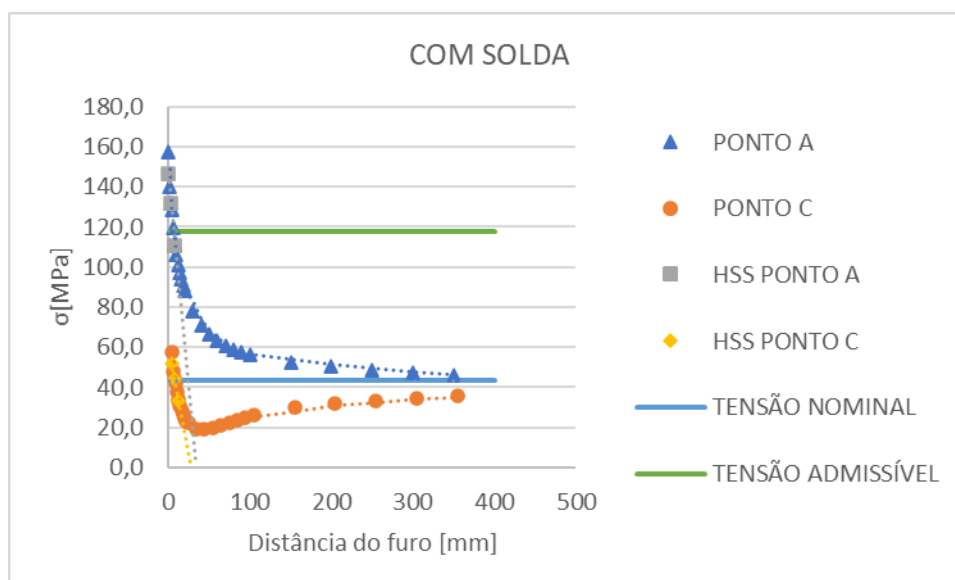


A.3. E = 0,35 (t = 8,29 mm)

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	158,1	1,6	86,7	0	157,5	4,6	57,6
2	139,8	3,6	63,2	2	140,1	6,6	48,1
3,316	131,2	4,916	56,7	3,316	132,1	7,916	44,4
4	127,5	5,6	54,2	4	128,5	8,6	42,3
6	118,7	6,39	47,2	6	119,4	10,6	37,5
8	111,7	7,6	41,4	8	111,7	12,6	33,7
8,29	110,4	9,6	40,6	8,29	110,7	12,89	33,2
10	106,0	9,89	36,9	10	106,0	14,6	30,6
12	101,3	11,6	33,3	12	101,2	16,6	28,1
14	97,3	13,6	30,3	14	97,3	18,6	26,2
16	93,6	15,6	27,8	16	93,8	20,6	24,5
18	90,7	17,6	25,9	18	90,7	22,6	23,2
20	87,9	19,6	24,3	20	88,0	24,6	22,1
30	77,8	29,6	20,0	30	78,0	34,6	19,4
40	71,4	39,6	19,0	40	71,3	44,6	19,0
50	66,4	49,6	19,4	50	66,7	54,6	19,7
60	63,1	59,6	20,5	60	63,2	64,6	20,9
70	60,4	69,6	21,7	70	60,6	74,6	22,1
80	58,6	79,6	23,2	80	58,7	84,6	23,5
90	57,3	89,6	24,5	90	57,3	94,6	24,8
100	56,1	99,6	25,6	100	56,1	104,6	25,9
150	52,6	149,6	29,6	150	52,5	154,6	29,8
200	50,2	199,6	31,6	200	50,2	204,6	31,8
250	48,6	249,6	33,1	250	48,4	254,6	33,3
300	47,2	299,6	34,3	300	47,1	304,6	34,5
350	46,1	349,6	35,3	350	45,8	354,6	35,5

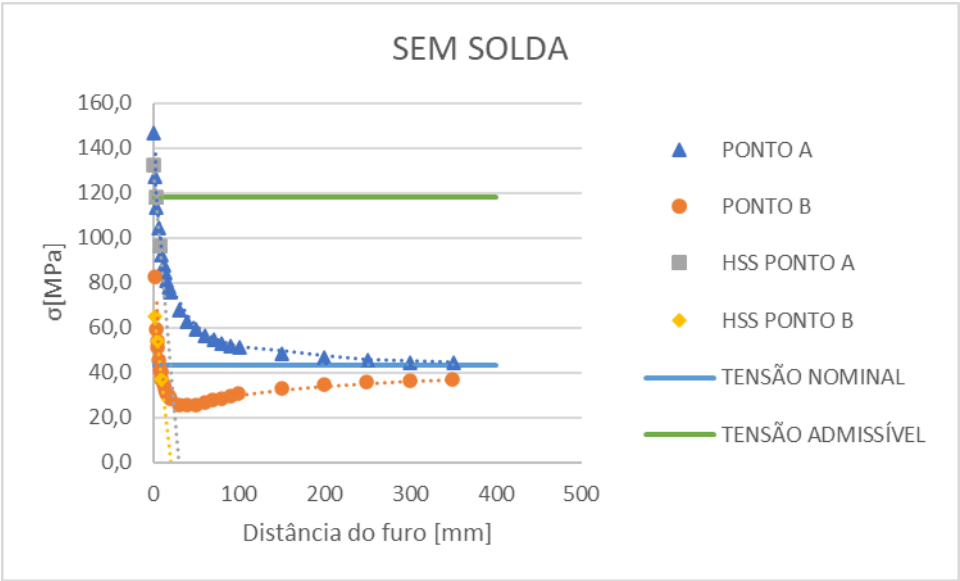
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	145,0	70,0	146,5	51,9

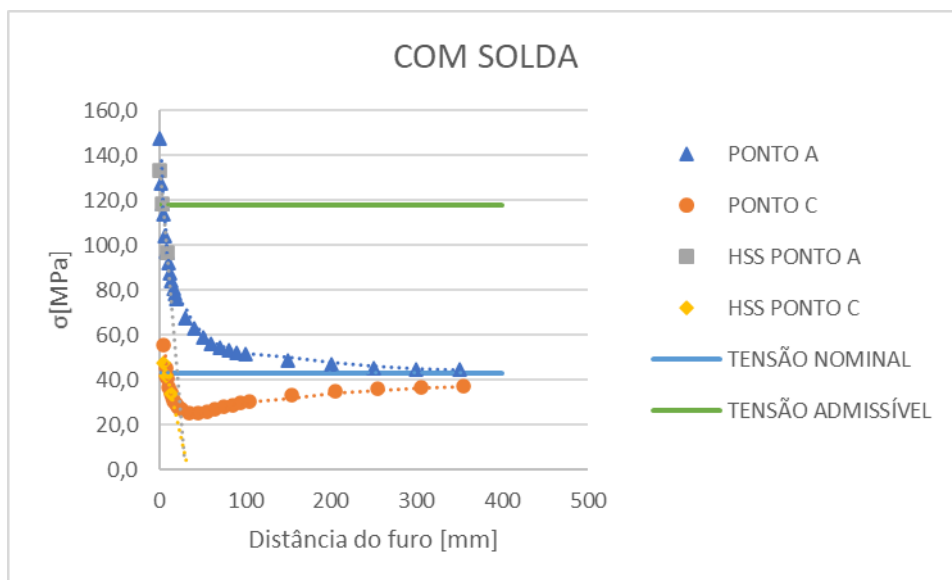




D = 48,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	146,9	1,6	82,4	0	147,4	4,6	55,8
2	127,0	3,6	59,4	2	127,3	6,6	45,3
3,316	118,0	4,916	54,0	3,316	118,4	7,916	42,1
4	113,6	5,6	51,3	4	114,0	8,6	40,5
6	104,5	6,39	45,4	6	104,3	10,6	37,0
8	97,5	7,6	40,7	8	97,4	12,6	34,2
8,29	96,5	9,6	40,2	8,29	96,5	12,89	33,8
10	92,1	9,89	37,3	10	92,0	14,6	32,1
12	87,7	11,6	34,5	12	87,6	16,6	30,5
14	84,2	13,6	32,4	14	84,0	18,6	29,2
16	81,0	15,6	30,7	16	80,8	20,6	28,2
18	78,4	17,6	29,4	18	78,3	22,6	27,4
20	76,1	19,6	28,4	20	76,0	24,6	26,8
30	67,8	29,6	25,8	30	67,8	34,6	25,3
40	62,6	39,6	25,3	40	62,7	44,6	25,4
50	59,0	49,6	25,9	50	59,0	54,6	26,1
60	56,4	59,6	26,6	60	56,4	64,6	27,0
70	54,5	69,6	27,6	70	54,6	74,6	28,0
80	53,0	79,6	28,6	80	53,2	84,6	28,9
90	51,9	89,6	29,6	90	52,1	94,6	29,9
100	51,1	99,6	30,5	100	51,3	104,6	30,7
150	48,4	149,6	33,2	150	48,5	154,6	33,4
200	46,7	199,6	34,7	200	46,8	204,6	34,9
250	45,5	249,6	35,8	250	45,5	254,6	35,9
300	44,5	299,6	36,6	300	44,6	304,6	36,6
350	44,7	349,6	37,2	350	44,7	354,6	37,2

