



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE
PRÓ-REITORIA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIA E
ENGENHARIA DE MATERIAIS (*P²CEM*)

FELIPE DE FREITAS THOMPSON

ESTUDO DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE UNIÕES
PARAFUSADAS SUBMETIDAS À CARGA AXIAL
CÍCLICA EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO
PARAFUSO

SÃO CRISTÓVÃO, SE - BRASIL
MARÇO DE 2017

ESTUDO DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS SUBMETIDAS À CARGA AXIAL CÍCLICA EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO PARAFUSO

Dissertação submetida ao corpo docente do PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIENCIA E ENGENHARIA DE MATERIAIS da Universidade Federal de Sergipe como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de MESTRE em CIÊNCIA E ENGENHARIA DE MATERIAIS.

Aprovada por:

Prof. Dr. SANDRO GRIZA

Prof. Dr. EDUARDO KIRINUS TENTARDINI

Prof. Dr. ANDRE LUIZ DE MORAES COSTA

SÃO CRISTÓVÃO, SE – BRASIL

MARÇO/2017

**FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SERGIPE**

Sxxxx Thompson, Felipe de Freitas
Estudo de Resistência à Fadiga de Uniões Parafusadas Submetidas à Carga Axial Cíclica em Função do Comprimento do Parafuso / Felipe de Freitas Thompson; orientador Sandro Griza. – São Cristóvão, 2017.

xx f. : il.

Dissertação (Mestrado em Ciência e Engenharia de Materiais) - Universidade Federal de Sergipe, 2015.

1. Engenharia de materiais. 2. Resistência à fadiga. 3. Juntas Parafusadas 4. Rigidez. I. Griza, Sandro, orient. II. Influência do Comprimento do Parafuso no Limite de Resistência à Fadiga

CDU: xxxxxxxxxxxx

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, Professor Doutor Sandro Griza, seus conselhos e análises foram fundamentais, sempre disponível e pronto para ajudar nos problemas encontrados ao longo desta dissertação.

Gostaria de agradecer ao apoio e suporte dos meus familiares e minha namorada, sem os quais a realização dessa dissertação teria sido muito mais árdua.

Ao Complexo Mineró Químico Taquari Vassouras por me permitir a oportunidade de trilhar este desafio, em especial aos Engenheiros Cláudio Luís Soares, Robson Vasconcelos Costa e Carlos Roberto Martins.

Ao Técnico Renato Mascarenhas pela amizade e contínuo apoio.

Igualmente meu agradecimento aos mestrandos Engenheiro Raphael Calanzans e Engenheiro Tiago Nunes e a equipe do laboratório de ensaios mecânicos do P²CEM/UFS pelo apoio na realização dos ensaios e das simulações.

Resumo da Dissertação apresentada ao P²CEM/UFS como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Ciência e Engenharia de Materiais (M.Sc.)

ESTUDO DE RESISTÊNCIA À FADIGA DE UNIÕES PARAFUSADAS SUBMETIDAS À CARGA AXIAL CÍCLICA EM FUNÇÃO DO COMPRIMENTO DO PARAFUSO

Felipe de Freitas Thompson

Março/2017

Orientador: Sandro Griza

Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais

RESUMO

Neste estudo foram realizados ensaios de resistência à fadiga em parafusos M8, classe 8.8 de três diferentes comprimentos, 45, 60 e 80 mm. Foi fabricado um dispositivo para aplicação do carregamento axial cíclico para realização dos ensaios de fadiga. Foram realizados ensaios de tração nos parafusos a fim de se estabelecer suas propriedades mecânicas. Para a realização dos ensaios de fadiga, foi aplicada uma pré carga de aperto nos parafusos equivalente à 90% da tensão de escoamento. Foi feito o cálculo da rigidez do parafuso e dos membros da junta parafusada levando em consideração diversas teorias existentes. Também foi realizado o cálculo da tensão alternada e da amplitude de tensão atuantes no parafuso. Os limites de resistência à fadiga obtidos, bem como as rigidezes e tensões calculadas, foram comparados com trabalhos correlatos. Foram desenvolvidos modelos computacionais axisimétricos das juntas parafusadas de 45 e 80 mm para verificar o nível de tensão atuante quando estas são submetidas à pré carga. Obteve-se uma tensão máxima 10% maior no parafuso de 45 mm.

Palavras-chave: Juntas Parafusadas, Resistência à Fadiga, Rigidez.

Abstract of Master dissertation presented to P²CEM/UFS as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Materials Science and Engineering (M.Sc.)

STUDY ON BOLTED JOINTS ENDURANCE LIMIT UNDER CYCLIC AXIAL LOAD DUE TO BOLT LENGTH

Felipe de Freitas Thompson

March/2017

Advisors: Sandro Griza

Department: Materials Science and Engineering

SUMMARY

In this study, endurance tests were conducted in bolted joints to plot S-N curves. The bolts tested were the M8, class 8.8 of three different lengths, 45, 60 and 80 mm. A device was machined to support cyclic axial load to carry on the endurance tests. Tensile tests were conducted on the bolts in order to establish its mechanical properties. For the performance of the endurance tests, it was applied a preloading equal to 90% of the yield strength. Hence, the stiffness was calculated according to different existing theories. Also, it was calculated the alternate stress and stress amplitude on the bolt. The obtained endurance limits results, as well as the calculated stiffness, alternate stress and stress amplitude were compared with results achieved in similar studies. Moreover, it were developed axysimmetric computational models of the 45 and 80 mm bolted joints, with the aim of verifying the stress level carried by the bolt when it is submitted to the pre load. The results showed a maximum stress 10% higher on the 45 mm bolted joint

Keywords: Bolted Joint, Endurance Limit, Stiffness

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS.....	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	3
2.1. Objetivos Específicos.....	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3.1. Classe de Parafusos.....	3
3.2. Ensaio de Tração em Parafusos.....	4
3.3. Ensaio de Fadiga em Parafusos.....	4
3.4. Diagrama de Haigh.....	6
3.5. Análise das forças e deformações na junta parafusada.....	7
3.5.1. Rigidez	10
3.6. Pré-carga e Torque.....	13
3.7. Não Linearidades em Juntas Parafusadas	14
3.8. Resistência à Fadiga da Junta Parafusada.....	19
3.9. O efeito do comprimento do parafuso na resistência à fadiga de juntas parafusadas	24
4. METODOLOGIA.....	27
4.1. Dispositivo	27
4.2. Ensaio de Tração.....	28
4.3. Ensaio de Fadiga.....	28
4.4. Cálculo da Rigidez, da Força e da Tensão	30
4.5. Simulação Computacional	31
4.5.1. Condições de Contorno e Carregamento.....	32
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	33
5.1. Ensaio de tração.....	34
5.2. Ensaio de fadiga	35
5.3. Cálculo da Rigidez, da Força e da Tensão	39

