

JONES ALBERTO LUCHO TUBINO JUNIOR

AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UMA BANCADA DE TESTES UTILIZADA PARA REALIZAR ENSAIOS EM DUTOS FLEXÍVEIS NA CADETEC/UFRGS

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

Orientadores: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UMA BANCADA DE TESTES UTILIZADA PARA REALIZAR ENSAIOS EM DUTOS FLEXÍVEIS NA CADETEC/UFRGS

JONES ALBERTO LUCHO TUBINO JUNIOR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A) APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica**

BANCA EXAMINADORA:

**Prof. Dr. HERBERT MARTINS GOMES
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. JUN SÉRGIO ONO FONSECA
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. WALTER JESUS PAUCAR CASAS
UFRGS / DEMEC**

**Porto Alegre
2010**

Agradeço a meus pais.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço ao meu orientador Ignacio Iturrioz que sempre esteve disposto para esclarecer todas as dúvidas relacionadas com esse trabalho.

Agradeço aos meus pais, Jones e Fatima, que sempre apoiaram minhas decisões, me dando o necessário para atingir meus objetivos.

Agradeço também ao Laboratório de Metalurgia Física – LAMEF, ao Professor Telmo Roberto Strohaecker e aos engenheiros Fabiano Bertoni e Leandro Vanz de Andrade que me auxiliaram durante o desenvolvimento deste projeto.

TUBINO, J. A. L. AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DO PÓRTICO DE REAÇÃO UTILIZADO PARA REALIZAR ENSAIOS EM DUTOS FLEXÍVEIS NA CADETEC/UFRGS. 2010. 30f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Neste trabalho se realizará a avaliação da vida em fadiga da bancada de ensaios que está sendo projetada e será utilizada nos ensaios de dutos flexíveis na CADETC. Esta estrutura modular tem seção octogonal, sendo que os módulos são parafusados entre si constituídos por tubos cilíndricos soldados uns aos outros. Diversos modelos numéricos serão realizados para avaliar as tensões existentes. A solicitação máxima em fadiga a que esta estrutura será submetida é de 5MN. A avaliação com relação à vida em fadiga será realizada de acordo com a norma EUROCODE 3, BS EN 1993-1-9:2005. Por fim mesmo a configuração com reforço ainda não atende as especificações a norma.

PALAVRAS-CHAVES: Fadiga em Soldas, Juntas Tubulares, Juntas Soldadas, Tensão no “hot-spot”.

TUBINO, J. A. L. **FATIGUE ASSESMENT OF A RISER TEST MACHINE AT THE CADETEC/UFRGS**. 2010. 30f. Monography of the Mechanical Engineering Course – Mechanical Engineering Department, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

In this work a fatigue assessment of a riser test machine project will be made. This modular structure has an octagonal shape, with the modules connected by fastened joints and made using mechanical tubes welded. Many numerical models of the test machine were built to evaluate its stress when loaded with 5MN in axial compression. The fatigue assessments were carried out using the EUROCODE 3, BS EN 1993-1-9:2005 standard. The results show that the stress values are above the limits specified by the standards.

KEYWORDS: Circular hollow section joints, welded joints, weld fatigue, hot-spot stress.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3. METODOLOGIA.....	3
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
5. DESCRIÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO.....	5
6. ETAPA DE CÁLCULOS.....	6
6.1. Cálculo dos Valores Limites.....	6
6.2. Descrição dos Modelos Numéricos.....	7
6.2.1. Análise Simplificada com Modelo de Cascas.....	7
6.2.2. Análise Global com Modelos de Vigas e Módulo de Suporte do Atuador Hidráulico em Casca.....	9
6.2.3. Análise Local com Reforço Interno.....	12
7. RESULTADOS.....	14
8. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS.....	15
ANEXO A.....	16
ANEXO B.....	17
ANEXO C.....	18

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo avaliar o comportamento em fadiga de um projeto de um equipamento que será utilizado para o desenvolvimento e qualificação de dutos flexíveis, Figura 1e Figura 2. Os dutos flexíveis têm a função de realizar a conexão entre o fundo do mar e as plataformas ou navios de prospecção de petróleo. Por ser um componente de grande responsabilidade e valor agregado, os dutos flexíveis são objetos de muitas pesquisas que buscam determinar parâmetros de construção, montagem e monitoramento que aperfeiçoem seu funcionamento, segurança e custo.

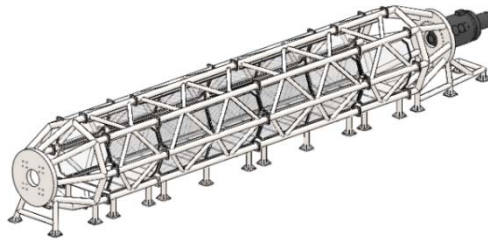


Figura 1- Bancada proposta para testes na CADETEC/UFRGS

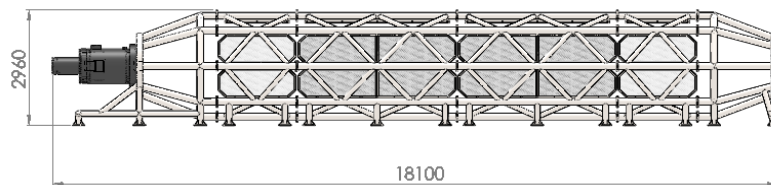


Figura 2 - Principais dimensões da bancada

Através dos dutos flexíveis, Figura 3, também podem ser injetados água, gases e produtos químicos em poços de transporte de semiprocessados de óleo e gás.



Figura 3 - Duto Flexível (Riser)

A solicitação de trabalho dos dutos é extremamente dinâmica, uma vez que a plataforma marítima está sempre em movimento de acordo com as ondas do mar. A Figura 4 mostra o tipo de oscilação que as plataformas estão sujeitas.

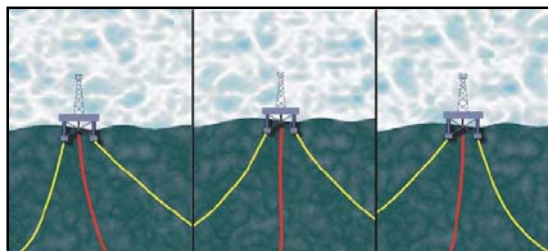


Figura 4 - Ilustração da movimentação de uma plataforma ancorada no fundo do mar (Fonte: BETANZOS, 2004)

Atualmente o Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) da Universidade Federal do Rio grande do Sul já dispõe de um equipamento semelhante, mas com capacidade de ensaios inferior, de no máximo 250 toneladas em fadiga. O equipamento aqui descrito será uma evolução do atual, com um considerável incremento da capacidade de carga para 500 toneladas em fadiga.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O fenômeno de fadiga nos metais é definido como um processo danoso relacionado com tensões e deformações cíclicas, mesmo que estes sejam inferiores ao limite de resistência estático do material. Quando um componente é exposto a carregamentos cíclicos, maiores do que o limite de fadiga apresentará um acúmulo de danos que dará origem, em escala microscópica, a nucleação de uma trinca que poderá se propagar até que ocorra a falha do componente. Desta forma se caracteriza o mecanismo de falha por fadiga em três fases:

- Iniciação da trinca (nucleação da trinca)
- Crescimento da trinca (propagação da subtrinca de um defeito)
- Colapso final

Mesmo se tendo conhecimento da seqüência com a qual se desenvolve uma falha por fadiga, seu entendimento ainda não é completo, sendo influenciada profundamente pelas propriedades do material, condições superficiais do componente, tensões residuais presentes, espessura dos componentes envolvidos e pelo histórico de carregamentos impostos, entre outros fatores. No caso de fadiga em solda são muito mais variáveis e peculiaridades envolvidas com esse fenômeno.

Para se ter idéia do quão mais complexo a solda torna as coisas deve-se ter em mente que além de ser uma região onde há um concentrador de tensões geométrico, o pé da solda, esse processo pode introduzir inclusões e micro-falhas, além de sempre acarretar o surgimento de tensões residuais na ordem do escoamento do material. Com isso a região do cordão de solda destaca-se como a mais suscetível à falha.

Para contornar essa situação ao longo dos anos foram desenvolvidas as chamadas curvas S-N que informam uma amplitude máxima de esforços para que o componente suporte um determinado número de ciclos até a falha, ou ainda para que, abaixo de um determinado patamar de tensões, atinja a considerada vida infinita. Podemos ver a forma de uma típica curva S-N na Figura 5. Os dados necessários para o seu desenvolvimento são obtidos experimentalmente com o ensaio de inúmeros tipos de juntas submetidas a diversas condições de carregamento, qualidades de fabricação e ambientes.



