



ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA FADIGA POR *FRETTING* NA VIDA EM FADIGA DE
TUBOS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO

Dirney Bessa de Lima Júnior

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientador: Marcelo Igor Lourenço de Souza

Rio de Janeiro

Maio de 2018

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA FADIGA POR *FRETTING* NA VIDA EM FADIGA DE
TUBOS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO

Dirney Bessa de Lima Júnior

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE)
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

Prof. Marcelo Igor Lourenço de Souza, D.Sc.

Prof. Ilson Paranhos Pasqualino, D.Sc.

Profa. Tetyana Gurova, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
MAIO DE 2018

Lima Júnior, Dirney Bessa de

Estudo da Influência Da Fadiga por *Fretting* na Vida em Fadiga de Tubos de Perfuração de Poços de Petróleo / Dirney Bessa de Lima Júnior - Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XII, 110 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Marcelo Igor Lourenço de Souza

Dissertação (Mestrado) - UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 106-110.

1. *Fretting* Fatigue. 2. Tubos de perfuração de Poços de Petróleo. I. Souza, Marcelo Igor Lourenço De. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

Agradecimentos

Obrigado a Deus por ter me capacitado e me dado discernimento e sabedoria para trilhar essa fase tão importante da minha vida acadêmica, profissional e pessoal. Dedico essa dissertação à minha família pelo amor e suporte incondicional recebido ao longo de todos nossos anos de convívio.

Agradeço à minha namorada Larissa Moraes por todo apoio e compreensão ao longo dos últimos 4 anos, tanto na nossa vida acadêmica quanto na nossa vida pessoal. Pela ajuda com os modelos numéricos e pelos hardwares.

Aos meus amigos que me acompanham desde criança, sem os quais não teria conseguido me manter tão alegre e motivado. Aos meus queridos amigos da TechnipFMC pelo melhor ambiente de trabalho que eu poderia imaginar, e aos meus chefes por respeitarem minha dedicação necessária para a conclusão da dissertação.

Um agradecimento especial à minha mentora Bruna Silva por ter sido a pessoa responsável pela minha liberação para dar continuidade aos meus estudos e por ser uma amiga incrível, me fazendo querer ser uma pessoa melhor.

Ao Marcelo Igor por servir de constante inspiração desde 2012, me colocando em contato com uma parcela da Universidade progressista e produtora que tanto admiro. Obrigado pela paciência e boa vontade inabaláveis, sou muito grato por ter tido a oportunidade de ser seu orientado.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA FADIGA POR *FRETTING* NA VIDA EM FADIGA DE TUBOS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO

Dirney Bessa de Lima Júnior

Maio/2018

Orientador: Marcelo Igor Lourenço de Souza

Programa: Engenharia Oceânica

Modelos numéricos foram elaborados com o intuito de avaliar a influência do fenômeno da fadiga por *fretting* sobre a predição de vida em fadiga de tubos de perfuração de poços de petróleo. Os objetos de estudo são tubos de perfuração de alumínio unidos por conectores de aço que compõem a coluna de perfuração. Falhas precoces observadas no elemento conector do conjunto tubo de alumínio e conector de aço foram estudadas sob a ótica da fadiga por *fretting*.

Foram feitas variações paramétricas de forma a construir um mapa de *fretting*, uma representação visual em que é possível notar a ocorrência do fenômeno de *fretting* em função de variáveis selecionadas e categorizar zonas de operação considerando o risco de manifestação do fenômeno. O mapa de *fretting* foi criado a partir da extração de diferentes parâmetros de modelos numéricos que variaram cargas de momento, tração e pressão interna.

Foi apresentada a correlação de Testes experimentais realizados com amostras em escala real com mapas de *fretting* utilizando diferentes variáveis. Ao final, os resultados obtidos foram comparados e discutidos, de forma que foi possível determinar zonas livres de fadiga por *fretting* e os parâmetros mais relevantes para a construção do mapa de *fretting* para a aplicação avaliada.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STUDY OF FRETTING FATIGUE INFLUENCE ON FATIGUE LIFE OF PETROLEUM
WELL DRILL PIPES

Dirney Bessa de Lima Júnior

May/2018

Advisor: Marcelo Igor Lourenço de Souza

Department: Ocean Engineering

Numerical models were developed aiming to assess the influence of Fretting Fatigue phenomenon over the prediction of fatigue life of petroleum wells drilling pipes. The objects of study are aluminum drill pipes linked by steel tool joints, which constitute the drilling string. Early failures observed on tool joints were studied under the lens of Fretting Fatigue.

Parametric variations were performed in order to build a Fretting map, a graphical representation, which enables to visualize the occurrence of Fretting phenomenon in function of select variables and categorize zones considering the risk of manifestation of the phenomenon. The Fretting map was created by the extraction of different parameters from numerical models varying bending loads, tension loads and internal pressure loads.

It was presented the correlation between experimental tests executed with full-scale samples and Fretting maps using different variables. At the end, the obtained results were compared and discussed, so that it was possible to determine free-Fretting zones and the parameters that are more relevant for the Fretting map construction.

Sumário

1. Introdução	1
2. Objetivo	4
3. Revisão Bibliográfica	5
3.1. Componentes da coluna de perfuração	5
3.1.1. Tubos de perfuração	6
3.1.2. Tubos pesados	6
3.1.3. Comandos	6
3.2. Mecânica do Contato	7
3.2.1. Contato Hertziano	8
3.2.2. Contato Chato	9
3.2.3. Contato de <i>Fretting</i>	10
3.2.4. Contato de Fadiga por <i>Fretting</i>	11
3.3. Fatores da Fadiga por <i>Fretting</i>	13
3.3.1. Amplitude de movimento	13
3.3.2. Coeficiente de atrito	15
3.3.3. Força normal	17
3.3.4. Força tangencial	18
3.3.5. Outros fatores	19
3.4. Mapa de <i>Fretting</i>	21
3.5. Testes Experimentais de Fadiga por <i>Fretting</i>	22
3.5.1. Contatos normalizados	23
3.5.2. Contatos com geometrias representativas	24
3.5.3. Teste com tubos de perfuração em escala real	25
3.6. Nucleação de Trincas de Fadiga por <i>Fretting</i>	28
3.7. Previsão de Vida em Fadiga	30
3.7.1. Parâmetros de dano de Fadiga por <i>Fretting</i>	30
3.7.2. Tensão e Deformação – Cauchy	30
3.7.3. Fadiga Multiaxial	31
3.7.4. Método assintótico	32
3.7.5. Mecânica da Fratura	33
4. Modelo numérico	34

4.1.	Geometria	34
4.2.	Materiais.....	36
4.3.	Teste experimental simulado numericamente	37
4.4.	Passos de carga, Interações, Condições de Contorno e Cargas.....	39
4.4.1.	Passos de carga	39
4.4.2.	Interações	42
4.4.3.	Condições de contorno	43
4.4.4.	Cargas	46
4.5.	Malha de elementos finitos e Análise de Sensibilidade	47
5.	Simulações Numéricas.....	57
5.1.	Influência da Tração e do Momento	61
5.1.1.	Grupo T1	63
5.1.2.	Grupo T2	66
5.1.3.	Grupo T3	69
5.1.4.	Grupo T4	72
5.1.5.	Grupo T5	75
5.1.6.	Grupo T6	78
5.2.	Influência Pressão interna.....	81
5.2.1.	Grupo M1P15	84
5.2.2.	Grupo M1P30	88
5.2.3.	Grupo M1P45	91
5.3.	Correlação numérico-experimental.....	94
6.	Conclusões	103
7.	Referências Bibliográficas.....	106

Lista de Figuras

Figura 1 – Ilustração da atividade de perfuração	5
Figura 2 – Tubos de perfuração	6
Figura 3 – Tubos pesados	6
Figura 4 – Comandos	6
Figura 5 – Diferentes tipos de contato [09].....	7
Figura 6 – Contato Hertziano	8
Figura 7 – Contato chato	9
Figura 8 – Pressão de contato subsuperficial para contato chato	9
Figura 9 – Contato de <i>fretting</i>	10
Figura 10 – Tensão cisalhante normalizada em função da distância ao centro para <i>fretting</i>	10
Figura 11 - Tensão cisalhante normalizada em função da distância ao centro para fadiga por <i>fretting</i>	12
Figura 12 – Diferentes regimes de deslocamento [12]	13
Figura 13 – Diferença entre marcas de fadiga por <i>fretting</i> e desgaste [13]	14
Figura 14 – Variação do coeficiente de atrito em função de força Normal.....	15
Figura 15 – Análise de descontinuidade de energia.....	16
Figura 16 – Transição de regimes de deslizamento.....	16
Figura 17–Ciclos de falha em função de pressão de contato para liga de Titânio	17
Figura 18 – Vida em fadiga por <i>fretting</i> em função da força normal	17
Figura 19–Composição de esforços na fadiga por <i>fretting</i>	19
Figura 20 – Superfície interpolada a partir dos parâmetros de simulação numérica [02]	21
Figura 21 – Gráfico de iso-superfícies a partir da Figura 20 [02].....	21
Figura 22 – Geometrias comuns de apresentar fadiga por <i>fretting</i>	22
Figura 23 – Tipos de pads para contato.....	23
Figura 24 – Aparato de teste com ajuste por parafusos	23
Figura 25 – Aparato de teste para testar geometria representativa de turbinas	24
Figura 26 – Região de falha típica de amostras do grupo 2 [58]	25
Figura 27 - Detalhe da malha do modelo tridimensional na região de conexão [58]....	25
Figura 28 - Tensão equivalente por Sines [58].....	26
Figura 29 – Tensão equivalente por Crossland [58].....	27
Figura 30 - Tensão equivalente por Findley [58]	27
Figura 31 - Tensão equivalente por Papadopoulos [58]	27
Figura 32 - Tensão equivalente por Dang Vang [58].....	28
Figura 33 – Os dois tipos de carregamento e crescimento de trincas, como sugerido por Brown et al. [52].....	31
Figura 34 – Modelos utilizados por Santus [03] para criação de um mapa de <i>fretting</i> . 32	
Figura 35 – Conector de aço.....	34
Figura 36 – Detalhes da conexão tubo-conector.....	35
Figura 37 – Região modelada.....	35
Figura 38 – Vista lateral esquemática da bancada de teste utilizada para os ensaios em escala real	37
Figura 39 – Vista lateral esquemática da bancada de teste utilizada para os ensaios em escala real [61]	38
Figura 40 – Orientação dos eixos do modelo numérico	39
Figuras 41a, b – Passps de carga Torque retração e Torque acomodação ampliados 100 vezes	40
Figuras 42a, b – Passo de carga carga longitudinal ampliado 100 vezes, no final do tubo e no conector	40
Figuras 43a, b, c – Passos de carga carga transversal 1, 2 e 3 ampliados 100 vezes 41	
Figuras 44a, b, c – Passos de carga carga transversal 1, 2 e 3 ampliado 10 vezes....	41

Figura 45 – Interação “vedação superior”	42
Figura 46– Interação “rosca”	42
Figura 47– Interação “vedação inferior”	42
Figura 48 – Simetria em relação ao eixo z do tubo de alumínio	43
Figura 49– Simetria em relação ao eixo z do conector de aço	44
Figura 50 – Engaste do conector de aço.....	44
Figura 51 – Ponto de aplicação das condições de contorno do tubo de alumínio	45
Figura 52 – Deslocamento aplicado no tubo de alumínio para simular a montagem por interferência.....	45
Figura 53 – Restrição de deslocamento na borda do tubo em relação ao ponto de aplicação das cargas	46
Figura 54 – Modelo SensibilidadeMalha_01	47
Figura 55 – Modelo SensibilidadeMalha _02	48
Figura 56 – Modelo SensibilidadeMalha _03	48
Figura 57 – Modelo SensibilidadeMalha _04	49
Figura 58 – Modelo SensibilidadeMalha _05	49
Figura 59 – Modelo SensibilidadeMalha _06-0	50
Figura 60 – Modelo SensibilidadeMalha _06-1	50
Figura 61 – Modelo SensibilidadeMalha _06-2	51
Figura 62 – Tensão de Mises nos diferentes modelos de análise se sensibilidade de malha.....	51
Figura 63 – Aspecto global das malhas e partições	52
Figura 64 - Aspecto global das malhas e partições na superfície externa do conector	53
Figura 65 – Partições feitas na região de interesse	53
Figuras 66a, b – Malha na região de interesse	54
Figuras 67a, b – Extremidades do conector de aço nos dois lados do conjunto.....	54
Figura 68 – Extremidade do conector de aço no lado flexão.....	55
Figura 69 – Tensão S11 na região de interesse.....	55
Figura 70 – Tensão S12 na região de interesse.....	56
Figura 71 – Região de interesse de contato entre o tubo e o conector	57
Figura 72 – Lei de decaimento utilizada do coeficiente de atrito entre alumínio e aço	59
Figura 73 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T1	63
Figura 74 – Componente S12 para os modelos do Grupo T1	64
Figura 75 – Componente S11 para os modelos do Grupo T1	64
Figura 76 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T1	65
Figura 77 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T1	65
Figura 78 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T2.....	66
Figura 79 – Componente S12 para os modelos do Grupo T2	67
Figura 80 – Componente S11 para os modelos do Grupo T2	67
Figura 81 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T2	68
Figura 82 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T2.....	68
Figura 83 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T3.....	69
Figura 84 – Componente S12 para os modelos do Grupo T3	70
Figura 85 – Componente S11 para os modelos do Grupo T3	70
Figura 86 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T3	71
Figura 87 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T3.....	71
Figura 88 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T4.....	72
Figura 89 – Componente S12 para os modelos do Grupo T4	73
Figura 90 – Componente S11 para os modelos do Grupo T4	73
Figura 91 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T4	74
Figura 92 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T4.....	74

Figura 93 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T5.....	75
Figura 94 – Componente S12 para os modelos do Grupo T5	76
Figura 95 – Componente S11 para os modelos do Grupo T5	76
Figura 96 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T5	77
Figura 97 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T5.....	77
Figura 98 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T6.....	78
Figura 99 – Componente S12 para os modelos do Grupo T6	79
Figura 100 – Componente S11 para os modelos do Grupo T6	79
Figura 101 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T6	80
Figura 102 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T6.....	80
Figura 103 – Passo de carga “Pressurização interna” ampliado 100 vezes (região do conector).....	82
Figura 104 – Passo de carga “Pressurização interna” ampliado 100 vezes (modelo completo).....	82
Figura 105 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P15.....	85
Figura 106 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P15	85
Figura 107 – Componente S11 para os modelos do Grupo M1P15	86
Figura 108 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P15	86
Figura 109 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P15	87
Figura 110 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P30.....	88
Figura 111 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P30	89
Figura 112 – Componente S11 para os modelos do Grupo M1P30	89
Figura 113 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P30	90
Figura 114 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P30.....	90
Figura 115 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P45.....	91
Figura 116 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P45	92
Figura 117 – Componente S11 para os modelos do Grupo M1P45	92
Figura 118 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P45	93
Figura 119 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P45.....	93
Figura 120 – Geometrias do Grupo 1(acima) e do Grupo 2	94
Figura 121 – Região da rosca do conector dos modelos do Grupo 1	95
Figura 122 – Região da rosca do conector dos modelos do Grupo 2.....	95
Figura 123 – Região da rosca do tubo dos modelos do Grupo 1	96
Figura 124 – Região da rosca do tubo dos modelos do Grupo 2	96
Figura 125 – Deformação em escala real do primeiro dente da conexão roscada do Grupo 1.....	97
Figura 126 – Deformação em escala real do primeiro dente da conexão roscada do Grupo 2.....	97
Figura 127 – Falha precoce do Grupo 1 – CP2.....	98
Figura 128 – Falha precoce do Grupo 2 – CP4.....	98
Figura 129 – Região de interesse para extração dos parâmetros de fadiga por <i>fretting</i>	99
Figura 130 – Deslocamento relativo e tensão equivalente de Mises extraídos dos modelos numéricos.....	100
Figura 131 – Limites das falhas precoces e os valores extraídos das simulações	101
Figura 132 – Domínios de ocorrência ou não ocorrência de fadiga por <i>fretting</i>	102

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Características dos tubos utilizados nos testes experimentais	35
Tabela 2 – Materiais do tubo.....	36
Tabela 3 – Experimentos realizados por Silva [58]	38
Tabela 4 – Passos de carga do modelo numérico	39
Tabela 5 – Condições de contorno em função dos passos de carga	43
Tabela 6 – Carregamentos aplicados em função dos passos de carga	46
Tabela 7 – Análise de sensibilidade de malha	52
Tabela 8 – Cargas axiais utilizadas nas simulações numéricas	57
Tabela 9 – Cargas transversais utilizadas nas simulações numéricas	57
Tabela 10 – Pressões internas utilizadas nas simulações numéricas	58
Tabela 11 – Resultados dos Modelos T4M4 com linearidade sem atrito e não linearidade com atrito na região de interesse.....	59
Tabela 12 – Tensão de Mises dos modelos com tração e momento (Figuras 71, 76, 81, 86, 91 e 96)	61
Tabela 13 – Componente S12 dos modelos com tração e momento (Figuras 72, 77, 82, 87, 92 e 97).....	61
Tabela 14 – Componente S11 dos modelos com tração e momento (Figuras 73, 78, 83, 88, 93 e 98).....	61
Tabela 15 – Deslocamento relativo entre tubo e conector dos modelos com tração e momento (Figuras 74, 75, 79, 80, 84, 85, 89, 90, 94, 95, 99 e 109).....	62
Tabela 16 – Variação dos parâmetros primários sob tração ou momento.....	62
Tabela 17 – Condições de contorno em função dos passos de cargas (modelo com pressão interna).....	81
Tabela 18 – Carregamentos aplicados em função dos passos de carga(modelo com pressão interna).....	81
Tabela 19 – Tensão de Mises dos modelos com tração, momento e pressão interna.	83
Tabela 20– Componente S12 dos modelos com tração, momento e pressão interna .	83
Tabela 21– Componente S11 dos modelos com tração, momento e pressão interna .	83
Tabela 22 – Deslocamento relativo entre tubo e conector dos modelos com tração, momento e pressão interna	83
Tabela 23– Variação dos parâmetros primários sob pressão interna	84
Tabela 24 – Tensões da região instrumentada dos experimentos	97
Tabela 25 – Parâmetros extraídos dos modelos de correlação numérico-experimental na região de interesse	99

1. Introdução

Fretting é um processo de deterioração superficial que ocorre entre dois componentes que se deslocam um em relação ao outro. O deslocamento pode ser da ordem de grandeza de dezenas de micrômetros [01], que ainda assim pode haver a incidência de *fretting*. Fadiga é um fenômeno de dano progressivo que um material se encontra sujeito quando exposto a cargas cíclicas abaixo de sua tensão de escoamento. A fadiga por *fretting* é uma falha por fadiga que é intensificada e antecipada devido aos efeitos do *fretting* durante a etapa de nucleação de trinca. A fadiga por *fretting* ocorre quando há duas superfícies em contato sujeitas a uma força normal expostas a cargas cíclicas e a um deslocamento relativo entre elas.

Ocorre uma competição entre diferentes fenômenos tribológicos, o desgaste e o *Fretting* [01]. Quando o *fretting* é preponderante e associado a uma carga cíclica, gera-se uma redução abrupta na vida em fadiga dos componentes estruturais analisados. Nos casos em que o desgaste é preponderante, as trincas nucleadas podem vir a ser desbastadas, de forma que o fenômeno da fadiga não ocorra.

Diferentes fatores influenciam a ocorrência de fadiga por *fretting*, entre eles a amplitude de deslocamento, o coeficiente de atrito, a força de contato, a força tangencial, geometria de contato, amplitude da carga cíclica e temperatura. Dobromirski [02] mapeou mais de 50 fatores que podem ter influência sobre o material sujeito a cargas de fadiga por *fretting* e os dividiu em dois grupos, fatores primários e secundários. O grupo de fatores primários (carga cíclica, força de contato, força tangencial, coeficiente de atrito, etc.) possui maior influência sobre a predição de vida em fadiga e costumam ser utilizados para simulação numérica. O grupo de fatores secundários não costuma ser modelado devido a sua baixa influência no resultado ou alto custo de desempenho computacional, exemplo: frequência e rugosidade.

A intensificação do dano gerado por *fretting* pode antecipar a nucleação e propagação de trincas quando comparados a fadiga convencional, de forma que os métodos de previsão de vida em fadiga clássica sejam inadequados ou precisem de modificações para retratar corretamente a fadiga por *fretting*. A complexidade da modelagem numérica de fadiga por *fretting* advém devido a cargas multi axiais aliadas ao desgaste (de difícil modelagem computacional) e propriedades que variam ao longo do tempo, como coeficiente de atrito na interface, força de contato e força tangencial.

Há variados critérios para predição de nucleação de trincas que usam abordagens diferentes, como critérios de plano crítico, critérios de invariante de tensão, e critérios da mecânica do dano contínuo (utiliza a função potencial

termodinâmica). A aplicação dos critérios depende da combinação de matérias, geometria, tipo de contato e carregamento.

Mesmo com diversos critérios encontrados na literatura técnica, testes experimentais são indispensáveis para uma avaliação assertiva da vida de componentes estruturais submetidos a cargas de fadiga por *fretting*. Todas as bancadas de teste possuem funcionalidades em comum, tais como controle da carga tangencial, controle da carga normal, controle do regime de deslocamento e da amplitude da carga. As bancadas costumam reproduzir aplicações práticas, como determinados tipos de conexão, configurações específicas de acoplamento, etc. Em 2011 foi publicada uma norma ASTM [03] que padroniza testes de pequena escala de fadiga por *fretting*. Para os ensaios em escala real não é possível fazer uma categorização das bancadas, devido a especificidade de cada ensaio, como conexão rabo andorinha [04], conexão entre cordoalha de aço e dedal[05], juntas rebitadas [04], conexões por interferência [06], folha de mola[06].

Para os ensaios em pequena escala, as bancadas de teste são divididas em três tipos [04]. Tipo 1: bancada com um atuador hidráulico, a força normal é transmitida através de sapatas mecanicamente travadas (com parafusos ou molas), perpendiculares ao deslocamento, o espécime se desloca enquanto as sapatas encontram-se fixas. Tipo 2: bancada com um atuador hidráulico, entretanto o espécime fica estático, e as sapatas se movem. A força de contato ainda é transmitida através do travamento das sapatas, o travamento pode ser feito a partir de parafusos ou com molas de alta rigidez. Tipo 3: bancada com dois atuadores hidráulicos, é possível aplicar deslocamento tanto nas sapatas quanto no espécime, a força normal das sapatas é controlada a partir de cilindros hidráulicos. Detalhes sobre as bancadas podem ser vistos na Seção 3.5.

Embora seja um fenômeno físico com diversas variáveis, há uma maneira gráfica de visualizar a relação entre alguns de seus fatores primários. Reza [04] introduziu um gráfico tridimensional tendo como eixos os parâmetros de deslocamento relativo (parâmetro de controle), força normal (parâmetro de controle) e tensão (resultado das simulações). Com esse tipo de gráfico é possível perceber a relação entre os fatores primários e as regiões críticas para a nucleação de trincas. Também foi utilizado o conceito de gráfico de iso-superfícies 2D para delimitar zonas em que as combinações de carregamento gerariam uma tensão maior, e conseqüentemente uma maior susceptibilidade a nucleação de trincas. Com esse tipo de ferramenta é possível demonstrar que não existe um fator que isoladamente seja preponderante em relação a ocorrência de fadiga por *fretting*, apesar de que exista uma combinação de fatores primários possa vir a ser crítica.

A dissertação é dividida em seis capítulos. No capítulo 1, Introdução, são apresentados os conceitos de fadiga por *fretting* e um panorama breve sobre as causas da fadiga por *fretting*, testes experimentais e maneiras de visualizar graficamente os fatores que influenciam a fadiga por *fretting*.

No capítulo 2, Objetivo, é feita uma descrição sobre o problema a ser investigado e o objeto de interesse do estudo. É exposta a maneira com que a influência decremental da fadiga por *fretting* será avaliada juntamente com a abordagem dada à correlação numérico-experimental com a utilização de testes experimentais em escala real executados no Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE, UFRJ.

O capítulo 3 traz uma revisão dos conceitos básicos de perfuração, explicando os componentes da coluna de perfuração. Conceitos da mecânica do contato são explicitados, de forma a fornecer ao leitor um entendimento sobre os desenvolvimentos analíticos desde o contato hertziano até o contato de fadiga por *fretting*. Os parâmetros principais que influenciam na fadiga por *fretting* foram listados e suas nuances descritas, amplitude de movimento, coeficiente de atrito, força normal, força tangencial e outros fatores. Maneiras de visualização gráfica do fenômeno de fadiga por *fretting* também foram descritas, destacando o mapa de *fretting*. Em seguida uma revisão bibliográfica sobre os testes experimentais, configuração de bancadas e norma técnica é apresentada. Por fim, métodos de previsão de vida em fadiga por *fretting* foram listados e explicados.

O capítulo 4 apresenta os detalhes sobre o modelo numérico elaborado, geometria, materiais e os parâmetros do modelo numérico. Os passos de carga, interações, condições de contorno e carga foram listados, seguidos por uma análise de sensibilidade de malha de elementos finitos.

As simulações numéricas são mostradas no capítulo 5. Há duas seções em que se encontram os resultados dos modelos da variação paramétrica, influência da tração e do momento, e a influência da pressão interna nos parâmetros de fadiga por *fretting*. A última seção do capítulo 5 expõe os resultados obtidos na correlação numérico-experimental a partir dos modelos numéricos e testes em escala real.

No capítulo 6 encontram-se as conclusões e os gráficos com os domínios de zonas seguras e zonas com ocorrência de fadiga por *fretting* baseados nos modelos numéricos e nos experimentos realizados anteriormente no Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE, UFRJ. Sugestões de trabalhos futuros são listados ao final do capítulo 6.

As referências bibliográficas encontram-se no capítulo 7 da dissertação.

2. Objetivo

Visando um maior entendimento de falhas precoces observadas em testes experimentais em escala real de tubos de perfuração de poços de petróleo, foram escolhidas como região de interesse a zona do tubo de alumínio em que ocorre o contato com a extremidade do conector de aço. Na região de interesse ocorre um contato da superfície interna do conector de aço com a superfície externa do tubo de alumínio, em uma região anterior às ranhuras da rosca. Essa região encontra-se exposta a carregamentos multiaxiais advindos de cargas combinadas de compressão, flexão, tração e torção. Adicionalmente há uma interface de contato com materiais dissimilares sujeitos a uma força de contato alta (o conjunto tubo-conector-tubo precisa garantir a vedação) e deslocamentos de pequenas amplitudes, o que pode vir a propiciar um regime em que o *fretting* se manifeste. Tais fatores combinados a cargas cíclicas são, de acordo com a literatura técnica, componentes que propiciam a ocorrência de fadiga por *fretting*.

Esta dissertação de mestrado tem como objetivo avaliar a influência decremental da fadiga por *fretting* na vida em fadiga de tubos de perfuração de poços de petróleo. Para alcançar esse objetivo foram elaborados modelos numéricos utilizando o método de elementos finitos que simulam testes experimentais em escala real de fadiga utilizando amostras de tubos de perfuração de poços de petróleo de alumínio e uma peça de conexão feita de aço.

Para exposição dos resultados de forma clara foram elaborados mapas de *fretting*, que possibilitam visualizar a relação entre diferentes fatores primários envolvidos na fadiga por *fretting*. Com o auxílio dessa representação gráfica é viável distinguir, para essa aplicação específica, quais fatores são preponderantes para a nucleação de trincas através de fadiga por *fretting*. Então torna-se possível determinar regiões seguras de operação em que a probabilidade de ocorrência de *fretting* seja muito baixa, de forma que o modo de falha responsável pela inutilização do equipamento seja de outra natureza.

Resultados com baixa correlação numérico-experimental dos ensaios realizados com as amostras em escala real foram revisitados com utilizando a abordagem da fadiga por *fretting* e seus resultados discutidos. O intuito é concluir quais parâmetros influenciam a fadiga por *fretting* nessa aplicação específica de tubos de perfuração e proporcionar um entendimento dos riscos que a nucleação de trincas precoce causa para a operação de perfuração.

3. Revisão Bibliográfica

3.1. Componentes da coluna de perfuração

O método de perfuração de poços de petróleo offshore consiste em perfurar as rochas por meio do peso e da rotação que a coluna de perfuração transmite a uma broca. A coluna de perfuração é oca, e por seu interior bombeia-se um fluido de perfuração a partir de uma cabeça de injeção presente na sonda de perfuração. O fluido atravessa toda a coluna de perfuração e é expelido sob pressão na ponta da broca, de forma a facilitar a atividade de perfuração e limpar os detritos. O fluido retorna trazendo os detritos à plataforma de perfuração passando entre as paredes do poço e a superfície externa da coluna (em seguida o fluido é peneirado de forma a ser reutilizado).

Em determinada profundidade a coluna de perfuração é retirada e uma coluna de revestimento é inserida em seu lugar para realizar a cimentação do espaço entre a parede do poço e a superfície externa da coluna de revestimento. Esse procedimento tem como objetivo fornecer integridade estrutural ao poço e proteção à coluna de perfuração que será reinsertada, agora com uma sequência adicional de tubos e outra broca (com diâmetro menor) para dar continuidade à atividade de perfuração. Esse processo é repetido por algumas vezes até que a profundidade desejada seja alcançada [07], a Figura 1 ilustra o processo.

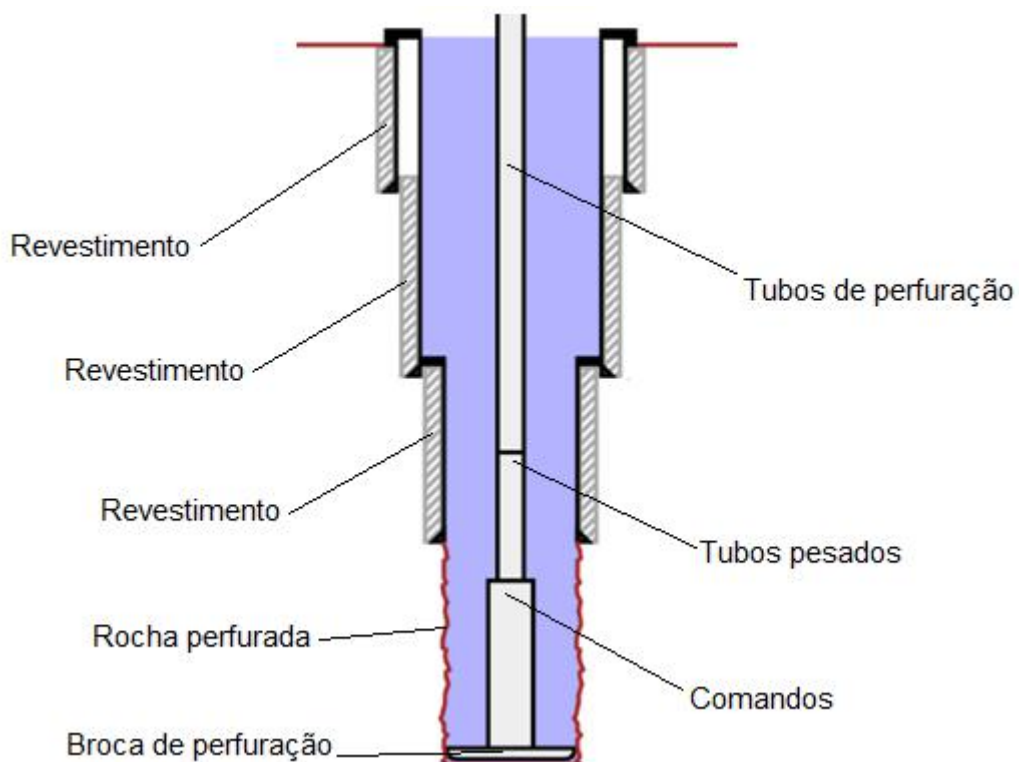


Figura 1 – Ilustração da atividade de perfuração

3.1.1. Tubos de perfuração

São o objeto de estudo desta dissertação, compõem a maior parte da coluna de perfuração. Podem ser manufacturados em aço ou alumínio, são conectados uns aos outros por meio de conexões roscadas e elementos conectores de aço. Seu projeto leva em consideração o peso linear, material, comprimento diâmetros interno e externo e etc.



Figura 2 – Tubos de perfuração

3.1.2. Tubos pesados

São tubos forjados de aço e usinados, responsáveis por promover uma transição de rigidez suave entre os tubos de perfuração e os comandos de forma a evitar a fadiga. Possuem peso linear intermediário, unem-se através de juntas roscadas.



Figura 3 – Tubos pesados

3.1.3. Comandos

São os elementos tubulares com maior peso linear e que se localizam mais próximos a broca. Produzidos por meio de forjamento e possuindo grandes espessuras, esses componentes são responsáveis por fornecer peso à broca, garantindo uma força de contato elevada entre a broca e a rocha (acarretando em um controle da direcionalidade da perfuração), e aumentar a resistência à flambagem da coluna. Conectam-se entre si por meio de juntas roscadas, sua superfície externa é apresentada em duas configurações distintas: espiralada e lisa.



Figura 4 – Comandos

3.2. Mecânica do Contato

Problemas envolvendo contato são uns dos problemas mais desafiadores da mecânica dos sólidos. Contato é a maneira principal de aplicação de força a um corpo deformável, que resulta em uma concentração de tensão no ponto mais crítico do contato. A complexidade do problema aumenta quando se leva em consideração o atrito entre os corpos, pois o comportamento dos corpos em contato torna-se não linear. Situações como essa podem levar a não existência ou existência única de solução quase-estática, e também à falta de convergência em algoritmos numéricos [04].

O nascimento da mecânica do contato está associado à uma publicação de Hertz [08]. Desde então muitos pesquisadores contribuíram para o avanço desta ciência, no campo da fadiga por *fretting* podemos destacar Cattaneo [09], Mindelin et Deresiewicz [10], Maouche et al. [11] e Hills et Nowell [12]. Os últimos categorizaram o contato em três tipos.

- Contato incompleto: o contato é feito ao longo de uma linha ou um ponto, e conforme a carga aumenta, uma pequena área retangular ou circular de contato é formada. No caso do contato incompleto a extensão do contato depende da carga aplicada, portanto não é constante (Figura 5a e 5b).

Contato incompleto não conforme: situação na qual a região de contato é pequena em relação ao raio do corpo em contato. É possível fazer uma simplificação para a solução analítica; o cilindro é tratado como um semi-plano [12] (Figura 5a).

Contato incompleto conforme: A região de contato não é desprezível em relação ao tamanho do raio do cilindro, com isso não há simplificações a serem feitas (Figura 5b).

- Contato completo: nesse caso, a superfície de contato independe da força de aplicação. Para o contato completo, a pressão de contato é singular nas bordas do contato (Figura 5c).
- Contato de retrocesso: contato com pouca aplicação prática, trata-se de uma diminuição da área de contato em função da força aplicada (Figura 5d).

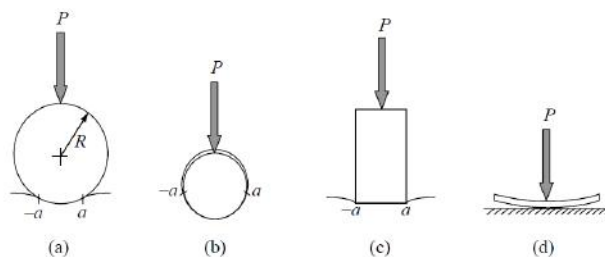


Figura 5 – Diferentes tipos de contato [12]

3.2.1. Contato Hertziano

O primeiro a resolver analiticamente o problema do contato foi Hertz. Foi desenvolvida uma teoria para calcular a área e a pressão entre duas superfícies e prever a compressão resultante e o campo de tensões induzidos nos componentes. A teoria de Hertz contém algumas simplificações: as superfícies são contínuas e não conformes ($a \ll R$), as deformações induzidas pelo contato são pequenas, o material se comporta elasticamente e não há atrito.

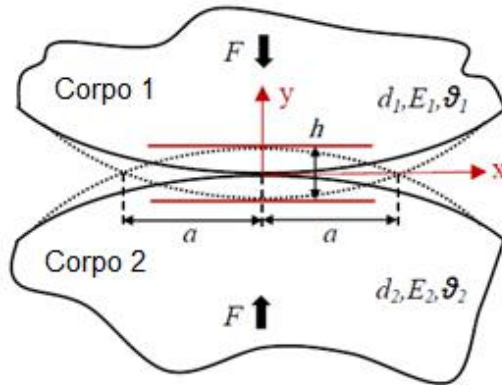


Figura 6 – Contato Hertziano

Hertz definiu raio de curvatura e módulo de elasticidade efetivos:

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

A área de contato entre os corpos será um retângulo estreito, com a pressão máxima presente na metade da largura do retângulo. Considerando a pressão uniformemente distribuída ao longo do comprimento do cilindro, temos que a pressão máxima e a semi-largura de contato são dadas por:

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi a l}$$

$$a = \left[\frac{2F}{\pi l} \cdot \frac{(1 - \nu_1^2/E_1) + (1 - \nu_2^2/E_2)}{1/d_1 + 1/d_2} \right]^{0,5}$$

Caso os corpos não se deformassem, haveria uma sobreposição das geometrias, indicadas pelas linhas pontilhadas. A distância h é a soma das deformações dos dois corpos, e é calcula como:

$$h = \frac{a^2}{R^*}$$

A distribuição de pressão no contato, em que x é distância horizontal a partir do centro da área retangular de contato é:

$$p(x) = -p_{max} \sqrt{a^2 - x^2}$$

Para os casos de estado plano de tensão ($\varepsilon_z = 0$), a componente de tensão $\sigma_z = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$. Com isso, temos que:

$$\sigma_x(y) = -p_{max} \left[\left(\frac{1 + 2\left(\frac{y}{a}\right)^2}{\sqrt{1 + \left(\frac{y}{a}\right)^2}} \right) - 2 \left| \frac{y}{a} \right| \right]$$

$$\sigma_y(y) = -p_{max} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{y}{a}\right)^2}}$$

$$\sigma_z(y) = -2\nu p_{max} \left[\sqrt{1 + 2\left(\frac{y}{a}\right)^2} - \left| \frac{y}{a} \right| \right]$$

3.2.2. Contato Chato

Esse tipo de contato conforme possui a particularidade de possuir cantos vivos, que atuam como concentradores de tensão e dificultam a solução numérica do problema. Ao assumir deformações apenas elásticas, a solução analítica do problema é uma distribuição de pressão assintótica na borda do contato [10]. A solução analítica é dada por:

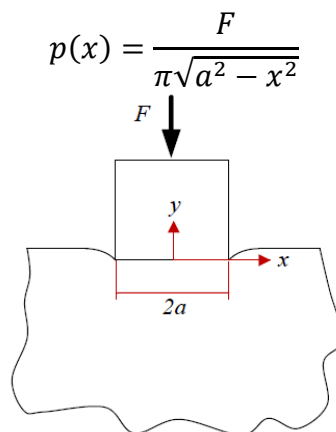


Figura 7 – Contato chato

A Figura 8 ilustra a variação normalizada da pressão de contato sobre a superfície. É possível visualizar a singularidade nas bordas da superfície de contato, i.e. $x = \pm a$.

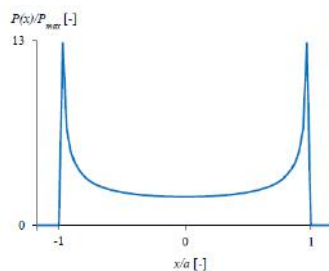


Figura 8 – Pressão de contato subsuperficial para contato chato

3.2.3. Contato de *Fretting*

Cattaneo [09] e Mindelin et Deresiewicz [10] independentemente estenderam a teoria de Hertz [08] para o caso de aplicações com força tangencial envolvidas, e consequentemente forças friccionais. Nessa situação, a região de contato fica dividida entre duas zonas distintas, a zona aderida e a zona deslizando. Eles utilizaram o modelo de fricção de Coulomb da seguinte forma.

$$q(x) \leq \mu p(x)$$

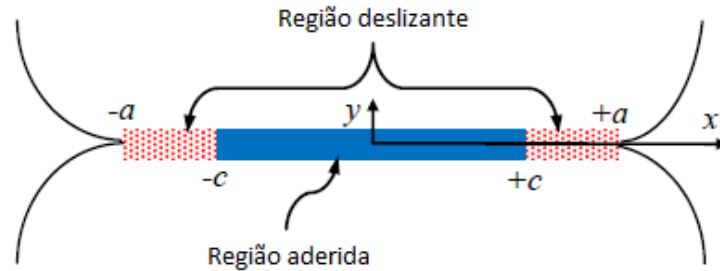


Figura 9 – Contato de *fretting*

Onde $q(x)$ é a tração cisalhante e μ é o coeficiente de atrito. Ao aplicarmos uma carga $Q < \mu F$, teremos uma zona central onde não há deslizamento, de extensão $2c$ e uma zona com deslizamento parcial $c \leq |x| \leq a$. Com isso temos:

$$q(x) = \begin{cases} -\mu p_{max} \sqrt{1 - (x/a)^2} & c \leq |x| \leq a \\ -\mu p_{max} \left[\sqrt{1 - (x/a)^2} - 2 \frac{c}{a} \sqrt{1 - (x/c)^2} \right] & |x| < c \end{cases}$$

Onde c é função da carga tangencial Q :

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \frac{Q}{2\mu F}}$$

Mauouche et al [11] investigaram a variação da tração cisalhante ao longo de um ciclo de *fretting*. A figura 10 mostra a distribuição de tensão cisalhante friccional em função da área de contato.

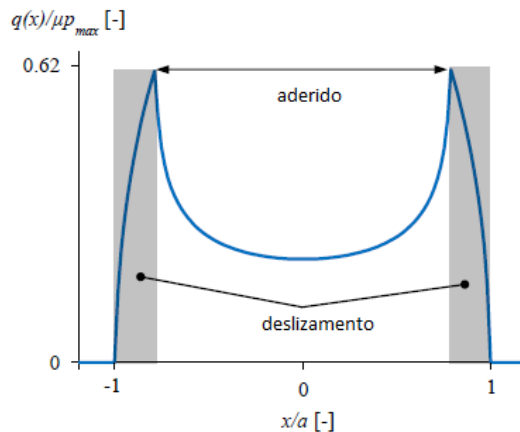


Figura 10 – Tensão cisalhante normalizada em função da distância ao centro para *fretting*

3.2.4. Contato de Fadiga por *Fretting*

Hills et Nowell [12] descobriram que a aplicação de uma carga axial enquanto a amostra sofre esforços de *fretting* gera uma mudança na distribuição de tensão cisalhante na zona de contato e modifica a solução de Cattaneo [09] e Mindlin et al. [10]. Eles começaram com a hipótese bidimensional, agora considerando a deformação induzida por uma tensão axial. Ainda de Cattaneo [09] et Mindlin et al [10], temos que o deslocamento induzido por forças tangenciais vale:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial g}{\partial x} = \frac{1}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q(\xi)}{(x - \xi)} d\xi$$

Onde ∂g é o deslocamento tangencial relativo na interface de contato, $q(\xi)$, é a distribuição de tensão cisalhante e A é definido como:

$$A = 2 \left\{ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right\}$$

Hilss et Nowell [12] assumiram que uma tensão axial sobre condições de deslocamento plano, com isso:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma(1 - \nu^2)}{E}$$

A diferença no deslocamento relativo nas zona aderida pode ser escrito como:

$$\frac{\partial g}{\partial x} = \frac{\partial u_1}{\partial x} - \frac{\partial u_2}{\partial x} = \frac{\sigma(1 - \nu^2)}{E}$$

Portanto, a equação do deslocamento induzido por forças tangenciais torna-se:

$$-\frac{\sigma}{4} = \frac{1}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q(\xi)}{(x - \xi)} d\xi$$

A tensão axial aplicada gera uma mudança na zona aderida, e. Isso significa que o centro da interface de contato reside em qualquer lugar entre $x=e-c$ e $x=e+c$. Logo, a solução pode ser interpretada como uma perturbação da condição de deslizamento.

$$q(x) = -\mu p_{max} \sqrt{1 - (x/a)^2} + q'(x)$$

Onde $q'(x) = 0$ é satisfeito nas zonas de escorregamento. Ao substituímos a Equação acima na Equação do deslocamento induzido por forças tangenciais, temos:

$$\int_{-1}^1 \frac{q'(x)}{s - t} dt = \frac{\mu \pi c p_{max}}{a} \left[s + \frac{e}{c} + \frac{b}{c} \right]$$

Onde $s = (x - e) / c$, $t = (\xi - e) / c$ e $b = \sigma a / (4\mu p_{max})$. Resolvendo a equação acima para e:

$$\int_{-1}^1 \frac{\xi + (e/c) - (b/c)}{\sqrt{1 - \xi^2}} d\xi = 0$$

Que leva a

$$e = b = \frac{\sigma a}{4\mu p_{max}}$$

E $q'(x)$ pode ser escrito como:

$$q'(x) = -\mu p_{max} \frac{c}{a \sqrt{1 - \left(\frac{x-e}{c}\right)^2}}$$

A figura 11 ilustra a variação da tensão de cisalhamento normalizada em função de área de contato normalizada sobre condição de fadiga por *fretting*.

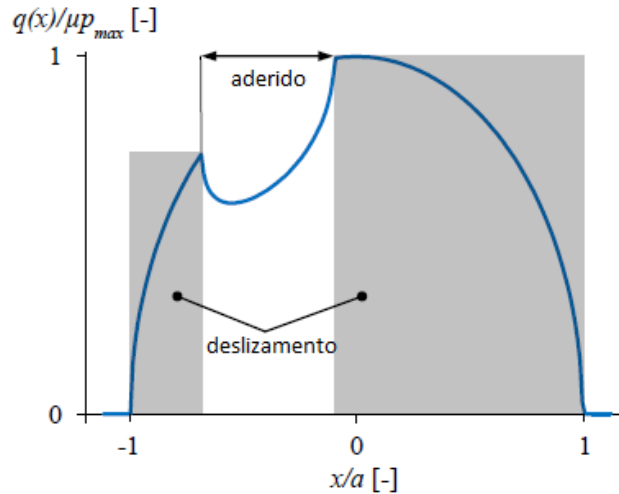


Figura 11 - Tensão cisalhante normalizada em função da distância ao centro para fadiga por *fretting*

A solução analítica descrita acima é válida apenas para o caso da carga axial aplicada ser baixa em comparação com a carga tangencial. De acordo com Hills et Nowell, ao se aplicar uma força axial alta em relação a carga tangencial, a mudança e causada na zona de deslizamento, pode ser tal que não haja mais região aderida. Portanto, a solução só é válida para os casos de $e + c \leq a$, i.e.:

$$\frac{\sigma}{\mu p_{max}} \leq 4(1 - \sqrt{1 - Q/\mu F})$$

A distribuição de tensão horizontal ao longo de interface de contato é dada por:

$$\sigma_x = \sigma_{x,normal} + \sigma_{x,tangencial} + \sigma_{x,axial}$$

Onde $\sigma_{x,normal}$, e são componentes da tensão tangencial que são causados pelo contato, carga tangencial e tensão axial. São calculados como:

$$\sigma_{x,normal} = -P_{max} \frac{\sqrt{a^2 + x^2}}{a}$$

$$\sigma_{x,tangencial} = 2\mu P_{max} - \frac{2}{\pi} \int_{-a}^a \frac{q'(x)}{x + a} dx$$

3.3. Fatores da Fadiga por *Fretting*

Fretting é um problema tribológico complexo, que depende de diversos parâmetros, dentre eles podemos destacar coeficiente de atrito, rugosidade, amplitude de movimento, força tangencial, força normal, temperatura, combinação de materiais [12].