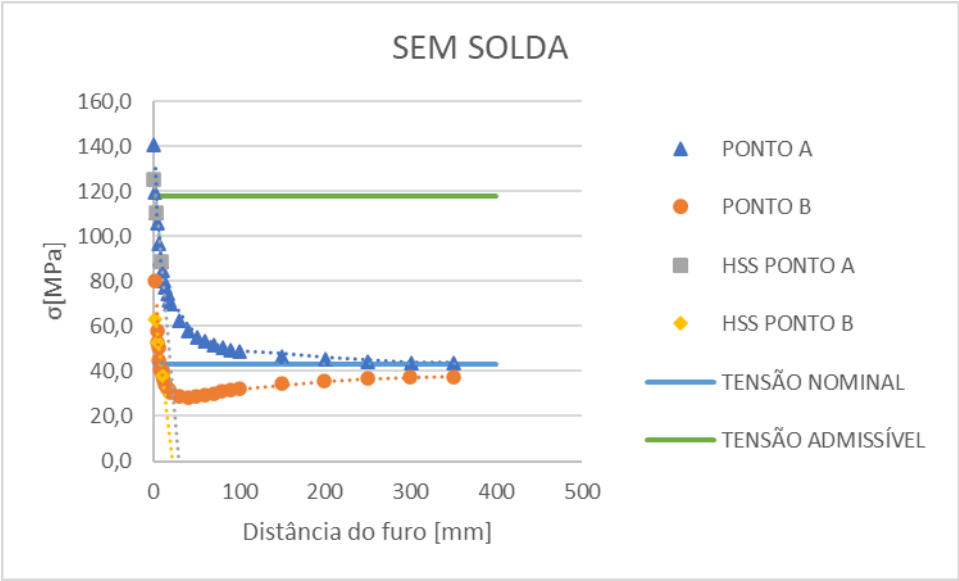
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	132,3	65,2	133,0	47,6

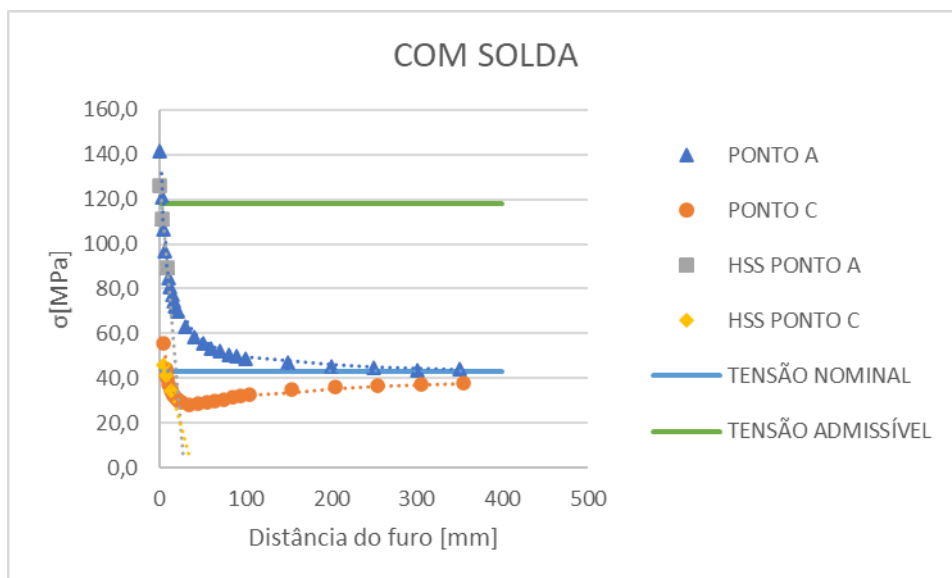




D = 42,2 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	141,0	1,6	80,4	0	141,9	4,6	55,4
2	119,6	3,6	58,2	2	121,2	6,6	44,1
3,316	110,7	4,916	53,1	3,316	111,5	7,916	41,5
4	106,0	5,6	50,4	4	106,9	8,6	40,1
6	96,6	6,39	45,0	6	97,0	10,6	37,1
8	89,7	7,6	40,9	8	90,1	12,6	34,9
8,29	88,9	9,6	40,3	8,29	89,3	12,89	34,6
10	84,6	9,89	37,8	10	84,8	14,6	33,2
12	80,5	11,6	35,6	12	80,7	16,6	31,9
14	77,2	13,6	33,8	14	77,3	18,6	31,0
16	74,4	15,6	32,5	16	74,5	20,6	30,3
18	71,9	17,6	31,5	18	72,1	22,6	29,7
20	69,9	19,6	30,7	20	70,1	24,6	29,3
30	62,7	29,6	28,7	30	62,9	34,6	28,3
40	58,1	39,6	28,5	40	58,6	44,6	28,4
50	55,4	49,6	28,9	50	55,5	54,6	29,1
60	53,1	59,6	29,5	60	53,5	64,6	29,8
70	51,6	69,6	30,3	70	51,9	74,6	30,5
80	50,4	79,6	31,1	80	50,6	84,6	31,3
90	49,6	89,6	31,9	90	49,7	94,6	32,0
100	48,9	99,6	32,5	100	49,0	104,6	32,6
150	46,8	149,6	34,7	150	46,9	154,6	34,8
200	45,5	199,6	35,9	200	45,5	204,6	35,9
250	44,5	249,6	36,7	250	44,6	254,6	36,7
300	43,8	299,6	37,3	300	43,9	304,6	37,3
350	43,9	349,6	37,7	350	43,9	354,6	37,7

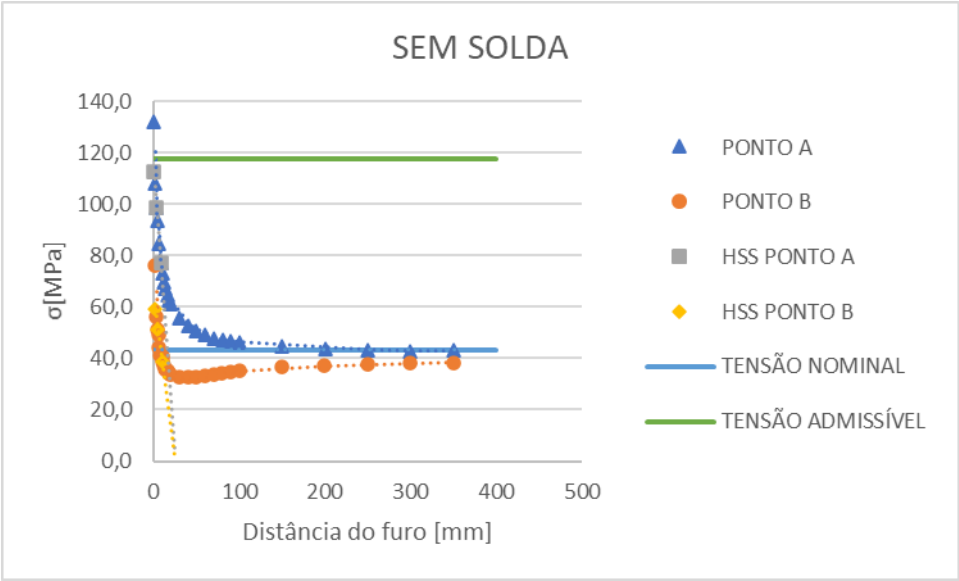
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	125,3	63,3	126,4	46,0

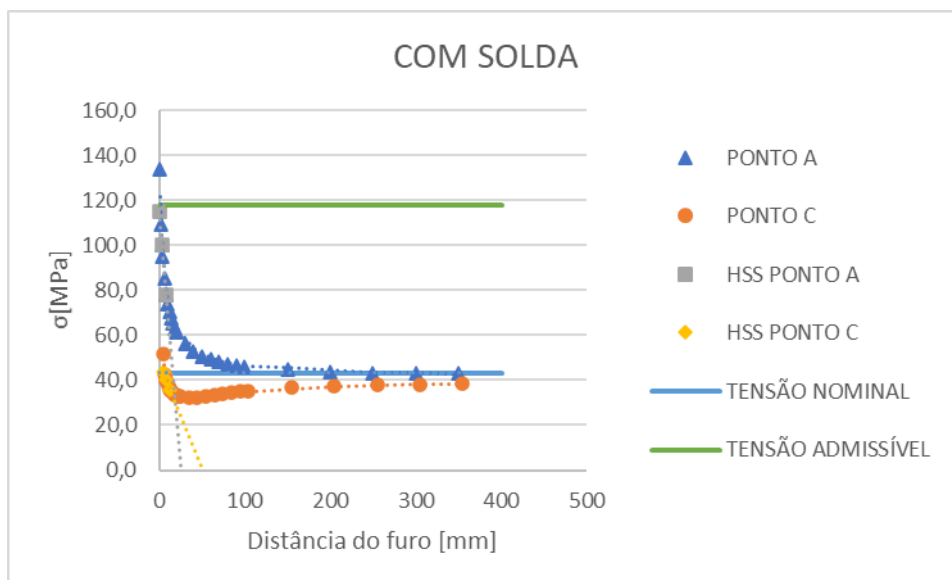




D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	132,1	1,6	76,1	0	133,8	4,6	51,4
2	108,4	3,6	56,2	2	109,6	6,6	42,7
3,316	98,5	4,916	51,2	3,316	100,2	7,916	40,4
4	93,9	5,6	49,0	4	95,3	8,6	39,6
6	84,6	6,39	44,4	6	85,6	10,6	37,5
8	78,0	7,6	41,1	8	78,8	12,6	36,0
8,29	77,2	9,6	40,6	8,29	77,9	12,89	35,8
10	73,3	9,89	38,9	10	74,0	14,6	34,9
12	69,8	11,6	37,2	12	70,3	16,6	34,2
14	67,0	13,6	36,0	14	67,5	18,6	33,6
16	64,6	15,6	35,1	16	65,1	20,6	33,2
18	62,8	17,6	34,4	18	63,2	22,6	32,9
20	61,2	19,6	33,9	20	61,5	24,6	32,6
30	55,8	29,6	32,7	30	56,1	34,6	32,3
40	52,6	39,6	32,6	40	52,8	44,6	32,4
50	50,5	49,6	32,9	50	50,7	54,6	32,9
60	49,1	59,6	33,3	60	49,3	64,6	33,4
70	47,9	69,6	33,8	70	48,2	74,6	33,9
80	47,2	79,6	34,3	80	47,3	84,6	34,4
90	46,6	89,6	34,8	90	46,7	94,6	34,9
100	46,1	99,6	35,2	100	46,2	104,6	35,3
150	44,8	149,6	36,6	150	44,8	154,6	36,7
200	43,9	199,6	37,3	200	44,0	204,6	37,4
250	43,4	249,6	37,9	250	43,4	254,6	37,9
300	42,9	299,6	38,2	300	42,9	304,6	38,2
350	43,1	349,6	38,4	350	43,1	354,6	38,4

HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	112,7	59,5	115,1	43,5

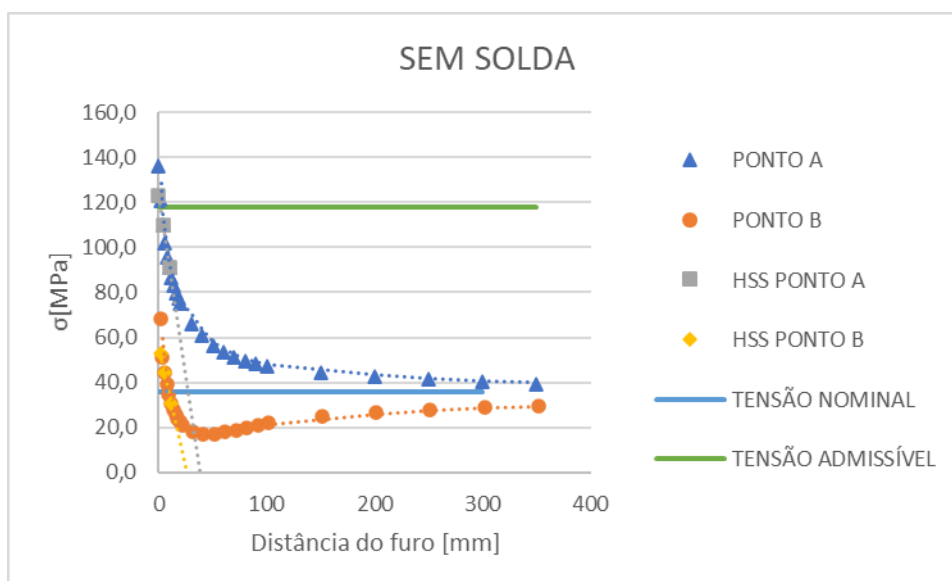


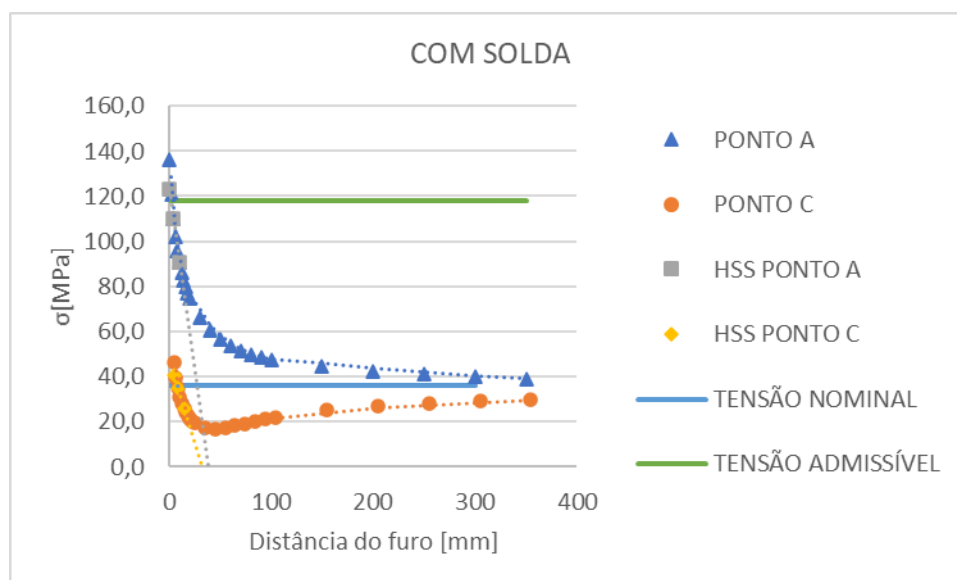


A.4. $E = 0,30$ ($t = 9,72$ mm)

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	136,3	1,6	68,1	0	136,2	4,6	46,1
2	120,9	3,6	51,0	2	120,8	6,6	39,3
4	110,2	5,6	44,0	4	110,0	8,6	34,8
6	102,2	7,6	38,9	6	102,0	10,6	31,2
8	95,9	9,6	34,4	8	95,6	12,6	28,3
10	90,8	11,6	30,8	10	90,7	14,6	25,9
12	86,7	13,6	27,9	12	86,4	16,6	24,0
14	83,0	15,6	25,7	14	82,9	18,6	22,4
16	79,9	17,6	23,8	16	79,9	20,6	21,2
18	77,3	19,6	22,3	18	77,2	22,6	20,2
20	75,0	21,6	21,1	20	74,8	24,6	19,3
30	66,1	31,6	17,8	30	66,1	34,6	17,2
40	60,7	41,6	16,9	40	60,5	44,6	16,8
50	56,5	51,6	17,1	50	56,4	54,6	17,3
60	53,6	61,6	18,0	60	53,6	64,6	18,2
70	51,3	71,6	18,9	70	51,4	74,6	19,2
80	49,6	81,6	19,9	80	49,9	84,6	20,3
90	48,4	91,6	20,9	90	48,4	94,6	21,3
100	47,4	101,6	21,8	100	47,3	104,6	22,1
150	44,5	151,6	25,0	150	44,4	154,6	25,2
200	42,7	201,6	26,7	200	42,5	204,6	26,9
250	41,3	251,6	27,9	250	41,1	254,6	28,1
300	40,2	301,6	28,8	300	40,0	304,6	29,1
350	39,3	351,6	29,6	350	39,0	354,6	29,8

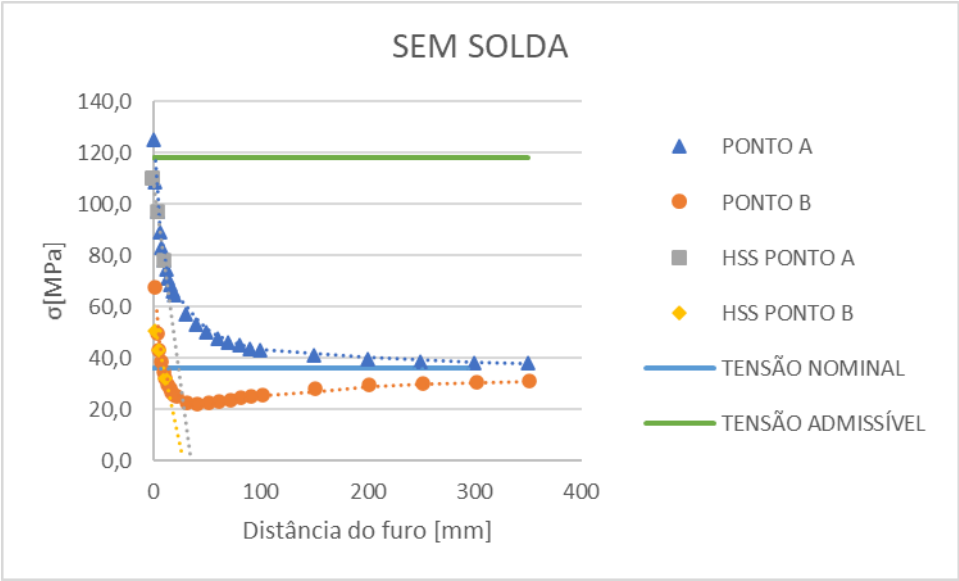
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	123,1	52,9	122,9	40,8

