

INSTITUTO DE TECNOLOGIA - UFPA
FACULDADE DE ENG. MECÂNICA

DISCIPLINA: MECÂNICA DOS SÓLIDOS II

Parte 4:
Vasos de Pressão
de Paredes Finas

Professor: Leonardo Dantas Rodrigues



DEFINIÇÕES

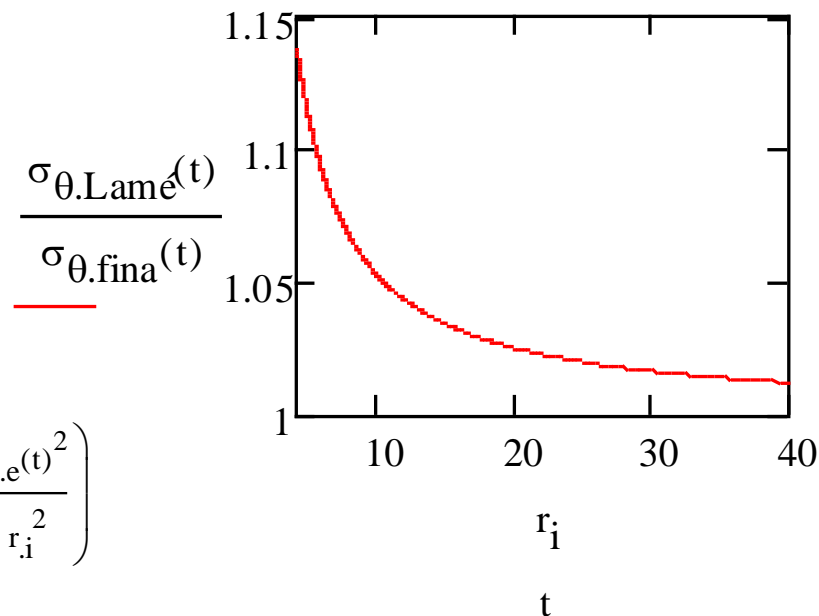
O termo vaso de pressão (*pressure vessel*) designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, capazes de conter um fluido pressurizado. Dentro de uma definição tão abrangente inclui-se uma grande variedade de equipamentos, desde uma panela de pressão de cozinha, até os mais sofisticados reatores nucleares. (Teles, P. C. S., “Vasos de Pressão”)

A norma regulamentadora NR-13, que estabelece as diretrizes para instalação e operação de vasos de pressão em território nacional, enquadra em seu escopo somente vasos (sob pressão interna ou externa) que tenham um produto “**P x V**” superior a **oito (8)**, sendo **P a máxima pressão de operação em kPa e V o volume interno em m³.**

Convenciona-se como sendo de **paredes finas**, vasos cuja relação **r/t** seja maior que **dez (10)**, sendo r o raio interno e t a espessura de parede. As equações para esses são bem mais simples do que as aplicadas aos vasos de paredes espessas.

DEFINIÇÕES

Diferenças de valores de tensões circunferenciais em um vaso cilíndrico com pressão interna pelas fórmulas de Lamé e pela simplificação para paredes finas.



$$\sigma_{\theta.Lame}(t) := \frac{(r_i^2 p)}{(r_e(t)^2 - r_i^2)} \cdot \left(1 + \frac{r_e(t)^2}{r_i^2} \right)$$

Note-se que para a relação r/t igual a 10, tem-se uma diferença de aproximadamente 5 %.

TENSÕES EM VASOS CILÍNDRICOS



TENSÕES EM VASOS CILÍNDRICOS

Um vaso cilíndrico tamponado submetido a pressão interna tem como tensões principais:

$$\sigma_1 = \sigma_c = \frac{pr}{t}$$

Tensão circunferencial
ou tangencial

$$\sigma_2 = \sigma_l = \frac{pr}{2t}$$

Tensão longitudinal

$$\sigma_3 = \sigma_r = -p$$

Tensão radial

onde:

- **p** é a pressão interna;
- **r** é o raio interno
- **t** é a espessura do cilindro.

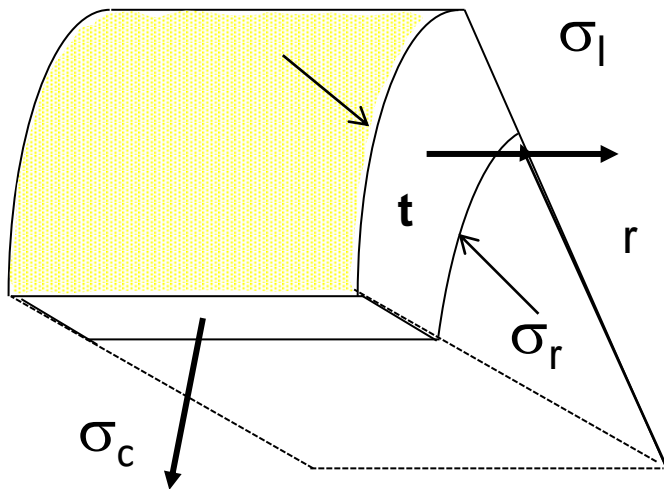
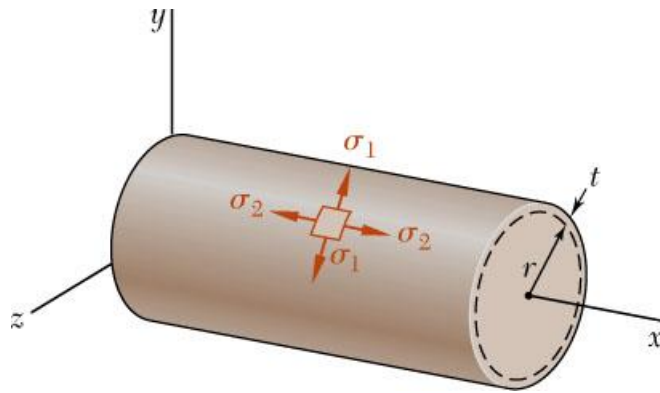


Figura 4.1

TENSÕES EM VASOS CILÍNDRICOS



Tensão circunferencial ($\sigma_1 = \sigma_c$)

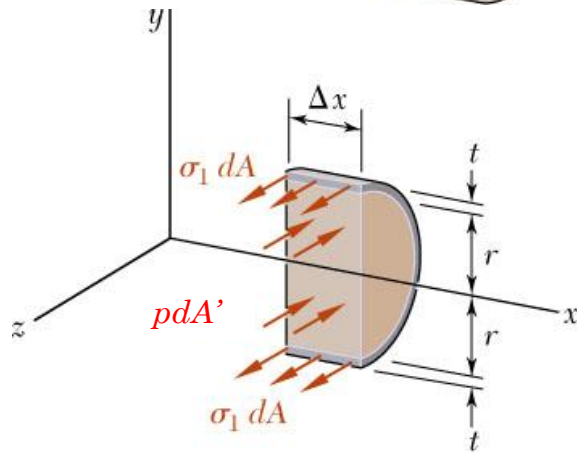
Da figura 4.2 (b), faz-se o equilíbrio de forças na direção z :

$$\sum F_z = 0$$

$$2 \cdot \sigma_1 dA - p(2r \Delta x) = 0$$

$$2 \cdot \sigma_1 (t \Delta x) = p(2r \Delta x)$$

$$\sigma_1 = \sigma_c = \frac{p \cdot r}{t} \quad (4.1)$$



Tensão longitudinal ($\sigma_2 = \sigma_l$)

Da figura 4.2 (c), faz-se o equilíbrio de forças na direção x :

$$\sum F_x = 0$$

$$\sigma_2 \cdot dA - p(\pi r^2) = 0$$

$$\sigma_2 (2\pi r t) = p(\pi r^2)$$

$$\sigma_2 = \sigma_l = \frac{p \cdot r}{2t} \quad (4.2)$$

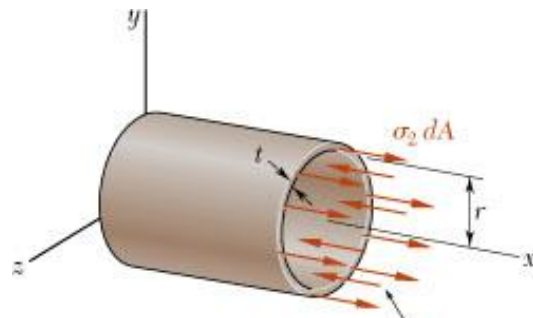
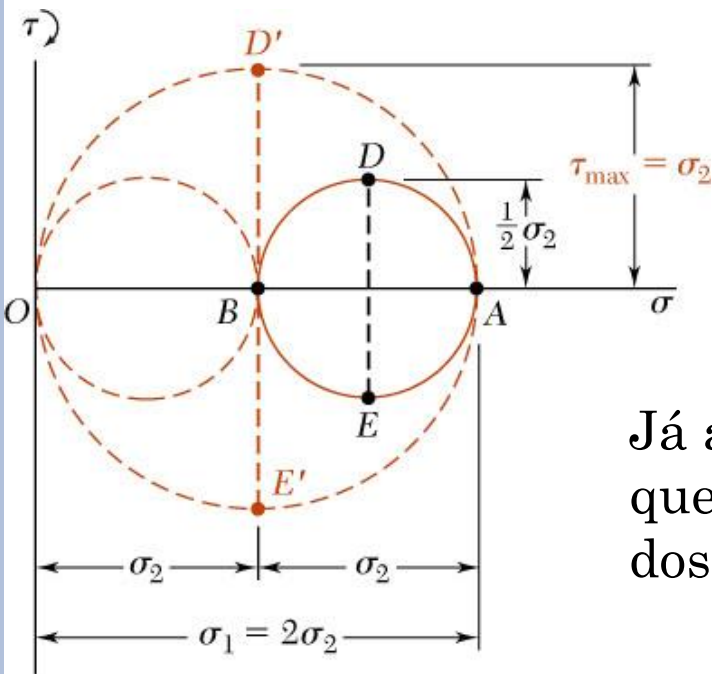


