2
Revisão Bibliográfica

Este capítulo aborda os fenômenos físicos envolvidos na fadiga em dutos com mossas e comenta diversos métodos, encontrados na literatura, que fazem a previsão da vida à fadiga de dutos com mossas.

2.1
Fenomenologia

O comportamento à fadiga de dutos com mossas é dependente do material e geometria do tubo, do histórico de pressão aplicado e das características do dano causado. Alguns aspectos que afetam o comportamento à fadiga são discutidos a seguir.

2.1.1
Processo de criação da mossa

A figura (2.1) [5] mostra as características principais durante o processo de indentação para um tubo pressurizado. O histórico força-deslocamento é dividido em oito partes:

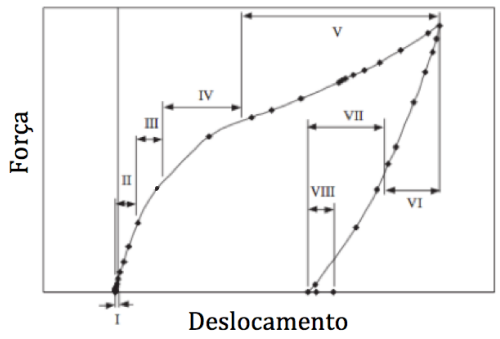

Figura (2.1) - Histórico típico força-deslocamento radial durante a criação da mossa de um tubo pressurizado [5]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

Segundo descrito em [5] e ilustrado em [6], as oito fases são assim descritas:

- Fase I: Pequena expansão radial devido à pressurização do tubo.
- Fase II: Quando o carregamento radial é aplicado, acontece o deslocamento do tubo na condição linear e elástica até o escoamento, que inicialmente ocorre na superfície externa do tubo.
- Fase III: A indentação continua e o escoamento avança através da espessura.
- Fase IV: O aumento da deformação circunferencial causa uma redução na rigidez aparente.
- Fase V: A deformação do tubo aumenta, a deformação circunferencial passa a dominar o seu comportamento, resultando em um aumento de rigidez. O escoamento de membrana cresce estendendo-se na direção longitudinal. O deslocamento radial atinge seu valor máximo.
- Fase VI: A retirada do punção leva à recuperação elástica da profundidade da mossa. Observa-se que a inclinação da curva nesta fase assemelha-se à da Fase II embora a geometria da mossa seja completamente diferente que naquela etapa.
- Fase VII: Quando o carregamento imposto pelo indentador diminui, a pressão interna é responsável pela redução da mossa por deformação elastoplástica, principalmente na direção circunferencial.
- Fase VIII: A fase final da deformação corresponde à redução da pressão, resultando em um aumento da profundidade final da mossa, sendo uma parte considerável da sua profundidade residual.

No caso da mossa ser criada em um tubo sem pressão, após a Fase V, a profundidade da mossa será igual à mostrada no final da Fase VIII [7].

O comportamento de um tubo indentado, inicialmente sem pressão interna, como o ilustrado na Fig. (2.2) pode ser dividido em três passos: deslocamento radial do punção, que gera a deformação plástica devido ao contato; a retirada do indentador, onde pode-se verificar o retorno elástico com a recuperação de parte

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

do deslocamento; e a aplicação da pressão interna onde ocorre o arredondamento onde uma parcela da deformação plástica é recuperada.

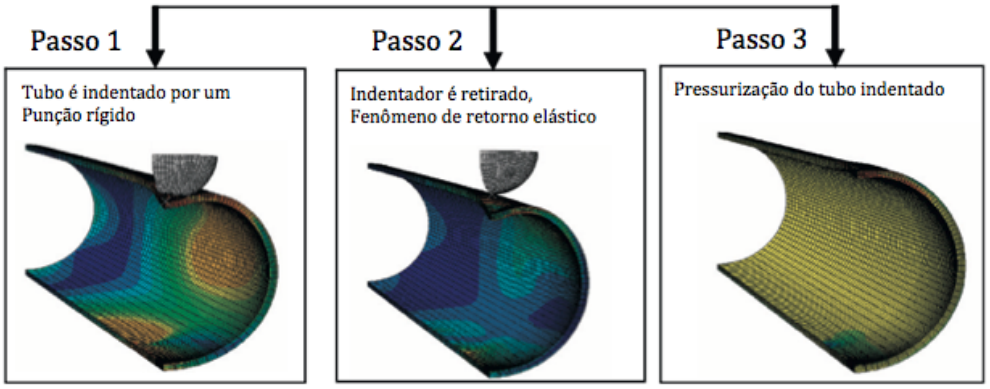

Figura (2.2) Processo de indentação [3]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.1.2
Efeito do retorno elástico e arredondamento

Segundo [6], os estudos experimentais analisados sobre arredondamento indicam que:

- O retorno elástico é maior em mossas longas que em mossas curtas, e é maior no centro que nas extremidades das mossas. O retorno elástico é mais pronunciado em mossas suaves (*smooth dents*), que naquelas que possuem mudanças abruptas na curvatura, ou mossas com vincos (*kinked dents*).
- Mossas criadas em dutos pressurizados possuem um retorno elástico maior que aquelas produzidas em mossas em dutos sem pressão, considerando a mesma profundidade máxima.
- O retorno elástico é afetado pelo tipo de suporte do tubo.
- Mossas em tubos de paredes finas possuem maior retorno elástico que aquelas localizadas em tubos de paredes espessas.
- O arredondamento é afetado pela forma da mossa. Mossas longas possuem um arredondamento maior que mossas curtas (mais no centro que nas

extremidades), e mossas suaves possuem um arredondamento maior que em mossas com vincos.

- Mossas em tubos com paredes mais finas possuem arredondamento maior que em tubos de paredes espessas.

2.1.3
Efeito da pressão de teste

Segundo a referência [6], o teste hidrostático antes do início da pressão cíclica tem um efeito benéfico porque a profundidade da mossa é reduzida de forma permanente. Pressões mais altas causam um maior arredondamento. Como o arredondamento depende da forma do indentador, do diâmetro e da espessura do tubo, o benefício do teste hidrostático varia caso a caso.

