

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

OTIMIZAÇÃO GLOBAL DE VASO DE PRESSÃO COM RESTRIÇÕES DE NORMA  
ASME SEÇÃO VIII COM O ALGORITMO METAHEURÍSTICO GSA.

por

Jefferson de Souza Zeferino

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2023.

## CIP - Catalogação na Publicação

Zeferino, Jefferson de Souza

Otimização global de vaso de pressão com restrições de Norma ASME SEÇÃO VIII com o algoritmo metaheurístico GSA. / Jefferson de Souza Zeferino. -- 2023.

15 f.

Orientador: Herbert Martins Gomes.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2021.

1. algoritmo de procura gravitacional. 2. algoritmo heurístico. 3. Vasos de Pressão. 4. ASME-08. 5. otimização. I. Gomes, Herbert Martins, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Jefferson de Souza Zeferino

OTIMIZAÇÃO GLOBAL DE VASO DE PRESSÃO COM RESTRIÇÕES DE NORMA  
ASME SEÇÃO VII COM O ALGORITMO METAHEURÍSTICO GSA.

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Felipe Tempel Stumpf

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Porto Alegre, setembro de 2023.

*“Pelo poder da verdade, eu, enquanto vivo, conquistei o Universo”*

*Marlowe, Christopher*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a meus pais por todo suporte e motivação ao longo dessa longa jornada, sem eles nada disso seria possível. Agradeço também a minha irmã pelos conselhos e parceria nos momentos de dúvidas.

Ao professor Herbert Martins Gomes, pela orientação e parceria neste trabalho, pelos ensinamentos, conselhos e disponibilidade de auxiliar o aluno em todos os momentos.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2022

OTIMIZAÇÃO GLOBAL DE VASO DE PRESSÃO COM RESTRIÇÕES DE  
NORMA ASME SEÇÃO VIII COM O ALGORITMO METAHEURÍSTICO  
GSA

**Jefferson de Souza Zeferino**

[jeffersonsouzazeferino@gmail.com](mailto:jeffersonsouzazeferino@gmail.com)

**Resumo.** Vasos de pressão são estruturas mecânicas largamente utilizadas em empresas para as tarefas de guardar líquidos e gases, servir como autoclaves e até mesmo como equipamentos de preparação de mostras para ensaios. A segurança destas peças é muito importante devido aos riscos graves que podem ocorrer devido ao mal funcionamento deste equipamento, como explosões. Otimizar tais estruturas a nível de projeto pode resultar em estruturas mais econômicas e eficientes. Isto faz com que se utilize de forma mais racional as resistências dos materiais. São muitas as restrições que o projeto do vaso deve atender ditadas por norma. Este trabalho propõe o projeto de vasos de pressão levando em conta restrições de norma (ASME) utilizando um algoritmo metaheurístico. O algoritmo GSA foi o escolhido por ter indicado na literatura como tendo uma boa performance em problemas de otimização com muitas restrições. Ao final espera-se que se tenha um projeto de vaso otimizado o qual tenha todos critérios de restrição pertinentes de norma sendo atendidos.

**Palavras-chave:** algoritmo de procura gravitacional; algoritmo heurístico; vasos de pressão; ASME seção VIII; otimização.

**Global pressure vessel optimization with ASME Section VIII constraints with GSA metaheuristic algorithm**

**Abstract.** Pressure vessels are mechanical structures widely used in companies for the tasks of storing liquids and gases, serving as autoclaves and even as equipment for preparing samples for tests. The safety of these parts is very important due to the serious risks that can occur due to the malfunction of these equipment, such as explosions. Optimizing such structures at the design level can result in more economical and efficient structures. This allows for a more rational use of the resistance of the materials. There are many constraints that the vessel project must meet as dictated by the norm. This work proposes the design of pressure vessels taking into account standard restrictions (ASME08) using a metaheuristic algorithm. The GSA algorithm was chosen because it has been indicated in the literature as having a good performance in optimization problems with many constraints. In the end, it is expected to have an optimized vessel design which has all relevant standard restriction criteria being met.

**Keywords:** gravitational search algorithm; heuristic algorithm; pressure vessel; ASME Section VIII; optimization.

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS .....	v
SUMÁRIO.....	vii
LISTA DE FIGURAS .....	viii
LISTA DE TABELAS .....	ix
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Objetivos.....	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	3
3.1 O algoritmo de Otimização por Procura Gravitacional (GSA – <i>Gravitational Search Algorithm</i> ).....	3
3.2 Projeto e Requerimentos de Vaso de Pressão segundo a ASME Seção VIII.....	4
5.2.3 Restrição para tensões circunferenciais e tensões axiais de cascos cilíndricos....	5
5.2.4 Restrição espessura mínima segundo a N-253 da Petrobrás. ....	5
5.2.5 Restrição para tampos planos circulares soldados.....	5
5.2.6 Restrição para tampos planos circulares parafusadas.....	5
5.2.7 Restrição de projeto de volume mínimo.....	6
4 METODOLOGIA.....	6
5 RESULTADOS .....	9
5.1 Validação do Projeto Otimizado de Vaso de Pressão <i>Benchmark</i> da Literatura.....	9
5.2 Projeto de Vaso de Pressão Real segundo a ASME Seção VIII (2019).....	12
6 CONCLUSÃO.....	14
6.1 Sugestões para trabalhos futuros .....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	16
APÊNDICE .....	17

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação da atualização da posição de uma solução potencial ( $O_1$ ) no algoritmo GSA em um problema com duas variáveis de projeto.....	3
Figura 2 – (a) Solda de cordão duplo no tampo inferior. (b) Solda de topo de cordão duplo no casco. (c) Definições sobre espessuras.....	4
Figura 3 – Tampo plano aparafusado e sua simbologia.....	5
Figura 4 – Composição química do aço SA-285.....	6
Figura 5 – Propriedades mecânicas do aço SA285.....	7
Figura 6 – Variáveis de Projeto do Problema <i>benchmark</i> do vaso de Pressão.....	10
Figura 7 – Função objetivo ao longo das iterações.....	11
Figura 8 – Variáveis de Projeto e valores das funções objetivo para a última iteração do melhor resultado.....	12
Figura 9 – Variáveis de Projeto e valores das funções objetivo para a última iteração do melhor resultado.....	13
Figura 10 – Malha do vaso de pressão modelado no Ansys 2023 R1 Versão estudantil, com os elementos finitos.....	13
Figura 11 – Vaso de pressão modelado no Ansys 2023 R1 Versão estudantil, com visualização das tensões de von Mises.....	14
Figura A.1 – Tensões axiais no vaso de pressão.....	17
Figura A.2 – Tensões circunferenciais no vaso de pressão.....	17
Figura A.3 – Tensões cisalhantes no vaso de pressão.....	18

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Considerações Iniciais do problema real. ....	6
Tabela 2 – Relação de diâmetros de núcleo de parafusos e suas quantidades necessárias.....	8
Tabela 3 – Solução e variáveis de projeto ótimas comparativo com diversos autores.....	11
Tabela 4 – Solução e variáveis de projeto ótimas gerados pelo algoritmo GSA no Matlab. ..	12

## 1 INTRODUÇÃO

Os vasos de pressão desempenham um papel fundamental em diversos setores da indústria, como petroquímica, química, alimentícia, farmacêutica, entre outros. Eles são projetados para armazenar e transportar substâncias sob pressão, garantindo a segurança operacional e a integridade dos materiais contidos. Eles são projetados e construídos com materiais resistentes e que seguem normas técnicas rigorosas para suportar altas pressões e temperaturas, evitando vazamentos e assegurando a segurança dos operadores e do ambiente. Dentre as aplicações na indústria estão o de reatores químicos, trocadores de calor, caldeiras, sistemas de refrigeração, entre outras.

Para o projeto seguro desses componentes há regulamentações e normas específicas que tratam de tópicos relacionados ao projeto em si, tipos de materiais a serem empregados, geometria e detalhes específicos, além de requisitos técnicos e procedimentos para a instalação e manutenção adequada desses equipamentos. Dentre estas normas encontra-se a ASME Seção VIII (2019), Divisão 1 "*ASME Boiler and Pressure Vessel Code*" (Código ASME para Caldeiras e Vasos de Pressão), que é amplamente reconhecido e adotado internacionalmente. Ela é uma coleção abrangente de regras para o projeto, fabricação, inspeção e teste de vasos de pressão, caldeiras, trocadores de calor e outros equipamentos relacionados e que é atualizado periodicamente, sendo a última versão disponível de 2019. Esta norma tem várias divisões, mas vale ressaltar a divisão 1, a qual será amplamente utilizada neste trabalho, e a divisão 2, que trata de algumas regras alternativas sendo muito mais complexas.

Nacionalmente há a norma regulamentadora NR-13 (2022) a qual estabelece requisitos mínimos para a gestão da integridade estrutural de caldeiras, vasos de pressão, suas tubulações de interligação e tanques metálicos de armazenamento nos aspectos relacionados à instalação, inspeção, operação e manutenção, visando a segurança e saúde dos trabalhadores. A empresa Petrobras também possui normas internas para o projeto de vasos de pressão como a N-253-K (2010) e a N1706-D (2011), específica para H<sub>2</sub>S.