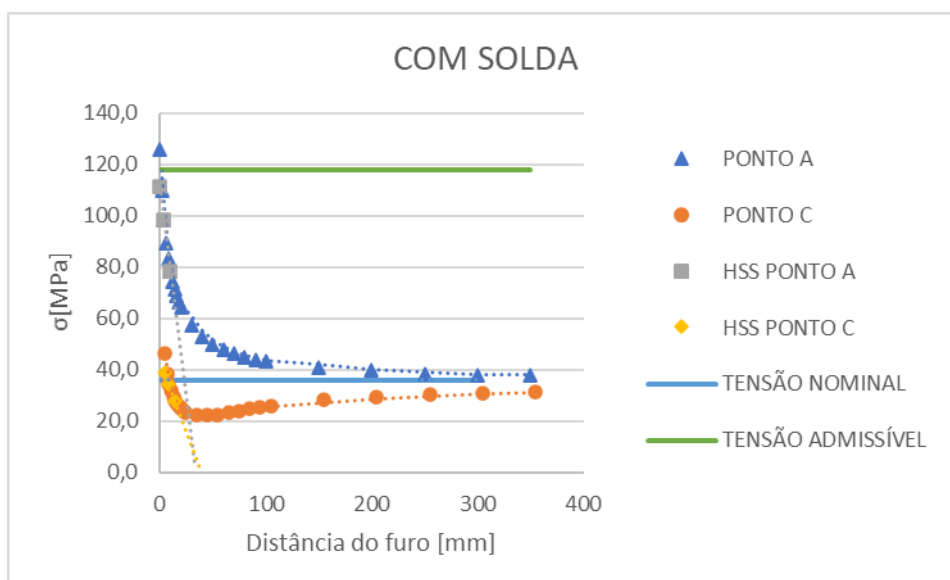




D = 48,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	125,3	1,6	67,4	0	125,8	4,6	46,2
2	108,6	3,6	49,6	2	109,7	6,6	38,4
4	97,1	5,6	43,3	4	98,3	8,6	34,5
6	89,1	7,6	38,5	6	89,6	10,6	31,7
8	83,0	9,6	34,7	8	83,4	12,6	29,5
10	78,2	11,6	32,0	10	78,5	14,6	27,9
12	74,4	13,6	29,8	12	74,6	16,6	26,5
14	71,2	15,6	28,1	14	71,4	18,6	25,5
16	68,5	17,6	26,7	16	68,7	20,6	24,7
18	66,3	19,6	25,7	18	66,5	22,6	24,1
20	64,4	21,6	24,9	20	64,5	24,6	23,5
30	57,3	31,6	22,7	30	57,4	34,6	22,3
40	53,0	41,6	22,3	40	53,1	44,6	22,2
50	49,9	51,6	22,5	50	50,0	54,6	22,6
60	47,7	61,6	23,1	60	47,8	64,6	23,3
70	46,1	71,6	23,8	70	46,2	74,6	24,1
80	44,9	81,6	24,6	80	45,0	84,6	24,8
90	43,8	91,6	25,2	90	43,9	94,6	25,4
100	43,1	101,6	25,8	100	43,2	104,6	26,0
150	41,0	151,6	28,1	150	41,0	154,6	28,2
200	39,6	201,6	29,4	200	39,6	204,6	29,5
250	38,7	251,6	30,3	250	38,6	254,6	30,3
300	37,9	301,6	30,8	300	37,9	304,6	30,9
350	38,0	351,6	31,3	350	38,0	354,6	31,4

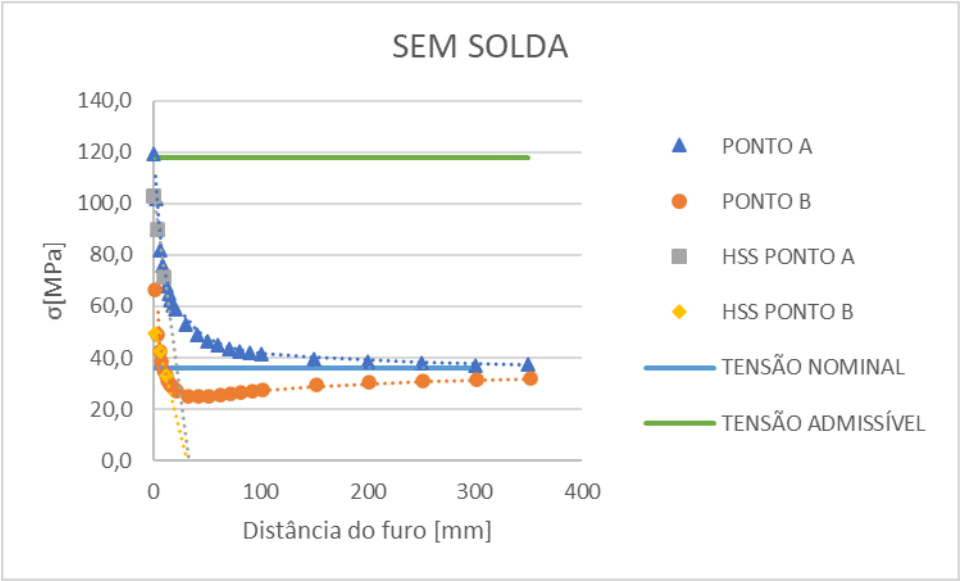
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	109,8	50,8	111,6	39,0

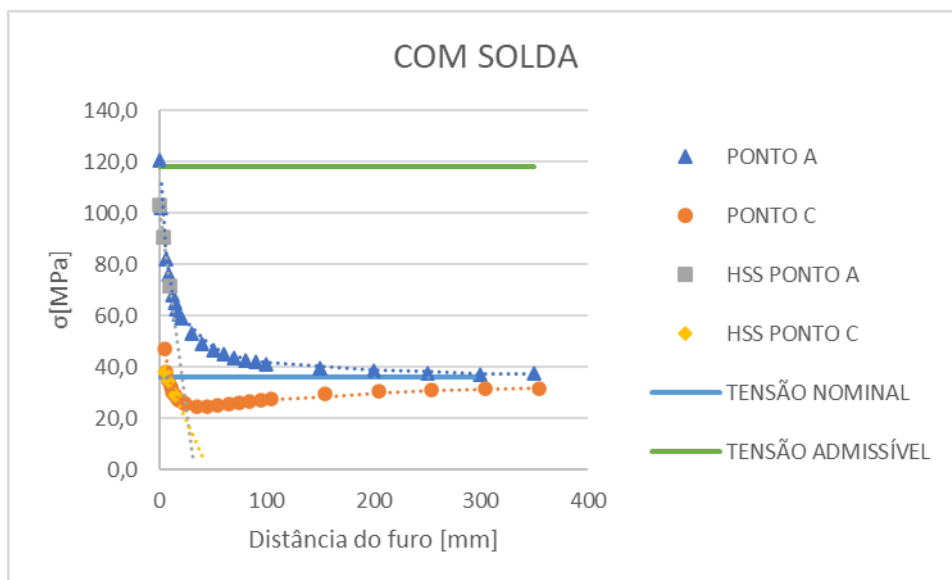




D = 42,2 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	119,6	1,6	66,6	0	120,4	4,6	47,2
2	102,1	3,6	49,1	2	102,3	6,6	38,0
4	90,0	5,6	42,7	4	90,6	8,6	34,5
6	81,9	7,6	38,4	6	82,1	10,6	32,1
8	75,8	9,6	35,1	8	76,3	12,6	30,3
10	71,4	11,6	32,8	10	71,7	14,6	28,9
12	67,9	13,6	30,9	12	68,2	16,6	27,8
14	65,0	15,6	29,5	14	65,2	18,6	27,1
16	62,6	17,6	28,4	16	62,8	20,6	26,4
18	60,5	19,6	27,5	18	60,7	22,6	25,9
20	58,7	21,6	26,8	20	59,0	24,6	25,6
30	52,8	31,6	25,1	30	53,0	34,6	24,7
40	49,2	41,6	24,8	40	49,3	44,6	24,7
50	46,6	51,6	25,0	50	46,8	54,6	25,1
60	44,9	61,6	25,5	60	45,1	64,6	25,6
70	43,6	71,6	26,0	70	43,8	74,6	26,2
80	42,7	81,6	26,6	80	42,7	84,6	26,8
90	41,9	91,6	27,2	90	42,0	94,6	27,3
100	41,3	101,6	27,6	100	41,4	104,6	27,8
150	39,6	151,6	29,4	150	39,6	154,6	29,5
200	38,6	201,6	30,4	200	38,6	204,6	30,5
250	37,8	251,6	31,0	250	37,8	254,6	31,1
300	37,2	301,6	31,4	300	37,2	304,6	31,5
350	37,4	351,6	31,8	350	37,4	354,6	31,8

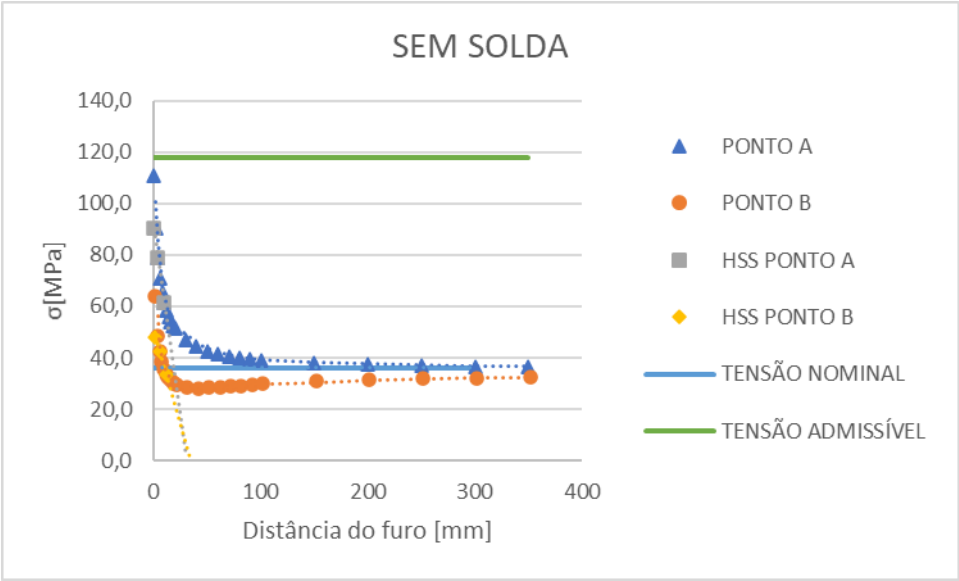
HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	102,5	49,4	103,3	38,3

