

5º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

Fadiga Multiaxial de Tubos de Perfuração

AUTORES:

Marcelo Igor Lourenço¹, Moisés Espíndola da Silva², Theodoro Antoun Netto³

INSTITUIÇÃO:

^{1,3} COPPE/UFRJ – Departamento de Engenharia Naval e Oceânica;

²EP-UFRJ - Engenharia de Petróleo – Bolsista Graduação ANP/PRH-35.

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 5º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás-ABPG, no período de 15 a 22 de outubro de 2009, em Fortaleza-CE. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 5ºPDPETRO.

FADIGA MULTIAXIAL DE TUBOS DE PERFURAÇÃO

Abstract

This paper presents the numerical analyses conducted on aluminum drill-pipe of different materials (Al-Cu-Mg and Al-Zn-Mg alloy) and geometries designed and manufactured in compliance with ISO 15546. The study revealed that such pipes present a complex stress state in the neighborhood of the steel tool joints due to their geometry and residual stresses induced during assembly of the steel connectors onto the aluminum pipes.

The main objective is to improve the fatigue performance of these components by selecting the appropriate aluminum alloy and by enhancing the mechanical design of the threaded steel connector. A finite element model of the drill pipe, focusing on the tool-joint region, was developed. The model simulates, through different load steps, the tool-joint hot assembly, and then reproduces numerically the physical experiments previously done in order to obtain the actual stress distribution.

Introdução

A necessidade de perfuração de poços de petróleo de grande alcance (Extended Reach Wells), utilizando tecnologias modernas como a de poços direcionais, vem se intensificando no Brasil. Adicionalmente, com os novos campos localizados na camada pré-sal, estima-se que a redução do peso da coluna de perfuração seja fator crucial para se viabilizar a produção. As alternativas no mercado atualmente concentram-se no uso de materiais alternativos como titânio e ligas de alumínio. Titânio é evitado em função do seu alto custo. O objetivo desse trabalho é contribuir para o estudo de materiais alternativos, no caso, ligas de alumínio, para uso em tubos de perfuração.

Recentemente, tubos de perfuração de alumínio foram fabricados na Rússia, tendo como diferencial a utilização de ligas de alumínio Al-Cu-Mg e Al-Zn-Mg. Esses tubos de alumínio são conectados através de conectores de aço, conhecidos como *tool joints*. A montagem dos *tool-joints* nos tubos é por meio de contração térmica, num processo conhecido como *shrink fit process*. Esse processo é iniciado com o aquecimento do conector de aço antes de ser enroscado. A parte de aço dilata e é, então, enroscada no tubo de alumínio sob a aplicação de um torque mínimo. Imediatamente após a montagem, o conector é resfriado por meio de jatos de água na superfície do conector, além de circulação de água no interior do tubo de alumínio. A contração da parte de aço resulta em interferência mecânica entre o conector e o tubo.

Durante o processo de montagem descrito acima, há a atuação de tensões compressivas nas extremidades do tubo de perfuração que, somadas às forças de flexão e rotação, levam a existência de tensões multiaxiais e resultam em mecanismos complexos de falha. A fadiga do material é umas das principais causa para ocorrência de falha em tubos de perfuração que ocorre, predominantemente, na região de transição entre a conexão e o tubo.

Este trabalho visa analisar comportamento à fadiga de tubos de perfuração de alumínio quando submetidos a cargas cíclicas de tensão e flexão, focando os efeitos negativos das concentrações de tensão na região dos conectores de aço.

Baseado em conclusões obtidas em análises anteriores realizadas no Laboratório de Tecnologia Submarina (COPPE/UFRJ), que incluem testes de fadiga em escala reduzida (*small-scale*) para levantamento das curvas S-N de ligas de alumínio utilizadas na indústria e testes de fadiga em escala real (*full-scale*) utilizando tubos de perfuração de alumínio com diferentes propriedades mecânicas, o presente artigo visa propor melhora nesses projetos por meio de modelagem numérica

com elementos finitos. As análises anteriores utilizaram LAIDP 131x13 fabricados com liga do tipo D16T (Al-Cu-Mg), e LAIDP 103x9 fabricado em liga do tipo 1953T1 (Al-Zn-Mg).