5.4. Simulação Computacional	44
6. CONCLUSÕES.....	47
BIBLIOGRAFIA.....	49
ANEXO I.....	51
ANEXO II.....	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - junta parafusada [4]	2
Figura 2 – curva S/N gerada através do método de teste combinado	5
Figura 3 – critérios de falha por fadiga	7
Figura 4 - modelo de molas pra a junta parafusada	8
Figura 5 - modelo axisimétrico proposto por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3].	14
Figura 6 – filete de rosca modelado por FUKUOKA e NOMURA [20].	16
Figura 9 - modelo proposto por LEHNHOFF e BUNYARD [21].	17
Figura 8 – junta parafusada projetada por WILLIAMS et al. [20].	18
Figura 9 - Fatores de concentração de tensão CROCCOLO [14].	19
Figura 10 - dispositivo montado por BURGUETE e PATTERSON [2] para ensaios de fadiga em parafusos.	19
Figura 11 - diagrama de Haigh mostrando os critérios empíricos de falha por fadiga BURGUETE E PATTERSON [2].	20
Figura 12 – diagrama de fadiga para parafusos classe 8.8 adaptado de BURGUETE e PATTERSON [2].	21
Figura 13 - dispositivo utilizado para os ensaios de resistência à fadiga dos parafusos M6. A bucha na direita é o membro que foi feita tanto em aço quanto em alumínio....	22
Figura 14 - dispositivo montado por KORIN e IPIÑA [24].	23
Figura 15 - Flange do compressor estudado por GRIZA et al. [5]. A seta indica parafuso que foi montado sobre luva	25
Figura 16 – Influência do comprimento no limite de resistência à fadiga. Ensaio de fadiga realizados em parafuso M6 classe 8.8, carga externa senoidal, razão de carregamento 0,1, frequência de 30 hz e pré carga de 14,4 kN.	26
Figura 17 – projeto do dispositivo para realização dos ensaios de resistência à fadiga nos parafusos M8 classe 8.8.	27
Figura 18 – dispositivo fabricado e montado para realização dos ensaios de resistência à fadiga em parafusos M8 classe 8.8.	28
Figura 19 – aperto manual da junta e medição do comprimento inicial	29
Figura 20 – modelo axisimétrico da junta com parafuso de 45 mm.	31
Figura 21 – detalhe da malha desenvolvida para a junta com parafuso de 45 mm.	32
Figura 22 – tensão x deformação indicando o limite de escoamento do Parafuso 4. ...	34
Figura 23 – Na esquerda o detalhe do local da fratura e na direita a superfície de fratura vista na lupa.	35
Figura 24 - curva S-N para os parafusos de 45 mm.	36
Figura 25 - curva S-N para os parafusos de 60 mm.	36
Figura 26 - curva S-N para os parafusos de 80 mm.	37

Figura 27 – relação entre o limite de resistência à fadiga e o comprimento do parafuso.	38
Figura 28 – gradiente de alongação dos parafusos. Na esquerda o gradiente do parafuso de 45 mm e na direita o do parafuso de 80 mm.	44
Figura 29 – distribuição da tensão combinada de Von Mises no parafuso de 45 mm de comprimento.	45
Figura 30 – distribuição da tensão combina de Von Mises no parafuso de 80 mm de comprimento.	45
Figura 31 – variação da concentração de tensão nos filetes de rosca do parafuso de 45 mm.	46
Figura 32 - variação da concentração de tensão nos filetes de rosca do parafuso de 80 mm.	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – limites de composição química e tratamento térmico para parafusos classe 8.8. ISO 898 -1 (2009) [6].	4
Tabela 2 – propriedades mecânicas para parafusos classe 8.8. ISO 898-1 (2009) [6]..	4
Tabela 3 – tipo de malha e propriedade dos componentes	32
Tabela 4 – valores das variáveis utilizadas nos cálculos.....	33
Tabela 5 – rigidez dos membros e parafusos pelas diversas teorias	39
Tabela 6 – cálculo das forças e tensões nos parafusos	40
Tabela 7 – comparação da tensão calculada com a tensão estimada	41
Tabela 8 – rigidezes obtidas no estudo de DA SILVA [1].....	42
Tabela 9 – forças e tensões no parafuso, obtidas por DA SILVA [1].....	42
Tabela 10 – comparação dos resultados de DA SILVA [1] com a tensão estimada	43

LISTA DE SÍMBOLOS

A_0 - área do maior diâmetro do parafuso

A_{d3} - seção transversal nominal no menor diâmetro

A_N - seção transversal nominal do parafuso

A_p - seção transversal equivalente dos membros

A_t - área da tensão de tração do parafuso

C - constante de rigidez da junta

d - diâmetro nominal do parafuso

d_2 - diâmetro nominal da rosca

d_3 - menor diâmetro da rosca

d_h - diâmetro do furo nos membros

d_{mp} - diâmetro médio do parafuso

D_{mu} - diâmetro médio do colar

d_W - diâmetro da face da arruela

E_m - módulo de elasticidade dos membros

E_p - módulo de elasticidade do parafuso

E_{po} - módulo de elasticidade da porca

F_A - amplitude da carga aplicada no parafuso

F_{esc} - força necessária para alcançar a tensão de escoamento

F_i - pré carga axial

F_m - carga média aplicada no parafuso

F_{Mzul} - pré-carga de montagem admissível

F_p - carga axial imposta ao parafuso

F_{pmax} - força máxima no parafuso

F_{pmin} - força mínima no parafuso

F_{SA} - carregamento cíclico imposto ao parafuso

$f(x)$ - rigidez adimensional dos membros

k_P - rigidez do parafuso

k_M - rigidez dos membros

$k_{bolt-nut}$ - rigidez das roscas em contato com a porca e membros

k_{head} - rigidez da cabeça do parafuso

k_{thread} - rigidez da parte rosqueada do parafuso

L - comprimento do parafuso

l_0 - comprimento da parte não rosqueada do parafuso

l_G - comprimento substitucional para a deformação da rosca

l_{Gew} - comprimento da rosca livre de carregamento

l_K - comprimento dos membros

l_M - comprimento substitucional para a deformação da rosca

L_m - espessura dos membros

l_t - comprimento da parte rosca do parafuso no agarramento

P - carga externa cíclica

P_{max} - carga externa máxima

p - passo da rosca

A e B - constantes numéricas dependentes do coeficiente de Poisson dos membros

S_{45} - limite de resistência à fadiga do parafuso de 45 mm

S_{60} - limite de resistência à fadiga do parafuso de 60 mm

S_{80} - limite de resistência à fadiga do parafuso de 80 mm

S_E - limite de resistência à fadiga

S_p - tensão de prova

S_u - tensão de ruptura

S_y - tensão de escoamento.