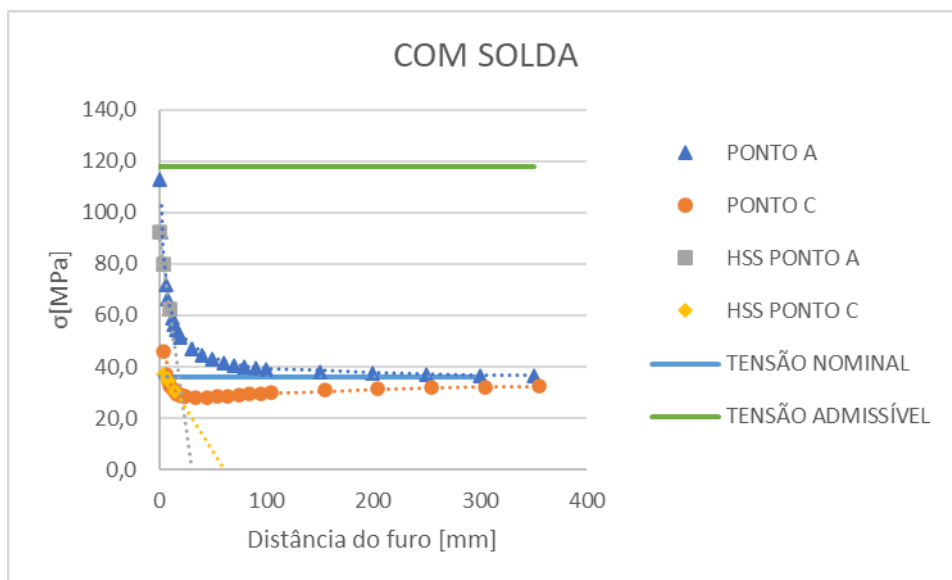




D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	111,1	1,6	64,1	0	112,7	4,6	46,0
2	90,7	3,6	48,3	2	92,4	6,6	37,1
4	78,8	5,6	42,3	4	80,2	8,6	34,4
6	71,2	7,6	38,3	6	72,1	10,6	32,6
8	65,4	9,6	35,6	8	66,2	12,6	31,3
10	61,5	11,6	33,7	10	62,2	14,6	30,4
12	58,5	13,6	32,3	12	59,1	16,6	29,7
14	56,1	15,6	31,2	14	56,7	18,6	29,2
16	54,2	17,6	30,4	16	54,7	20,6	28,8
18	52,6	19,6	29,9	18	53,1	22,6	28,5
20	51,3	21,6	29,4	20	51,7	24,6	28,3
30	46,9	31,6	28,3	30	47,2	34,6	27,9
40	44,4	41,6	28,1	40	44,6	44,6	28,0
50	42,7	51,6	28,3	50	42,8	54,6	28,2
60	41,5	61,6	28,5	60	41,6	64,6	28,6
70	40,6	71,6	28,9	70	40,7	74,6	28,9
80	39,9	81,6	29,2	80	40,0	84,6	29,3
90	39,4	91,6	29,5	90	39,5	94,6	29,6
100	39,0	101,6	29,9	100	39,1	104,6	29,9
150	37,9	151,6	31,0	150	38,0	154,6	31,0
200	37,3	201,6	31,6	200	37,3	204,6	31,6
250	36,8	251,6	32,0	250	36,8	254,6	32,0
300	36,4	301,6	32,2	300	36,5	304,6	32,2
350	36,6	351,6	32,4	350	36,6	354,6	32,4

HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	90,3	48,0	92,2	37,0

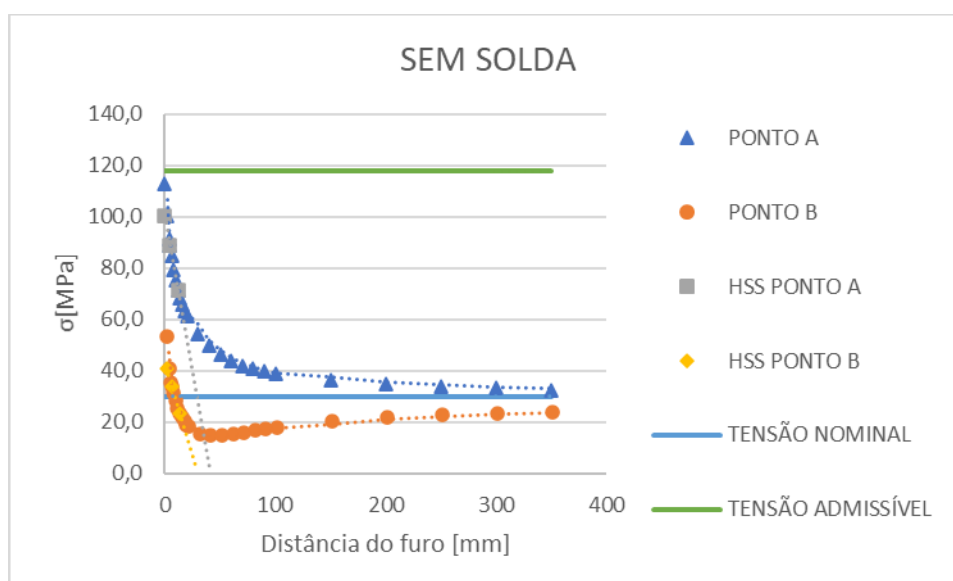


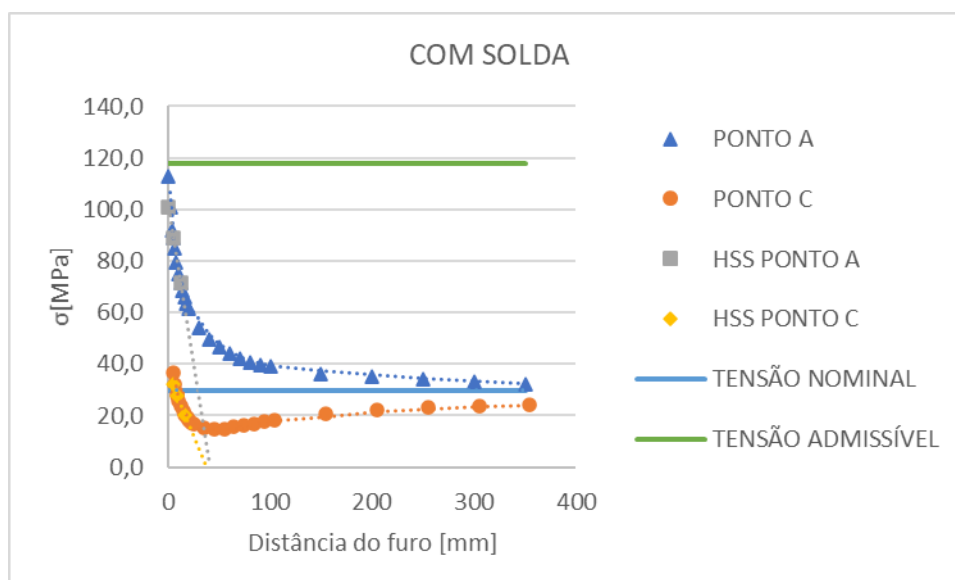


A.5. E = 0,25 (t = 11,73 mm)

D = 60,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	112,9	1,6	53,4	0	112,9	4,6	36,7
2	100,4	3,6	40,6	2	100,7	6,6	32,0
4	91,6	5,6	35,5	4	91,8	8,6	28,6
4,7	88,8	6,3	34,0	4,7	89,1	9,3	27,5
6	84,8	7,6	31,5	6	85,1	10,6	25,8
8	79,5	9,6	28,1	8	79,5	12,6	23,6
10	75,2	11,6	25,5	10	75,2	14,6	21,8
12	71,5	13,6	23,4	12	71,5	16,6	20,4
14	68,5	15,6	21,7	14	68,4	18,6	19,2
16	65,9	17,6	20,2	16	65,9	20,6	18,2
18	63,6	19,6	19,1	18	63,6	22,6	17,4
20	61,6	21,6	18,2	20	61,6	24,6	16,8
30	54,3	31,6	15,6	30	54,3	34,6	15,1
40	49,7	41,6	14,9	40	49,7	44,6	14,7
50	46,2	51,6	14,9	50	46,4	54,6	15,0
60	44,0	61,6	15,3	60	44,1	64,6	15,6
70	42,1	71,6	16,0	70	42,2	74,6	16,3
80	40,8	81,6	16,7	80	40,8	84,6	17,0
90	39,6	91,6	17,4	90	39,8	94,6	17,7
100	38,9	101,6	18,1	100	38,9	104,6	18,4
150	36,4	151,6	20,5	150	36,4	154,6	20,7
200	35,1	201,6	21,9	200	35,1	204,6	22,1
250	34,0	251,6	22,8	250	34,0	254,6	23,0
300	33,3	301,6	23,5	300	33,0	304,6	23,7
350	32,6	351,6	24,1	350	32,3	354,6	24,3

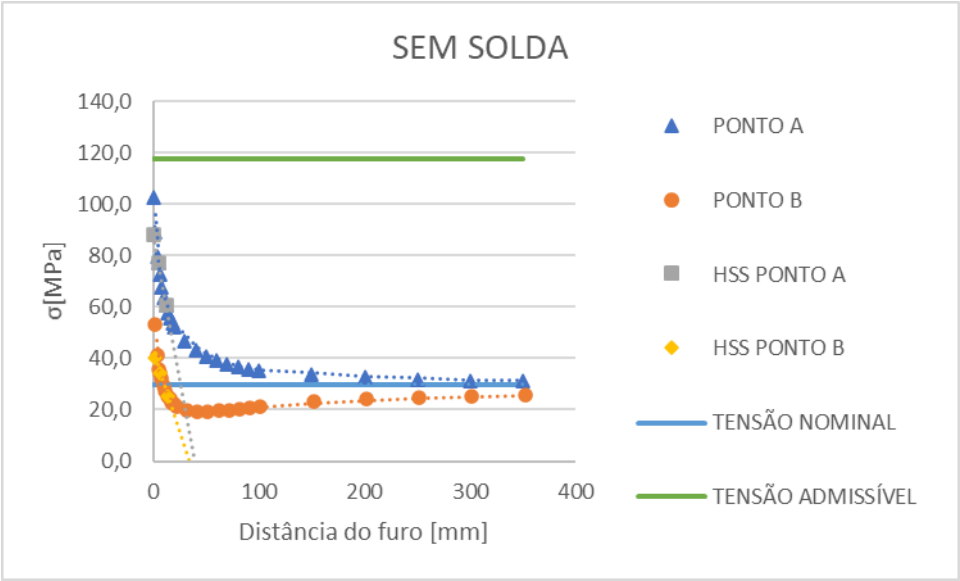
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	100,5	41,1	100,9	32,2