Modelos de elementos finitos foram desenvolvidos, dando maior atenção à região dos conectores, além de levar em conta a interferência mecânica (máxima, média e mínima) causada pelo processo de montagem dos conectores nas extremidades do tubo. Os modelos analíticos de fadiga foram calibrados através dos testes de escala reduzida para que, posteriormente, pudessem ser utilizados para correlacionar os testes de escala real e os resultados numéricos.

Modelos de Elementos Finitos

Os modelos de elementos finitos foram desenvolvidos com o software de elementos finitos. ABAQUS segundo as dimensões nominais geométricas fornecidas pela Aquatic Co. O tubo e o conector foram desenhados separadamente para, então, uni-los de modo a gerar o modelo completo.

Estes modelos foram desenvolvidos considerando-se a simetria da geometria e o teste de carga. Portanto, o modelo consiste em metade do comprimento total e semi-circunferência, conforme mostra a fig. 1.

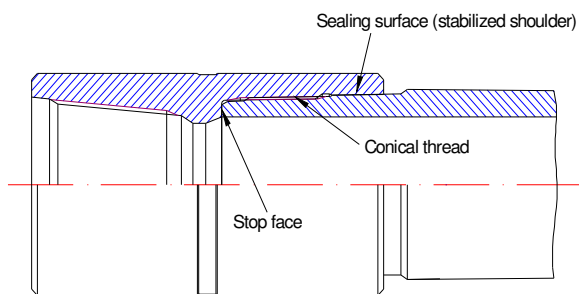


Fig. 1 – Detalhe da região de conexão

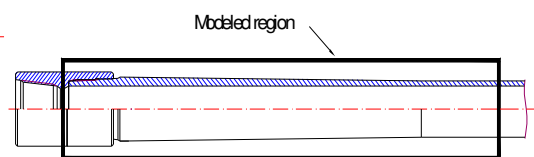


Fig. 2 – Desenho esquemático do tubo de perfuração indicando a região modelada.

O material do tubo foi assumido como sendo isotrópico, elástico-plástico, com módulo de Young igual a 70.000 MPa e coeficiente de Poisson igual a 0,3. O conector de aço foi modelado como sendo elástico, com módulo de Young e coeficiente de Poisson iguais a, respectivamente, 210.000 MPa e 0,3. A rosca cônica foi modelada como sendo formada por anéis concêntricos. Superfície de contato e não-linearidade geométrica foram também consideradas.

Estes modelos foram desenvolvidos em todo o comprimento do corpo de prova, considerando axissimetria, em função da identificação de que a maioria das dificuldades de convergência estava limitada às etapas axissimétricas iniciais durante a modelagem. O conector de duas partes (pin e box) foi modelado como sendo uma única parte já que a região de interconexão definida pela rosca não apresentou falha nos testes realizados previamente no laboratório.

Almejando a otimização dos modelos, um modelo 2D axissimétrico foi desenvolvido. A etapa de carregamento criada para simular o processo de montagem por contração térmica foi aplicada neste modelo. Posteriormente, por meio de uma ferramenta em consonância com o software Abaqus (função “revolve”) foi utilizada para gerar a malha 3D por meio da revolução do modelo 2D previamente desenvolvido. Tensões axissimétricas e campos de deformação também foram revolucionados e transferidos para esse novo modelo tridimensional como condições iniciais. Em seguida, duas etapas de carga de teste de fadiga foram aplicadas ao modelo para completar a simulação. Portanto, foi possível reduzir consideravelmente o tempo computacional e problemas de convergência.

O refinamento da malha foi de acordo com a relevância de cada região baseado em testes prévios com corpos de prova realizados no laboratório, sendo mais refinada, em ambas as partes do modelo, na região próxima a região rosqueada do conector de aço. Portanto, foi mais refinada no local onde ocorreu falha nos testes. Nesta região, agora somente na parte do tubo de alumínio, foi adotado um método visando reduzir os erros da simulação. Foi criada, então, no modelo axissimétrico, uma malha adaptativa, considerando que na região selecionada a distribuição de erro era uniforme, sendo fixado um erro final de 2% na simulação. Assim, a cada último incremento da etapa de carregamento axial, é gerado um novo refinamento (ainda maior que o anterior) para que o erro fixado seja alcançado no final da simulação. Este método foi muito importante para que os erros, em relação às simulações dos modelos de estudos passados, fossem reduzidos.