Figura 5 - Exemplo de uma curva S-N

Essas curvas servem de um excelente guia para o projetista, entretanto seus resultados caracterizam o comportamento dos componentes com relação a carregamentos com amplitudes constantes.

De maneira geral avaliando a bibliografia disponível sobre o assunto se observa que os parâmetros para fadiga são muito empíricos, sendo que o principal objetivo de um projeto que trata de um componente submetido a tal condição é reduzir os níveis de tensão e conseqüentemente a amplitude de esforços. Cabe salientar que a utilização de métodos de avaliação da vida em fadiga, baseados nas curvas SN, modelam bem aqueles casos onde a etapa de nucleação da fissura é também é levado em consideração, avaliando não apenas a vida da peça depois de ter já ter um defeito bem pronunciado.

3. METODOLOGIA

Para selecionar uma geometria que possa suportar os esforços gerados pelo carregamento será utilizada a técnica de elementos finitos. Como forma de balizar limites aceitáveis dos esforços atuantes será utilizada a norma EUROCODE 3, BS EN 1993-1-9:2005.

A modelagem virtual dos componentes será realizada através do programa de desenho assistido por computador SolidWorks 2009. Posteriormente esses modelos serão inseridos no ABAQUS 6.9-2, programa destinado à análise por elementos finitos. A nomenclatura dos componentes segue as especificações das normas estudadas, entretanto algumas adaptações à língua portuguesa serão realizadas.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para se ter um projeto com um bom embasamento teórico e que seja confiável buscou-se determinar valores de tensão limite de acordo com as normas adequadas. Para tanto se consultou a norma “BS EN 1993-1-9: 2005; Eurocode3: Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue”.

Para descrever um componente com relação à fadiga a norma se baseia em detalhes construtivos, como os apresentados no anexo A, que serão utilizados nesse trabalho. Cada detalhe é identificado por um número que indica em N/mm² um valor de tensão de referência para $\Delta\sigma_c$ e $\Delta\tau_c$, respectivamente tensão normal e tensão de cisalhamento no cordão de solda, com objetivo de atingir resistência à fadiga com dois milhões de ciclos de acordo com sua respectiva curva S-N característica apresentadas no anexo A.

Para que o componente possa trabalhar em vida infinita norma prevê que os limites de tensão sejam obtidos conforme as equações 1 e 2:

$$\Delta\sigma_l = 0,405\Delta\sigma_c \quad (1)$$

$$\Delta\tau_l = 0,457\Delta\tau_c \quad (2)$$

Onde:

$\Delta\sigma_l$ – representa o valor de tensão normal para vida infinita

$\Delta\tau_l$ – representa o valor de tensão cisalhante para vida infinita

$\Delta\sigma_c$ – representa o valor nominal do detalhe construtivo de tensão normal

$\Delta\tau_c$ – representa o valor nominal do detalhe construtivo de tensão cisalhante

A norma também prevê que mais outros dois critérios sejam atendidos e avaliados tanto para as longarinas como para as diagonais:

$$\Delta\sigma \leq 1,5f_y \quad (3)$$

$$\frac{k_1 \times \Delta\sigma_p}{\Delta\sigma_c y_{Mf}} = 0,45 \leq 1,0 \quad (4)$$

Onde:

$\Delta\sigma$ – representa o valor de tensão encontrado nos elementos

f_y – representa o valor da tensão de escoamento dos elementos

k_1 – representa um fator de aumento para compensar momentos ocasionados pelo desalinhamento da junta

y_{Mf} – representa um valor parcial para a resistência em fadiga

$\Delta\sigma_p$ – representa a amplitude de tensões obtida com um modelo parcial em vigas

Neste trabalho serão utilizadas juntas soldadas em estruturas tubulares que de acordo com Tomas Lassen e Naman Recho, em seu livro “Fatigue Life Analyses of Welded structures”, são mais difíceis de ser caracterizadas com relação à fadiga quando comparada com outras juntas soldadas mais tradicionais, a Figura 6 mostra onde, normalmente, se origina uma trinca em uma junta tubular soldada. Segundo os autores essa dificuldade é atribuída a inúmeros fatores como:

- Geometria da junta que pode ser complexa, com inúmeras configurações e modos de carregamento
- Diferentes níveis de tensão que podem acontecer ao longo da intersecção entre os elementos. Gradientes de tensão irão aparecer tanto na espessura dos membros como na linha de intersecção
- Grande quantidade de pontos nos quais uma trinca pode iniciar e propagar devido à variação nos níveis de concentração de tensão
- Com o aumento da região afetada pela propagação da trinca as áreas intactas terão de suportar um carregamento cada vez maior até o colapso

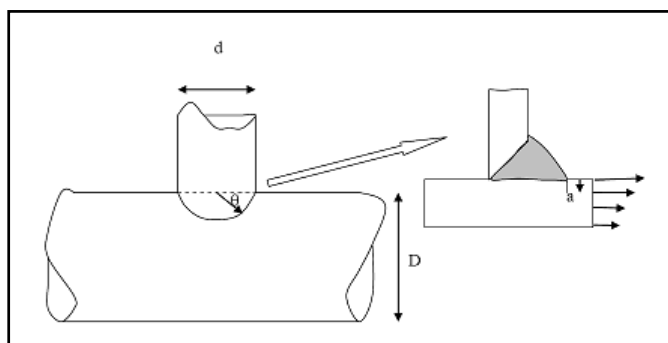


Figura 6 - Local típico de propagação de uma trinca de comprimento "a" em uma junta tubular soldada (Fonte: LASSEN e RECHO: 2006)

Baseado nessas observações se percebe que os níveis de tensão na junta devem ser o mínimo possível. Para isso será utilizada uma abordagem semelhante a que A. Nazari e J. Durack utilizaram em seu artigo publicado no 5º Congresso Australiano sobre Mecânica aplicada ACAM realizado em 2007 na cidade de Brisbane na Austrália. Nesse artigo os autores empre-

garam a técnica de elementos finitos para realizar uma comparação de como os níveis de tensão podem ser reduzidos aplicando um reforço em uma junta do tipo “K” utilizada em guindastes portuários.

Esta abordagem é semelhante à que Betanzos utilizou em sua dissertação de mestrado pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e Materiais no qual houve o desenvolvimento da primeira bancada de testes para dutos flexíveis na CADETEC/UFRGS. Entretanto sua comparação não foi tanto local, mas sim de maneira global avaliando diversas soluções de projeto que fizessem com que a estrutura suportasse o carregamento necessário.

5. DESCRIÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO

O ensaio que será realizado com o equipamento aqui descrito é do tipo tração cíclica sem ciclo reverso com uma carga total de 5MN, o equivalente a 500 toneladas. Essa tração no corpo de prova confere um carregamento de compressão na bancada de ensaios. Devido a tamanhas forças envolvidas uma avaliação estrutural é necessária.



Figura 7 - Carregamento do corpo de prova durante o ensaio (Fonte: ANDRADE, 2006)

Muitos conceitos foram considerados para atingir uma solução de compromisso com uma geometria que combinasse, da melhor maneira possível, resistência, peso e custo. Por fim a forma octogonal da Figura 1 foi a que se enquadrou melhor nesses critérios. A Figura 2 mostra as principais dimensões do equipamento.

Para tornar mais flexível a modificação do tipo de ensaios todo o projeto foi baseado em uma construção modular. A princípio serão fabricados três tipos de módulos:

- Módulo de Apoio do Atuador Hidráulico
- Módulo de Fechamento, usado para a fixação da ponta livre dos corpos de prova
- Módulos intermediários de dois e quatro metros, que podem ser em menor ou maior quantidade conforme o comprimento do corpo de prova.

Neste trabalho adotaremos a nomenclatura utilizada para juntas tubulares soldadas de acordo com a norma. Primeiramente podemos classificar dois elementos básicos da estrutura, as diagonais que seriam elementos de reforço e as longarinas que são os elementos principais responsáveis por suportar a maior parte das cargas. Também podemos classificar as juntas em diferentes configurações de construção, como mostra o anexo B. No conceito apresentado podemos reconhecer três tipos de juntas “KK”, “YY”, e “TT”. A Figura 8 exemplifica essa nomenclatura na estrutura.