Devido à possibilidade de falha, a conformidade com essas normas é essencial para garantir a segurança dos trabalhadores e prevenir acidentes. Sendo um componente bastante presente, o projeto otimizado seguindo as recomendações pode reduzir peso, custo, concentração de tensões e uso racional dos materiais envolvidos, e ainda assim garantir a segurança necessária. Além do mais, a otimização pode trazer benefícios como aumento do desempenho e monitoramento do nível de segurança adequado do projeto final.

Os vasos de pressão podem apresentar diferentes modos de falha. Dentre os principais previstos em normas estão a ruptura por corrosão ou por fadiga, a erosão por fluidos ou gases corrosivos internos, a sobrecarga (com o uso além dos limites especificados em projeto) e os vazamentos (que não comprometam a integridade estrutural). Dentre as técnicas usadas para detectar precocemente alguma eventual falha incipiente estão as inspeções visuais regulares, inspeção por partículas magnéticas, líquidos penetrantes, estanqueidade, e o teste hidrostático. Este último é um método de inspeção em que o vaso de pressão é preenchido com água ou outro fluido incompressível e submetido a uma pressão hidrostática maior que sua pressão de projeto. Esse teste é realizado para verificar a resistência do vaso e garantir que ele seja capaz de suportar a pressão pretendida sem vazamentos, falhas, trincas, soldas defeituosas ou qualquer outro tipo de dano.

### 1.1 Motivação

Devido à possibilidade de projetar-se diferentes dimensões de vasos de pressão com detalhes específicos (furos para as entradas e saídas das substâncias) há a possibilidade de otimizar este projeto com vistas ao aumento da segurança assim como redução dos custos finais. Devido às diversas restrições impostas por normas regulamentadoras, este projeto deve ser feito respeitando estritamente estes regulamentos, de forma que o projeto final não perca sua segurança. O uso de algoritmos metaheurísticos permite executar esta tarefa de forma simples e com certa garantia de robustez, visto que os tipos de problemas encontrados no dia-a-dia são fortemente não lineares, com múltiplas

restrições e com variáveis de projeto que são na sua maioria não contínuas, justificando o emprego deste tipo de ferramenta.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho visa otimizar um vaso de pressão específico utilizando-se o algoritmo metaheurístico *Gravitational Search Algorithm* (GSA) indicado na literatura por possuir características de otimizador global relevantes. Na otimização se tomará como restrição as recomendações presentes no código ASME Seção VIII, Div.1 (2019). Se partirá da codificação do algoritmo em linguagem Matlab (2012) para posteriormente validar o mesmo com exemplos *benchmark* da literatura e finalmente projetar o vaso de pressão em estudo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para a otimização de vasos de pressão um novo algoritmo hibridizado entre o *Grey-Wolf Optimization* (GWO) e o *Whale Optimization algorithm* (WOA) foi proposto por Mohammed e Rashid (2003). Eles afirmam que o novo algoritmo contorna os problemas do fraco refinamento de solução pelo algoritmo WOA assim como a alta performance do GWO que o torna menos global. São comparadas as suítes de exemplos do CEC2005 e do CEC2019\_a a partir da comparação dos P-valores das comparações entre o novo algoritmo e os algoritmos individuais e outras hibridizações, indicando que estes ficavam atrás do novo algoritmo. Por fim, o exemplo clássico *benchmark* de vaso de pressão é otimizado e comparado, onde o novo algoritmo chega aos mesmos resultados indicados como ótimo pela literatura.

Hassan et al., 2014, fazem uma otimização de um vaso de pressão com 4 variáveis de projeto e 4 restrições utilizando um algoritmo metaheurístico ACO (*Ant Colony Optimization*). As variáveis foram o raio do vaso, o comprimento do mesmo, a espessura das calotas externas e a espessura da casca do cilindro. Entre as restrições estavam os valores adotados pelas variáveis de projeto, o volume final do vaso, a tensão circunferencial máxima e a tensão longitudinal máxima. Eles concluíram que o ACO teve melhores resultados em encontrar ótimos globais do que métodos tradicionais. Os resultados do vaso otimizado foram checados com um modelo em elementos finitos que identificou que o vaso foi projetado satisfatoriamente.

Um projeto otimizado de um vaso de pressão horizontal foi proposto por Arunkumar et al., 2020. Foi utilizado *software* comercial para a o processo de otimização, o Ansys. Os requerimentos da ASME seção VIII, divisão 1 são levados em conta. Foi salientada a importância da escolha do formato das calotas do vaso, posicionamento dos furos de entradas e saídas do vaso, assim como posicionamento dos apoios do vaso horizontal. No seu estudo, concluem que o uso de uma calota toro-esférica diminuiu as tensões, quando se usaram os mesmos materiais e carregamentos. Também identificaram que posicionando as entradas e saídas do vaso nas paredes do cilindro, resultou em menores tensões finais no projeto. Por último, identificaram que os apoios precisam estar o mais afastados o possível do centro do cilindro para que o projeto possa ter tensões suficientemente baixas.

No mesmo sentido, Ke et al., 2016, explora o uso de um algoritmo metaheurístico de otimização da mosca da fruta (FFOA, *Fruit Fly Optimization*) no projeto ótimo do problema de vaso de pressão *benchmark* da literatura, relatando que o resultado encontrado pelo FFOA ficou superior aos resultados apresentados por outros algoritmos heurísticos.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 O algoritmo de Otimização por Procura Gravitacional (GSA – *Gravitational Search Algorithm*)

O algoritmo GSA foi inicialmente proposto por Rashedi et al. (2009). A ideia é usar a inteligência de enxame para fazer com que um conjunto de agentes de enxame busquem coletivamente a melhor resposta. Cada agente de busca exerce uma força gravitacional nos outros. No início, muitos agentes de busca são utilizados para interagir uns com os outros e explorar todo o espaço de busca antes de convergir para a área com o ótimo global. O método de monitoramento para o mecanismo de pesquisa é uma função chamada *Kbest* cujo valor é mantido alto para permitir a exploração do espaço de busca; caso contrário, seu valor é diminuído para levar ao refinamento local. Um valor de massa é atribuído a cada agente de pesquisa. O agente de pesquisa que tiver mais massa é considerado o melhor agente. Em comparação com outros agentes de busca, significa que o agente de busca em massa mais pesado tem melhores valores de ajuste. Devido ao princípio de gravidade e movimento, todos os outros agentes de busca estão, portanto, tentando ir na direção da maior massa, e a solução com a maior massa é considerada a melhor opção para a iteração atual.

A Figura 1 mostra a ideia do GSA onde estão representadas quatro soluções potenciais ( $O_1$  a  $O_4$ ) com massas diferentes. Assume-se um processo de maximização e as soluções com mais massa são consideradas com função objetivo mais elevada e que irá atrair as demais. Assim, para uma determinada iteração,  $O_3$  é a melhor solução até então (*gBest*) e  $O_4$  é a pior solução (*gWorst*). A solução  $O_1$  ajusta a sua posição com base na força que as outras soluções fazem sobre esta ( $F_{12}$ ,  $F_{13}$  e  $F_{14}$ ). No entanto, devido à componente de força significativa maior que  $O_3$  exerce, o vetor de movimento subsequente de  $O_1$  ( $F_1$ ) indica a movimentação do mesmo em uma direção levemente desviada de  $O_3$ .

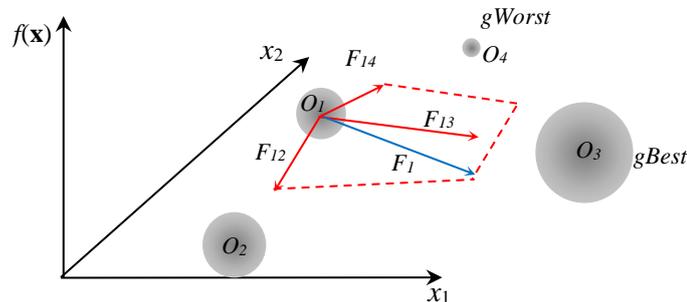


Figura 1 – Representação da atualização da posição de uma solução potencial ( $O_1$ ) no algoritmo GSA em um problema com duas variáveis de projeto.