3.3.1. Amplitude de movimento

Vingsbo e Söderberg [13] definiram o dano por *fretting* como “o dano causado a tribosuperfícies devido a deslocamentos oscilatórios de baixa amplitude”. Entretanto, não foi determinada uma definição para “baixa amplitude”. Foi tentado categorizar diferentes regimes de deslizamento, seus parâmetros que mais influenciam e suas características principais, são eles:

- Regime aderido: pequenos danos limitados a superfície por oxidação e desgaste, sem danos de fadiga por *fretting*. Não há propagação de trincas até 1.000.000 de ciclos.
- Regime misto aderido-deslizante: desgaste e oxidação se manifestam em baixa intensidade. Nucleação de trincas em grande quantidade, com resultados detrimenais na vida em fadiga do componente.
- Regime de grande deslizamento; danos superficiais severos causados devido ao deslocamento relativo entre as partes. Nucleação de trincas limitadas devido ao desbaste superficial.
- Regime de deslizamento alternado: taxas de desgaste se tornam idênticas aos de deslizamento unidimensional, grandes amplitudes de movimento que não são tratadas como movimento relativo entre as partes.

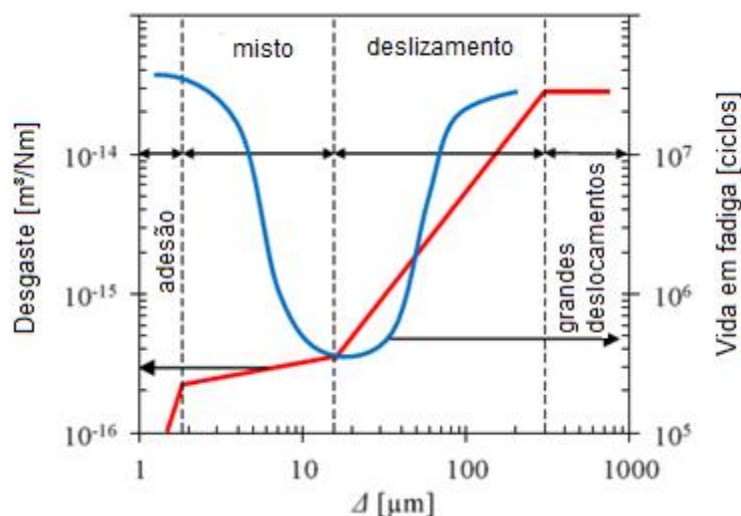


Figura 12 – Diferentes regimes de deslocamento [13]

Há dois mecanismos de falha envolvidos no problema de *fretting* que competem durante a interação das superfícies, são o desgaste e a nucleação de trincas por fadiga de *fretting*. A partir do repouso, ao aumentarmos a amplitude de deslizamento, nós passamos do regime aderido para o regime aderido-deslizante, em que o dano experimentado pelo material aumenta, causando uma redução da vida em fadiga. Nesse regime, o movimento do contato de *fretting* causa dano, com isso, quanto maior o número de ciclos, maior o dano experimentado pelo componente. As trincas ocorrem na região limite da região de escorregamento e fim da região de contato. Conforme a amplitude de movimento aumento, as taxas de desgastem também aumentam, causando com que as trincas iniciadas não se propaguem devido a remoção de materiais.

Fouvry et al. [14] ilustrou a energia dissipada pelo trabalho friccional em em dois regimes diferentes. A força tangencial Q é plotada contra o deslocamento d .

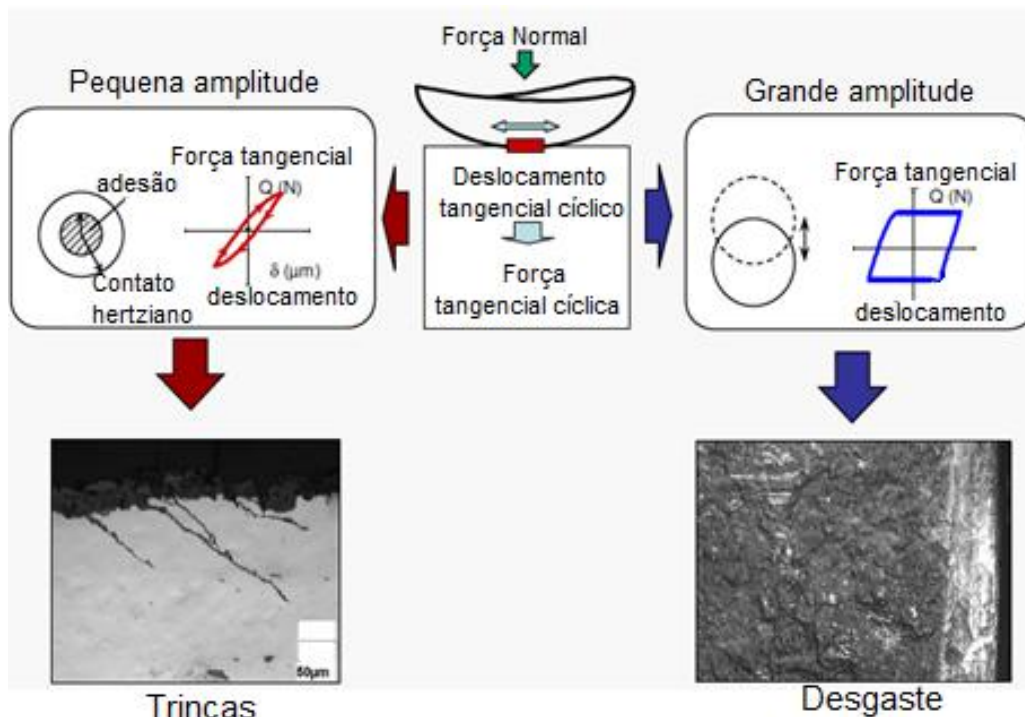


Figura 13 – Diferença entre marcas de fadiga por *fretting* e desgaste [14]

3.3.2. Coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito é proporcional a força de contato que pressiona os dois corpos e também à rugosidade dos corpos e é afetado pela amplitude do deslizamento e número de ciclos. Para realizar o cálculo de tensões e deformações na região de contato – que afetam a nucleação e o crescimento de trincas – é necessário que o coeficiente seja determinado, o que é um desafio do ponto de vista computacional, por ele não ser constante. [10]

Há duas categorias de atrito, o estático e o dinâmico. O coeficiente de atrito estático é medido antes de um teste ou durante o teste, após determinado número de ciclos. O coeficiente de atrito dinâmico ocorre quando há movimento relativo entre as duas superfícies.

McColl et al. [16] avaliaram o coeficiente de atrito para diferentes cargas normais. Pode ser visto na Figura 14 que o coeficiente de atrito aumenta até estabilizar pouco antes de 5000 ciclos, e que quanto maior a carga normal, menor é o coeficiente de atrito estabilizado. Esse comportamento também foi identificado por Hills et al. [12] e Szolwinski et al. [17]

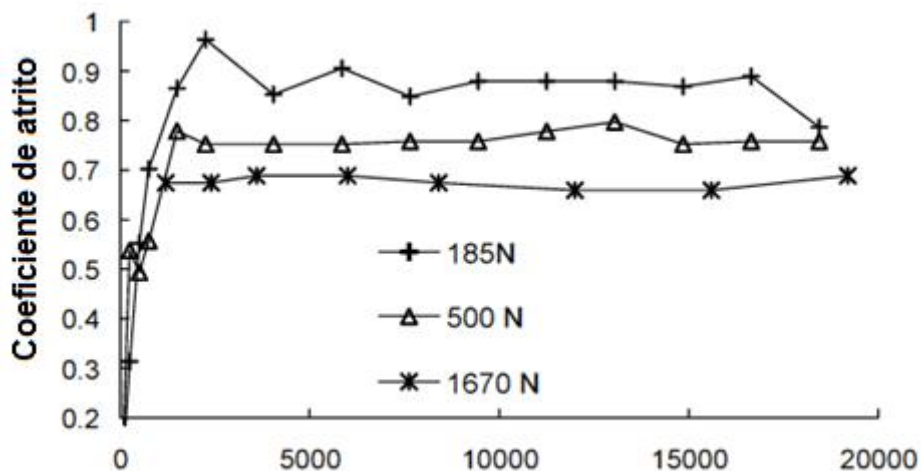


Figura 14 – Variação do coeficiente de atrito em função de força Normal

Fouvry et al. [14] Tentaram definir a transição de regime misto para regime de grande deslizamento utilizando uma análise de descontinuidade de energia introduzida por Voisin et al. [18]. O método consiste em sucessivos aumentos de amplitude de deslocamento partindo de deslocamentos muito pequenos até deslocamento que se encaixem no regime de grandes deslizamentos.

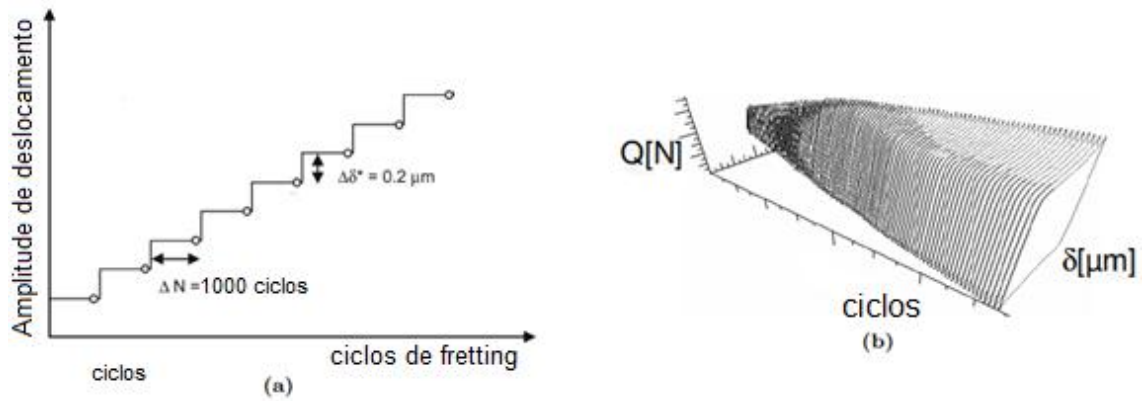


Figura 15 – Análise de descontinuidade de energia

Para uma dada força normal, ao se aumentar a amplitude de deslizamento, o regime mudará de misto para regime de grandes deslocamentos. Fouvry et al. [14] quantificaram a transição ao plotar o adimensional de força tangencial dividido pela força normal e um número adimensional de dissipação de energia, dado pela energia dissipada do ciclo dividida pela energia total do ciclo. Com isso, o coeficiente de atrito pode ser inferido na região de transição dos regimes.

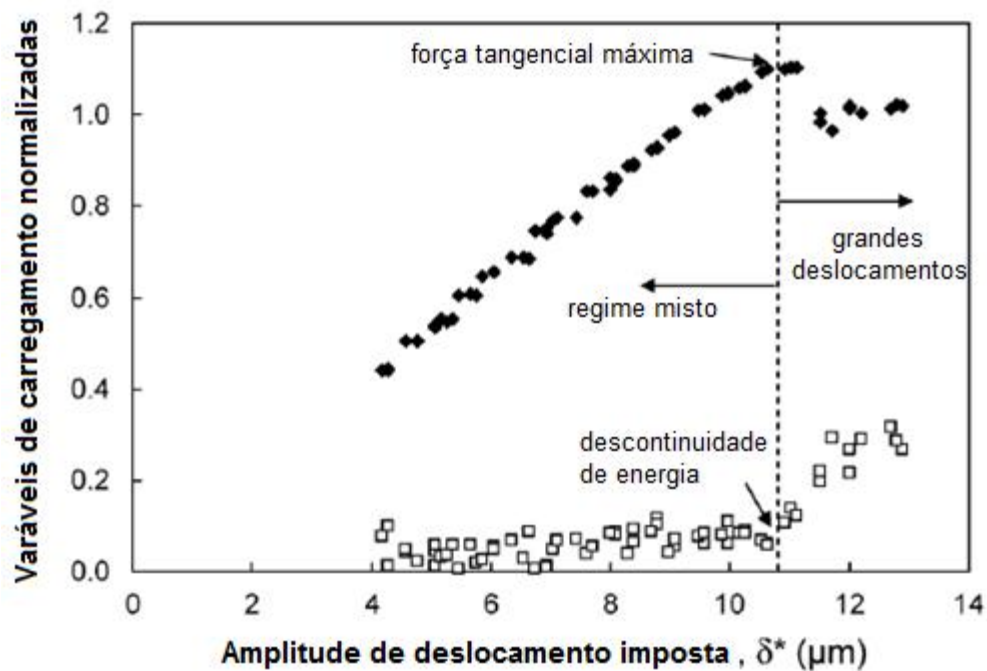


Figura 16 – Transição de regimes de deslizamento

3.3.3. Força normal

Há relações não óbvias a respeito da influência da força normal na vida de componentes submetidos a fadiga por *fretting*. Lynski et al. [18] concluíram experimentalmente que a relação entre número de ciclos para uma amostra de titânio (Ti-6Al-4V) falhar e a pressão de contato não é linear, nem monotônica.

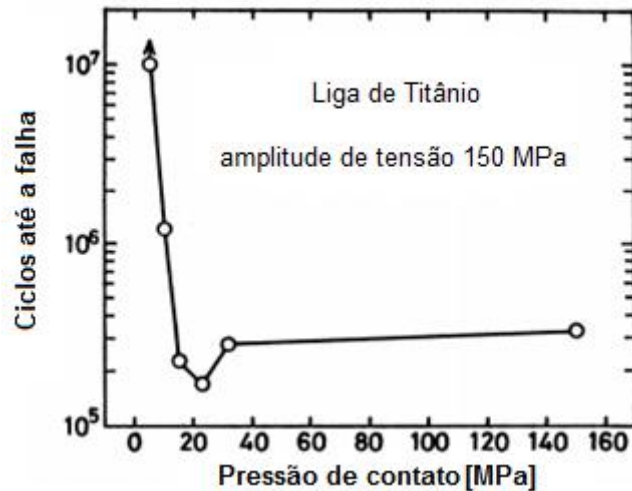


Figura 17–Ciclos de falha em função de pressão de contato para liga de Titânio

Buciumeanu [19] realizou diversas análises utilizando o método de elementos finitos para determinar a tensão de Von Mises na região de contato entre um espécime de titânio (Ti6A14V) com um pad. Foi encontrada uma relação monotonicamente decrescente na vida em fadiga conforme a pressão de contato aumenta.

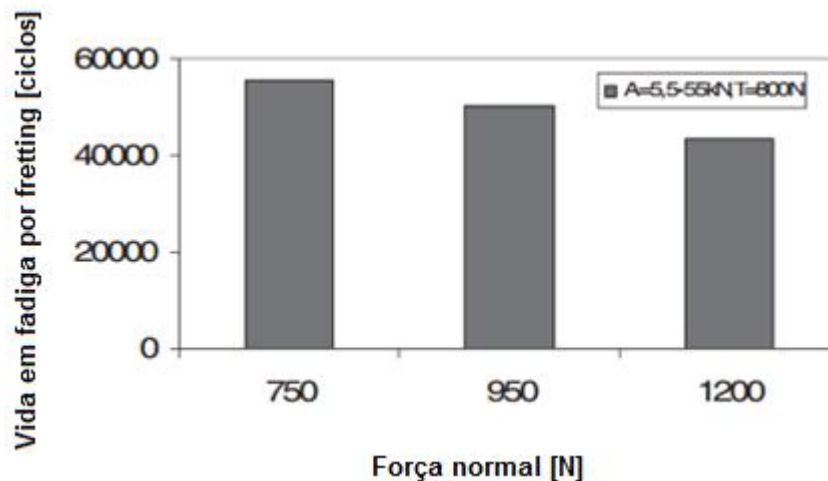


Figura 18 – Vida em fadiga por *fretting* em função da força normal

Há relatos contraditórios na literatura técnica em relação a influência da força normal [20]. Nakazawa et al [21]. e Lee et al. [22] afirmam que ao se aumentar a força normal, a vida em fadiga diminui devido ao aumento da fricção entre as superfícies. Ramalho et al. [23], Fouvry et al. [24] e Proudhon et al. [25] consideram que sua influência é baixa.

Uma razão para explicar as conclusões contraditórias é o fato dos experimentos práticos contarem com um número grande de bancadas e espécimes diferentes, é comum que cada pesquisador desenvolva ou adapte uma bancada existente para realizar os testes. A maneira de se ajustar a força normal ao longo do teste pode variar, levando à conclusões diferentes sobre um mesmo fenômeno. Jim et al. [26] mostraram que a força normal cai até a metade do valor inicial caso não seja desenvolvido um mecanismo de compensação devido à remoção de material causado pelo atrito entre dois corpos. Há diferentes maneiras de se manter a força normal constante, os mais comuns são o uso de conjunto de molas [23] e aperto mecânico com roscas e tirantes [27].

3.3.4. Força tangencial

A força tangencial é consequência do atrito entre as duas superfícies. Há resultados contraditórios com explicações não coincidentes para do fenômeno físico [11]. Primeiramente é possível apontar as dificuldades experimentais, que levam a diferentes comportamentos da força tangencial ao longo dos testes. A remoção de material por conta do atrito entre as superfícies gera uma perda de contato, que caso não seja devidamente compensada, faz com que a força tangencial varie. Para diferentes regimes de deslizamento, o comportamento da força tangencial se mostrou distinto. De acordo com Jin et al. [26] No regime misto de deslizamento a força tangencial estabiliza rapidamente e se mantém constante durante o teste; no regime de grande deslizamento há um aumento monotônico da força tangencial conforme andamento do teste. Wittkowsky et al. [27] observou que para seu aparato de teste a força tangencial diminuía e depois estabilizava após algumas centenas de ciclos.

Há três fatores que podem explicar a divergência sobre a influência da força tangencial na fadiga por *fretting*. A carga tangencial é aplicada em sincronia com a carga axial (Figura 19), isso faz com que para cargas axiais mais altas, conseqüentemente a carga tangencial também seja mais elevada [26].

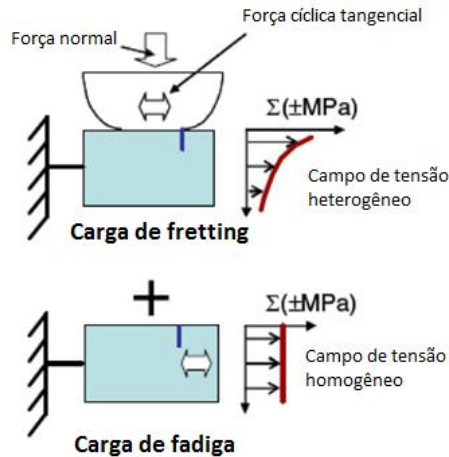


Figura 19—Composição de esforços na fadiga por *fretting*

Mudanças pequenas na amplitude de deslizamento (dezenas de micras) podem gerar uma mudança no regime de deslizamento, e conseqüentemente mudanças na taxa de desgaste e de danos implicados às amostras, de acordo com Wittkowsky et al. [28]. Por fim, os diferentes materiais testados e suas combinações de pads e espécimes, podem interferir no resultado.

3.3.5. Outros fatores

Fretting é um fenômeno físico desafiador, que envolve diferentes ciências, i.e. tribologia, mecânica do contato, fadiga, mecânica da fratura, corrosão, entre outras. Dobromirski [02] listou cinquenta variáveis diferentes que afetam a resposta de *fretting* do material. As variáveis foram divididas em dois grupos, variáveis primárias e secundárias, que afetam direta e indiretamente o comportamento de fadiga por *fretting*.

- Temperatura

A temperatura é uma variável dependente da geometria de contato, da frequência e da temperatura de operação. Lee et al. [29] observaram que a vida em fadiga de *fretting* em temperaturas elevadas é consideravelmente menor do que a temperatura ambiente. A temperatura afeta a taxa de corrosão e oxidação com o aumento de temperatura, e as propriedades do material também variam de acordo com a temperatura.

- Condições ambientais

A maioria das investigações realizadas sobre fadiga por *fretting* foram feitas ao ar. Entretanto, Elliot et al. [30] encontraram vida em fadiga de *fretting* dez a vinte vezes maior no vácuo para espécimes de alumínio 7075-T5. Aplicações da indústria de óleo e gás também são influenciadas pelas condições ambientais, por muitas vezes serem ambientes corrosivos.

- Rugosidade

Ao contrário da fadiga pura, onde uma rugosidade elevada pode gerar a concentração de tensão e conseqüente nucleação de trincas, na fadiga por *fretting* já foi reportado que um alto nível de acabamento superficial acentua os danos por *fretting* em estudo de Nowell et al. [31]. Waterhouse et al. [32] concluíram que superfícies com maior rugosidade acabam por apresentar menor área de contato, para uma mesma geometria de pads, conseqüentemente o campo de tensões compressivas superficiais é maior, e impede a propagação das trincas nucleadas.

Entretanto há outros estudos que afirmam que o aumento da rugosidade leva a um aumento de outros parâmetros detrimenais à fadiga por *fretting*. Jim et al. [26] reportaram que um aumento na rugosidade acarreta um maior coeficiente de atrito, que é prejudicial à vida em fadiga por *fretting*.

Maganizer [33] afirma que as duas dificuldades principais para avaliar a influência desse parâmetro são a diferença de rugosidade entre a região aderida e a região deslizante no regime misto, e também o fato de que a rugosidade varia ao longo do número de ciclos do teste.

- Frequência

A frequência de aplicação das cargas interfere na temperatura e no tempo de exposição do espécime ao ambiente, conseqüentemente afetando a vida em fadiga por *fretting*. Iyer et al [34] observaram que para uma frequência baixa (0,1 Hz – 1Hz) e alta força normal, houve um decréscimo na vida em fadiga por *fretting*. Para uma frequência de 200 Hz, não foi observado uma diminuição da vida em fadiga por *fretting* em comparação com a vida em fadiga pura. Esse fenômeno foi explicado devido às altas taxas de desgaste do material. Contudo, Bryggman et al. [35] Constataram que um aumento na frequência dos testes acarretou em altas temperaturas, levando a maiores danos por *fretting*.

- Materiais

Há diferença na resposta de materiais em relação aos danos de *fretting*. As propriedades mecânicas diferentes dos materiais fazem com que resultados distintos sejam observados. Gaspar et al. [36] investigaram o comportamento da alumina e do aço. Para o espécime foi utilizado aço inoxidável AISI 310, e para os pads, aço AISI 52100 e Corindo (99,7% Al₂O₃-alumina). Foi constatado que para o experimento com pad de aço, uma formação de óxido de ferro na superfície de contato, que serviu como uma película protetora contra o *fretting*, enquanto para o pad de Corindo, esse fenômeno não foi observado.

3.4. Mapa de *Fretting*

O mapa de *Fretting* é uma ferramenta de visualização que correlaciona o efeito de diferentes fatores que influenciam a fadiga por *fretting*. Reza [02] simulou uma configuração de contato chato e conforme do tipo *single clamp* e variou os parâmetros de Força axial e deslocamento, de forma a obter diferentes resultados de tensão. Com os pontos de 30 análises numéricas foi ajustada uma superfície tridimensional ao de forma a ilustrar graficamente os efeitos da combinação de fatores que causam maior tensão na interface, e conseqüentemente são mais prejudiciais em relação à fadiga.

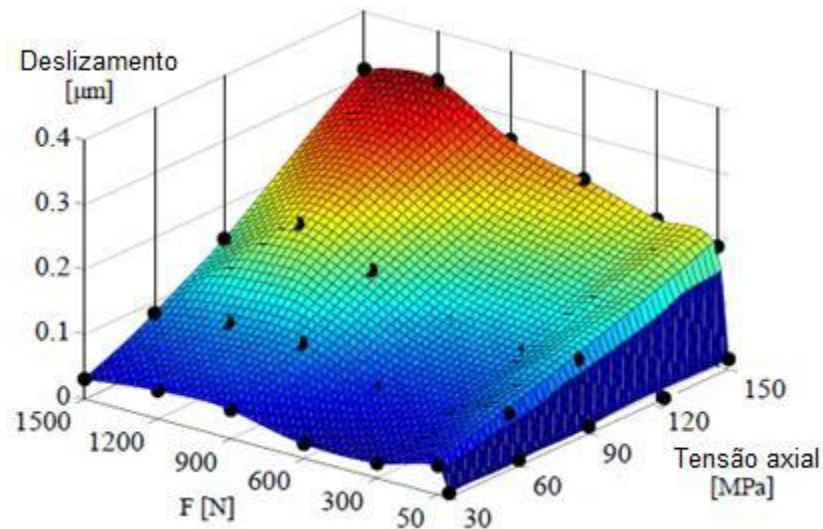


Figura 20 – Superfície interpolada a partir dos parâmetros de simulação numérica [02]

Ao construir o gráfico de iso-superfícies com os fatores de força axial e tensão é possível demonstrar que uma mesma tensão pode ser obtida a partir de diferentes combinações de deslocamento e carga axial.

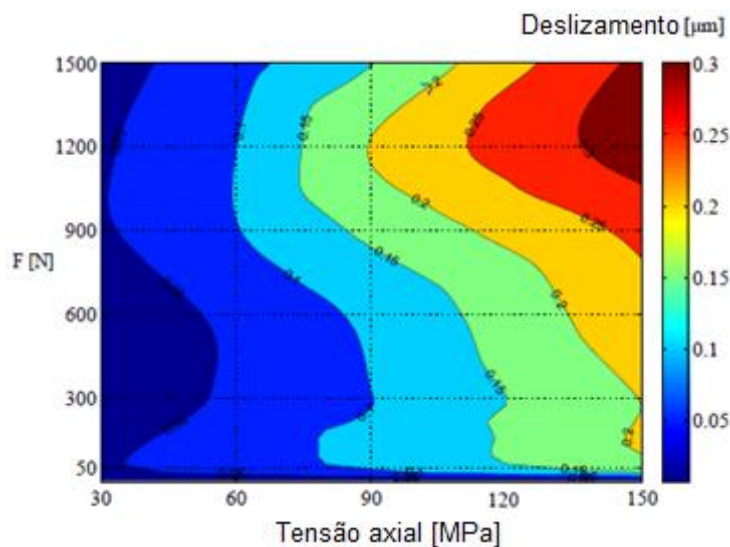


Figura 21 – Gráfico de iso-superfícies a partir da Figura 20 [02]

3.5. Testes Experimentais de Fadiga por *Fretting*

Uma teoria fundamental para prever a vida em fadiga por *fretting* não foi desenvolvida ainda, o que faz com que testes experimentais sejam essenciais para aprimorar o conhecimento sobre a integridade estrutural do elemento a ser avaliado, de acordo com Waterhouse [37]. Foram realizados testes durante décadas antes que os métodos fossem padronizados de forma que fosse possível fazer comparações entre diferentes experimentos.

É possível encontrar na literatura diversos tipos diferentes de bancadas para a avaliação experimental de fadiga por *fretting*. Todos os equipamentos possuem alguns pontos em comum, como tentativa de controlar o regime de deslizamento, força normal, força tangencial e coeficiente de atrito. Recentemente, devido à norma ASTM E2789-10 standard guide for *fretting fatigue testing* [38], alguns testes podem ser feitos com os parâmetros normalizados.

Dentre as diferenças podemos destacar primeiramente se os testes são de pequena escala ou de escala real. As bancadas para testes em escala real servem para a avaliação de uma determinada aplicação. Golden et Nicholas [39] e Wagle et Kato [40] avaliaram em bancadas de escala real conexões de turbinas e conexões rebitadas em alumínio, respectivamente (Figura 22). As configurações mais comuns para a os testes de fadiga por *fretting* são listadas abaixo.

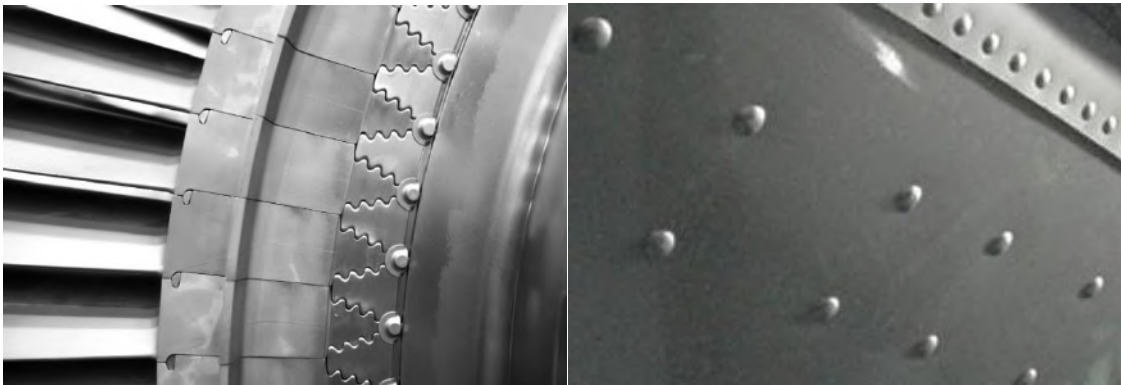


Figura 22 – Geometrias comuns de apresentar fadiga por *fretting*

3.5.1. Contatos normalizados

As bancadas de teste em pequena escala têm como objetivo a avaliação de compatibilidade de materiais em certas condições de pressão de contato e esforço tangencial. Os testes podem ser feitos com amostras de diferentes materiais, com diferentes pads. As pontes podem conter pads duplos ou individuais, chatos ou planos (Figura 23).

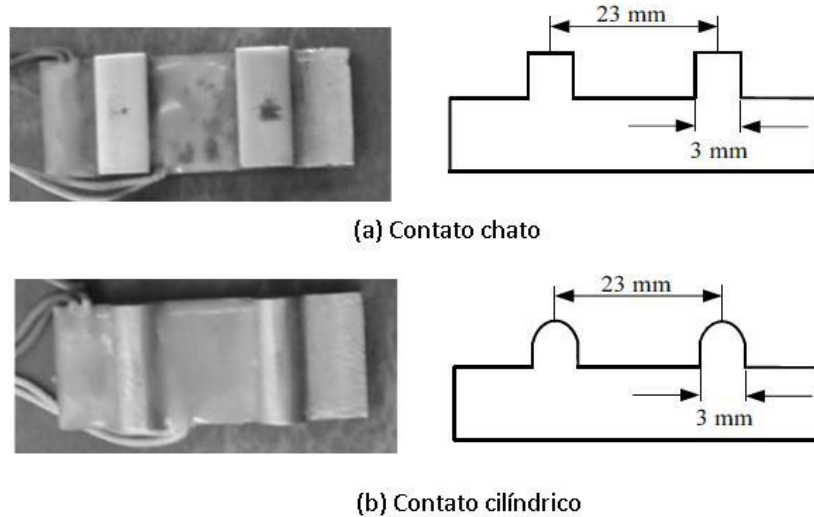


Figura 23 – Tipos de pads para contato

Outro fator que distingue as bancadas é a maneira de se manter a força normal constante. Podem ser usados molas [23], parafusos [41] (Figura 24) ou parafusos e molas [11].

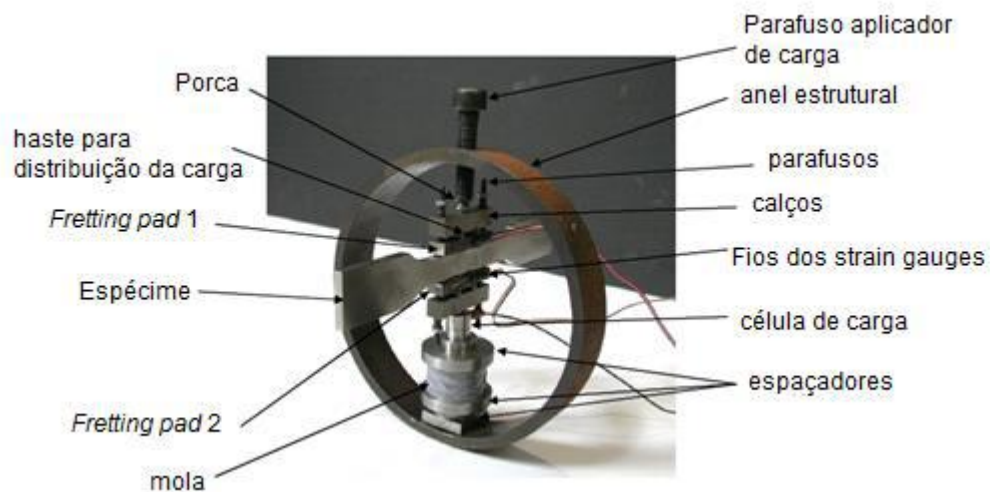


Figura 24 – Aparato de teste com ajuste por parafusos

A configuração mais comum encontrada na literatura é o tipo de contato chato, utilizado por Switek [42] e Lindley [43]. O espécime fica em contato com duas pontes,

e força normal é aplicada nas pontes para induzir o contato desejado. A caracterização do campo de tensões para essa configuração é complicada devido a presença de singularidades teóricas nas bordas dos pads.

O uso de pads cilíndricos também é comum. Nishioka e Hirakawa [44] foram os primeiros a usar esse tipo de contato. Essa configuração ganhou popularidade devido a uma facilidade técnica, o alinhamento do pad com a superfície do espécime não é tão crítico quanto os pads de contato plano. Adicionalmente, a questão da singularidade teórica não existe para nessa situação, fazendo com que haja solução analítica para essa geometria de contato.

3.5.2. Contatos com geometrias representativas

Testes em escala real, simulando as condições reais em que o espécime encontra-se submetido também são usuais na literatura técnica. Nowell et al. [45] projetaram um aparato para testar elementos de turbinas aeronáuticas.

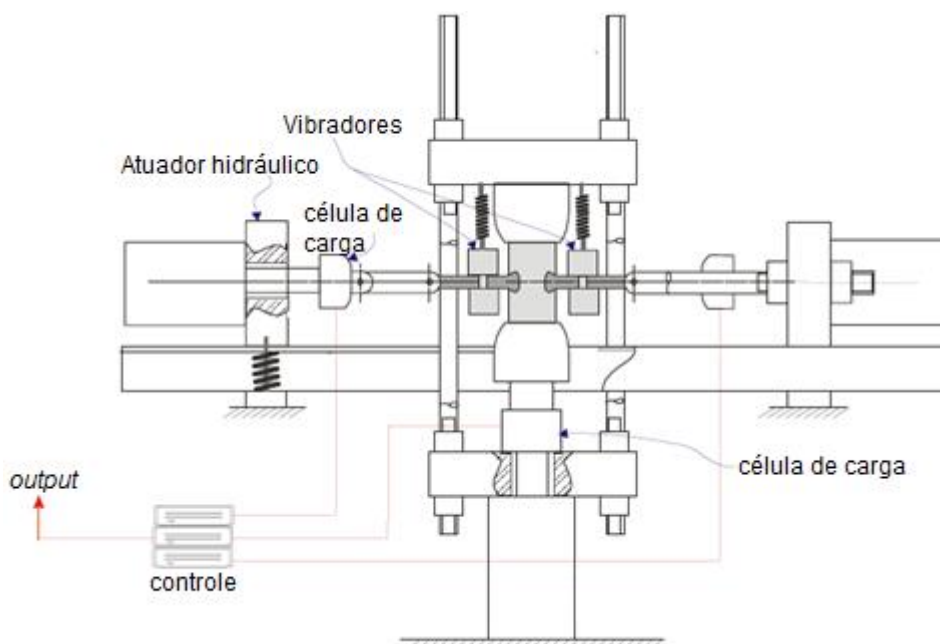


Figura 25 – Aparato de teste para testar geometria representativa de turbinas

Uma questão importante dos testes com geometrias representativas é a reprodução completa das condições que o espécime é submetido em sua vida útil. A fadiga por *fretting* leva em consideração diversos fatores, que muitas vezes não conseguem ser reproduzidos completamente em um teste experimental. Um contato representativo apenas não é suficiente, parâmetros como temperatura e variação das cargas normal e tangencial em função do tempo podem ser difíceis de ser representados, de acordo com Ruiz [46].

3.5.3. Teste com tubos de perfuração em escala real

Souza da Silva [58] realizou um estudo de desempenho à fadiga com tubos de perfuração de alumínio. Para tal, foram utilizados dois grupos de amostras, denominados grupo 1 e grupo 2, cada qual referente a uma série de tubo. O grupo 1 consiste de três tubos da série 131x13, produzidos na liga D16T, e o grupo 2 consiste de nove tubos da série 103x9, produzido na liga 1953T1. Ambos os tubos utilizam conectores de aço como mecanismo de interligação.

Em um primeiro passo de análise, foram levantadas as curvas de fadiga dos materiais, onde cada liga foi submetida a testes de tração alternada sob tensões médias 0 e 120MPa, resultando em duas curvas SN para cada material. Em seguida, diversos modelos de fadiga multiaxial da literatura foram calibrados a partir das curvas SN obtidas previamente. Ensaios de fadiga dos tubos de perfuração em escala real foram realizados. Os experimentos mostraram que as falhas obtidas nos dois grupos de amostras ocorreram predominantemente na região de conexão entre o tubo de alumínio e o conector de aço, embora o ponto iniciação de falha tenha sido diferente entre os grupos 1 e 2. O grupo 1 apresentou falha iniciada na superfície da rosca e o grupo 2 falhou em pontos da superfície de vedação metal-metal, como pode ser visto na Figura 26.



Figura 26 – Região de falha típica de amostras do grupo 2 [58]

Em um quarto passo, foram construídos modelos de elementos finitos (Figura 27) para simular o carregamento sofrido pelas amostras durante os testes de fadiga em escala real.

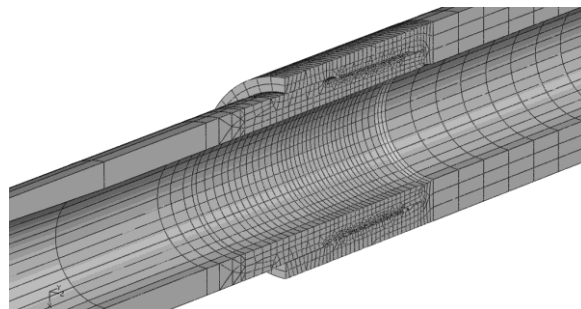


Figura 27 - Detalhe da malha do modelo tridimensional na região de conexão [58]

Os modelos mostraram que o ponto de iniciação de falha nas amostras do grupo 1, apresentam tensor de tensões com componentes positivas na maior parte do ciclo de carregamento, resultando em elevados valores de tensões hidrostáticas. Para o grupo 2 de amostras, devido à iniciação de falha sobre a superfície de vedação, o modelo foi construído em duas versões, correspondentes ao máximo e mínimo valor de interferência mecânica aplicado à superfície de vedação. Os resultados numéricos revelaram que as tensões principais atuantes no ponto de ocorrência de falha do grupo 2 são compostas por dois valores negativos de elevado módulo e um valor positivo, resultando em tensões hidrostáticas negativas de elevado módulo. Finalmente o tensor de tensões obtido em cada análise foi aplicado aos modelos de fadiga já calibrados e foi possível obter as tensões efetivas, a previsão de número de ciclos de falha e o erro obtido por cada modelo.

Houve grande coerência entre os diversos modelos multiaxiais de fadiga em análise às amostras do grupo 1, onde foi observado um erro sistemático entre os diversos modelos, indicando a possibilidade de outras fontes de erro. Na análise das amostras do grupo 2 houve grande dispersão entre os resultados obtidos nos diversos modelos.

Em análise ao grupo 2 de amostras, os modelos Sines e Crossland apresentaram resultados muito semelhantes entre si, ambos distantes dos resultados obtidos experimentalmente. Estes modelos baseados em tensões efetivas se mostraram os mais sensíveis ao grau de interferência mecânica ocorrido na superfície de vedação. Os gráficos podem ser vistos nas Figuras 28 e 29.

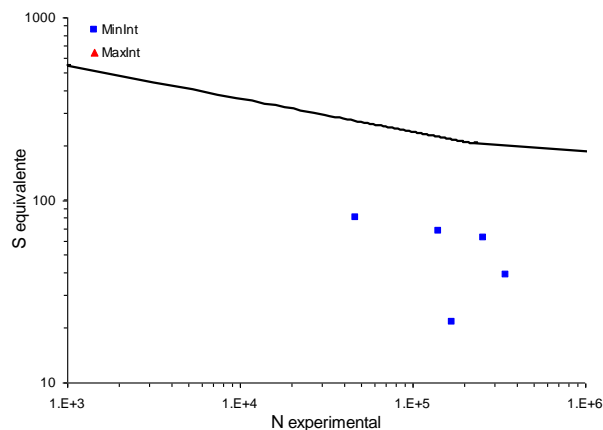


Figura 28 - Tensão equivalente por Sines [58]

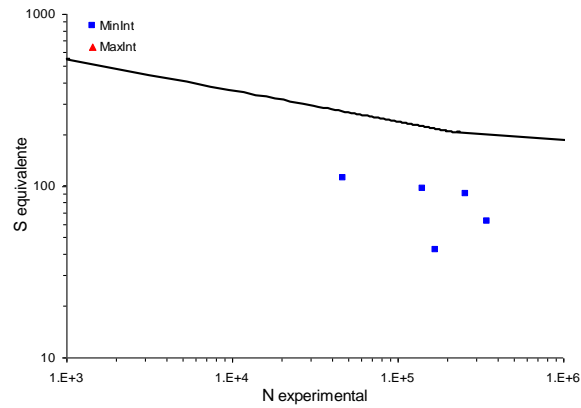


Figura 29 – Tensão equivalente por Crossland [58]

Dentre os modelos de plano crítico, o modelo de Findley, seguido do modelo de Papadopoulos, se mostrou menos influenciados pela tensão hidrostática negativa, por possuírem maior liberdade de busca de plano crítico em meio à triaxialidade do tensor de tensões principais. Da mesma forma, estes se mostraram menos influenciados pelo grau de interferência mecânica. Os gráficos podem ser vistos nas Figuras 30 e 31.

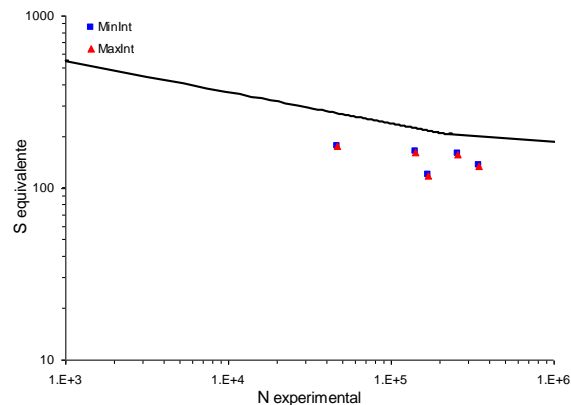


Figura 30 - Tensão equivalente por Findley [58]

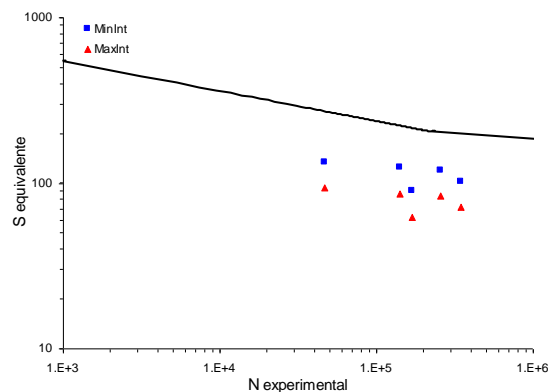


Figura 31 - Tensão equivalente por Papadopoulos [58]

O modelo de Dang Van apresentou resultados mais distantes dos valores obtidos experimentalmente na análise do grupo 2, de acordo com a Figura 32. Isto se deve ao fato de este modelo considerar a tensão hidrostática, que neste caso é

negativa, e apresentarem baixa variação de tensão cisalhante ao longo do tempo, o que resulta em uma tensão microscópica de Tresca baixa.

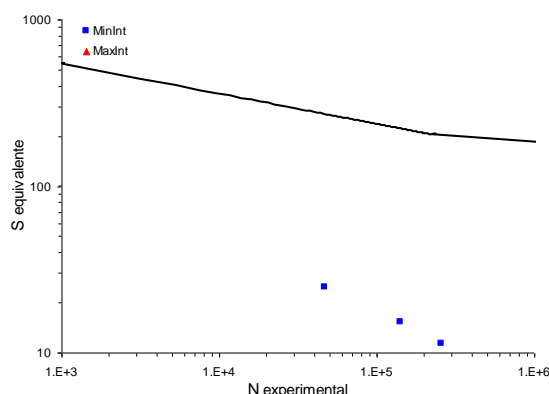


Figura 32 - Tensão equivalente por Dang Vang [58]

Souza da Silva [58] não foi capaz de detectar o motivo da falta de correlação numérico-experimental para os tubos do grupo 2, enquanto os tubos do grupo 1 tiveram alta correlação numérico-experimental. Foi levantada a hipótese da redução de vida em fadiga dos tubos do grupo 2 ter ocorrido devido a ação do fenômeno de *fretting* em conjunto com a fadiga convencional e propôs como trabalho futuro uma revisão dos modelos numéricos sob a ótica da fadiga por *fretting*.

3.6. Nucleação de Trincas de Fadiga por *Fretting*

A determinação do exato mecanismo de falha responsável pela iniciação de trinca é uma tarefa desafiadora, dado que há muitos parâmetros envolvidos que poderiam resultar em formação de trincas. Alguns pesquisadores propuseram que a falha ocorre devido ao contato adesivo entre as asperidades das duas superfícies em contato. Hoepfner et al. [47] investigaram a influência do aumento da força normal, do ambiente, do desgaste, etc. e concluíram que as falhas advindas da fadiga por *fretting* não são resultado de uma única variável, mas sim de uma combinação dos parâmetros envolvidos. Entretanto há diferentes opiniões sobre o efeito de cada parâmetro no resultado dos testes.

Hoepfner et al. [47] afirma que a formação de trincas causadas pela fadiga por *fretting* podem ser explicadas por uma acumulação de dano que leva a criação de micro trincas na interface de contato. A trinca sofre propagação devido ao campo de tensão gerado pelo contato, que é mais rápido do que se fosse considerada apenas a carga original. A trinca cresce até um certo ponto em que o campo de tensão do contato perde influência, e o restante da propagação é atribuída à tensão original.

Waterhouse [37] observou que a formação de trincas por fadiga por *fretting* em ligas de alumínio surgem após poucos milhares de ciclos, quando o número de ciclos até a falha é de 10^7 . Foi sugerido que o tempo médio que leva para a trinca iniciar e propagar devido o campo de tensão gerado pelo contato é de 10% de toda a vida do espécime. Edwards [48] mostrou que a influência do campo de tensão gerado pelo contato desaparece apenas depois de 25% da vida em fadiga total. Hills et al. [8] afirmam que a maior parte da vida em fadiga ocorre durante o período de formação de trinca. As pesquisas supracitadas mostram claramente que a avaliação da viga em fadiga por *fretting* é dependente de diversos parâmetros, e que a combinação entre eles afetam diretamente o resultado dos testes.

Miller [49] defende que a fase de iniciação de trinca não existe quando se trata de fadiga por *fretting*. A superfície original contém imperfeições que sugerem a presença de micro trincas. O estudo afirma que o comportamento da trinca deve ser avaliado desde o início com conceitos de mecânica da fratura. A dificuldade principal relativa a essa abordagem, é que as técnicas da mecânica da fratura devem ser aplicadas em uma escala menor que dos grãos do material, que não é adequado para a mecânica da fratura.