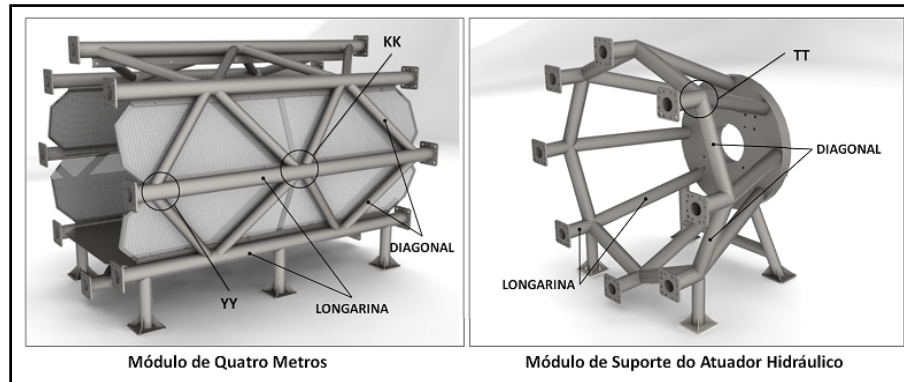


Figura 8 - Classificação dos componentes dos módulos de acordo com a norma

Cada módulo é basicamente composto por oito longarinas fabricadas com tubo mecânico ST52 com tensão de escoamento de 371MPa e seção de diâmetro externo de 168,3 com 20 mm de parede. Os módulos de quatro e dois metros contam com diagonais fabricadas com tubo sem costura ASTM A-106 Gr B com tensão de escoamento de 241MPa e seção de diâmetro externo de 114,3 com parede de 8,56 mm.

Os módulos de suporte do atuador hidráulico e de fixação do corpo de prova são iguais e fabricados apenas pelo tubo mecânico ST52 com seção de diâmetro externo de 168,3 com 20 mm de parede sendo que a chapa posterior de suporte tem espessura de 150mm. Os tubos que compõem cada módulo são unidos através de uniões soldadas sendo os módulos acoplados uns aos outros com flanges parafusados de 19mm de espessura.

6. Etapa de Cálculo

6.1. Cálculo dos Valores Limites

Para juntas tubulares circulares a norma apresenta uma configuração do tipo “k”, um detalhe 90, como se pode ver na Figura 27 no anexo A. Considerando uma junta desse tipo, com os mesmos perfis utilizados na bancada em estudo, para obtermos um componente que possa ter uma vida infinita devemos substituir o valor de tensão nominal desse detalhe nas equações 1 e 2. O que nos leva aos valores de:

$$\Delta\sigma_l = 36 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_l = 41 \text{ MPa}$$

Como já mencionado, as configurações de juntas tubulares soldadas existentes nos módulos de dois e quatro metros são do tipo “KK” e “YY” e os módulos de suporte do atuador hidráulico e de fixação do corpo de prova do tipo “TT”. Esses três detalhes específicos não são caracterizados pela norma com relação à fadiga, mas já que os valores obtidos para juntas do tipo “k” são baixos, e de certa forma bastante conservadores, avaliaremos esses detalhes como também sendo de uma categoria 90.

Com relação às longarinas e diagonais podem ser representadas como um detalhe construtivo 160, como mostra a Figura 27 no anexo a, desde que afastadas da zona de solda, o que leva aos seguintes valores:

$$\Delta\sigma_l = 64,8 \text{ MPa}$$

$$\Delta\tau_l = 73 \text{ MPa}$$

6.2. Descrição dos Modelos Numéricos

Assim como na dissertação de Betanzos (2004) houve a escolha do conceito octogonal para a bancada comparando vários outros modelados em elementos de vigas. Entretanto não serão abordados, de modo que partiremos direto para uma avaliação estrutural mais detalhada do conceito selecionado. Como já mencionado para os cálculos foi utilizado o programa ABAQUS 6.9-2. Abaixo vemos a seqüência de análises que foi utilizada.

1. Análise Simplificada – *Elementos de Casca*
2. Análise Global – *Elementos de Viga e Casca*
3. Análise local do pior nó – *Nó do módulo de fechamento utilizando elementos sólidos e técnica de “Sub-Model”*.

6.2.1. Análise Simplificada com Modelos de Casca

Devido à grande praticidade e versatilidade de se trabalhar com um modelo numérico com elementos em casca se decidiu realizar um modelo simplificado da estrutura com essa técnica. Sua geometria tem origem no programa de CAD onde se criou 1/8 da bancada considerando a superfície média dos tubos como mostra a Figura 9.

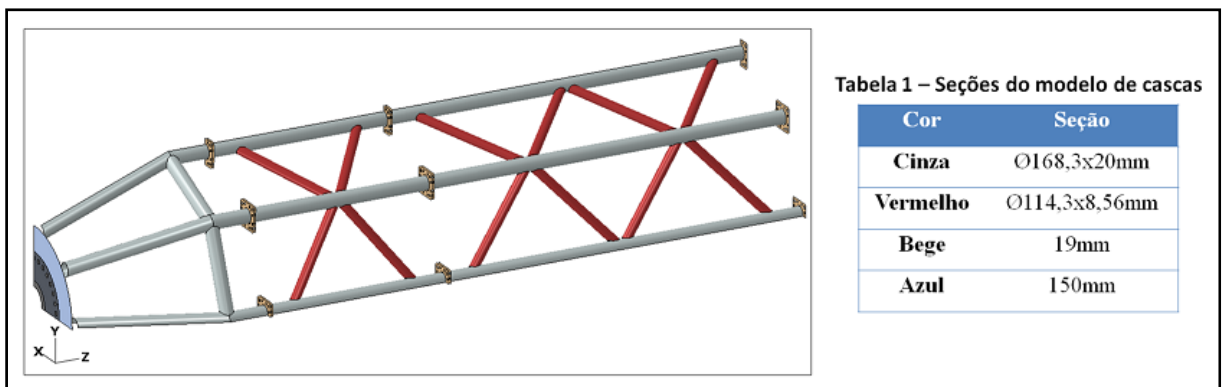


Figura 9 - Geometria do modelo numérico em casca e tabela 1 com as seções utilizadas

Tal geometria foi feita com intuito de se utilizar uma série de simetrias que irão simplificar os cálculos, reduzindo o tempo computacional já que serão menos elementos a serem calculados do que com um modelo completo da estrutura em casca. No caso estão sendo aplicadas três simetrias, nos planos YZ, XZ, e XY como mostra a Figura 10.

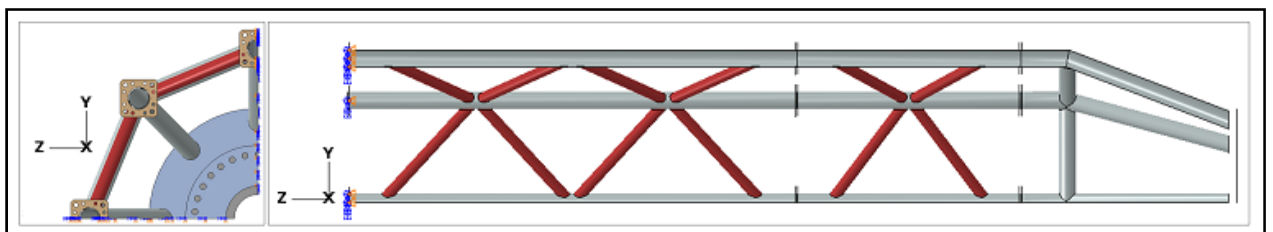


Figura 10 - Simetria nos planos XY e XZ à esquerda e simetria no plano YZ à direita

Nas figuras anteriores podem-se notar diferentes cores que representam seções diferentes, assim como o modelo real que conta com tubos e chapas de diferentes seções. A tabela na Figura 11 indica as seções utilizadas e suas respectivas cores. Para caracterizar o aço utiliza-se um material com módulo de elasticidade de 207GPa e módulo de Poisson de 0,3.

Para representar a carga imposta pelo atuador hidráulico criou-se uma casca rígida composta pelo elemento R3D4, um elemento com quatro nós, tridimensional bi-linear rígido quadrilateral. Essa casca é dotada de um ponto de referência no qual é aplicada uma carga pontual de 1,25MN, equivalente a um quarto da carga total. Esse elemento rígido através de uma interação de contato vai contra o módulo de suporte do atuador, representando de maneira fidedigna o carregamento real como mostra a Figura 11.