2.1.4
Efeitos da tensão máxima (e da tensão média)

De acordo com a referência [6], a fadiga em um duto com mossa é influenciada pela tensão máxima durante o ciclo de pressão, e pela tensão média (ou R, que é a razão entre as tensões mínima e máxima que ocorrem durante o ciclo de pressão); esses são os parâmetros de carregamento importantes para análise da vida à fadiga. A Fig. (2.3) [8] ilustra a tensão alternada senoidal flutuante com seus principais parâmetros.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

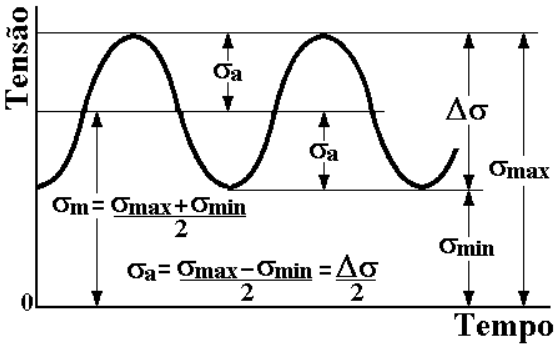

Figura (2.3)– Tensão senoidal senoidal flutuante [8]

A tensão média é dada por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \qquad [2.1]$$

já a tensão alternada pode ser expressa por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \qquad [2.2]$$

Nos casos em que a tensão média é diferente de zero é necessário utilizar algum critério para que se encontre o par tensão média versus tensão alternada equivalente conforme mostrado na Fig. (2.4), onde S_u, S_y e S_n são: tensão de ruptura, tensão de escoamento e limite de resistência à fadiga corrigido.

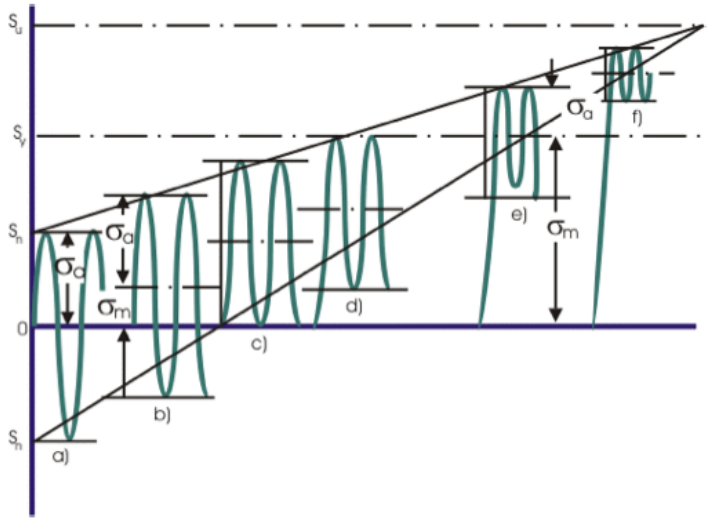

Figura (2.4) – Pares de tensão média x alternada equivalentes [9]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

Os principais critérios para o cálculo de tensão média equivalente obedecem à regra elíptica [8], onde:

$$\left[\frac{\sigma_a}{S_F}\right]^r + \left[\frac{\sigma_m}{S_R}\right]^s = 1 \qquad [2.3]$$

A variável S_L é o limite de vida infinita à fadiga e S_R é o limite de resistência à fadiga. É possível ajustar dados experimentais variando-se os valores de r e s, os critérios mais usuais são de de Goodman e Gerber, sendo que o primeiro possui r=s=1; já Gerber usa r=1 e s=2, conforme Figs. (2.5) e (2.6).

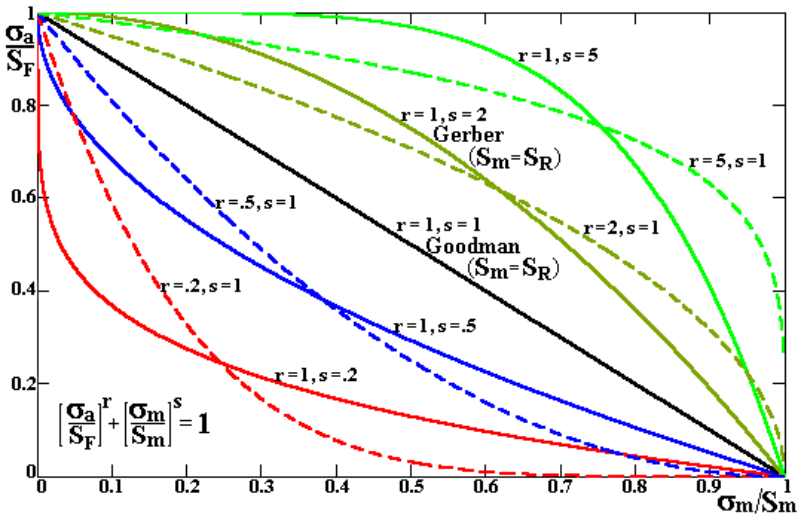

Figura 2.5 – Regra elíptica de tensão equivalente com diversos parâmetros [8]

Segundo a literatura, a linha de Soderberg ajusta de forma muito conservadora dados experimentais de fadiga, sendo usada em algumas normas. A linha de Goodman possui um ajuste mais próximo dos pontos experimentais, porém ainda valores conservadores; este método é muito utilizado devido à sua simplicidade algébrica. Já a parábola de Gerber fornece um ajuste mais próximo dos dados.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