A formação de trincas de fadiga por *fretting* apresenta algumas diferenças entre a formação de trinca por fadiga. Na fadiga convencional, a trinca é iniciada em alguma falha do material, o que faz com que sua localização seja difícil de prever em casos em que não haja concentradores de tensão. As trincas de fadiga por *fretting* se formam de maneira mais previsível. As trincas invariavelmente se formam na superfície do material e quase sempre são observadas no ponto superficial de maior concentração de tensão. Hills [8] dividiu os fatores que influencia na formação de trincas de fadiga por *fretting* em três grupos: material, ambiente e mecânico. Os fatores relativos ao material englobam o tamanho do grão, sua morfologia, propriedades como dureza e limite ao escoamento. Os fatores ambientais consistem na temperatura e concentração de agentes corrosivos, que geram modificam as taxas de oxidação e formação de detritos. Os fatores mecânicos compreendem a carga a qual o elemento está submetido e o regime de deslizamento.

3.7. Previsão de Vida em Fadiga

O campo de estudo de previsão de vida em fadiga por *fretting* ainda apresenta muitos desafios. O número de parâmetros envolvidos e a falta de compreensão sobre como os parâmetros se relacionam em diferentes aplicações torna complicada a tarefa de prever a vida em fadiga por *fretting*. Adicionalmente uma teoria unificada de predição de vida em fadiga por *fretting* deveria ser aplicada para contatos conformes e não conformes. Muitas técnicas distintas foram aplicadas para estimar a vida em fadiga por *fretting* [50], abaixo algumas delas encontram-se listadas.

3.7.1. Parâmetros de dano de Fadiga por *Fretting*

Diversos parâmetros específicos de fadiga por *fretting* já foram investigados. Ruiz [46] desenvolveu o parâmetro de Ruiz, baseado em observações experimentais para prever o local mais provável para formação de trinca.

$$F2 = (\sigma_T \tau \delta)_{max}$$

Onde σ_T é a força tangencial e $\tau \delta$ é o trabalho dissipado durante um ciclo. Embora o parâmetro tenha obtido algum sucesso na previsão da iniciação da trinca de fadiga por *fretting*, há alguns pontos ainda a serem esclarecidos. Primeiramente, a relação entre as grandezas não apresenta coerência física. O produto $\tau \delta$ é uma medida do trabalho friccional dissipado durante um ciclo, que é arbitrariamente combinado com a força tangencial. Adicionalmente, não há relação satisfatória entre o parâmetro de Ruiz e número de ciclos.

3.7.2. Tensão e Deformação – Cauchy

Tentativas de avaliar a vida em fadiga por *fretting* com métodos de fadiga convencional foram feitas devido a facilidade teórica e vasta experiência laboratorial. Essa abordagem se baseia nas equações de Coffin-Manson e Basquin, que foram desenvolvidas a partir de observações empíricas. Smith, Watson e Topper [51] introduziram uma função de tensão-deformação com a intenção de incluir o efeito da tensão média. A fórmula Smith-Watson-Topper (SWT) é dada abaixo:

$$\frac{\sigma_{max} \Delta \epsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} 2N_f^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' 2N_f^{b+c}$$

Os símbolos tem o mesmo significado que nos casos da fadiga convencional. $\sigma_{n \max}$ é a tensão normal máxima no plano onde ocorre a maior variação de deformação principal, e $\Delta \epsilon_1$ é a maior variação da deformação principal. O termo de tensão máxima no fator SWT tenta incluir os efeitos da tensão média na vida em fadiga. Isso ocorre devido a tensão máxima ser igual a amplitude de tensão para um teste com tensão média igual a zero. O parâmetro SWT deve ser usado para aplicações em que as trincas cresçam desde o início no modo I.

3.7.3. Fadiga Multiaxial

Brown et al. [52] sugeriram, a partir de observações de carregamentos multiaxiais, a existência de dois casos de crescimento de trincas. Os casos A e B (figura 33) são encontradas em carregamentos majoritariamente de torção e axial, respectivamente. A partir disso, Fatemi et al. [53] sugeriram um critério diferente para trincas causadas por esforços trativos ou cisalhantes. O estudo afirma que, para os esforços trativos, o plano crítico deve ser considerado como o plano com a variação de deformação principal máxima e tensão normal máxima. Para esses casos, o parâmetro SWT é apropriado, entretanto para os casos em que as trincas crescem a partir de esforços torcionais, a maior amplitude de deformação cisalhante deve ser considerada juntamente com a maior tensão normal. Fatemi et al. [53] propuseram um parâmetro F-S dado por:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + \alpha \frac{\sigma_{max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau'_f}{G} (2N_f^b) + \gamma'_f (2N_f^c)$$

Onde $\Delta\gamma$ é a amplitude de tensão cisalhante e G é o modulo cisalhante. Os demais parâmetros são obtidos experimentalmente de maneira semelhante aos parâmetros SWT, mas para o caso de torção. O uso de técnicas que envolvem planos críticos combinados com fatores empíricos se tornou bastante popular para prever a vida em fadiga de fadiga por *fretting*.

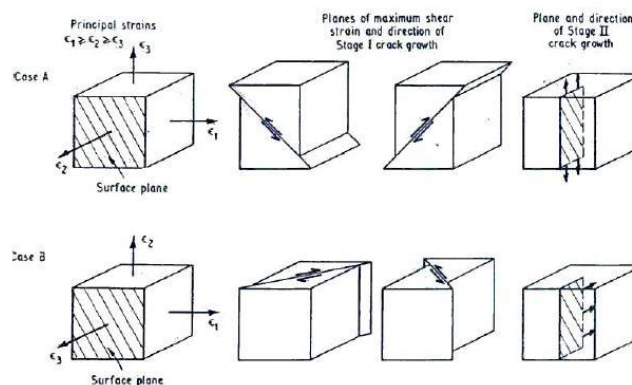


Figura 33 – Os dois tipos de carregamento e crescimento de trincas, como sugerido por Brown et al. [52]

Navarro et al. [54] testaram vários parâmetros de fadiga multiaxial em testes de fadiga por *fretting*, de contato cilíndrico e esférico e combinaram teorias de formação e propagação de trinca para prever a vida em fadiga dos espécimes. Ligas de Titânio e Alumínio foram avaliadas, o estudo fornece um método para avaliar o comprimento de transição entre os regimes de formação e de propagação de trinca.

3.7.4. Método assintótico

Hills et al. [55] investigaram a aplicação do método assintótico para a fadiga por *fretting*. Formulações foram feitas para geometrias de contato cilíndricas. É questionável se essa técnica é capaz de prever completamente a nucleação de trincas, entretanto é o único método válido em pequenas regiões próximas a borda dos pads. O método ignora a plasticidade e efeitos do desgaste, e não está desenvolvida para todas as geometrias de contato normalizadas. Esse método não consegue prever a vida em fadiga completa, apenas durante o período de nucleação.

Santus [03] conduziu um estudo para avaliar a influência da fadiga por *fretting* em conexões rosqueadas de matérias dissimilares em tubos de perfuração. Para determinação do campo de tensão nos contatos, utilizou o método assintótico com bons resultados, de forma a construir um mapa de *fretting*, relacionando a tensão obtida pelo método assintótico com o regime de deslizamento. Foram utilizados dois modelos numéricos, um global para obtenção dos esforços que a conexão estava submetida, e um local, para avaliação das tensões superficiais e sub superficiais na região crítica (conhecida através de experimentos prévios). O estudo afirma que o mapa de *fretting* pode evitar a realização de testes demorados e caros em escala real.

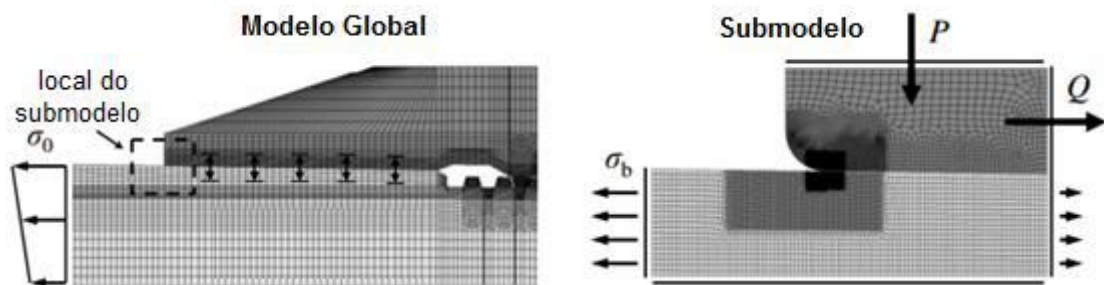


Figura 34 – Modelos utilizados por Santus [03] para criação de um mapa de *fretting*

3.7.5. Mecânica da Fratura

Diversos estudos vêm utilizando técnicas da mecânica da fratura para avaliar aplicações submetidas a fadiga por *fretting*. Uma vez que a trinca foi nucleada, é possível acompanhar com conceitos de mecânica da fratura linear elástica o campo de tensão na ponta da trinca, e conseqüentemente caracterizar sua propagação. Há complicações adicionais em relação ao caso de fadiga convencional. Devido ao contato, altos gradientes de tensão são introduzidos (estado de tensão normalmente é multiaxial), fazendo com que haja a possibilidade de cessar o crescimento da trinca. Uma revisão extensa foi feita por Mutoh et al. [56] considerando os problemas relacionados à técnicas da mecânica da fratura em fadiga por *fretting*.

Uma dificuldade experimental substancial ao se utilizar a mecânica da fratura é determinar as taxas de crescimento com o intuito de validar as previsões. Os parâmetros dos testes são sensíveis a ponto de dificultar a reprodução das condições após diversas paradas de teste para medição, i.e. alinhamento, deslocamentos da ordem de dezenas de microns, etc. Kondo et al. [57] utilizaram o método de queda potencial DC para estimar a taxa de crescimento de trinca em *fretting*, embora a calibração a partir de dados experimentais tenha sido feita com casos de fadiga convencional, o que induz críticas à metodologia.

4. Modelo numérico

Os modelos elaborados utilizados no estudo são descritos em detalhe ao longo da seção 4.

4.1. Geometria

Para as análises paramétricas a geometria do Grupo 1 foi utilizada, e para a correlação numérico-experimental as geometrias dos Grupos 1 e 2 foram utilizadas. Ambas geometrias consistem em um tubo de alumínio com extremidades roscadas, que se unem por meio de conectores de aço compostos por peças macho e fêmea formando a coluna de perfuração. A Figura 35 mostra os componentes macho e fêmea do conector montados no tubo de perfuração e a conexão entre dois tramos de tubo.



Figura 35 – Conector de aço

Um esquema detalhando a conexão entre as partes macho e fêmea pode ser visto na Figura 36. A região modelada para as análises paramétrica e de correlação numérico experimental consistem em um trecho de 1340 mm do tubo, a peça macho do conector integral e parte da peça fêmea do conector, de acordo com a Figura 37.

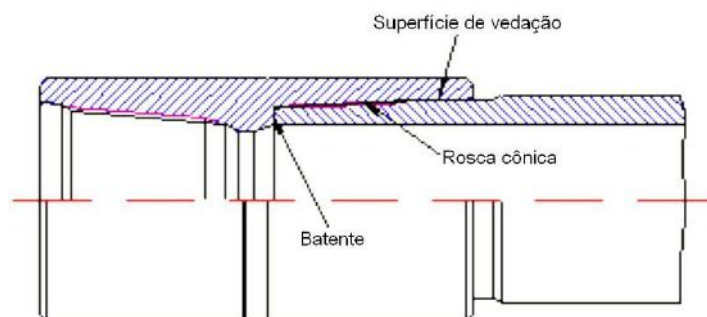


Figura 36 – Detalhes da conexão tubo-conector

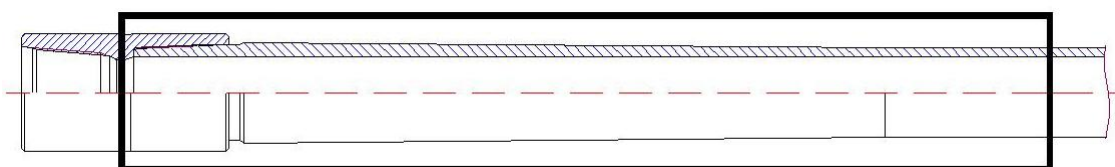


Figura 37 – Região modelada

A Tabela 1 lista as características das geometrias estudadas. Os tubos de alumínio são cônicos e possuem especificações distintas quanto ao material e cargas limite de operação.

Tabela 1 – Características dos tubos utilizados nos testes experimentais

Característica	Grupo1	Grupo2
Comprimento do tubo original (mm)	9220	9210
Espessura no centro (mm)	13	9
Espessura no conector (mm)	21	16
Diâmetro externo no centro (mm)	131	103
Diâmetro interno no centro (mm)	105	85
Diâmetro externo no conector (mm)	178	127
Diâmetro interno no conector (mm)	107	70
Peso do tubo original com conectores (Kg)	184	95
Tração máx. (kN)	1566	1276
Torque máx. (kN.m)	38.6	25.3
Pressão externa, máx. (MPa)	49.4	53.4
Pressão interna, máx. (MPa)	45.1	58.7

4.2. Materiais

Os materiais do tubo a serem utilizados nas análises paramétricas e na correlação numérico-experimental estão listados na Tabela 2. O modelo numérico utiliza o módulo de elasticidade do material para calcular a deformação a partir dos carregamentos impostos. A dissertação tem como objetivo analisar questões relativas a vida em fadiga do tubo de alumínio, as tensões equivalentes de Mises encontradas nos modelos numéricos encontram-se abaixo do valor da tensão de escoamento para ambas as ligas, exceto na extremidade do tubo onde verifica-se o efeito de bordo e no primeiro dente da conexão roscada, de baixo para cima. A tensão de Mises obtida em todos os casos rodados para o conector de aço também se situam abaixo da tensão de escoamento de aços nobres, material utilizado para a aplicação analisada. Portanto os materiais utilizados na análise numérico apresentam apenas o comportamento elástico, a região de contato estudada está dentro dos limites elásticos dos materiais.

Tabela 2 – Materiais do tubo

Características	D16T	1953T1
Componentes da liga	Al-Cu-Mg	Al-Zn-Mg
Tensão de escoamento, mín. (MPa)	325	480
Tensão última, mín. (MPa)	460	530
Dureza (HB)	120	120-130
Elongação (%)	10-12	7-8
Redução de área (%)	18-20	14-15
Densidade (kg/m ³)	2780	2820
Módulo de elasticidade - E (GPa)	72	70
Módulo de elasticidade transversal - G (GPa)	26	27.5
Temperatura máxima de operação	160	120
Coefficiente de dilatação linear (°C ⁻¹)	22.6x10 ⁻⁶	19.1x10 ⁻⁶

4.3. Teste experimental simulado numericamente

Os modelos numéricos têm como objetivo simular a execução dos Testes em escala real realizados por Silva et al [61]. Um esquema da bancada de Teste utilizada pode ser visto na Figura 38. A bancada comporta um comprimento máximo de amostra de 6 m (incluindo as peças de interface entre amostra e bancada), e um diâmetro externo máximo de 324 mm. A bancada aplica uma carga axial máxima de 2000 kN e de flexão máxima de 600 kN.m, sua frequência de operação varia de 5 a 15 Hz.

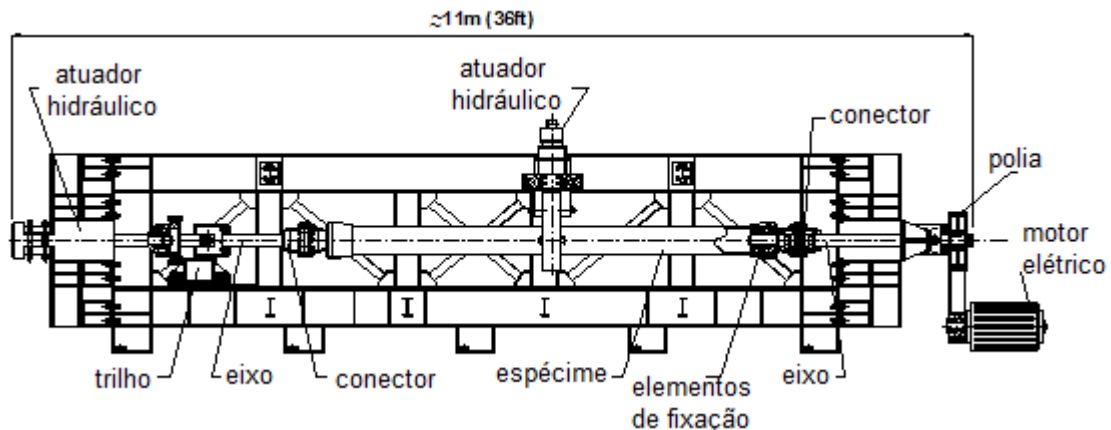


Figura 38 – Vista lateral esquemática da bancada de teste utilizada para os ensaios em escala real

O funcionamento da bancada consiste em aplicar uma tração estática na amostra a partir de um atuador hidráulico localizado a esquerda da Figura 38. Outro atuador hidráulico, localizado na região central da bancada aplica uma carga estática na amostra de cima para baixo, de forma a fletir a amostra. E finalmente, um sistema eletro-mecânico composto por polias, correia, inversor e motor elétrico aplica uma rotação na amostra.

A rotação imposta a amostra enquanto ela está sendo carregada axialmente e transversalmente faz com que as fibras longitudinais do tubo alternem ciclicamente estados compressivos e trativos, com uma tensão média advinda do carregamento estático axial.

O deslocamento transversal foi aplicado na região do conector de aço (ver Figura 35), onde conseqüentemente ocorre a maior flexão. A amostra foi instrumentada com *strain gages* de acordo com o esquema da Figura 39, a 10 mm de distância da extremidade do conector.

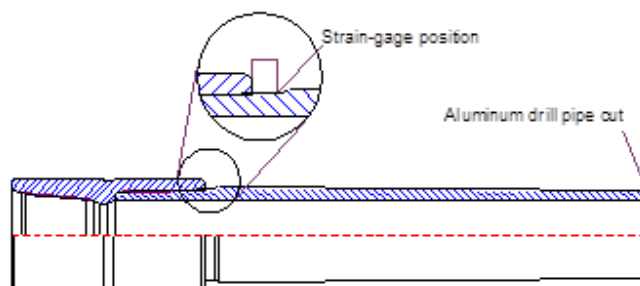


Figura 39 – Vista lateral esquemática da bancada de teste utilizada para os ensaios em escala real [61]

Foram realizados 12 ensaios com dois grupos de geometria diferentes, de acordo com a Tabela 1. Os carregamentos e resultados podem ser vistos abaixo na Tabela 3.

Tabela 3 – Experimentos realizados por Silva [58]

Geometria	Espécime	Tensão média [MPa]	Tensão alternada [MPa]	Nº de ciclos	Observação
Grupo 1	CP-1	25	70	231165	Falha na rosca
Grupo 1	CP-2	25	100	50027	-
Grupo 1	CP-3	25	125	2474	Falha na rosca
Grupo 2	CP-1	30	50	-	Falha na garra
Grupo 2	CP-2	30	50	1000000	Run-out
Grupo 2	CP-3	30	100	141027	-
Grupo 2	CP-4	30	100	46855	-
Grupo 2	CP-5	30	50	1000000	Run-out
Grupo 2	CP-6	30	75	168801	-
Grupo 2	CP-7	30	75	346461	-
Grupo 2	CP-8	30	90	254734	-
Grupo 2	CP-9	30	65	1000000	Run-out

4.4. Passos de carga, Interações, Condições de Contorno e Cargas

4.4.1. Passos de carga

O modelo simula a montagem por interferência (hot assembly) do conjunto tubo-conector e em seguida um esforço combinado de tração e flexão. A orientação dos eixos do modelo em questão é mostrada na Figura 40, o sentido axial é representado pelo eixo y. O momento é aplicado em torno do eixo z, no sentido anti-horário.

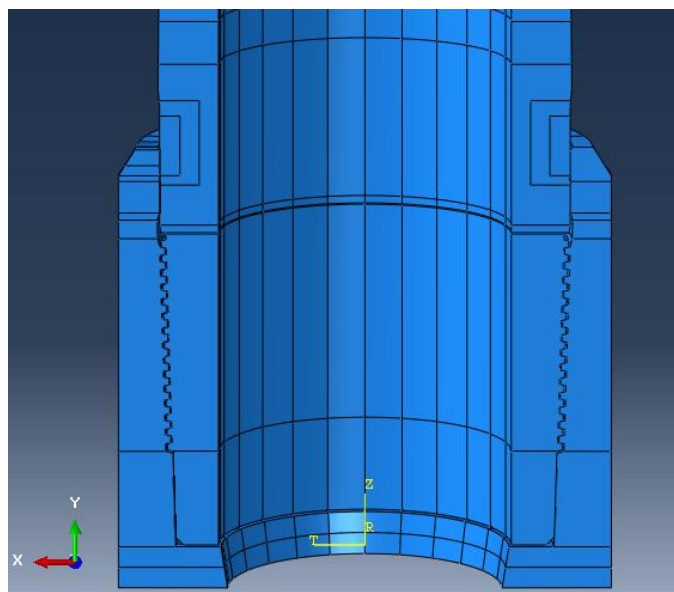


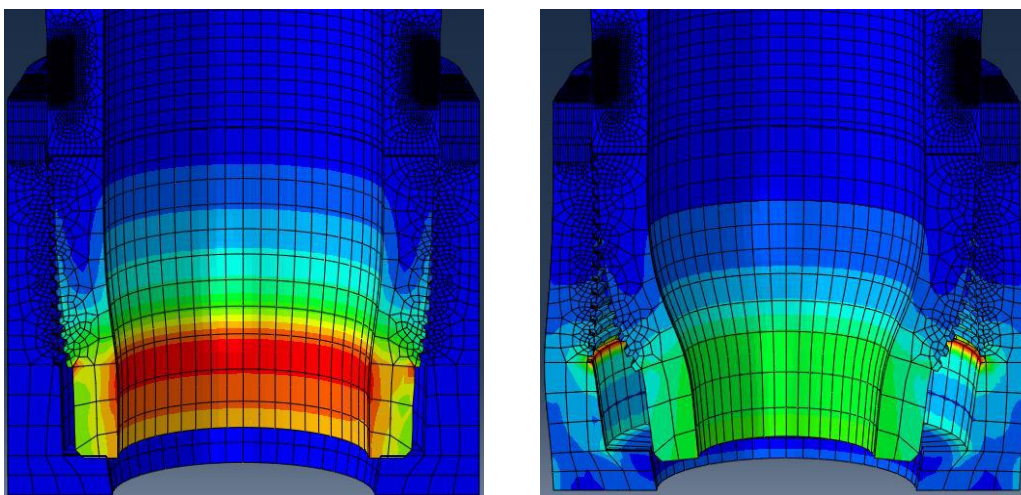
Figura 40 – Orientação dos eixos do modelo numérico

Há 7 passos de carga, sendo um inicial seguido pelo passo de carga de montagem por interferência, que é simulado com um deslocamento através de uma condição de contorno a uma região do tubo de alumínio. O passo de carga seguinte é onde a condição de contorno é retirada e a estrutura se acomoda, simulando o final do processo de montagem. Posteriormente a carga longitudinal é aplicada e permanece ativa até o final da simulação. Finalmente, a carga transversal é aplicada incrementalmente durante 3 passos de carga.

Tabela 4 – Passos de carga do modelo numérico

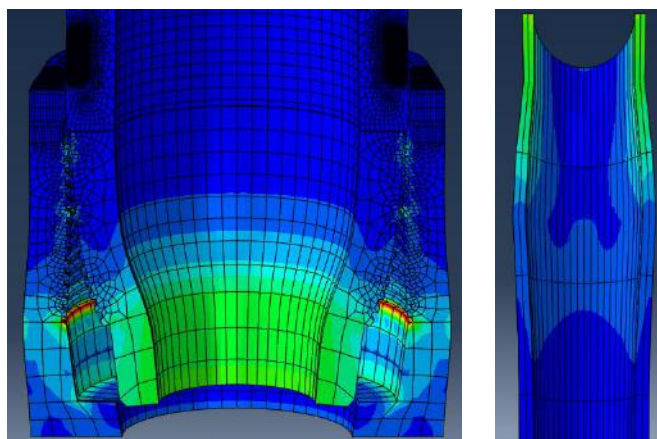
Passos de carga
Initial
Torque-Retração
Torque acomodação
Carga longitudinal
Carga transversal 1
Carga transversal 2
Carga transversal 3

Nas Figuras 41 até 44 estão expostos o comportamento do conjunto tubo-conector com deformação ampliada para facilitar a visualização e compreensão da resposta da estrutura. As deformações observadas na Figura 41a são provenientes de um deslocamento aplicado na parte inferior do tubo de -0,05 mm. A Figura 41b mostra como a estrutura se acomoda após a retirada da condição de contorno e a estrutura pode responder livremente à solicitação imposta previamente.



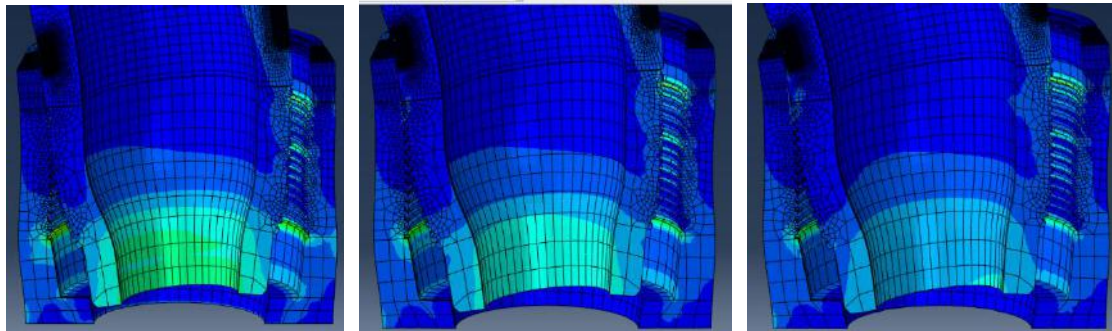
Figuras 41a, b – Passps de carga Torque retração e Torque acomodação ampliados 100 vezes

Após a acomodação da estrutura, uma carga axial é aplicada no extremo do tubo de alumínio. É perceptível, de acordo com a Figura 42a, a resposta dos dentes da rosca e um efeito de *squeeze* no próprio tubo. A Figura 42b exibe a resposta da extremidade do tubo, onde há condições de contorno que impedem que a borda deforme.

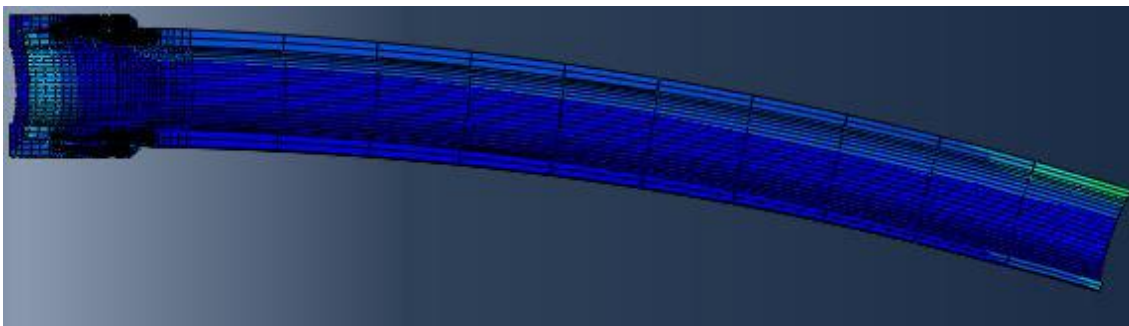
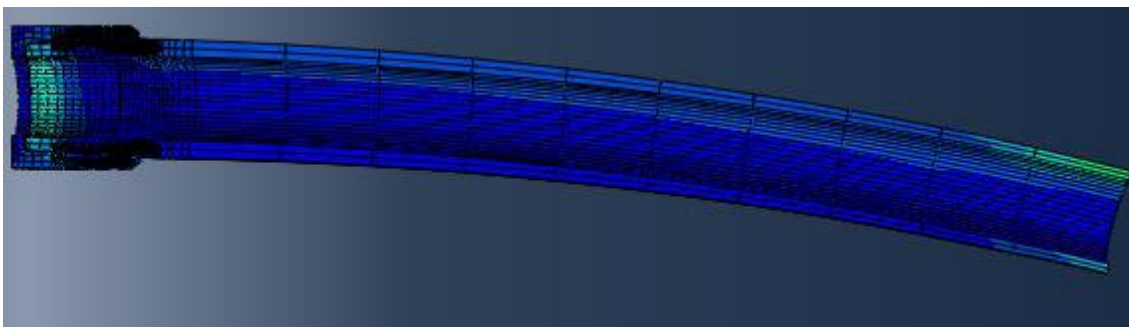
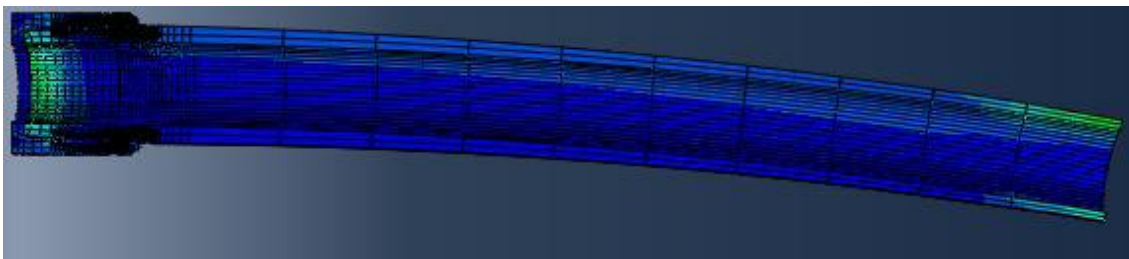


Figuras 42a, b – Passo de carga carga longitudinal ampliado 100 vezes, no final do tubo e no conector

A carga transversal aplicada em 3 passos de carga distintos faz com que um lado do conjunto tubo-conector perca o contato, descarregando o tubo na extremidade do conector de aço. Entretanto o lado oposto fica mais carregado, como pode ser visto nas Figuras 43a, b, c e 44a, b, c.



Figuras 43a, b, c – Passos de carga carga transversal 1, 2 e 3 ampliados 100 vezes



Figuras 44a, b, c – Passos de carga carga transversal 1, 2 e 3 ampliado 10 vezes

4.4.2. Interações

Foram feitas três diferentes regiões de contato, vedação superior (Figura 45), rosca (Figura 46), vedação inferior (Figura 47). Nas três regiões a superfície *Master* é no tubo de alumínio e a superfície *Slave* no conector de aço. A formulação de contato adotada foi o modo “Tangencial”.

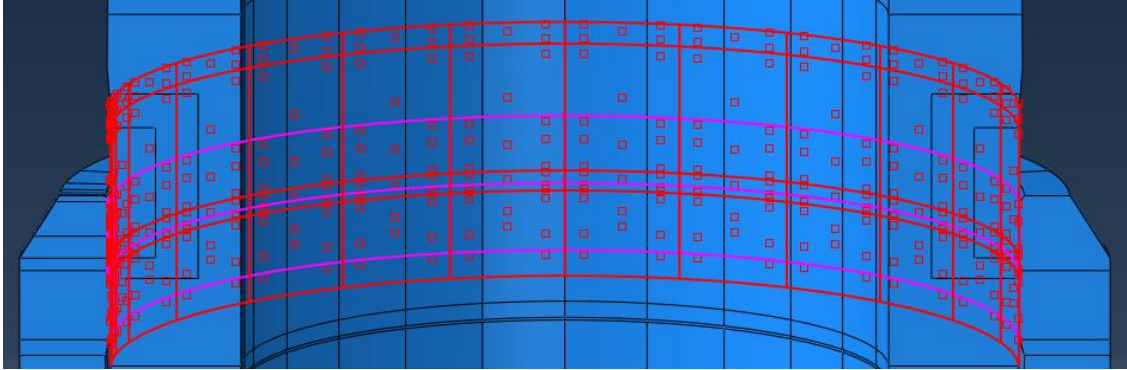


Figura 45 – Interação “vedação superior”

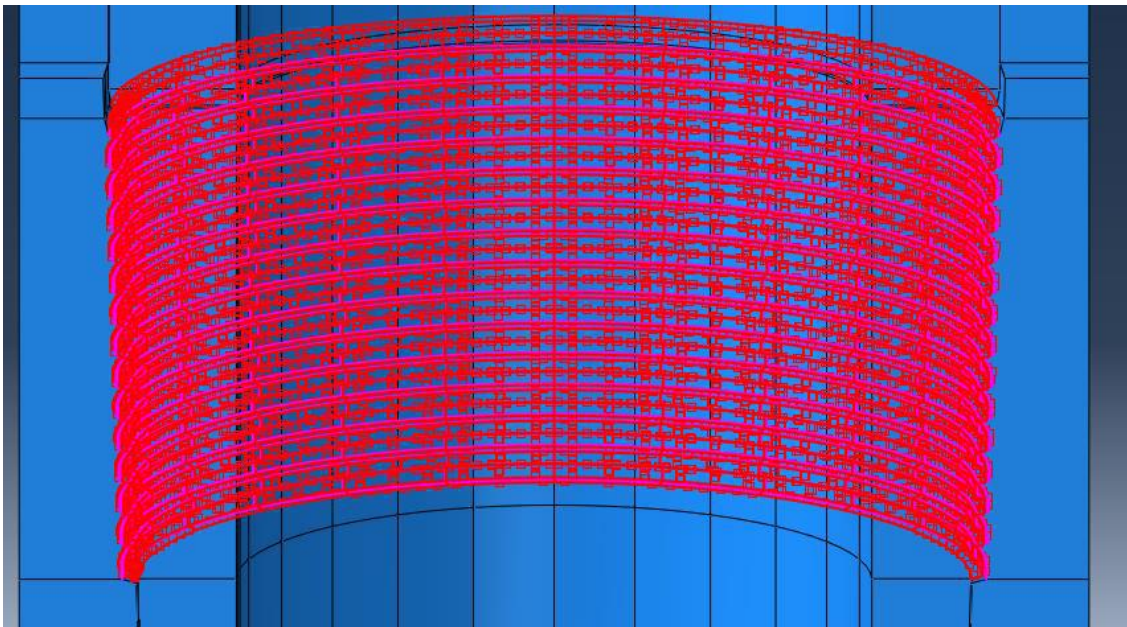


Figura 46– Interação “rosca”

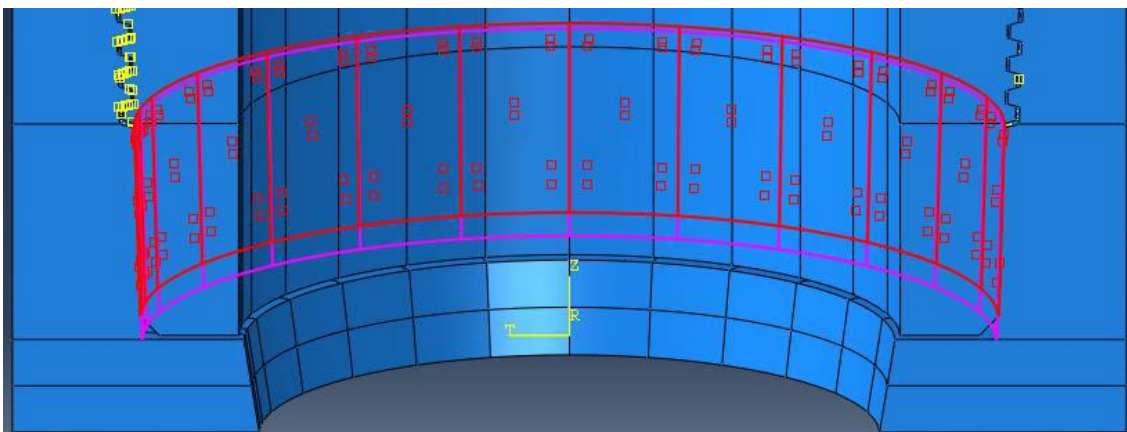


Figura 47– Interação “vedação inferior”

4.4.3. Condições de contorno

A Tabela 4 mostra as condições de contorno em cada passo de carga do modelo. Há duas simetrias em relação ao eixo z (Figuras 48 e 49), um engaste do conector de aço (Figura 50), dois engastes do tubo de alumínio em diferentes passos de carga (Figura 51) e um deslocamento imposto para simular a montagem do conjunto (Figura 52).

Tabela 5 – Condições de contorno em função dos passos de carga

Condições de contorno	Simetria - aço	Simetria - alumínio	Engaste - aço	Engaste - alumínio Montagem	Engaste - alumínio Teste	Retração
Initial	Criado	Criado	Criado	Criado		
Torque-Retração	Propagado	Propagado	Propagado	Propagado		Criado
Torque acomodação	Propagado	Propagado	Propagado	Propagado		Inativo
Carga longitudinal	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Criado	Inativo
Carga transversal 1	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Carga transversal 2	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Carga transversal 3	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Propriedade	$U3=UR1=UR2=0$	$U3=UR1=UR2=0$	$U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0$	$U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0$	$U3=UR2=0$	$U1 = -0,05$

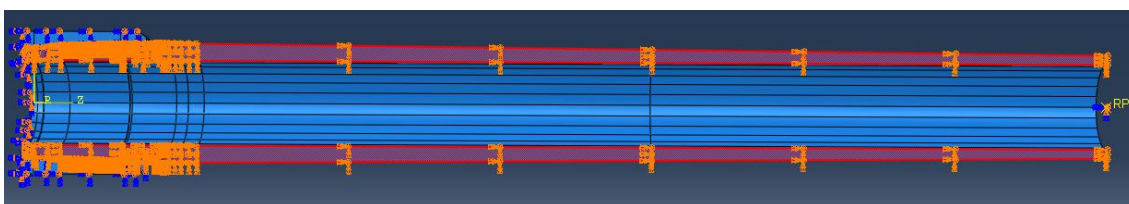


Figura 48 – Simetria em relação ao eixo z do tubo de alumínio

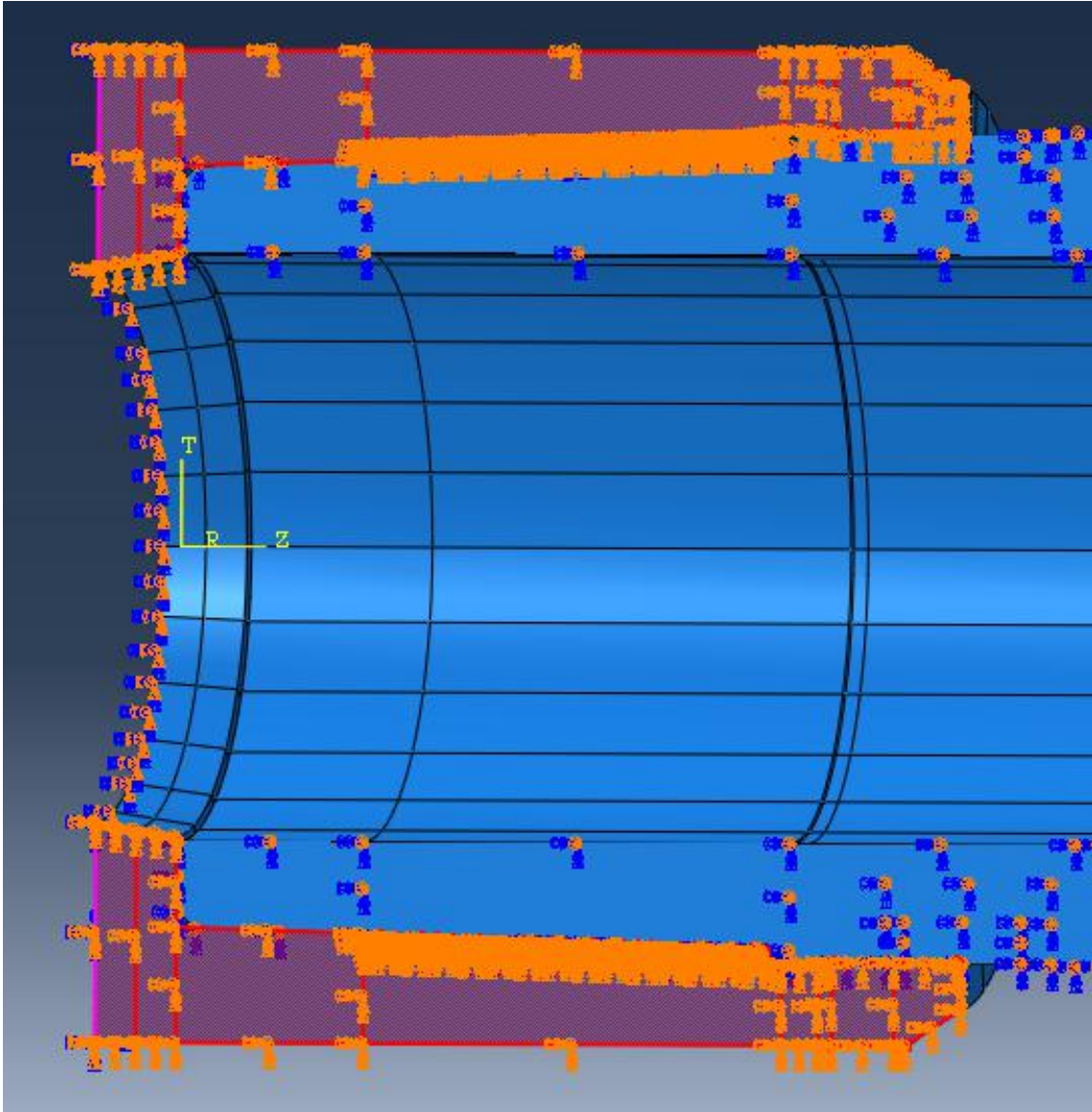


Figura 49– Simetria em relação ao eixo z do conector de aço

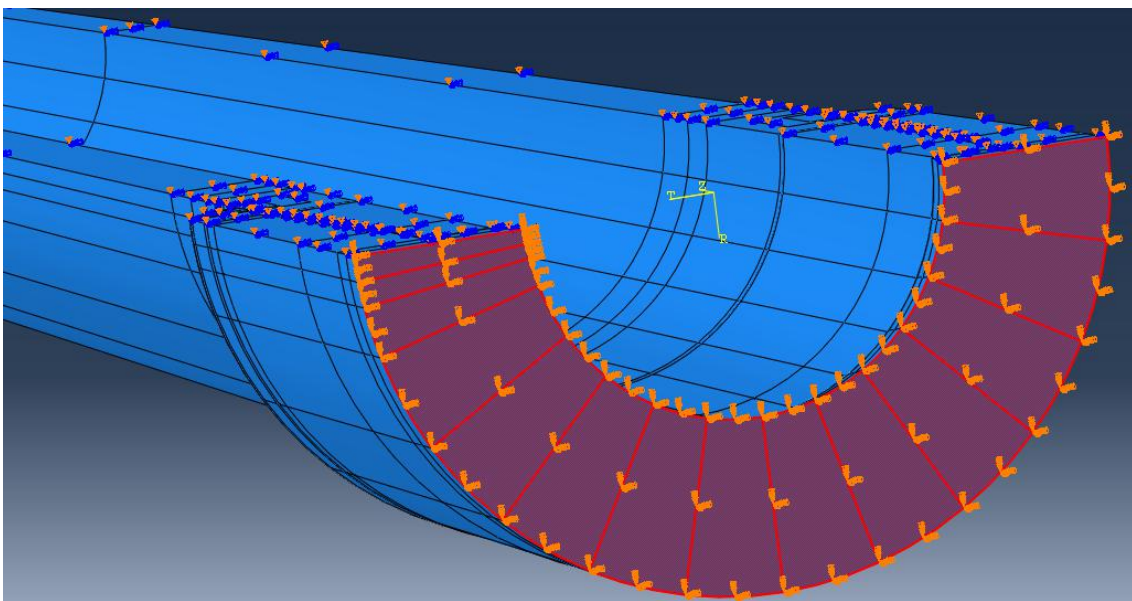


Figura 50 – Engaste do conector de aço

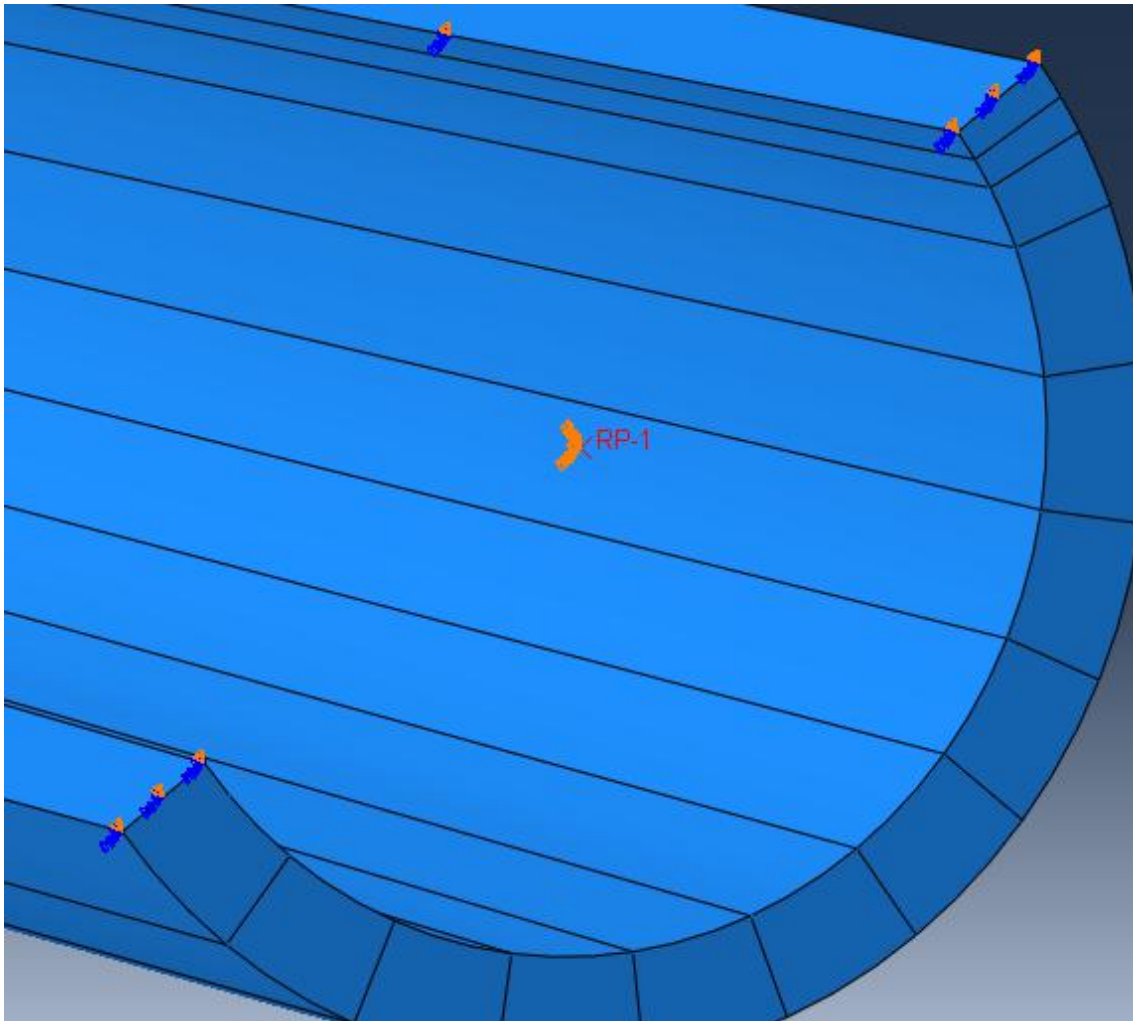


Figura 51 – Ponto de aplicação das condições de contorno do tubo de alumínio

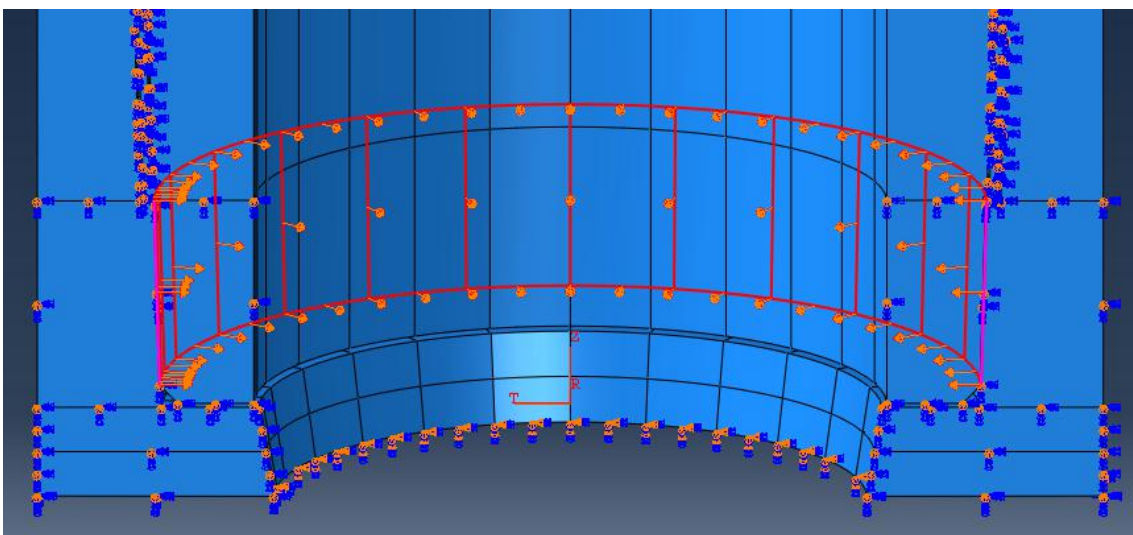


Figura 52 – Deslocamento aplicado no tubo de alumínio para simular a montagem por interferência

4.4.4. Cargas

Os carregamentos aplicados estão expostos na Tabela 5. Não há cargas listadas para as etapas de simulação da montagem do conjunto pois esta etapa foi simulada a partir de uma condição de contorno supracitada. As cargas transversais são inseridas incrementalmente de forma a oferecer uma transição gradual entre o estado inicial e final, minimizando as possibilidades de divergência numérica. O ponto de aplicação das cargas é o ponto de referência 1, que é o ponto de controle da restrição de deslocamento da borda do tubo. As cargas são aplicadas no ponto de referência 1 e transmitidas ao tubo através da restrição de deslocamento imposta, de acordo com a Figura 53. As diferentes cargas e deslocamentos utilizados nos modelos numéricos estão listadas nas Tabelas 5 e 6.