Uma vez que dimensões nominais foram usadas, resultou-se numa região de interferência mecânica entre as partes durante a montagem do modelo. Para considerar o efeito de tolerâncias de fabricação das peças dos modelos, foram construídos modelos de elementos finitos com interferências mecânicas máximas, médias e mínimas entre o tubo e o conector de acordo com as informações do fabricante. Desta forma, foi simulado o processo de montagem por contração térmica, aplicando-se um deslocamento positivo radial no diâmetro interno do conector na primeira etapa da análise. Posteriormente, a superfície de contato foi ativada e o deslocamento imposto foi removido, assim as forças de contato foram estabelecidas.

As próximas figuras mostram a distribuição de tensões longitudinal e de Von Mises na região do conector, após o processo de montagem por contração térmica (Fig. 4) e após 100 MPa de tensão alternada (Fig. 3), medido em um ponto correspondente ao ponto do strain gage (ponto 2) utilizado em testes anteriores com corpos de prova. A tensão alternada de von Mises máxima para o momento fletor foi obtida no ponto 1, que corresponde ao início da falha para dois dos três corpos de prova de LAIDP 131x13 em testes prévios.

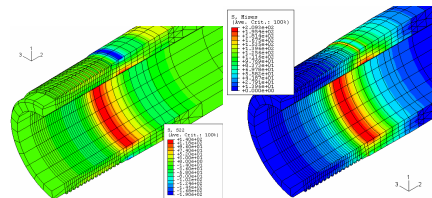


Fig. 3- Distribuição de tensões longitudinal (a) e de Von Mises (b) na região dos conectores após o processo “shrink fit”. LAIDP 131x13.

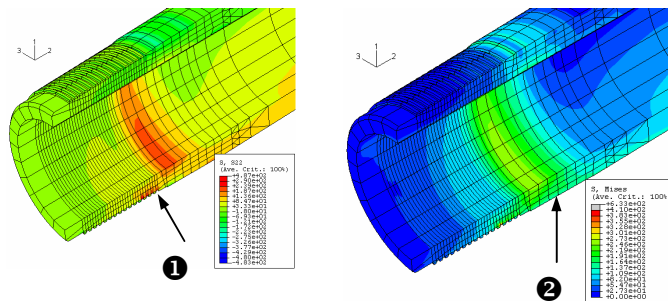


Fig. 4- Distribuição de tensão longitudinal (a) e de Von Mises (b) na região dos conectores para 100 MPa de tensão alternada do ponto do strain gage (2). LAIDP 131x13.

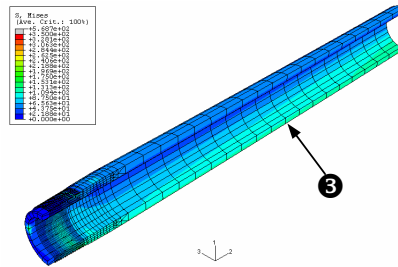


Figura 5 – Tensão Von Mises em todo o modelo e localização do ponto 3. LAIDP 131x13.

Para o tubo do tipo LAIDP 103x9, a distribuição de tensões de von Mises no tubo de alumínio após a simulação da conexão por montagem a quente mostrou que há uma concentração de tensões na parede interna, alinhada com a superfície de vedação (“*sealing surface*”). Apenas no caso de interferência máxima, foi observada deformação plástica localizada nesta região. Um outro ponto de concentração de tensões que merece destaque está indicado na Fig. 6 (ponto 1). Localizado na extremidade da seção do conector de aço, este ponto corresponde à mesma posição de falha observada durante o teste de escala real.

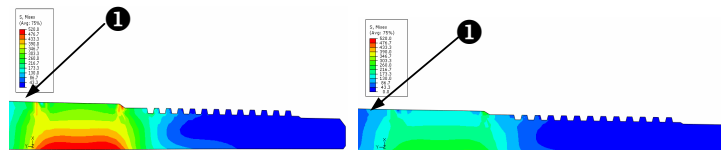


Fig. 6 – Modelo axissimétrico após montagem por contração térmica: (a) interferência máxima; (b) interferência máxima)-LAIDP 103x9.

As próximas figuras apresentam a distribuição de tensão longitudinal (Fig. 7) e de Von Mises (Fig. 8) na região do conector, para 100 MPa de tensão alternada medida pelo strain gage no ponto correspondente (ponto 2), em testes prévios, para a interferência mecânica máxima.