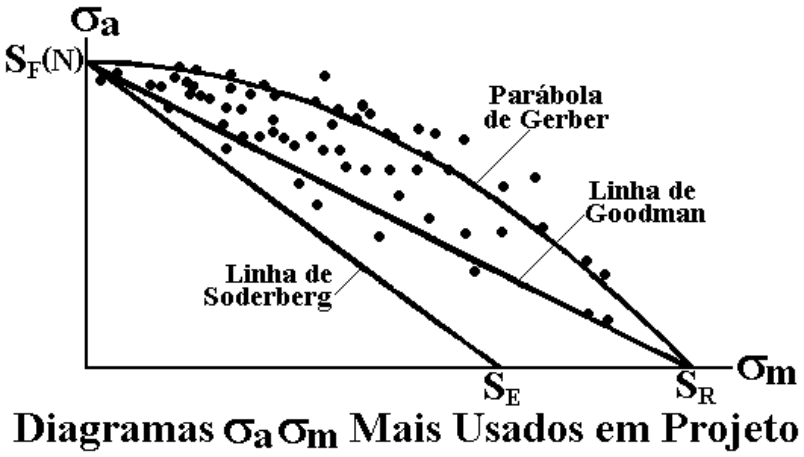

Figura 2.6 – Regra de tensão equivalente com as linhas de Goodman, Gerber e Soderberg [8]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.1.5
Efeito da geometria da mossa

A geometria do punção possui efeito na resistência à fadiga da mossa, porém este efeito ainda não está completamente compreendido [6]. Diversos trabalhos estudam principalmente mossas criadas por indentadores esféricos [10, 11, 12], longitudinais [11, 13, 14] e transversais [7, 13, 14]. Outras geometrias são simuladas, como [15, 16, 17] que modelam mossas com modelos de Elementos Finitos bidimensionais, simulando mossas infinitamente longas, e [5] que simula o indentador no formato de um dente de escavadeira. Alguns desses estudos objetivaram comparar as simulações feitas em EF com modelos analíticos ou resultados experimentais, não sendo feitas análises com relação ao seu comportamento à fadiga.

2.1.6
Efeito da ovalização

A ovalização causa o aumento da concentração de tensões, porém seu valor é baixo comparando-se com a concentração de tensões causada pela mossa

[6]. O aumento da pressão interna causa o arredondamento da seção transversal do tubo. As falhas em dutos com mossa por fadiga ocorrem antes no centro ou no ombro da mossa, o que indica a maior influência da mossa que da ovalização, porém a falta de resultados experimentais sobre o assunto não permite conclusões mais específicas [6].

2.1.7
Efeito da restrição da mossa

As mossas são classificadas quanto à sua restrição como contidas ou não contidas. Mossas não contidas são da forma ilustrada na Fig. (2.7a), normalmente são formadas por ação de terceiros (como contato com escavadeiras, etc.), e geralmente são localizadas na face superior do tubo. Já as mossas contidas (Fig. (2.7b)), muitas vezes são localizadas na face inferior do tubo e são causadas pelo assentamento do tubo sobre rochas.

a) b)

Figura (2.7) – a) Mossa não contida [10] , b) mossa contida [18]

De acordo com [6], uma mossa contida possui uma vida maior que mossas não contidas com a mesma profundidade, isto se deve à restrição ao deslocamento ocasionada pelo objeto que está em contato com mossa. Porém não há resultados experimentais suficientes para quantificar esta tendência.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.1.8
Efeito da interação entre mossas adjacentes

Existem poucos estudos experimentais que indiquem a relação entre mossas próximas. Não está claro se a interação causa o enrijecimento da estrutura, que resiste ao arredondamento, ou se ocorre o aumento do fator de concentração de tensões, comparado com mossas isoladas de mesma profundidade [6].

2.1.9
Efeito da tenacidade (*toughness*)

Não há evidências, nos testes analisados na referência [6], que indiquem a relevância da propriedade de tenacidade medida pela energia consumida no impacto no comportamento à fadiga de aços para dutos. Segundo a referência, os aços API 5L, são materiais dúteis e trabalham na faixa superior em relação ao início do comportamento à fratura, por isso, não são se recomenda o uso de aço com menor valor de tenacidade para os dutos que contém mossas.

2.1.10
Efeito da razão entre o diâmetro e espessura do tubo

Diversos estudos analisados em [6] indicam que a razão entre o diâmetro e a espessura do tubo possui grande influência na vida à fadiga do tubo devido ao seu comportamento durante o retorno elástico e arredondamento do tubo. Conforme a referência [6], tubos de paredes finas possuem maior retorno elástico, maior arredondamento e maior deslocamento que os de paredes espessas. O deslocamento é um parâmetro que pode levar uma condição mais severa à fadiga, porém aços para dutos possuem alta resistência mecânica e permitem espessuras de tubos cada vez menores em relação ao diâmetro externo.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2
Métodos de previsão de vida à fadiga

Os métodos de previsão de vida à fadiga são baseados em diferentes critérios e são validados por diferentes dados experimentais. A avaliação realizada por [6] considera diversos modos de falha em dutos com mossa tais como a ruptura por pressão interna estática e fadiga causada por pressão interna cíclica. A referência [6] leva em consideração mossas próximas e longe de soldas, e compara diferentes metodologias de avaliação de fadiga, levando em conta no modelo numérico, resultados experimentais e métodos de previsão de vida.

Nessa dissertação, serão discutidos os procedimentos utilizados no métodos calculados na referência [6], assim como outros modelos propostos após a divulgação da referência. Aquelas referências, citadas em [6] ou que foram encontradas na pesquisa bibliográfica, que possuem em suas publicações parâmetros suficientes para o cálculo foram usadas nesse trabalho e seus resultados foram comparados, utilizando-se os dados experimentais e suas previsões avaliadas estatisticamente.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.1
EPRG 1995

O método empírico proposto pela EPRG em 1995 [6] é baseado na curva de fadiga da norma DIN 2413, porém o modo de obtenção da curva de fadiga a partir da norma não se encontra disponível na literatura. O método prevê a vida à fadiga de um tubo com uma mossa lisa. O modelo inclui um fator de concentração de tensões não-adimensional em função da profundidade da mossa remanescente. O modelo se propõe a avaliar mossas contidas e não contidas, uma vez que se espera que as primeiras possuam uma vida à fadiga maior.