Figura 4.2

TENSÕES EM VASOS CILÍNDRICOS

O círculo de Mohr para o plano das tensões circunferencial (ponto A) e longitudinal (ponto B) é dado pelo círculo contínuo da figura 4.3. O círculo de diâmetro OB define as tensões no plano de tensões radial (que pode ser desprezada) e longitudinal. O de diâmetro AO define as tensões no plano de tensões radial e circunferencial.



Assim, a máxima tensão cisalhante no plano é:

$$\tau_{\max(\text{no plano})} = \frac{p.r}{4t} \quad (4.3)$$

Já a máxima tensão **cisalhante absoluta**, que ocorre em torno do eixo longitudinal a 45° dos eixos radial e circunferencial é

$$\tau_{\max} = \frac{p.r}{2t} \quad (4.4)$$

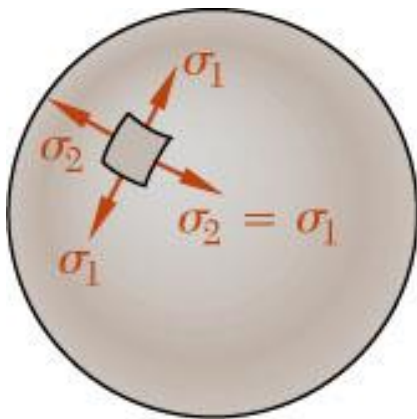
Figura 4.3

TENSÕES EM VASOS ESFÉRICOS



TENSÕES EM VASOS ESFÉRICOS

Para o vaso esférico, por questões de simetria, as tensões normais em qualquer direção na superfície serão iguais.

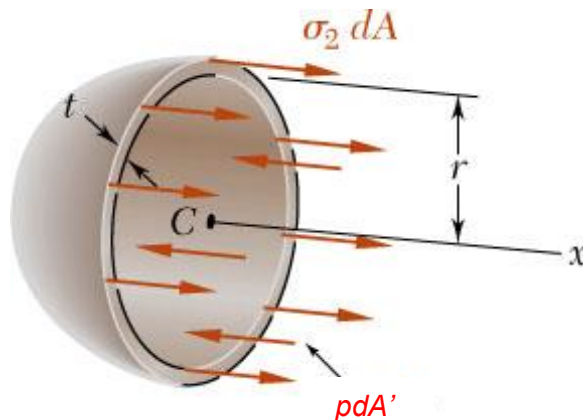


O valor das tensões normais principais na superfície pode ser obtido pelo equilíbrio das forças mostradas na figura 4.4:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sigma_2 \cdot dA - p(\pi r^2) = 0$$

$$\sigma_2 (2\pi r t) = p(\pi r^2)$$



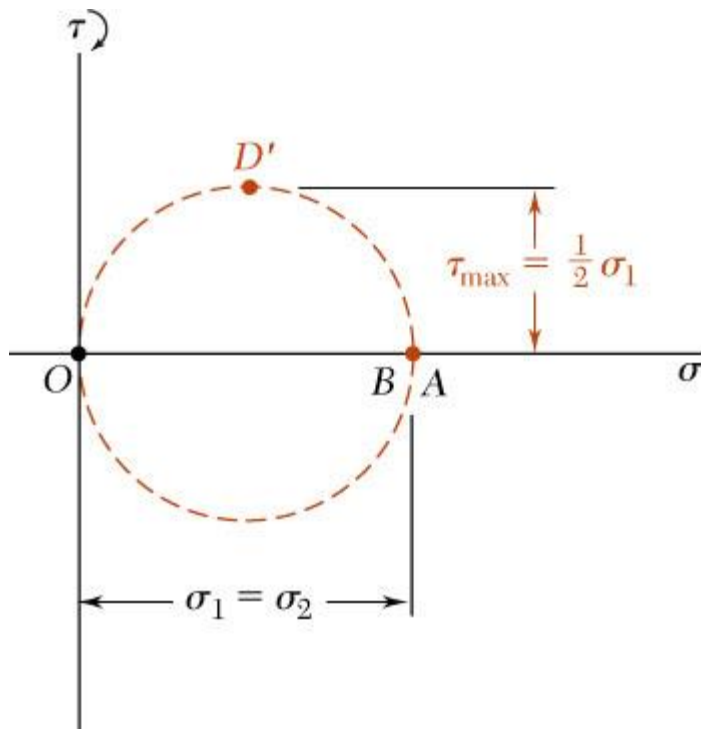
$$\sigma_2 = \sigma_1 = \frac{p \cdot r}{2t}$$

(4.5)

Figura 4.4

TENSÕES EM VASOS ESFÉRICOS

Como as tensões normais em qualquer direção na superfície são iguais, o círculo de Mohr para o plano da superfície se resume a um ponto, como mostra a figura 4.5. Assim, a tensão de cisalhamento é nula em qualquer direção no plano superficial.



$$\sigma = \sigma_1 = \sigma_2 = \text{constante}$$

$$\tau_{\text{max}(\text{no plano})} = 0$$

Porém, fora do plano superficial, a Máxima tensão de cisalhamento é:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{pr}{4t} \quad (4.6)$$

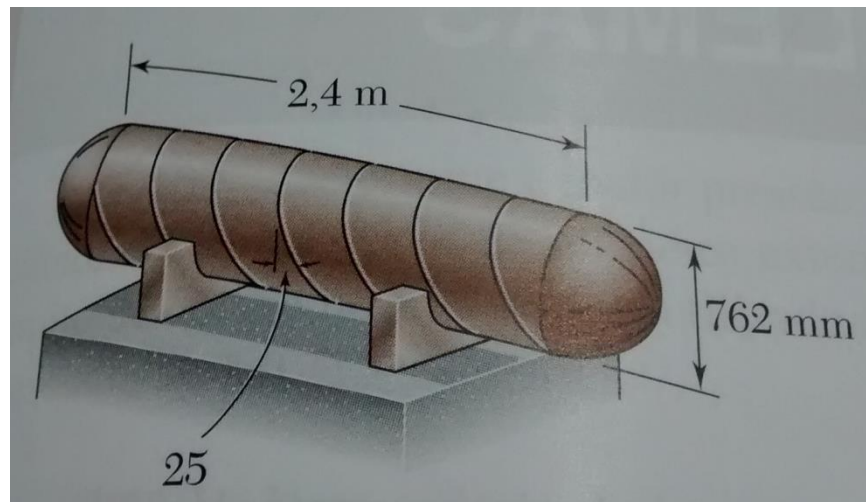


Figura 4.5

EXEMPLO GERAL

Exercício 4.1: Um vaso de ar comprimido está apoiado em dois berços como mostra a figura 4.6. Um dos berços foi projetado de modo a não exercer nenhuma força longitudinal no vaso. O corpo cilíndrico do vaso tem um diâmetro externo de 762 mm e é fabricado a partir de uma placa de aço de 9,5 mm de espessura por soldagem de topo ao longo de uma hélice que forma um ângulo de 25° com o plano transversal (ver figura). As tampas das extremidades são esféricas e têm uma espessura de parede uniforme de 8 mm. Para uma pressão manométrica interna de 1,2 MPa, determine: a) a tensão normal e a tensão de cisalhamento máxima absoluta na tampa esférica; b) as tensões normal e de cisalhamento, perpendicular e tangente ao cordão de solda no costado.

Figura 4.6



BREVE INTRODUÇÃO À ENGENHARIA DE DUTOS



Figura 4.7: Equipe de construção de um oleoduto nos EUA, por volta de 1890 (livro “Engenharia de Dutos”)

BREVE INTRODUÇÃO À ENGENHARIA DE DUTOS

Dutos são equipamentos utilizados para transportar fluidos, normalmente pressurizados.

As tensões atuantes em seu costado serão basicamente as mesmas daquelas determinadas para vasos cilíndricos, mas com algumas particularidades.