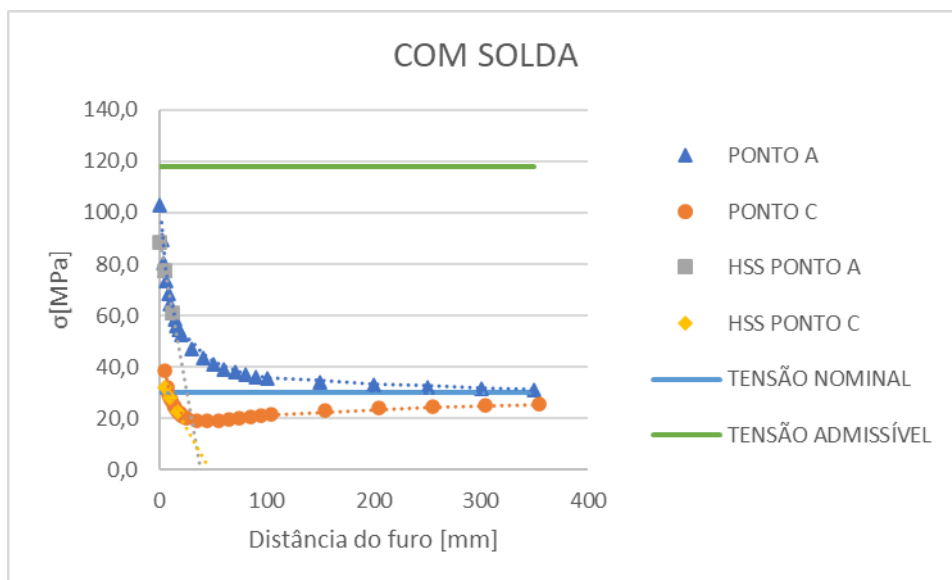




D = 48,3 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	102,6	1,6	53,1	0	103,0	4,6	38,7
2	89,1	3,6	41,0	2	89,6	6,6	32,2
4	79,6	5,6	35,9	4	80,3	8,6	29,1
4,7	77,0	6,3	34,4	4,7	77,5	9,3	28,2
6	72,9	7,6	32,2	6	73,4	10,6	26,9
8	67,8	9,6	29,3	8	68,3	12,6	25,1
10	63,9	11,6	27,2	10	64,3	14,6	23,8
12	60,6	13,6	25,4	12	61,1	16,6	22,7
14	57,9	15,6	24,1	14	58,4	18,6	21,9
16	55,8	17,6	22,9	16	56,2	20,6	21,2
18	54,0	19,6	22,1	18	54,3	22,6	20,7
20	52,3	21,6	21,5	20	52,7	24,6	20,3
30	46,7	31,6	19,6	30	46,9	34,6	19,2
40	43,1	41,6	19,1	40	43,5	44,6	19,0
50	40,7	51,6	19,2	50	41,0	54,6	19,2
60	39,0	61,6	19,5	60	39,2	64,6	19,6
70	37,7	71,6	20,0	70	37,9	74,6	20,0
80	36,7	81,6	20,4	80	36,9	84,6	20,6
90	36,0	91,6	20,9	90	36,1	94,6	21,0
100	35,4	101,6	21,4	100	35,6	104,6	21,5
150	33,6	151,6	23,1	150	33,8	154,6	23,1
200	32,7	201,6	24,1	200	32,9	204,6	24,0
250	31,8	251,6	24,7	250	32,2	254,6	24,5
300	31,3	301,6	25,1	300	31,6	304,6	25,0
350	31,4	351,6	25,7	350	31,1	354,6	25,4

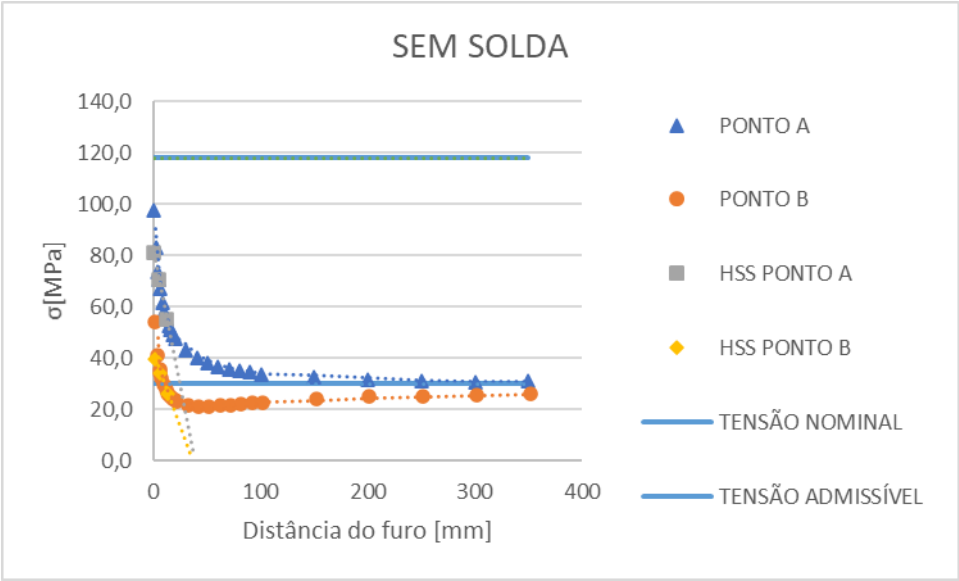
HOT SPOT STRESS				
TIPO	SEM SOLDA		COM SOLDA	
	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	88,0	40,4	88,6	31,9

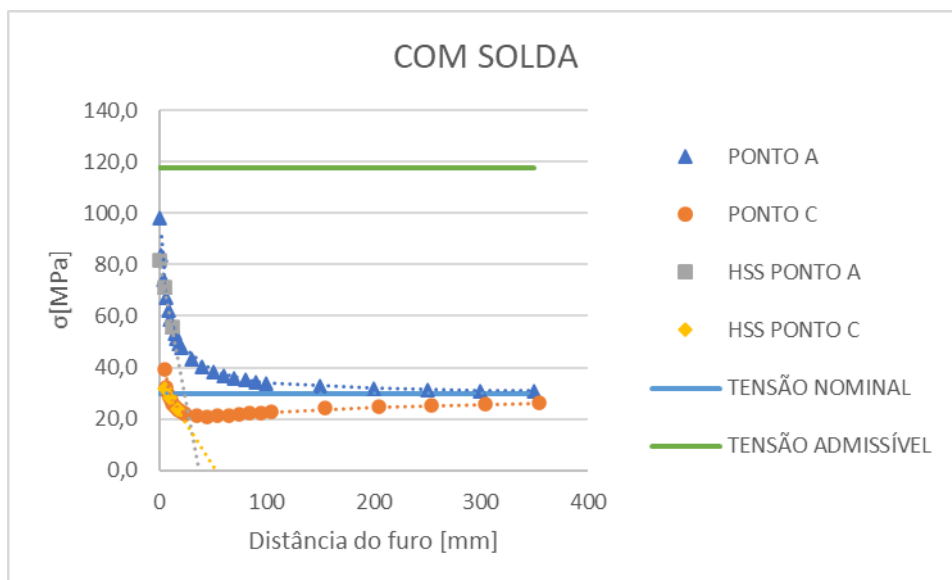




D = 42,2 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	97,4	1,6	54,2	0	98,4	4,6	39,5
2	82,9	3,6	41,1	2	83,9	6,6	32,0
4	73,4	5,6	35,8	4	74,1	8,6	29,3
4,7	70,7	6,3	34,3	4,7	71,4	9,3	28,5
6	66,9	7,6	32,3	6	67,2	10,6	27,3
8	61,8	9,6	29,6	8	62,3	12,6	25,9
10	58,1	11,6	27,7	10	58,6	14,6	24,8
12	55,3	13,6	26,2	12	55,6	16,6	23,9
14	52,8	15,6	25,0	14	53,1	18,6	23,2
16	50,9	17,6	24,1	16	51,1	20,6	22,7
18	49,2	19,6	23,4	18	49,4	22,6	22,2
20	47,8	21,6	22,9	20	48,0	24,6	21,9
30	43,0	31,6	21,5	30	43,1	34,6	21,1
40	40,1	41,6	21,1	40	40,3	44,6	20,9
50	38,2	51,6	21,1	50	38,3	54,6	21,1
60	36,8	61,6	21,4	60	36,9	64,6	21,4
70	35,8	71,6	21,7	70	35,8	74,6	21,8
80	35,0	81,6	22,1	80	35,1	84,6	22,2
90	34,4	91,6	22,4	90	34,4	94,6	22,5
100	33,8	101,6	22,8	100	33,9	104,6	22,9
150	32,5	151,6	24,1	150	32,6	154,6	24,2
200	31,8	201,6	24,9	200	31,8	204,6	24,9
250	31,1	251,6	25,3	250	31,1	254,6	25,4
300	30,7	301,6	25,6	300	30,7	304,6	25,6
350	30,9	351,6	26,0	350	30,9	354,6	26,1