A equação de fadiga, assim como o fator de concentração de tensões, foram validados a partir de 26 dados experimentais em anéis de tubos. A comparação realizada em [6] indica que este é o melhor método, para a avaliação

de fadiga em dutos com mossas. O critério utilizado é a comparação com diversos valores experimentais, e este método apresentou o melhor ajuste, sendo o método escolhido no Pipeline Defect Assessment Manual (PDAM) [1, 19, 20].

A Figura (2.8) mostra a comparação entre curva de previsão e dados experimentais publicados em diversas referências dentro da faixa de aplicação do método, sendo que a curva não inclui o fator de confiabilidade sugerido. Observa-se grande dispersão entre as previsões e os pontos experimentais, parte dessa diferença deve-se à própria variação experimental entre testes de fadiga que resultam em vidas diferentes para espécimes de mesmas características.

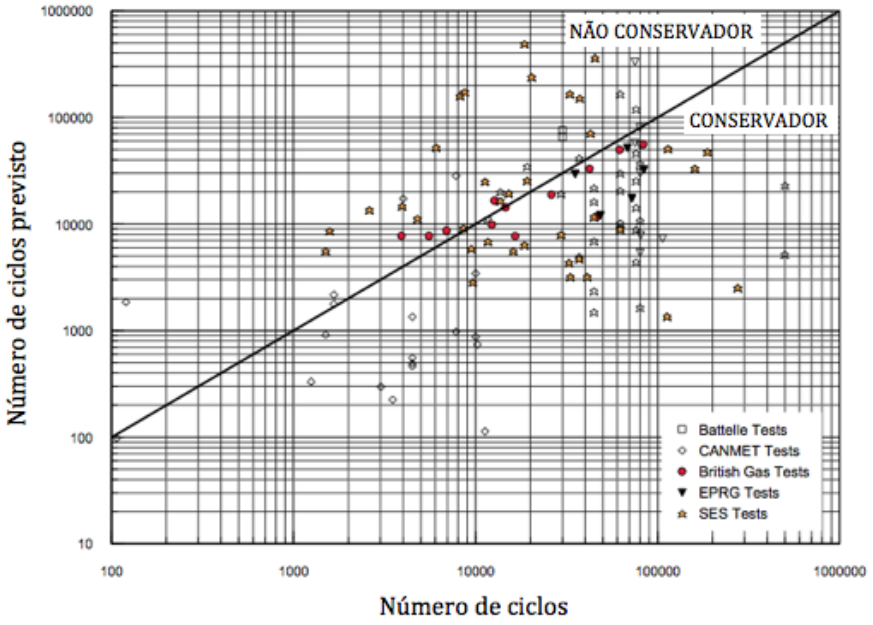

Fig. (2.8) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais [6]

O PDAM recomenda o uso de um fator de confiabilidade de 95%, dividindo-se a vida calculada por 13,3, isto implica em uma probabilidade de 5% de previsões não conservadoras, o efeito desse fator é apresentado na Fig. (2.9) [21].

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

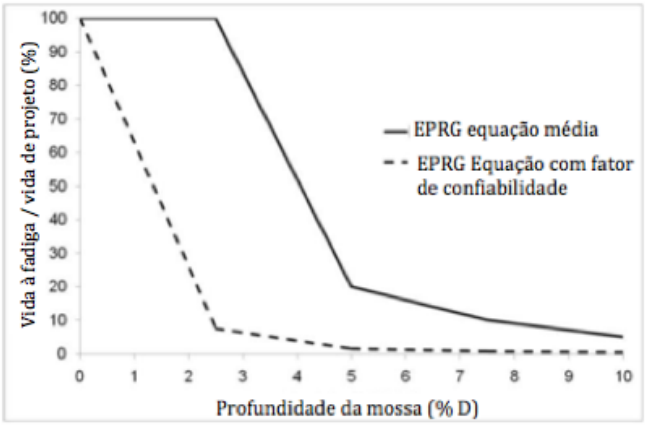

Figura (2.9) Efeito do fator de confiabilidade na previsão de vida à fadiga [21]

O gráfico mostra que para pequenas profundidades de mossa, o fator de confiabilidade é responsável por uma redução acentuada da vida prevista (com relação da vida de projeto). Já para a curva original, pequenas profundidades possuem pouca influência na previsão, a partir de uma profundidade de aproximadamente 3% as diferenças começam a se tornar mais acentuadas. Depois de 5%, as previsões com e sem fatores de confiabilidade se aproximam, levando a previsões abaixo de 20% dos tubos sem o fator de confiabilidade e próximas a zero com o uso do fator.

A equação de previsão proposta pelo método, assim como os parâmetros de cálculos são discutidos no capítulo 3.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.2
EPRG 2000

A revisão do método descrito na seção 2.2.1 foi publicado pela EPRG em 2000, conforme discutido na referência [6]. Este método trata de forma diferente alguns aspectos da previsão de fadiga. A equação também foi baseada nas curvas de fadiga da norma DIN 2413. Além de modificar o cálculo do fator de concentração de tensões (entretanto permanecendo não-adimensional), a referência incluiu no cálculo a previsão de mossas com vincos, porém os fatores

recomendados preveem vidas mais curtas para mossas lisas que para mossas com vincos, o que difere do que é esperado, uma vez que o vinco presente na mossa ocasiona um valor de concentração de tensões mais acentuado que em mossas lisas [6].

Os 108 resultados experimentais de mossas lisas e os 23 de mossas com vincos foram utilizados no desenvolvimento do método. A análise estatística recomenda a divisão por dez da vida encontrada para uma confiabilidade de 95% [6].

Este foi um dos métodos utilizados na comparação realizada na referência [6], para determinação do método mais indicado para previsão de vidas, sendo superado, em termos de ajuste experimental, pelo método apresentado em 1995.

A Figura (2.10) mostra a curva proposta pela EPRG em 2000 e sua comparação com dados experimentais. Observa-se que, mesmo sem fatores de confiabilidade, ela apresenta mais pontos no lado conservador que o modelo proposto em 1995, no entanto, a dispersão dos dados é maior que no método original.