Se houver  $P$  soluções potenciais, e o espaço de procura tiver dimensão  $d$ , o  $i$ -ésimo elemento da solução potencial  $X_i$  pode ser representada por

$$X_i = \{x_1^i, x_2^i, \dots, x_d^i\}^T \quad i = 1, 2, \dots, P \quad (1)$$

A atualização da posição vem dada por

$$X_i(t+1) = X_i(t) + V_i(t+1), \quad (2)$$

onde  $t$  representa a iteração, e  $V_i(t+1)$  representa a atualização da velocidade do agente  $i$ , que vem dada por

$$V_i(t+1) = rand \times V_i(t) + A_i(t), \quad (3)$$

onde  $A_i(t)$  é a aceleração da solução potencial  $i$  na iteração  $t$  e pode ser calculada por

$$A_i(t) = F_i(t)/M_i(t), \quad (4)$$

sendo  $F_i(t)$  e  $M_i(t)$  a força total e a massa total, respectivamente da solução potencial  $i$  na iteração  $t$ . A massa é calculada de forma

$$M_i(t) = m_i(t) / \sum_{j=1}^P m_j(t), \quad (5)$$

$$m_i(t) = \frac{f_i(t) - gWorst(t)}{[gBest(t) - gWorst(t)]}, \quad (6)$$

com  $gWorst(t) = f_i(t)$  e  $gBest(t) = f_i(t)$ . Além do mais, a força total  $F_i(t)$  é a força ponderada aplicada pelas  $KBest$  soluções potenciais escolhida aleatoriamente entre todas as soluções e dada por:  $F_i(t) = \sum_{j=1, j \neq i}^{KBest} rand \times F_{ij}(t)$ , com  $rand$  um número aleatório entre 0 e 1,  $F_{ij}$  a força exercida pela solução  $j$ -ésima na solução  $i$ -ésima e calculada pela lei da gravitação como:

$$F_{ij}^r(t) = G(t) \frac{[M_i(t) \times M_j(t)]}{[R_{ij}(t) + \epsilon]} [X_j(t) - X_i(t)], \quad (7)$$

E onde a quantidade dos melhores indivíduos selecionados aleatoriamente para exercer forças entre si,  $KBest$  é variado de forma linear com as iterações, como:

$$KBest(t) = final_{per} + \frac{1-t}{maxiter} \times (100 - final_{per}), \quad (8)$$

com  $maxiter$  o número máximo de iterações,  $final_{per}$  o percentual final de soluções potenciais que exercerão forças entre si.

### 3.2 Projeto e Requerimentos de Vaso de Pressão segundo a ASME Seção VIII

A seguir serão indicadas as principais restrições impostas pela ASME seção VIII, Divisão 1 assim como a N-253 da Petrobrás para o projeto de vasos de pressão cilíndricos. Por padronização, são utilizadas as definições referentes às espessuras do casco e dos tampos do vaso de pressão em acordo com a ASME Seção VIII (Groehs, 2014) indicadas na Figura 2(c):  $t_r$ , espessura equerida,  $C$  espessura corroída,  $t_p$  espessura de projeto,  $t_c$  espessura comercial.

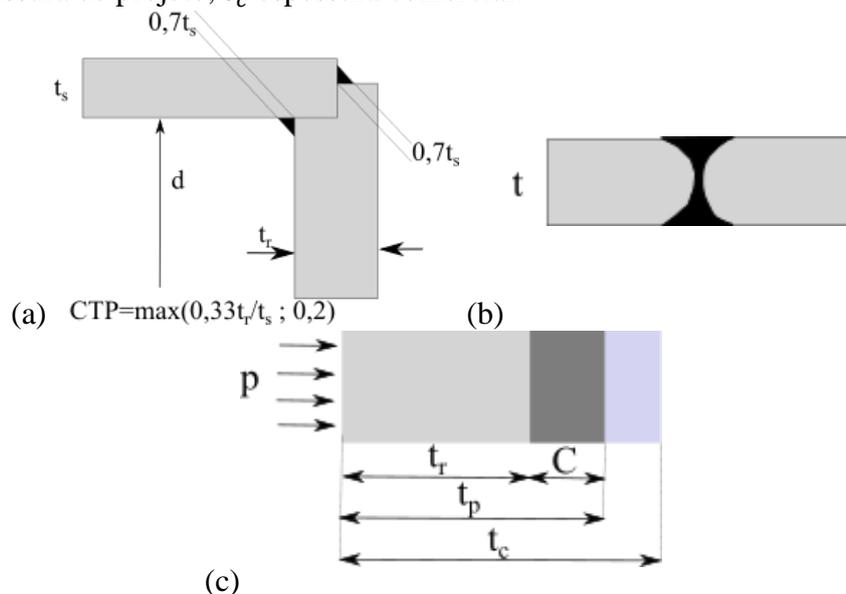


Figura 2 – (a) Solda de cordão duplo no tampo inferior. (b) Solda de topo de cordão duplo no casco. (c) Definições sobre espessuras.

As espessuras que são utilizadas no projeto são comerciais padronizadas pela ABNT, quais sejam (em cm): 0,63; 0,8; 0,95; 1,25; 0,60; 1,90; 2,24; 2,50; 3,15; 3,75; 5,00; 6,30; 7,50; 10,0.

### 5.2.3 Restrição para tensões circunferenciais e tensões axiais de cascos cilíndricos

Para as tensões circunferenciais, a ASME Seção VIII indica que se  $t_r \leq R/2$  então a espessura requerida deve ser tal que:

$$t_{rmin,c} \geq |p|R/(Es \sigma_{adm} - 0,6|p|), \quad (9)$$

onde  $Es$  representa o coeficiente de eficiência da solda (adotado 1,0 aqui). Caso  $t_r \geq R/2$  então:

$$t_{rmin,c} \geq R \left( \sqrt{\frac{Es \sigma_{adm} + 0,6|p|}{Es \sigma_{adm} - 0,6|p|}} - 1 \right), \quad (10)$$

Para as tensões axiais, a ASME Seção VIII indica que se  $t_r \leq R/2$  então a espessura requerida deve ser tal que:

$$t_{rmin,a} \geq |p|R/(2Es \sigma_{adm} + 0,4|p|), \quad (11)$$

e caso  $t_r \geq R/2$  então:

$$t_{rmin,a} \geq R \left( \sqrt{\frac{Es \sigma_{adm} + |p|}{Es \sigma_{adm}}} - 1 \right), \quad (12)$$

### 5.2.4 Restrição espessura mínima segundo a N-253 da Petrobrás.

Como as espessuras requeridas acima podem resultar em valores pequenos (finas), poderá ocasionar problemas de estabilidade estrutural ou de solda de forma que também o requerimento da Norma N-253 da Petrobrás deve ser atendido. Ela especifica que

$$t_{rmin,petro} \geq 0,25 + 0,0014D, \text{ com } t_r \geq 0,48 \text{ cm}, \quad (13)$$

sendo  $D$  e  $t_r$  dado em cm.

### 5.2.5 Restrição para tampos planos circulares soldados

Em tampos soldados, utiliza-se a expressão abaixo mostrada para calcular a espessura requerida pelo projeto, ou seja, a pressão  $p$  do projeto.

$$t_r = d \sqrt{\frac{C_{TP} p}{Es \sigma_{adm}}}, \quad (14)$$

onde  $C_{TP}$  é uma constante relacionada ao tipo de tampo (aqui neste trabalho 0,3). Contudo, o valor resultante da equação (11) não é suficiente, pois dada a natureza do equipamento e a possibilidade de ocorrer corrosão na parte interna do vaso, deve-se considerar uma sobre-espessura  $C$  para se ter a espessura de projeto, assim

$$t_p = t_r + C \quad (15)$$

### 5.2.6 Restrição para tampos planos circulares parafusadas

As restrições para planos circulares parafusados seguem as definições das variáveis que estão na Figura 3.

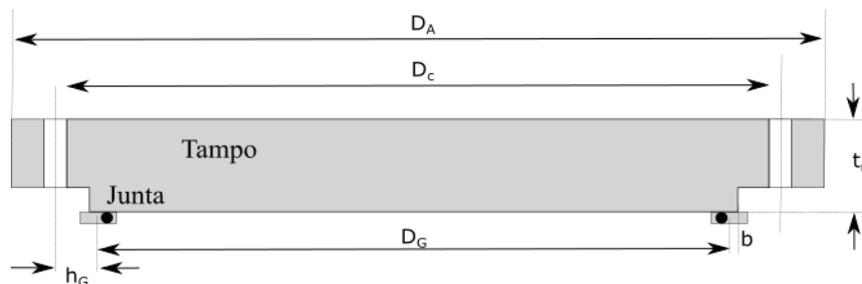


Figura 3 – Tampo plano aparafusado e sua simbologia.

A espessura requerida para resistir à operação  $t_{ro}$  é dada por:

$$t_{ro} = D_G \sqrt{C_{TP}|p|/\sigma_{adm}E_s + 1,9F_{m1}h_g/\sigma_{adm}E_s D_G^3}, \quad (16)$$

onde  $F_{m1}$  é a força no parafuso, descrita adiante. A espessura requerida para assentamento da junta na temperatura ambiente  $t_{ra}$  é dada por:

$$t_{ro} = D_G \sqrt{1,9F_{w2}h_g/\sigma_{adm}E_s D_G^3}, \quad (17)$$

onde  $D_G$  está na Figura 3,  $F_{w2}=F_{m1}$  neste trabalho. E ao final, a espessura neste item fica sendo  $t_r = \max(t_{ro}, t_{ra})$ .

### 5.2.7 Restrição de projeto de volume mínimo

Esta restrição é função do volume desejado para o vaso e depende de cada caso. Em geral assume-se que:

$$V \geq V_{min} \quad (18)$$

## 4 METODOLOGIA

Neste trabalho será feita a validação do algoritmo GSA com um exemplo simples *benchmark* da literatura e posteriormente será feita a otimização de um caso real de um vaso de pressão para ser aplicada em sistema que visa envelhecer diversos tipos amostras, ao serem expostos à uma pressão máxima de 60 bar, temperatura de 150°C e ambiente com  $H_2S$ .

Ainda como requisito a capacidade do vaso deve ser de 2 litros. Assim temos as considerações iniciais para o projeto resumidos na Tabela 1.

Tabela 1 – Considerações Iniciais do problema real.

