

3

Metodologia

Resultados numéricos e experimentais disponíveis na literatura [31] sobre fadiga em tubos com escala real serão usados para comparar as previsões de vida à fadiga dos métodos selecionados descritos no Capítulo 2. Serão apresentadas as equações de previsão de fadiga com seus respectivos parâmetros. Será apresentado também o método proposto e a definição dos seus termos.

Em alguns modelos, após a previsão de vida deve-se realizar o estudo do acúmulo de dano (onde pode-se estudar a fadiga em carregamentos que variam sua amplitude); no entanto, a criação da mocha e o primeiro ciclo de pressão são os ciclos em que a mudança das tensões e deformações são mais pronunciadas, e esses dois eventos produzem um dano relativamente baixo por causa do número mínimo de repetições, assim o problema pode ser considerado um fenômeno de fadiga de alto ciclo. Portanto, os cálculos referem-se ao segundo ciclo de pressão (aquele que ocorre após o teste hidrostático), pois considera-se que após esses eventos a variação entre os ciclos é pequena. Em cada método utilizam-se diferentes componentes de tensão, deformação e deslocamento para os cálculos pertinentes.

3.1

Dados experimentais da literatura

Os resultados publicados em 2010 pela referência [31], fazem parte de um programa de integridade de dutos encomendado pelo PRCI (Pipeline Research Concil International) e pelo Departamento de Transporte dos Estados Unidos (US DoT).

Nesse programa, um total de 36 testes de fadiga de tubos de escala real foram ensaiados, sendo metade das mochas na região lisa do tubo e o restante em soldas. Dos 18 tubos com mochas lisas, seis ensaios foram em mochas contidas e 12 em mochas não contidas, sendo estes últimos os modelos analisados neste

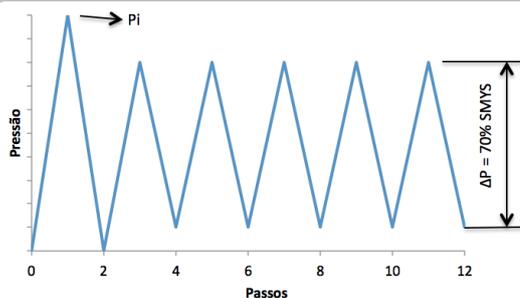
estudo. Cada parâmetro de teste foi duplicado para se observar experimentalmente a variação entre diferentes amostras.

Todos os tubos possuem diâmetro nominal (D) de 609,6mm (24”), e dois tipos de tubos foram ensaiados: A e B. O tipo A possui material API 5L X52 e espessura (t) de 7,9mm (0,311”). O tipo B consiste no material API 5L X70 e espessura (t) de 8,89mm (0,350”).

A Tabela (3.1) [31] mostra para cada espécime o tipo e grau API do tubo, o diâmetro do indentador (d), a relação entre a profundidade da mocha (H) e o diâmetro externo, a pressão inicial, a faixa de pressão de ensaio e a vida à fadiga dos tubos selecionados. A numeração dos tubos corresponde à original publicada na referência. No tubo 7, a trinca ocorreu longe da mocha, por isso seu valor está destacado com asterisco. Os indentadores possuem diâmetros de 60,33 mm (2,375”) e 114,3 mm (4,5”). A profundidade nominal (H) das mochas é de 15% do diâmetro nominal do tubo (D).

Tabela (3.1) – Parâmetro de testes de fadiga [31]

Tubo	D (mm)	t (mm)	Grau API 5L	Tipo	d (mm)	H/D (%)	Pressão Inicial P_i (%SMYS)	Faixa de Pressão - ΔP (%SMYS)	Ciclos até a falha
7	609,6	7,9	X52	A	60,33	15	100	70	21103*
8	609,6	7,9	X52	A	60,33	15,1	100	70	28211
9	609,6	7,9	X52	A	60,33	15,1	80	70	6825
10	609,6	7,9	X52	A	60,33	15,1	80	70	9116
11	609,6	7,9	X52	A	114,3	15	100	70	15063
12	609,6	7,9	X52	A	114,3	15,1	100	70	27575
13	609,6	8,89	X70	B	60,33	15	100	70	13262
14	609,6	8,89	X70	B	60,33	15	100	70	15065
15	609,6	8,89	X70	B	60,33	15	80	70	4035
16	609,6	8,89	X70	B	60,33	15	80	70	4684
17	609,6	8,89	X70	B	114,3	15	100	70	11415
18	609,6	8,89	X70	B	114,3	15	100	70	15949