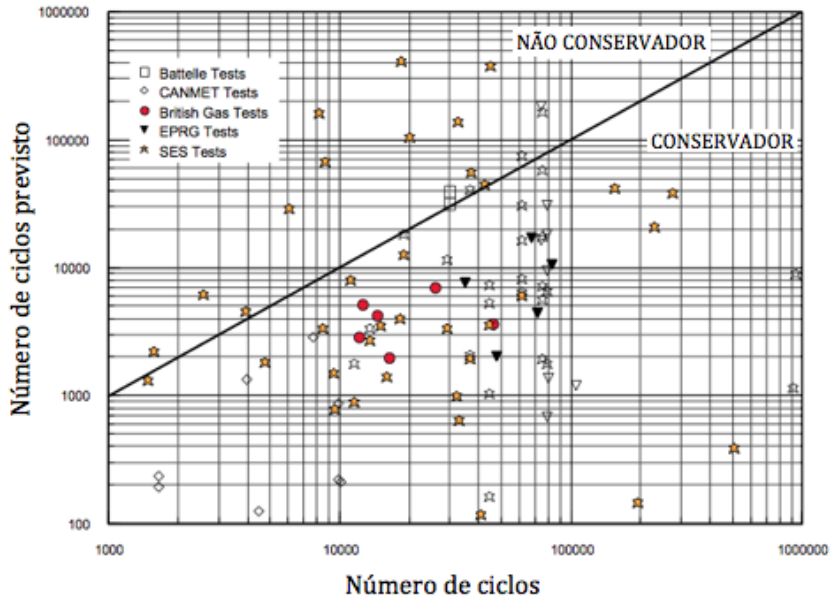

Fig. (2.10) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais [6]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

Este método é adotado na Norma API 579 [22] capítulo 12 (que trata de integridade de dutos com mossas), nível 2, sendo utilizado um fator de redução de dez vezes na vida como fator de confiabilidade relativo a 95%.

2.2.3
SES 1994

O método de cálculo publicado por Fowler et al em 1994 [6] propõe duas equações de previsão de vida: uma baseada na Norma API-RP2A curva X', e outra baseada na Curva B de fadiga do Departamento de Energia (DOE) do Reino Unido; a primeira é voltada para tubos soldados e a segunda para tubos lisos. Como trata-se de mossas longe de soldas, as previsões baseadas na norma API curva X' são mais conservadoras que a curva DOE.

Para ambos os modelos, o cálculo dos FCT foi realizado a partir de regressões de resultados de Elementos Finitos tabulados, e são dados em função da relação entre a variação da tensão circunferencial e a variação da pressão. As referências utilizadas não disponibilizam a equação e recomendam a leitura da publicação original e por conter dados insuficientes para o cálculo, as duas curvas não serão incluídas na análise realizada no presente estudo.

A Fig. (2.11) mostra a comparação da previsão da curva para dutos com soldas versus resultados experimentais, indicando uma maioria de valores conservadores.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

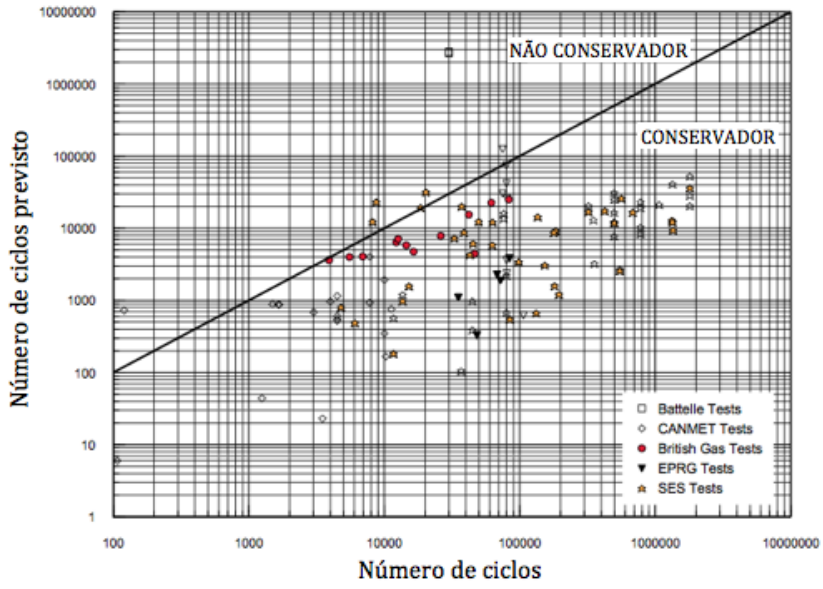

Fig. (2.11) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais Curva X' [6]

A Figura (2.12) mostra a correlação da curva baseada na Norma DOE em relação aos dados experimentais. Pode-se observar uma dispersão mais uniforme, confirmada pela avaliação estatística realizada por [6], mas o ajuste realizado no método da seção 2.2.1 obteve um resultado mais apropriado.

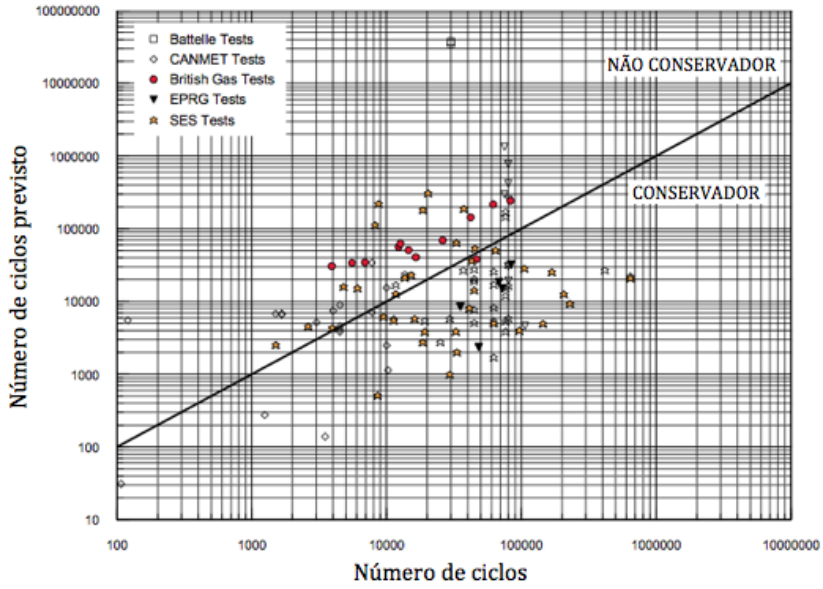

Fig. (2.12) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais Curva DOE [6]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.4
ASME 2010