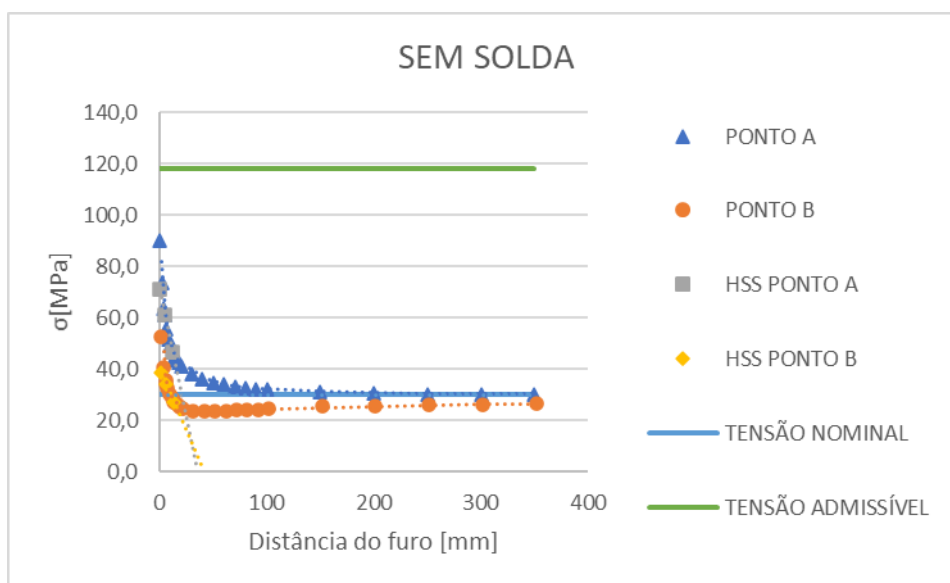
HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	81,0	39,8	82,0	31,6

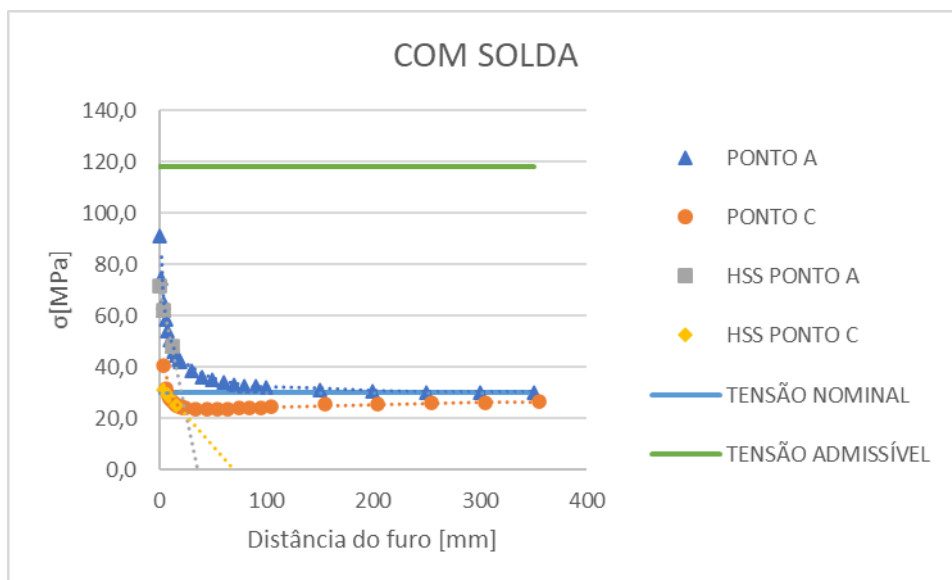




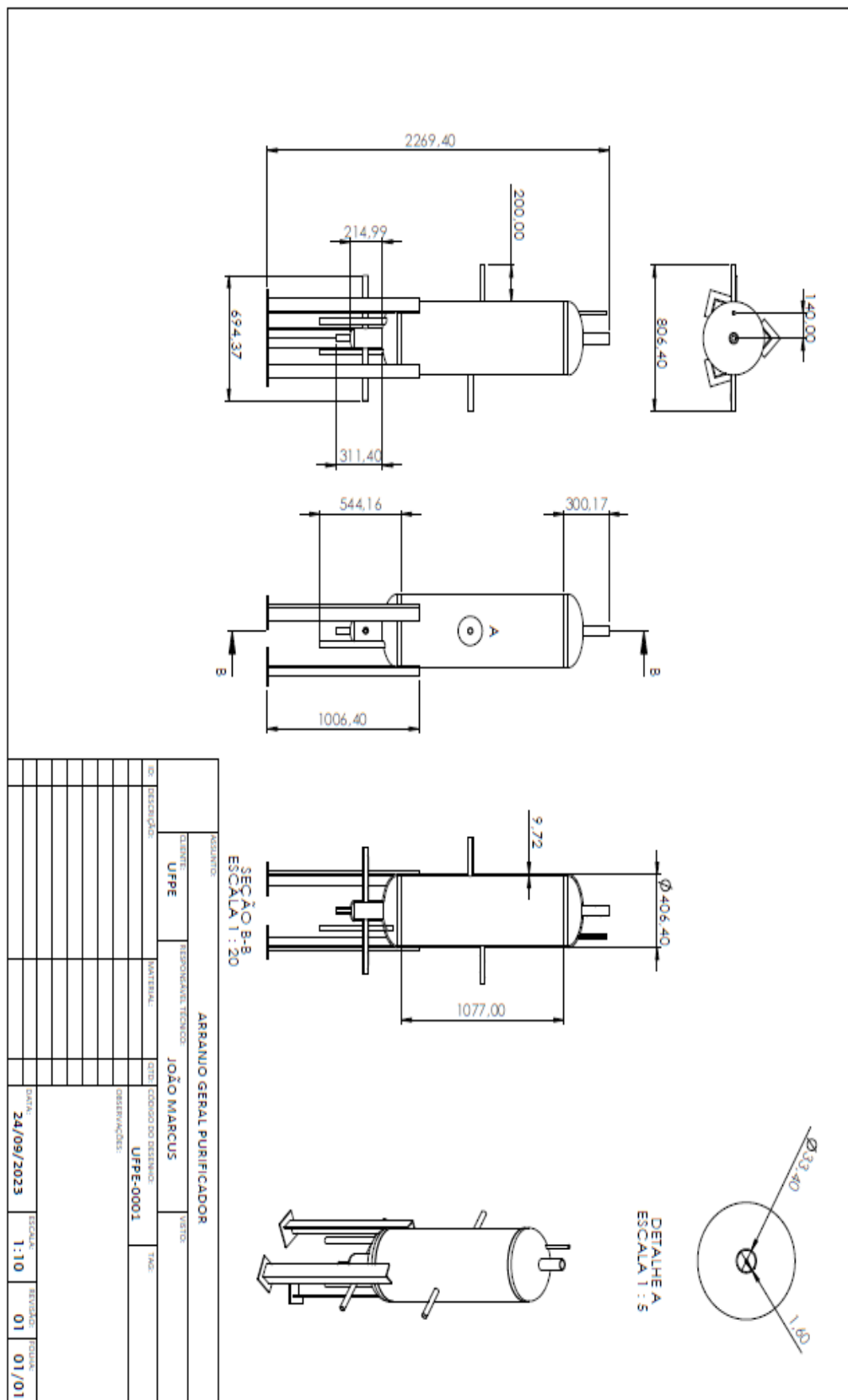
D = 33,4 mm							
SEM SOLDA				COM SOLDA			
INTERNO		EXTERNO		INTERNO		EXTERNO	
d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)	d (mm)	σ (MPa)
0	90,0	1,6	52,8	0	91,2	4,6	40,6
2	73,6	3,6	40,4	2	74,7	6,6	31,6
4	63,8	5,6	35,5	4	65,1	8,6	29,3
4,7	61,2	6,3	34,2	4,7	62,2	9,3	28,7
6	55,6	7,6	32,4	6	58,4	10,6	27,8
8	51,8	9,6	30,1	8	53,9	12,6	26,6
10	48,9	11,6	28,5	10	50,5	14,6	25,8
12	46,6	13,6	27,3	12	48,0	16,6	25,2
14	44,9	15,6	26,4	14	46,0	18,6	24,8
16	43,5	17,6	25,7	16	44,4	20,6	24,4
18	42,4	19,6	25,2	18	43,1	22,6	24,1
20	41,3	21,6	24,8	20	42,0	24,6	23,9
30	38,0	31,6	23,8	30	38,4	34,6	23,4
40	36,1	41,6	23,5	40	36,3	44,6	23,4
50	34,8	51,6	23,5	50	35,0	54,6	23,5
60	33,9	61,6	23,7	60	34,1	64,6	23,7
70	33,2	71,6	23,9	70	33,3	74,6	23,9
80	32,7	81,6	24,1	80	32,8	84,6	24,1
90	32,3	91,6	24,3	90	32,4	94,6	24,4
100	32,0	101,6	24,5	100	32,1	104,6	24,6
150	31,2	151,6	25,4	150	31,2	154,6	25,4
200	30,7	201,6	25,8	200	30,7	204,6	25,8
250	30,3	251,6	26,1	250	30,3	254,6	26,1
300	30,0	301,6	26,3	300	30,0	304,6	26,3
350	30,3	351,6	26,5	350	30,2	354,6	26,5