$\hat{S}(\sigma_a)$ - desvio padrão da amplitude de tensão

T - torque de aperto

x - carga externa adimensional.

α - metade do ângulo do cone

α_{head} - fator de correção da rigidez da cabeça do parafuso

α_{thread} - fator de correção da rigidez da parte rosqueada

$\alpha_{bolt-nut}$ - fator de correção da rigidez da porca e da parte carregada

$\hat{\beta}$ - desvio padrão do coeficiente de regressão linear da parte inclinada da curva S/N

δ_p - resiliência do parafuso

δ_M - resiliência dos membros

ε - alongação do parafuso

τ - tensão de cisalhamento

μ - coeficiente de atrito da rosca

μ_t - coeficiente de atrito da rosca do parafuso

μ_u - coeficiente de atrito sob a cabeça do parafuso

σ_a - amplitude da tensão

$\Delta\sigma_{at}$ - intervalo de amplitude de tensão na parte finita do teste de fadiga

σ_{AA} - tensão para falha em fadiga com 5×10^4

σ_{AB} - tensão para falha em fadiga com 1×10^6

σ_{eq} - tensão equivalente

σ_f - tensão verdadeira de ruptura

σ_m - tensão média

σ_{max} - tensão máxima

φ - ângulo do cone.

Φ - fator de carga

1. INTRODUÇÃO

Não se sabe ao certo quando e onde, nem com qual propósito foi inventado o parafuso, mas indiscutivelmente foi um invento mecânico altamente importante, uma infinidade de parafusos é fabricada anualmente para os mais variados usos. Esse método de fixação não permanente está presente em praticamente todos os equipamentos/máquinas existentes na sociedade moderna, desde os projetos mais simples até os mais complexos.

Dessa forma, é de se esperar que uniões parafusadas são estudadas há várias décadas, porém, mesmo sendo utilizados há relativamente muito tempo (a rosca padronizada Whitworth data de meados do século XIX) e no mundo inteiro, ainda existem vários aspectos da junta parafusada que não são bem compreendidos. A relação entre a espessura dos membros, o comprimento do parafuso e a resistência à fadiga é um dos assuntos que necessitam de maior compreensão. Estudos sobre esse assunto são escassos, mesmo para o caso de uniões parafusadas convencionais, constituídas de ligas de aço. O argumento se torna ainda mais importante se as uniões forem feitas de materiais não convencionais, tais como parafusos de alta resiliência feitos de ligas metálicas de baixo módulo de elasticidade e membros de materiais não metálicos, como compósitos. Estas configurações têm sido cada vez mais aplicadas em setores como indústria aeronáutica, aeroespacial, energia, entre outros.

DA SILVA [1] conduziu um estudo no qual foram ensaiados parafusos M6, classe 8.8 com comprimentos de haste de 40, 60 e 80 mm. Ele utilizou os resultados obtidos em seus testes de fadiga para verificar se a previsão analítica da relação entre a amplitude de tensão suportada pelo parafuso de 40 mm e sua respectiva tensão média estavam de acordo com os resultados experimentais obtidos por BURGUETE e PATTERSON [2].

Dos modelos analíticos utilizados por DA SILVA [1] para calcular a relação entre a amplitude de tensão e a tensão média, aquele que gerou resultados mais parecidos com os de BURGUETE e PATTERSON [2] foi o modelo proposto por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3]. Porém, no estudo de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] não foram modelados parafusos M6, de forma que foi necessária uma adaptação para a comparação. Este é um dos motivos do atual estudo ser proposto com parafusos M8, assim a comparação poderá ser feita diretamente.

Dessa forma, neste estudo, além de comparar a variação do limite em fadiga de parafusos M8 classe 8.8 com a variação que foi encontrada para parafusos M6 classe 8.8, também será verificado se o modelo proposto por LEHNHOFF e

WISTEHUFF [3] irá gerar os resultados mais parecidos com os de BURGUETE e PATTERSON [2], ou se outros modelos disponíveis são os mais adequados.

A junta parafusada considerada padrão, objeto desse estudo, é a junta parafusada composta por um parafuso com rosca parcial, duas arruelas, uma porca e os membros unidos entre eles (Figura 1).

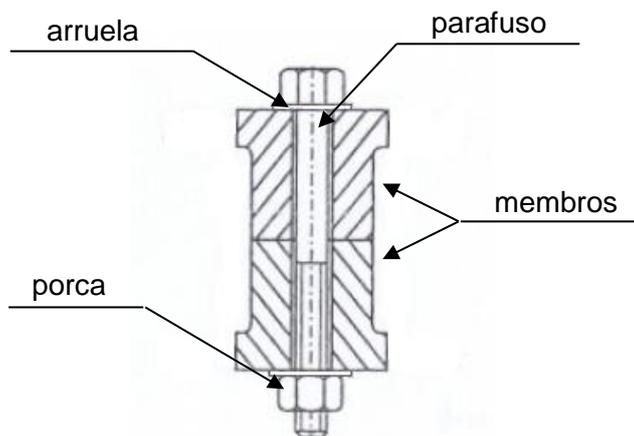


Figura 1 - junta parafusada [4]

Entretanto, em outros estudos realizados nesta área, os pesquisadores utilizaram variações desta junta parafusada, como por exemplo, teste em juntas sem os membros [2], simulações que não levam em consideração a interação entre as roscas [3], juntas parafusadas com luvas [5], entre outros.

Ao analisar os estudos desenvolvidos, alguns pontos ficam evidentes: é notório que são poucos os trabalhos sobre juntas parafusadas, e que os artigos atuais ainda usam como base trabalhos realizados na década de 1990. Este é um motivo para que o estado da arte no assunto seja constituído de publicações relativamente antigas.

Os modelos analíticos são bem elaborados e reproduzem com exatidão alguns casos específicos, como quando não existem forças externas aplicadas na junta, ou quando a força é constante e aplicada sobre o parafuso.

É consenso entre os estudos conduzidos na última década que existem muitas não linearidades envolvidas no cálculo das forças atuantes no parafuso e nos membros quando existe uma força externa atuando na junta parafusada. Características como o ponto de aplicação e a magnitude da força externa, o material do parafuso e dos membros, os coeficientes de atrito atuantes na junta parafusada, o método utilizado para abrir o furo passante no qual irá o parafuso podem ter grande influência na magnitude da força atuante no parafuso e nos membros.

Vários experimentos e modelos por elementos finitos comprovaram que quando esses fatores são levados em conta, os modelos analíticos não convêm para calcular as tensões atuantes nas juntas [6,7,8].

Experimentos recentes mostraram [1] que outro fator que influencia na força atuante no parafuso é o seu comprimento, porém os dados ainda são bem escassos, e não existe uma compreensão de como essa variação no comprimento afeta o aperto do parafuso ou até mesmo o porquê dessa influência.