Tabela 6 – Carregamentos aplicados em função dos passos de carga

Cargas	Longitudinal	Momento 1	Momento 2	Momento 3	Força transversal 1	Força transversal 2	Força transversal 3
Initial							
Torque-Retração							
Torque acomodação							
Carga longitudinal	Criado						
Carga transversal 1	Propagado	Criado			Criado		
Carga transversal 2	Propagado	Propagado	Criado		Propagado	Criado	
Carga transversal 3	Propagado	Propagado	Propagado	Criado	Propagado	Propagado	Criado
Propriedade	CF2 ≠ 0	CM3 ≠ 0	CM3 ≠ 0	CM3 ≠ 0	CF1 ≠ 0	CF1 ≠ 0	CF1 ≠ 0

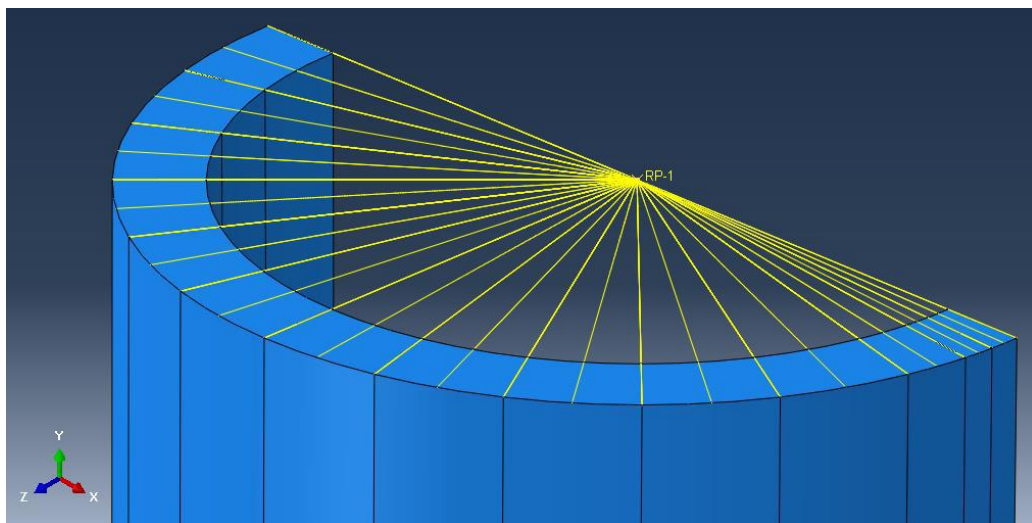


Figura 53 – Restrição de deslocamento na borda do tubo em relação ao ponto de aplicação das cargas

4.5. Malha de elementos finitos e Análise de Sensibilidade

A análise de sensibilidade ocorreu em duas fases, uma primeira qualitativa e uma segunda quantitativa. Diversas partições foram realizadas com o intuito de refinar a malha próximo da região de interesse. A análise de sensibilidade realizada contou com oito diferentes modelos variando o refinamento da extremidade do conector de aço e da região em que o tubo de alumínio faz contato com o conector.

O critério de parada da análise qualitativa foi obtido através da inspeção visual dos resultados (tensão de Mises), de forma que a tensão de Mises no tubo de alumínio apresentasse um gradiente de tensões suave e coerente com o esperado fisicamente. Primeiramente foi feita uma discretização com 14 elementos no sentido axial do tubo de alumínio, com algumas partições, e no conector de aço foi usado um número elevado de *seeds* com tamanho 0,5 mm sem particionar a peça. O resultado apresentou um gradiente de pressão abrupto e não foi possível identificar com clareza o campo de tensão de Mises gerado pelo contato entre as duas peças, exibidos na Figura 54.

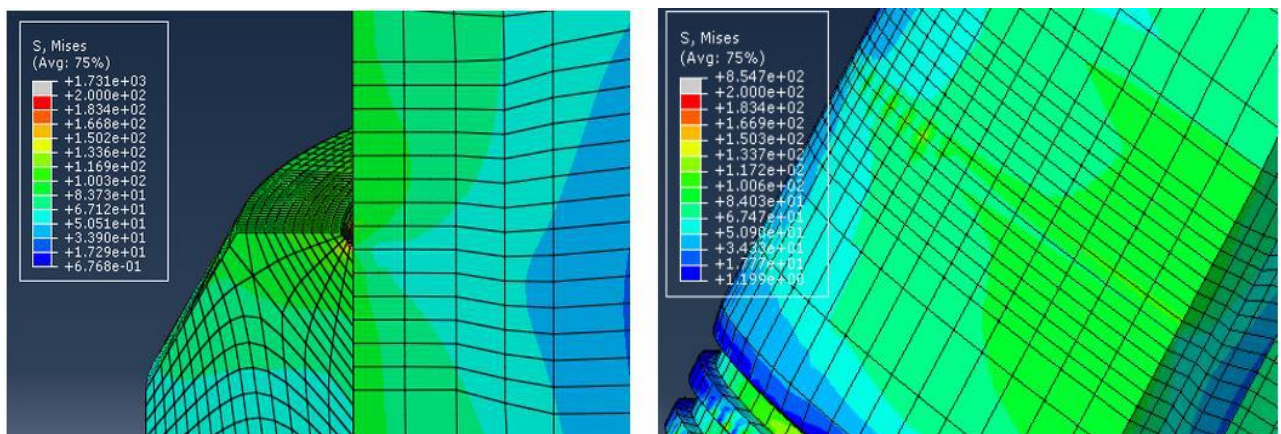


Figura 54 – Modelo SensibilidadeMalha_01

Em seguida foi feita uma discretização maior da região de contato do tubo com 44 elementos axiais e 7 elementos circunferenciais. A malha do conector de aço foi deixada com uma baixa discretização para garantir um menor tempo de processamento. A estratégia não se mostrou adequada, de acordo com a Figura 55.

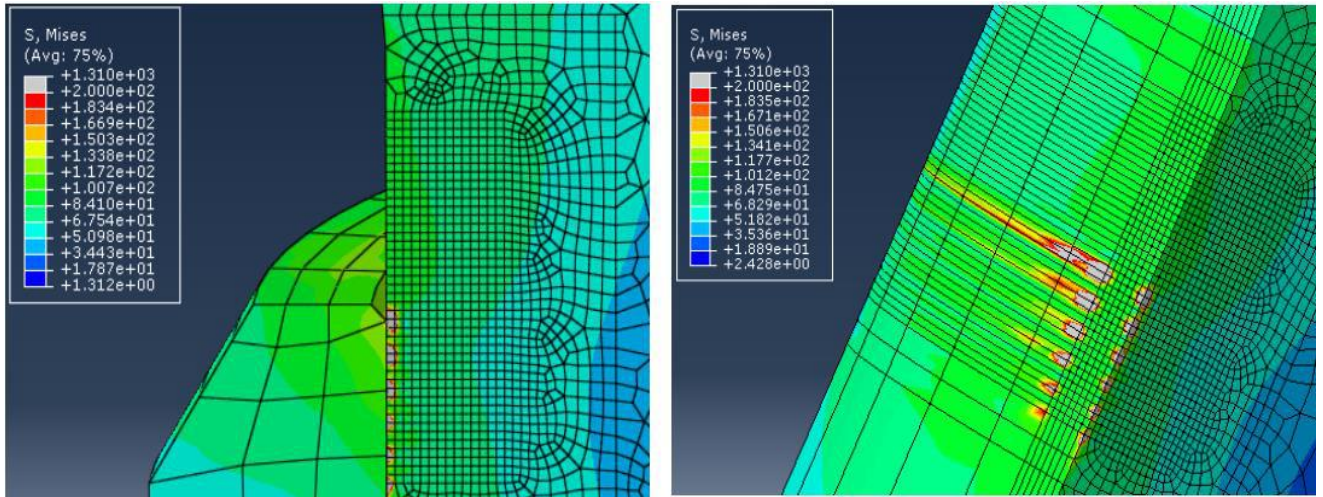


Figura 55 – Modelo SensibilidadeMalha _02

A discretização da região de interesse no tubo de alumínio foi mantida, enquanto a extremidade do conector de aço teve seu número de elementos axiais aumentados de 3 para 7 e de circunferenciais de 1 para 3. A mudança gerou um resultado melhor (ver Figura 56), porém ainda havia algumas incongruências que precisavam ser consertadas, o campo de tensão equivalente de Mises não estava homogêneo no tubo de alumínio abaixo da região de contato.

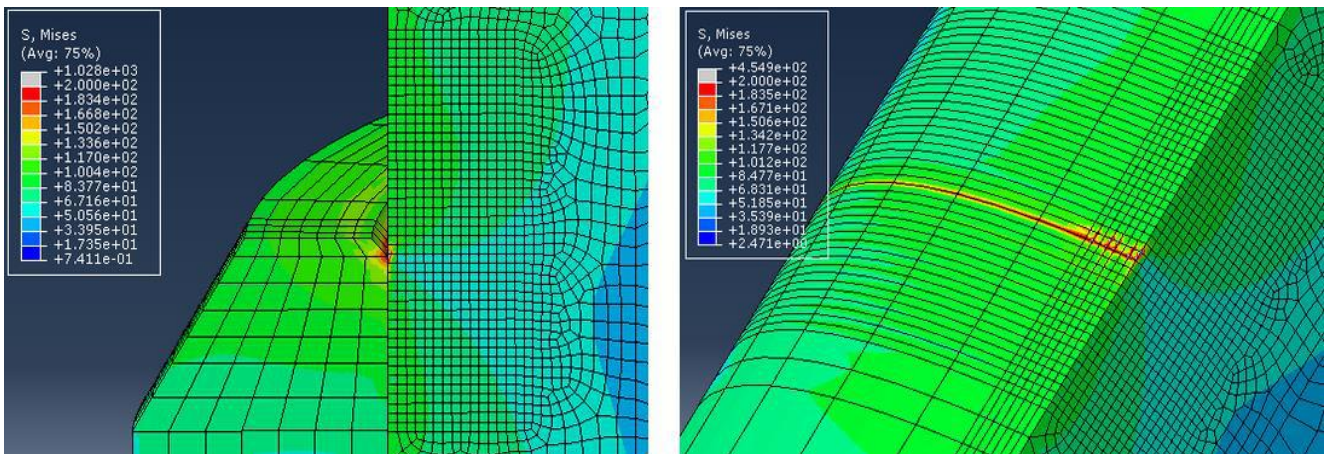


Figura 56 – Modelo SensibilidadeMalha _03

O número de elementos axiais do conector de aço foi aumentado de 7 para 12, e o número de elementos circunferenciais foi diminuído de 3 para 1 com o intuito de diminuir o gradiente de tensão de Mises “borrado” observado no tubo de alumínio na Figura 52. A diminuição de elementos circunferenciais causou uma piora nos resultados, como pode ser visto na Figura 57.

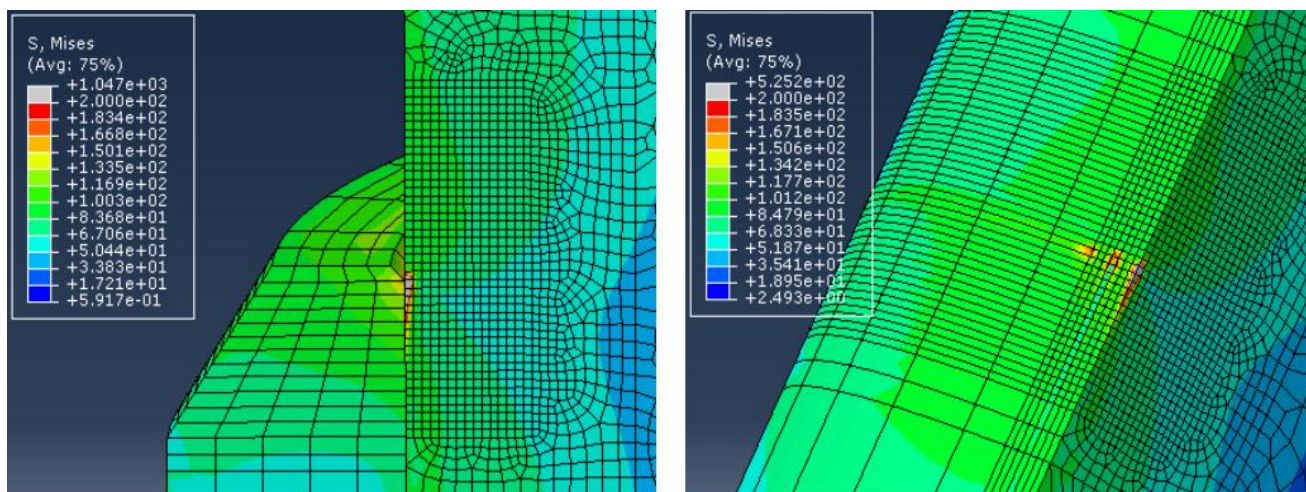


Figura 57 – Modelo SensibilidadeMalha _04

Posteriormente foram feitas outras partições de forma a diminuir o tamanho dos elementos circunferenciais que se encontravam na fibra mais solicitada em compressão do conector de aço e o número de elementos axiais foi aumentado de 12 para 15. Os resultados ainda apresentaram um gradiente de tensão de Mises irregular no tubo de alumínio, de acordo com a Figura 58.

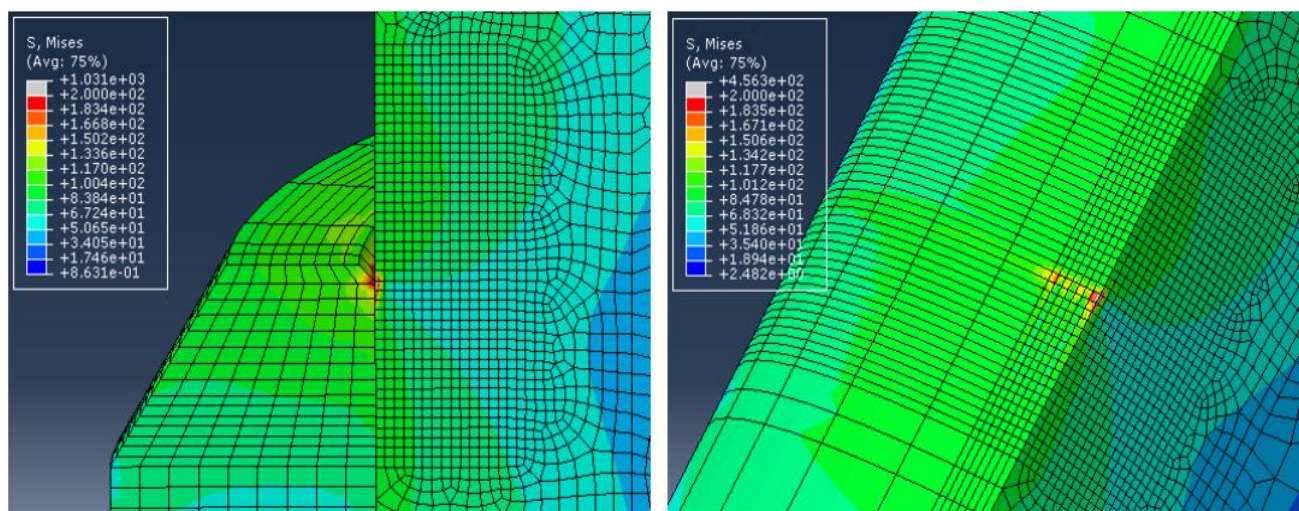


Figura 58 – Modelo SensibilidadeMalha _05

O número de elementos axiais do conector de aço foi aumentado de 15 para 25 e os elementos circunferenciais de 2 para 4. O número de elementos circunferenciais da região do tubo de interesse foi diminuído para avaliar a qualidade da resposta com uma discretização menor. O modelo SensibilidadeMalha_06-0 foi aprovado no critério qualitativo (ver Figura 59), e em seguida a análise de sensibilidade continuou qualitativamente.

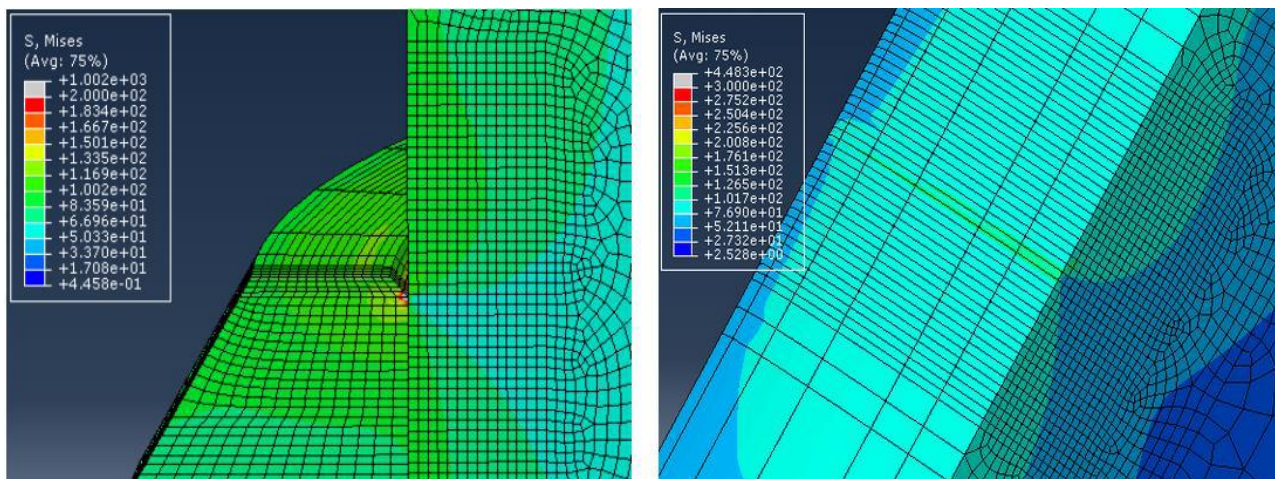


Figura 59 – Modelo SensibilidadeMalha _06-0

Uma partição foi realizada de forma a diminuir o tamanho dos elementos circunferenciais do tubo de alumínio. Os resultados apresentados na Figura 60 demonstram que não houve diferença perceptível quanto ao gradiente de tensão de Mises da análise anterior.

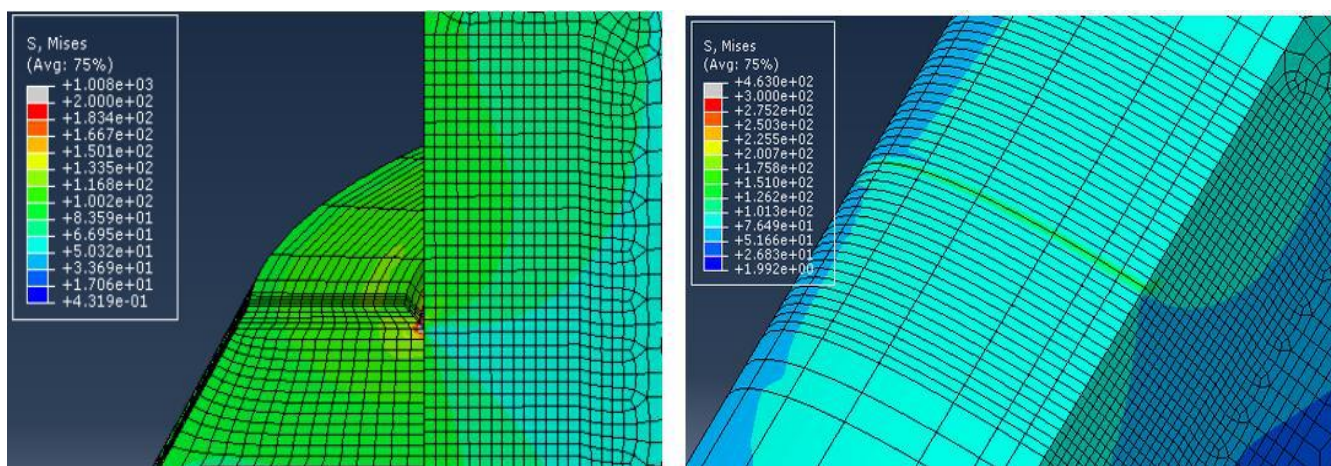


Figura 60 – Modelo SensibilidadeMalha _06-1

Outra partição foi feita diminuindo ainda mais o tamanho dos elementos circunferenciais do tubo de alumínio, novamente não houve diferença perceptível quanto aos modelos anteriores.

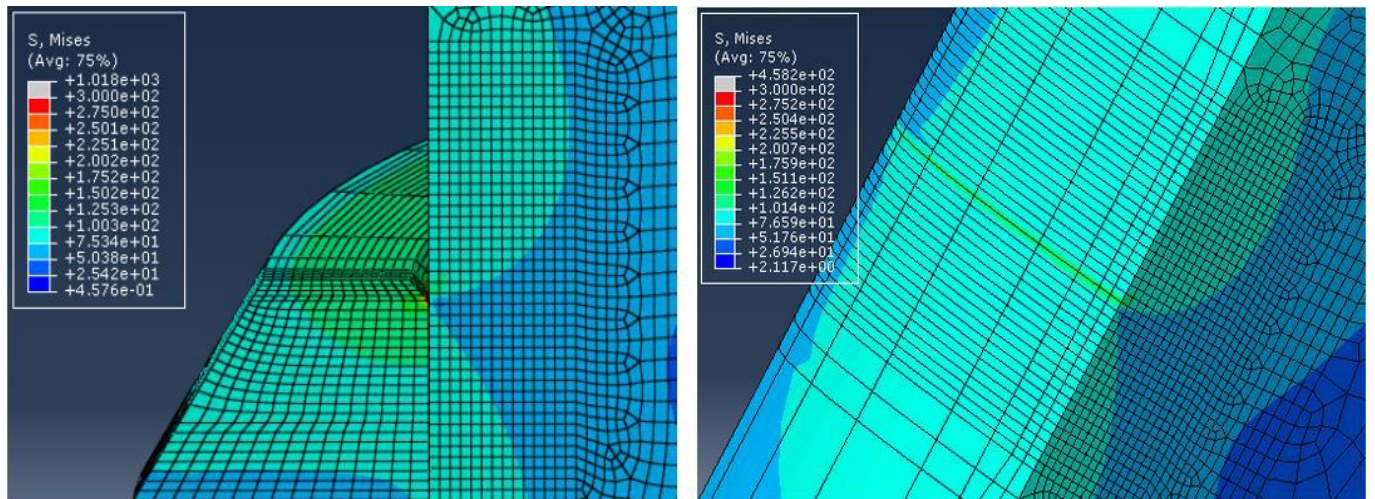


Figura 61 – Modelo SensibilidadeMalha_06-2

A Figura 62 mostra os resultados das tensões linearizadas nos três modelos elegidos para análise de sensibilidade de malha qualitativa. Os modelos SensibilidadeMalha_06-1 e SensibilidadeMalha_06-2 apresentaram curvas semelhantes, com diferença no pico de menos de 1 Mpa. A posição de ocorrência da tensão de Mises máxima é parecida nos três modelos, variando 0,68 mm entre o modelo SensibilidadeMalha_06-0 e os demais.

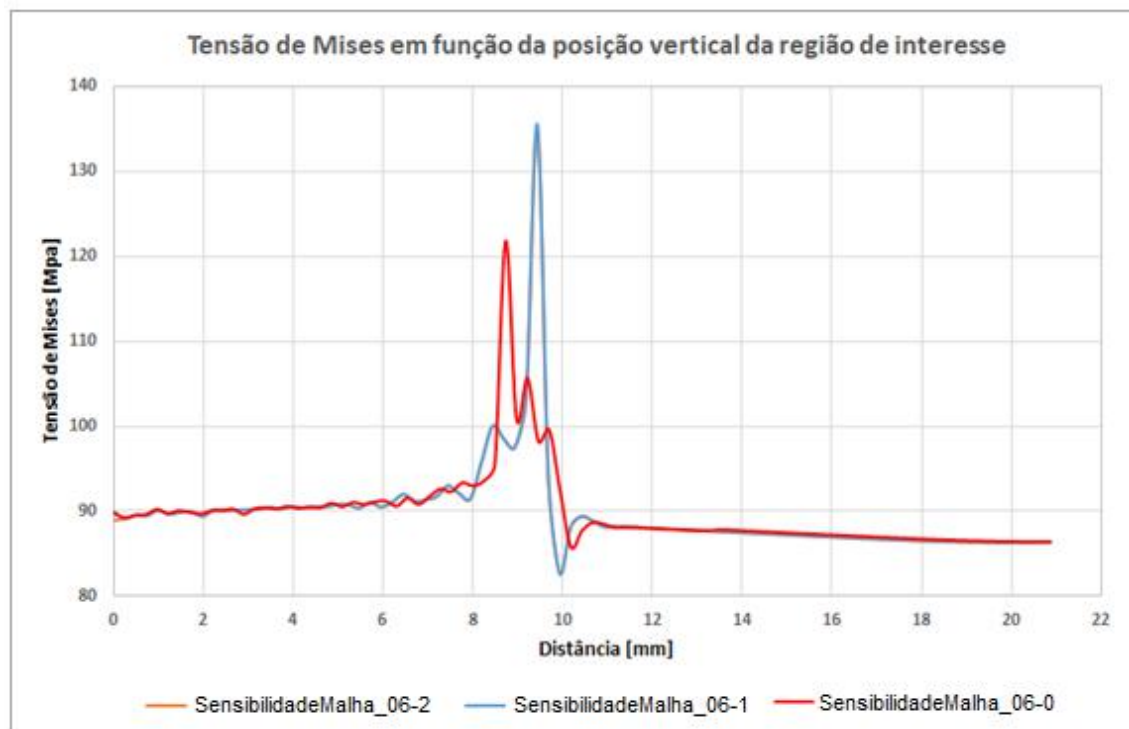


Figura 62 – Tensão de Mises nos diferentes modelos de análise de sensibilidade de malha

A Tabela 7 lista os valores extraídos dos modelos de três diferentes parâmetros que influenciam a fadiga por *fretting*, a tensão de Mises, e as componentes S11 e S12,

diretamente ligadas com o carregamento normal e tangencial. O modelo escolhido para seguir com as análises da dissertação foi o modelo SensibilidadeMalha _06-1, que será o modelo a ser utilizado nas próximas análises. A partir do modelo inicial, houve uma variação nos resultados de apenas 0,65% na tensão de Mises, 1,06% na componente S11 e 0,71% na componente S12 entre os modelos SensibilidadeMalha_06-2 e SensibilidadeMalha_06-1, embora o tempo de processamento tenha aumentado 23%.

Tabela 7 – Análise de sensibilidade de malha

Modelo	Tensão - Mises [MPa]	Tensão - Mises [%]	Tensão - S11 [MPa]	Tensão - S11 [%]	Tensão - S12 [MPa]	Tensão - S12 [%]	Tempo de processamento
SensibilidadeMalha_06-0	121.78	100.00%	-149.94	100.00%	-32.68	100.00%	t
SensibilidadeMalha_06-1	134.78	110.67%	-138.50	92.37%	-25.07	76.71%	1.15t
SensibilidadeMalha_06-2	135.56	111.32%	-139.56	93.08%	-25.24	77.23%	1.38t

Um aspecto geral das partições e da malha pode ser visto nas Figuras 63 e 64. A região de interesse empregou elementos hexaédricos com técnica de geração de malha estruturada C3D8R (regiões verdes), os demais elementos são hexaédricos com técnica de geração de malha *sweep* (algoritmo *medial axis*), C3D8R (regiões amarelas).

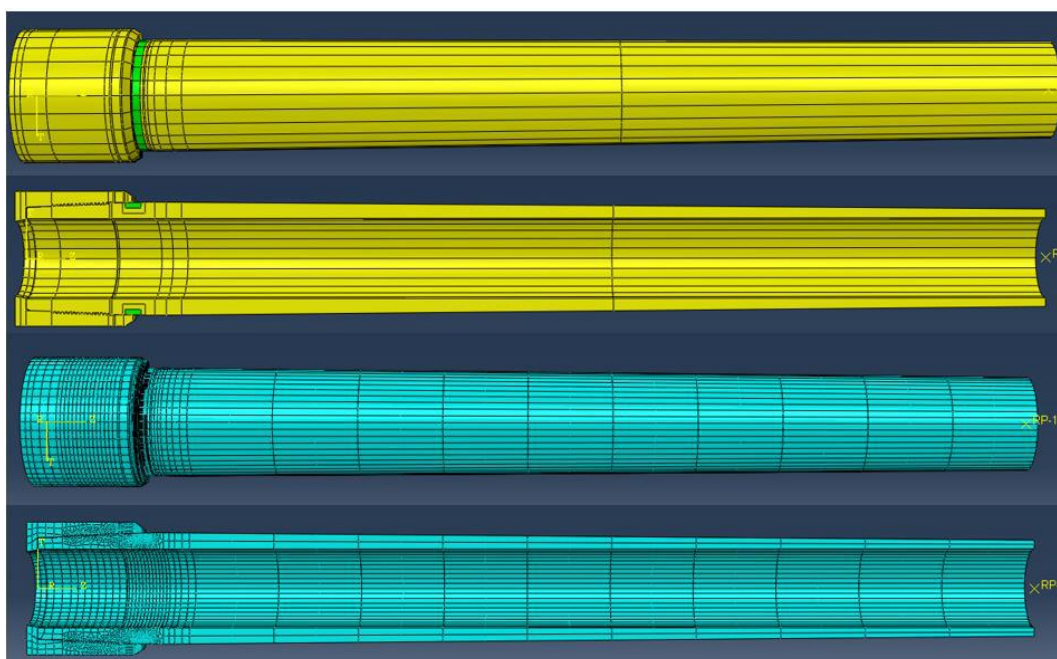


Figura 63 – Aspecto global das malhas e partições

A região de interesse conta com uma malha mais refinada, de forma a captar mais fielmente possível o campo de tensões. Regiões próximas a região de interesse apresentam um refinamento intermediário, de forma a propiciar uma zona de transição entre a região de interesse e o restante do conjunto tubo-conector.

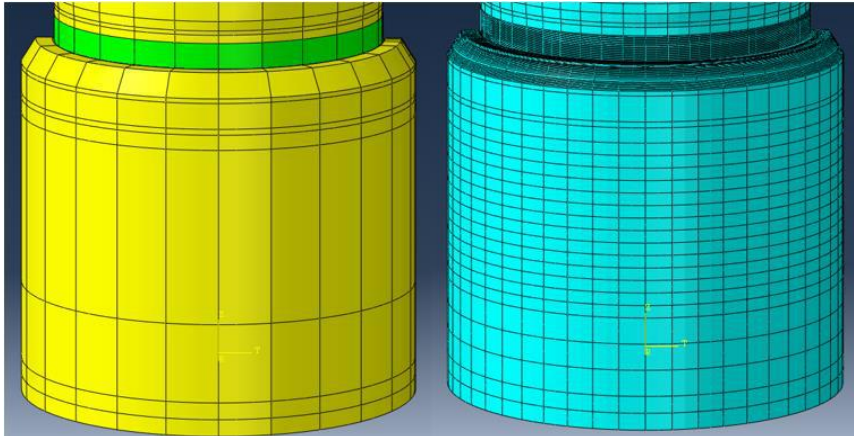


Figura 64 - Aspecto global das malhas e partições na superfície externa do conector

A Figura 65 mostra as partições feitas na região de interesse de forma a obter a malha refinada adequada para extração dos parâmetros necessários. Tanto o conector de aço quanto o tubo de alumínio tiveram suas geometrias particionadas para garantir o refinamento apropriado.

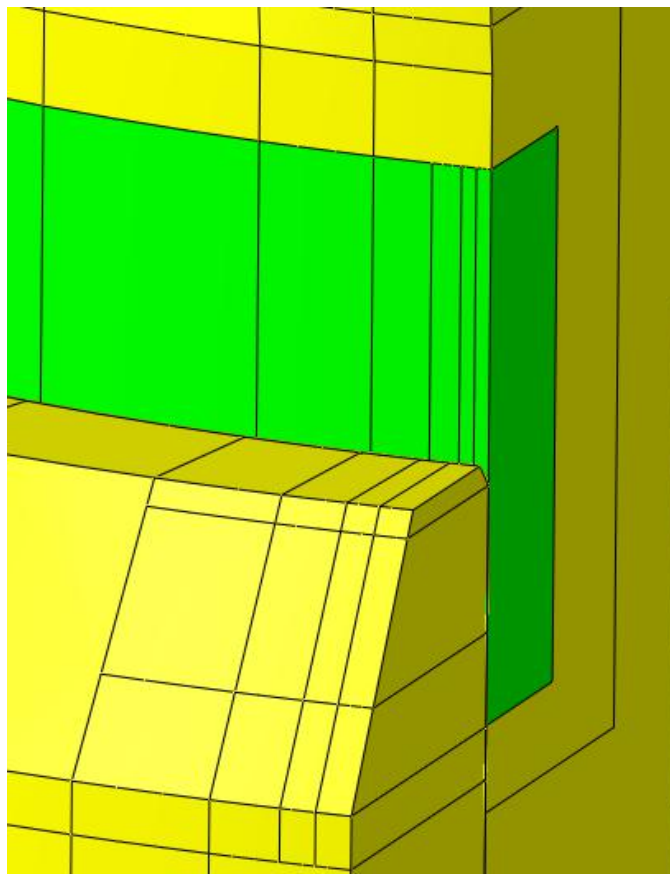


Figura 65 – Partições feitas na região de interesse

O resultado da geração de malha a partir das partições e seeds utilizadas pode ser visto na Figura 66.

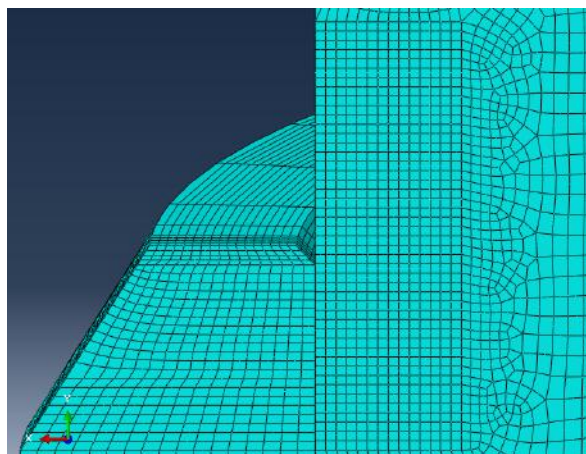
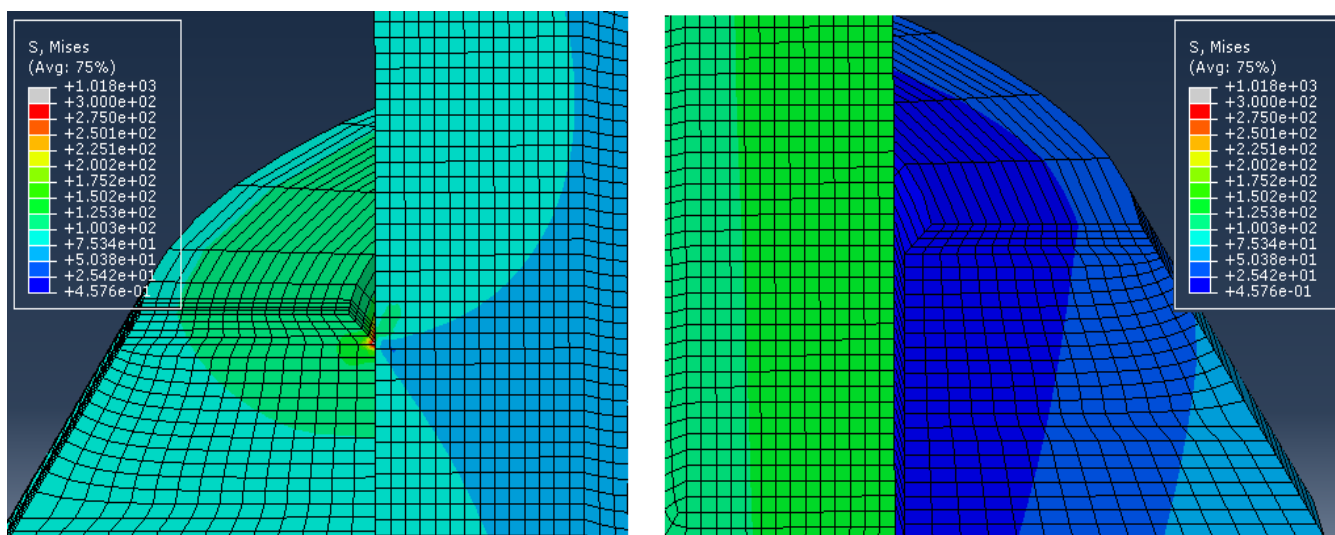


Figura 66 – Malha na região de interesse

Para um carregamento de 103 kN de tração combinado com 5,23 kN de momento, a malha forneceu um resultado gradual e coerente com a resposta física esperada no lado em que o tubo foi fletido houve um contato que gerou um campo de tensão compressiva de forma a diminuir o valor da tensão equivalente de Mises, como pode ser vista nas Figuras 67a e 67b. Próximo a extremidade do conector, na região de contato há uma diminuição do esforço trativo devido a uma concentração de tensão compressiva no tubo de alumínio. No lado oposto, o modelo simula uma separação entre as duas peças, de acordo com a Figura 67b. Dessa forma prevalece o esforço trativo sem influência de alguma fonte de tensão compressiva, devido a ausência de contato entre o conector e o tubo.



Figuras 67a, b – Extremidades do conector de aço nos dois lados do conjunto

A figura 68 mostra o lado em que ocorre o contato entre o tubo de alumínio e o conector de aço com um filtro de tensões para evidenciar as nuances do estado de tensão de Mises do conjunto conector-tubo sob carregamento de tração e momento. Percebe-se um gradiente de tensões a partir da extremidade do conector, ponto concentrador de tensão compressiva para o tubo de alumínio.

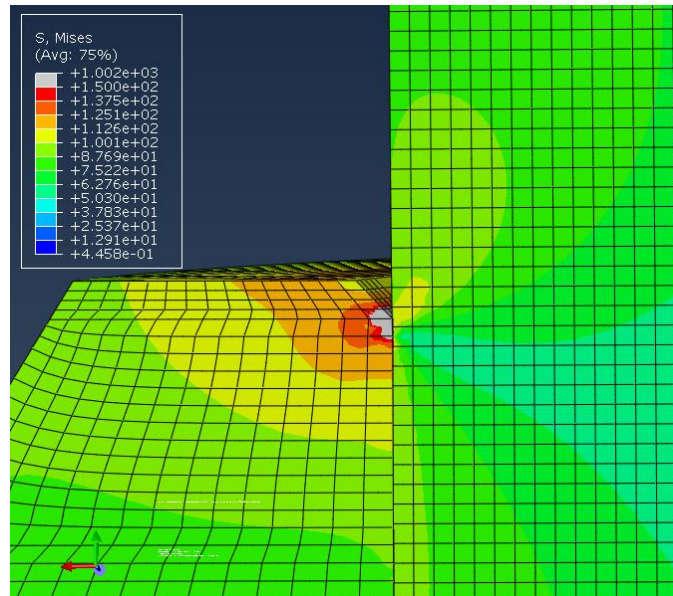


Figura 68 – Extremidade do conector de aço no lado flexão

A figura 69 exibe a tensão S11 do material revelando a distribuição da componente compressiva do estado de tensão da região de interesse. A tensão compressiva está diretamente associada a pressão de contato, parâmetro importantíssimo na análise de falhas por fadiga por *fretting*. A ocorrência de falha por fadiga em região com tensão equivalente de Mises menor que em outras áreas da estrutura é um indício da nucleação de trincas de fadiga por *fretting*.

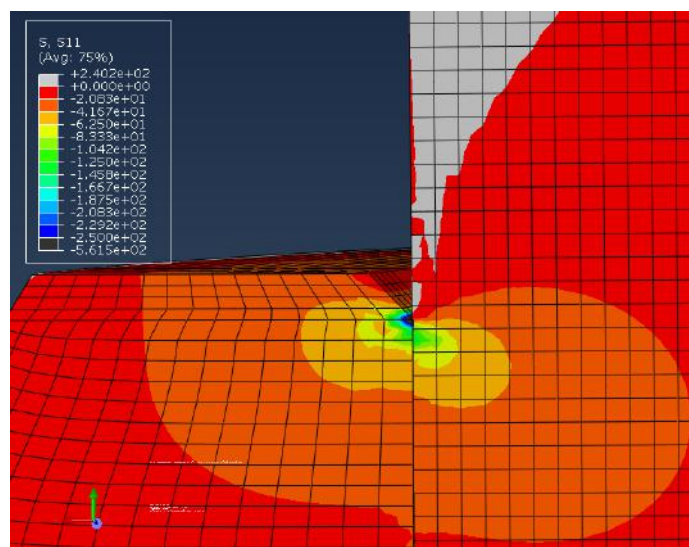


Figura 69 – Tensão S11 na região de interesse

Outro parâmetro significativo nas análises de fadiga por *fretting* é a carga tangencial. A Figura 70 apresenta a tensão S12 na região de interesse, é possível perceber um valor em módulo superior na região próxima a extremidade do conector, e na superfície de contato.

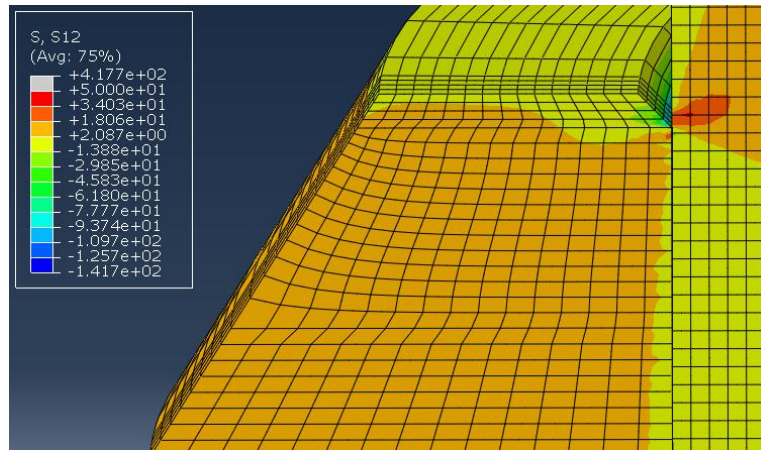


Figura 70 – Tensão S12 na região de interesse

5. Simulações Numéricas

Para as análises paramétricas foram elaborados 54 modelos de elementos finitos no software Abaqus. Os modelos são divididos em duas categorias, sem pressão interna (36 modelos) e com pressão interna (18 modelos). Nos modelos sem pressão interna 6 cargas de tração e 6 cargas de momento e força cortante foram considerados de acordo com as Tabelas 8 e 9. Os carregamentos das análises numéricas foram elaborados a partir dos carregamentos aplicados nos Testes experimentais, de forma a cobrir os experimentos em que foram constatadas falhas precoces. Os resultados foram extraídos a partir da superfície da região de interesse, ver Figura 71, onde ocorre o contato da extremidade do conector de aço com o tubo de alumínio (comprimento aproximado de 20 mm), a partir de cada nó.

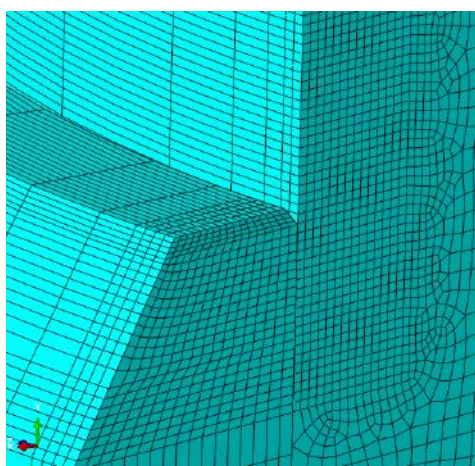


Figura 71 – Região de interesse de contato entre o tubo e o conector

Os resultados estão apresentados nas Tabelas 12 a 15 e em Figuras separadas por Grupos com tração constante ao longo da seção 5.1. Os parâmetros extraídos são tensão de Mises, componentes S12 e S11, e deslocamento relativo entre o tubo e o conector na região de interesse.

Tabela 8 – Cargas axiais utilizadas nas simulações numéricas

T1 [kN]	T2 [kN]	T3 [kN]	T4 [kN]	T5 [kN]	T6 [kN]
13.00	43.00	73.0	103.00	133.00	163.00

Tabela 9 – Cargas transversais utilizadas nas simulações numéricas

	M1	M2	M3	M4	M5	M6
Passo de carga 4 [N]	1174.00	1761.00	2348.00	2935.00	3522.00	4109.00
Passo de carga 5 [N]	503.20	754.80	1006.40	1258.00	1509.60	1761.20
Passo de carga 6 [N]	419.60	629.40	839.20	1049.00	1258.80	1468.60
Passo de carga 4 [kN.m]	-1.46E+03	-2.19E+03	-2.93E+03	-3.66E+03	-4.39E+03	-5.12E+03
Passo de carga 5 [kN.m]	-6.27E+02	-9.41E+02	-1.25E+03	-1.57E+03	-1.88E+03	-2.19E+03
Passo de carga 6 [kN.m]	-5.23E+02	-7.84E+02	-1.05E+03	-1.31E+03	-1.57E+03	-1.83E+03

Os modelos com pressão interna variam 3 carregamentos de pressurização, listadas na Tabela 10, os valores de pressão interna escolhidos se baseiam na pressão interna máxima de operação do tubo, de 45 MPa. Para os modelos com pressão interna foram selecionados 6 modelos com resultados de deslocamento relativo entre o conector de aço e o tubo de alumínio próximos do regime crítico que sob a ótica da fadiga por *fretting* proporcionam a menor vida em fadiga (modelos T1M1 a T6M1, ver primeira coluna da Tabela 15). Os parâmetros de tensão (tensão de Mises, componentes S12 e S11) foram extraídos da mesma forma que os modelos sem pressão interna, considerando a tensão linearizada superficial da região de interesse, e se encontram nas Tabelas 19 a 22 e em Figuras ao longo da seção 5.2.