* Denota que a falha ocorreu fora da região da mocha

3.2

Método proposto

O método de fadiga proposto nesta dissertação e em [32] adota, a partir da solução do problema de tensão resolvido pelo Método de Elementos Finitos, onde são determinadas após a indentação as, tensões médias e alternadas equivalentes de von Mises resultantes do ciclos repetidos de pressão, e as aplica na curva de Woller, sendo a que a influência da tensão média é calculada a partir da parábola de Gerber.

A tensão alternada equivalente, calculada pela Eq. (3.1), se refere à tensão de von Mises cujas componentes são determinadas a partir da variação do seu valor em cada ciclo.

$$\sigma_{VM}^a = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_{11}^a - \sigma_{22}^a)^2 + (\sigma_{11}^a - \sigma_{33}^a)^2 + (\sigma_{22}^a - \sigma_{33}^a)^2 + 6(\tau_{12}^{a\ 2} + \tau_{23}^{a\ 2} + \tau_{13}^{a\ 2})]^{0,5} \quad [3.1]$$

onde

$$\sigma_{ii}^a = \left(\frac{\sigma_{ii}^f - \sigma_{ii}^c}{2} \right), \quad i = 1 \dots 3 \quad [3.2]$$

$$\tau_{ij}^a = \left(\frac{\tau_{ij}^f - \tau_{ij}^c}{2} \right), \quad i \neq j = 1 \dots 3 \quad [3.3]$$

sendo que os símbolos *f* e *c* significam final e começo do ciclo respectivamente.

No modelo de casca utilizado as demais componentes são nulas, conforme a Eq. (3.4),

$$\sigma_{33}^a = \tau_{23}^a = \tau_{13}^a = 0 \quad [3.4]$$

A tensão média equivalente de von Mises é apresentada na Eq. (3.5)

$$\sigma_{VM}^m = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_{11}^m - \sigma_{22}^m)^2 + (\sigma_{11}^m - \sigma_{33}^m)^2 + (\sigma_{22}^m - \sigma_{33}^m)^2 + 6(\tau_{12}^{m2} + \tau_{23}^{m2} + \tau_{13}^{m2})]^{0,5} \quad [3.5]$$

sendo

$$\sigma_{ii}^m = \left(\frac{\sigma_{ii}^f + \sigma_{ii}^c}{2} \right), \quad i = 1 \dots 3 \quad [3.6]$$

$$\tau_{ij}^m = \left(\frac{\tau_{ij}^f + \tau_{ij}^c}{2} \right), \quad i \neq j = 1 \dots 3 \quad [3.7]$$

$$\text{e } \sigma_{33}^m = \tau_{23}^m = \tau_{13}^m = 0 \quad [3.8]$$

A curva de fadiga de Woller é apresentada na Eq. (3.9), e seus parâmetros são definidos nas Eqs. (3.10) a (3.15) oriundos da referência [8]. A influência da tensão média é levada em conta através da parábola de Gerber.

$$N_{Gerber} = C \left[\frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2} \right]^{-B} \quad [3.9]$$

Sendo

$$B = \frac{\log\left(\frac{10^6}{10^3}\right)}{\log\left(\frac{S_f}{S_L}\right)} \quad [3.10]$$

e

$$C = 10^6 S_L^B \quad [3.11]$$

O limite de vida infinita à fadiga (S_L), é calculado a partir do valor da resistência à tração (S_u) de acordo com a Eq. (3.12), e modificada pelos fatores de acabamento (k_a - laminado a frio) e tamanho (k_b), e carregamento (k_c).

$$S_L = 0,5 \cdot S_u k_a k_b k_c \frac{1}{K_t} \quad [3.12]$$

O corpo de prova padrão de teste de fadiga possui diâmetro de 7,62 mm (0.3"), acabamento polido e é sujeito a flexão rotativa. Os fatores modificadores

da vida à fadiga surgiram da necessidade de se estimar, para componentes diferentes, a influência de cada parâmetro na redução da resistência à fadiga [4].