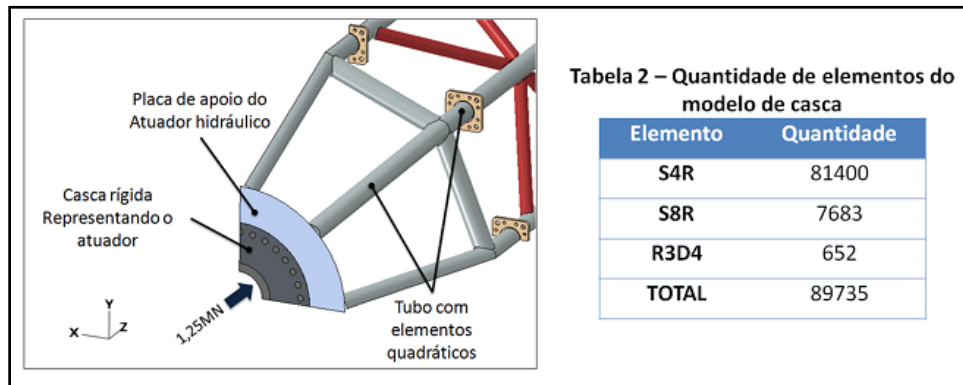


Figura 11 - Aplicação da carga no modelo de cascas e tabela 2 com a quantidade de elementos utilizados

Para a geração da malha dos tubos e flanges foram selecionados elementos S4R, um elemento de quatro nós, com integração reduzida. Com exceção de um dos tubos do módulo de suporte do atuador, indicado na Figura 11, que possui o elemento S8R, elemento quadrático de oito nós próprio para cascas espessas com integração reduzida. Essa escolha deve-se ao fato de que os elementos quadráticos se adaptam melhor a curvaturas e conferem uma variação no gradiente de tensões mais nítida. A tabela 2 na Figura 11 mostra a quantidade de elementos utilizados.

Os tubos são unidos uns aos outros utilizando a interação “Tie Constraint” que permite realizar a união de duas regiões de malhas, mesmo que essas sejam dissimilares. Para representar as juntas soldadas essas interações foram aplicadas na região de união dos tubos com todos os graus de liberdade, entre essas regiões de malhas, restritos, ou seja, houve um acoplamento completo dos graus de liberdade das malhas nessas zonas. Mais informações no manual de ajuda do ABAQUS 6.9-2.

Após realizar a simulação verificaram-se os valores de tensão máxima principal para as superfícies interna e externa dos tubos. O que se observa pela Figura 12 é que as juntas “KK” e “YY” possuem níveis de tensão dentro do estipulado pela norma, entretanto na região da junta “TT” encontra-se uma zona com valores fora do normatizado de 36MPa.

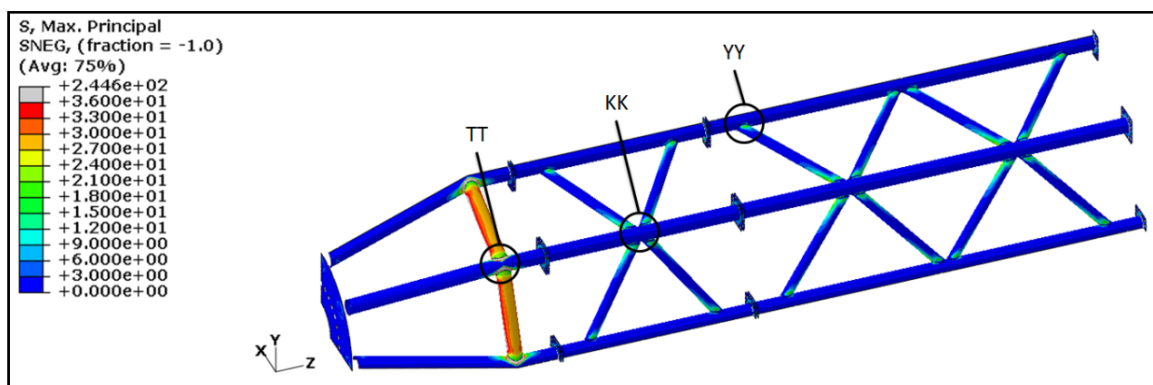


Figura 12 - Resultado do modelo global em casca

Considerando a junta “TT” como sendo o nó crítico da estrutura, conduziremos uma análise mais detalhada dessa parte. A Figura 13 mostra uma ampliação dessa região, mais especificamente nessa imagem revela a superfície interna dos tubos.

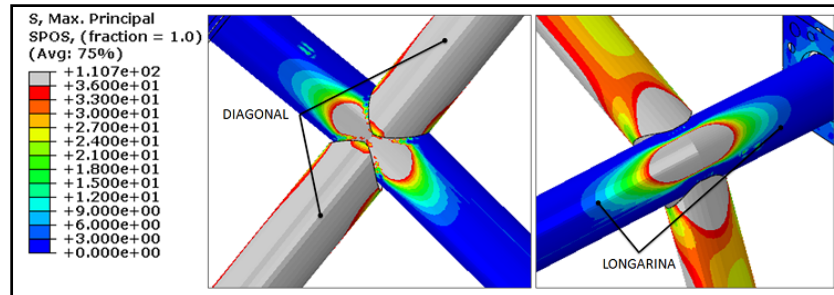


Figura 13 - Tensão máxima principal na superfície interior dos tubos, no interior (esquerda) e exterior (direita) da estrutura

Na superfície externa do tubo da junta “TT” também se encontram níveis fora dos 36MPa recomendados pela norma, entretanto a região problemática na longarina é menor do que na superfície interna.

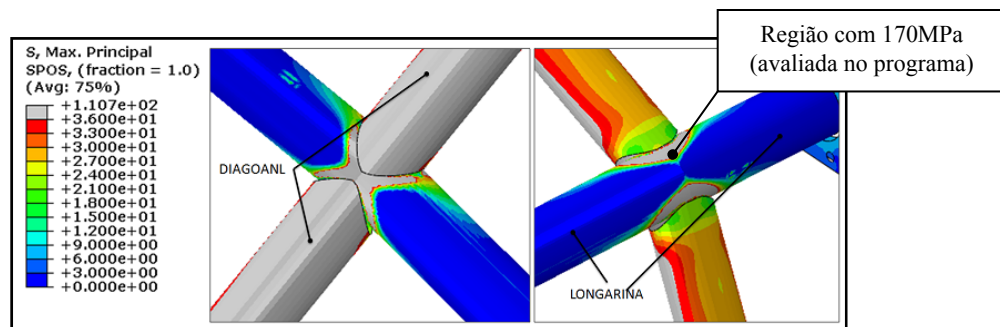


Figura 14 - Tensão máxima principal na superfície exterior dos tubos, no interior (esquerda) e exterior (direita) da estrutura

6.2.2. Análise Global com Modelos de Vigas e Módulo de Suporte do Atuador Hidráulico em Casca

Com objetivo de se representar de maneira mais simples, diminuindo o tempo de simulação, se optou por criar um modelo global no qual o módulo de suporte do atuador hidráulico, que possui o nó crítico, fosse feito com elementos de casca e o restante da estrutura, que se encontra com limites de tensão dentro do especificado, 36MPa, com elementos de viga, como mostra a Figura 15.

A geometria do módulo foi criada da mesma maneira que a do modelo de casca anterior, partindo-se da superfície média dos tubos no programa de CAD e inserindo-a no programa de elementos finitos.

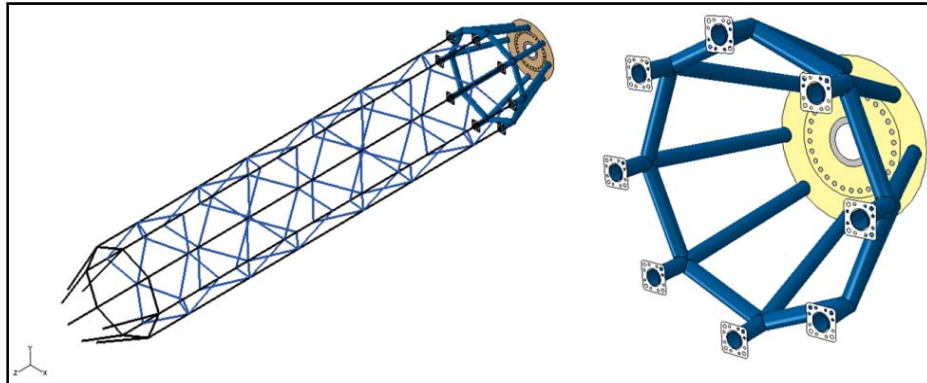


Figura 15 - Modelo global com vigas e casca e detalhe do modelo em casca (direita)

O elemento escolhido para a malha em casca também foi o S4R. Para representar as vigas foi escolhido o elemento B32, um elemento de três nós quadrático de vigas padrão do programa. Para a placa de apoio do atuador optou-se pelo R3D4. A tabela 3 na Figura 16 mostra a quantidade dos elementos utilizados.

Neste modelo para unir a malha em casca à malha de elementos de viga foram utilizadas interações chamadas de “Coupling”. Este permite que seja realizado o acoplamento do movimento de uma superfície com relação ao movimento de um ponto, neste caso com todos os graus de liberdade entre essas entidades são restringidos, Figura 17, mais informações no manual de ajuda do ABAQUS 6.9-2.