<b>Pressão Máxima [bar]</b>	<b>60</b>
<b>Temperatura [°C]</b>	150
<b>Ambiente</b>	$H_2S$
<b>Volume [L]</b>	2,0

Na configuração acima apresentada, uma possibilidade inicial de uso material será o SA-285 Grau A, cuja composição é mostrada na Figura 4, retirada diretamente do *site* da AAS.

## Chemical Requirements

\*Elements represented in percentage

Element Composition %	SA 285 Gr A	SA 285 Gr B	SA 285 Gr C
<b>Carbon, max</b>	0.17	0.22	0.28
<b>Manganese, max</b>			
Heat analysis	0.90	0.90	0.90
Product analysis	0.98	0.98	0.98
<b>Phosphorus, max</b>	0.025	0.025	0.025
<b>Sulfur, max</b>	0.025	0.025	0.025

Figura 4 – Composição química do aço SA-285.

(Fonte: American Alloy Steel, Disponível em: <https://www.aasteel.com/sa-285/>)

O aço escolhido a priori para início das análises tem como propriedades mecânicas uma tensão de ruptura ( $\sigma_r$ ) variando entre 310 e 450 MPa e a tensão de escoamento ( $\sigma_e$ ) de 165 MPa, a Figura 5, apresenta os dados citados.

## Tensile Requirements

	SA 285 Gr A ksi(MPa)	SA 285 Â Gr B ksi (MPa)	SA 285 Gr C ksi (MPa)
Tensile strength	45-65 (310-450)	50-70 (345-485)	55-75 (380-515)
Yield strength, min	24 (165)	27 (185)	30 (205)
Elongation in 8Â in. or (200Â mm), min, %	27	25	23
Elongation in 2Â in. or (50Â mm), min, %	30	28	27

Figura 5 – Propriedades mecânicas do aço SA285.

(Fonte: American Alloy Steel, Disponível em: <https://www.aasteel.com/sa-285>)

Com estes dados, montou-se um arquivo *Matlab* para ser usado em conjunto com o algoritmo de GSA, nele definimos a função objetivo e suas restrições para otimização. Para a função objetivo, ou seja, função a qual queremos minimizar, escolhemos uma função do custo de produção do vaso, levando em conta o custo do material em si (R\$/kg) e o custo para realização das soldas necessárias para construção do vaso.

Assim, a equação do custo total ( $C_{total}$ ) fica da seguinte forma:

$$C_{total} = C_{peso} + C_{solda} \quad (19)$$

$$C_{peso} = V \left( \left( \frac{\pi(R+tcc)^2}{4} - \frac{\pi R^2}{4} \right) L\rho + 2 \left( \frac{\pi R^2}{4} \right) L\rho \right) \quad (20)$$

$$C_{solda} = G(160\pi(2R + tcc + 2Rb + trb + L)), \quad (21)$$

onde,  $V$  é o valor do quilograma do aço (R\$ 80,00 /kg),  $G$  o valor do cordão de solda por seu comprimento, aproximadamente R\$ 80,00 por metro de solda. Contudo, outros valores não serão considerados no cálculo, como pode ser perceptível, valores como custo de mão de obra, encargos sociais e outros valores. Assim o custo de matéria prima sendo o único custo apresentado e minimizado neste trabalho.

Com a função objetivo definida, devemos definir as restrições presentes que vão limitar os resultados. A primeira das restrições trata da tensão circunferencial no casco, segundo Groehs, as Equações (9) e (11), porém a equação de restrição fica como abaixo;

$$g_1 = 1 - \frac{t_{rc}}{t_{rmin,c}}, \quad (22)$$

onde  $t_{rc}$  é a espessura requerida comercial e  $t_{rmin}$  o valor mínimo para atender as tensões circunferenciais. Espera-se que o resultado dessa equação seja negativo, pois, com a minimização da função objetivo, a razão de espessura comercial do casco pela espessura mínima deve ser maior do que a unidade.

A segunda das restrições, Equação (23), trata do cálculo da espessura mínima requerida pelo projeto, que é realizado através das Equações (14) e (15), dada a condição citada para a espessura. Assim, semelhante à primeira restrição apresentada, utilizamos uma equação idêntica à Equação (22) para avaliar o resultado obtido, e da mesma forma caso o resultado seja negativo é o resultado esperado que atende ao requerido.

$$g_2 = 1 - \frac{t_{rc}}{t_{rmin,a}} \quad (23)$$

onde  $t_{rmin}$  o valor mínimo para atender as tensões axiais. A terceira das restrições é, mais uma vez, o cálculo da espessura requerida do projeto, contudo para esta restrição é considerada a norma N-253 da Petrobras. Esta norma reguladora é para cálculo de vasos de pressão e aceita por tal entidade. Dito isto, a Equação (13) é utilizada e assim como as outras duas restrições anteriores, utiliza-se a equação (24), que em suma funciona exatamente como as Equações (22) e (23) para a avaliação de seu resultado.

$$g_3 = 1 - \frac{t_{rc}}{t_{rmin,petro}} \quad (24)$$

As próximas duas restrições a serem enunciadas tratam dos tampos inferior e superior do vaso. O tampo inferior será soldado ao casco, logo, o cálculo de sua espessura mínima é realizado pela Equação (14), enquanto a Equação (15), que leva em conta a espessura corroída, sendo considerada como uma fração da espessura do casco. Este cálculo realizado tem seu resultado avaliado através de uma equação análoga a (22), (23) e (24).

Para o tampo superior, há uma consideração a mais a ser feita, pois este é parafusado ao casco. Através do algoritmo do Matlab avaliamos a espessura deste tampo, enquanto para o dimensionamento do parafuso adequado, realizou-se de forma analítica no programa Excel.

Primeiramente realizamos o cálculo do carregamento ao qual os parafusos estarão sujeitos, realizado através da Equação (25).

$$F_m = (0,785D_g^2P) + (2b\pi D_g mP), \quad (25)$$

onde,  $b$  é a largura do assentamento para um *O-Ring*, ou seja, a vedação a ser utilizada (3,87 mm) e  $m$  é o fator de operação da junta, no caso foi considerado como uma unidade.

Com este resultado devemos obter a área mínima para resistir a carga, obtida pela Equação (26).

$$A_m = \frac{F_m}{\sigma_{admp}}, \quad (26)$$

onde,  $\sigma_{admp}$  é a tensão admissível do material do parafuso (para o material consideramos 169 MPa).

Com a área mínima resistiva, precisamos definir o diâmetro do parafuso e quantos serão necessários, para isto se utiliza a Equação (27), realizada para cada diâmetro primitivo dos parafusos entre M3 e M14.

$$N_p = \frac{4A_m}{\pi D_n^2} \quad (27)$$

Tabela 2 – Relação de diâmetros de núcleo de parafusos e suas quantidades necessárias.

$D_n$ [mm]	$D_n$ [m]	$N_p$	$N_p$ Abs.
<b>2,59</b>	0,00259	69,26512	70
<b>3,01</b>	0,00301	51,28391	52
<b>3,42</b>	0,00342	39,72482	40
<b>3,87</b>	0,00387	31,0236	32
<b>4,33</b>	0,00433	24,78211	25
<b>5,15</b>	0,00515	17,51861	18
<b>6,15</b>	0,00615	12,28468	13
<b>6,91</b>	0,00691	9,731012	10
<b>7,91</b>	0,00791	7,426106	8
<b>8,67</b>	0,00867	6,181245	7
<b>10,44</b>	0,01044	4,262978	5
<b>12,21</b>	0,01221	3,116612	4

A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos pela Equação (27). Com base nestes resultados, optou-se por oito parafusos M8.

A última das restrições é com relação ao volume mínimo que é baseado no volume requerido pelo projeto, assim montamos uma equação análoga a Equação (23), que avalia o volume da mesma maneira. Como indicado na Equação (28).

$$g_5 = 1 - \frac{Volume}{V_{min}} \quad (28)$$

Com os dados resultantes do algoritmo citado, os utilizamos para modelar no *software Ansys Mechanical APDL* um vaso com tais características a fim de realizar uma avaliação de elementos finitos do vaso projeto.

## 5 RESULTADOS

### 5.1 Validação do Projeto Otimizado de Vaso de Pressão *Benchmark* da Literatura

O problema é projetar um vaso de pressão, cujo objetivo é conter líquidos ou gases. Pretende-se minimizar o custo de fabricação através da otimização das variáveis de projeto da dimensão do vaso, entretanto não se pode obter uma minimização absoluta, uma vez que se tem que atender algumas restrições que definem a segurança, e restrições físicas do projeto do vaso. O problema foi idealizado por Sandgren, 1990. Há quatro variáveis de interesse neste exemplo, o qual é utilizado na literatura como uma espécie de *benchmark* para utilização de novos algoritmos de otimização.