Figura 4.8: Trabalhadores abrem caminho para a construção do Oleoduto Santos-São Paulo - 1950 (livro “Engenharia de Dutos”)



PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

No Brasil, tubos UOE são disponíveis em diâmetros externos desde 12 $\frac{3}{4}$ " até 48", espessura de parede entre 6,4 mm e 31,8 mm

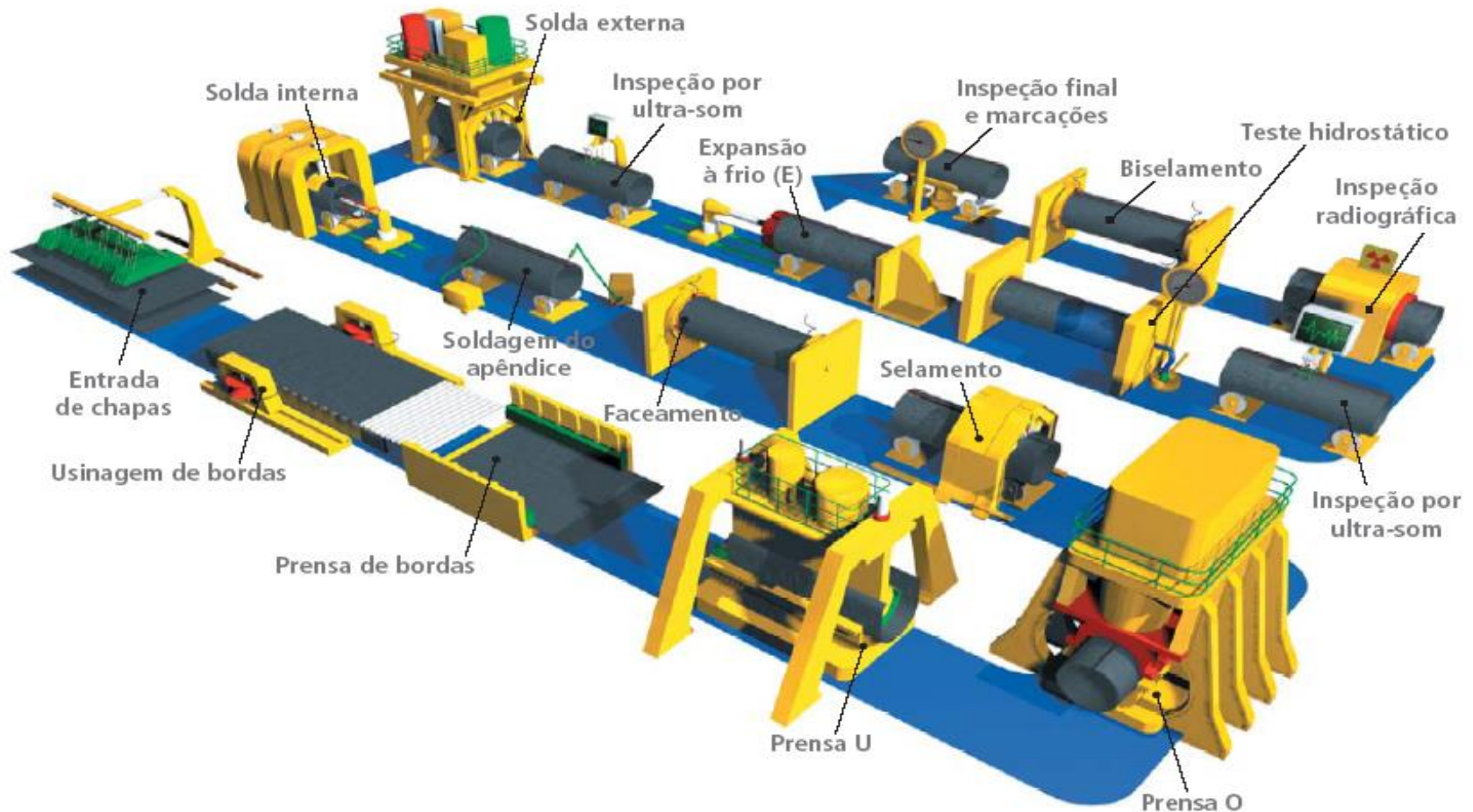


Figura 4.9: Apresentação esquemática das etapas do processo UOE-SAW

PROCESSO UOE-SAW

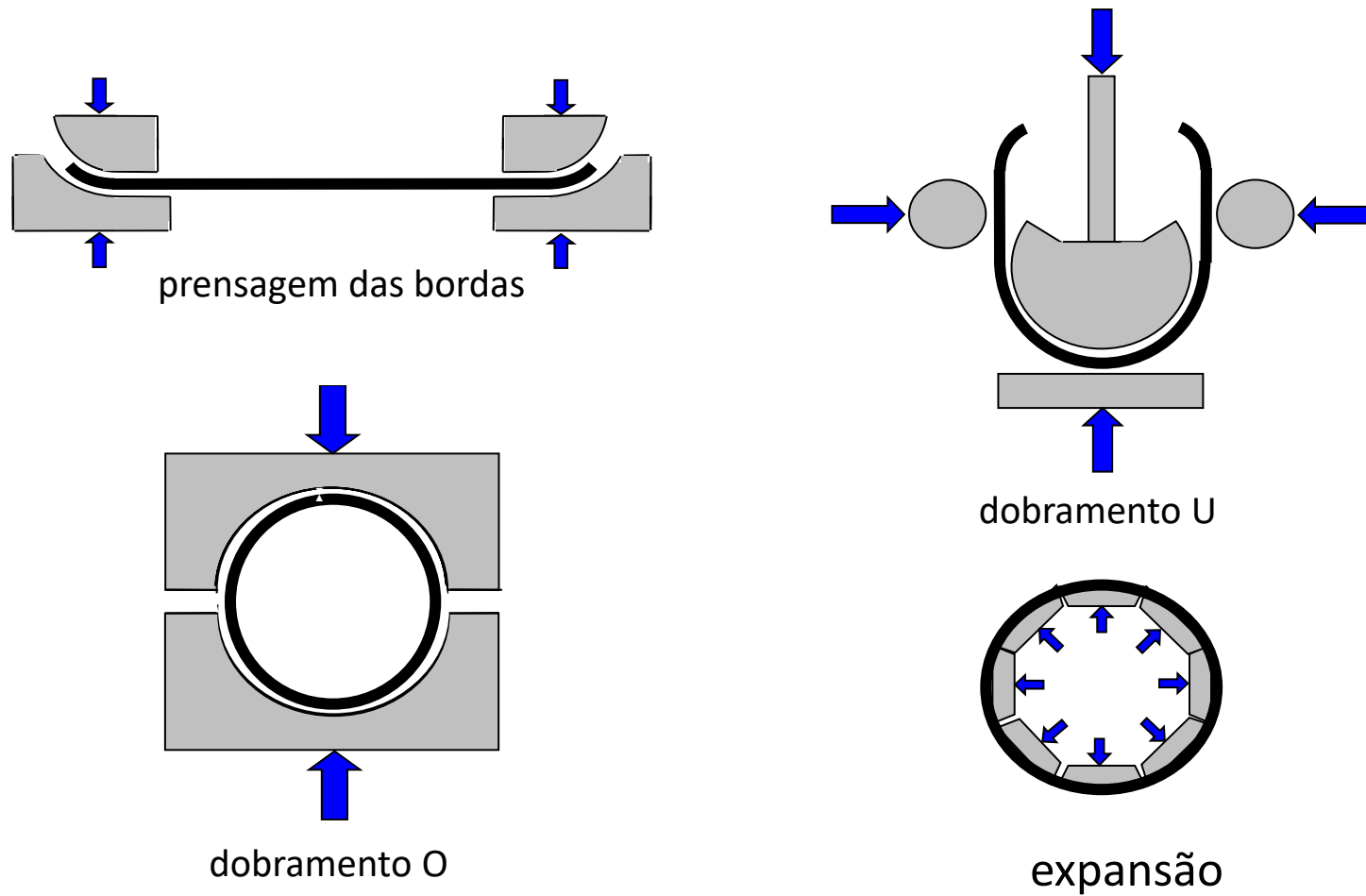


Figura 4.10

PROCESSO UOE-SAW



Figura 4.11. Fábrica da Tenaris-Confab

PROCESSO ERW

- O processo é contínuo e inicia com o desbobinamento de uma longa tira de chapa que é conformada a frio por roletes até o formato circular fechado. A costura longitudinal é realizada no instante em que os topos laterais da tira se tocam ao final da conformação.
- A costura longitudinal dos tubos é realizada pela soldagem por resistência elétrica (*electric resistance welding* - ERW), sem metal de adição.
- Processo com menos etapas e, portanto, mais eficiente.
- No Brasil, para uma faixa de diâmetros de 4 ½" a 20" e espessuras de 4,8 a 13mm.