Tabela 10 – Pressões internas utilizadas nas simulações numéricas

P15 [MPa]	P30 [MPa]	P45 [MPa]
15	30	45

Após a análise paramétrica ter sido realizada, e a influência de cada parâmetro ter sido devidamente interpretada foi possível sofisticar o modelo para avaliar o risco da ocorrência de fadiga por *fretting* em um experimento realizado [58] com tubos de perfuração de petróleo em escala real. Foi utilizado um modelo com maior representatividade, com coeficientes de atrito estático e dinâmico, com interpolação quadrática e não linearidade geométrica, conseqüentemente maior tempo de processamento. O modelo conta com atrito com lei de decaimento nas interfaces do tubo e do conector. O atrito foi aplicado utilizando o algoritmo *Static-Kinetic Exponential Decay* [60], com atrito estático de 0,61 e dinâmico de 0,47 [59] (específico para aço em contato com alumínio) e coeficiente de decaimento 0,5. O coeficiente de decaimento é um valor obtido experimentalmente, pelo fato de não terem sido executados testes para determinação do coeficiente de decaimento, foi optado por utilizar o valor intermediário de 0,5. A lei de decaimento é expressa por $\mu = (\mu_s - \mu_k)e^{(d_c \gamma_{eq})}$, [60] e o gráfico do coeficiente de atrito em função da razão de escorregamento pode ser vista na Figura 72.

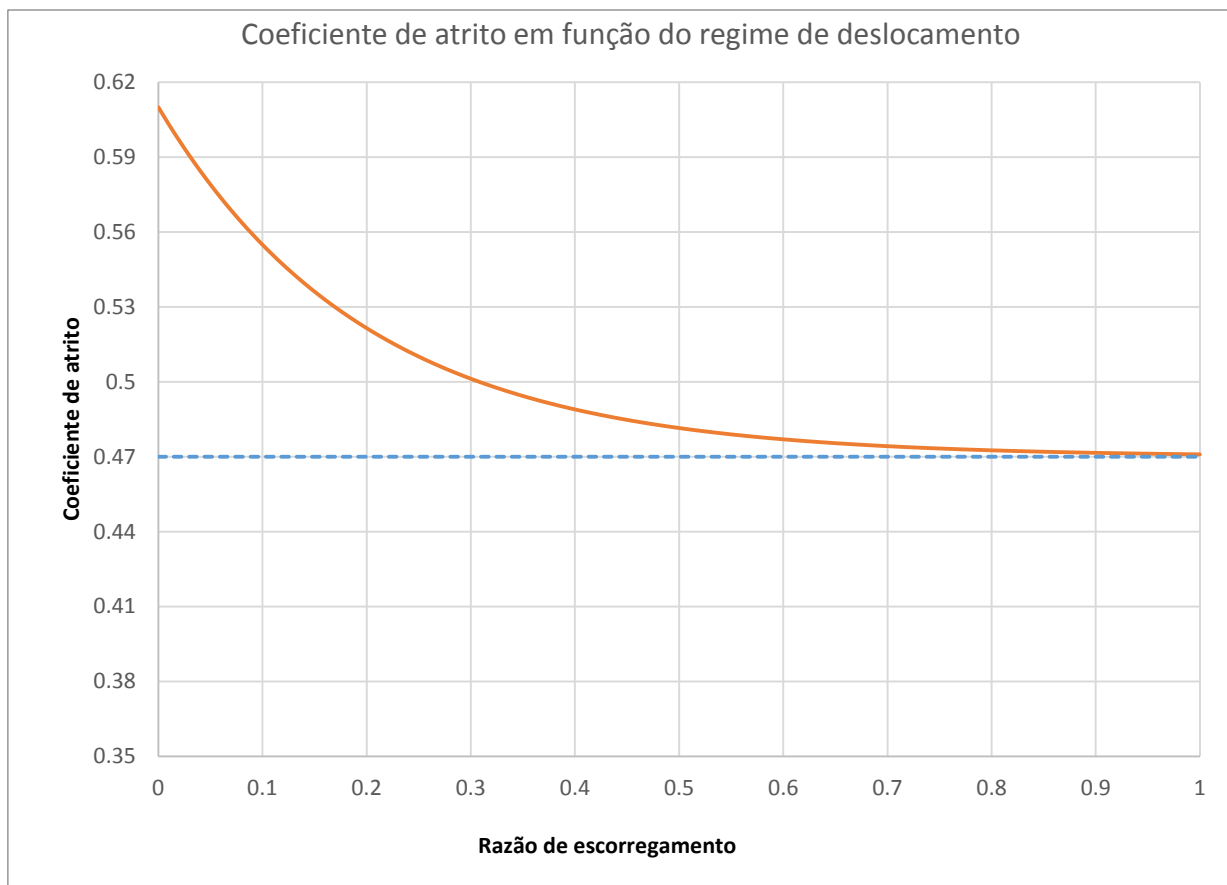


Figura 72 – Lei de decaimento utilizada do coeficiente de atrito entre alumínio e aço

Os resultados dos modelos linear sem atrito e não linear com atrito estão expostos na Tabela 11. O modelo T4M4 representa o modelo numérico com carga de tração T4 e carga de momento M4, de acordo com as Tabelas 7 e 8.

Tabela 11 – Resultados dos Modelos T4M4 com linearidade sem atrito e não linearidade com atrito na região de interesse

Modelo T4M4	Linear sem atrito	Não linear com atrito	Variação
Smises [MPa]	136.56	180.42	-32%
S12 [MPa]	-20.31	-3.82	81%
S11 [MPa]	-139.56	-101.86	27%
Deslocamento relativo [μm]	-120.07	-83.74	30%
Tempo de processamento	t	3,6 t	360%

Os modelos sem linearidade geométrica e com atrito entre as partes simularam experimentos em que ocorreram falhas precoces ou run-outs (10E6 ciclos sem falha), com o intuito de avaliar uma possível transição entre regimes de susceptibilidade da ocorrência da fadiga por *fretting*. As variações encontradas entre os modelos utilizados para análise paramétrica e a análise de correlação numérica-experimental pode

influenciar em relação a ocorrência de fadiga por *fretting*. O valor de deslocamento relativo apresentou uma variação de 30%, o que pode ser suficiente em ocasionar uma transição de regime de deslocamento, fazendo que ocorra (transição de regime aderido para *stick-slip*) ou que não ocorra (variação de *stick-slip* para o regime de desgaste) a fadiga por *fretting*. O valor da tensão de Mises também variou significativamente, 32%. Essa variação pode influenciar a ativação do fenômeno de fadiga por *fretting*, dado que é necessário uma combinação de fatores para a ocorrência da fadiga por *fretting*. Quanto maior a tensão de Mises, mais crítico. A componente S11 diminuiu em módulo, 27%, o que é um indício de uma maior influência de efeitos trativos na região avaliada, o que é pior para a fadiga de uma forma geral. A maior variação observada entre os fatores primários que afetam a fadiga por *fretting* foi na componente S12, 81%, devido à ação da força tangencial causada pelo atrito. O esforço computacional para rodar os modelos de correlação numérico-experimental é 3,6 vezes maior que os modelos da análise paramétrica.

5.1. Influência da Tração e do Momento

Para os parâmetros de tensão, os maiores resultados em módulo são encontrados em combinações com menores cargas de tração e maiores cargas de momento, (exceto para os casos M1, em que não há um comportamento monotônico dos parâmetros estudados, ver coluna 1 das Tabelas 12 e 13). Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse foram obtidos ao subtrair os valores do deslocamento do conector dos valores do deslocamento do tubo. O deslocamento foi considerado a partir do passo de carga 3 (carga de tração já aplicada), pois a carga axial de tração não é cíclica, e sim a flexão, de forma a representar a filosofia de carregamento dos testes experimentais, que a partir de uma amostra tracionada, a amostra era exposta às cargas de momento. O deslocamento relativo entre os componentes apresentou um padrão diferente dos parâmetros de tensão, como pode ser observado na Tabela 15. Os maiores resultados em módulo são encontrados em combinações com maiores cargas de tração e maiores cargas de momento.

Tabela 12 – Tensão de Mises dos modelos com tração e momento (Figuras 71, 76, 81, 86, 91 e 96)

Smises [MPa]	M1	M2	M3	M4	M5	M6
T1	59.30	92.26	125.50	158.35	190.22	220.63
T2	51.58	84.27	117.33	150.38	182.74	213.87
T3	43.80	76.64	109.65	142.64	175.23	206.88
T4	35.74	68.93	102.43	135.56	168.37	200.69
T5	29.43	61.47	95.23	129.00	162.49	197.66
T6	25.25	54.21	88.11	122.71	157.74	196.41

Tabela 13 – Componente S12 dos modelos com tração e momento (Figuras 72, 77, 82, 87, 92 e 97)

S12 [MPa]	M1	M2	M3	M4	M5	M6
T1	-6.46	-11.89	-16.59	-24.89	-32.02	-39.37
T2	-5.83	-10.60	-16.59	-23.10	-30.08	-37.35
T3	-5.82	-9.54	-15.29	-21.53	-28.27	-35.35
T4	-5.66	-8.41	-14.14	-20.31	-26.85	-33.82
T5	-5.91	-8.13	-12.97	-19.32	-25.86	-33.39
T6	-6.28	-8.29	-11.77	-18.29	-25.22	-33.15

Tabela 14 – Componente S11 dos modelos com tração e momento (Figuras 73, 78, 83, 88, 93 e 98)

S11 [MPa]	M1	M2	M3	M4	M5	M6
T1	-63.81	-93.82	-122.38	-149.08	-185.57	-225.59
T2	-62.01	-90.30	-118.02	-144.66	-176.09	-215.69
T3	-59.24	-88.66	-115.38	-141.06	-167.11	-205.69
T4	-54.90	-86.86	-114.38	-139.56	-164.09	-198.21
T5	-53.91	-84.94	-113.58	-139.91	-164.67	-197.47
T6	-55.37	-82.97	-112.86	-140.79	-167.90	-197.33

Tabela 15 – Deslocamento relativo entre tubo e conector dos modelos com tração e momento (Figuras 74, 75, 79, 80, 84, 85, 89, 90, 94, 95, 99 e 109)

Deslocamento [μm]	M1	M2	M3	M4	M5	M6
T1	-56.85	-76.63	-96.06	-115.43	-134.78	-154.08
T2	-57.10	-77.67	-97.25	-116.65	-135.97	-155.23
T3	-56.80	-79.05	-98.89	-118.36	-137.68	-156.86
T4	-55.28	-80.01	-100.48	-120.07	-139.39	-158.48
T5	-49.99	-80.18	-101.90	-121.76	-141.11	-157.53
T6	-50.38	-80.07	-103.22	-123.46	-142.90	-168.00

Para os parâmetros de tensão um padrão é observado, em que ocorrem os maiores valores em módulo para as menores cargas de tração e maiores cargas de momento. Em relação ao deslocamento, um padrão diferente é percebido, em que quanto maior a tração e o momento, maior é o valor em módulo do deslocamento relativo entre as peças.

Para a tensão de Mises, ao compararmos as cargas T1 (13kN) com T6 (163 kN), temos uma diminuição de 57,4% dentro do Grupo M1 (2,1 kN.m). Entretanto, ao compararmos os momentos M1 e M6 (7,3 kN.m), há um aumento de 272%. A Tabela 16 mostra a mesma comparação feita para os diferentes parâmetros envolvidos.

Tabela 16 – Variação dos parâmetros primários sob tração ou momento

	T1M1		T6M1			T1M6		
	Tensão [MPa]	Desloc. [μm]	Tensão [MPa]	Desloc. [μm]	Variação	Tensão [MPa]	Desloc. [μm]	Variação
Smises	59.3	-	25.25	-	-57%	220.63	-	272%
S12	-6.46	-	-6.28	-	-3%	-39	-	509%
S11	-63.81	-	-55.37	-	-13%	-225.59	-	254%
Desloc. rel. [μm]	-	-56.85	-	-50.38	-11%	-	-154.08	171%

É possível afirmar que a tensão de Mises sofre maior influência pela variação do momento que pela variação da tração. A componente S12 é praticamente insensível a variação de tração, com apenas -3% de diferença, entretanto é o parâmetro que sofre maior influência do momento, 509%. A componente S11 e o deslocamento relativo apresentam baixa influência pela variação de tração, -13% e -11% respectivamente. Entretanto há uma alta sensibilidade em relação ao momento, 254% e 171% de variação foram observados. Os dados nos mostram que os parâmetros da fadiga por *fretting* são mais influenciados pelo momento do que pela tração, para essa aplicação específica.

Devido a especificidade da aplicação e dos problemas de fadiga por *fretting* possuem diversos parâmetros envolvidos, não é possível determinar sem o apoio de

testes experimentais a criticidade dos resultados. A relação entre os pontos experimentais e os resultados das análises paramétricas são abordados na Seção 5.3.

5.1.1. Grupo T1

O Grupo T1 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 59,30 MPa e 220,63 MPa. A componente S12 variou entre -6,46 MPa e -39,37 MPa e a componente S11 entre -63,81 MPa e -225,59. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T1 podem ser vistos nas Figuras 73 a 75.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -51,86 μm e -149,09 μm . As Figuras 76 e 77 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

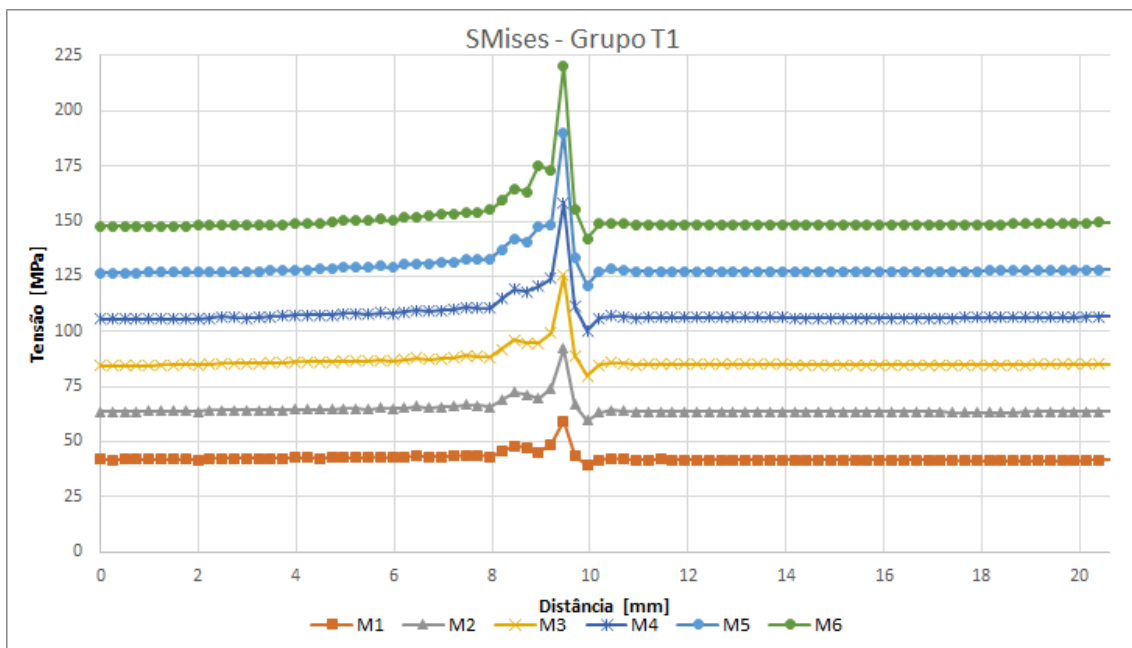


Figura 73 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T1

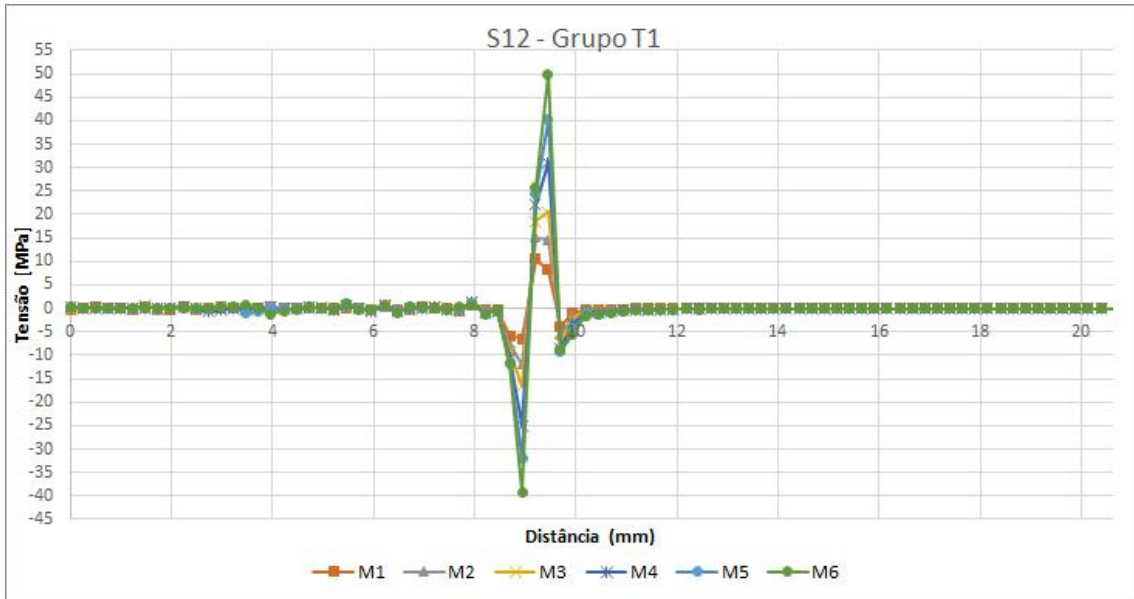


Figura 74 – Componente S12 para os modelos do Grupo T1

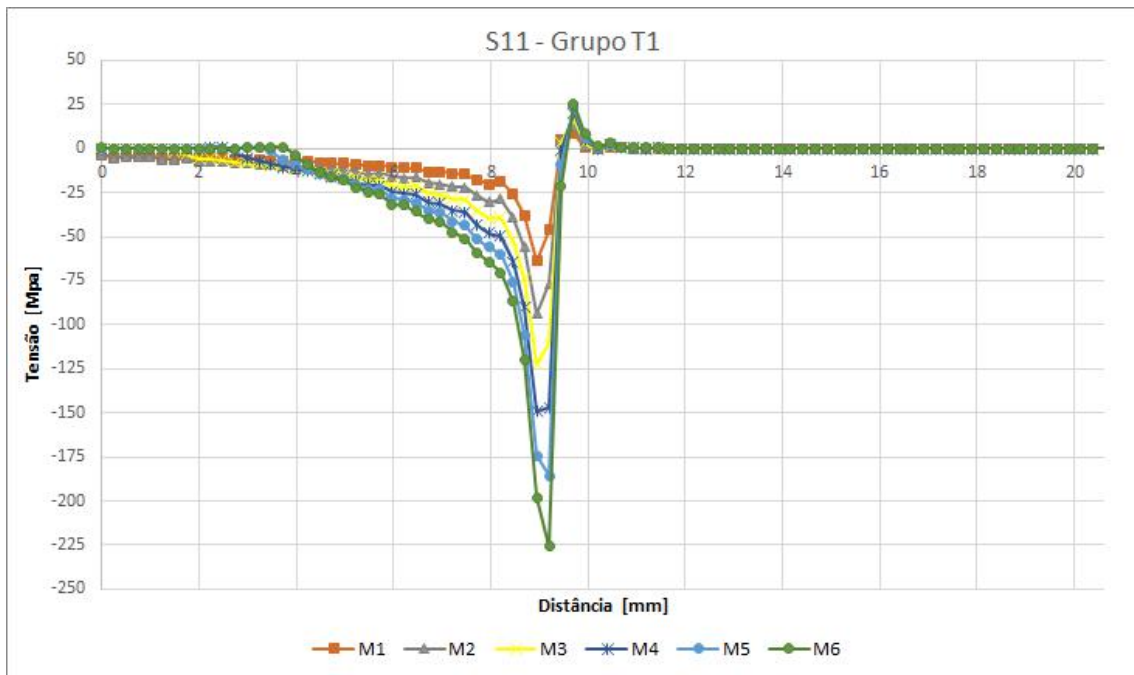


Figura 75 – Componente S11 para os modelos do Grupo T1

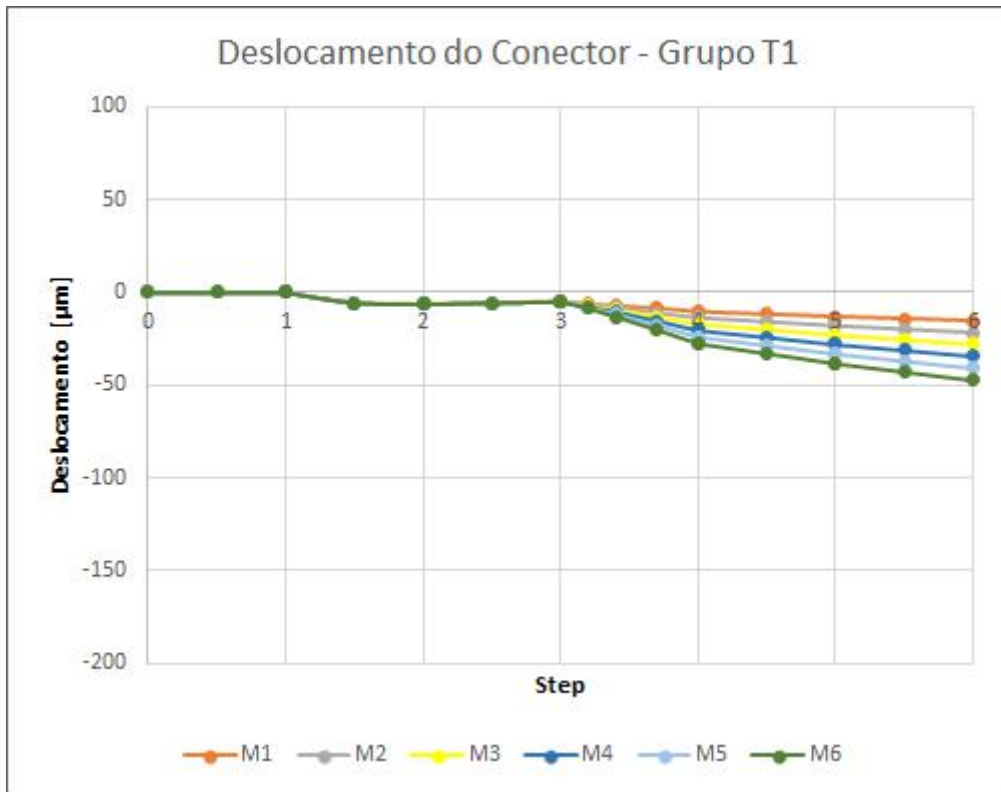


Figura 76 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T1

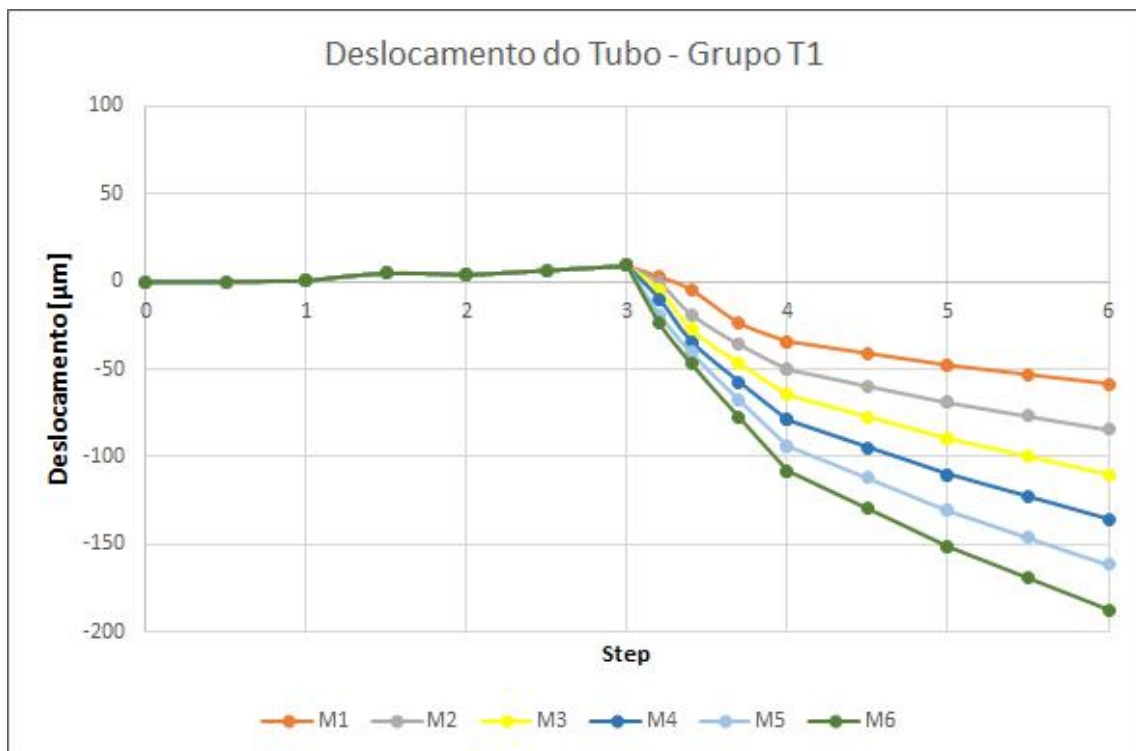


Figura 77 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T1

5.1.2. Grupo T2

O Grupo T2 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 51,58 MPa e 213,87 MPa. A componente S12 variou entre -5,83 MPa e -37,35 MPa e a componente S11 entre -62,01 MPa e -215,69. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T2 podem ser vistos nas Figuras 78 a 80.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -55,33 μm e -153,46 μm . As Figuras 81 e 82 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

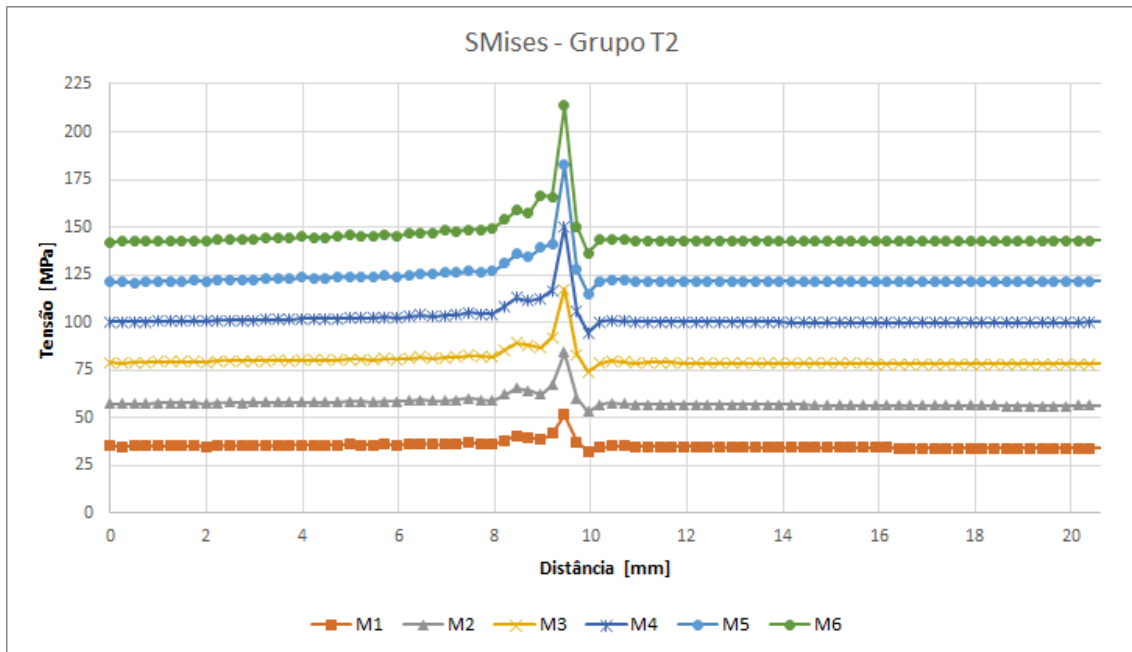


Figura 78 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T2

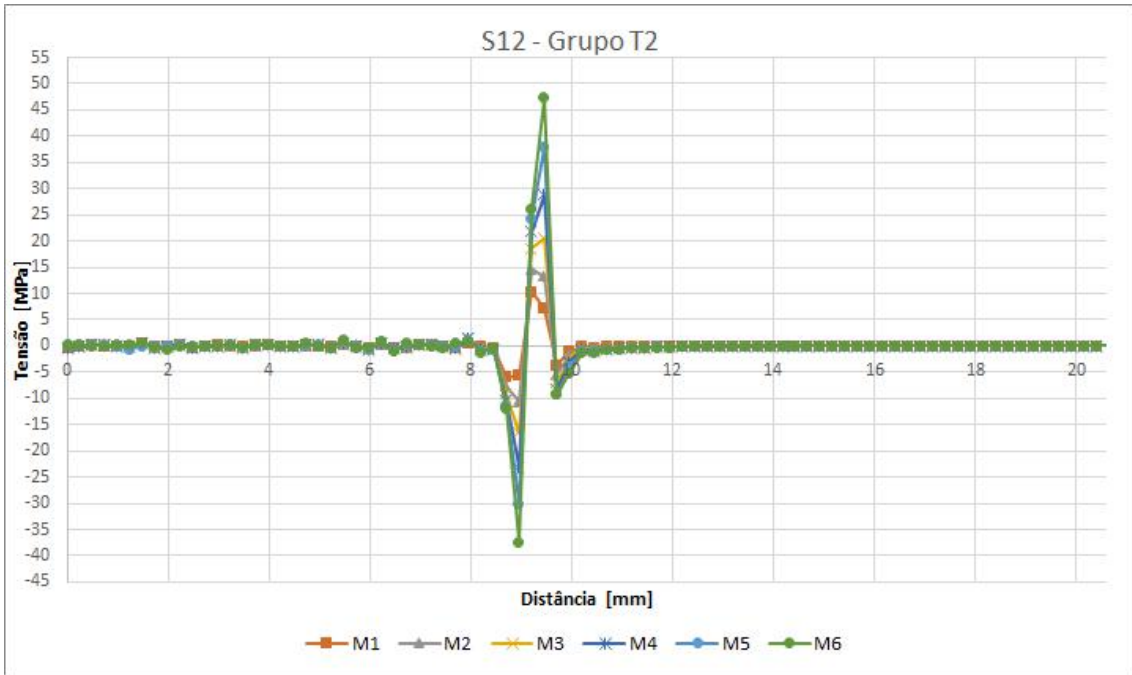


Figura 79 – Componente S12 para os modelos do Grupo T2

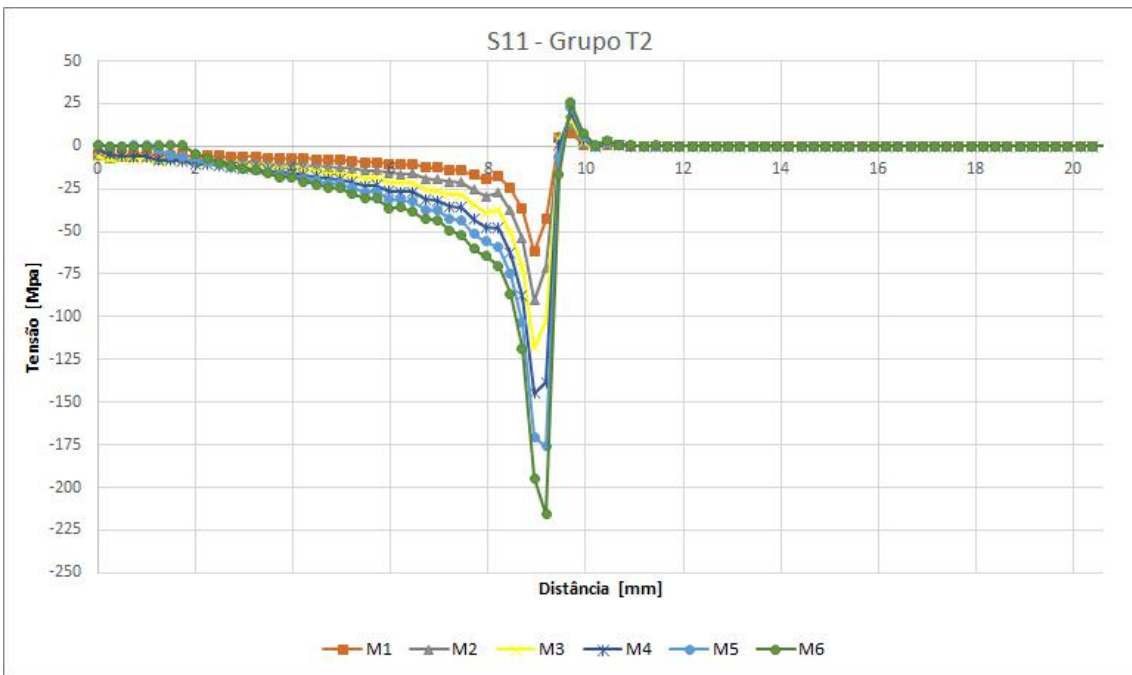


Figura 80 – Componente S11 para os modelos do Grupo T2

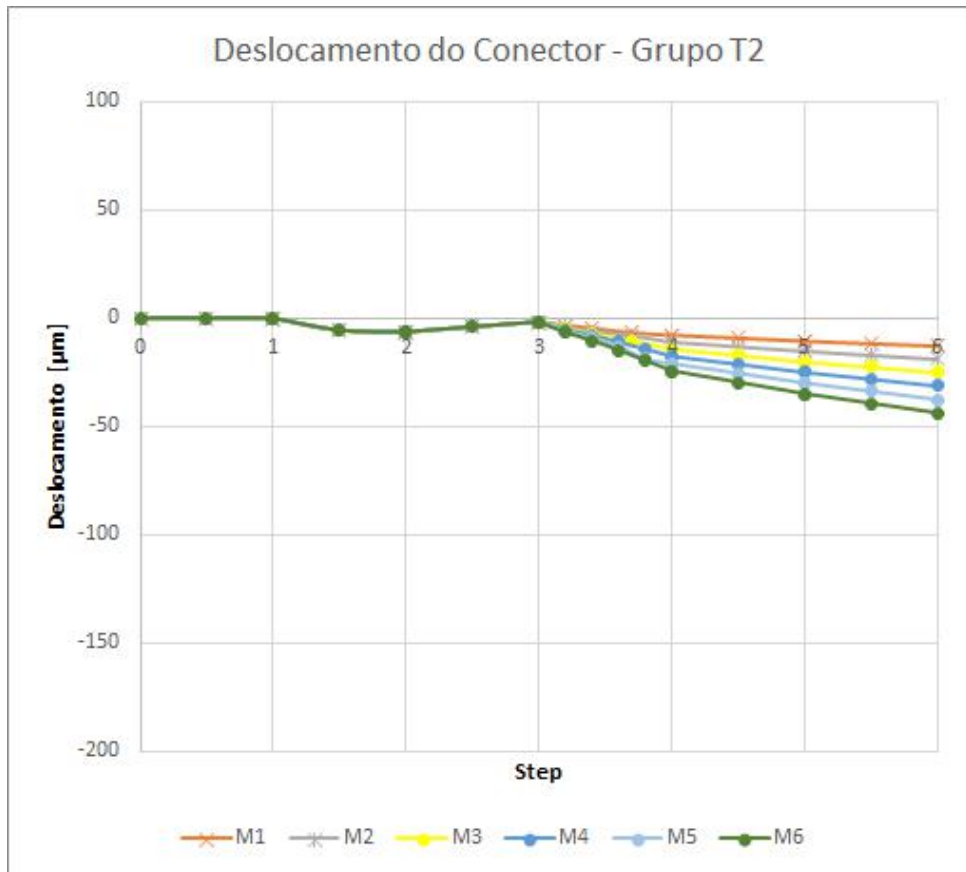


Figura 81 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T2

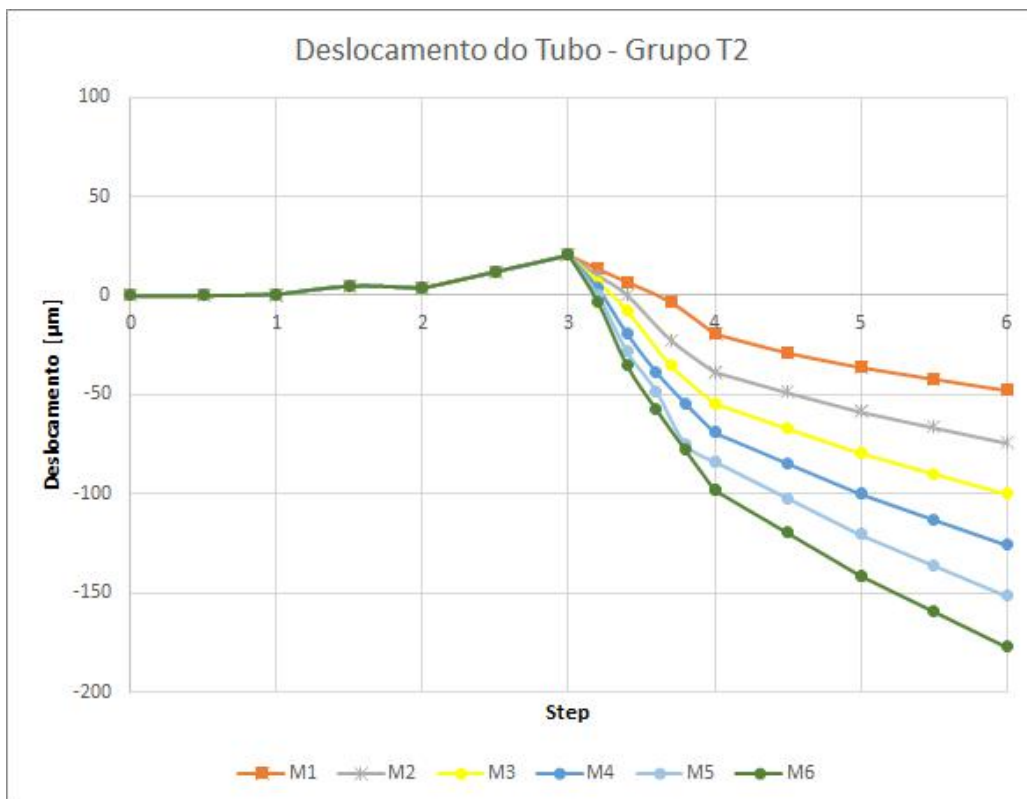


Figura 82 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T2

5.1.3. Grupo T3

O Grupo T3 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 43,80 MPa e 206,88 MPa. A componente S12 variou entre -5,82 MPa e -35,35 MPa e a componente S11 entre -59,24 MPa e -205,69. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T3 podem ser vistos nas Figuras 83 a 85.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -56,80 μm e -156,86 μm . As Figuras 86 e 87 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

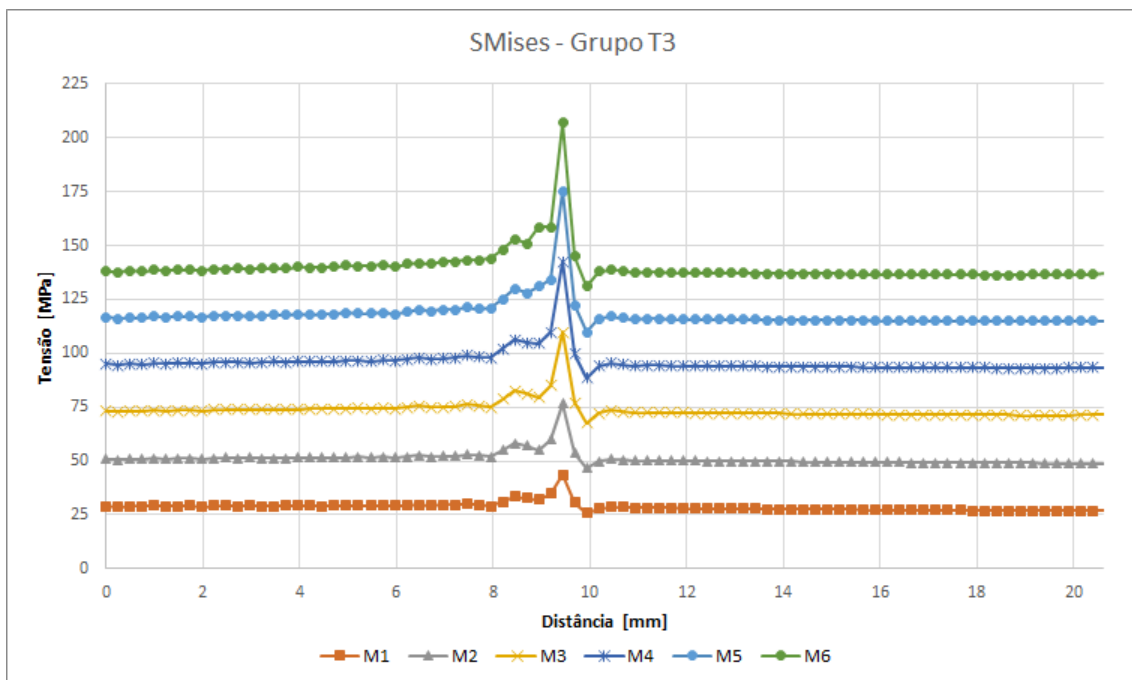


Figura 83 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T3

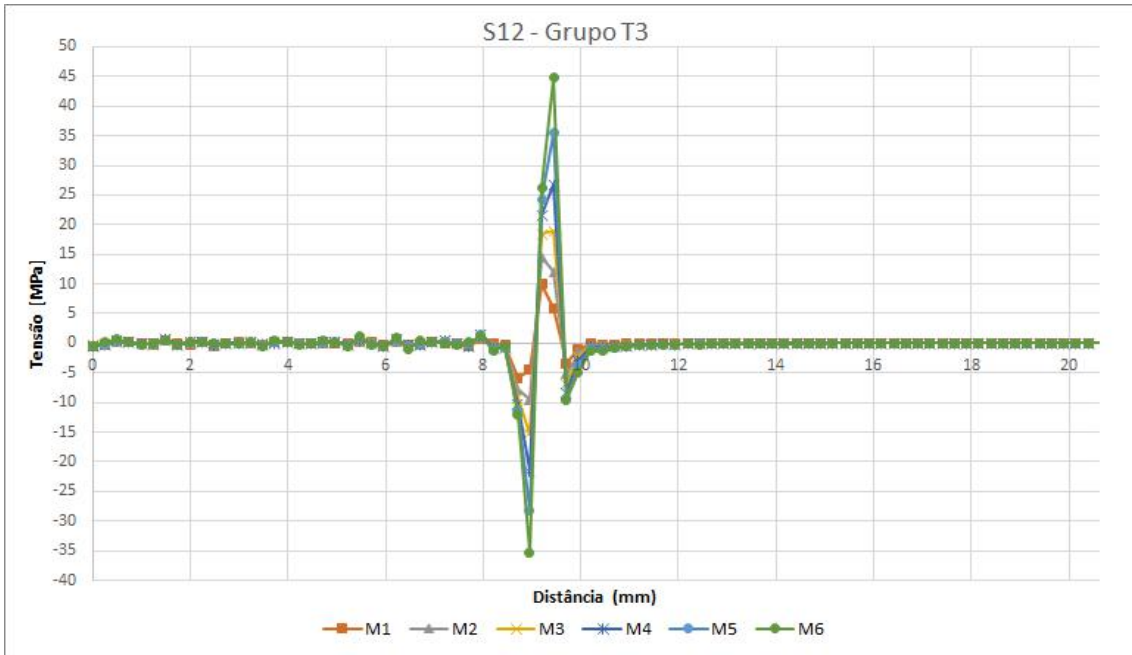


Figura 84 – Componente S12 para os modelos do Grupo T3

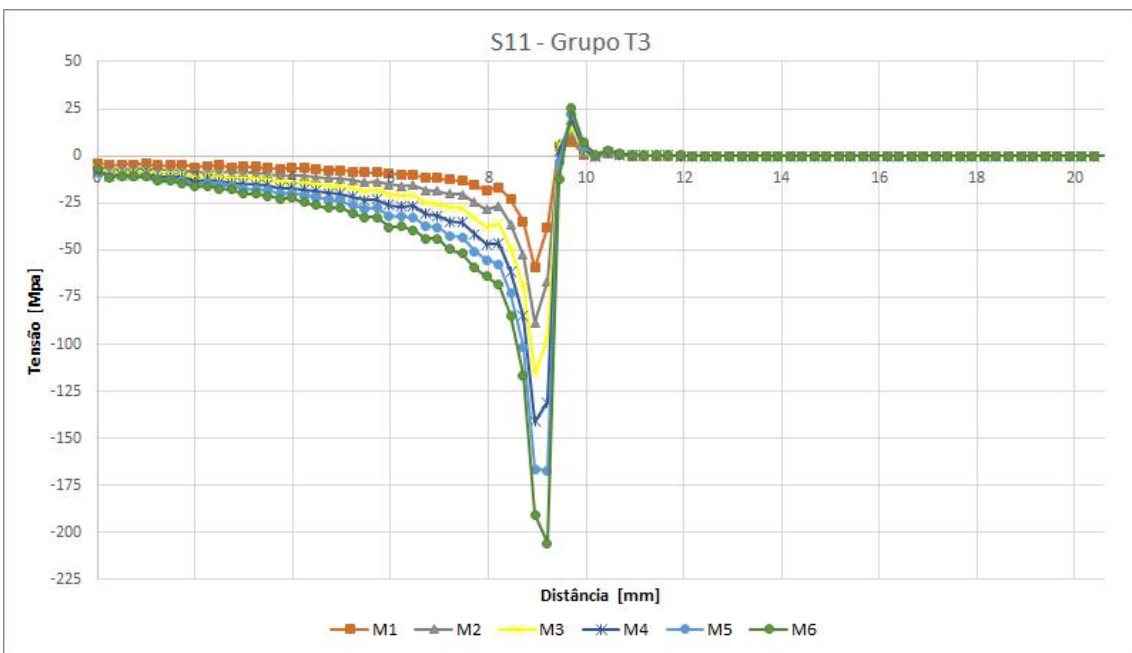


Figura 85 – Componente S11 para os modelos do Grupo T3

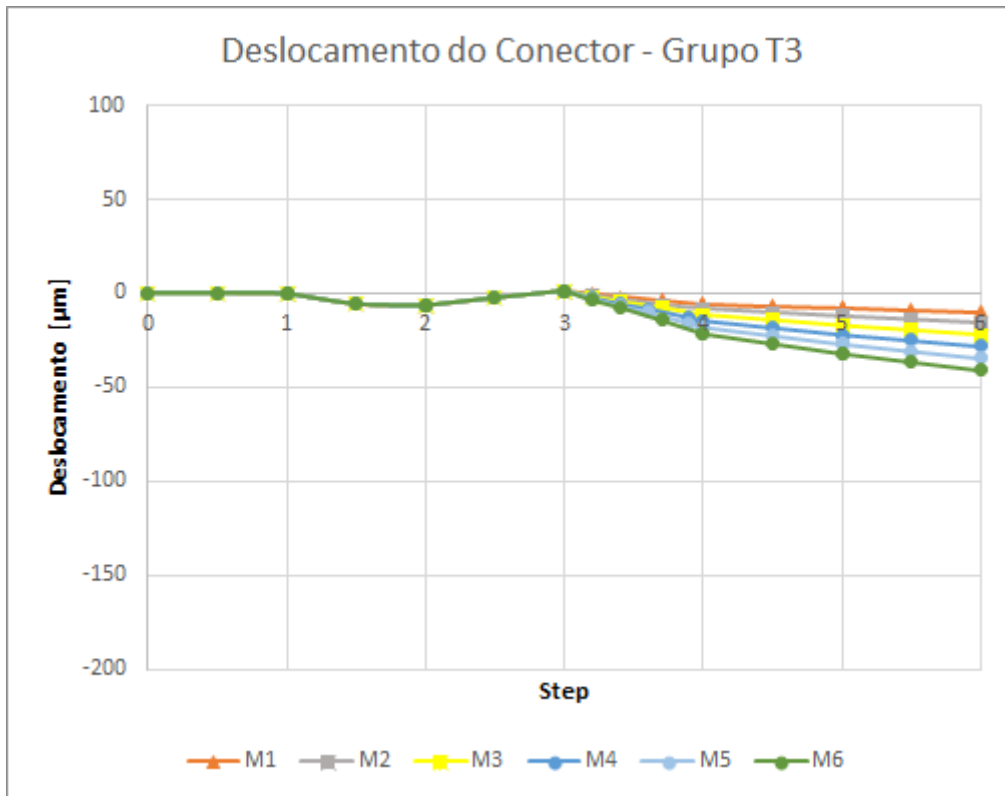


Figura 86 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T3

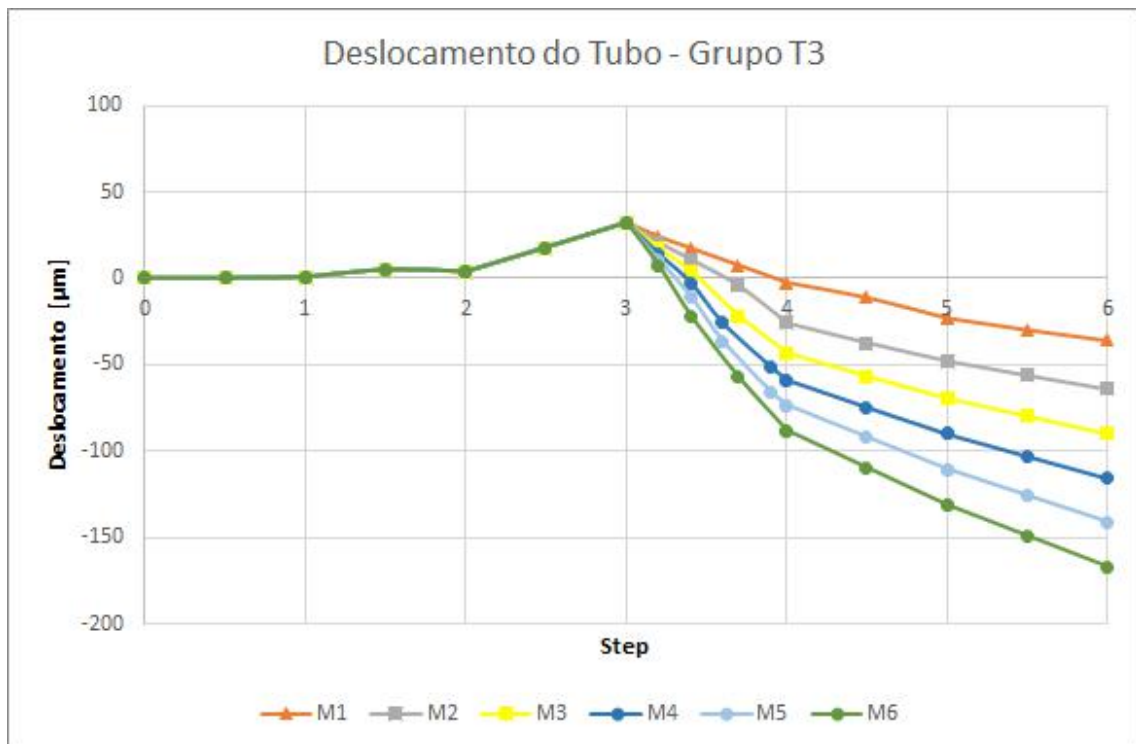


Figura 87 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T3

5.1.4. Grupo T4

O Grupo T4 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 35,74 MPa e 200,69 MPa. A componente S12 variou entre -5,66 MPa e -33,82 MPa e a componente S11 entre -54,90 MPa e -198,21. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T4 podem ser vistos nas Figuras 88 a 90.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -55,28 μm e -158,48 μm . As Figuras 91 e 92 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