O casco deve ser dividido em duas metades, em chapa laminada, que são unidas por duas soldas longitudinais para formar um cilindro. A Figura 6 mostra o desenho para este vaso de pressão. Cada calota é forjada e depois soldada ao casco pelo seu perímetro. Todas as soldas são de topo simples com uma tira de apoio. O material utilizado no recipiente é o aço carbono ASME SA 203, grau B com tensão limite de 960 MPa, tensão de escoamento de 540 MPa, e, portanto, um coeficiente de segurança de 1,78, e módulo elástico de 200GPa. O equipamento de laminação disponível limita o comprimento do invólucro a um máximo de 240 in (6,096 m). O vaso de pressão deve ser um tanque de armazenamento de ar comprimido com uma pressão de trabalho de 3000 psi (20,68 MPa) e um volume mínimo de  $1,296 \times 10^6 \text{ in}^3$  (21,24 m<sup>3</sup>). A norma utilizada é a ASME Seção VIII (2019) para caldeiras e vasos de pressão. A espessura do cilindro e das calotas deverá ter uma espessura padrão, múltiplo inteiro de 0,0625 in (0,001587 m). A espessura do casco e do tampo não deve exceder 2 in (0,0508 m). A espessura do casco não deve ser inferior a 1,1 in (0,0279 m) e a espessura das calotas não deve ser inferior a 0,6 in (0,0152 m). Para formular o problema, é necessário desenvolver um modelo para estimar o custo e as limitações impostas às espessuras mínimas do casco e do tampo que devem ser determinadas a partir dos códigos ASME. Para fins de comparação direta, sem perdas de arredondamento, não serão feitas as conversões das unidades para o SI, mantendo-se os valores no sistema Inglês. O custo é uma combinação de custos de solda, custos de material e de conformação e custos fixos. Os custos fixos não são considerados, uma vez que mudam pouco à medida que o projeto é modificado. O custo de solda é estimado multiplicando o custo médio por massa de material depositado de solda  $C_w = 8 \text{ \$/lbm}$  (17,64\$/kg) pela massa do material de solda necessário. A solda é considerada como uma única a 60° de topo. O custo de solda ( $C_{s1}$ ) longitudinal do cilindro é dado como:

$$C_{s1} = V_1 \times \rho \times C_w, \quad (29)$$

com  $V_1 = \pi \left( \frac{t_{cil}}{\cos 30^\circ} \right)^2 \left( \frac{60}{360} \right) \times L \times 2$ ,  $t_{cal}$  é a espessura do cilindro e  $\rho$  a densidade do aço 490,06 lbm/ft<sup>3</sup> (7850 kg/m<sup>3</sup>). Para o custo das soldas das calotas ( $C_{s2}$ ):

$$C_{s2} = V_2 \times \rho \times C_w, \quad (30)$$

com  $V_2 = \pi \left( \frac{t_{cal}}{\cos 30^\circ} \right)^2 \left( \frac{60}{360} \right) \times 4 \times R \times \pi$  e  $t_{cal}$  é a espessura da calota. Portanto o custo total é:

$$C_s = C_{s1} + C_{s2} = 3,1611 \times t_{cil}^2 \times L + 19,8621 \times R \times t_{cal}^2, \quad (31)$$

Os custos totais, de soldagem material ( $C_T$ ) é formado combinando os dois custos, e vem dado por:

$$C_T = 2\pi C_s R t_{cil} L + 2\pi C_h R^2 t_{cal} = 0,6224 \times R \times L \times t_{cil} + 1,7781 \times R^2 \times t_{cal}, \quad (32)$$

onde  $C_s = 0,35$  \$/lbm (0,77 \$/kg) é o custo para chapas laminadas (cilindro) e  $C_h = 1,0$  \$/lbm (2,20 \$/kg) é o custo para chapas forjadas (calotas). Assim, a função objetivo final (custo total) a ser minimizada, assumindo  $x = \{x_1, x_2, x_3, x_4\}^T = \{t_{cil}, t_{cal}, R, L\}^T$ , é:

$$f(x) = 0,6224x_1x_3x_4 + 1,7781x_3^2x_2 + 3,1611x_1^2x_4 + 19,8621x_3x_1^2, \quad (33)$$

As restrições para o problema são a espessura mínima das paredes do vaso ( $t_{cil}$  e  $t_{cal}$ ) que devem ser múltiplas inteiras de 0,0625 in ( $1,1$  in  $\leq t_{cil} \leq 2$  in e  $0,6$  in  $\leq t_{cal} \leq 2$  in), o raio do cilindro que deve ser superior a 10 in, comprimento final ( $L$ ) que deve ser inferior a 240 in, o volume do vaso que deve ser maior ou igual a  $1,296 \times 10^6$  in<sup>3</sup>, tensão longitudinal ( $\sigma_L \leq \sigma_{lim}$ ) e tensão circunferencial ( $\sigma_c \leq \sigma_{lim}$ ). Como apresentado em Sandberg, 1990, estas restrições podem ser expressas por  $g_1$  restrição das tensões longitudinais ( $t_{cil}/R$  limitado pela ASME-08),  $g_2$  restrição das tensões circunferenciais ( $t_{cal}/R$  limitado pela ASME-08),  $g_3$  restrição do volume total do cilindro e  $g_4$  uma restrição do comprimento  $L$  do cilindro:

$$\begin{aligned} g_1(x) &= -x_1 + 0,0193x_3 \leq 0, \\ g_2(x) &= -x_2 + 0,00954x_3 \leq 0 \\ g_3(x) &= \pi x_3^2 x_2^2 + \left(\frac{4}{3}\right) \pi x_3^2 \leq 1296000 \text{ in}^2 \\ g_4(x) &= x_4 \leq 240 \text{ in} \end{aligned} \quad (34)$$

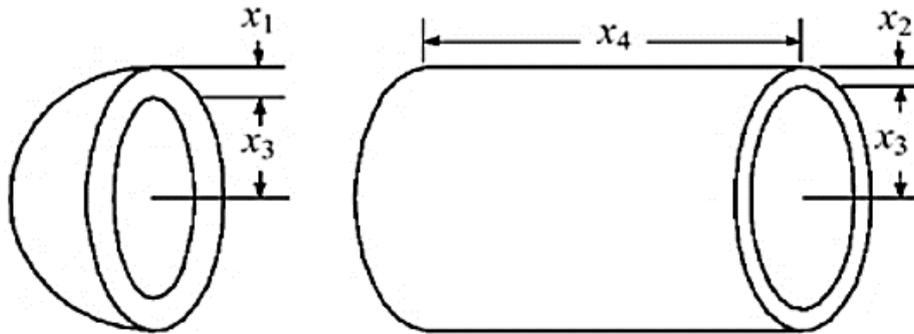


Figura 6 – Variáveis de Projeto do Problema *benchmark* do vaso de Pressão.

Este problema é bastante empregado para demonstrar as capacidades dos algoritmos heurísticos, visto que o resultado obtido pelo trabalho original (Sandgren, 1990) utiliza um algoritmo de programação inteira, cujo resultado final foi posteriormente suplantado por outros algoritmos metaheurísticos.

A Tabela 3 mostra o melhor resultado obtido pelo algoritmo GSA após 20 inicializações independentes, indicando que obteve um resultado levemente melhor que os de Fu et al. (1991), Sandgren (1990), Kanman e Kramer (1994). O valor médio das 20 simulações foi de \$7222,27, desvio padrão de \$33,43 e valor máximo da função objetivo de \$7298,65.

A Figura 7 mostra o valor da função objetivo ao longo das iterações para a melhor solução encontrada. A Figura 8 mostra para a solução final das iterações, os valores das variáveis de projeto e das funções objetivo da população final.

Tabela 3 – Solução e variáveis de projeto ótimas comparativo com diversos autores.

Variável	Significado	Projeto Inicial	Fu et al. GA [3]	Sandgren (BBA) [1]	Kanman e Kramer (ALM) [2]	Solução discreta pelo GSA neste trabalho
$x_1(t_{cil})$	Espessura do cilindro (in), múlt. de 0,0625 in	1,25	1,125	1,125	1,125	1,125 (18×0,0625)
$x_2(t_{cal})$	Espessura da calota (in), múlt. de 0,0625 in	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625 (10×0,0625)
$x_3(R)$	Raio do cilindro (in)	50,0	43,381	48,97	58,291	58,299
$x_4(L)$	Comprimento do vaso (in)	120,0	111,74	106,72	43,690	43,649
$g_1(x)$	Restrição tensão circunferencial	0,285	-0,170	-0,179	-0,000294	-0,0001734
$g_2(x)$	Restrição de tensão longitudinal	0,148	-0,262	-0,1578	-0,069	-0,06883
$g_3(x)$	Restrição de volume final	1700 79	-0,534	-97,90	-0,138	-59,11
$g_4(x)$	Restrição de comprimento	120	-1,1046	-133,284	-196,225	-196,20
$f(x)$	Função Objetivo (Custo, \$)	9590, 7	8048,6	7982,5	7198,2	7197,90

[1] Branch and Bound Algorithm (Sandgren, 1990), [2] Augmented Lagrange Multiplier (Kannan e Kramer, 1994), [3] Genetic Algorithm (Fu et al., 1991).