PROCESSO ERW

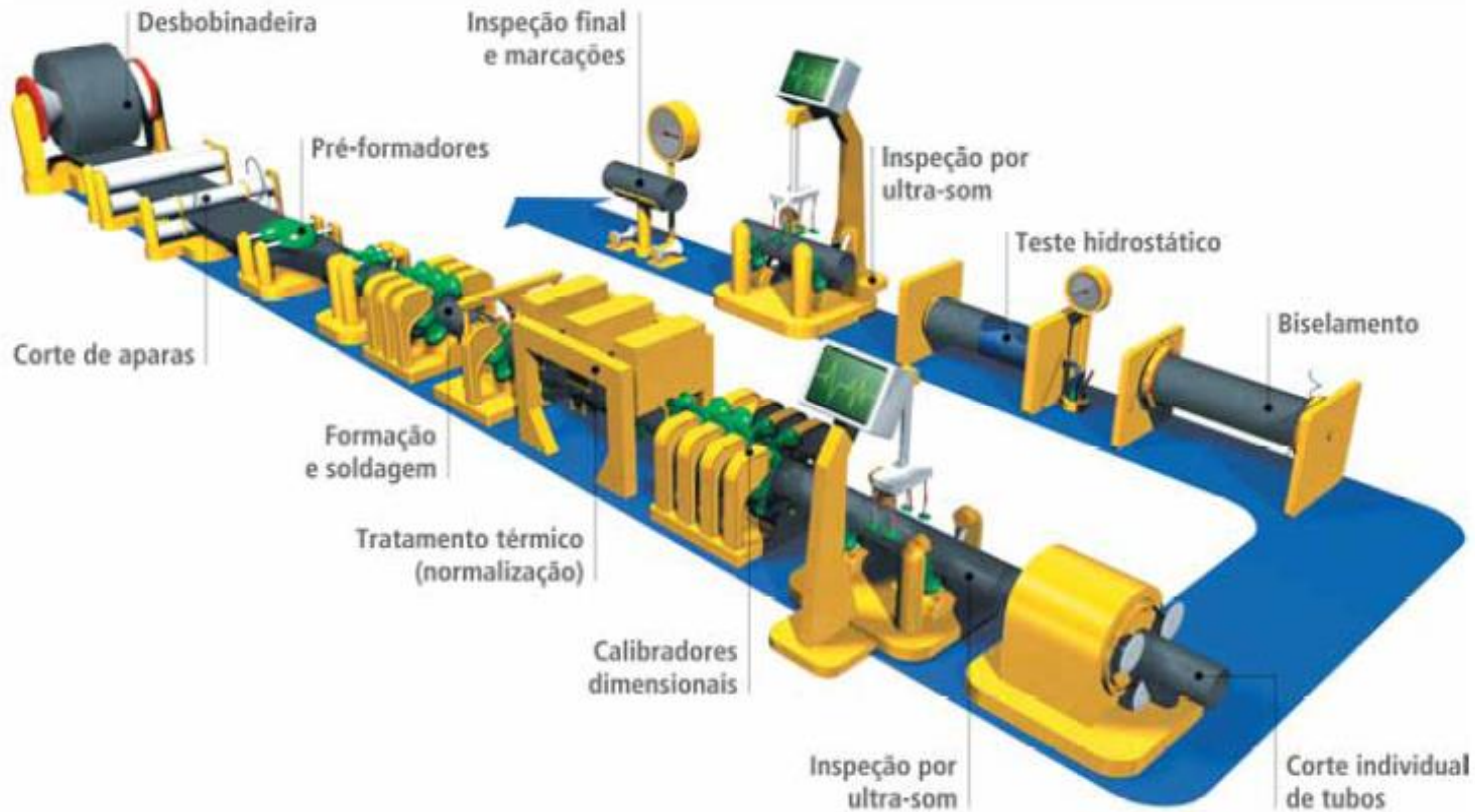


Figura 4.11: Apresentação esquemática das etapas do processo ERW

TUBOS COM COSTURA HELICOIDAL CONTÍNUA

Processo contínuo de fabricação de tubos de grandes diâmetros (tipicamente de 16" a 100")