2. OBJETIVOS

O objetivo deste estudo é avaliar a relação do comprimento do parafuso e sua influência na resistência à fadiga da junta parafusada quando submetida a carregamentos cíclicos flutuantes axiais. Para tal serão realizados ensaios de fadiga em parafusos M8 classe 8.8, com 45, 60 e 80 mm de comprimento de haste.

2.1. Objetivos Específicos

Comparar o limite de fadiga de parafusos M8 classe 8.8 testados no presente estudo com valores obtidos em estudos anteriores, a fim de verificar parâmetros relacionados à montagem e a resistência à fadiga.

Verificar os modelos de rigidez disponíveis na literatura, utilizando os resultados obtidos no presente estudo, para identificar quais modelos são mais adequados para a previsão da relação entre a amplitude de tensão e a tensão média suportada pelo parafuso.

Desenvolver um modelo por elementos finitos baseado no modelo físico a fim de observar as relações de tensões e deformações da junta.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Classe de Parafusos

De acordo com a norma ISO 898-1(2009) [9] as porcas e os parafusos são divididos em classes de acordo com suas propriedades mecânicas. A classe de um parafuso é constituída de dois números, separados por um ponto. O primeiro número, a esquerda do ponto, consiste de um ou dois dígitos e indica 1/100 da resistência à tração nominal em megaPascal (MPa).

O número a direita do ponto significa dez vezes a razão entre a tensão de escoamento e a resistência a tração nominal. Os parafusos que serão utilizados neste estudo são classe 8.8. Suas características podem ser vistas nas tabelas 1 e 2 abaixo. Para os parafusos da classe 8.8, deve haver dureza suficiente da liga para garantir

uma estrutura consistida de aproximadamente 90% de martensita no núcleo da seção rosqueada do parafuso.

Tabela 1 – limites de composição química e tratamento térmico para parafusos classe 8.8. ISO 898 -1 (2009) [9].

Classe	Limites da Composição Química (%)					Revenido (°C)
	C		P	S	B	
8.8	Mín.	Max.	Max.	Max.	Max.	425
	0,25	0,55	0,025	0,025	0,003	

Tabela 2 – propriedades mecânicas para parafusos classe 8.8. ISO 898-1 (2009) [9].

Classe	Propriedades Mecânicas				
	Resistência mínima à tração (MPa)	Limite de escoamento mínimo (MPa)	Resistência à carga de prova mínima (MPa)	Dureza Rockwell (HRC)	
Mín.				Max.	
8.8	800	640	580	22	32

3.2. Ensaio de Tração em Parafusos

A norma ISO 898-1(2009) [9] também especifica como testes para determinação da resistência à tração devem ser feitos. Na norma está definida a aplicabilidade do teste, bem como a máquina e o dispositivo projetado para sua realização.

Com relação aos procedimentos, os parafusos devem ser testados da maneira que forem recebidos e o comprimento rosqueado do parafuso tem que ser igual pelo menos ao diâmetro do parafuso, a velocidade do teste não deve ser maior do que 25 mm/min, e o teste deve continuar até que ocorra a fratura do parafuso.

A resistência à tração do parafuso deve ser igual ou superior ao apresentado na tabela 2. Já a força mínima de tração para ruptura do parafuso deve ser de 29200 N.

3.3. Ensaio de Fadiga em Parafusos

Segundo AZEEZ [10], o objetivo de um ensaio de fadiga é determinar a resistência à fadiga e/ou o ponto crítico (o local de falha da peça testada sujeita à tensão cíclica). Simplificando e idealizando as condições do teste, se torna possível variar um ou alguns dos fatores que influenciam na resistência à fadiga e confirmar seus efeitos. Porém, sempre haverá um número de variáveis desconhecidas e não controladas que causarão dispersão na vida em fadiga das peças testadas.

A norma ISO 3800 (1993) [11] estabelece um método de teste combinado. Nesse teste são necessários pelo menos 14 corpos de prova, da seguinte maneira: dois para

cada nível de amplitude de tensão, sendo necessários quatro níveis de amplitude para determinar a parte inclinada da curva S/N. Já para a parte horizontal da curva, são necessários 6 corpos de prova. Na imagem abaixo está representada uma curva S/N feita utilizando-se o método de teste combinado.

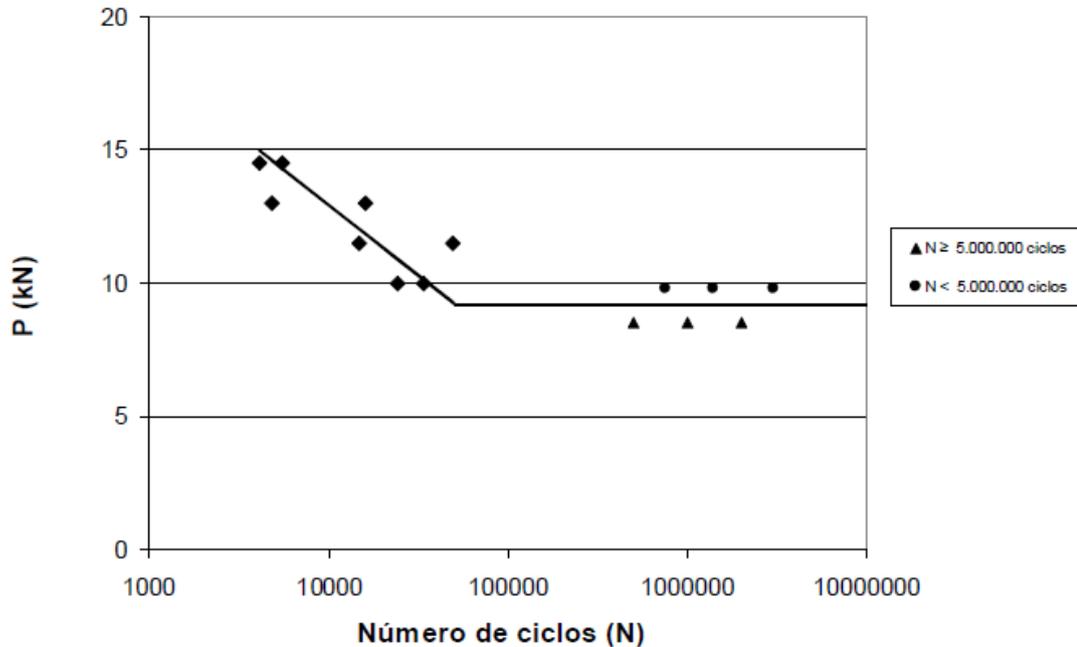


Figura 2 – curva S/N gerada através do método de teste combinado

Para o teste na parte de vida finita, o primeiro ponto é estimar a vida em fadiga do corpo de prova σ_{AA} e σ_{AB} equivalentes a $N=5 \times 10^4$ e $N=1 \times 10^6$ ciclos, utilizando dados existentes para materiais da mesma classe e corpos de prova com formatos similares. O passo seguinte é obter o intervalo de amplitude de tensão do teste no intervalo de vida finita ($\Delta\sigma_{al}$) (equação 1).

$$\Delta\sigma_{al} = \frac{(\sigma_{AA} - \sigma_{AB})}{3} \quad \text{Equação 1}$$

Este valor será utilizado para definir os níveis de amplitude de tensão. Assim o primeiro parafuso deve ser testado na tensão $\sigma_a(1) = \sigma_{AA} - \Delta\sigma_{al}$, os outros corpos de prova devem ser testados na ordem $\sigma_a(2) = \sigma_a(1) - \Delta\sigma_{al}$, $\sigma_a(3) = \sigma_a(2) - \Delta\sigma_{al}$, e assim por diante. A tensão deve ser diminuída até se obter o primeiro corpo de prova não fraturado. Então devem ser testados 4 corpos de prova, um em cada nível de tensão adjacente ao do corpo de prova não fraturado.