Aqui também foram aplicados elementos quadráticos para caracterizar melhor os esforços envolvidos, na Figura 16 podem ser vistos destacados esses elementos. O elemento em questão é o S8R, com oito nós próprio para cascas espessas com integração reduzida.

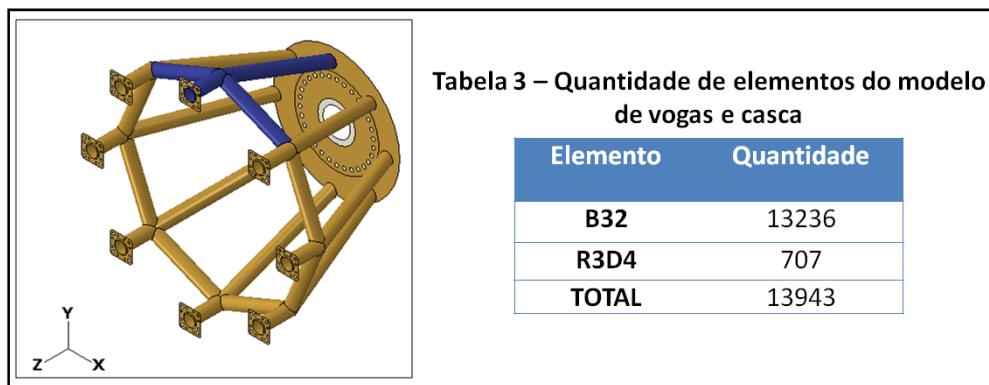


Figura 16 - Elementos S8R em azul e S4R em bege e tabela 3 com a quantidade de elementos utilizados

O carregamento é aplicado de forma análoga ao modelo global anterior, com uma casca rígida em formato cilíndrico que através de uma interação de contato vai de encontro ao módulo de suporte conferindo a sollicitação “F” de 5MN.

Na parte contrária a fixação do atuador hidráulico onde temos apenas elementos de vigas decidiu-se engastar as extremidades, restringindo assim todos os graus de liberdade. Ao invés de engaste também poderiam ter sido aplicadas terminações rotuladas, mas isso não afetaria os resultados para o local em estudo que está localizado na extremidade oposta.

As seções aplicadas aos elementos de viga também possuem dimensões diferentes de acordo com o projeto. Na Figura 17 podemos observar as condições de contorno descritas acima onde as cores das vigas representam respectivamente:

- $\text{Ø}114,3 \times 8,6\text{mm}$ – Vermelho
- $\text{Ø}168,3 \times 20,0\text{mm}$ – Preto

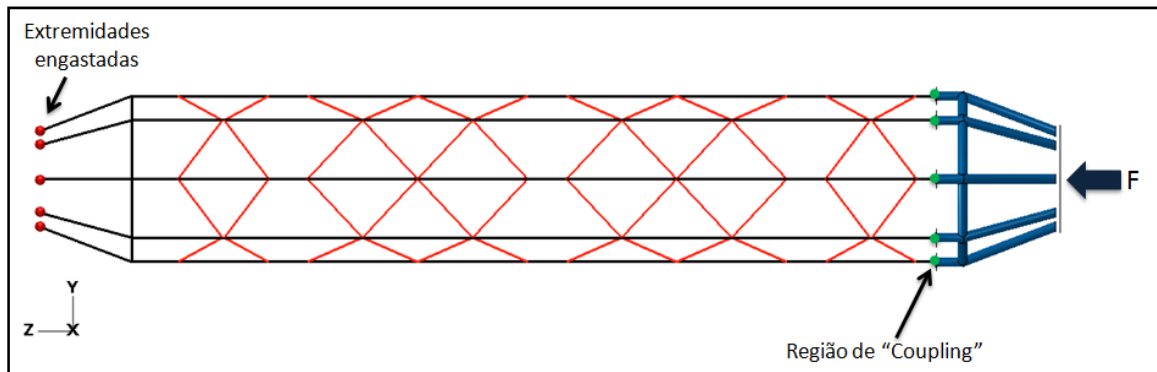


Figura 17 - Condições de contorno do modelo global em vigas e cascas

Antes de dar continuidade é necessário saber se esse modelo com cascas e vigas está de acordo com o modelo apenas em casca apresentado na seção anterior. Para isso se fez uma comparação entre os resultados obtidos para carga máxima com os dois modelos, sem reforços internos. O resultado da comparação, que comprova que os modelos estão de acordo, pode ser visto no anexo C.

Para diminuir os valores de tensão encontrados, e conseqüentemente melhorar a vida em fadiga dessa estrutura, considerou-se a aplicação de um reforço circular interno, Figura 18. Esse reforço tem a forma de um disco com espessura de 1" e diâmetro igual ao diâmetro interno do tubo. São fabricados de chapa de aço ASTM A36 e soldados um em cada tubo como mostra a Figura 18.

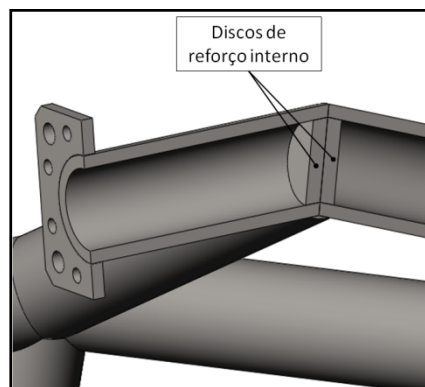


Figura 18 - Discos de reforço interno do nó crítico

Comparando os resultados obtidos com e sem os reforços podemos notar que há uma significativa redução nos valores de tensão encontrados, principalmente na superfície interna dos tubos na parte externa da estrutura, Figura 19.

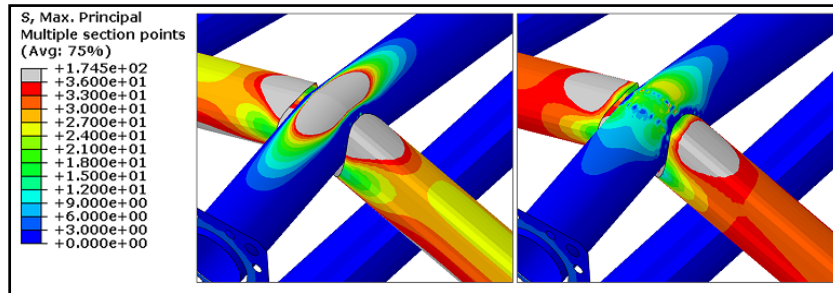


Figura 19 - Comparação das tensões superfície interna dos tubos na parte externa do nó crítico, respectivamente com e sem reforço

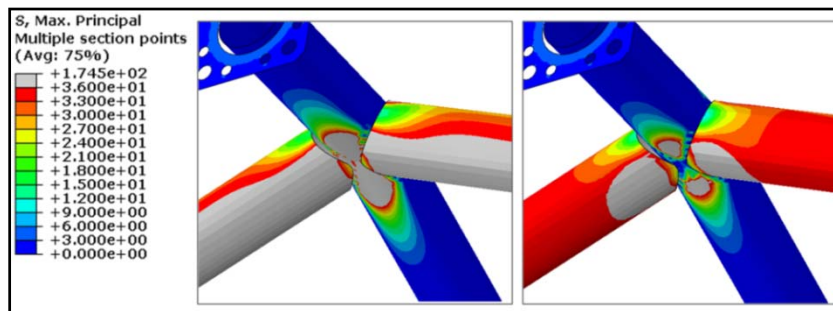


Figura 20 - Comparação das tensões na superfície interna dos tubos na parte interior do nó crítico, respectivamente com e sem reforço

Para a superfície externa dos tubos a redução dos níveis de tensão não foi muito significativa, sendo que quem se beneficiou mais foram as diagonais, que já atendiam a condição de fadiga estipulada pela norma, como mostram as Figura 21 e Figura 22.