A análise de mossas no nível 3 da Norma API 579 [22] para fadiga usa o método indicado no norma ASME Sec VIII div. 2 [23], que fornece diversos critérios para verificação da necessidade de uma análise de fadiga, e caso seja necessário, oferece duas abordagens para cálculo das tensões alternadas: análise elástica e elastoplástica.

Na análise elástica, há um fator de penalização devido a eventuais deformações plásticas que estejam sendo negligenciadas. Um exemplo da aplicação da análise elástica em um vaso de pressão é dado na referência [24].

Devido ao fato de o problema estudado envolver tensões e deformações elastoplásticas, a segunda abordagem do método ASME será considerada neste estudo.

A curva de fadiga da norma ASME [23] utiliza o método εN adaptada ao formato SN. Isto é feito multiplicando-se a deformação pelo valor do módulo de elasticidade.

Segundo Freire [1], a curva tem a forma da curva do método das inclinações universais de Manson, quando se aplica os fatores de 2 para tensão (FS_σ), e 20 para a vida (FS_N). A Eq. (2.4) descreve a relação entre a tensão alternada e o número de ciclos para iniciação de trinca.

$$\sigma_a = \frac{E}{2}\left\{\left[N^{-0.12}\left(\frac{3.5S_u}{FS_\sigma E}\right)\right] + [FS_N N]^{-0.6}\right\} \qquad [2.4]$$

A norma considera a tensão média, os efeitos de acabamento e de tamanho implicitamente de forma conservadora. A referência [25] descreve a equação da curva usada pela ASME sem o uso de coeficientes de segurança e depois realiza o ajuste das curvas em função de resultados experimentais.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

A Fig. (2.13) mostra as curvas SN segundo a curva ASME original [25], Norma ASME versão 2010 [23], Inclinações Universais com e sem seus fatores de segurança [1], Cenpes [2] e API 1156 [11]. Observa-se que as curvas de Inclinações Universais e ASME possuem grande semelhança entre si. A curva API 1156 utiliza a curva próxima à de Inclinações universais sem fator de segurança, prevendo-se assim valores de vida mais altos. O método CENPES [2] também se baseia na curva ASME, com os fatores de segurança, e usa a tensão alternada segundo o critério de resistência de Tresca, levando a resultados próximos à previsão da norma ASME. A referência [25] mostra a curva utilizada para o ajuste de dados experimentais e observa-se que ela traz uma previsão menos segura que a de ASME [23].

Diversos métodos de previsão utilizam a curva ASME como base para a previsão de vida, incluindo algumas alterações, como a inclusão de fatores de segurança; nestas podem-se incluir o métodos descritos nas seções 2.2.5 e 2.2.6.

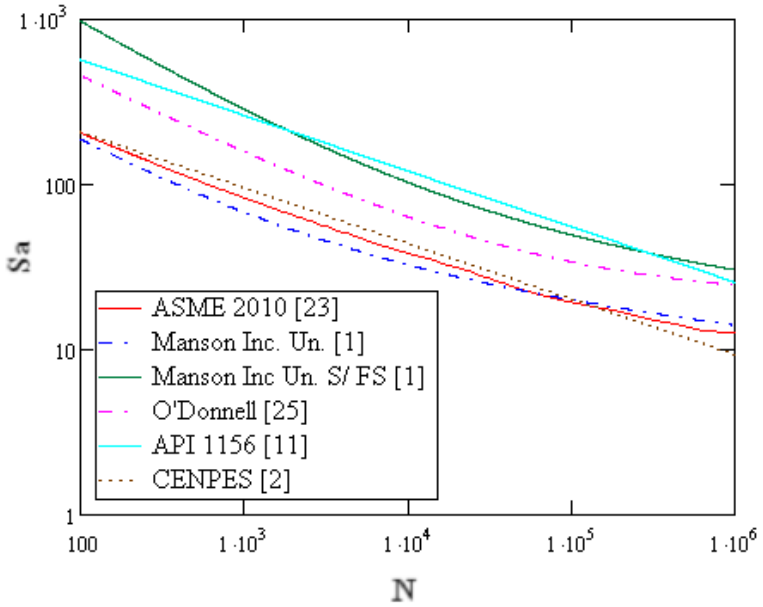

Fig. (2.13) – Curvas de fadiga com base no método ASME

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.5
API 1156

O método descrito na seção 2.2.3 foi proposto com o objetivo de melhorar alguns aspectos a sua previsão. A curva de fadiga é baseada na norma ASME BVP SEC VIII div. 2, sem o uso dos fatores de segurança de 2 para tensão e 20 na vida presentes na norma. A vida é dada em função da variação da tensão calculada como uma gama de tensão equivalente de Tresca. Um fator de concentração de tensões, obtido em função da profundidade da mossa e da pressão, foi obtido através de regressão de resultados de Elementos Finitos tabulados na literatura [11, 26, 27]. O modelo foi suportado por dois pontos experimentais com resultados não conservadores.

A validação experimental apresentada na Fig. (2.14) mostra que nos poucos pontos em que é possível utilizar o método, todos os valores previstos foram acima dos observados experimentalmente, são portanto não-conservativos. Isto em parte deve-se à forma com que a equação do fator de concentração de tensões foi calculada, com apenas dois valores de relação D/t (68 e 34), e portanto a tendência é de haver previsões precisas apenas em tubos com relação D/t próximas às utilizadas.