Segundo a referência [4], o fator de acabamento para o acabamento de um aço laminado a frio pode ser calculado segundo a Eq. (3.13).

$$k_a = 4,45S_u^{-0,265} \quad [3.13]$$

A Fig. (3.1) [8] mostra o fator de tamanho para diferentes diâmetros. Embora os valores possuam uma grande dispersão para valores abaixo de 10 mm, nos demais diâmetros a dispersão é menor e os valores de k_b são sempre maiores que 0,9. A curva apresentada no gráfico encontra-se posicionada próxima à média dos pontos experimentais até aproximadamente o diâmetro de 20 mm, a partir desse valor a curva prevê valores de k_b abaixo dos observados nos dados experimentais.

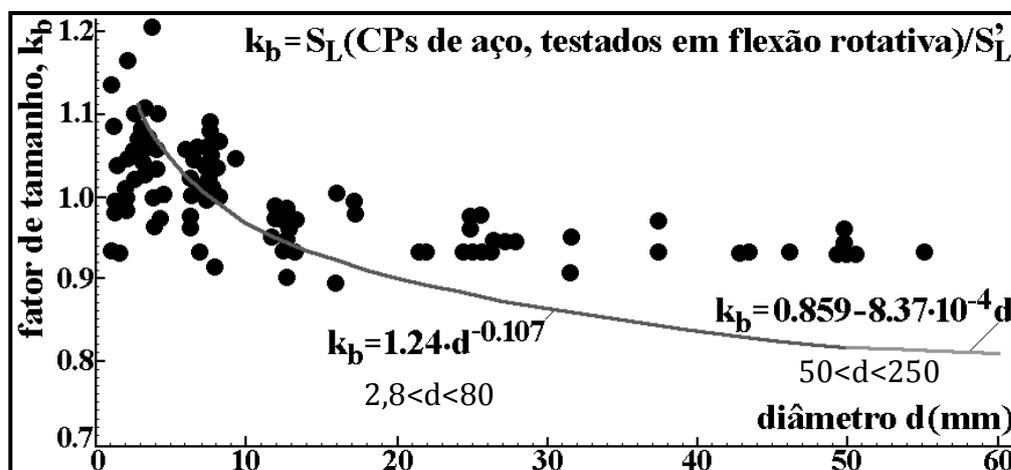


Fig. (3.1) – Fator de tamanho k_b em função do diâmetro do corpo de prova [8]

Para corpos de prova com seções diferentes da circular Shigley [4] propõe que deve-se igualar os volumes característicos do componente sob análise e o do corpo de prova padronizado, isto é feito igualando-se a área mais solicitada de cada um, onde $\sigma > 0,95 \sigma_{max}$.

A referência [8] mostra que para uma seção retangular sob flexão alternada, o diâmetro equivalente pode ser calculado segundo a Eq. (3.14).

$$A_{\text{ret flex alt}} (\sigma > 0,95 \sigma_{\text{max}}) = 0,05h \cdot f \Rightarrow d_{\text{eq}} = 0,81(hf)^{0,5} \quad [3.14]$$

Em um duto com mossa a seção resistente pode ser considerada como o perímetro que circunda a mossa em seu valor de maior tensão durante a aplicação da pressão interna, destacada na fig. (3.2) multiplicada pela espessura do tubo. Os diâmetros equivalentes calculados foram de 38,8 mm para os tubos tipo A, e 30,6mm para os tipo B. Com isso, o valor de k_b considerado na análise é de 0,9.

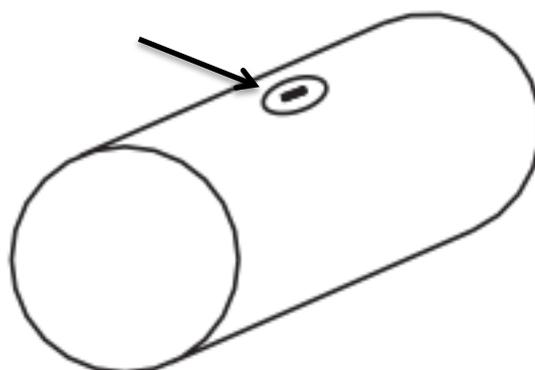


Fig. (3.2) – Tubo com mossa [15]

O fator de carregamento k_c indicado para cada tipo de carregamento, e de acordo com a Eq. (3.15) [8].