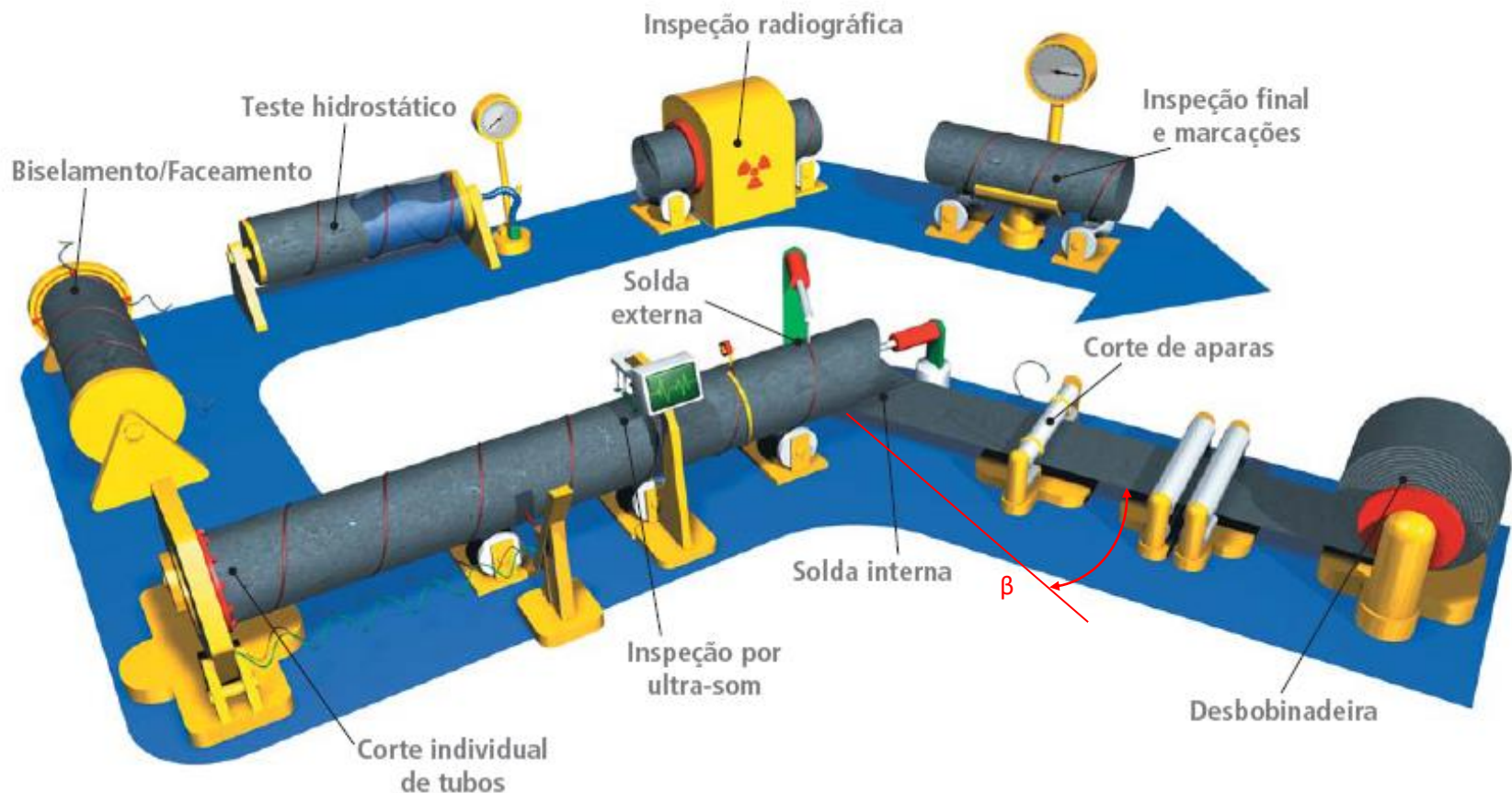


Figura 4.12: Apresentação esquemática

TUBO SEM COSTURA

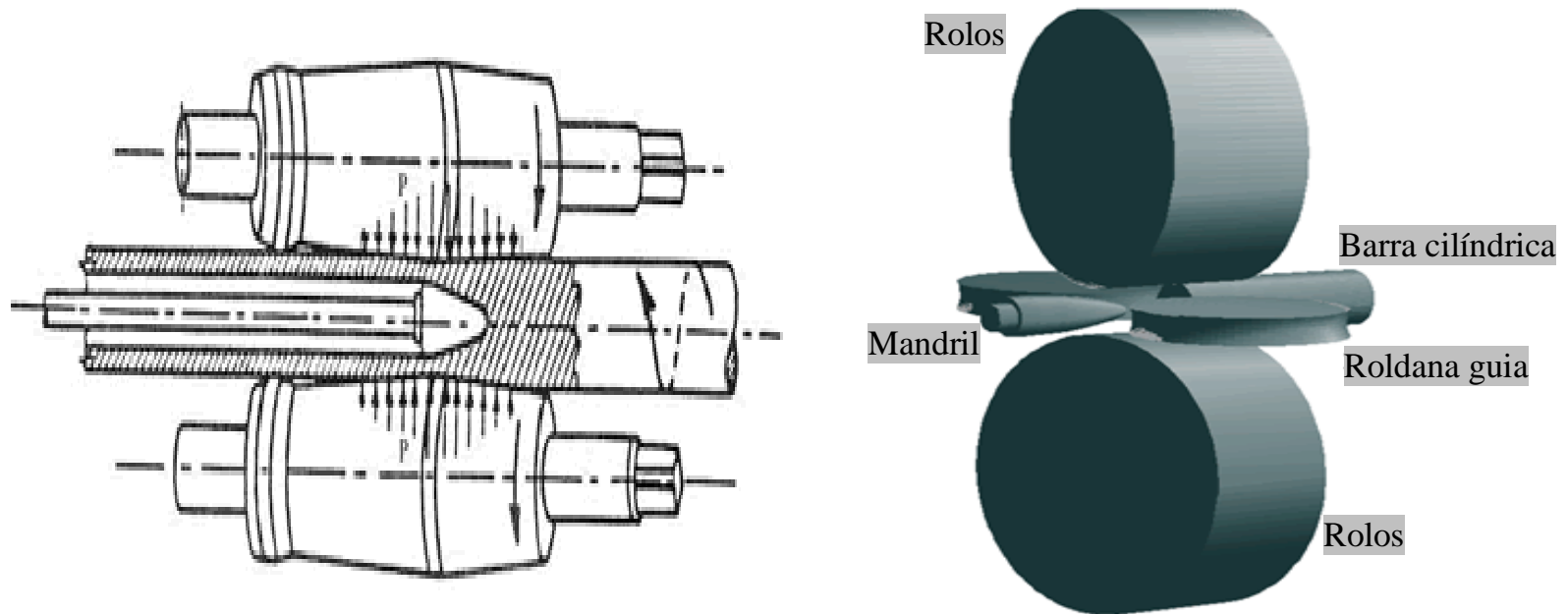


Figura 4.13: Apresentação esquemática das etapas do processo Mannesmann



TUBOS SEM COSTURA

Laminação por perfuração



Figura 4.14: Fábrica da Mannesmann

Diâmetros de 26,9 a 355,6mm e espessuras de 2,3 a 3,8mm



MATERIAIS PARA DUTOS

Valores de resistência mínimos
especificados para os aços API 5L – PSL1

Nomenclatura: API 5L – X80 Tensão de escoamento mínima da chapa em ksi

Grau	SMYS		SMUS	
	ksi	MPa	Ksi	MPa
A25	25	172	45	310
A	30	207	48	331
B	35	241	60	413
X42	42	289	60	413
X46	46	317	63	434
X52	52	358	66	455
X56	56	386	71	489
X60	60	413	75	517
X65	65	448	77	530
X70	70	482	82	565
X80	80	551	90	620

PARTICULARIDADES DAS TENSÕES EM DUTOS

Nos dutos, as tensões circunferenciais e radiais não sofrem qualquer alteração com relação a dos vasos cilíndricos:

$$\sigma_1 = \sigma_c = \frac{p.r}{t}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -p$$

No entanto, a **tensão longitudinal** sofre alterações a depender das condições de trabalho do duto. O duto, por ter como finalidade transportar fluidos, não possui tampos. Portanto, a tensão longitudinal não pode ser definida como foi feito para a equação (4.2).

PARTICULARIDADES DAS TENSÕES EM DUTOS

Para efeitos de cálculo tensão longitudinal, pode-se dividir os dutos terrestres em enterrados e aéreos:

Dutos Enterrados:

Nesse caso, considera-se que as deformações na direção longitudinal são totalmente restringidas pelo solo, ou seja, $\varepsilon_l = 0$ e tem-se:

$$\varepsilon_l = \frac{1}{E}(\sigma_l - \nu \cdot \sigma_c) = 0, \text{ portanto:}$$

$$\sigma_l = \nu \cdot \sigma_c = \nu \frac{pr}{t}$$

Dutos Aéreos:

Não há qualquer restrição, então haverá deformação longitudinal por efeito de Poisson, mas a **tensão longitudinal por pressão interna é nula**. A depender das condições de apoio, haverá tensões longitudinais devidas à flexão.



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Considere um duto de aço API 5L X52 (limite de escoamento mínimo especificado SMYS = 52 ksi = 358 MPa) com diâmetro externo $D=24''$ e espessura de parede 7.3 mm sob o carregamento de pressão interna $p = 6.0$ MPa. Calcule seu coeficiente de segurança contra o escoamento, $F.S. = SMYS/\sigma_{eq}$, para:

- a) Um trecho aéreo;
- b) Um trecho enterrado. (Usar Tresca e Mises e considerar a tensão radial)

$$\sigma_1 = \sigma_c = \frac{p \cdot r}{t}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -p$$

$$\sigma_l = \nu \cdot \sigma_c = \nu \frac{pr}{t}$$



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Solução

Letra a)

$$\frac{r}{t} = \frac{(24.25,4 / 2) - 7,3}{7,3} = \frac{231,8}{7,3} = 40,753 \gg 10$$

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{t} = 244,52 MPa$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = -p = -6.0 MPa \ll 244,52 MPa$$



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Solução

Letra a)

Critério de Tresca ou da Máxima Tensão Cisalhante

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = S_y \frac{1}{FS}$$
$$FS = \frac{358}{244,52 - (-6,0)} = 1,429$$

Caso se despreze a tensão σ_3 tem-se

$$FS \cong \frac{358}{244,52} = 1,464$$



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Solução

Letra a)

Critério de Mises da Máxima Energia de Distorção

$$\sigma_{eq} = \sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3 - \sigma_2 \cdot \sigma_3} = S_y \cdot \frac{1}{FS}$$

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{244,52^2 + 6^2 - 244,52 \times (-6)}} = \frac{358}{247,6} = 1,446$$

Caso se despreze a tensão σ_3 tem-se

$$FS \cong \frac{358}{244,52} = 1,464$$



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Solução

Letra b)

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{t} = 244,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{longitudinal} = \nu \cdot \sigma_c = 0,3 \times 244,52 = 73,36$$

$$\sigma_3 = -p = 6,0 \text{ MPa}$$

Critério de Tresca ou da Máxima Tensão Cisalhante

$$\tau_{max_abs} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \tau_{max\text{ ENSAIO}} = \frac{S_y}{2 \cdot FS}$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{FS}$$

$$FS = \frac{358}{244,52 - (-6,0)} = 1,429$$



EXERCÍCIO PARA DUTOS (SOMENTE PRESSÃO INTERNA)

Exemplo 4.1: Solução

Letra b)

Critério de Máxima Energia de Distorção:

$$\sigma_{eq} = \sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3 - \sigma_2 \cdot \sigma_3} = S_y \cdot \frac{1}{FS}$$

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{244,52^2 + 73,36^2 + 6^2 - 244,52 \times 73,36 - 244,52 \times (-6) - 73,36 \times (-6)}} = \frac{358}{221,76} = 1,614$$

Caso se despreze a tensão σ_3 tem-se

$$FS \cong \frac{358}{\sqrt{244,52^2 + 73,36^2 - 244,52 \times 73,36}} = \frac{358}{217,33} = 1,647$$



EXERCÍCIOS GERAIS



Exercício 4.2: Um torque de intensidade $T = 12 \text{ kN.m}$ é aplicado à extremidade de um vaso que contém ar comprimido sob uma pressão de 8 MPa. Sabendo que o vaso tem um diâmetro interno de 180 mm e uma espessura de parede de 8 mm, determine a tensão normal máxima e a tensão de cisalhamento máxima no vaso.

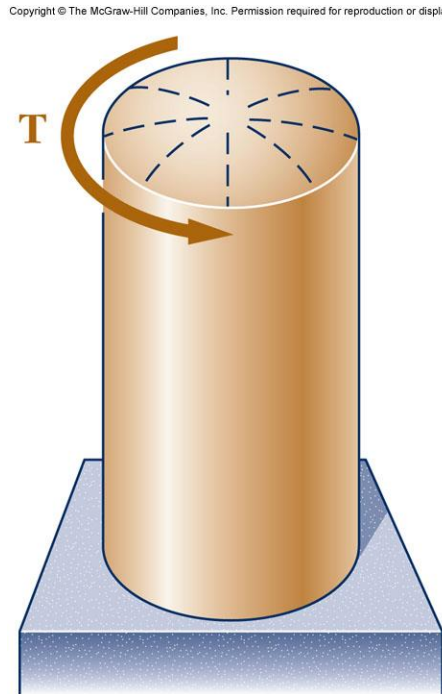


Figura 4.15



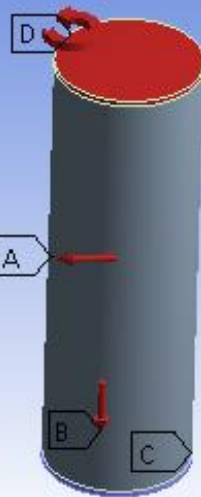
A: vasopressao2

Static Structural

Time: 1, s

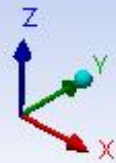
21/10/2020 20:13

- A** Pressure: 8, MPa
- B** Pressure 2: 8, MPa
- C** Fixed Support
- D** Moment: $1,2e+007$ N·mm