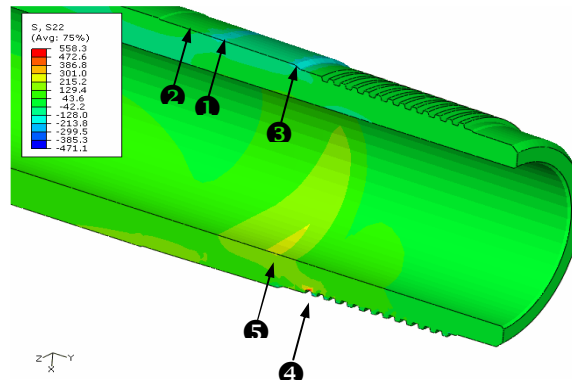


Fig. 7- Distribuição de tensão longitudinal na região do conector para 100 MPa de tensão alternada no ponto (2) para interferência máxima. LAIDP 103x9.

Picos de tensão máxima foram registrados nos pontos 3 e 4, respectivamente localizados no início da região rosqueada e na extremidade da superfície de vedação. No entanto, as maiores amplitudes de tensão foram observadas nos pontos 1 e 5. O Ponto 1 está localizado na final da seção do conector de aço e o ponto 5 corresponde ao ponto onde a deformação do plástico foi observada após a etapa de carga correspondente a montagem por contração térmica. Considerando que a amplitude de tensão é mais significativa para a fadiga e que a amplitude da tensão é mais crítica no ponto 1, este ponto foi selecionado para análise de fadiga.

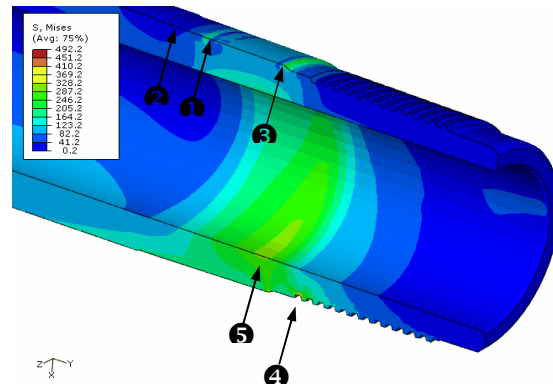


Fig. 8- Distribuição de tensão de von Mises na região do conector para 100 MPa de tensão alternada no ponto (2) para interferência mínima. LAIDP 103x9.

Análise de Fadiga

A análise de fadiga deve considerar a influência dos componentes de tensão multiaxiais. A influência da tensão média também deve ser levada em conta na análise de fadiga, uma vez que ela reduz a vida à fadiga. A interferência mecânica aumenta de modo significativo a tensão média (σ_m). Portanto, alguns critérios foram usados para avaliar esta influência. O estado de tensão multiaxial experimentado pelos corpos de prova durante os testes de fadiga é um estado multiaxial simples, isto é, os componentes de tensão são periódicos, proporcionais e estão em fase.

Várias formulações foram propostas para analisar a fadiga multiaxial de metais. Os métodos de von Mises e Sines apresentaram uma boa correlação experimental para avaliar estados multiaxiais simples. O método de von Mises consiste do uso das tensões de von Mises média e alternadas (σ_{eqm} e σ_{eqa}) juntamente com os critérios de Goodman, Gerber ou Soderberg para considerar a influência da σ_m na resistência à fadiga. O método Sines é semelhante ao método von Mises. A diferença consiste na definição σ_{eqm} , onde a influência dos componentes de cisalhamento é desprezada.

É apresentado a seguir um resumo das equações de análise de fadiga, onde σ_{sn} representa a tensão corrigida da curva S-N (obtida em testes prévios), σ_u é a tensão de ruptura e σ_n é o limite de escoamento. Logo após, são apresentados os resultados da análise de fadiga (Figs. 8-9), que mostram o bom resultado do modelo numérico em comparação com os testes prévios em corpos de prova.