HOT SPOT STRESS				
	SEM SOLDA		COM SOLDA	
TIPO	INTERNO	EXTERNO	INTERNO	EXTERNO
A	70,9	38,8	71,8	31,0

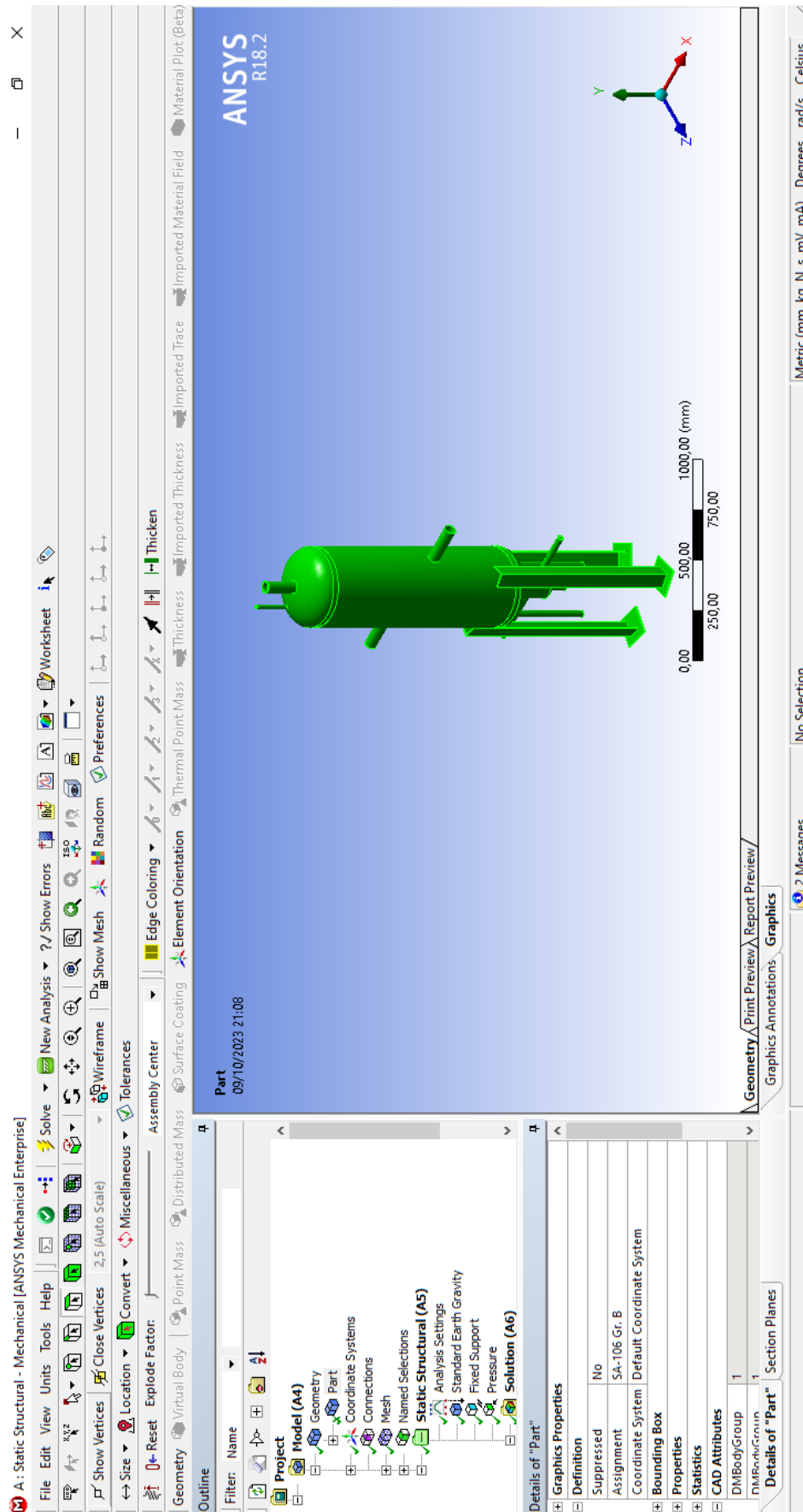




ANEXO B - ARRANJO GERAL DO PURIFICADOR



ANEXO C – CONDIÇÕES DE CONTORNO



ANSYS R18.2

File Edit View Units Tools Help

Solve New Analysis ? Show Errors

Show Vertices Close Vertices 2.5 (Auto Scale)

Wireframe Show Mesh

Edge Coloring Assembly Center

Mesh Update Mesh Mesh Control Mesh Edit

Outline

Filter: Name

Project

Model (A4)

- Geometry
- Part
- Coordinate Systems
- Connections
- Mesh
- Edge Sizing
- Named Selections

Details of "Mesh"

Sizing

Size Function	Curvature
Relevance Center	Coarse
Max Face Size	10,3540 mm
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	10,353 mm
Transition	Fast
Growth Rate	Default (1,850)
Span Angle Center	Coarse
Min Size	10,3530 mm
Max Tet Size	10,3550 mm
Curvature Normal Angle	Default (70,3950 °)
Bounding Box Diagonal	2462,30 mm
Minimum Edge Length	3,20 mm

Quality

Details of "Mesh" Section Planes

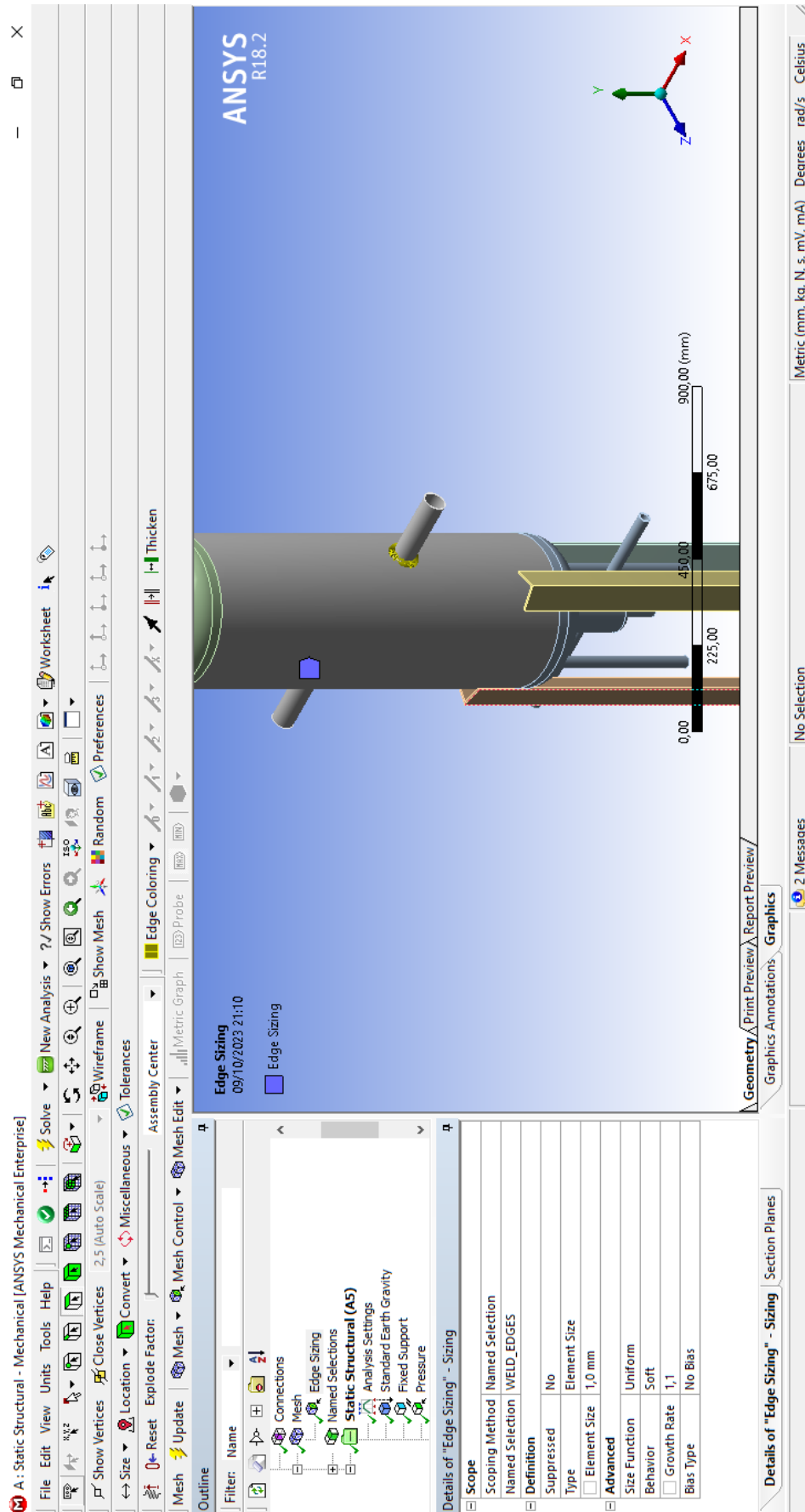
Geometry Print Preview Report Preview

Graphics Annotations Graphics

2 Messages

No Selection

Metric (mm, kg, N, s, mV, mA) Degrees rad/s Celsius



ANSYS
R18.2

A: Static Structural
Standard Earth Gravity
Time: 1, s
09/10/2023 21:11

Standard Earth Gravity: 9806.6 mm/s²
Components: 0, -9806.6, 0 mm/s²

Outline

Filter: Name

- Connections
- Mesh
- Edge Sizing
- Named Selections
- Static Structural (AS)**
 - Analysis Settings
 - Standard Earth Gravity
 - Fixed Support
 - Pressure

Details of "Standard Earth Gravity"

Scope	Definition
Geometry	All Bodies
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	0, mm/s ² (ramped)
Y Component	-9806.6 mm/s ² (ramped)
Z Component	0, mm/s ² (ramped)
Suppressed	No
Direction	-Y Direction

Outline

Filter: Name

- Connections
- Mesh
- Edge Sizing
- Named Selections
- Static Structural (AS)**
 - Analysis Settings
 - Standard Earth Gravity
 - Fixed Support
 - Pressure

Details of "Standard Earth Gravity"

Scope	Definition
Geometry	All Bodies
Coordinate System	Global Coordinate System
X Component	0, mm/s ² (ramped)
Y Component	-9806.6 mm/s ² (ramped)
Z Component	0, mm/s ² (ramped)
Suppressed	No
Direction	-Y Direction