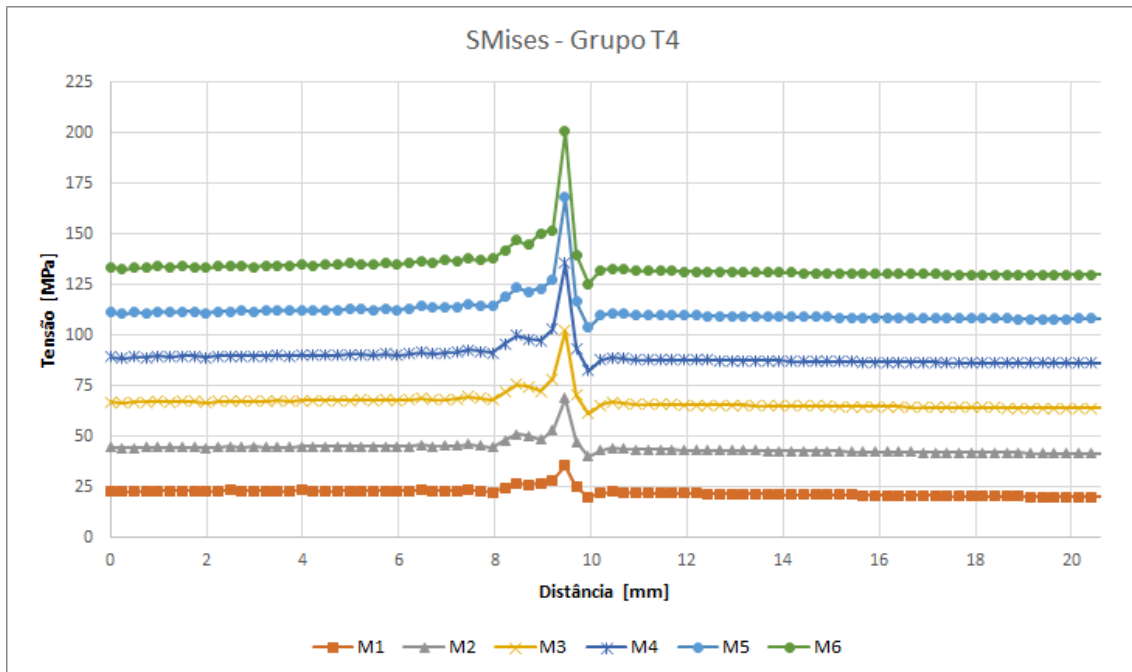


Figura 88 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T4

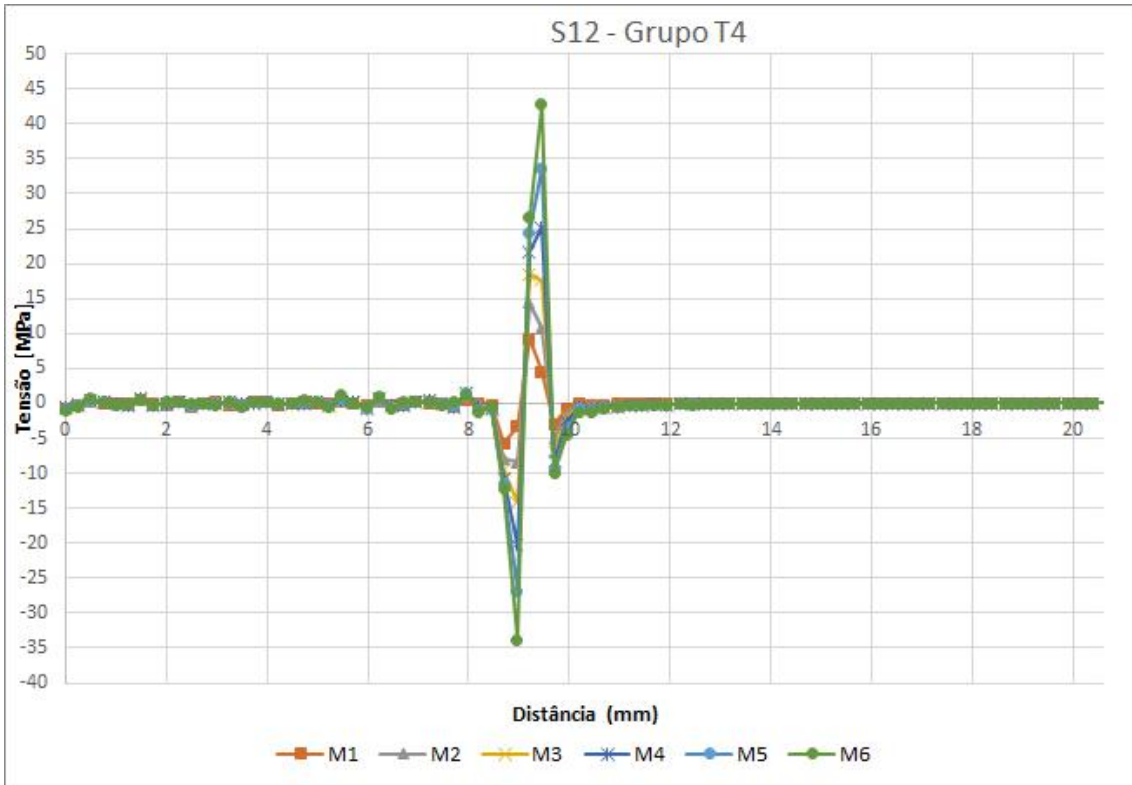


Figura 89 – Componente S12 para os modelos do Grupo T4

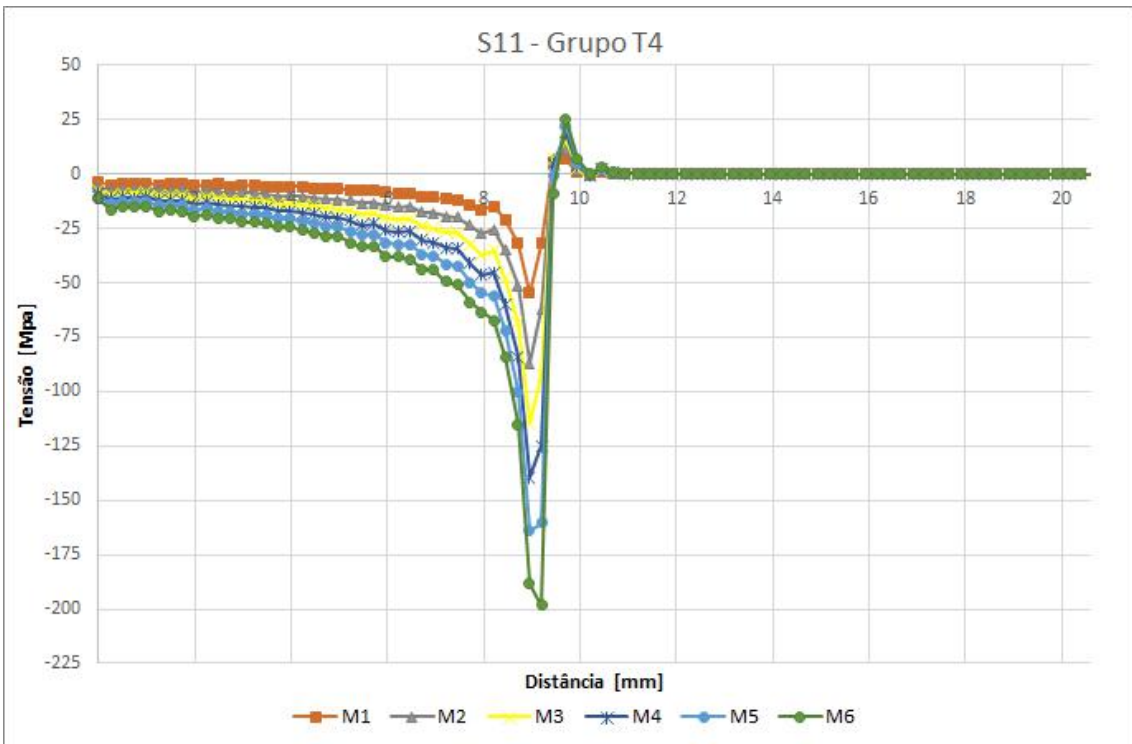


Figura 90 – Componente S11 para os modelos do Grupo T4

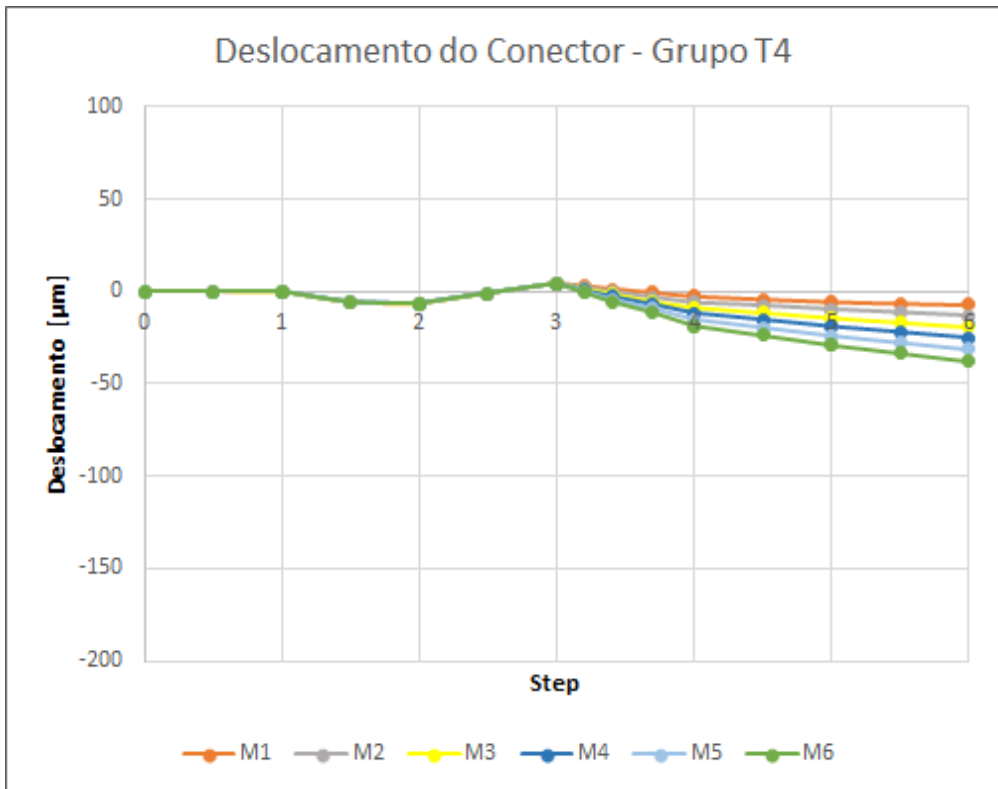


Figura 91 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T4

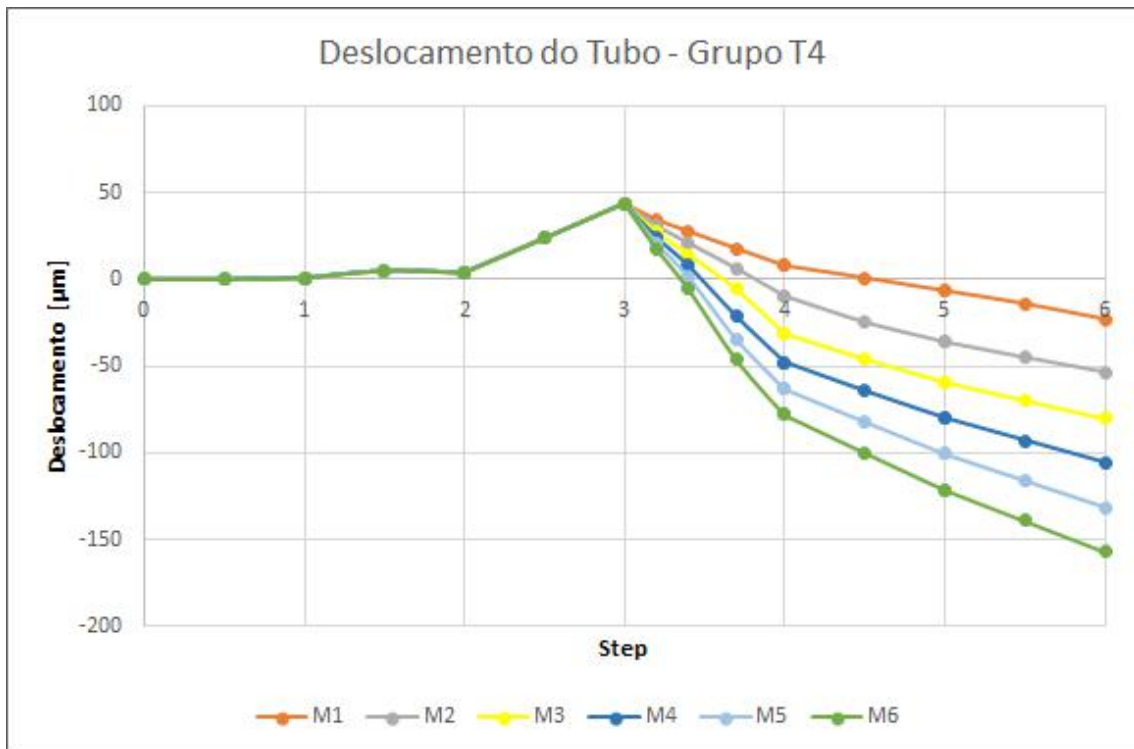


Figura 92 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T4

5.1.5. Grupo T5

O Grupo T5 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 29,43 MPa e 197,66 MPa. A componente S12 variou entre -5,91 MPa e -33,39 MPa e a componente S11 entre -53,91 MPa e -197,41. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T5 podem ser vistos nas Figuras 93 a 95.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -49,99 μm e -157,53 μm . As Figuras 96 e 97 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

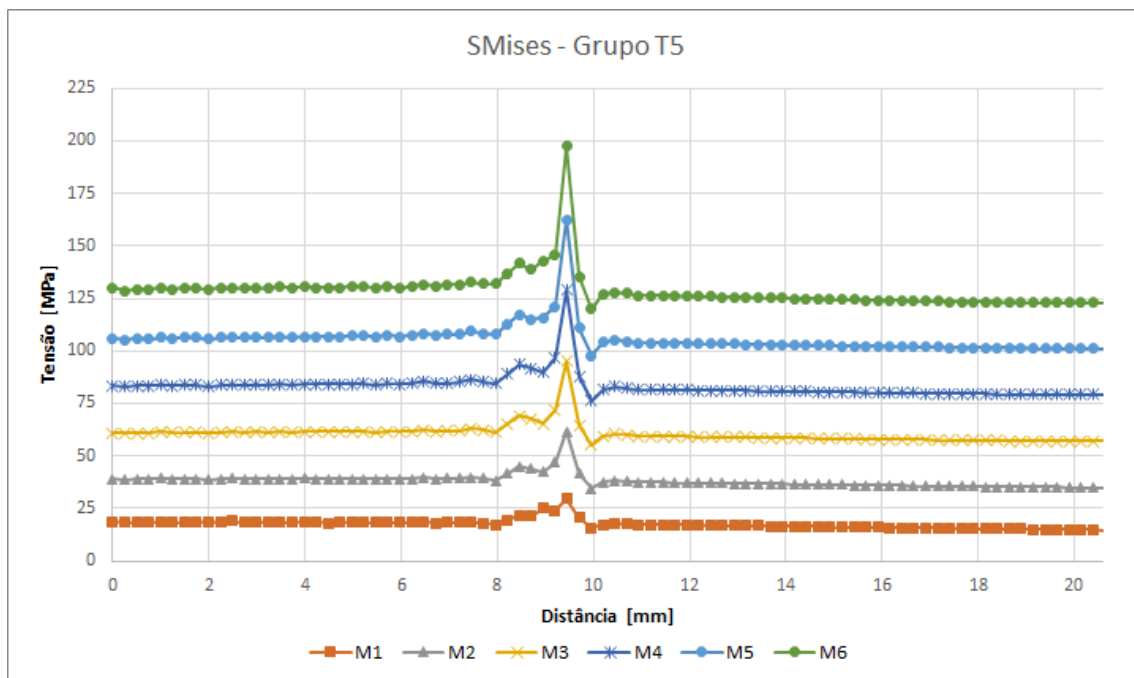


Figura 93 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T5

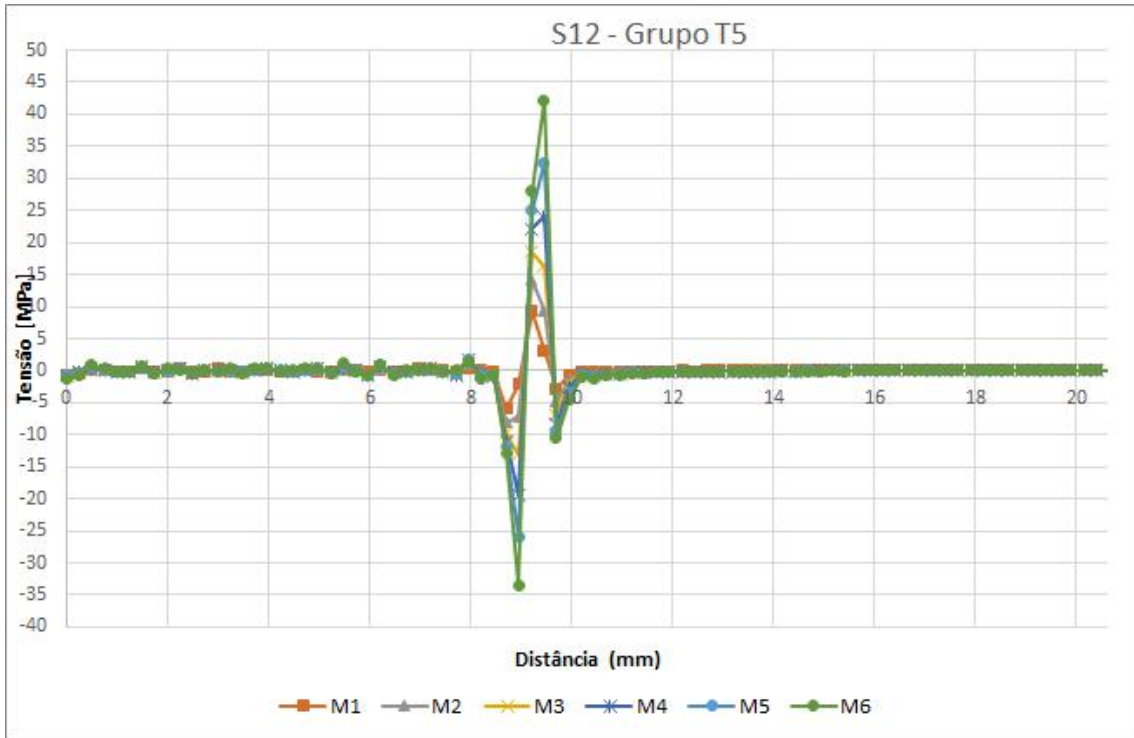


Figura 94 – Componente S12 para os modelos do Grupo T5

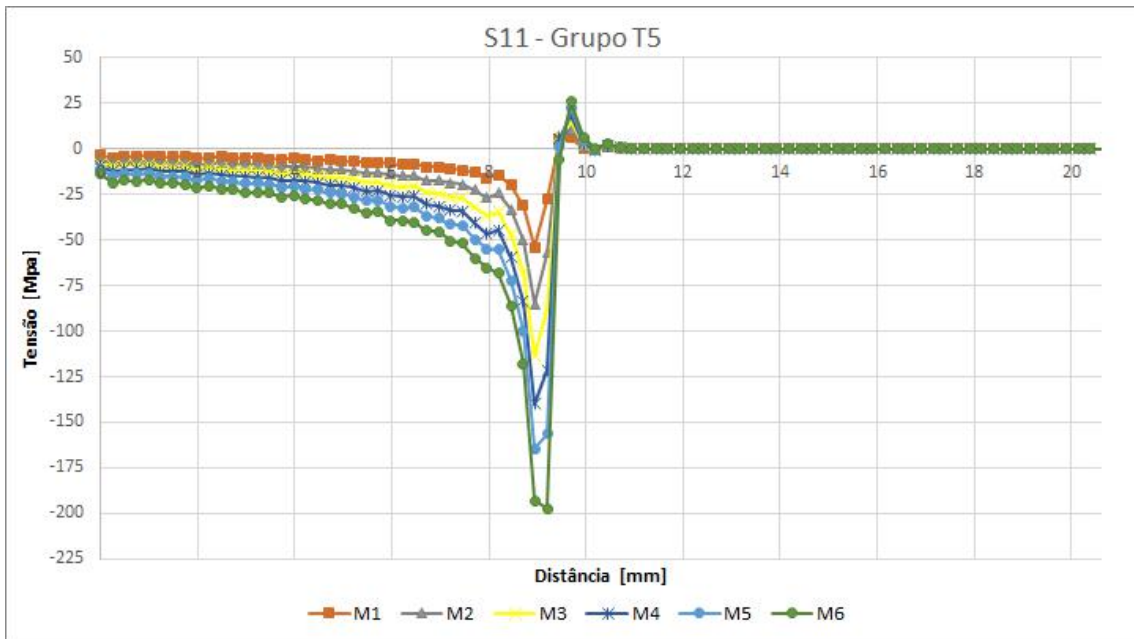


Figura 95 – Componente S11 para os modelos do Grupo T5

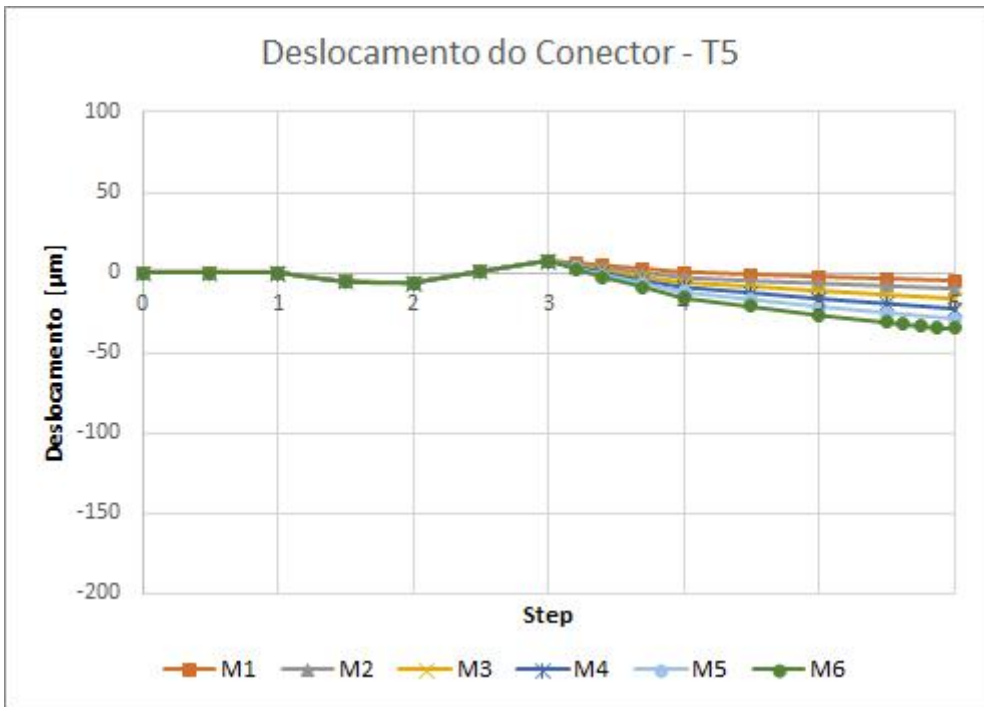


Figura 96 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T5

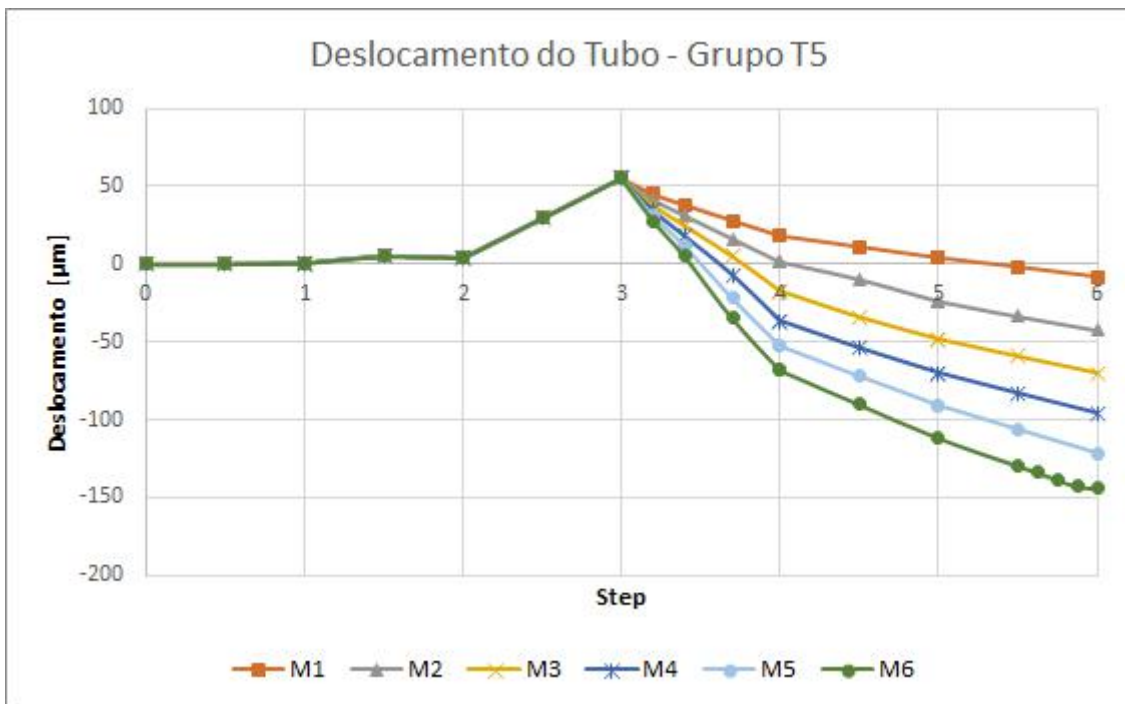


Figura 97 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T5

5.1.6. Grupo T6

O Grupo T6 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 25,25 MPa e 196,41 MPa. A componente S12 variou entre $-6,28$ MPa e $-33,15$ MPa e a componente S11 entre $-53,91$ MPa e $-197,47$. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo T6 podem ser vistos nas Figuras 98 a 100.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre $-50,38$ μm e $-157,44$ μm . As Figuras 101 e 102 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

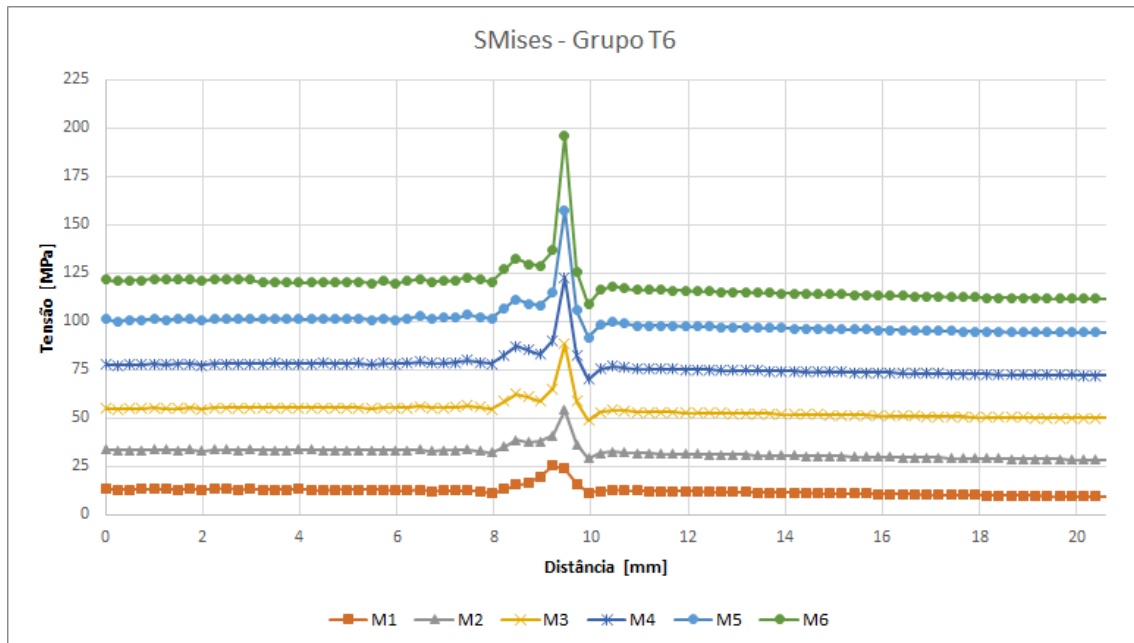


Figura 98 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo T6

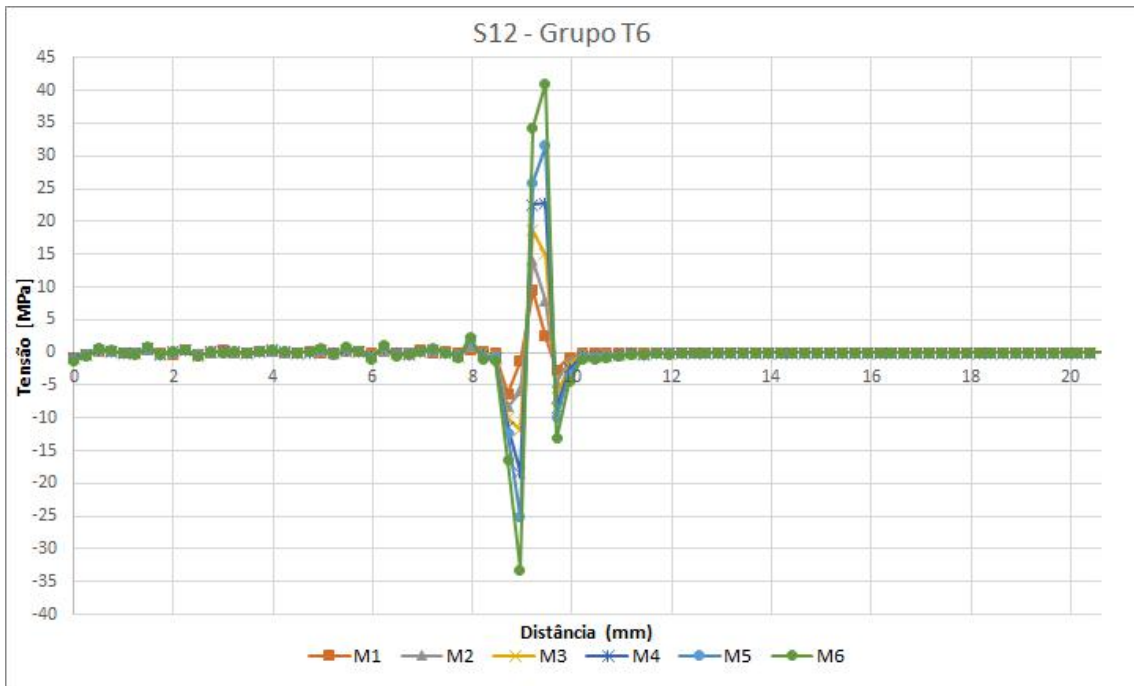


Figura 99 – Componente S12 para os modelos do Grupo T6

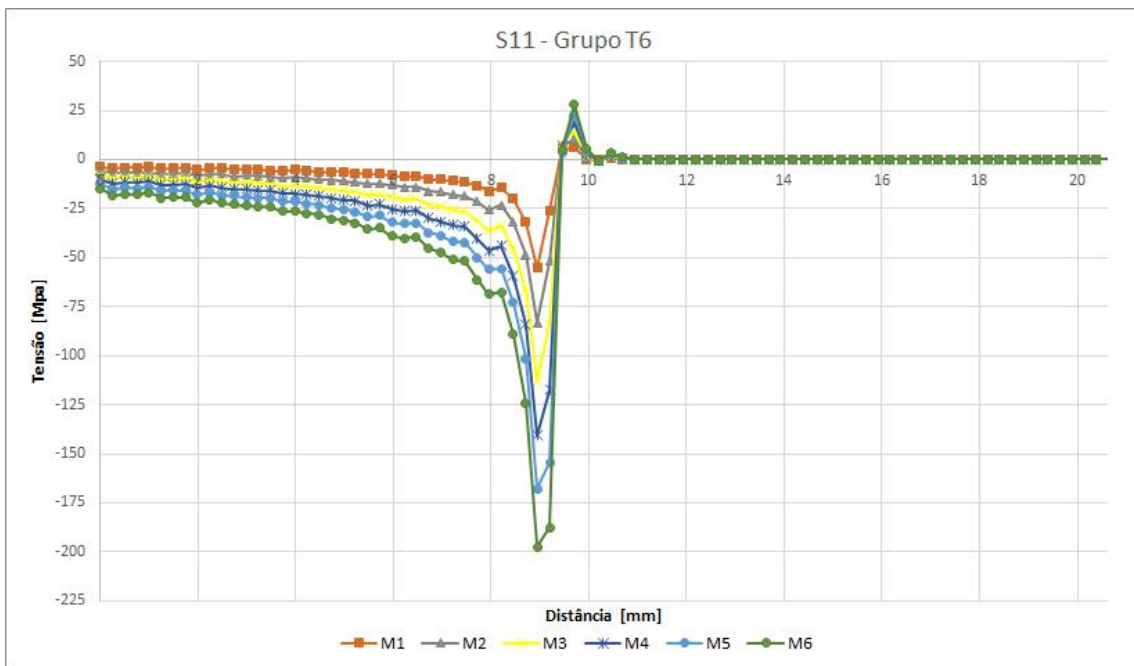


Figura 100 – Componente S11 para os modelos do Grupo T6

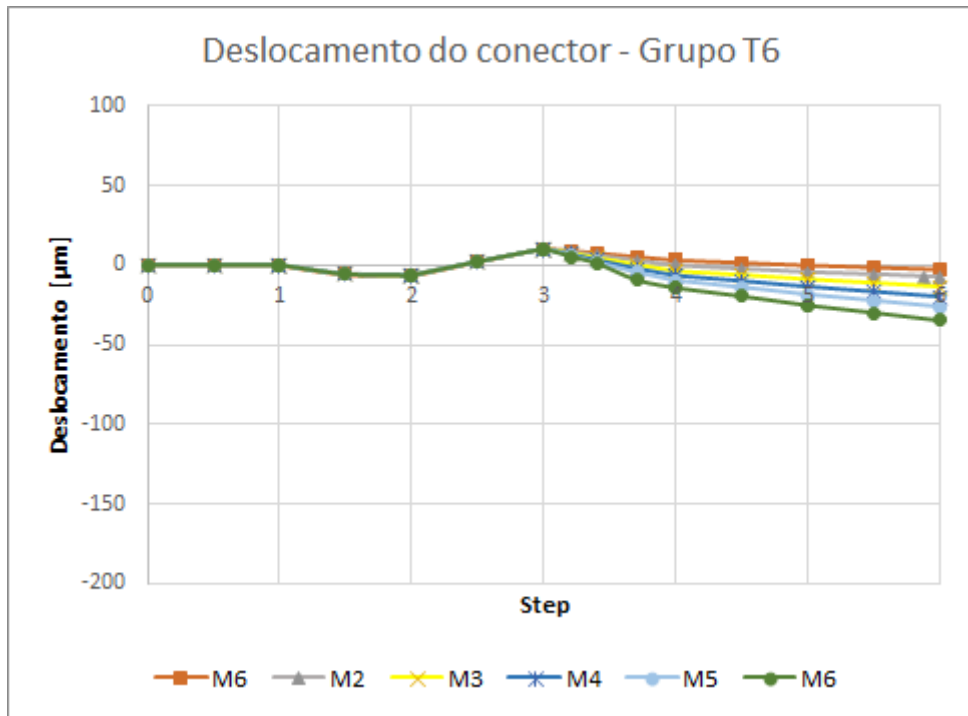


Figura 101 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo T6

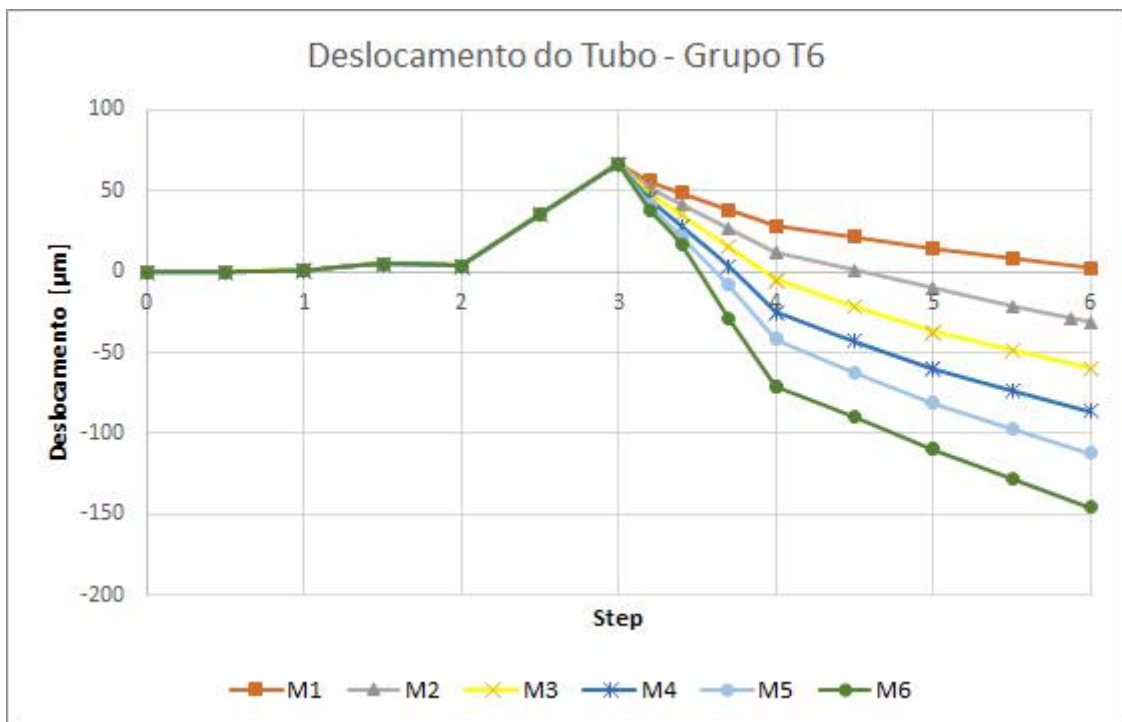


Figura 102 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo T6

5.2. Influência Pressão interna

Um passo de carga foi adicionado após a carga de tração como pode ser visto nas Tabelas 17 e 18. O passo de carga de pressurização interna possui as mesmas condições de contorno que os passos de carga de tração e momento. A pressão aplicada é uniforme e distribuída exclusivamente na superfície interna do tubo. Eventuais ligações entre o *bore* do tubo e o conector devido a falhas nas vedações não foram consideradas.

Tabela 17 – Condições de contorno em função dos passos de cargas (modelo com pressão interna)

Condições de contorno	Simetria - aço	Simetria - alumínio	Engaste - aço	Engaste - alumínio Montagem	Engaste - alumínio Teste	Retração
Initial	Criado	Criado	Criado	Criado		
Torque-Retração	Propagado	Propagado	Propagado	Propagado		Criado
Torque acomodação	Propagado	Propagado	Propagado	Propagado		Inativo
Carga longitudinal	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Criado	Inativo
Pressurização interna	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Carga transversal 1	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Carga transversal 2	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Carga transversal 3	Propagado	Propagado	Propagado	Inativo	Propagado	Inativo
Propriedade	U3=UR1=UR2=0	U3=UR1=UR2=0	U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0	U1=U2=U3=UR1=UR2=UR3=0	U3=UR2=0	U1 = -0,05

Tabela 18 – Carregamentos aplicados em função dos passos de carga(modelo com pressão interna)

Cargas	Longitudinal	Pressão interna	Momento 1	Momento 2	Momento 3	Força transversal 1	Força transversal 2	Força transversal 3
Initial								
Torque-Retração								
Torque acomodação								
Carga longitudinal	Criado							
Pressurização interna	Propagado	Criado						
Carga transversal 1	Propagado	Propagado	Criado			Criado		
Carga transversal 2	Propagado	Propagado	Propagado	Criado		Propagado	Criado	
Carga transversal 3	Propagado	Propagado	Propagado	Propagado	Criado	Propagado	Propagado	Criado
Propriedade	CF2 ≠ 0	Pressão uniforme na superfície interna do tubo ≠ 0	CM3 ≠ 0	CM3 ≠ 0	CM3 ≠ 0	CF1 ≠ 0	CF1 ≠ 0	CF1 ≠ 0

As Figuras 103 e 104 mostram o passo de carga de pressurização interna com ampliação de 100 vezes sobre a deformação. É perceptível a expansão no sentido radial do duto na região do conector e em sua extremidade, onde o efeito de bordo se manifesta.

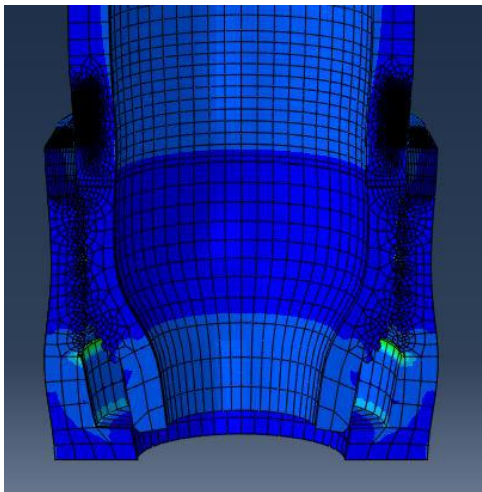


Figura 103 – Passo de carga “Pressurização interna” ampliado 100 vezes (região do conector)

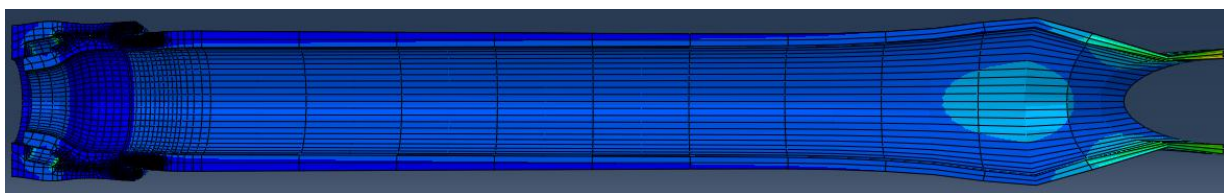


Figura 104 – Passo de carga “Pressurização interna” ampliado 100 vezes (modelo completo)

Para a tensão de Mises e a para a componente S11 (Tabelas 19 e 21), os maiores resultados em módulo são encontrados em combinações com menores cargas de tração e maiores cargas de pressão. O componente de tensão S12 apresenta um comportamento não monotônico, de acordo com a Tabela 19, em todos os Grupos avaliados (M1P15, M1P30, M1P45), diferente do comportamento sem pressão interna, em que a variação de tração causou nos grupos M2 a M5 um valor crescente de S12 proporcional a tração aplicada.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse foram obtidos ao subtrair os valores do deslocamento do conector dos valores do deslocamento do tubo. O deslocamento foi considerado a partir do passo de carga 4 (cargas de tração e pressão já aplicadas), pois as cargas de tração e pressão não são cíclicas. O comportamento do deslocamento não é monotônico, e conforme a pressão interna aumenta, a variação do deslocamento diminui entre os modelos de um mesmo Grupo, e o módulo do deslocamento é inversamente proporcional ao deslocamento, evidenciando uma maior influência da pressão interna sobre o deslocamento relativo entre as peças, ver Tabela 22. Tal influência é devido a

um aumento de rigidez do tubo devido à pressurização interna, fazendo com que os deslocamentos fossem menores.