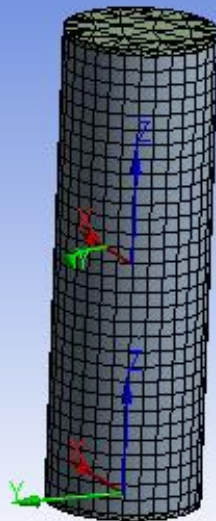


0,00 175,00 350,00 525,00 700,00 (mm)

ANSYS
R19.0



ANSYS
R19.0



0,00 175,00 350,00 525,00 700,00 (mm)



File Edit View Units Tools Help

Solve New Analysis ?/ Show Errors Worksheet

Show Vertices Close Vertices 0,68 (Auto Scale) Wireframe Show Mesh Random Preferences Size Location Convert Miscellaneous Tolerances

Clipboard [Empty]

Reset Explode Factor: Assembly Center Edge Coloring Thicken

Result 1.0 (True Scale) Display Scoped Bodies

Outline

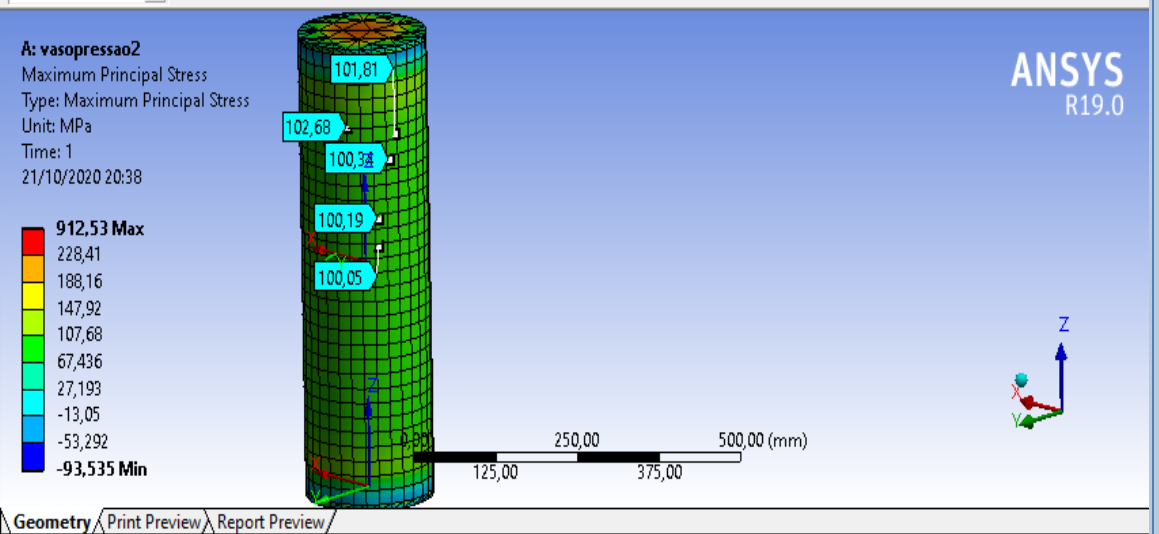
Filter: Name

- Solution Information
 - Normal Stress
 - Shear Stress
 - Maximum Shear Stress
 - Normal Stress 4
 - Normal Stress 5
 - Maximum Principal Stress**
 - Normal Stress 6
 - Normal Stress 7
 - Minimum Principal Stress

Details of "Maximum Principal Stress"

Scope

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies



Outline

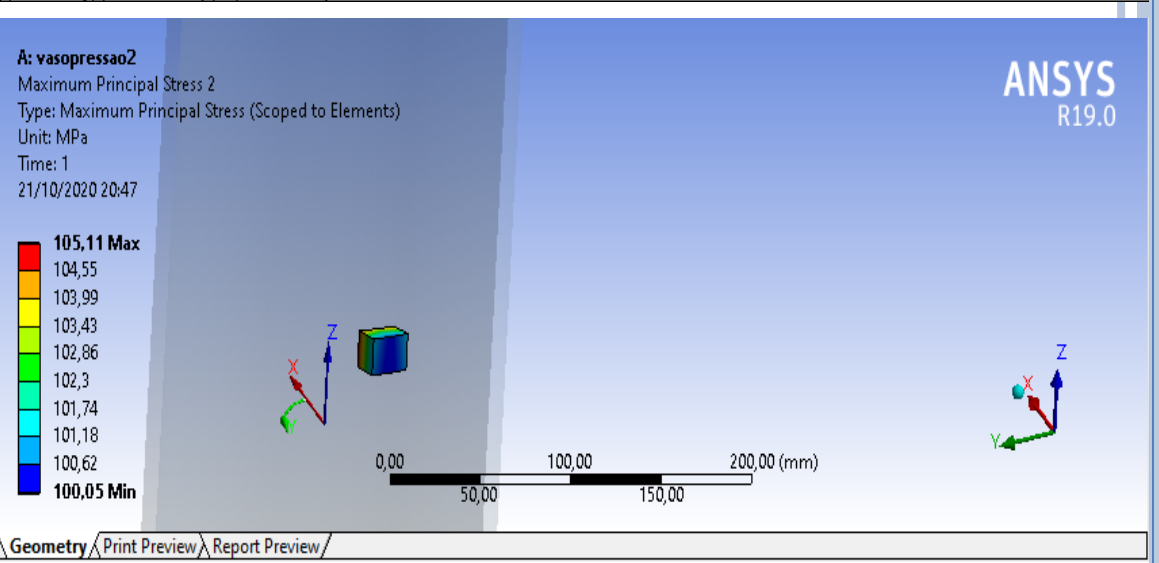
Filter: Name

- Normal Stress
- Shear Stress
- Maximum Shear Stress
- Normal Stress 4
- Normal Stress 5
- Maximum Principal Stress
- Normal Stress 7
- Minimum Principal Stress
- Vector Principal Stress
- Maximum Principal Stress 2**

Details of "Maximum Principal Stress 2"

Scope

Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Selection



File Edit View Units Tools Help | Solve New Analysis ? Show Errors Worksheet

Show Vertices Close Vertices 0,68 (Auto Scale) Wireframe Show Mesh Random Preferences Size Location Convert Miscellaneous Tolerances

Clipboard [Empty]

Reset Explode Factor Assembly Center Edge Coloring Thicken

Result 1.0 (True Scale) Display Scoped Bodies

Outline

Filter: Name

- Solution Information
 - Normal Stress
 - Shear Stress
 - Maximum Shear Stress**
 - Normal Stress 4
 - Normal Stress 5
 - Maximum Principal Stress
 - Normal Stress 7
 - Minimum Principal Stress
 - Vector Principal Stress
 - Maximum Principal Stress 2

Details of "Maximum Shear Stress"

Scope

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies

Definition

Type	Maximum Shear Stress
By	Time
<input type="checkbox"/> Display Time	Last

Section Planes

A: vasopressao2
Maximum Shear Stress
Type: Maximum Shear Stress
Unit: MPa
Time: 1
21/10/2020 21:04

399,72 Max
168,06
144,89
125,86
106,83
87,803
68,774
49,744
30,714
11,685 Min

ANSYS R19.0

50,544
50,79
50,423
50,19
51,169

0,00 175,00 350,00 525,00 700,00 (mm)

Geometry Print Preview Report Preview

Graph

Animation 20 Frames 2 Sec (Auto) 3 Cycles

[MPa]

[s]

Graphics Annotations Messages Graph

3 Messages No Selection Metric (mm, kg, N, s, mV, mA) Degrees rad/s Celsius



Exercício 4.3: Um anel de latão com diâmetro externo de 127 mm e espessura de 6,35 mm se encaixa exatamente dentro de um anel de aço com diâmetro interno de 127 mm e 3,18 mm de espessura, quando a temperatura de ambos é de 10 °C. Sabendo que a temperatura dos dois anéis é então aumentada para 51,7 °C, determine: (a) a tensão de tração no anel de aço; e (b) a pressão correspondente aplicada pelo anel de latão no anel de aço.