$$k_c = \begin{cases} 1, \text{cargas de flexão e de torção, e para cargas axiais puras} \\ 0,9, \text{quando não houver flexão parasita} \\ 0,6 \text{ a } 0,85, \text{quando houver flexão indeterminada} \end{cases} \quad [3.15]$$

No instante de pressão máxima, o ponto mais solicitado possui a tensão principal trativa na superfície externa e compressiva na superfície interna, este gradiente é típico de um carregamento de flexão. No instante de pressão mínima ambas as superfícies apresentam tensões compressivas, o que mostra que o carregamento não se comporta como uma flexão totalmente alternada, sendo

necessário incluir a influência do carregamento no limite de vida infinita à fadiga. Como as tensões nominais predominantes no tubo são as de membrana, adota-se o valor de 0.9.

O limite de fadiga é representado na Eq. (3.16)

$$S_f = 0,76S_u \quad [3.16]$$

3.3

Método de Ávila

A referência [7] utiliza a Eq. (3.9) para a determinação do número de ciclos, com os mesmos parâmetros utilizados na seção 3.2, exceto pelas tensões média e alternada que embora levantadas a partir do resultado da simulação de Elementos Finitos durante o segundo ciclo de pressão, têm seu cálculo de tensões equivalentes alternada e média calculadas conforme descrito nas Eqs (3.17) e (3.18) e causam a correção de sinal (positivo ou negativo) da tensão de von Mises, tal como descrita no Capítulo 2.

$$\sigma'_a = \frac{\sigma'_{max} - \sigma'_{min}}{2} \quad [3.17]$$

$$\sigma'_m = \frac{\sigma'_{max} + \sigma'_{min}}{2} \quad [3.18]$$

3.4

Cunha et. al.

O método proposto por [30] também utiliza a curva de Woller, com os parâmetros utilizados seguindo o indicado na referência [4], esses parâmetros se assemelham aos indicados na referência [7] nos casos em que esta deixa de utilizar alguns fatores de segurança, isto ocorre porque esta última referência permite maior controle dos parâmetros, o que ocasionando previsões menos conservadoras.

A vida em fadiga segundo este método é calculada segundo a Eq. (3.19).

O cálculo das tensões alternada e média são realizados a partir da tensão de von Mises nominal (Eq. (3.20)), e o fator de concentração de tensões é incluído no modelo como um fator redutor do limite de vida infinita à fadiga, através de uma equação gerada através de regressão de resultados numéricos por meio do Método de Elementos Finitos.

As equações de K_t propostas evoluíram ao longo das publicações do desses autores sobre o assunto [10, 29 e 30], sendo adotadas as curvas de fadiga e a equação de K_t desta última publicação. A profundidade da moosa foi definida pelo resultado de deslocamento da parte mais profunda da moosa presente no resultado de deslocamento do modelo numérico.

$$N = \left[\frac{\sigma_a}{F_f \cdot C \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{F_s \sigma_u} \right)^2 \right)} \right]^{\frac{1}{b}} \quad [3.19]$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{VM}}{2} = \frac{\sqrt{3} P.D}{2 \cdot 4t} \quad [3.20]$$

Sendo

$$b = \frac{1}{6} \log \left(\frac{S_L}{C} \right) \quad [3.21]$$

e

$$C = \sigma_u + 345 \text{ (MPa)} \quad [3.22]$$

O limite de vida infinita à fadiga (S_L) fornecido pela Eq. (3.23), é o valor da resistência à tração (S_u), modificada pelo fator de acabamento (k_a - laminado a quente), descrito pela Eq. (3.24).

$$S_L = 0,5 \cdot S_u \frac{k_a}{K_t} \quad [3.23]$$

$$k_a = 56,1S_u^{-0,719} \quad [3.24]$$

O fator de concentração de tensões para mocha esférica é calculado através da Eq. (2.10)

$$K_t = 2,40 + 0,737.R \quad [2.13]$$

sendo

$$R = \left(\frac{d}{D}\right) \cdot \left(\frac{D}{t}\right)^{1,14} \quad [2.12]$$