Tabela 19 – Tensão de Mises dos modelos com tração, momento e pressão interna

Smises [MPa]	P0	P15	P30	P45
T1M1	59.30	69.87	89.91	118.38
T2M1	51.58	62.03	85.55	114.82
T3M1	43.80	54.37	81.74	111.90
T4M1	35.74	49.50	78.50	109.51
T5M1	29.43	46.37	75.89	107.72
T6M1	25.25	44.59	74.02	106.49

Tabela 20– Componente S12 dos modelos com tração, momento e pressão interna

S12 [MPa]	P0	P15	P30	P45
T1M1	-6.46	-6.72	-8.66	-11.90
T2M1	-5.83	-6.11	-8.04	-10.80
T3M1	-5.82	-6.04	-8.15	-11.05
T4M1	-5.66	-5.93	-8.27	-11.30
T5M1	-5.91	-5.84	-8.37	-11.55
T6M1	-6.28	-5.97	-8.46	-11.77

Tabela 21– Componente S11 dos modelos com tração, momento e pressão interna

S11 [MPa]	P0	P15	P30	P45
T1M1	-63.81	-67.95	-88.43	-119.64
T2M1	-62.01	-65.11	-86.60	-118.02
T3M1	-59.24	-61.85	-84.87	-116.82
T4M1	-54.90	-57.32	-83.15	-115.59
T5M1	-53.91	-54.69	-81.24	-114.37
T6M1	-55.37	-53.79	-79.32	-112.93

Tabela 22 – Deslocamento relativo entre tubo e conector dos modelos com tração, momento e pressão interna

Deslocamento [µm]	P0	P15	P30	P45
T1M1	-56.85	-45.15	-40.15	-39.19
T2M1	-57.10	-45.91	-40.36	-39.26
T3M1	-56.80	-41.55	-40.55	-39.02
T4M1	-55.28	-45.15	-40.66	-38.96
T5M1	-49.99	-42.35	-40.48	-38.94
T6M1	-50.38	-38.98	-38.45	-39.01

O efeito da pressão interna se traduz em um aumento da Tensão de Mises, Componentes de tensão S12 e S11 em módulo, e uma diminuição do deslocamento relativo. A Tabela 23 lista os diferentes valores para o carregamento combinado de tração e momento T1M1 (13kN de tração e 2,1 kN.m de momento) com e sem pressão interna de 45 MPa.

Tabela 23– Variação dos parâmetros primários sob pressão interna

	T1M1P0		T1M1P45		Variação
	Tensão [MPa]	Desloc. [μm]	Tensão [MPa]	Desloc. [μm]	
Smises	59.3	-	118.38	-	100%
S12	-6.46	-	-11.9	-	84%
S11	-63.81	-	-119.64	-	87%
Desloc. rel. [μm]	-	-56.85	-	-39.19	-31%

É possível observar que todos os parâmetros apresentam alta sensibilidade em relação ao efeito da pressão interna.

5.2.1. Grupo M1P15

O Grupo M1P15 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 69,87 MPa e 44,59 MPa. A componente S12 variou entre -6,72 MPa e -5,84 MPa e a componente S11 entre -67,95 MPa e -53,79. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo M1P15 podem ser vistos nas Figuras 105 a 107.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -57,66 μm e -51,03 μm. As Figuras 108 e 109 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

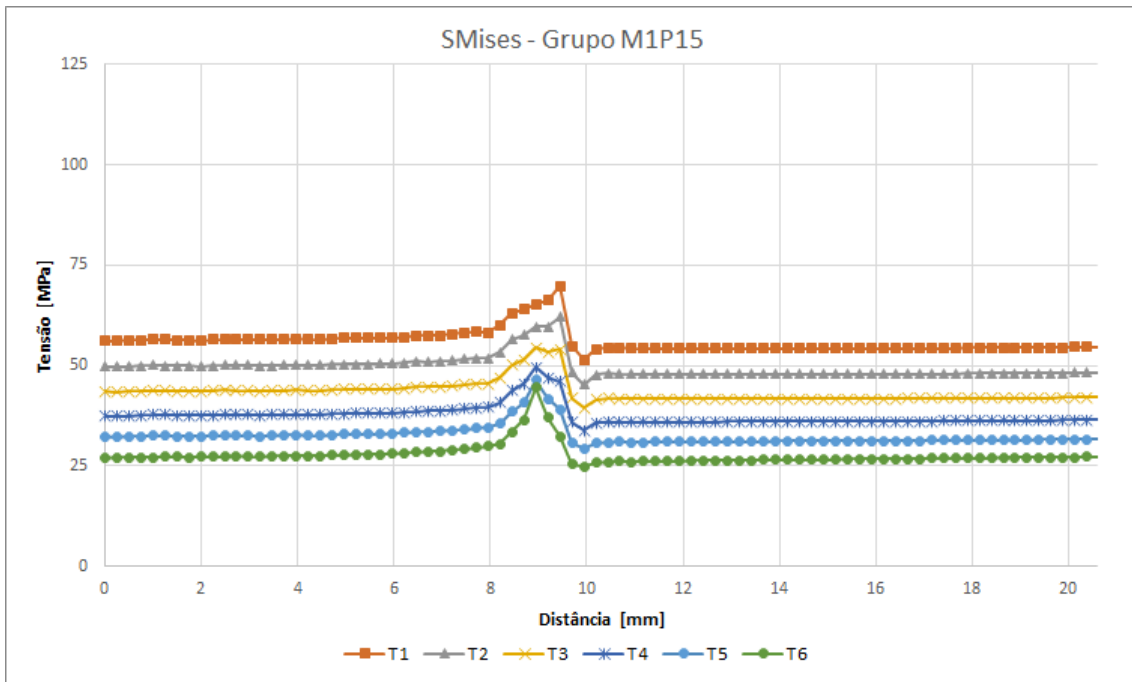


Figura 105 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P15



Figura 106 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P15

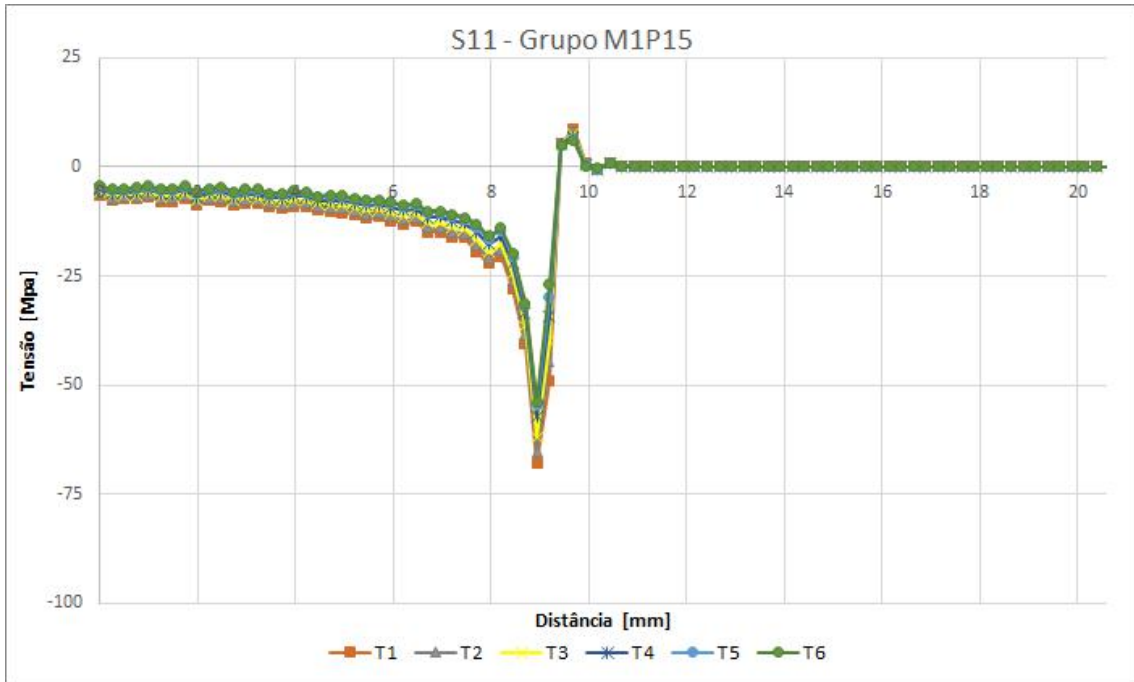


Figura 107 – Componente S11 para os modelos do Grupo TM1P15

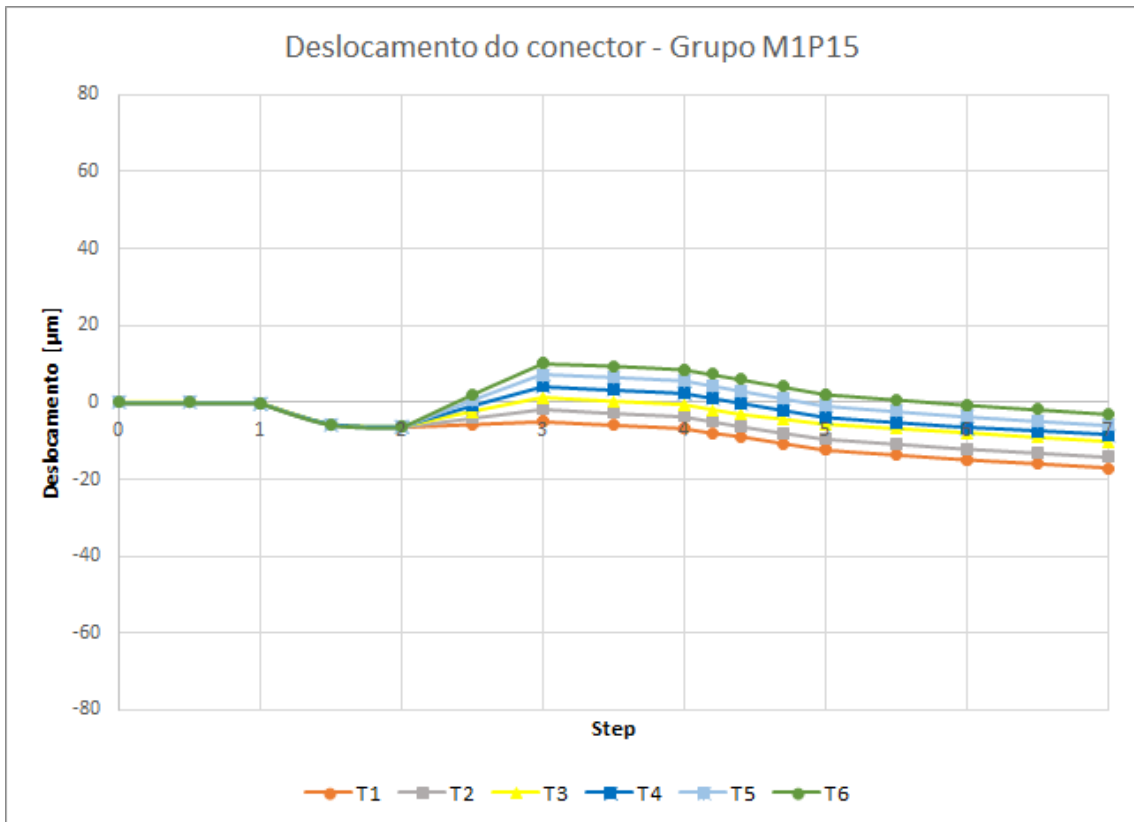


Figura 108 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P15

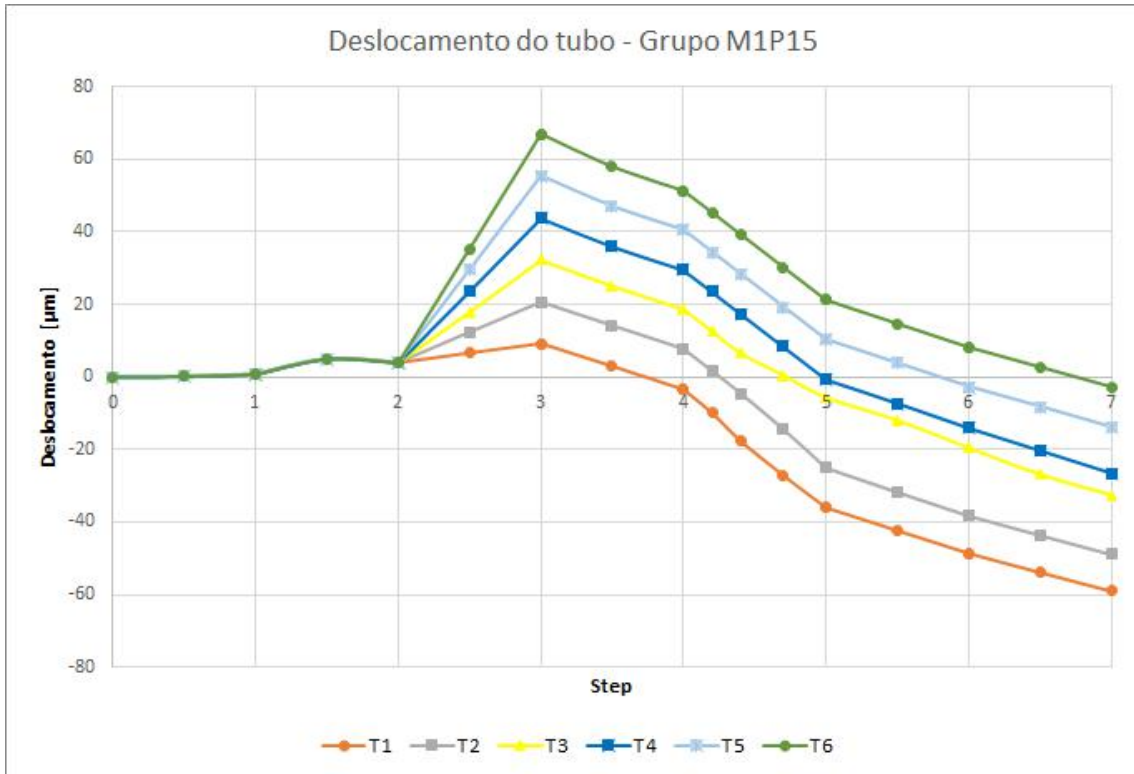


Figura 109 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P15

5.2.2. Grupo M1P30

O Grupo M1P30 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 89,91 MPa e 74,02 MPa. A componente S12 variou entre -8,66 MPa e -8,04 MPa e a componente S11 entre -88,43 MPa e -79,32. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo M1P30 podem ser vistos nas Figuras 110 a 112.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -51,65 μm e -63,50 μm . As Figuras 113 e 114 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

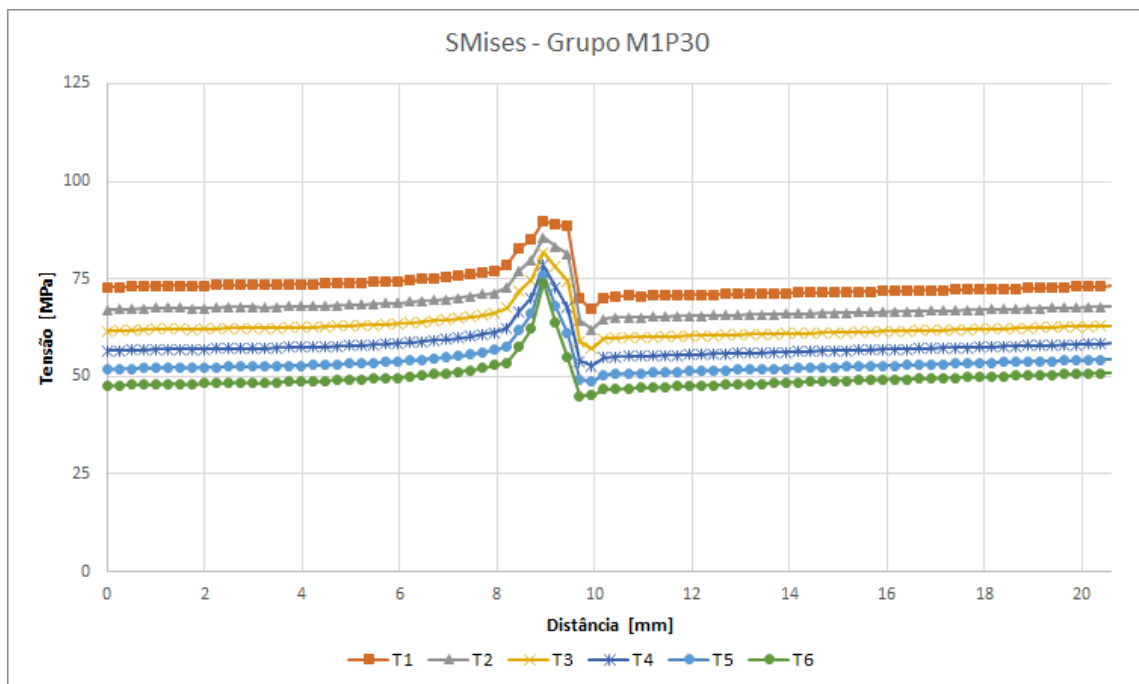


Figura 110 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P30

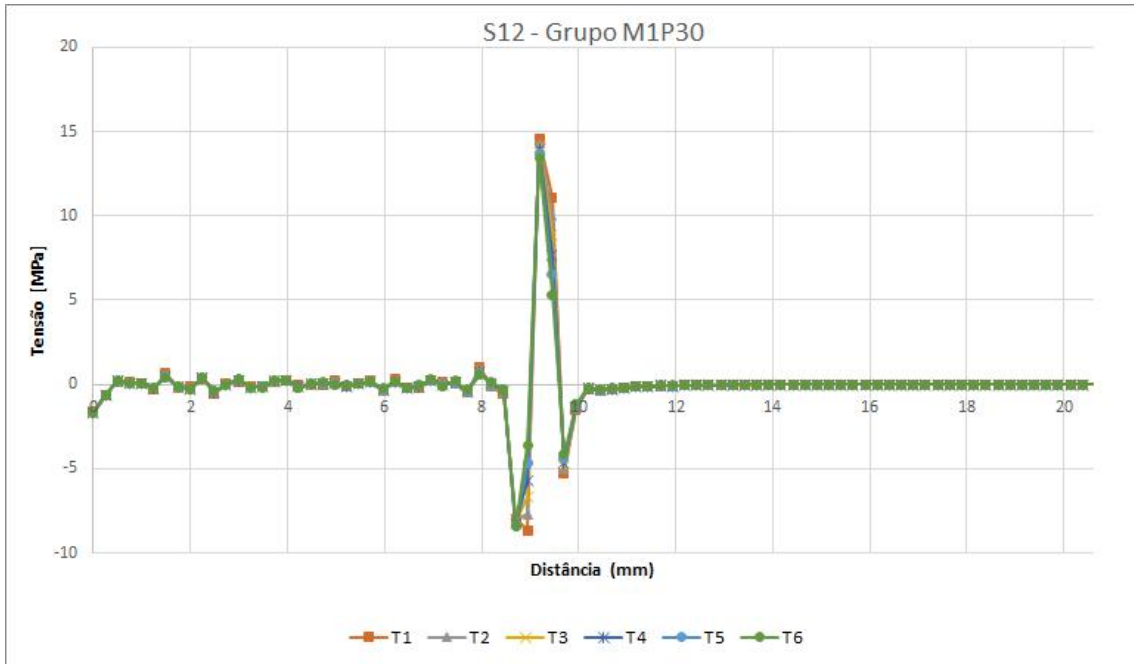


Figura 111 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P30

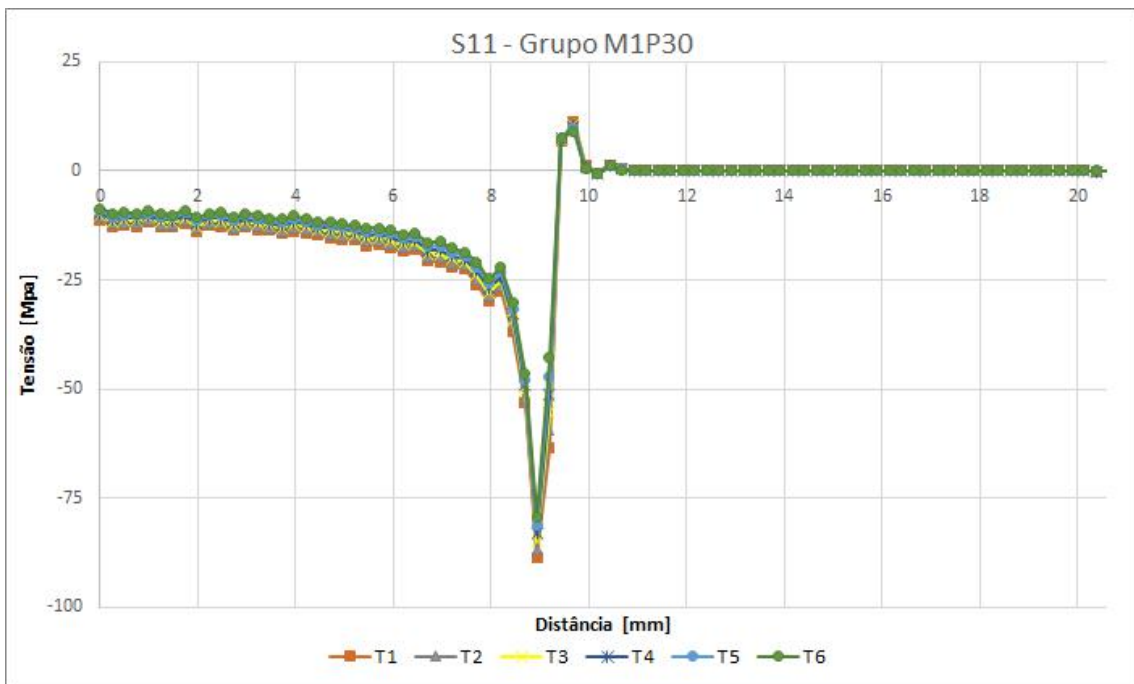


Figura 112 – Componente S11 para os modelos do Grupo M1P30

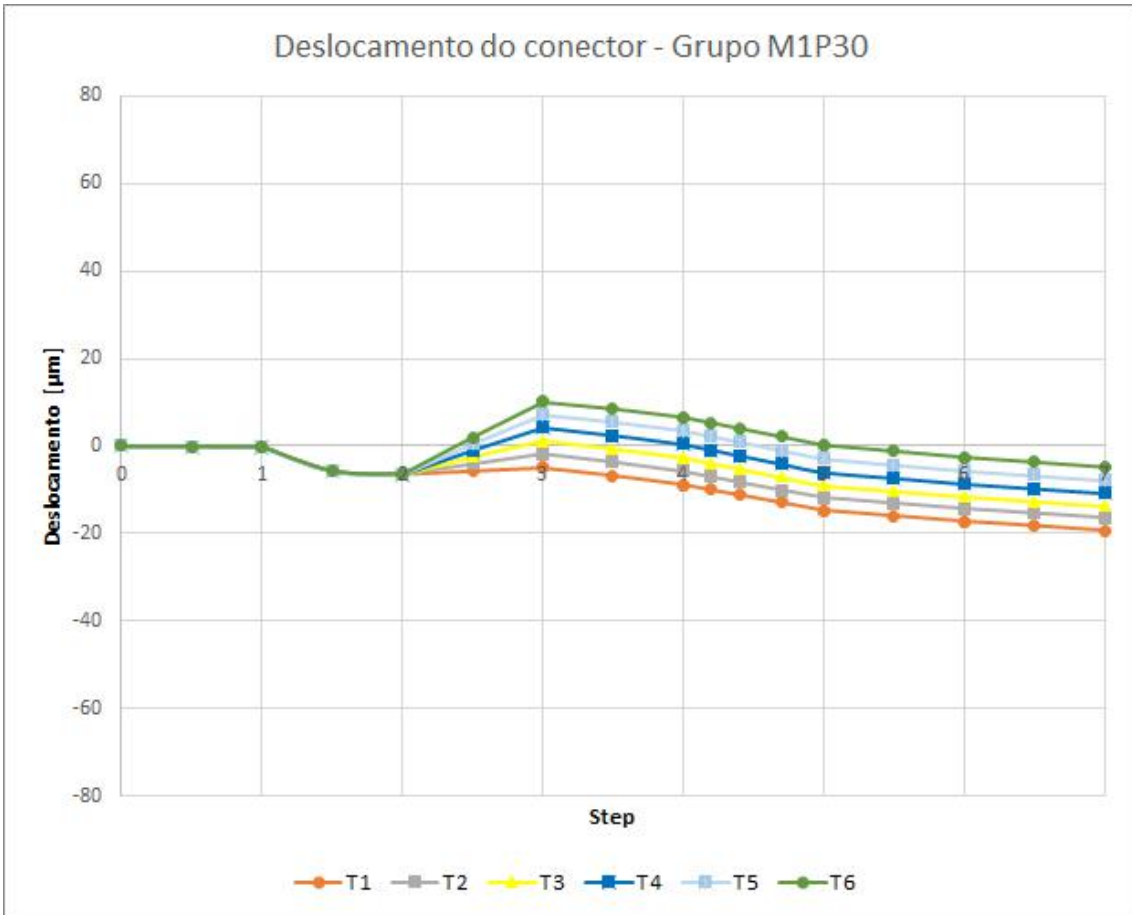


Figura 113 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P30

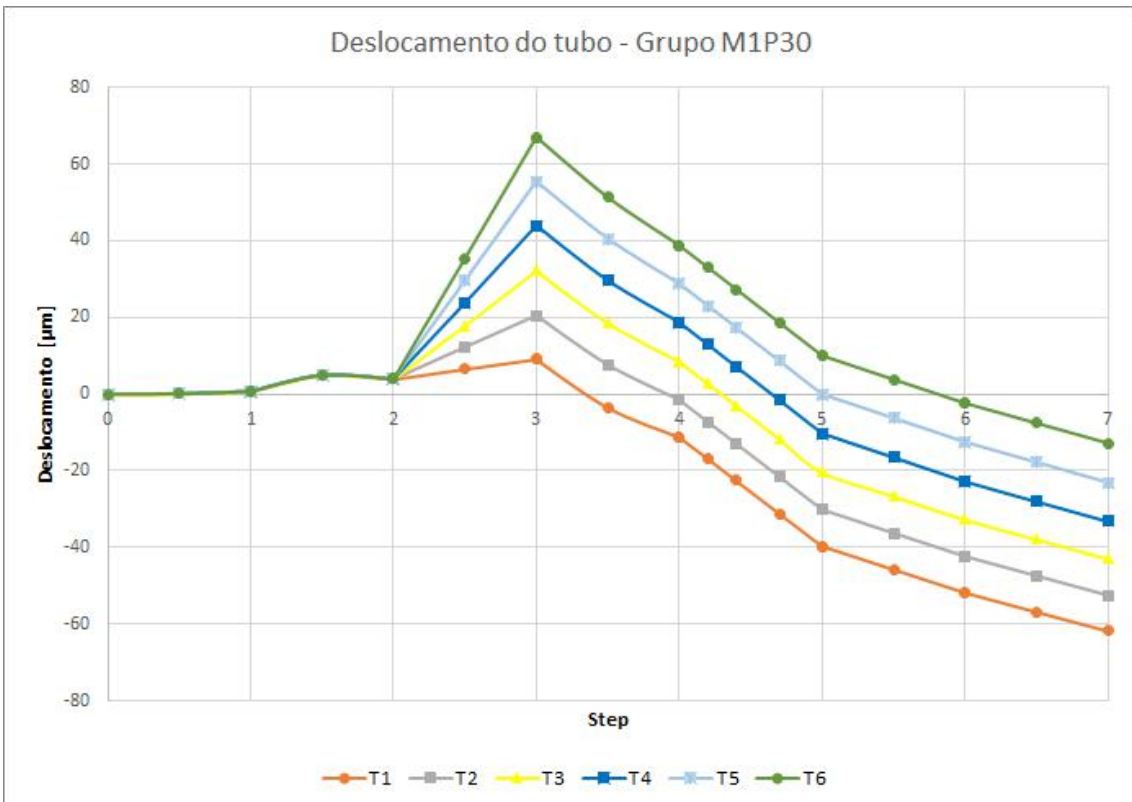


Figura 114 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P30

5.2.3. Grupo M1P45

O Grupo M1P45 apresentou resultados para tensão de Mises variando entre 118,38 MPa e 106,49 MPa. A componente S12 variou entre -11,90 MPa e -10,80 MPa e a componente S11 entre -119,64 MPa e -112,93. Os comportamentos dos diferentes modelos do Grupo M1P45 podem ser vistos nas Figuras 115 a 117.

Os deslocamentos relativos entre o conector de aço e o tubo de alumínio na região de interesse se encontram entre -53,79 μm e -69,20 μm . As Figuras 118 e 119 mostram o deslocamento do conector e do tubo, respectivamente, em função dos passos de carga do modelo.

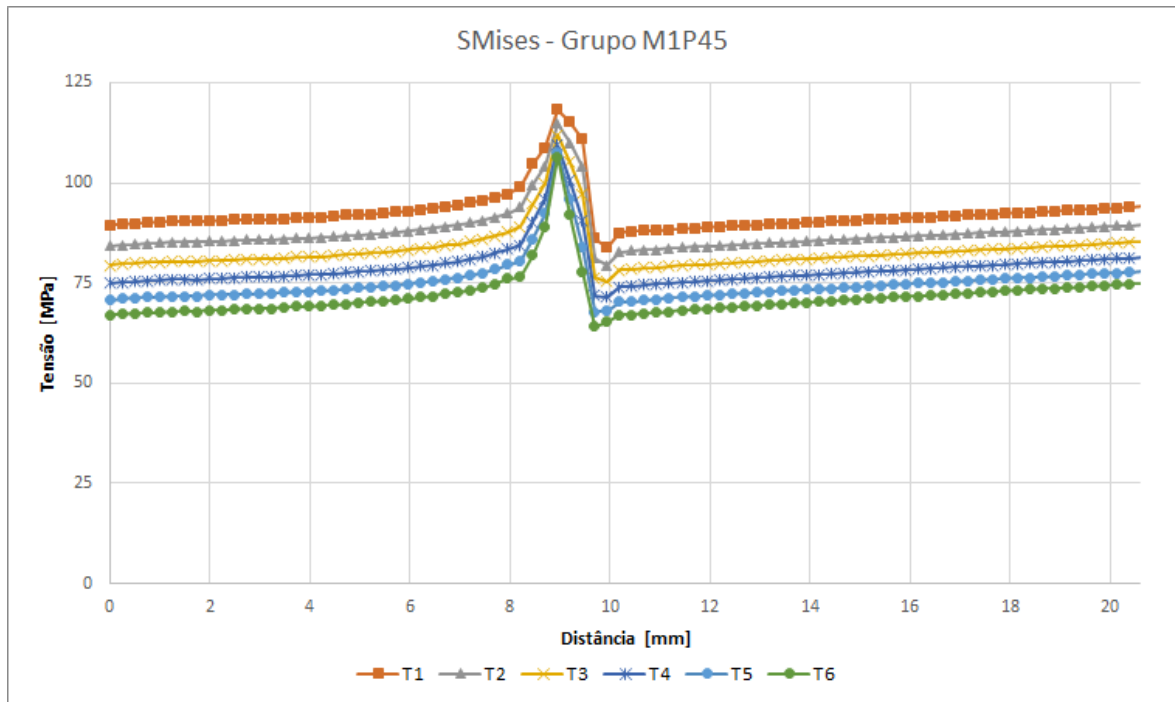


Figura 115 – Tensão de Mises para os modelos do Grupo M1P45

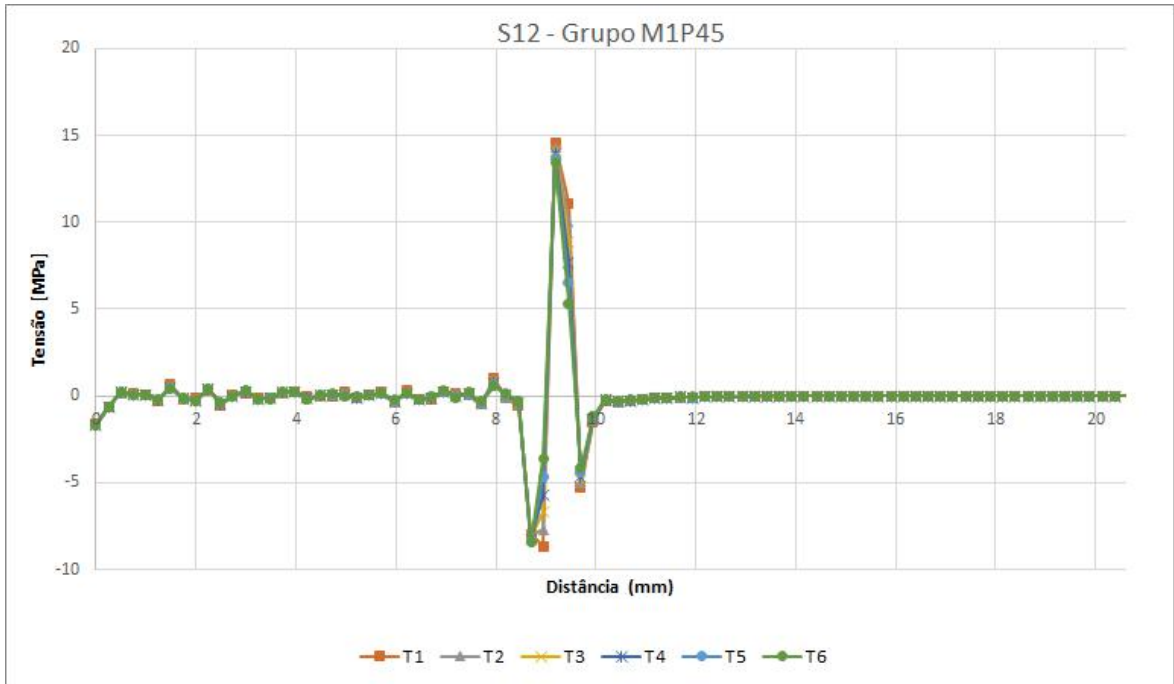


Figura 116 – Componente S12 para os modelos do Grupo M1P45

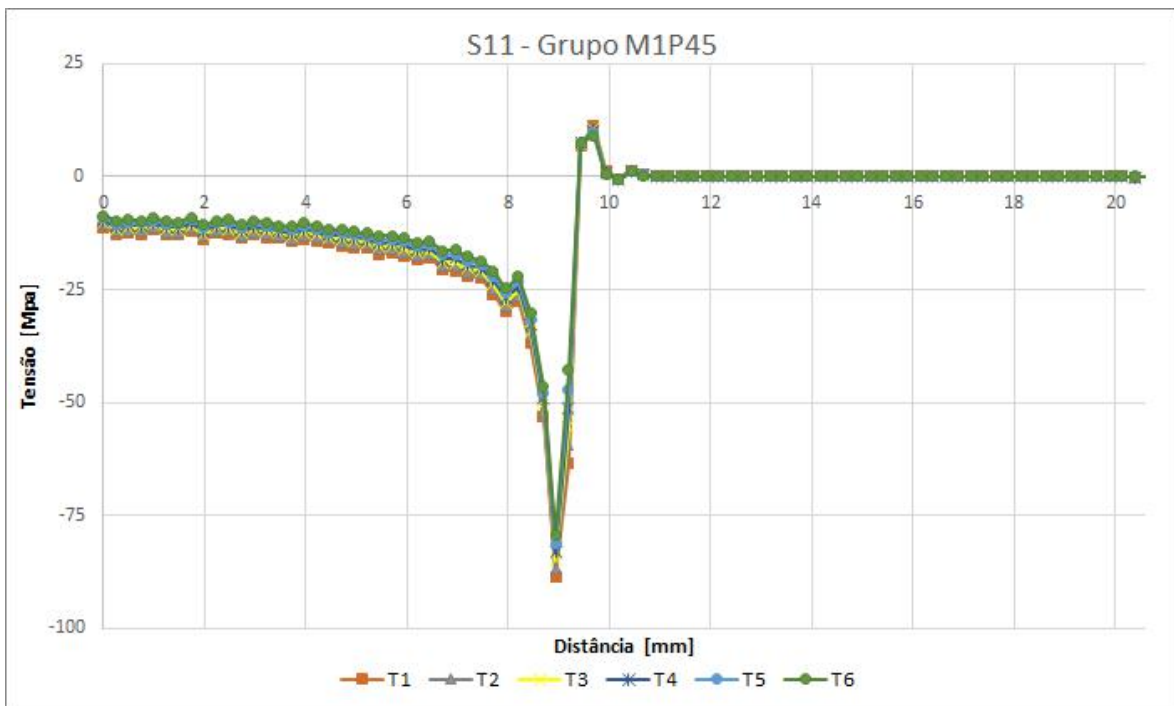


Figura 117 – Componente S11 para os modelos do Grupo M1P45

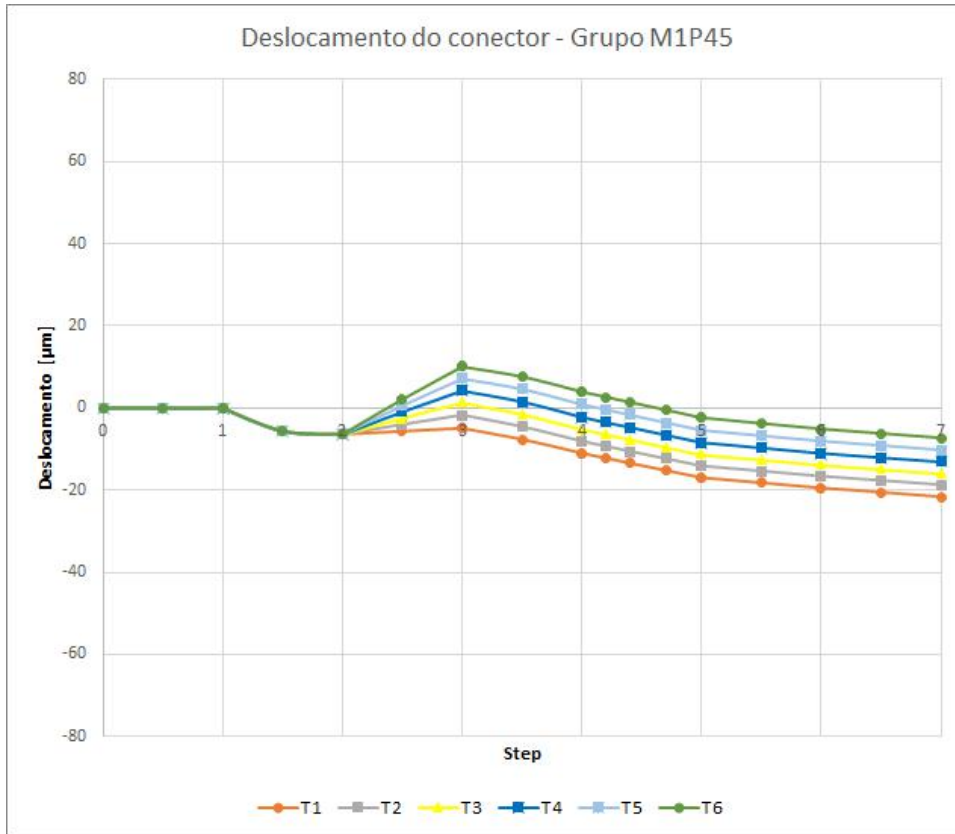


Figura 118 – Deslocamento axial da extremidade do conector do Grupo M1P45

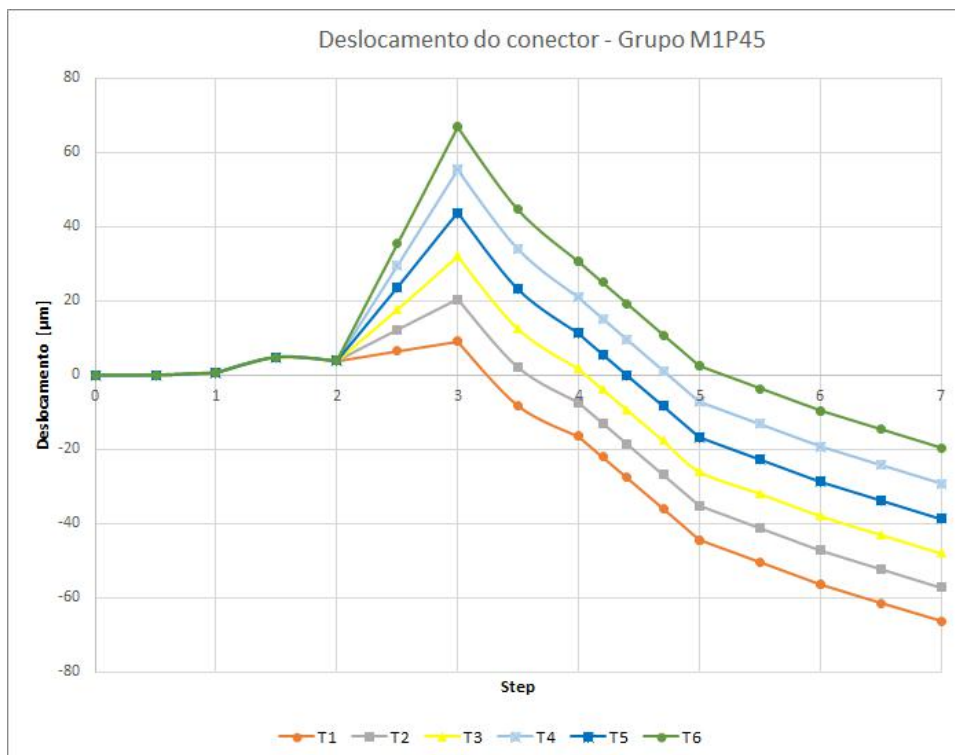


Figura 119 – Deslocamento axial da região do tubo em contato com a extremidade do conector do Grupo M1P45

5.3. Correlação numérico-experimental

Foram utilizados modelos do Grupo 1 e do Grupo 2 para a correlação numérico-experimental. Ambos modelos funcionam com as mesmas condições de contorno, cargas, interações e restrições. Entretanto foi necessário realizar uma discretização da malha nos modelos do Grupo 2, pois os limites de distorção de elementos e erro de penetração eram superados com a malha gerada com os mesmos *seeds* do modelo do Grupo 1. Os experimentos utilizados nessa seção são parte do trabalho realizado por Souza da Silva [58] em sua dissertação de mestrado no Laboratório de Tecnologia Submarina, COPPE/RJ.

A figura 120 exibe as geometrias dos Grupos 1 e 2. O tubo de alumínio do Grupo 1 é mais espesso, e com uma conicidade menor. A geometria do Grupo 1 possui espessura na região do conector de 21 mm, enquanto o tubo do Grupo 2 possui 16 mm. As conicidades dos tubos dos Grupos 1 e 2 são $1,74^\circ/\text{m}$ e $1,08^\circ/\text{m}$, respectivamente. Em ambos os casos foram modelados 1340 mm de tubo.

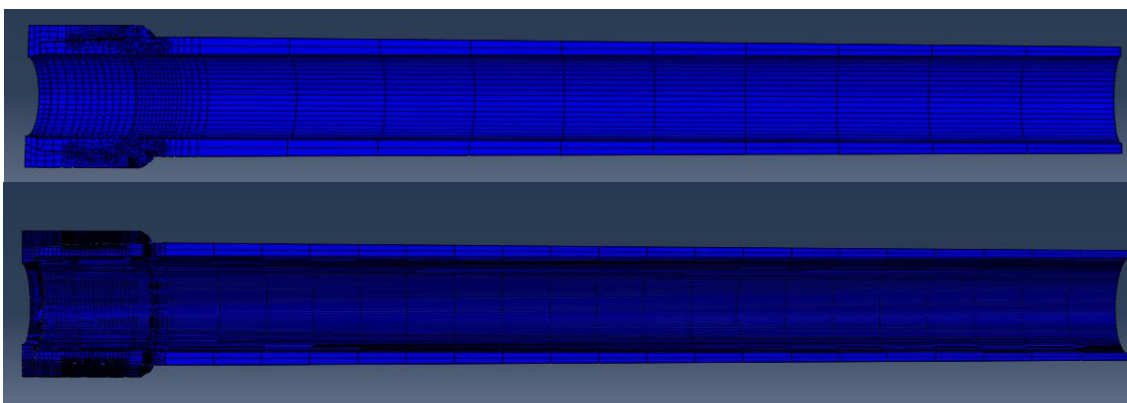


Figura 120 – Geometrias do Grupo 1(acima) e do Grupo 2

As Figuras 121 e 122 mostram a região da rosca dos conectores dos modelos dos Grupos 1 e 2. A malha do Grupo 2 precisou ser intensamente reformulada e refinada para que os critérios de convergência fossem atingidos. O refino da malha foi feito na região dos dentes do conector e do tubo, a região de interesse permaneceu com as partições e malha definidos pela análise de sensibilidade de malha de elementos finitos descritas na Seção 4.5.