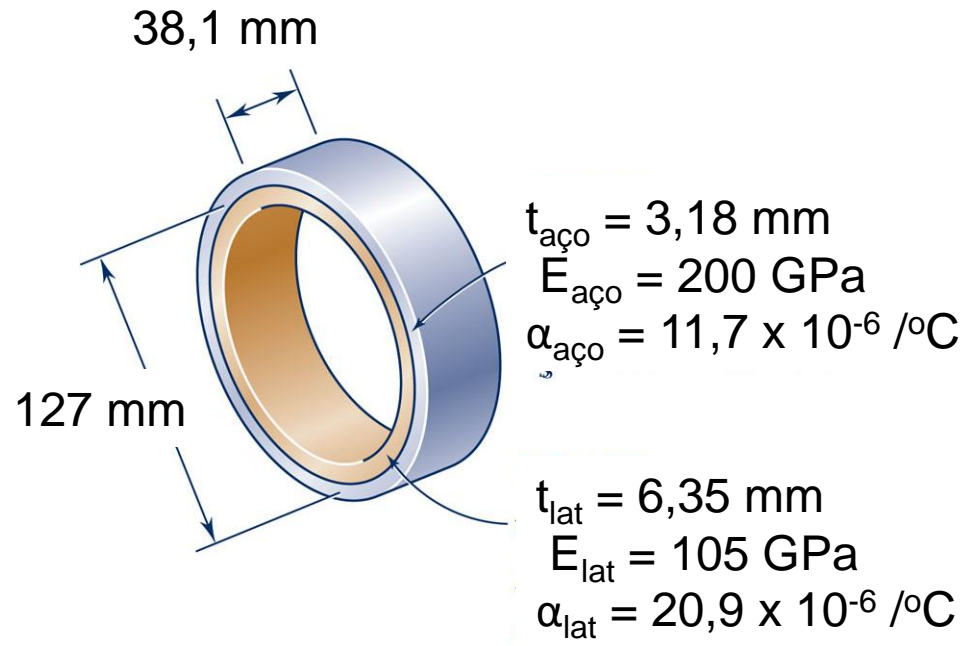
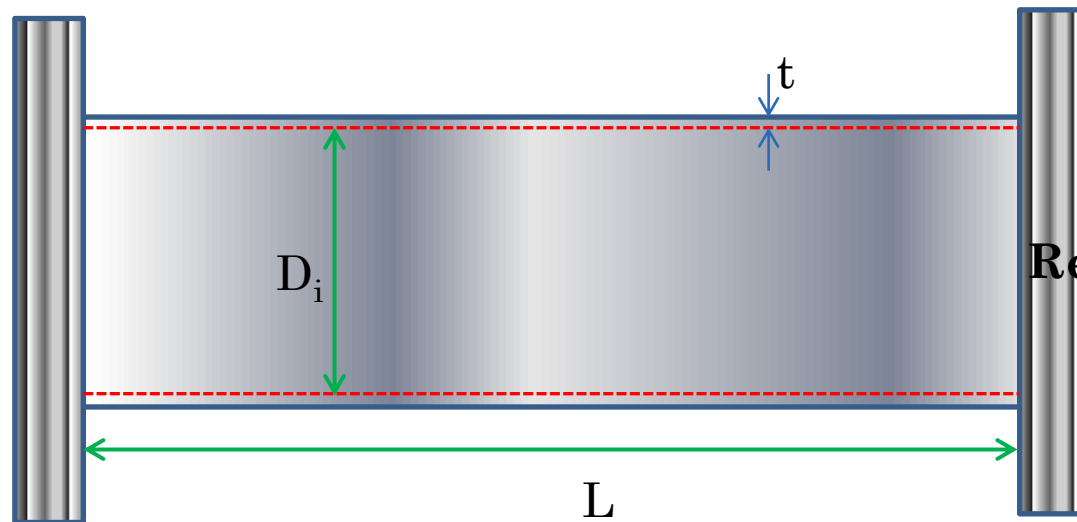


Figura 4.16

Exercício 4.4: Tem-se um vaso de pressão de aço com peso específico $\gamma_{\text{aço}} = 78000 \text{ N/m}^3$, $E = 200 \text{ GPa}$, $\sigma_E = 300 \text{ MPa}$, diâmetro interno $D_i = 800 \text{ mm}$, espessura $t = 10 \text{ mm}$ e comprimento $L = 5 \text{ m}$. O mesmo possui dois tampos planos que se comportam como dois apoios simples. O vaso armazena um fluido com peso específico $\gamma_{\text{fluido}} = 8000 \text{ N/m}^3$ sob uma pressão interna de 6 MPa . Determine a máxima tensão longitudinal no vaso.

Obs.: Os pesos do vaso e do fluido devem ser considerados nos cálculos como um esforço distribuído ao longo do comprimento “L” do vaso.



Resposta: 123,7 MPa

Figura 4.17

Exercício 4.5: Um tubo para duto constituído de material API 5L X70 tem diâmetro 18" e espessura $\frac{1}{2}$ ". Determinar, segundo o critérios de Mises e de Tresca, a possibilidade de ocorrer escoamento nos pontos mais solicitados do tubo se ele estiver submetido:

- a) ao esforço trativo $P = 10^6$ N ($FS_T = FS_M = 8,065$)
- b) à pressão interna $p = 10$ MPa (considerar o tubo fechado) ($FS_T = 2,837$; $FS_M = 3,276$)
- c) ao momento fletor $M = 10^8$ Nmm ($FS_T = FS_M = 9,25$)
- d) ao momento torçor $T = 2 \times 10^8$ Nmm ($FS_T = 4,62$; $FS_M = 5,34$)
- e) à combinação dos esforços acima nos pontos ($FS_T = 1,99$; $FS_M = 2,29$)

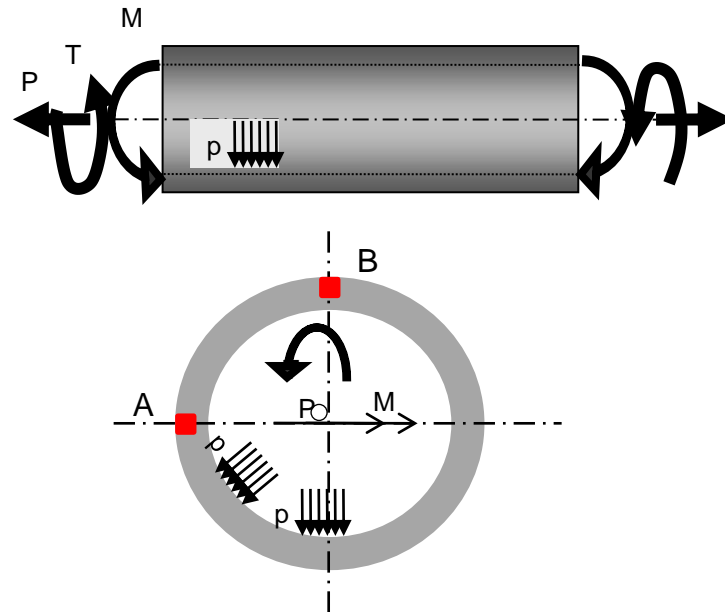


Figura 4.18

Outline

Filter: Name

- Symmetry:YZPlane
- Selection
- Static Structural (A5)
 - Analysis Settings
 - Fixed Support
 - Force
- Solution (A6)
 - Solution Information
 - Normal Stress
 - Normal Stress 2

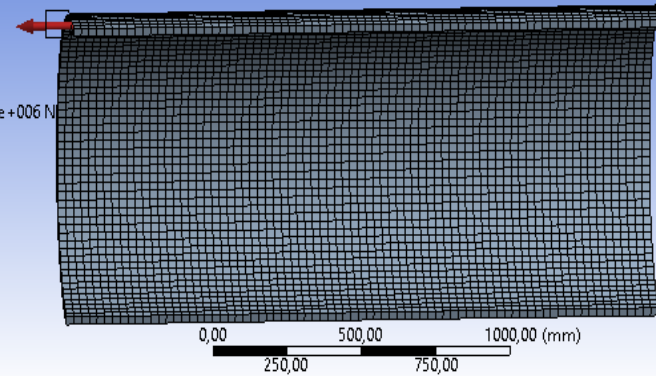
Details of "Force"

Scope

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face

A: exer2
Force
Time: 1, s
21/10/2020 17:00

Force: $1, \text{e}+006 \text{ N}$
Components: 0;;-1, $\text{e}+006 \text{ N}$



ANSYS
R19.0

Geometry Print Preview Report Preview

Outline

Filter: Name

- Geometry
- Coordinate Systems
- Symmetry
- Mesh
- Named Selections
- Static Structural (A5)
 - Analysis Settings
 - Fixed Support
 - Moment
- Solution (A6)
 - Solution Information

Details of "Moment"

Scope

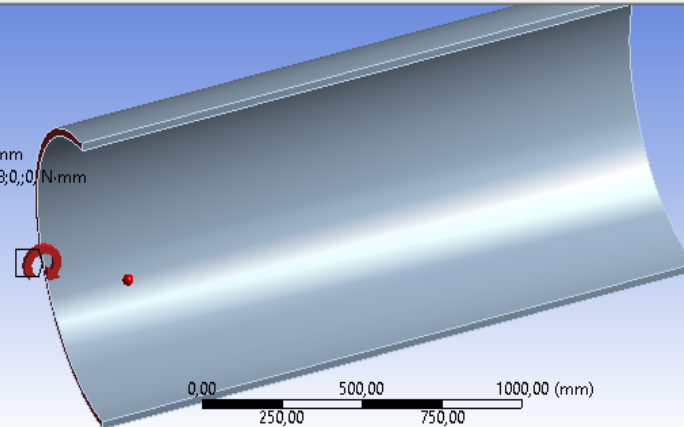
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face