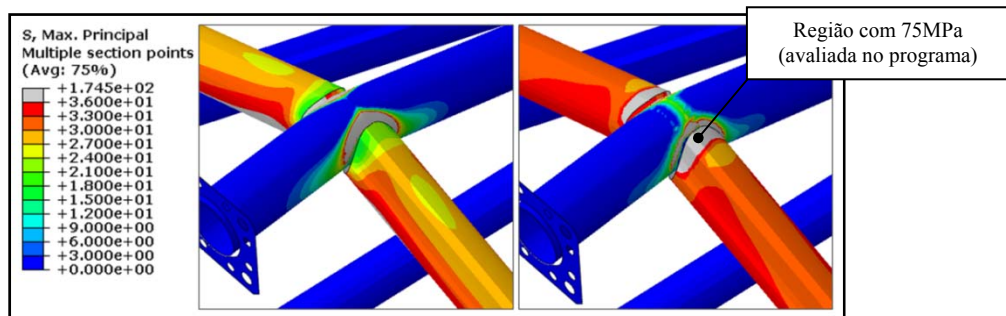


Figura 21 - Comparação das tensões na superfície externa dos tubos na parte exterior do nó crítico, respectivamente com e sem reforço

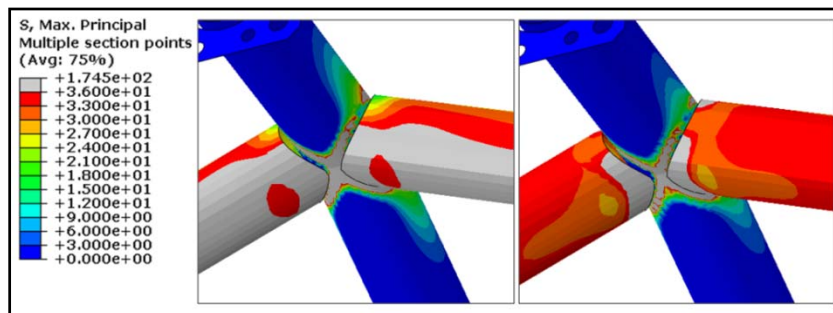


Figura 22 - Comparação das tensões na superfície externa dos tubos na parte interior do nó crítico, respectivamente com e sem reforço

Apesar de se ter cogitado uma solução, aparentemente satisfatória, também se optou por realizar um modelo local do nó. Isso porque a análise em casca realizada com a superfície média dos tubos deixa margem para dúvidas com relação aos resultados devido às diferenças na geometria, como o espaço que fica entre as diagonais e as longarinas que não se encontra na realidade.

6.2.3. Análise Local com o Reforço interno

Para realizar a análise local, mais precisa da junta “TT” foi criado um modelo em CAD do nó reforçado, Figura 23. Este modelo possui as mesmas dimensões de seção que o modelo real, sendo que para representar os efeitos de concentração de tensão provocados pela geometria da solda foi criado um cordão genérico.

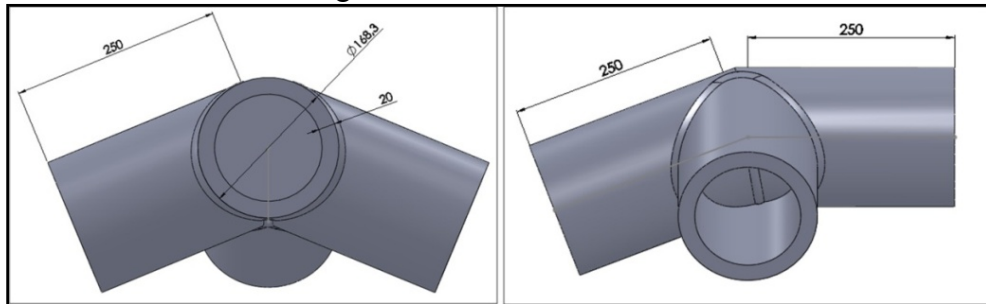


Figura 23 - Detalhe da junta TT analisada

Para gerar o modelo numérico foi utilizada a técnica de “Sub-Model” na qual os resultados obtidos com um modelo em casca são utilizados como condição de contorno. Essa geometria foi posicionada no mesmo local em um sistema de coordenadas equivalente ao do modelo em casca. Mais informações no manual de ajuda do ABAQUS 6.9-2.

O elemento escolhido para gerar a malha desse modelo foi um elemento tetraédrico. Isso se deve à excelente capacidade de se adaptar às geometrias complexas, maior do que o elemento hexaédrico, e para reduzir o tempo computacional. Para garantir uma confiabilidade do resultado criou-se uma malha com um bom grau de refino, especialmente da região da solda como mostra a Figura 24, ao total a malha conta com 334417 elementos.

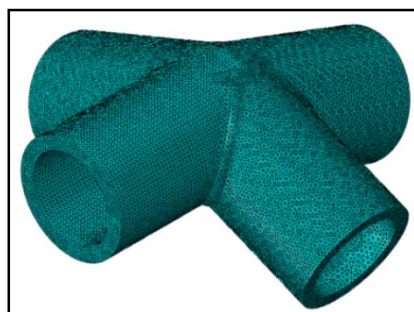


Figura 24 - Malha de elementos tetraédricos do modelo local

Na Figura 25 podemos ver que o maior valor da tensão máxima principal na região da solda é de 60MPa, sendo considerado o limite superior de tensões. Dessa maneira a junta não está satisfazendo a norma com a amplitude limite estipulada em 36MPa.

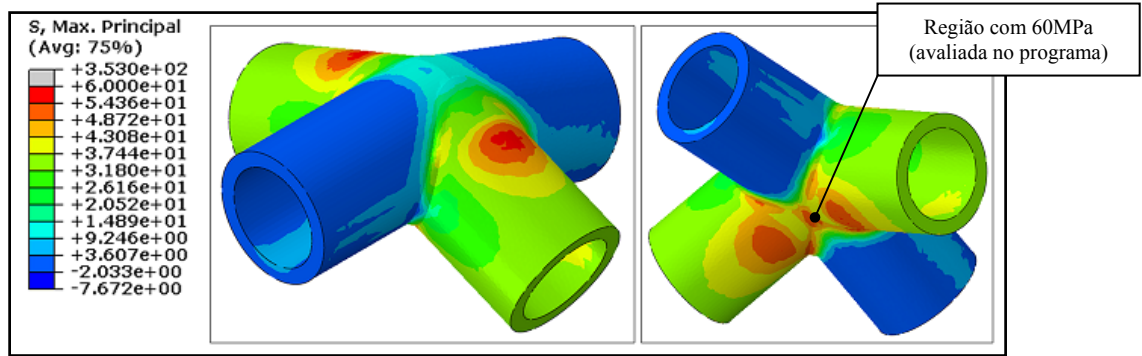


Figura 25 - Resultado da análise local do nó crítico

Na escala da Figura 25 nota-se um valor máximo de 353MPa que é atribuído a uma mal representada geometria de solda que ocasionou um forte concentrador de tensões não condizente com a realidade, figura 26.

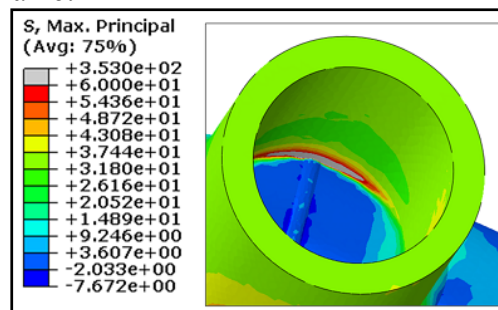


Figura 26 - Detalhe do concentrador de tensões no interior do nó

Como já comentado mesmo com o reforço ainda temos regiões com tensões além dos limites considerados satisfatórios pela norma. Para contornar essa situação se fez um levantamento dos parâmetros que poderiam a diminuir os níveis de tensão. O que se percebeu é que na verdade a norma recomenda que a amplitude de tensões seja menor ou igual aos valores referentes a cada detalhe construtivo. Sendo assim a solução considerada é aumentar a carga mínima de ensaio diminuindo essa amplitude.

Como o modelo utilizado é um modelo linear pode ser feita a consideração de que uma carga 2,5 vezes menor irá provocar uma redução nas tensões de igual magnitude. Desta forma modificando o carregamento mínimo para 2,5MN deve garantir que na região de 60MPa a tensão mínima seja 24MPa conferindo o $\Delta\sigma$ de 36MPa estipulado pela norma.

7. Resultados

A tabela 4 mostra o resumo dos resultados obtidos ao fim desse trabalho. Como podemos ver mesmo tendo incluído o reforço e aumento a carga mínima ainda não se atingiu a amplitude de esforços de 36MPa estipulada pela norma para atingir vida infinita.