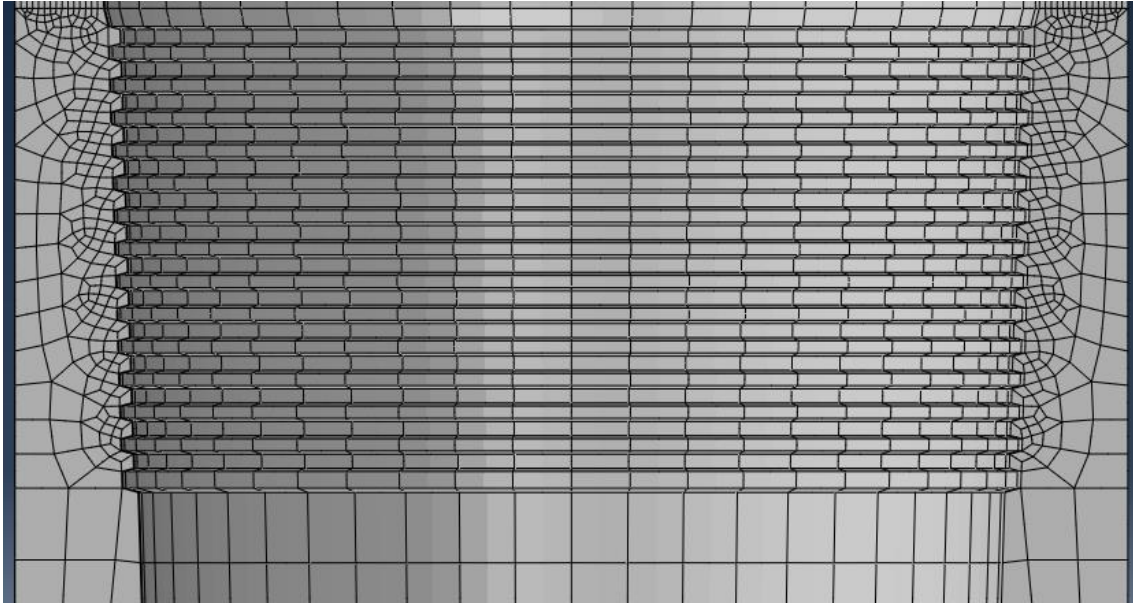


Figura 121 – Região da rosca do conector dos modelos do Grupo 1

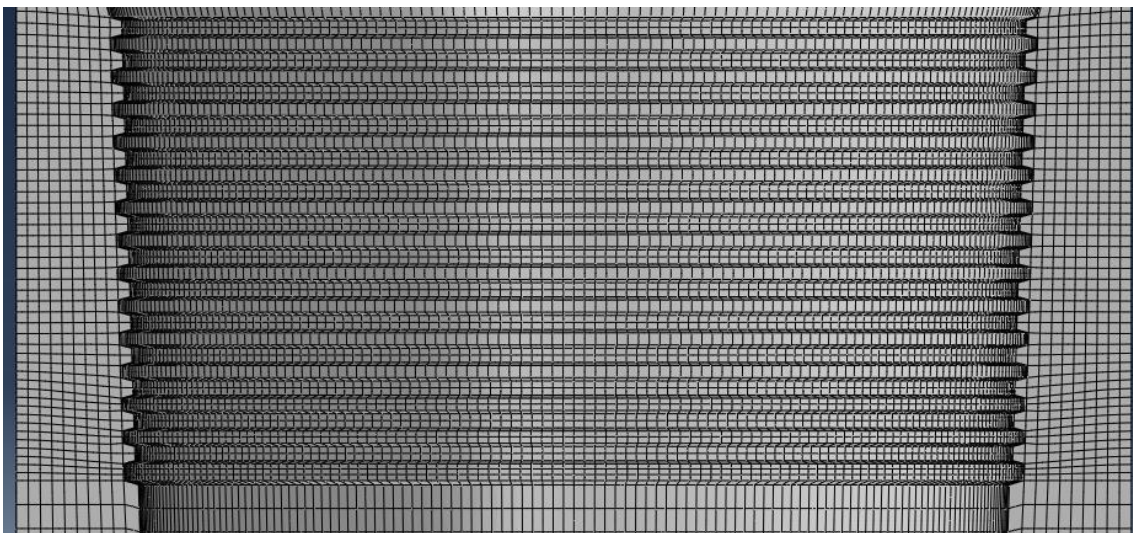


Figura 122 – Região da rosca do conector dos modelos do Grupo 2

As Figuras 123 e 124 mostram a região da rosca dos tubos dos modelos dos Grupos 1 e 2. A malha do tubo dos modelos do Grupo 2 também precisou ser intensamente refinada para que os critérios de convergência fossem atingidos.

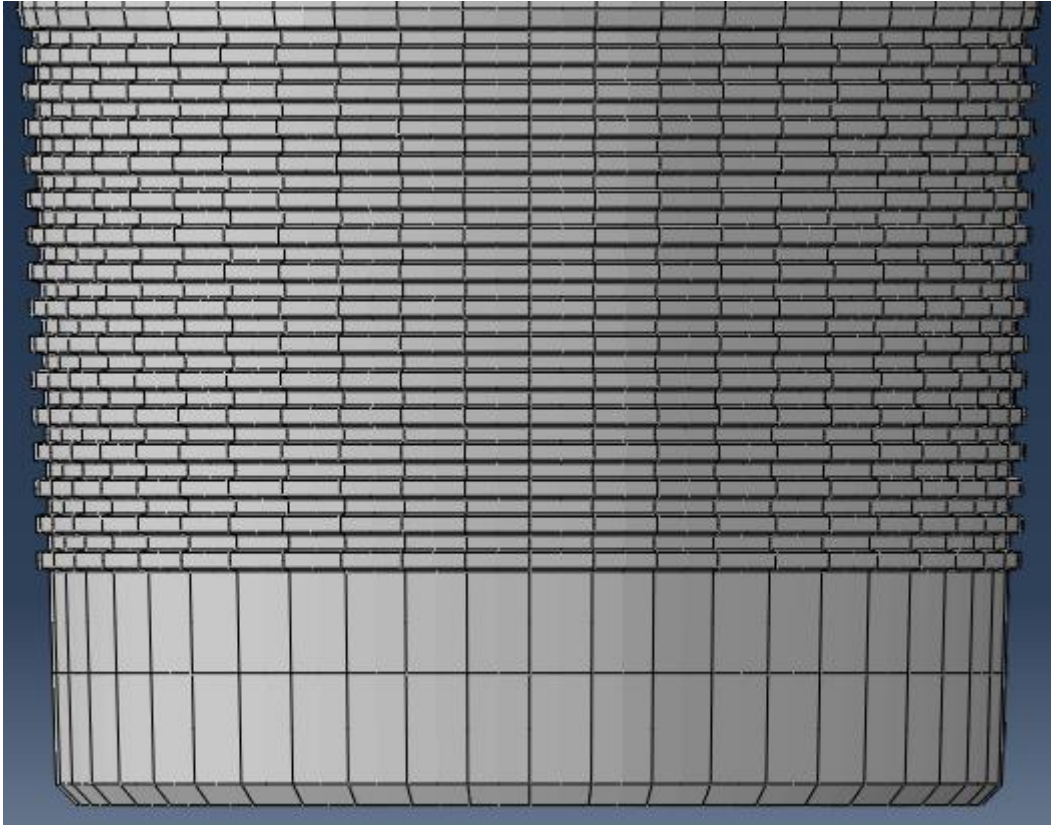


Figura 123 – Região da rosca do tubo dos modelos do Grupo 1

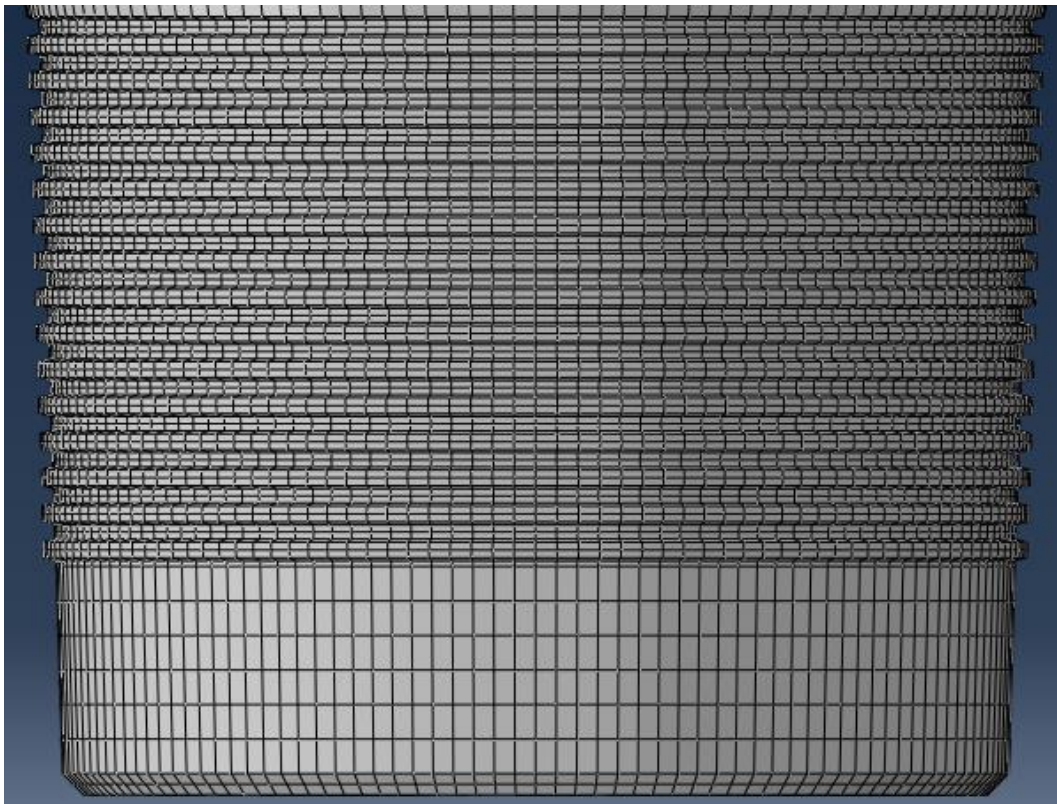


Figura 124 – Região da rosca do tubo dos modelos do Grupo 2

As Figuras 125 e 126 ilustram a deformação do primeiro dente da rosca dos tubos dos modelos do Grupo 1 e 2 (ao final do passo de carga de tração). O dente da geometria do Grupo 2 apresenta uma deformação maior que o dente do tubo do Grupo 1.

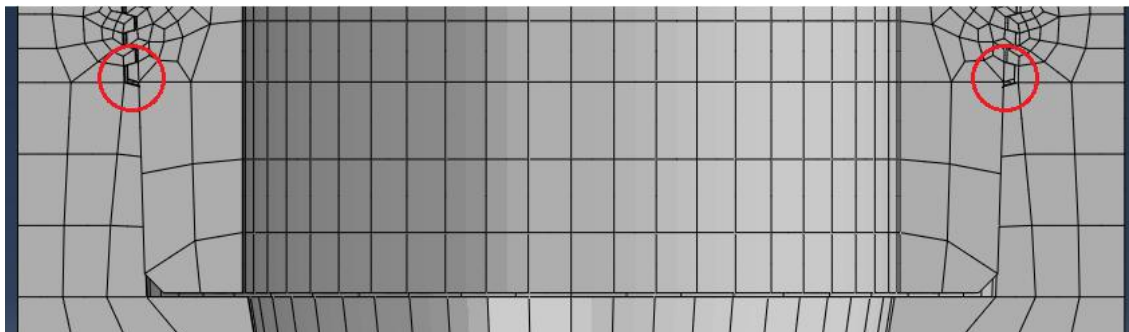


Figura 125 – Deformação em escala real do primeiro dente da conexão rosca do Grupo 1

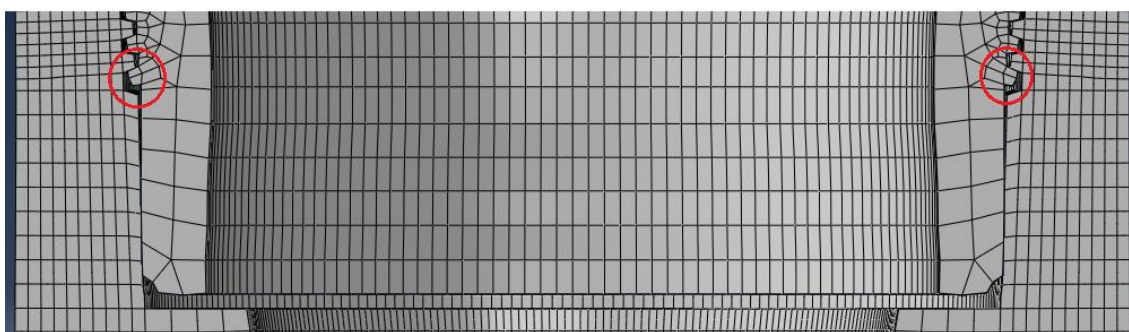


Figura 126 – Deformação em escala real do primeiro dente da conexão rosca do Grupo 2

A região instrumentada dos tubos de alumínio dos testes experimentais era 10 milímetros acima do final do conector de aço. Foram gerados modelos numéricos que tinham a 10 milímetros do final do conector parâmetros de tensão média (extraído ao final do passo de carga de tração, pois a carga axial não era cíclica) e de tensão alternada (final do passo de carga de carga transversal, pois a flexão era cíclica devido a rotação da amostra) iguais aos valores reportados nos experimentos [58]. A Tabela 24 lista os valores experimentais que foram reproduzidos com os modelos numéricos.

Tabela 24 – Tensões da região instrumentada dos experimentos

Geometria	Tensões medidas na região instrumentada		Nº de ciclos até a falha
	Tensão média [MPa]	Tensão alternada [MPa]	
Grupo 1 - CP2	28	104	50027
Grupo 2 - CP4	31	103	46855
Grupo 2 - CP2	34	53	Run-out
Grupo 2 - CP5	39	52	Run-out

As Figuras 127 e 128 mostram a posição dos pontos dos experimentos em que ocorreram falhas precoces em relação as Curva SN levantada por Silva [58] para os Grupos 1 e 2. O material do Grupo 1 (Figura 127) é a liga D16T, enquanto para o Grupo 2 é a liga 1953T1. Ver Tabela 2 para detalhes das ligas. No caso da Figura 127, o carregamento do CP2 do Grupo 1 na região de interesse era de 108 MPa de tensão de Mises, o que representa 33,23% da tensão de escoamento. Para a Figura 128, o CP4 do Grupo 2 tinha tensão de Mises na região de interesse de 117,52 MPa, o equivalente a 24,48% da tensão de escoamento.

O critério utilizado foi Sines, por ser recomendado para aplicações de fadiga de alto ciclo de metais, com tensões majoritariamente elásticas.

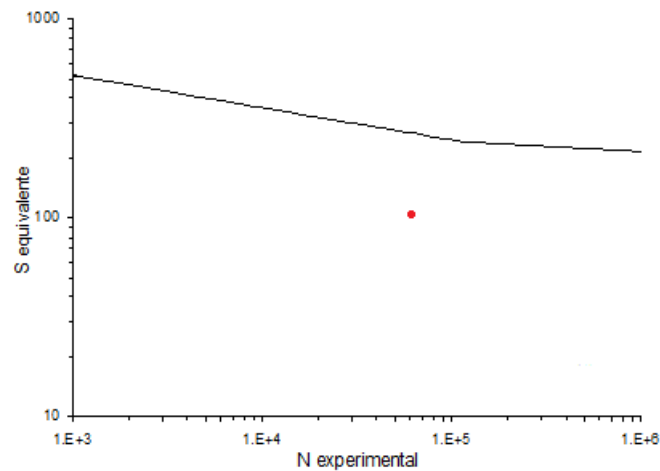


Figura 127 – Falha precoce do Grupo 1 – CP2

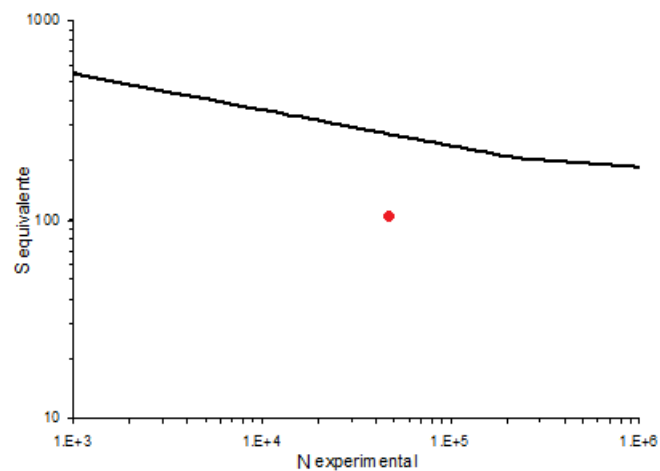


Figura 128 – Falha precoce do Grupo 2 – CP4

Na tabela 25 encontram-se os parâmetros importantes para a fadiga por *fretting*, extraídos dos modelos numéricos de correlação numérico-experimental.

Tabela 25 – Parâmetros extraídos dos modelos de correlação numérico-experimental na região de interesse

Geometria	Região de interesse - Modelo numérico				Experimento
	Mises [MPa]	S12 [MPa]	S11 [MPa]	Deslocamento relativo [μm]	Nº de ciclos até a falha
Grupo 1 - CP2	108.07	-26.17	-109.76	98.25	50027
Grupo 2 - CP4	117.52	-28.46	-119.36	124.12	46855
Grupo 2 - CP2	60.47	-14.64	-61.42	63.86	Run-out
Grupo 2 - CP5	59.33	-14.37	-60.26	62.65	Run-out

Os valores listados acima são da região de interesse (ver Figura 129), o contato entre o tubo de alumínio e o conector de aço, do lado em que a flexão força a interferência entre as peças.

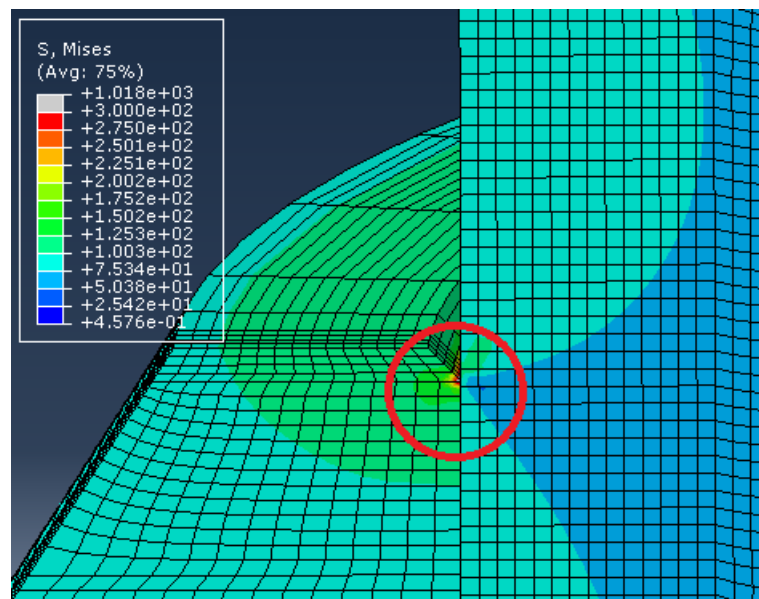


Figura 129 – Região de interesse para extração dos parâmetros de fadiga por *fretting*

É possível perceber uma diferença significativa no deslocamento relativo entre as peças e na tensão de Mises dos casos em que houve run-out dos casos em que houve falha precoce. A semelhança entre os parâmetros envolvidos nas falhas precoces das amostras do grupo 1 e 2, mesmo com geometrias distintas leva a conclusão que para um deslocamento relativo de aproximadamente $110\mu\text{m}$, e tensão equivalente de Mises de 100MPa e 120MPa, o fenômeno da fadiga por *fretting* se manifesta. O deslocamento causado pelos carregamentos das amostras CP2 e CP5

do grupo 2 não foi capaz de gerar juntamente com as cargas de força normal e tangencial uma ativação do processo de dano por *fretting*.

A visualização dos resultados com o auxílio de um gráfico de deslocamento relativo em função da tensão equivalente de Mises possibilita determinar domínios de ocorrência ou de zonas livres de fadiga por *fretting*. A Figura 130 exibe os pontos dos resultados das análises paramétricas dos modelos sem e com pressão interna e dos pontos dos modelos de correlação numérico-experimental. Os pontos pretos na região central do gráfico representam os modelos dos Testes executados com falha precoce (ver Tabela 25). Os pontos pretos no canto superior esquerdo do gráfico representam os modelos dos Testes executados com run-out (ver Tabela 25).

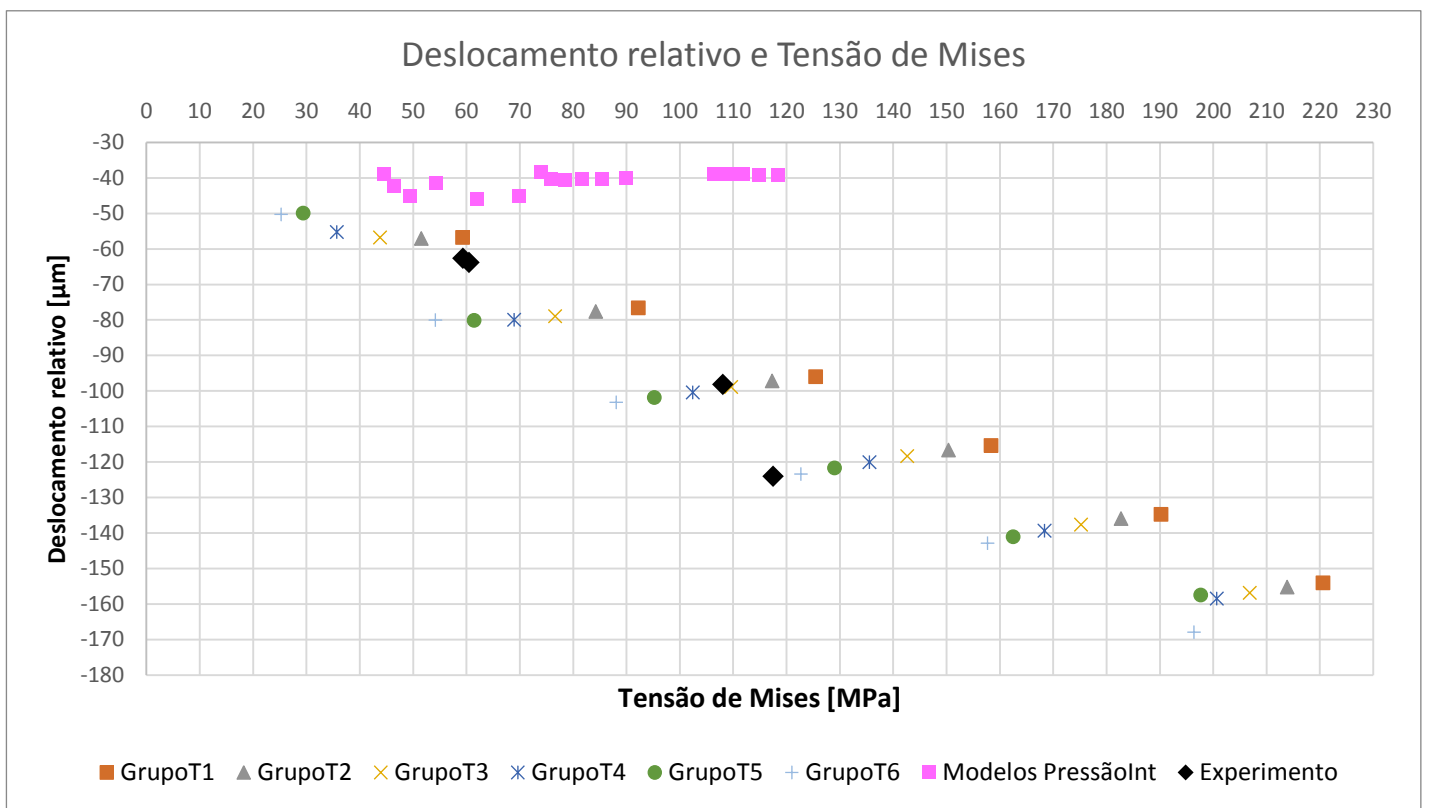


Figura 130 – Deslocamento relativo e tensão equivalente de Mises extraídos dos modelos numéricos

Ao delimitarmos as áreas em que foi observado falhas experimentais, podemos observar as zonas com risco de ocorrência de fadiga por *fretting*. A Figura 131 mostra os limites de deslocamento relativo e tensão equivalente de Mises em que ocorreram as falhas precoces. As faixas demarcadas na Figura 131 englobam os trechos de tensão de Mises entre 108,07 MPa e 117,52 Mpa, e deslocamento relativo entre -98,25 μm e -114,12 μm .

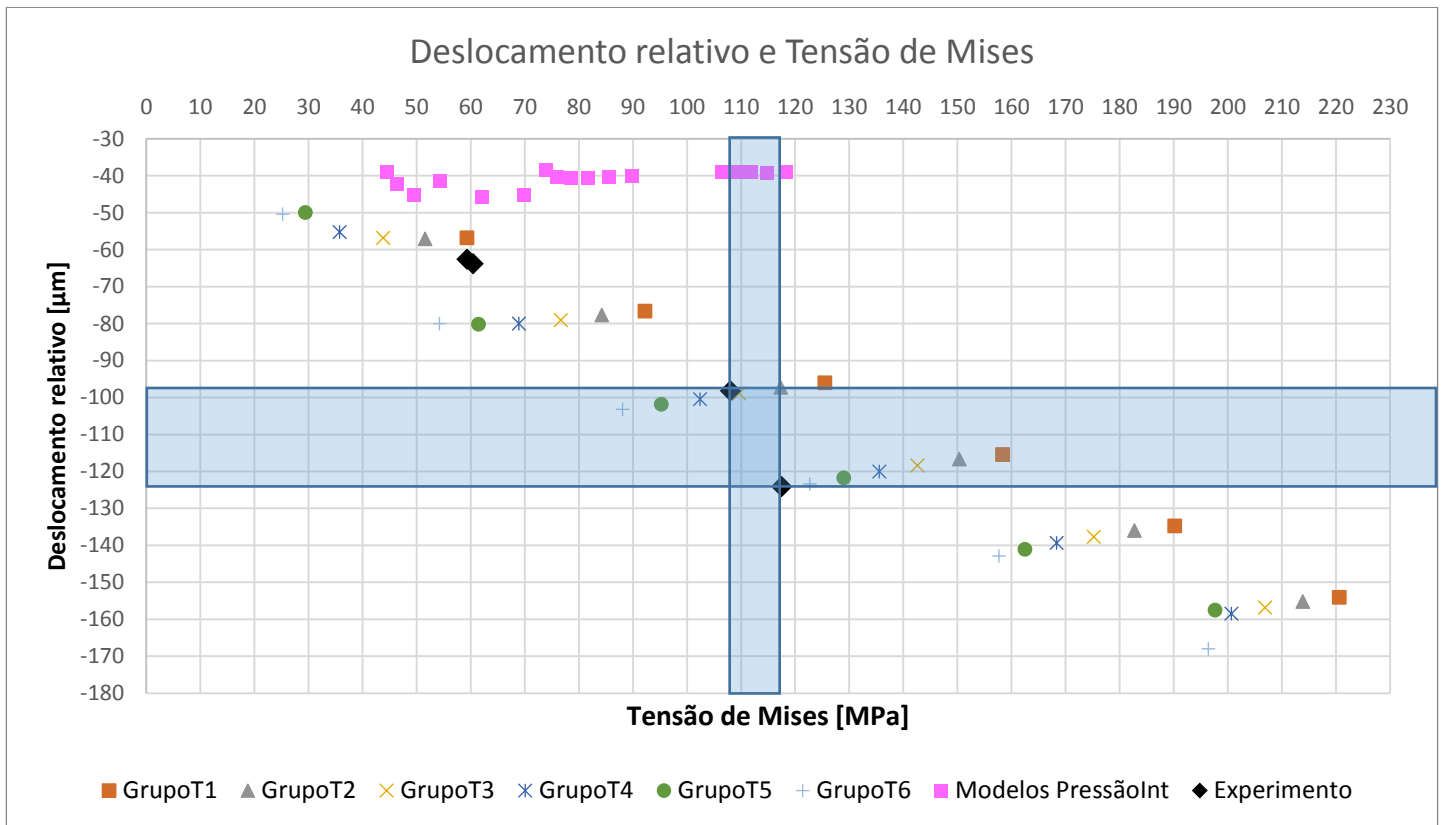


Figura 131 – Limites das falhas precoces e os valores extraídos das simulações

A fadiga por *fretting* ocorre devido a combinação de diferentes fatores, entre fatores primários e secundários. Dois dos fatores primários mais importantes estão representados nas Figuras 130, 131 e 132. Baseado nos pontos experimentais obtidos – apenas 4 – as diferentes zonas podem ser determinadas. Na Figura 132, a zona verde representa a zona livre de fadiga por *fretting* com comprovação experimental se estendendo de -30,00 μm a -63,68 μm , e de 0 MPa a 60,87 Mpa. A zona vermelha evidencia a zona em que a fadiga por *fretting* se manifesta, e compreende a região do gráfico de -98,25 μm a -114,12 μm e de 108,07 MPa a 230 MPa.

A zona vermelha foi obtida ao levar em consideração que para um mesmo regime de deslocamento, uma maior tensão equivalente de Mises gerará um dano de fadiga maior, enquanto uma redução da tensão equivalente de Mises poderia não engatilhar o fenômeno. Assume-se também que um deslocamento maior ou menor do que encontrado nos modelos de correlação numérico-experimental poderia gerar uma mudança no regime de deslocamento, portanto a faixa de deslocamento relativo demarcada se localiza entre os dois pontos obtidos a partir dos experimentos com falha precoce.

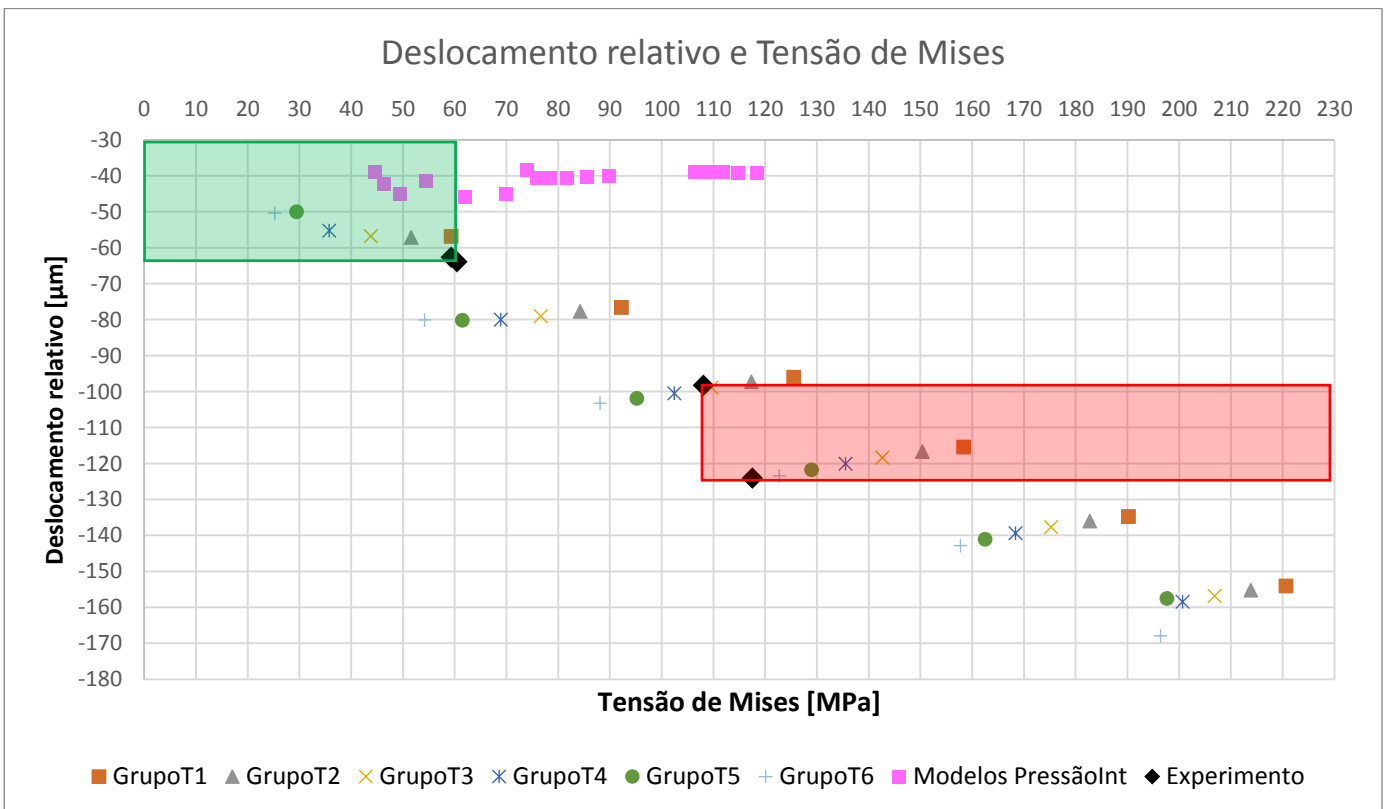


Figura 132 – Domínios de ocorrência ou não ocorrência de fadiga por *fretting*

6. Conclusões

As análises paramétricas forneceram um maior entendimento sobre a sensibilidade de cada parâmetro envolvido no processo de fadiga por *fretting*, um mapa de *fretting* conseguiu ser elaborado em função da tração, momento e pressão interna. Os resultados numéricos apresentaram coerência física, foi demonstrado que o maior deslocamento não ocorre com a maior combinação de carregamento de momento e tração devido a influência da pressão interna. O aumento de rigidez causado pela pressurização gera um decréscimo no deslocamento relativo entre o conector e o tubo, de forma a ser factível uma mudança de regime para um mesmo carregamento de tração e momento para diferentes valores de pressão interna.

As falhas precoces foram estudadas e foi possível identificar diferenças significativas no deslocamento relativo entre as peças de forma a influenciar a fase de nucleação de trincas e gerar uma falha precoce. Os valores dos parâmetros importantes para a fadiga por *fretting* foram semelhantes mesmo para geometrias diferentes, o que leva a concluir que o comportamento mecânico-tribológico para a combinação de material e geometrias estudados não estão sujeitos a fadiga por *fretting*, tendo suas falhas precoces justificadas. Os experimentos que sofreram run-out apresentam deslocamento, componentes S11, S12 e tensão equivalente de Mises significativamente menores que os casos em que falhas precoces foram observadas. A visualização gráfica dos resultados apresentada com o esboço das zonas livre ou de ocorrência da fadiga por *fretting* pode servir como guia para futuras análises ou testes experimentais. Apesar dos poucos pontos experimentais utilizados (apenas pontos com run-out ou falhas precoces foram listados), duas condições distintas são claramente observadas. As falhas precoces ocorreram a uma tensão de Mises relativamente baixa, 33% da tensão de escoamento para o Grupo 1 e 24% da tensão de escoamento para o Grupo 2. Foram registradas falhas com 50027 ciclos e 46855 ciclos para os Grupos 1 e 2 respectivamente, enquanto o esperado de acordo com a curva SN dos materiais levantadas seriam dois run-outs. Tal discrepância entre os resultados esperados e obtidos pode ser explicada pela influência da fadiga por *fretting*.

Alguns pontos do estudo precisaram ser simplificados, de forma que os resultados ou aplicabilidade prática dos resultados precisam ser analisados com cautela. Foram utilizados dois valores para o coeficiente de atrito, um estático e um dinâmico. Trata-se de uma simplificação pois o coeficiente de atrito é dependente da pressão e da temperatura. Dessa forma, praticamente, seria observado uma variação

do coeficiente de atrito em função da frequência ou profundidade do tramo do tubo de perfuração (afeta a temperatura), e do carregamento ambiental e operacional (afetam a pressão de contato). Seis diferentes valores de tração, seis diferentes valores de momentos e três valores de pressão interna foram combinados, de forma a tentar gerar um domínio amplo em que os casos reais estivessem contemplados.

A pressão interna foi aplicada na superfície interna do tubo de alumínio, apesar de ser tecnicamente viável que as deformações causadas pelos carregamentos mecânicos gerem espaços em que a pressão interna atuaria em regiões da conexão roscada, de forma interferir no deslocamento relativo entre as duas peças. As cargas de torção e pressão externa não foram levadas em consideração devido a correlação realizada com os testes experimentais, porém é seguro afirmar que gerariam uma mudança nos parâmetros importantes a fadiga por *fretting*.

Finalmente, mesmo tendo sido feita a correlação numérico-experimental com os valores experimentais e numéricos na mesma posição geométrica, a medição experimental de tensões não consegue capturar o estado de tensão real no tubo, pois as tensões residuais de fabricação não são levadas em consideração. A deformação medida pelos *strain gages* fornece indiretamente a variação de tensão entre o início e o final do teste apenas.

A aplicação prática de medidas preventivas contra a fadiga por *fretting* são de difícil aplicação, pois os tubos de perfuração não são controlados em quanto a sua posição na coluna de perfuração. De tal forma, o histórico de carregamento de cada tramo é mal controlado, fazendo com que o mesmo segmento possa ser utilizado em diferentes regimes de fadiga por *fretting*. Essa variação é operacionalmente importante, pois um rodízio entre os tramos faz com que um mesmo tramo não veja o mesmo regime de carregamento durante toda sua vida útil, regimes com maiores deslocamentos podem gerar desgaste de trincas recém-nucleadas em outras operações.

Como sugestão de trabalhos futuros, destacam-se a determinação assertiva de forma experimental do coeficiente de atrito entre os materiais do conector e do tubo, consideração de todos os carregamentos atuantes pelo modelo de elementos finitos e a extração de condições de contorno realísticas a partir de um modelo global de perfuração, de forma a obter os parâmetros operacionalmente recorrentes.

O coeficiente de atrito é de grande importância para a fadiga por *fretting*, pois impacta diretamente nos valores de força tangencial e de deslocamento relativo. O coeficiente de atrito varia de acordo com a pressão de contato e com a rugosidade das superfícies em contato, que modifica ao longo dos ciclos. Com isso, uma avaliação experimental do coeficiente de atrito faz-se necessário.

Nos modelos numéricos de variação paramétrica elaborados para a dissertação, não foram considerados a pressão externa exercida pela coluna de água ou as cargas de torque causadas pela rotação da coluna de perfuração imposta pela sonda de perfuração. Os parâmetros omitidos causariam uma modificação do campo de tensões na região do contato de forma a fazer com que um carregamento mais realista fique distante dos testes realizados, influenciando na representatividade dos testes e pertinência do estudo.

As cargas de teste, tração e flexão, não foram extraídas de um modelo global de perfuração. Isso pode gerar que os domínios elaborados acabem sendo poucos representativos da realidade operacional dos tubos de perfuração. Portanto, sugere-se a elaboração de modelos globais de perfuração para extração de parâmetros realistas para execução de testes experimentais, modelos numéricos locais e definição de domínios de ocorrência de fadiga por *fretting*.

7. Referências Bibliográficas

- [01] - Fretting fatigue life estimations based on fretting mechanisms - Tribology International – Elsevier - Toshio Hattori, Vu Trung Kien, Minoru Yamashita, 2010
- [02] - C. Santus. Fretting fatigue of aluminum alloy in contact with steel in oil drill pipe connections, modeling to interpret test results. International Journal of Fatigue. 2008
- [03] – ASTM E2789-10 standard guide for fretting fatigue testing
- [04]- Reza Hojjati Talemi - Numerical modelling techniques for fretting fatigue crack initiation and propagation, Gent University, 2011
- [05] –Souza da Silva, Neilon. Avaliação numérico-experimental de modelos analíticos para previsão de fadiga multi-axial de tubos de perfuração de poços de petróleo, COPPE 2009.
- [06] - Hertz, H. (1881). On the contact of elastic solids. J. reine angew.Math, 92(156-171):110.
- [07] - Cattaneo, C. (1938). Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi. Rendiconti dell'Accademia nazionale dei Lincei, 27(6):342-348.
- [08] - Analysis Of Incomplete And Complete Contacts In Sliding And Partial Slip - Saravanan Karuppanan – Oxford – 2007
- [09] - Mindlin and Deresiewica, 1953] Mindlin, R. and Deresiewica, H. (1953). Elasticspheres in contact under varying oblique forces. Journal of applied mechanics, 20.
- [10] – Contact mechanics, K.L. Johnson, 2003 . Cambridge unity press
- [11] - Maouche, N., Maitournam, M., and Dang Van, K.(1997). On a new method of evaluation of the inelastic state due to movingcontacts. Wear, 203:139{147.
- [12] – Mihaela Buciumeanu – Previsão da vida de fadiga com fretting – Universidade de Minho, 2009
- [13] - Hills, D. A. and Nowell, D. (1994). Mechanics of fretting fatigue. Solid mechanics and its applications vol. 30. Kluwer AcademicPublishers.
- [14] - Vingsbo, O. and Soderberg, S. (1988). On frettingmaps. Wear, 126(2):131{147.
- [15] - Fouvry, S., Duo, P., and Perruchaut, P. (2004). A quantitative approach of fretting damage: friction, wear and crack nucleation.Wear, 257(9):916{929.
- [16] - Fouvry, S., Paulin, C., and Liskiewicz, T. (2007). Applicationof an energy wear approach to quantify fretting contact durability:introduction of a wear energy capacity concept. Tribology International,40(10):1428{1440.

- [17] - McColl, I., Ding, J., and Leen, S. (2004). Finite element simulation and experimental validation of fretting wear. *Wear*, 256(11):1114-1127.
- [18] - Szolwinski, M. P., Harish, G., and Farris, T. N. (1997). An experimental study of fretting fatigue crack nucleation in airframe alloys: A lifetime prediction and maintenance perspective. in: First joint DOD/-FAA/NASA conference on aging aircraft, Ogden, Utah, USA.
- [19] - Voisin, J., Vannes, A., Vincent, L., Daviot, J., and Giraud, B. (1995). Analysis of a tube-grid oscillatory contact: methodology for the selection of superficial treatments. *Wear*, 181:826-832.
- [20] - Fouvry, S., Elleuch, K., and Simeon, G. (2002). Prediction of crack nucleation under partial slip fretting conditions. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 37(6):549-564.
- [21] - Lykins, C. D., Mall, S., and Jain, V. K. (2001b). Combined experimental and numerical investigation of fretting fatigue crack initiation. *International journal of fatigue*, 23(8):703-711.
- [22] - M. Buciumeanu, A.S. Miranda, F.S. Silva, Effect of relative displacement and normal contact load on fretting fatigue behaviour of Ti6Al4V alloy, *Ciência e Tecnologia dos Materiais* 20 (2008) 92-98.
- [23] - K. Nakazawa, N. Maruyama, T. Hanawa, Effect of contact pressure on fretting fatigue of austenitic stainless steel, *Tribology International* 36 (2003) 79-85.
- [24] - H. Lee, Effect of dissimilar mating materials and contact force on fretting fatigue behavior of Ti-6Al-4V, *Tribology International* 37 (2004) 35-44.
- [25] - A. Ramalho, I.M. Correia, J.D. Costa, Fretting fatigue of zinc coated low carbon steel EN H320, *Tribology International* 33 (2000) 761-768.
- [26] - S. Fouvry, P. Duó, Ph. Perruchaut, A quantitative approach of Ti-6Al-4V fretting damage: friction, wear and crack nucleation, *Wear* 257 (2004) 916-929.
- [27] - H. Proudhon, S. Fouvry, G.R. Yantio, Determination and prediction of the fretting crack initiation: introduction of the (P, Q, N) representation and definition of a variable process volume, *International Journal of Fatigue* 28 (2006) 707-713.
- [28] - O. Jin, S. Mall, Effects of slip on fretting behavior: experiments and analyses, *Wear* 256 (2004) 671-684.
- [29] - J.F. Matlik, T.N. Farris, F.K. Haake, G.R. Swanson, G.C. Duke, High frequency, high-temperature fretting-fatigue experiments, *Wear* 261 (2006) 1367-1382.
- [30] - B. U Wittkowsky, P. R., Birch, J. Dominguez, S. Surech, "An apparatus for quantitative fretting fatigue testing", Blackwell Science Ltd. *Fatigue Fract Engng Struct* 22 (1999) 307-320.

- [31]- H. Lee, S. Mall, Stress relaxation behaviour of shot-peened Ti-6Al-4v under fretting fatigue at elevated temperature, *Materials Science and Engineering A366* (2004) 412-420.
- [32] - C.B.Elliott, D.W. Hoepfner, The importance of wear and corrosion on the fretting fatigue behavior of two aluminium alloys, *Wear* 236 (1999) 128-133.
- [33] – D. Nowell, D. Dini, Stress gradient effects in fretting fatigue, *Tribology International* 36 (2003) 71–78.
- [34] – R.B. Waterhouse, A. J. Trowsdale, Residual stress and surface roughness in fretting fatigue, *J. Phys. D: Appl. Phys.* 25 (1992) A236- A239.
- [35] – R. Magaziner, O. Jin, S. Mall, Slip regime explanation of observed size effects in fretting, *Wear* 257 (2004) 190-197.
- [36] – K. Iyer, S. Mall, Effects of cyclic frequency and contact pressure on fretting fatigue under two-level block loading, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 23 (2000) 335–346.
- [37] – U. Bryggman, S. Soderberg, Contact conditions and surface degradation mechanisms in low amplitude fretting, *Wear* 125 (1988), 39–52.
- [38] – M.C. Gaspar, A. Ramalho, A. Cavaleiro, Effects of the counterface material on the fretting behavior of sputtered W-Si-N coatings, *Wear* 255 (2003) 276-286.
- [39] – Waterhouse RB. The problems of Fretting Fatigue Testing. WaterhouseMHAaRB, editor.: American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1992, pp. 13-19.
- [40] –Golden, P. J. and Nicholas, T. (2005). The effect of angle on dovetail fretting experiments in ti-6al-4v. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 28(12):1169{1175.
- [41] – Wagle, S. and Kato, H. (2009). Ultrasonic detection of fretting fatigue damage at bolt joints of aluminum alloy plates. *International Journal of Fatigue*, 31(8):1378{1385.
- [42] - Liu, K. K. and Hill, M. R. (2009). The effects of laser peening and shot peening on fretting fatigue in ti-6al-4v coupons. *Tribology International*, 42(9):1250{1262.
- [43] – Switek W. Early stage crack propagation in fretting fatigue. *Mechanics of Materials* 1984;3(3):257-267.
- [44] – Lindley TC. Fretting fatigue in engineering alloys. *International Journal of Fatigue* 1997;19(Suppl 1):39-49.
- [45] – Nishioka K, Hirakawa, K. *Bull JSME* 1972;15:135-144.

- [46] – Nowell D, Araujo JA. The effect of rapidly varying contact stress fieldson fretting fatigue. *International Journal of Fatigue* 2002;24(7):763-775.
- [47] – Ruiz C, Boddington, P.H.B., Chen, K.C. An investigation of fatigue andfretting in a dovetail joint. *Exp Mech* 1984;24:208-217.
- [48] –Hoeppner, D. W. (1981). Environmental e_ects in fretting fatigue. *Fretting Fatigue*, pages 143{158.
- [49] –Edwards, P. (1981). The application of fracture mechanics to predicting fretting fatigue. *Fretting Fatigue*, pages 67{97.
- [50] - Miller KJ. Materials science perspective of metal fatigue resistance. *Materials Science and Technology* 1993;9:453-462.
- [51]- Houghton, Dean (2009) Representative fretting fatigue testing and prediction for splined couplings. PhD thesis, University of Nottingham.
- [52] – Smith KN, Watson, P., Topper, T.H. A stress strain function for the fatigue of metals. *J Mat, JMLSA* 1970;5:767-778.
- [53] – Brown MW, Miller, K.J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. *Proc Instn Mech Engrs* 1973;187:65-73.
- [54] – Fatemi A, Socie D. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out of phase loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*1988;11(3):149–165.
- [55] – Navarro C, Munoz S, Dominguez J. On the use of multiaxial fatigue criteria for fretting fatigue life assessment. *International Journal ofFatigue* 2008;30(1):32-44.
- [56] – Hills DA, Dini D. A new method for the quantification of nucleation of fretting fatigue cracks using asymptotic contact solutions. *Tribology International* 2006;39(10):1114-1122.
- [57] – Mutoh Y, Xu J-Q. Fracture mechanics approach to fretting fatigue and problems to be solved. *Tribology International* 2003;36(2):99-107.
- [58] – Kondo Y, Sakae C, Kubota M, Yanagihara K. Non-propagating crack atgiga-cycle fretting fatigue limit. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, AHen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A*2004;70(8):1066-1071.
- [59] – Applied Industrial Technologies,
<http://web.applied.com/assets/attachments/492ACC9E-E5C2-2D43-0B8CCDA72ACE3361.pdf>, acesso em 29/03/2018
- [60] - J.T. Oden and J.A.C. Martins. Models and computational methods for dynamic friction phenomena, Texas Institute for Computational Mechanics, The University of Texas at Austin, *Computer methods in applied mechanics and engineering* 52 (1985) 527-634 north-holland.

[61] - Silva, N. S , Netto, T. A., Lourenço, M. I., Plácido, J. C. R. A comparative study of multiaxial fatigue criteria for aluminum drill pipe life prediction ISOPE (2009)