Tensões equivalentes:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{11a} - \sigma_{22a})^2 + (\sigma_{11a} - \sigma_{33a})^2 + (\sigma_{22a} - \sigma_{33a})^2 + 6(\sigma_{12a}^2 + \sigma_{13a}^2 + \sigma_{23a}^2) \right]}$$

Método von Mises:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{11m} - \sigma_{22m})^2 + (\sigma_{11m} - \sigma_{33m})^2 + (\sigma_{22m} - \sigma_{33m})^2 + 6(\sigma_{12m}^2 + \sigma_{13m}^2 + \sigma_{23m}^2) \right]}$$

Método Sines:

$$\sigma_{eqm} = \sigma_{11m} + \sigma_{22m} + \sigma_{33m}$$

Critérios de correção de tensão média:

$$\text{Goodman: } \frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_u} = 1 \quad \text{Gerber: } \frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \left(\frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_u} \right)^2 = 1$$

Soderberg:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{\sigma_{sn}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_y} = 1$$

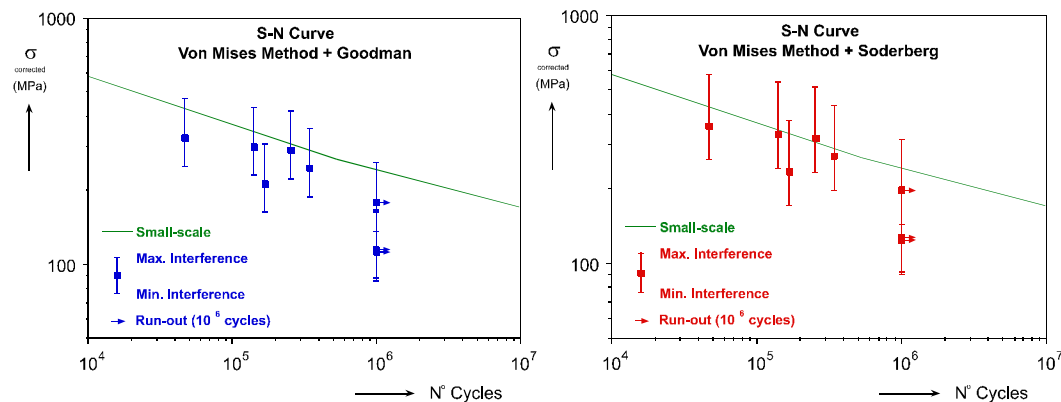


Fig. 9 – Curva S-N resultados de testes em escala real ajustados: tensões equivalentes multiaxiais de von Mises e : a) correção de tensão média de Goodman; b) correção de tensão média de Soderberg. LAIDP 103x9.

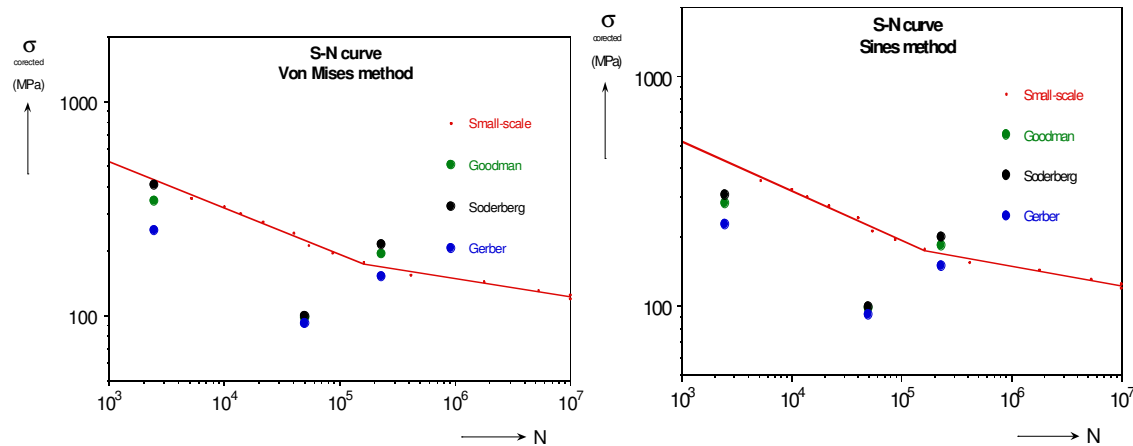


Fig. 10 – Curva S-N e análise de fadiga utilizando método de: a) von Mises e b) Sines. LAIDP 131x13.