A próxima etapa é o teste na vida infinita. A norma recomenda a utilização de 5×10^6 ciclos como sendo a vida infinita. Deve ser utilizado como o nível de amplitude de tensão, a tensão na qual o corpo de prova não foi fraturado durante os testes de vida finita. De fato, este corpo de prova não fraturado é considerado como o primeiro

resultado obtido $\sigma_a(1)$ para a parte horizontal da curva. O teste seguinte será realizado com uma tensão calculada ($\Delta\sigma_{all}$), que é a diferença de níveis de amplitude de tensão na faixa de transição, ($\hat{S}(\sigma_a)$) é o desvio padrão da amplitude de tensão, ($\hat{\beta}$) é o desvio padrão do coeficiente de regressão linear da parte inclinada da curva S/N e ($\hat{S}(\log N)$) é o desvio padrão da regressão linear da parte inclinada da curva, conforme as equações 2-4.

$$\Delta\sigma_{all} = \hat{S}(\sigma_a) \quad \text{Equação 2}$$

$$\hat{S}(\sigma_a) = \frac{1}{\hat{\beta}} \hat{S}(\log N) \quad \text{Equação 3}$$

$$\Delta\sigma_{all} = \sigma_a(2) - \sigma_a(1) \quad \text{Equação 4}$$

Os testes do terceiro ao sexto parafuso devem ser feitos de acordo com a equação 5.

$$\sigma_a(j) = \sigma_a(j-1) \mp \Delta\sigma_{all} \quad (j=2, 3, 4, 5, 6) \quad \text{Equação 5}$$

Onde o sinal negativo deve ser tomado se o parafuso (j-1) falhou, e positivo caso não tenha ocorrido falha.

3.4. Diagrama de Haigh

Os resultados dos ensaios de fadiga por vezes são representados num diagrama de Haigh [2,12,13,14]. Este diagrama relaciona a tensão média com a amplitude da tensão oscilatória aplicada. Desta maneira, é possível estabelecer visualmente uma linha separando a região de vida infinita (área sob a curva) da região de vida finita.

Uma quantidade substancial de testes é necessária para gerar um diagrama de Haigh, uma vez que cada ponto que constitui a linha limite de uma certa teoria empírica representa um determinado valor de resistência a fadiga ou limite de fadiga do elemento testado. Portanto, alguns modelos empíricos são utilizados para relacionar a tensão alternante e a tensão média. Esses métodos definem curvas que conectam o limite de resistência no eixo da tensão alternante aos valores da tensão de escoamento ou tensão de ruptura no outro eixo. Dentre os métodos mais utilizados, podemos citar ASME, Goodman, Gerber, Soderberg [13,14]. Podemos ver na figura 3 as diferenças entre os métodos.

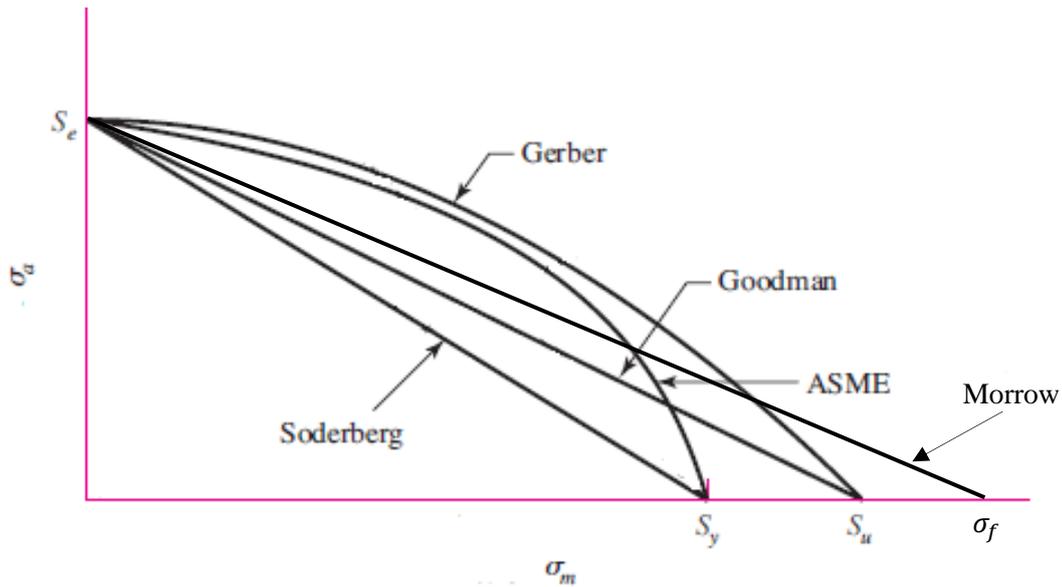


Figura 3 – critérios de falha por fadiga

É possível ver as relações da ASME (equação 6), de Gerber (equação 7), Goodman (equação 8), Morrow (equação 9) e Soderberg (equação 10), onde (σ_a) é a amplitude da tensão, (σ_f) a tensão verdadeira de ruptura, (σ_m) é a tensão média, (S_E) é o limite de resistência à fadiga, (S_u) é a tensão de ruptura e (S_y) é a tensão de escoamento.

$$\text{ASME: } \left(\frac{\sigma_a}{S_E} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad \text{Equação 6}$$

$$\text{Gerber: } \frac{\sigma_a}{S_E} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad \text{Equação 7}$$

$$\text{Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_E} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad \text{Equação 8}$$

$$\text{Morrow: } \frac{\sigma_a}{S_E} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1 \quad \text{Equação 9}$$

$$\text{Goodman: } \frac{\sigma_a}{S_E} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad \text{Equação 10}$$

3.5. Análise das forças e deformações na junta parafusada

A análise das forças e deformações de uma junta parafusada é baseada no comportamento elástico da junta na região em torno do eixo do parafuso. Esta região tem um efeito considerável na deformação e no carregamento do parafuso.