Definition

Type	Moment
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System

A: exer2
Moment
Time: 1, s
21/10/2020 21:12

Moment: $1, \text{e}+008 \text{ N-mm}$
Components: $1, \text{e}+008; 0; 0 \text{ N-mm}$

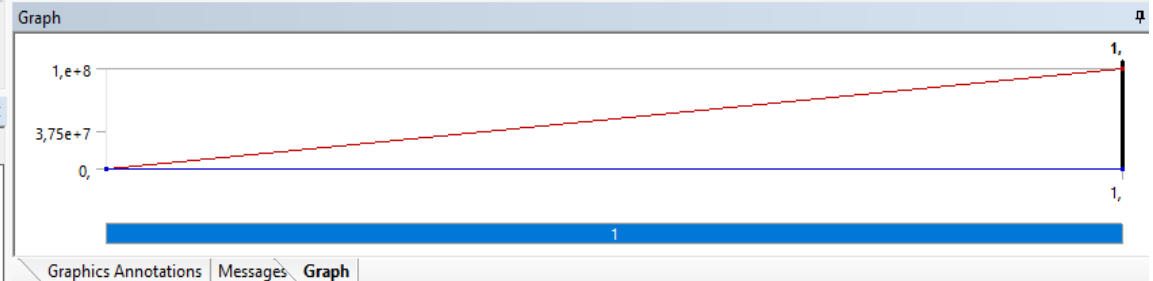


ANSYS
R19.0

Geometry Print Preview Report Preview

Section Planes

Graphics Annotations Messages Graph



No Messages

No Selection

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

File Edit View Units Tools Help

Solve New Analysis ? Show Errors Worksheet

Show Vertices Close Vertices 2,4 (Auto Scale) Wireframe Show Mesh Random Preferences

Clipboard [Empty]

Reset Explode Factor: Assembly Center Edge Coloring Thicken

Result 4,3e+002 (Auto Scale) Display Scoped Bodies

Outline

Filter: Name

- Static Structural (A5)
 - Analysis Settings
 - Fixed Support
 - Force
 - Solution (A6)
 - Solution Information
 - Normal Stress
 - Normal Stress 2

Details of "Normal Stress"

Scope

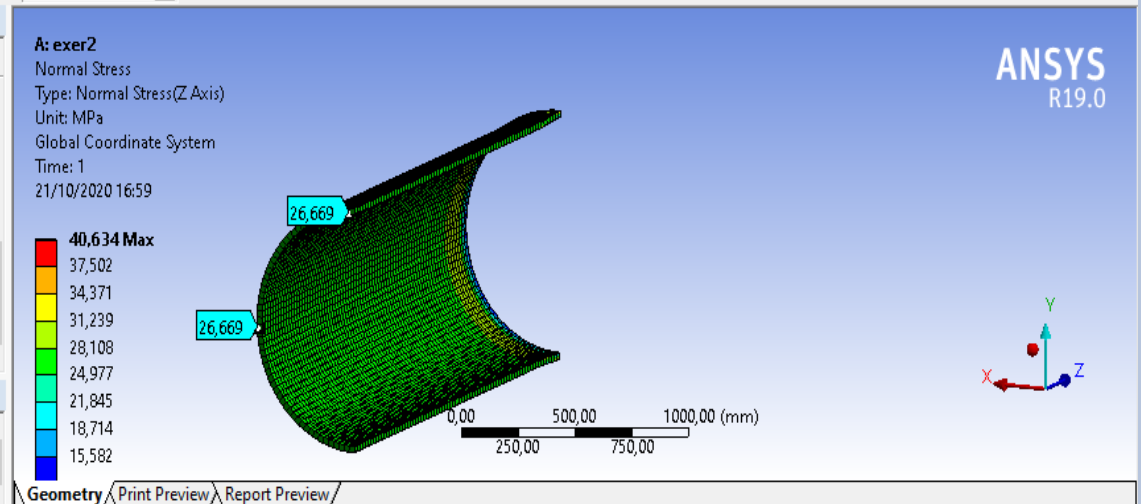
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies

Definition

Type	Normal Stress
Orientation	Z Axis
By	Time

Section Planes

+



Graph

Animation 20 Frames 2 Sec (Auto)

[MPa]

[s]

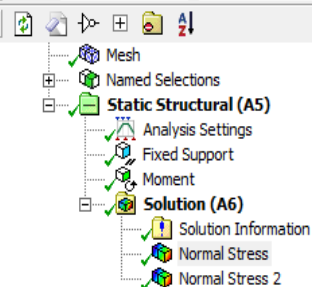
Graphics Annotations Messages Graph

Tabular Data

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average
1 1,	12,451	40,634	26,669

Outline

Filter: Name



Details of "Normal Stress"

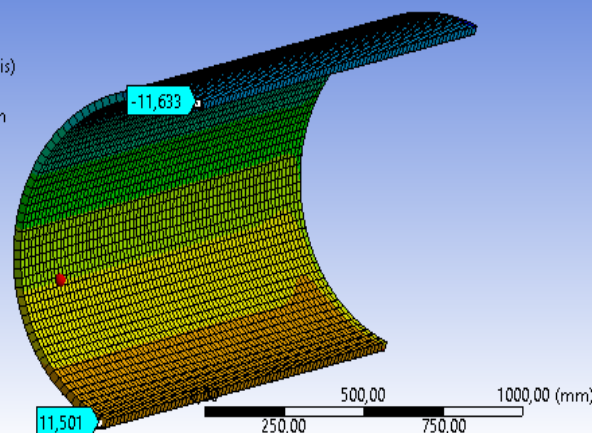
Scope

Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies

Definition

Type	Normal Stress
Orientation	Z Axis
By	Time

Section Planes



[Geometry](#) [Print Preview](#) [Report Preview](#)

Graphics Annotations

Type	Value	Note	Unit	Location X	Location Y	Location Z	Association
Result	-11,633		MPa	0.000000	482.065656	1.404393	Model> Static Structural> 1
Result	11,501		MPa	17.930837	-476.193995	-0.114528	Model> Static Structural> 1

Graphics Annotations | Messages | Graph

0 No Messages

No Selection

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

File Edit View Units Tools Help

Solve New Analysis Show Errors Worksheet

Show Vertices Close Vertices 2,4 (Auto Scale) Wireframe Show Mesh Random Preferences Size Location Convert Miscellaneous Tolerances

Clipboard [Empty]

Reset Explode Factor Assembly Center Edge Coloring 1 2 3 4 Thicken

Result 4,6e+002 (Auto Scale) Display Scoped Bodies

Outline

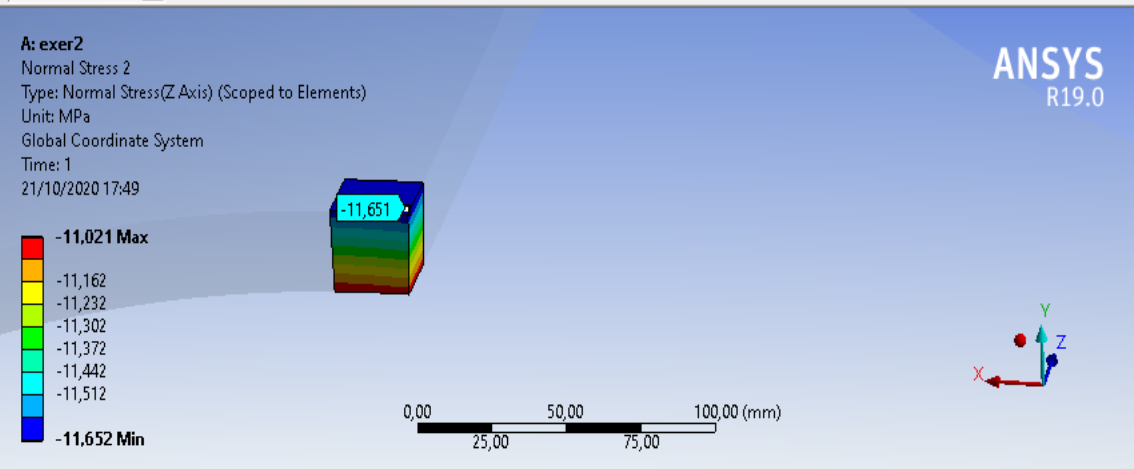
Filter: Name

Symmetry:YZPlane
Selection
Static Structural (A5)
Analysis Settings
Fixed Support
Moment
Solution (A6)
Solution Information
Normal Stress
Normal Stress 2

Details of "Normal Stress 2"

Scope	
Scoping Method	Named Selection
Named Selection	Selection
Definition	
Type	Normal Stress
Orientation	Z Axis
By	Time

Section Planes



Geometry Print Preview Report Preview

Graphics Annotations					Tabular Data			
Type	Value	Note	Unit	Location X	Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average
Result	-11,296		MPa	32.459526	1 1,	-11,652	-11,021	-11,337
Result	2,4619		MPa	469.025576				
Result	11,062		MPa	34.686323				
Result	-11,651		MPa	1.507739				