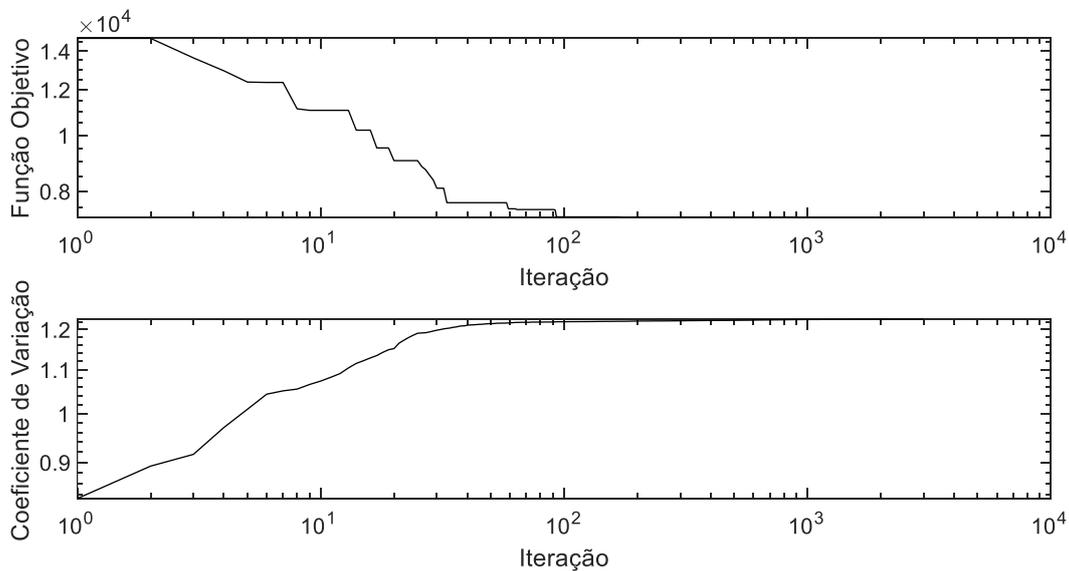


Figura 7 – Função objetivo ao longo das iterações.

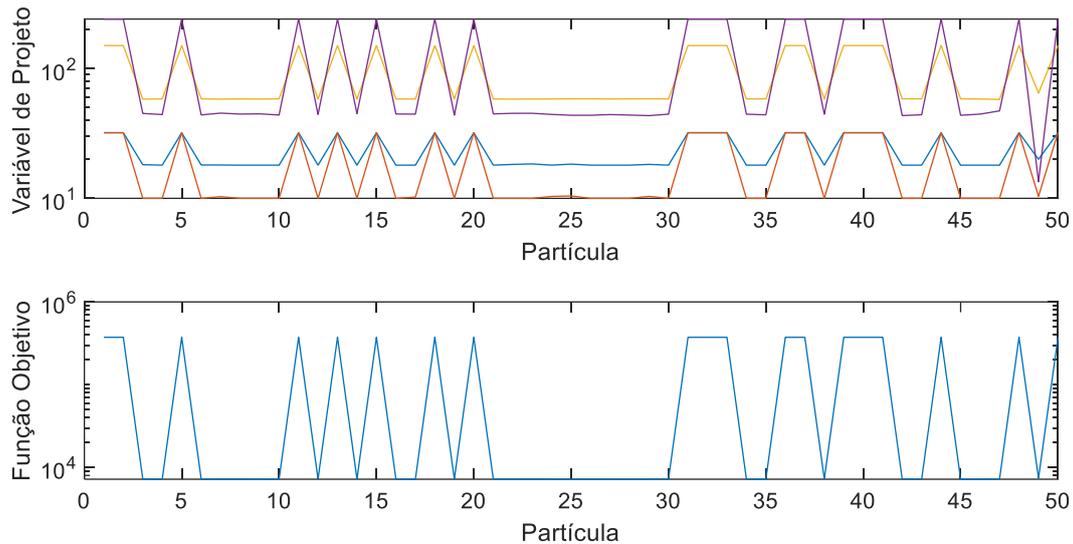


Figura 8 – Variáveis de Projeto e valores das funções objetivo para a última iteração do melhor resultado.

## 5.2 Projeto de Vaso de Pressão Real segundo a ASME Seção VIII (2019)

O vaso de pressão que se deseja projetar e otimizar é cilíndrico, soldado na linha axial do casco, soldado no tampo inferior e parafusado no tampo superior. Possui também um bocal superior por onde se tem acesso. Há o requerimento de que o volume seja de ao menos 2 litros. O material empregado no projeto é o aço tipo SAE 285 Grau A, grupo 1, com  $\sigma_r=31000$  N/cm<sup>2</sup> e  $\sigma_e=16500$  N/cm<sup>2</sup>, como indicado na seção 4. Irá operar a 150°C, tendo, portanto, tensões admissíveis de  $\sigma_{adm}=7100$  N/cm<sup>2</sup>. Na solda do tampo inferior, prevê-se solda em filete interno e externo como no tipo 6, indicado na Figura 2(a) e no casco, de topo com cordão duplo, como indicado na Figura 2(b).

Utilizando os dados mencionados anteriormente no algoritmo no Matlab, assim resolvendo o problema de otimização do vaso real, na configuração estabelecida temos os seguintes resultados.

Tabela 4 – Solução e variáveis de projeto ótimas gerados pelo algoritmo GSA no Matlab.

<b>Volume final do vaso [L]</b>	2,037
<b>Altura final do vaso [m]</b>	0,259
<b>Raio Interno requerido [m]</b>	0,05
<b>Espessura Comercial Corroída do Casco Vaso [m]</b>	0,0248
<b>Espessura Comercial do tampo [m]</b>	0,02899
<b>Custo de Produção [R\$]</b>	780,00
<b>Tensão Circunferencial no Casco [MPa]</b>	156
<b>Tensão Axial no Casco [MPa]</b>	48,5

Vê-se através dos resultados apresentados, que o volume final é ligeiramente maior que o requerido no projeto, contudo aceitável para o caso, assim como o restante dos dados. Isto deve-se ao fato das espessuras das amostras serem valores discretos comerciais.

Além destes resultados podemos ver por meio da Figura 9 alguns gráficos, o qual o primeiro deles nos apresenta o valor da função objetivo ao longo das iterações, o gráfico seguinte apresenta o coeficiente de variação do problema em função das iterações, por fim temos o valor das variáveis de projeto e da função objetivo para cada partícula utilizada pelo GSA.

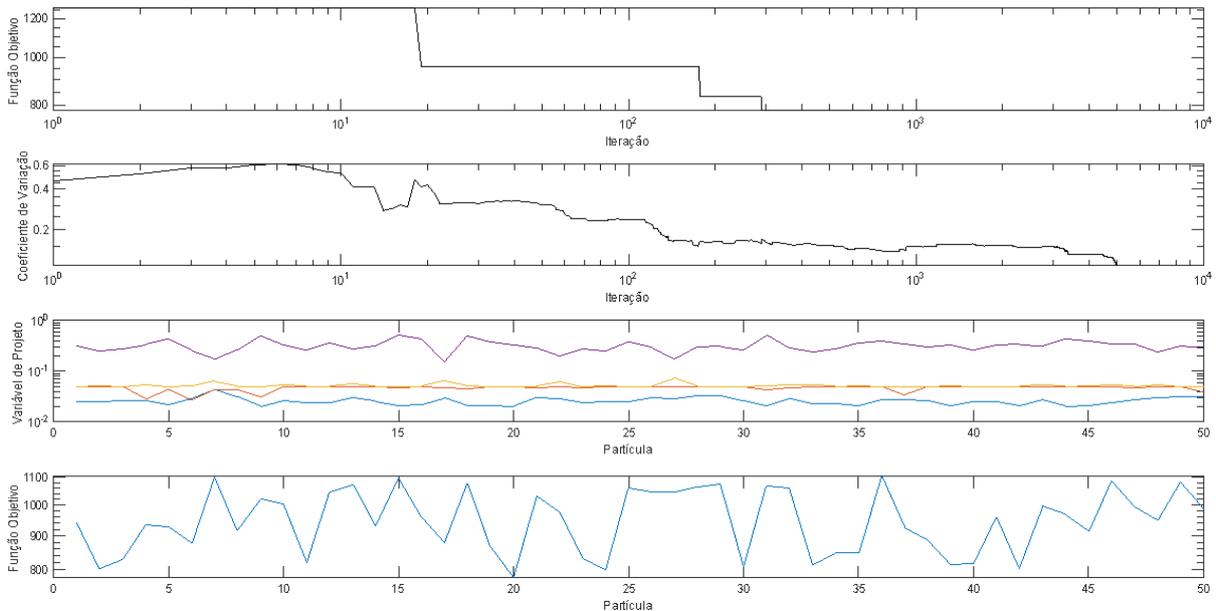


Figura 9 – Variáveis de Projeto e valores das funções objetivo para a última iteração do melhor resultado.

Com os dados obtidos e aqui apresentados através da Tabela 4, foi-se gerado um modelo no *software Ansys Mechanical APDL Student*, o qual serviu para realizarmos uma análise de elementos finitos sobre o vaso calculado.

Assim, geramos o modelo, considerando o casco e o tampo, assim como as furações para os parafusos M8, para tal foi utilizado o diâmetro médio destes itens, e um ressalto com uma furação por onde haverá controle do ambiente interno do vaso. A Figura 10, apresenta, não apenas o modelo gerado pelo APDL, mas também a sua subdivisão para a realização da malha de elementos finitos.