σ_s para strain-gage MI			103,46	96,9	94,17	83,55	76,23	68,91	53,26	52
σ_m Correção	Máxima Interferência	Goodman	471,56	436,48	421,01	356,16	307,79	257,91	166,95	162,82
		Soderberg	287,62	266,22	256,79	217,23	187,73	157,31	101,83	99,31
		Gerber	578,47	535,44	516,46	436,91	377,57	316,38	204,8	199,74
	Interferência Média	Goodman	325,72	301,49	290,81	246,01	212,6	178,15	115,32	112,47
		Soderberg	220,36	203,97	196,74	166,43	143,83	120,52	78,01	76,09
		Gerber	360,09	333,31	321,49	271,97	235,03	196,94	127,49	124,33
	Mínima Interferência	Goodman	249,19	230,65	222,48	188,21	162,65	136,29	88,22	86,04
		Soderberg	189,08	175,02	168,82	142,81	123,42	103,42	66,94	65,29
		Gerber	261,9	242,42	233,83	197,81	170,95	143,24	92,72	90,43
	Vida à Fadiga Experimental		46855	141030	254730	346460	168800	1000000	1000000	1000000

Tabela 1 – Resultados das análises de fadiga (von Mises). LAIDP 103x9.

Método		Von Mises (MPa)			Sines (MPa)		
Tensão Nominal		70	100	125	70	100	125
σ_m	Goodman	194.1	97.7	343.3	184.3	97.7	281.3
	Soderberg	215.2	99.5	407.1	200.3	99.3	306.2
Correção	Gerber	152.5	92.0	249.7	149.4	92.0	227.4
Ciclos para falhar		231165	50027	2474	231165	50027	2474

Tabela 2 – Resultados para análise de fadiga. LAIDP 131x13.

As Tabelas 1 e 2 apresentam os resultados dos valores de tensão corrigidos e a vida à fadiga experimental para ambos os modelos estudados. As Figuras 9 e 10 mostram a correlação entre os testes de fadiga em escala reduzida (curva S-N) e os resultados em escala real obtidos usando a análise de fadiga através do método Von Mises ou Sines e simulações numéricas.

Em se tratando do modelo LAIDIP 131x13, devido a um corpo de prova de escala real previamente testado sob 100 MPa ter falhado a 697 mm de distância da extremidade do conector (ponto 3 na Fig. 5), uma maior atenção foi dada a esta região. As análises de fadiga foram realizadas usando os valores de tensão do ponto 2 no caso das análises nos casos de carga de 70 e 125 MPa. Os valores de tensão do ponto 3 foram usados para o caso de 100 MPa de tensão nominal.

Para o modelo LAIDIP 103x9, as análises de fadiga foram realizadas usando valores de tensão do ponto 1 interpolados para os ciclos de tensão reais de cada corpo de prova testado previamente no laboratório.

Conclusões

As análises numéricas de tensão e fadiga foram realizadas com foco na região do conector (*tool joint*). As análises, validadas pelos resultados obtidos em teste de escala real, mostraram deformação plástica apenas devido a montagem por contração térmica próxima a região rosqueada dos conectores para o caso de máxima interferência mecânica.

Modelos numéricos foram então usados para reproduzir os testes de fadiga em escala real. O pico de tensão máxima foi encontrado na região entre o início da rosca e o final da região de interferência mecânica entre o tubo e o conector (superfície cônica de vedação). Percebeu-se que a amplitude de tensão máxima no tubo de alumínio é coincidente com a extremidade do conector, no mesmo local onde ocorreu a falha nos testes em escala real. O principal motivo para os altos valores de tensão nesta região é a superposição das tensões causadas pela montagem por contração térmica com as tensões causadas devido às cargas de fadiga aplicadas. Estas aumentam os valores da tensão média, reduzindo, desta forma, potencialmente, a vida à fadiga do tubo de perfuração. As análises de fadiga de grande ciclo, considerando a real distribuição de tensão no modelo 3-D, foram realizadas por meio de formulações propostas na literatura.

Devido à interferência mecânica, a montagem por contração térmica causa tensão de tração na região rosqueada próxima à superfície de vedação e altos valores de tensões cisalhantes e compressivas na interface cônica. Esta mesma região é submetida às cargas de operação/teste, causando a superposição de cargas na mesma região. Além disso, foi possível concluir a partir das análises tanto do LAIDP 131x13 como do LAIDP 103x9 que a última metade dos dentes da rosca permanece praticamente descarregada e com pequena influência sobre a capacidade de carga da conexão.