Tabela 4 - Resumo dos resultados obtidos na região de solda com os modelos

Modelo Numérico	σ máxima principal (Mpa) na região do cordão	$\Delta\sigma$ (Mpa) Limite de fadiga para um determinado numero de ciclos de açado com a EUROCODE3	
		2×10^6	1×10^8
Simplificado com casca, sem reforço, Figura 14	170	66	36
Casca e vigas, com reforço, Figura 21	75		
Modelo Local, com reforço, Figura 28	60		

Com relação às outras verificações para o comportamento em fadiga dadas pelas equações 3 e 4 obteve-se os seguintes resultados, avaliados para as piores localizações:

$$\Delta\sigma=32 \leq 556=1,5f_y$$

$$\frac{k_I \times \Delta\sigma_p}{\Delta\sigma_c/y_{Mf}}=0,45 \leq 1,0$$

8. Conclusão

Neste trabalho foi avaliado o estado de tensões de uma bancada utilizada para realizar ensaios de fadiga em dutos flexíveis. Para isso foram feitos diversos modelos numéricos destinados a investigação dos esforços na região de solda da uma junta “TT” considerada como o ponto crítico da estrutura. Sendo que os critérios aplicados foram extraídos da norma EURO-CODE3, além de também estarem embasados em uma boa bibliografia sobre o assunto.

Durante esse estudo foi possível perceber que apesar de o fenômeno de fadiga em solda ter muitas variáveis que o tornam complexo, ainda há maneiras de realizar projetos submetidos a tais condições de maneira segura seguindo as normas especializadas. Entretanto os valores determinados por estas normas são muito conservativos. Se levanta essa questão devido ao exemplo da bancada já existente, que trabalha com uma amplitude de tensões na região da solda com valores próximos aos 90MPa e já passou dos cem milhões de ciclos sem que houvesse qualquer tipo de falha.

Entende-se que o objetivo da norma é ser conservadora até porque no caso de fadiga em solda o processo de fabricação é de grande influencia e por muitas vezes pode não ser controlado da maneira correta, acarretando falhas que diminuem a vida em serviço do componente.

Com essa idéia em mente se aconselha que seja feito um tratamento de alívio de tensões na região da solda e que o carregamento de ensaio não tenha um limite inferior de zero, mas sim de 2,5MN, para que a amplitude 36MPa definida pela norma seja atingida.

REFERÊNCIAS

BRITISH STANDARDS. **BS EN 1993-1-9:2005**. EUROCODE 3: Design of Steel Structures, 2005.

AMERICAN WELDING SOCIETY. **AWS D1.1/D1.1M:2004**. Structural Welding Code – Steel, 2004.

A. NAZARI e J. DURACK, **Application of the Hot Spot Stress Method to the Fatigue Assessment of Hollow section Shiploader Boom Connections**, 5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007 10-12 December 2007, Brisbane, Australia.

BETANZOS, J. T., **Projeto, Construção e Teste de Equipamento para Ensaio de Fadiga de Risers Flexíveis**, Dissertação de Mestrado, Porto Alegre, 2004.

ANDRADE, L. V., **Modificação de uma Bancada de Teste para Ensaio em Dutos Flexíveis**, Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

BRANCO, C. MOURA; FERNANDES, AUGUSTO.; DE CASTRO, PAULO M. S. TAVARES. **Fadiga de Estruturas Soldadas**. Fundação Calouste Gulbenkian 2 ed. Lisboa 1999.

LASSEN, TOM; RECHO, NAMAN. **Fatigue Life of Welded Structures**. ISTE 2006

ERIKSON, ASA; LIGNELL, ANNA-MARIA; OLSSON, CLAES; SPENNARE, HANS. Weld evaluation using FEM.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G., **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

ANEXO A – Detalhes construtivos e curvas S-N, da norma EUROCODE3, utilizados no trabalho.

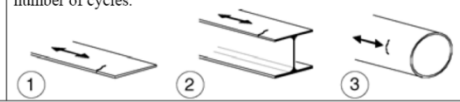
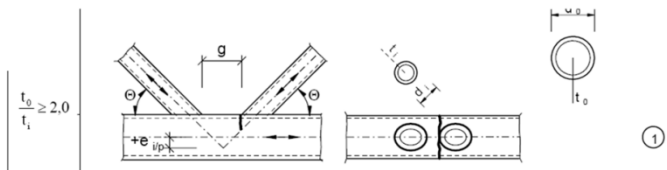
Detail category	Constructional detail	Requirements
160	<p>NOTE The fatigue strength curve associated with category 160 is the highest. No detail can reach a better fatigue strength at any number of cycles.</p>  <p>1) Plates and flats; 2) Rolled sections; 3) Seamless hollow sections, either rectangular or circular.</p>	<p>Details 1) to 3):</p> <p>Sharp edges, surface and rolling flaws to be improved by grinding until removed and smooth transition achieved.</p>
90 m=5	 <p>$\frac{t_0}{t_1} \geq 2,0$</p> <p>1</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Separate assessments needed for the chords and the braces. - For intermediate values of the ratio t_0/t_1 interpolate linearly between detail categories. - Fillet welds permitted for braces with wall thickness $t \leq 8$ mm. - t_0 and $t_1 \leq 8$mm - $35^\circ \leq \theta \leq 50^\circ$ - $b_0/t_0 \times t_0/t_1 \leq 25$ - $d_0/t_0 \times t_0/t_1 \leq 25$ - $0,4 \leq b_1/b_0 \leq 1,0$ - $0,25 \leq d_1/d_0 \leq 1,0$ - $b_0 \leq 200$ mm - $d_0 \leq 300$ mm - $-0,5h_0 \leq e_{op} \leq 0,25h_0$ - $-0,5d_0 \leq e_{op} \leq 0,25d_0$ - $e_{op} \leq 0,02b_0$ or $\leq 0,02d_0$ <p>[e_{op} is out-of-plane eccentricity]</p>

Figura 27 - Detalhes construtivos 90, aplicado às juntas do tipo "K" e "N" e 160 aplicado a perfis (Fonte: BS EN 1993-1-9: 2005)

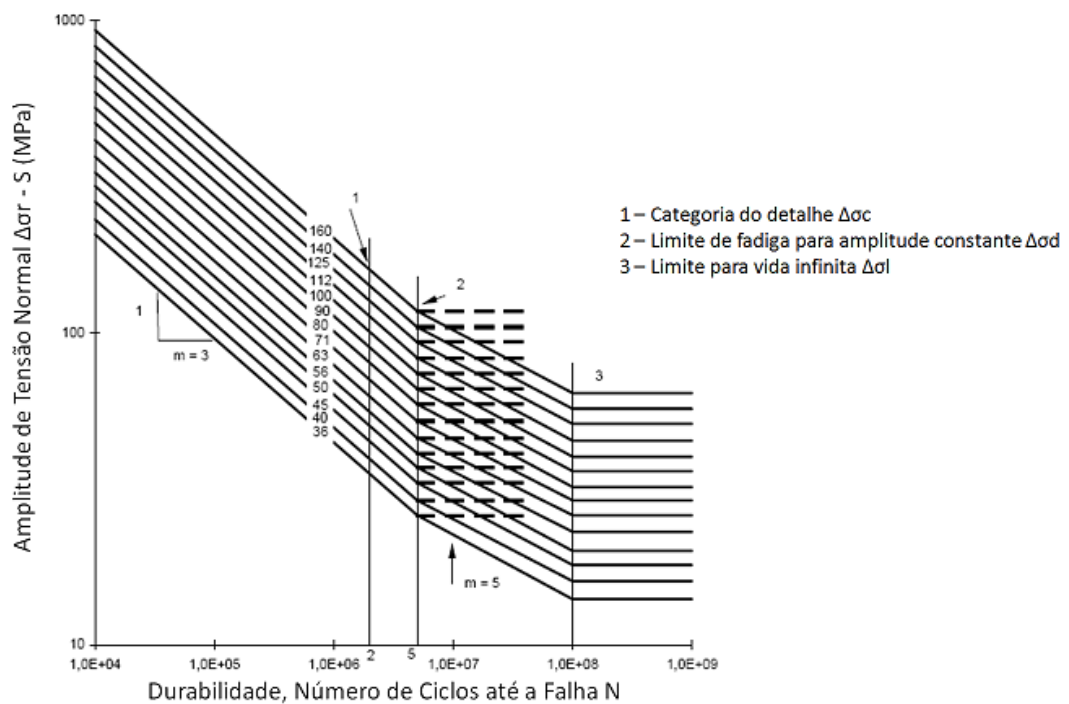


Figura 28 - Curvas S-N dos detalhes classificados pela EUROCODE3 (Fonte: BS EN 1993-1-9: 2005)