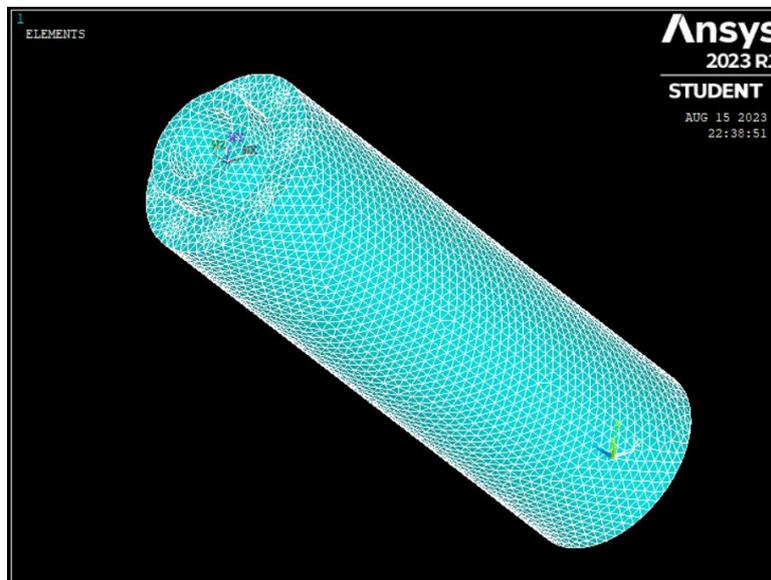


Figura 10 – Malha do vaso de pressão modelado no Ansys 2023 R1 Versão estudantil, com os elementos finitos.

No total o modelo contém 65596 elementos finitos do tipo SOLID187, perfazendo um total de 102915 nós. Há aproximadamente 5 elementos finitos na espessura do vaso. Esta malha foi considerada suficiente para a avaliação das tensões internas no vaso. A condição de contorno aplicada foi de apenas apoio simples na base do tampo inferior e uma pressão uniforme é aplicada nas paredes

internas do vaso de forma gradativa até a pressão final desejada (análise não linear geométrica e física feita automaticamente pelo software).

Com o modelo e a malha gerada aplicou-se a pressão interna de 60 bar e gerou-se o resultado considerando a teoria da máxima energia de distorção ou teoria de von Mises. Na Figura 11 podemos ver as tensões calculadas de forma gráfica em cores sobre o modelo.

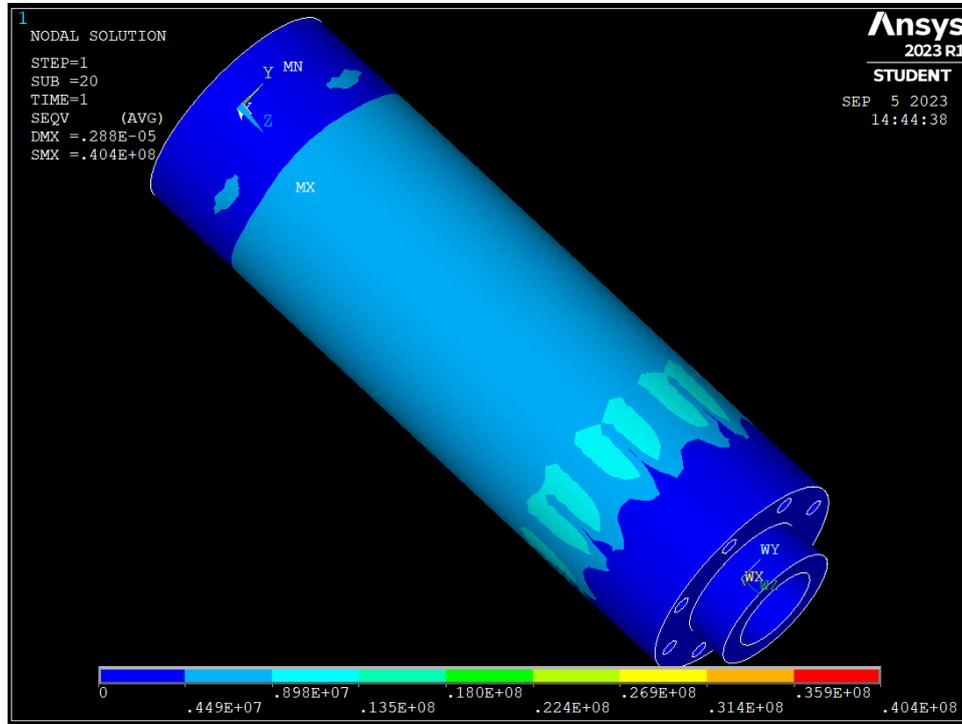


Figura 11 – Vaso de pressão modelado no Ansys 2023 R1 Versão estudantil, com visualização das tensões de von Mises.

Na Figura 11, podemos ver no ponto mais avermelhado o ponto de máxima tensão de von Mises, no caso a maior tensão no vaso será de 42,4 MPa, apresentado na figura como sendo SMX. Outros gráficos referentes às tensões axiais, circunferenciais e de cisalhamento estão no apêndice deste trabalho, Figura A.1, Figura A.2 e Figura A.3.

Uma das considerações finais necessárias para a finalização do projeto é avaliar o coeficiente de segurança, que nos apresenta uma relação entre a tensão de escoamento do material e da carga máxima de von Mises calculada.

$$C.S. = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{vM}} = \frac{71 [MPa]}{42,4 [MPa]} = 1,67 \quad (35)$$

Pode-se observar pela Equação (35) que o coeficiente de segurança para este vaso de pressão é de 1,67, mesmo com um valor aparentemente pequeno é suficiente para garantir a segurança e integridade do vaso. Afinal, todos os requisitos das normas foram atendidas e os passos sugeridos por ela foram seguidos.

## 6 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou um estudo de um vaso de pressão com a intenção de aplicação real. Para isso, utilizou-se de métodos numéricos e computacionais para encontrar um vaso que obedecesse a certos critérios para uso, mas que possuísse um valor de custo de material minimizado. Com isto em

mente apresentamos o método de minimização numérica GSA que foi incorporado na primeira etapa deste trabalho, da qual os resultados foram utilizados para modelar um vaso no Ansys para, assim, confirmar e verificar se as condições requeridas foram atendidas.

O vaso aqui apresentado é especificado de forma a atender as normas vigentes, embora ainda precise ser fabricado o protótipo ou o vaso final, se pode chegar à conclusão de que o vaso não falhará devido às tensões atuantes, pois como mostrado na Equação (26) o coeficiente de segurança (C.S.) deste equipamento é de 1,67

Para o vaso, nas considerações de valores o custo esperado de material e unicamente de material é de R\$ 780,00.

## **6.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Para futuros trabalhos há duas linhas de continuidade que se pode seguir. A primeira delas é uma melhora no algoritmo utilizado a fim de otimizar o problema apresentado com uma maior exatidão. A segunda linha a ser seguida, e mais complexa, é utilizar o caso específico aqui apresentado para criar ou modificar o algoritmo de forma a realiza considerações mais gerais, ou seja, através da definição do problema, o algoritmo realizar cálculos e simulações que possibilitem a verificação dos outros casos, como tampos diferentes a aquele apresentado e utilizado neste trabalho, em suma considerar as diferentes configurações possíveis de acordo com as normas vigentes.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arunkumar, S.; Moorthy, P. R. E.; Karthik, N. “**Design optimization of horizontal pressure vessel**”. *Materials Today: Proceedings* 26, 1526-1531. 2020. DOI:10.1016/j.matpr.2020.02.314

ASME 2019 **ASME Boiler and Pressure Vessel Code**, Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1. US:The American Society of Mechanical Engineers. 2019.

Fu, J., Fenton, R. G., Cleghorn, W. L., “**A mixed integer-discrete continuous programming method and its application to engineering design optimization**”, *Engineering Optimization*, 17, pp. 263-280. 1991.

Groehs, A. G. “**Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão**”, 2ª. Edição. Ed. Unisinos, 2014.

Hassan, S.; Kumar, K.; Raj, C. D.; Sridhar, K. “**Design optimization of pressure vessel using metaheuristic approach**”. *Applied Mechanics and Materials Vols 465-466*, pp 401-406. 2014. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.465-466.401

Kannan, B. K., Kramer, S. N., “**An augmented Lagrange multiplier based method for mixed integer discrete continuous optimization and its applications to mechanical design**”. *J Mech Des. Trans.*, 116, pp. 318-320. 1994.

Ke, X.; Zhang, Y.; Li, Y.; Du, T. “**Solving design pressure vessel engineering problem using a fruit fly optimization algorithm**”. *International Journal of Simulation Systems, Science & Technology*, V.17, No. 4. 2016. DOI: 10.5013/IJSSST.a.17.43.05

Ministério do Trabalho e Previdência. **Norma Regulamentadora. “NR 13-Caldeiras, vasos de pressão, tubulações e tanques metálicos de armazenamento**”. Ministério do Trabalho e Previdência, Brasil, 2022. Acessado em 01/05/2023. <<https://www.gov.br/trabalho-e-previdencia/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/ctpp/arquivos/normas-regulamentadoras/nr-13-atualizada-2022-retificada.pdf>>

Mohammed, H. M.; Rashid, T. A. “**A novel hybrid GWO with WOA for global numerical optimization and solving pressure vessel design**”. *Journal: Neural Computing and Applications*, 2020. DOI: 10.1007/s00521-020-04823-9

Petrobrás. N-0253 – **Projeto de vaso de Pressão**. SC-02, Caldeiraria. Comissão de Normalização Técnica, 12/2010.