A Figura 11 mostra uma comparação entre os valores de tensão do LAIDP 131x13 e do LAIDP 103x9 calculados por toda a superfície interna da tubulação de alumínio, desde a extremidade do tubo até a seção M1 (ponto onde foi colocado o strain gage nos testes com corpos de provas realizados previamente). Na figura, a amplitude de tensão nominal de 100MPa foi considerada. Apesar das diferenças nas principais dimensões, ambos os modelos foram projetados baseados no mesmo padrão, produzindo, desta forma, distribuições de tensão semelhantes. Observe que as cargas necessárias para alcançar os mesmos valores de tensão na seção M1 são diferentes em cada caso.

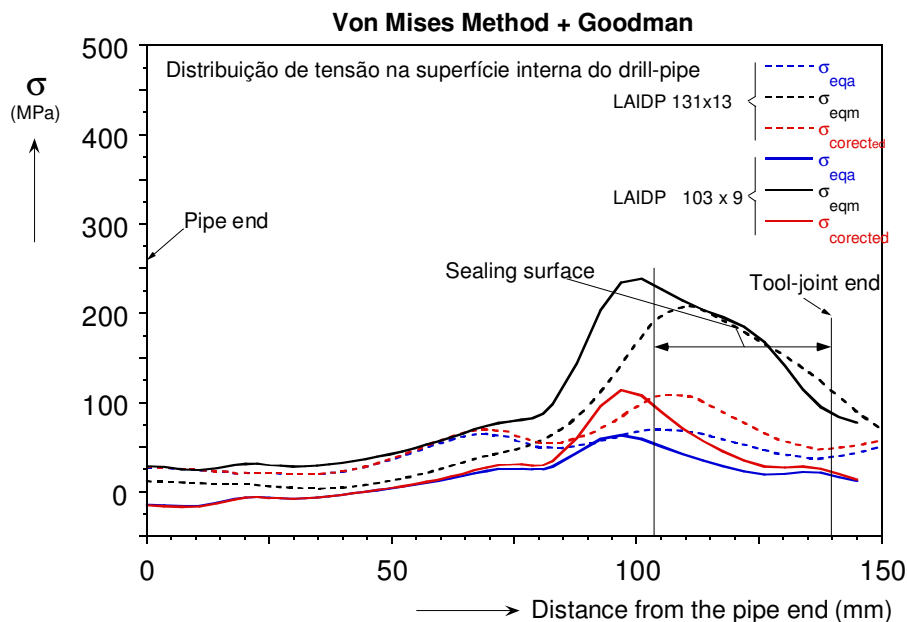


Figura 11 – Comparação entre o LAIDP 131x13 e LAIDP 103x9

A figura apresenta as tensões equivalentes alternadas (σ_{eqa}) e médias (σ_{eqm}) calculadas por meio do método von Mises. Também é apresentada a tensão corrigida calculada através da equação de Goodman. Nas conexões baseadas no padrão da norma utilizada, a superfície de vedação apresenta altos valores para σ_{eqa} e σ_{eqm} . Uma possível melhoria ao projeto padrão é trocar a superfície de vedação da região onde as cargas de teste/operação são maiores. Deste modo, os picos de σ_{eqa} e σ_{eqm} ocorreriam em diferentes pontos, diminuindo a tensão corrigida e melhorando a vida à fadiga.

Agradecimentos

Agradecemos a ANP, a UFRJ e ao Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS/COPPE/UFRJ) pelos apoios financeiro e institucional dados aos autores nesta pesquisa, através do Programa de Recursos Humanos PRH-35.

Referências Bibliográficas

- [1] AQUATIC Company. “Aluminum Drill Pipes LAIDP131x13 and LAIDP150x25 for Oil&Gas Wells Drilling”, Operational Manual; Moscow, 2002.
- [2] ABAQUS, “Theory Manual”, Versão 6.4-1, Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc (2004).
- [3] IGOR, M. et al. A comparative study of multiaxial fatigue criteria for aluminum drill pipe life prediction. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, 19, 2009, Osaka. No prelo.
- [4] IGOR, M. et al. Aluminum drill pipes: material and design developments. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, 27, 2008, Estoril. Anais...Estoril: ASME, 2008.
- [5] IGOR, M. et al. Experimental and numerical evaluations of Aluminum drill pipes under cyclic loads. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON OFFSHORE MECHANICS AND ARTIC ENGINEERING, 25, 2006, Hamburg. Anais...Hamburg: ASME, 2006.
- [6] INTERNATIONAL STANDARD – PETROLEUM AND NATURAL GAS INDUSTRIES – ALUMINIUM ALLOY DRILL PIPE. *ISO 15546:2002*.