Desta forma, as forças e deformações axiais são descritas através de um modelo mecânico de molas. O parafuso e os membros são considerados molas tensionadas e comprimidas, submetidas à mesma magnitude de deformação elástica, quando o parafuso é apertado sobre os membros (figura 4).

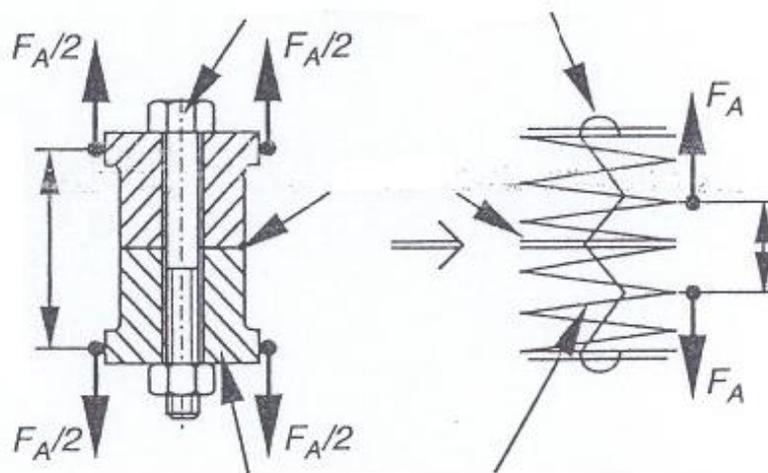


Figura 4 - modelo de molas pra a junta parafusada

Para o cálculo das forças e deformações na junta parafusada, inicialmente é necessário o cálculo da resiliência do parafuso, (δ_p) [4] como podemos ver na equação 11. Onde (E_p) é o modulo de elasticidade do parafuso, (l_0) o comprimento sem rosca, (d) o diâmetro nominal do parafuso, (A_N) é seção transversal nominal do parafuso, (A_{d3}) é a seção transversal nominal no menor diâmetro, (l_{Gew}) é o comprimento da rosca livre de carregamento, ($l_G = 0.5 d$) e ($l_M = 0.33 d$) são os comprimentos substitucionais para a deformação das roscas acopladas em cada extremidade.

$$\delta_p = \frac{0,4d}{E_p A_N} + \frac{l_0}{E_p A_N} + \frac{l_{Gew}}{E_p A_{d3}} + \frac{l_G}{E_p A_{d3}} + \frac{l_M}{E_p A_N} \quad \text{Equação 11}$$

De acordo com a teoria linear, é utilizado o volume do material para estimar a elasticidade dos membros. Esse volume considera o material dentro de dois troncos de cone cujas bases se encontram. Para o caso de dois cones simétricos, a resiliência dos membros (δ_M) é calculada de acordo com a equação 12, onde (d_w) é o diâmetro da face da arruela, (d_h) é o diâmetro do furo nos membros, (L_m) é o comprimento dos membros, ($w = 1$) e (φ) é o ângulo do cone.

$$\delta_M = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(d_w + wL_m \operatorname{tg} \varphi - d_h)}{(d_w - d_h)(d_w + wL_m \operatorname{tg} \varphi + d_h)} \right]}{wE\pi d_h \operatorname{tg} \varphi} \quad \text{Equação 12}$$

O fator de carga (Φ) é a relação entre as resiliências dos elementos da junta (equação 13). O carregamento cíclico imposto ao parafuso (F_{SA}) pode ser calculado de acordo com a equação 14, onde (P) é a carga externa cíclica aplicada no parafuso. Esse fator de carga aumenta com o aumento da porção da carga externa aplicada ao parafuso.

$$\Phi = \frac{\delta_P}{\delta_P + \delta_M} \quad \text{Equação 13}$$

$$F_{SA} = \Phi P \quad \text{Equação 14}$$

A pré carga axial (F_i) imposta ao parafuso devido ao aperto é definida como uma fração da tensão de escoamento do parafuso. A pré carga axial pode ser calculada através da elongação do parafuso (ε), de acordo com a equação 15.

$$\varepsilon = \frac{F_i \times L}{A_{d3} \times E} \quad \text{Equação 15}$$

A amplitude da carga (F_A) e a carga média (F_m) aplicadas no parafuso podem ser calculados conforme as equações 16 e 17.

$$F_A = \frac{F_{SA}}{2} \quad \text{Equação 16}$$

$$F_m = F_i + F_A \quad \text{Equação 17}$$

A tensão equivalente (σ_{eq}) devido à pré-carga pode ser obtida da equação 18 e a tensão de cisalhamento (τ) é obtida da equação 19, de acordo com a norma VDI 2230 [4]. Nesta equação (F_{Mzul}) é a pré-carga de montagem admissível, (p) é o passo da rosca, (d_2) é o diâmetro nominal da rosca, (d_3) é o menor diâmetro da rosca e (μ) o coeficiente de atrito da rosca.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{F_i}{A_{d3}}\right)^2 + 3(0.5 \times \tau)^2} \quad \text{Equação 18}$$

$$\tau = \frac{F_{Mzul} \times \frac{d_2}{2} \left(\frac{p}{\pi \times d_2} + 1.155\mu \right)}{\frac{\pi}{16} \times d_3^3} \quad \text{Equação 19}$$

A amplitude da tensão (σ_a) e a tensão média (σ_m) aplicada no parafuso podem ser calculadas respectivamente das equações 20 e 21.

$$\sigma_a = \frac{F_A}{A_{d3}} \quad \text{Equação 20}$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq} + \sigma_a \quad \text{Equação 21}$$

3.5.1. Rigidez

Alguns textos e publicações desenvolvem o cálculo utilizando a rigidez [8,13,15]. A rigidez do parafuso (k_P) e a rigidez dos membros (k_M) são definidas através das equações 22 e 23:

$$k_P = \frac{1}{\delta_P} \quad \text{Equação 22}$$

$$k_M = \frac{1}{\delta_M} \quad \text{Equação 23}$$

Analogamente, também pode ser definida a constante de rigidez da junta (C) que é definida como a relação entre a rigidez dos elementos da junta parafusada (equação 24).

$$C = \frac{k_P}{k_P + k_M} \quad \text{Equação 24}$$

Através da constante de rigidez da junta (C), da carga externa cíclica aplicada a junta (P) e a pré carga axial imposta ao parafuso (F_i), é possível calcular a carga axial imposta ao parafuso (F_p) pela equação 25.

$$F_p = C.P + F_i \quad \text{Equação 25}$$

O produto entre (C) e (P) é a porção da carga externa efetivamente aplicada no parafuso. A carga média aplicada no parafuso (F_m) e a amplitude da carga (F_A) podem ser calculados respectivamente pelas equações 26 e 27.