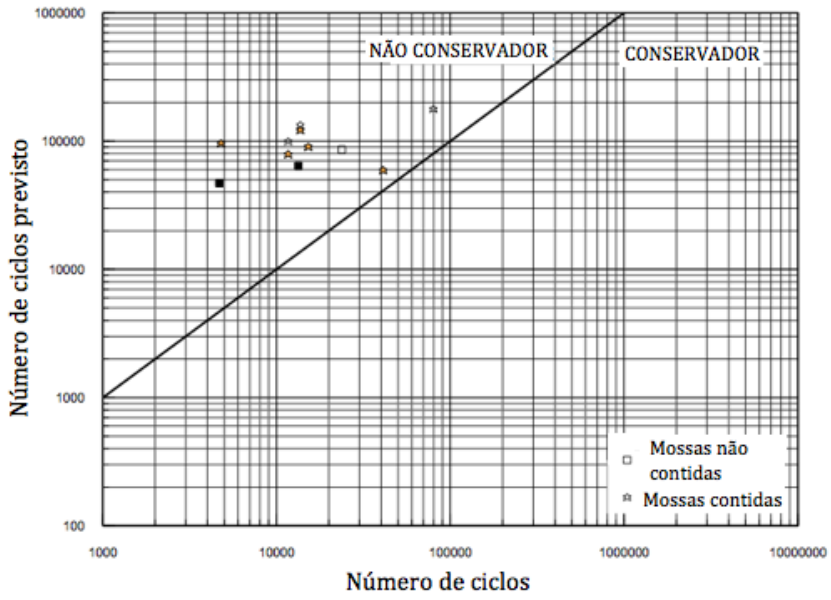

Fig. (2.14) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais [6]

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.6
CENPES 2009

O método proposto na referência [2] baseia-se na curva de fadiga da norma ASME, utilizando fatores de segurança de 2 para a tensão e 20 para a vida. A variável de entrada é a tensão alternada segundo Tresca.

A validação do método foi realizada através da comparação com 5 resultados experimentais publicados na referência [28] de tubos com mossas contidas, 5 de mossas não restritas e a comparação com os métodos de previsão da EPRG 1995 e da SES, 1994 [6]. A Figura (2.15) mostra a comparação de suas previsões com resultados experimentais.

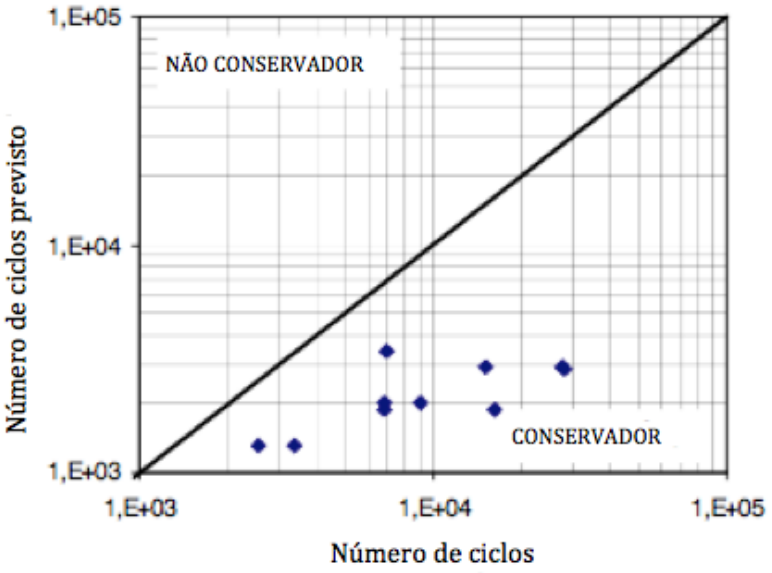

Fig. (2.15) – Previsão de vida à fadiga versus resultados experimentais [2]

A comparação mostra previsões conservadoras, este fato deve-se ao uso dos mesmos fatores de segurança embutidos na norma ASME [23]. A diferença encontrada entre os dois procedimentos é que enquanto a cálculo proposto pelo Cenpes utiliza o critério de Tresca para determinação da tensão alternada, a norma ASME faz o cálculo das tensões alternadas com base no critério de von Mises.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.7
Transpetro / Coppe UFRJ

2.2.7.1
Pinheiro, 2006

O trabalho realizado em [10] realizou testes experimentais de fadiga em tubos de escala reduzida contendo mossa produzida por um indentador semi-esférico.

Esses resultados foram utilizados para confirmar os resultados do modelo de Elementos Finitos. A partir dos resultados numéricos foi feito um estudo paramétrico que resultou em duas equações do fator de concentração: uma para tubos com restrição axial e outra com bordo tamponado (vaso de pressão). As Equações (2.5) e (2.6) mostram os fatores de concentração de tensão para restrição axial e bordo tamponado, respectivamente.

$$K_t = 1 + 1{,}3275\left(\frac{D}{t}\right)^{0{,}86}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}68}\left(\frac{l}{w}\right)^{1{,}36}\left(\frac{t}{w}\right)^{0{,}26} \quad [2.5]$$

$$K_t = 1 + 1{,}4588\left(\frac{D}{t}\right)^{0{,}68}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}60}\left(\frac{l}{w}\right)^{-1{,}19}\left(\frac{t}{w}\right)^{0{,}06} \quad [2.6]$$

A validação experimental da previsão de vida foi feita com 15 pontos experimentais, apresentando uma correlação adequada com dados numéricos.