ANEXO B – Nomenclatura de juntas tubulares segundo a EUROCODE3

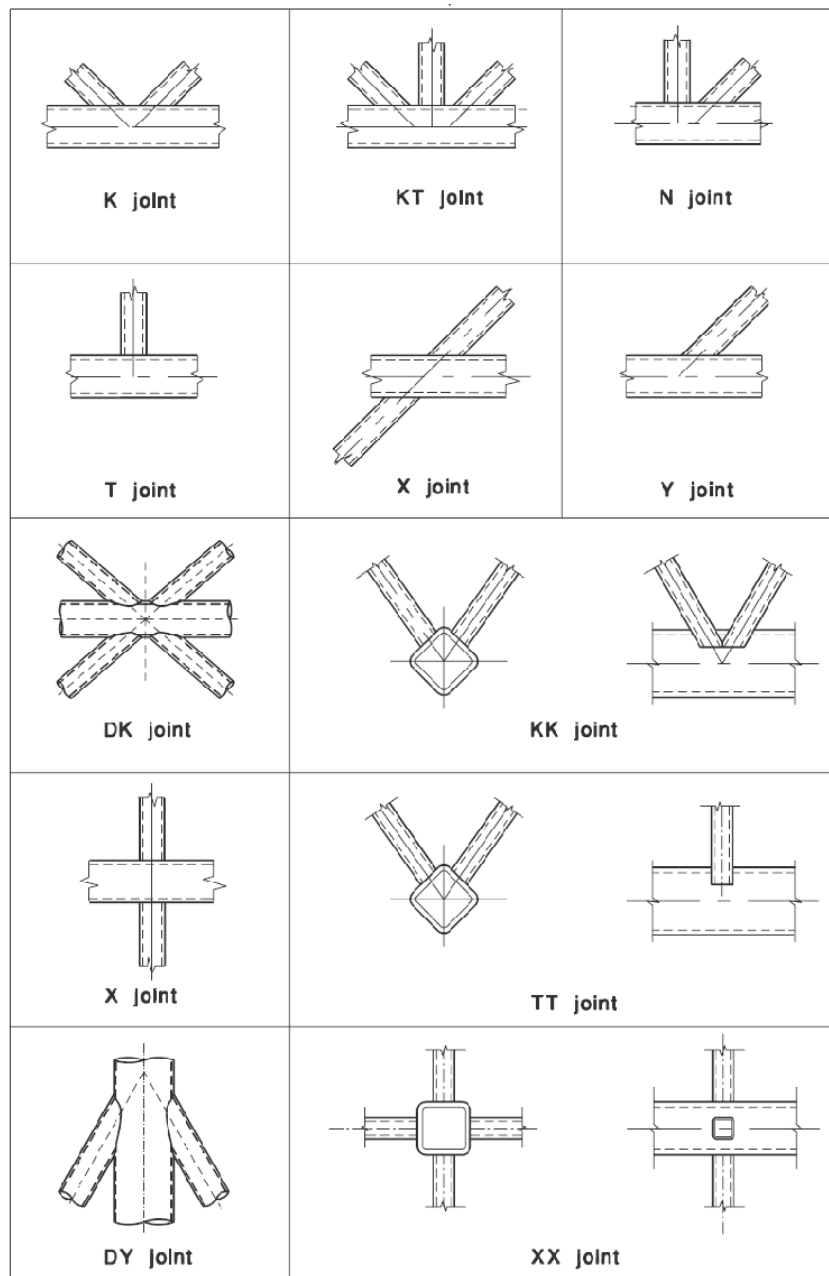


Figura 29 - Classificação das juntas tubulares de acordo com a EUROCODE3

ANEXO C - Comparação para validação do modelo em casca e vigas com casca

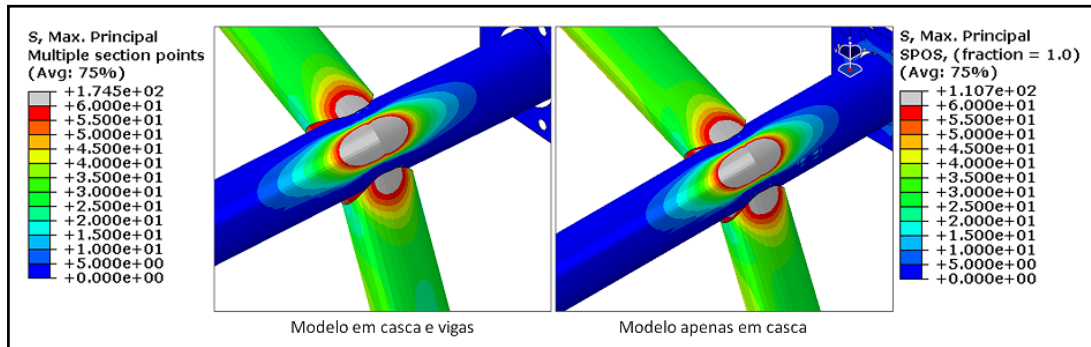


Figura 30 - Superfície interna dos tubos na parte externa da estrutura

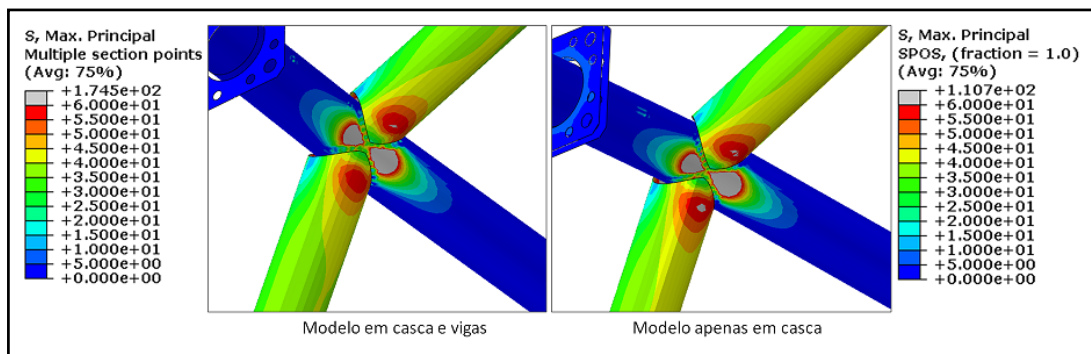


Figura 31 - Superfície interna dos tubos na parte interna da estrutura

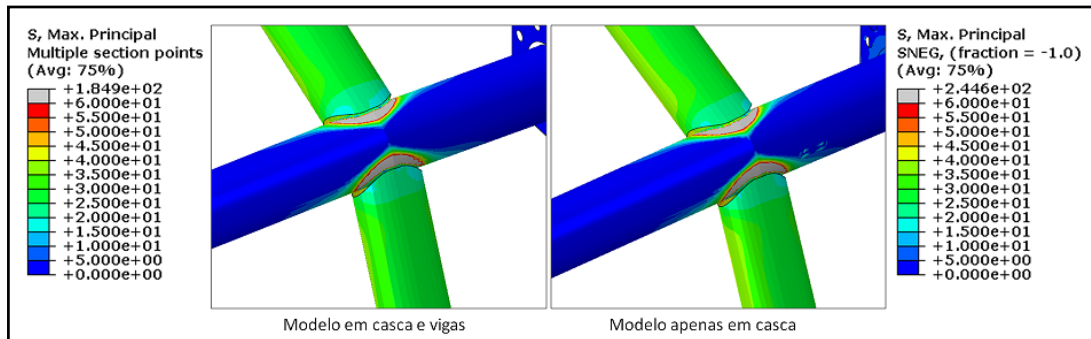


Figura 32 - Superfície externa dos tubos na parte externa da estrutura

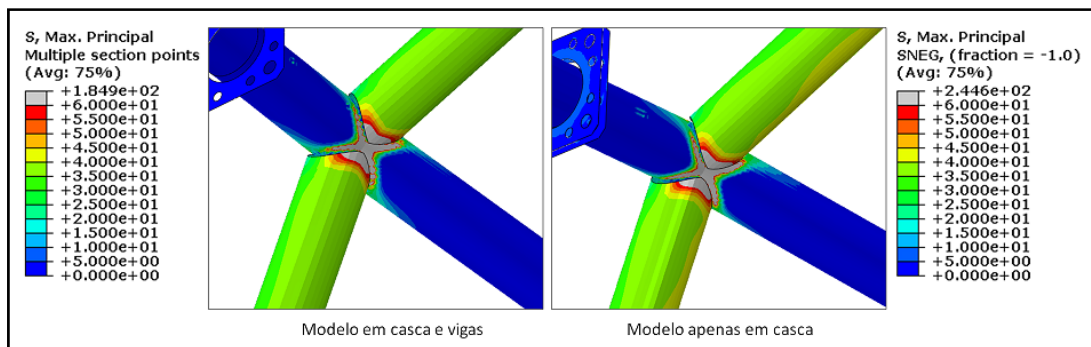


Figura 33 - Superfície externa dos tubos na parte interna da estrutura