$$F_m = F_i + \frac{C.P}{2} \quad \text{Equação 26}$$

$$F_A = F_P - F_m = \frac{C.P}{2} \quad \text{Equação 27}$$

Existem diferentes modelos que se baseiam na teoria linear para o cálculo da rigidez da junta parafusada. BUDYNAS e NISBETT [13] apresenta as equações 28 e 29 para o cálculo da rigidez do parafuso (k_p) e dos membros (k_m), onde (A_0) é a área do maior diâmetro do parafuso, (A_t) é a área da tensão de tração do parafuso, (E) o módulo de elasticidade, (l_i) o comprimento da parte rosçada do parafuso no agarramento e (l_0) o comprimento da parte não rosqueada do parafuso, (d) o diâmetro do parafuso, (α) é a metade do ângulo do cone, (L_m) é a espessura dos membros e (d_w) o diâmetro da face da arruela.

$$k_p = \frac{A_0 \cdot A_t \cdot E}{A_0 l_i + A_t l_0} \quad \text{Equação 28}$$

$$k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \text{tg}(\alpha)}{2 \cdot \ln \left[\frac{(L_m \cdot \text{tg}(\alpha) + d_w - d) \cdot (d_w + d)}{(L_m \cdot \text{tg}(\alpha) + d_w + d) \cdot (d_w - d)} \right]} \quad \text{Equação 29}$$

Analisando a equação 12 e a equação 29, vemos que elas são bem similares, o que as diferencia é o ângulo do cone. BUDYNAS e NISBETT [13] fixa o valor do ângulo em 30°, enquanto que pela norma VDI 2230 [4] esse ângulo deve ser calculado em função do comprimento da porção útil não rosqueada do parafuso, do diâmetro da face da arruela e do diâmetro externo dos membros.

ALKATAN et al. [8] apresenta outro método para o cálculo da rigidez axial dos componentes da junta parafusada (parafuso, porca e os membros). Também é criado um modelo de elementos finitos tridimensional de uma junta parafusada axisimétrica. O modelo se baseia na energia de deformação e leva em conta o tipo de material e o coeficiente de atrito dos elementos em contato.

Utilizando este modelo, ALKATAN et al. [8] calculou a rigidez das várias interfaces da junta parafusada: cabeça do parafuso (k_{head}), parte rosqueada do parafuso (k_{thread}), roscas em contato com a porca e membros ($k_{bolt-nut}$). Com base nesses resultados ALKATAN et al. [8] propõe coeficientes de correção para o cálculo analítico das rigidezes das interfaces da junta parafusada. Os coeficientes de correção propostos são (α_{head}) fator de correção da rigidez da cabeça do parafuso, (α_{thread}) fator de correção da rigidez da parte rosqueada e ($\alpha_{bolt-nut}$) fator de correção da

rigidez da porca e da parte carregada do parafuso, visando minizar desvios no cálculo devido ao atrito entre as partes.

As equações 30-33 mostram como calcular as rigidezes das interfaces e a rigidez total do parafuso. Nas equações abaixo (E_p) é o módulo de elasticidade do parafuso, (A_0) a área do maior diâmetro do parafuso, (l_0) o comprimento da parte não rosqueada do parafuso, (d) o diâmetro nominal do parafuso e A_t a área da tensão de tração do parafuso.

$$k_{head} = \frac{E_p \cdot A_0}{l_0 + (\alpha_{head} \cdot d)} \quad \text{Equação 30}$$

$$k_{thread} = \frac{E_p \cdot A_t}{l_t \cdot \alpha_{thread}} \quad \text{Equação 31}$$

$$k_{bolt-nut} = \frac{E_p \cdot A_t}{d \cdot \alpha_{bolt-nut}} \quad \text{Equação 32}$$

$$k_p = \frac{k_{head} \cdot k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}}{k_{head} \cdot k_{thread} + k_{head} \cdot k_{bolt-nut} + k_{thread} \cdot k_{bolt-nut}} \quad \text{Equação 33}$$

A rigidez dos membros é calculada de acordo com a equação 34, onde (E_m) é o módulo de elasticidade dos membros, (A_p) a seção transversal equivalente dos membros e (L_m) a espessura total dos membros.

$$k_m = \frac{E_m \cdot A_p}{L_m} \quad \text{Equação 34}$$

Outro método para o cálculo da rigidez dos membros foi proposto por WILEMAN et al. [10]. A junta parafusada foi considerada perfeitamente axisimétrica, os membros foram considerados como sendo feitos do mesmo material e sem a ocorrência de escorregamento na interface entre eles. Desta forma foi proposta a equação 35, onde (E_m) é o módulo de elasticidade dos membros, (d) é o diâmetro nominal do parafuso, (A) e (B) são constantes numéricas que dependem do coeficiente de Poisson do material dos membros e (L) é o comprimento dos membros. Em seu estudo, WILEMAN et al. [15] estipulou valores de A e B para o aço, alumínio, cobre e ferro fundido cinzento.

$$k_m = E_m \cdot d \cdot A \cdot e^{B(d/L)} \quad \text{Equação 35}$$

Neste estudo WILEMAN et al. [15] considera que a rigidez do parafuso seja calculada da mesma maneira que uma barra submetida à tensão simples, conforme

equação 36, onde (A_n) é a área transversal nominal do parafuso, (E_p) o modulo de elasticidade do parafuso e (L) o comprimento do parafuso.

$$k_p = \frac{A_n E_p}{L} \quad \text{Equação 36}$$

3.6. Pré-carga e Torque

O aperto do parafuso e da porca produz uma pré carga de tração atuando tanto no parafuso quanto nos membros, neste caso, comprimindo-os. Através do conhecimento da rigidez/resiliência dos componentes da junta parafusada, é possível estabelecer qual parte desta força gerada no aperto irá atuar em cada parte da junta [16].

Parafusos, na maioria dos casos, são feitos de aço, e como tal, obedecem a lei de Hooke, ou seja, até uma determinada tensão aplicada, o parafuso se comporta como um material elástico, e a partir dessa determinada tensão, ele passa a sofrer deformações plásticas.

Desta maneira, é recomendado que o aperto aplicado no parafuso e/ou porca não gere uma força que exceda o limite de escoamento do parafuso. Recomenda-se que os valores de pré carga aplicados no parafuso sejam conforme a equação 37 [13] onde F_{esc} é a força necessária para alcançar a tensão de escoamento.

$$\begin{cases} F_i = 0,75 \times F_{esc} & \text{para juntas não permanentes} \\ F_i = 0,90 \times F_{esc} & \text{para juntas permanentes} \end{cases} \quad \text{Equação 37}$$

No caso de juntas parafusadas submetidas a carregamentos cíclicos, esse argumento se torna ainda mais importante, uma vez que, se aplicada uma baixa pré carga, pode ocorrer o afrouxamento da junta, e toda a força ficaria aplicada no parafuso.