2.2.7.2
Pinheiro et. al., 2008

O trabalho publicado em [14] altera a equação do fator de concentração de tensões para mossas esféricas, presente na Eq. (2.7) ,e como foi observado que a diferença entre as duas condições de contorno é pequena, o ajuste experimental foi realizado apenas para a condição de bordo tamponado.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

$$K_t = 1 + 1{,}310\left(\frac{D}{t}\right)^{0{,}72}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}59}\left(\frac{l}{w}\right)^{1{,}41}\left(\frac{t}{w}\right)^{0{,}13} \quad [2.7]$$

Os fatores de concentração de tensão para mossas longitudinais, longitudinais curtas e transversais encontram-se nas Eqs. (2.8) a (2.10)

$$K_t = 1 + 3{,}1218\left(\frac{D}{t}\right)^{1{,}50}\left(\frac{d}{D}\right)^{1{,}10}\left(\frac{l}{w}\right)^{0{,}30}\left(\frac{t}{w}\right)^{0{,}70} \quad [2.8]$$

$$K_t = 1 + 0{,}2047\left(\frac{D}{t}\right)^{4{,}66}\left(\frac{d}{D}\right)^{1{,}10}\left(\frac{w}{l}\right)^{2{,}28}\left(\frac{t}{w}\right)^{3{,}53} \quad [2.9]$$

$$K_t = 1 + 0{,}2047\left(\frac{D}{t}\right)^{4{,}66}\left(\frac{d}{D}\right)^{1{,}10}\left(\frac{w}{l}\right)^{2{,}28}\left(\frac{t}{w}\right)^{3{,}53} \quad [2.10]$$

A validação experimental foi realizada para mossas esféricas com os mesmos experimentos da seção 2.2.7.1. Para as demais, a referência mostra o ajuste das equações em função dos dados numéricos.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.7.3
Pinheiro et. al., 2009

A referência [29] também utiliza os resultados experimentais do trabalho descrito na seção 2.2.7.1, e indica a Eq. (2.7) para o cálculo do FCT de mossas esféricas que possui um desvio padrão de 2.66%.

As Equações (2.11) e (2.12) são propostas para o cálculo do FCT com menos parâmetros geométricos. Essas equações possuem desvios-padrão de 2.68% e 5.98%; a última equação é indicada na referência para quando se conhece apenas a profundidade da mossa.

$$K_t = 1 + 1{,}393\left(\frac{D}{t}\right)^{0{,}62}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}56}\left(\frac{l}{w}\right)^{1{,}21} \quad [2.11]$$

$$K_t = 1 + 1{,}685\left(\frac{D}{t}\right)^{0{,}77}\left(\frac{d}{D}\right)^{0{,}68} \quad [2.12]$$

2.2.7.4
Cunha et. al., 2009

A curva de fadiga proposta na referência [30] utiliza o método SN com a influência da tensão média segundo a parábola de Gerber, para quaisquer profundidades de mossas até 12%, e de acordo com os parâmetros de cálculo recomendados por [4].

Um novo ajuste das equações de FCT foi realizado na referência [30] levando a novas equações que são calculadas em função da profundidade da mossa e da relação D/t.

A Equação (2.13) descreve os parâmetros adimensionais comuns a todos os tipos de mossas, e as Eqs. (2.14) a (2.17) se referem a mossas esféricas, transversais, longitudinais e longitudinais curtas.

$$B = \left(\frac{d}{D}\right).\left(\frac{D}{t}\right)^{1,14} \quad [2.13]$$

$$K_t = 2{,}4 + 0{,}737B \quad [2.14]$$

$$K_t = 2{,}11 + 0{,}853B \quad [2.15]$$

$$K_t = 1{,}38 + 2{,}398B \quad [2.16]$$

$$K_t = 6{,}50 + 0{,}825B \quad [2.17]$$

A Tabela (2.1) mostra a correlação experimental do método para mossas longitudinais, esféricas e transversais.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

Tabela (2.1) – Correlação entre método Cunha, 2009 e testes em escala real [30]

			Dano acumulado médio	
Referência	Tipo de mossa	Número de experimentos	Com falha	Sem falha
Fowler	Longitudinal	24	1,38	0,73
API	Esférica	11	4,27	19,76
API	Transversal	1	2,4	-

Para o caso de mossas esféricas a comparação foi feita com 11 tubos, com dano acumulado de 4,27 para as amostras que falharam e de 19,76 para as sem falha. Danos acumulados maiores que 1 indicam falha no componente, o fato de dutos que não falharam terem um dano acumulado previsto maiores que a unidade indica previsões conservadoras do método.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA

2.2.8
Ávila

A referência [7] indica que o método SN é indicado para prever a vida à fadiga nos ciclos que ocorrem após o retorno elástico. Lá, as componentes média e alternada da tensão são calculadas por meio do método de elementos finitos. Foram estudadas três condições de carregamento para mossas transversais, seus fatores de concentração de tensão foram calculados, e aplicados nos resultados de fadiga.

Foi realizada a comparação entre as vidas calculadas pelo método SN componente circunferencial, com tensão de von Mises modificada, e o método εN (Coffin Manson, Merrow Elasto-plástico e inclinações universais). Concluiu-se que a modificação do método de von Mises descreve de forma mais conveniente o fenômeno.

A correção de tensão equivalente de von Mises adotada corresponde a se atribuir o sinal negativo às tensões vindas do modelo de Elementos Finitos quando a soma das componentes circunferencial e longitudinal forem menores

que zero [9]. O uso de uma tensão equivalente é necessário por se tratar de um estado plano de tensões e os parâmetros do método SN são definidos para corpos de prova com carregamento unidimensional.

Esta forma de cálculo das tensões médias e alternadas leva em conta a variação da profundidade da mossa durante a aplicação da pressão interna que é um fator que influencia na concentração de tensões. Além disso o cálculo utiliza uma amplitude de tensões que considera valores em tração e em compressão, o que não ocorreria sem a correção uma vez que o cálculo da tensão de von Mises envolve a raiz da soma de termos ao quadrado, o que leva sempre a valores positivos.

Por outro lado, a forma adotada para correção da influência das componentes compressivas na tensão de von Mises necessita de cuidado em sua aplicação dos sinais em condições específicas de carregamento, caso que ocorre por exemplo na presença de um estado próximo do cisalhamento puro, o que não ocorre no problema analisado.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1011963/CA