3.5

PDAM

O *Pipeline Defect Assessment Manual* (PDAM) utiliza a Eq. (3.25) como método de cálculo de fadiga, tendo seus parâmetros determinados pelas Eqs. (3.26) a (3.29), cujos valores de tensão média e alternada são determinados pelas tensões circunferenciais:

$$N = 1000 \left[\frac{(S_U - 50)}{2\sigma_A K_s} \right] \quad [3.25]$$

onde:

$$2\sigma_A = S_U [T(4 + T^2)^{0.5} - T^2] \quad [3.26]$$

$$T = \frac{\frac{\sigma_a}{\sigma_U}}{\left[1 - \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_a}{S_U}\right)\right]^{0.5}} \quad [3.27]$$

$$K_s = 2,871\sqrt{K_d} \quad [3.28]$$

$$k_d = H_0 \frac{t}{D} \quad [3.29]$$

Esta curva não inclui o fator estocástico recomendado em [19], porém possui os fatores de segurança da curva de fadiga da norma DIN 2413 embutida em sua formulação.

O fator de concentração de tensões é dado em função da profundidade remanescente da mochas (H_0), medido após o alívio do carregamento de pressão.

3.6

API 579 NÍVEL 2

A curva de fadiga adotada na Norma API 579, presente na Eq. (3.30), não considera o fator de confiabilidade recomendado na referência [6], e a profundidade da mocha é o parâmetro que influencia o fator de concentração de tensões, medido após o alívio da pressão. A componente de tensões utilizada é a circunferencial nominal. Os parâmetros da curva são definidos nas Eqs. (3.31) a (3.37).

$$N = 5622 \left[\frac{\sigma_U}{2\sigma_A K_d K_g} \right]^{5.26} \quad [3.30]$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_a}{\sigma_U} \right)^2} \quad [3.31]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}^c - \sigma_{min}^c}{2} \quad [3.32]$$

$$K_d = C_s \sqrt{(d_{d0} C_{ul})^{1.5} \frac{t}{D}} \quad [3.33]$$

$$K_g = 1 \quad [3.34]$$

$$C_s = 2 \text{ Para mochas lisas} \quad [3.35]$$

$$C_s = 1 \text{ Para mossas com vincos (Sharp dents)} \quad [3.36]$$

$$C_{ul} = 1 \quad [3.37]$$

3.7

API 579 N3 / ASME Sec VIII div. 2

A norma API 579 capítulo 12, que trata de mossas, indica que se use a curva de fadiga é dada pela Eq.(3.38) nos casos em que se justifique a análise de fadiga. Os demais parâmetros são definidos nas Eqs. (3.39) a (3.50).

$$N = 10^x \quad [3.38]$$

$$x = \frac{C_1 + C_3 Y + C_5 Y^2 + C_7 Y^3 + C_9 Y^4 + C_{11} Y^5}{1 + C_2 Y + C_4 Y^2 + C_6 Y^3 + C_8 Y^4 + C_{10} Y^5} \quad [3.39]$$

Os coeficientes C são fornecidos na Tab. (3.2) para aços com temperaturas até 371°C e resistência à tração de até 552 MPa (80 ksi).

Tabela (3.2) Coeficientes para fadiga [22]

Coeficientes C_i	$48 \leq S_a < 214 \text{ (MPa)}$	$214 \leq S_a < 3999 \text{ (MPa)}$
	$7 \leq S_a < 31 \text{ (ksi)}$	$31 \leq S_a < 580 \text{ (ksi)}$
1	2,254510E+00	7,999502E+00
2	-4,642236E-01	5,832491E-01
3	-8,312745E-01	1,500851E-01
4	8,634660E-02	1,273659E-04
5	2,020834E-01	-5,263661E-05
6	-6,940535E-03	0,0
7	-2,079726E-02	0,0
8	2,010235E-04	0,0
9	7,137717E-04	0,0
10	0,0	0,0
11	0,0	0,0

Além desses parâmetros, também é necessário o parâmetro Y , calculado de acordo com a Eq. (3.39), que leva em conta a tensão alternada efetiva.

$$Y = \left(\frac{S_a}{C_{us}} \right) \left(\frac{E}{E_T} \right) \quad [3.40]$$

A tensão alternada é dada pela Eq. (3.40),

$$S_a = \frac{E}{2} \varepsilon_{eff} \quad [3.41]$$

Onde a deformação efetiva ε_{eff} é dada por:

$$\varepsilon_{eff} = \frac{\sigma_{aVM}}{E} \cdot \varepsilon_{peq} \quad [3.42]$$