Petrobrás. N-1706 – **Projeto de vaso de Pressão para serviço com H<sub>2</sub>S Úmido em unidades de refino de petróleo**. SC-02, Caldeiraria. Comissão de Normalização Técnica, 06/2011.

Rashedi, E., Nezamabadi-Pour, H., Saryazdi, S. “**GSA: a gravitational search algorithm.**” *Information Sciences*, 179:2232-2248, 2009. DOI: 10.1016/j.ins.2009.03.004

Sandgren, E. 1990. “**Nonlinear Integer and Discrete Programming in Mechanical Design Optimization**”. *ASME Journal of Mechanical Design* 112:223–229.DOI: 10.1115/1.2912596

## APÊNDICE

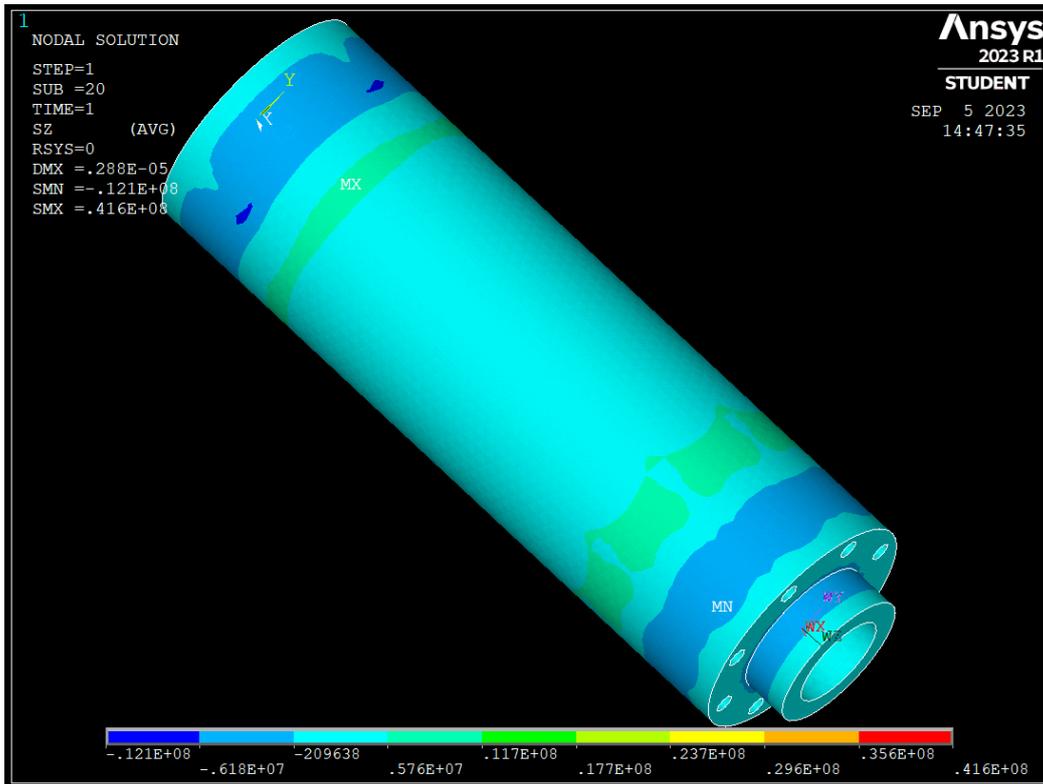


Figura A.1 – Tensões axiais no vaso de pressão.

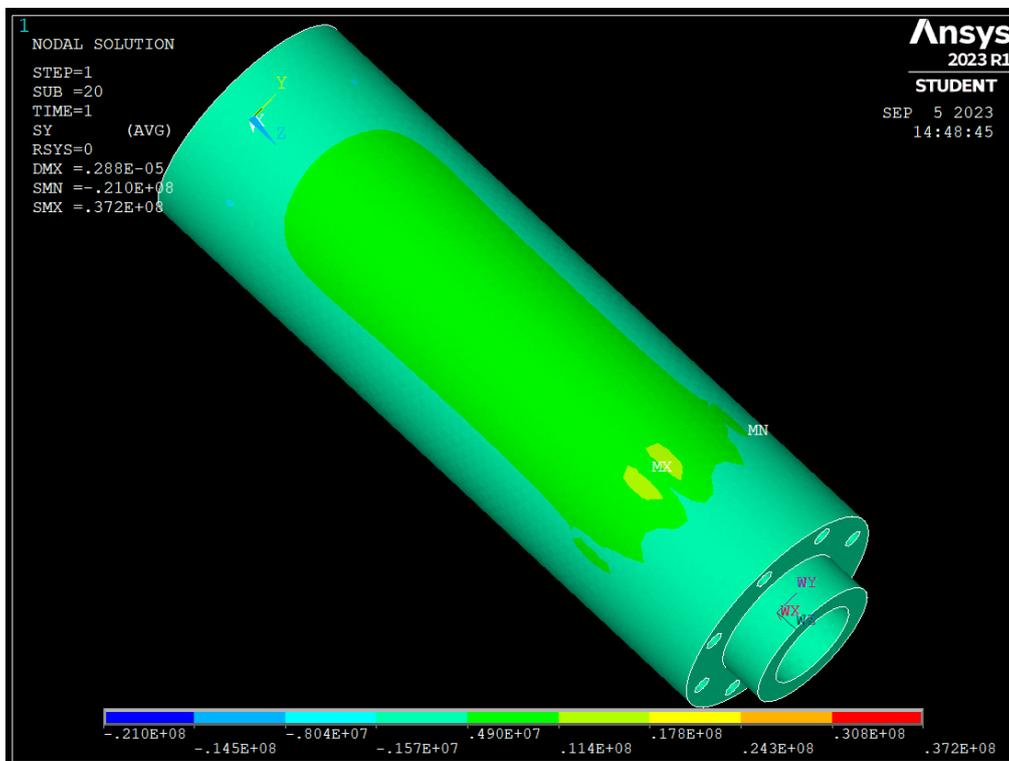


Figura A.2 – Tensões circunferenciais no vaso de pressão.

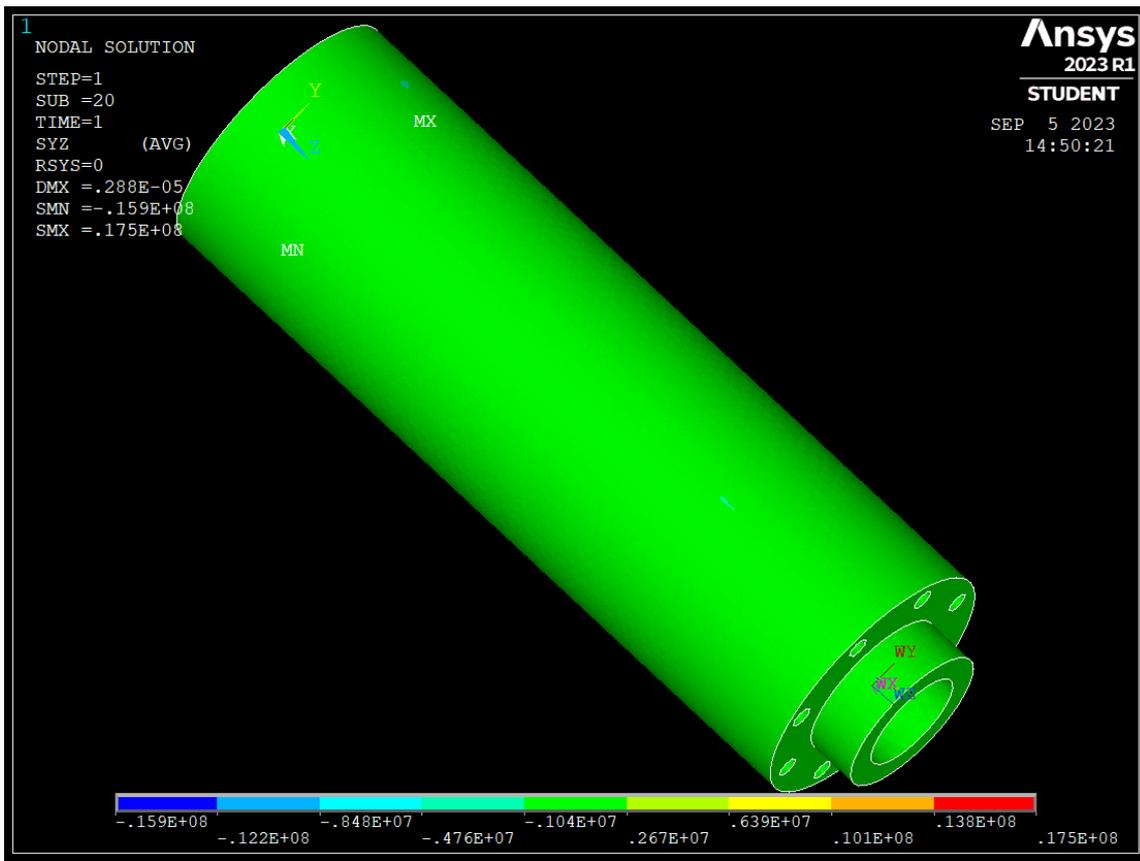


Figura A.3 – Tensões cisalhantes no vaso de pressão.