E a tensão alternada é dada por:

$$\sigma_{VM}^a = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_{11}^a - \sigma_{22}^a)^2 + (\sigma_{11}^a - \sigma_{33}^a)^2 + (\sigma_{22}^a - \sigma_{33}^a)^2 + 6(\tau_{12}^{a2} + \tau_{23}^{a2} + \tau_{13}^{a2}) \right]^{0,5} \quad [3.43]$$

onde

$$\sigma_{ii}^a = \left(\frac{\sigma_{ii}^f - \sigma_{ii}^c}{2} \right), \quad i = 1 \dots 3 \quad [3.44]$$

$$\tau_{ij}^a = \left(\frac{\tau_{ij}^f - \tau_{ij}^c}{2} \right), \quad i \neq j = 1 \dots 3 \quad [3.45]$$

No exemplo adotado, o cálculo refere-se ao segundo ciclo de pressão interna. Similarmente aos outros métodos, as demais componentes são dadas de acordo com a Eq. (3.46)

$$\sigma_{33}^a = \tau_{23}^a = \tau_{13}^a = 0 \quad [3.46]$$

A deformação plástica equivalente é calculada a pela Eq. (3.46):

$$\varepsilon_{peq}^a = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\varepsilon_{11}^a - \varepsilon_{22}^a)^2 + (\varepsilon_{11}^a - \varepsilon_{33}^a)^2 + (\varepsilon_{22}^a - \varepsilon_{33}^a)^2 + 6(\varepsilon_{12}^{a\ 2} + \varepsilon_{23}^{a\ 2} + \varepsilon_{13}^{a\ 2})]^{0,5} \quad [3.47]$$

onde

$$\varepsilon_{ii}^a = \left(\frac{\varepsilon_{ii}^f - \varepsilon_{ii}^c}{2} \right), \quad i = 1 \dots 3 \quad [3.48]$$

$$\varepsilon_{ij}^a = \left(\frac{\varepsilon_{ij}^f - \varepsilon_{ij}^c}{2} \right), \quad i \neq j = 1 \dots 3 \quad [3.49]$$

As demais componentes são dadas de acordo com a Eq. (3.50)

$$\varepsilon_{23}^a = \varepsilon_{13}^a = 0 \quad [3.50]$$

3.8

API 1156

O valor do número de ciclos antes da falha por fadiga é dado pela Eq. (3.51) em função da variação de pressão, dada em unidades inglesas (psi), e do fator de concentração de tensões, dado pela Eq. (3.52), calculado em função da profundidade da mocha, em valores percentuais.

$$N_{API1156} = e^{43,944 - 2,97 \ln \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\Delta \sigma}{\Delta p} \right) \Delta p \right]} \quad [3.51]$$

$$\frac{\Delta \sigma}{\Delta p} = -0,53 \left(\frac{d}{D} \right)^2 + 24 \left(\frac{d}{D} \right) + 57,7 \quad [3.52]$$

3.9

CENPES

A vida à fadiga proposta por este método é dada pela Eq. (3.53), e utiliza valores de tensão a partir do modelo de uma solução por Elementos Finitos, em unidades inglesas (psi):

$$N = 10^{17,784} \left(\frac{\Delta S_T}{2} \right)^{-2,97} \quad [3.53]$$

O método usa a tensão alternada de Tresca que é calculada de acordo com as Eqs. (3.54), (3.55) e (3.56).

$$\Delta S_T = \Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_3 \quad [3.54]$$

onde

$$\Delta \sigma_{I,II} = \left(\frac{\sigma_{a11} + \sigma_{a22}}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{a11} - \sigma_{a22}}{2} \right)^2 + \tau_{12}^2} \text{ e } \Delta \sigma_{III} = 0 \quad [3.55]$$

as componentes $\Delta \sigma_1$, $\Delta \sigma_2$ e $\Delta \sigma_3$ são definidas a partir de $\Delta \sigma_I$, $\Delta \sigma_{II}$ e $\Delta \sigma_{III}$ de acordo com a Eq. (3.55):

$$\Delta \sigma_1 = \max(\Delta \sigma_I, \Delta \sigma_{II}, \Delta \sigma_{III}) > \Delta \sigma_2 > \Delta \sigma_3 = \min(\Delta \sigma_I, \Delta \sigma_{II}, \Delta \sigma_{III}) \quad [3.56]$$