Ainda segundo GRIZA [17], quanto maior a pré carga aplicada ao parafuso, maior o limite de resistência à fadiga, independente do material ou do módulo de elasticidade dos membros.

As técnicas de aperto não indicam a pré carga produzida no parafuso de maneira direta, mas indiretamente, através do torque de aperto, da deformação elástica linear ou do ângulo de rotação do parafuso. Dentre as técnicas, o controle do aperto por torque é o método mais comumente utilizado e prático para a maioria das montagens industriais.

Porém esta técnica apresenta uma grande quantidade de incertezas na pré carga gerada no parafuso. Isso se deve a margem de erro do torque aplicado, que

varia de ferramenta para ferramenta, defeitos geométricos e os coeficientes de atrito entre as superfícies [13].

CROCCOLO et al. [18] propõe uma equação para relacionar a pré carga axial (F_i) imposta ao parafuso com o torque de aperto (T) aplicado. Esta relação está definida na equação 38, onde (p) é o passo do parafuso, (μ_t) o coeficiente de atrito da rosca do parafuso, (d_{mp}) o diâmetro médio do parafuso, (μ_u) o coeficiente de atrito sob a cabeça do parafuso e (D_{mu}) o diâmetro médio do colar.

$$T = F_i (0,159p + 0,577\mu_t d_{mp} + 0,5\mu_u D_{mu}) \quad \text{Equação 38}$$

3.7. Não Linearidades em Juntas Parafusadas

Apesar de um dos métodos mais aceitos para cálculo das tensões na junta parafusada considerar uma distribuição linear, ou o regime linear elástico, existe uma série de estudos e evidências que apontam o contrário [1,2,5,6,7,18,19,20,21,22]. Isto se deve a própria geometria da junta parafusada, onde existem vários pontos de concentração de tensão, o que gera uma distribuição não linear e a possibilidade de deformações plásticas localizadas.

No estudo realizado por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], foi criado um modelo por elementos finitos de uma junta parafusada axisimétrica para avaliar quais as magnitudes dos efeitos da posição do carregamento externo e da espessura e material dos membros na rigidez tanto do parafuso quanto dos membros. Porém na simulação proposta, as roscas da porca e do parafuso, a arruela e os atritos não foram considerados. Na Figura 5 é mostrado o esquemático do modelo criado.

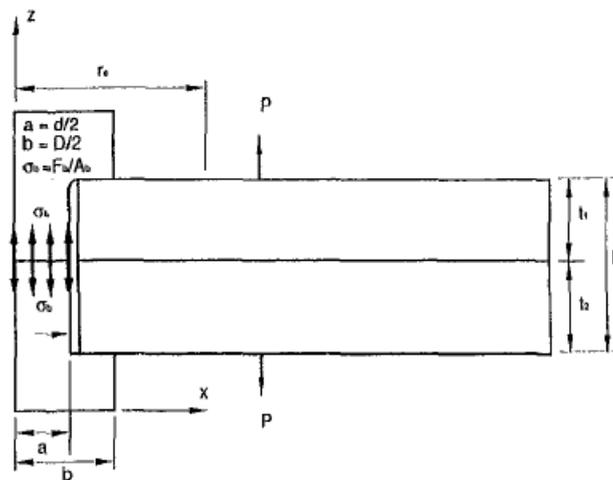


Figura 5 - modelo axisimétrico proposto por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3].

Na simulação, foi aplicada inicialmente uma força externa nula e um pré-torque igual a 90% da tensão de escoamento. Então, de acordo com condições propostas, foram realizados cinco incrementos resultando em seis diferentes valores de rigidez. As simulações foram realizadas para juntas parafusadas com membros de aço, alumínio, ferro fundido e combinando alumínio com ferro fundido. Além da variação dos materiais dos membros, as simulações foram feitas para diferentes relações de espessura dos membros, os dois membros com 20 mm, um com 16 e outro com 20 mm e um com 12 e outro com 20 mm.

Desta forma, foram geradas curvas para cada comprimento de parafuso simulado, com cada tipo de material e cada relação de espessura da junta. Das simulações feitas por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], a que apresenta maior similaridade com o proposto nesse trabalho, é a feita para o parafuso M8, classe 8.8 com membros em aço e cada membro com espessura de 20 mm.

Na equação 39, $f(x)$ é a rigidez adimensional do parafuso e x a carga externa adimensional.

$$f(x) = 1,02x^2 + 0,01x + 0,16 \quad \text{Equação 39}$$

$$f(x) = 4,69x^2 - 2,28x + 0,63 \quad \text{Equação 40}$$

Onde a adimensionalização é feita da seguinte forma:

$$f(x) = \frac{k}{E_p d} \quad \text{Equação 41}$$

$$x = \frac{P}{0,9S_p A_t} \quad \text{Equação 42}$$

Nas equações 41 e 42 acima, (k) é a rigidez, (E_p) o módulo de elasticidade do parafuso, (d) o diâmetro nominal do parafuso, (P) a carga externa cíclica, (S_p) a tensão de prova e (A_t) a área da tensão de tração do parafuso.

Como resultado houve uma diminuição de 10% a 42% da rigidez dos membros com o aumento da magnitude do carregamento externo. Com relação à rigidez do parafuso, a variação foi inferior a 2% para mudanças na magnitude do carregamento externo.

Outro estudo relacionado a concentrações de tensão na junta parafusada foi conduzido por LEHNHOFF e BUNYARD [19]. Foi criada uma representação 2D, axisimétrica de uma junta parafusada consistindo de um parafuso e duas placas circulares de aço com 20 mm de espessura cada uma. Foram estudados parafusos M8, M12, M16 e M24, todos classe 10.9. Dois modelos foram criados para cada parafuso, um utilizando a profundidade máxima aceitável, e outro utilizando a

profundidade mínima aceitável do filete de rosca pela tolerância dos parafusos com perfil métrico.

A simulação levou em conta os atritos entre as superfícies. Foi aplicada em cada parafuso uma tensão de prova de 830 MPa. Para todas as simulações realizadas, o ponto de maior concentração de tensão foi o primeiro filete de rosca do parafuso em contato com a porca, ocorrendo uma diminuição de tensão em cada filete subsequente.

FUKUOKA e NOMURA [20] criaram um modelo tridimensional da junta parafusada utilizando elementos finitos. Nos modelos comumente utilizados não são levados em consideração todos os ângulos da geometria da rosca do parafuso. Dessa forma, foi proposta uma nova forma, mais acurada para modelar tridimensionalmente as roscas da junta parafusada. O método proposto se baseia no fato que a forma da seção transversal perpendicular ao eixo do parafuso é igual em qualquer posição, porém o parafuso não possui um diâmetro circular, conforme pode ser visto na figura 6.

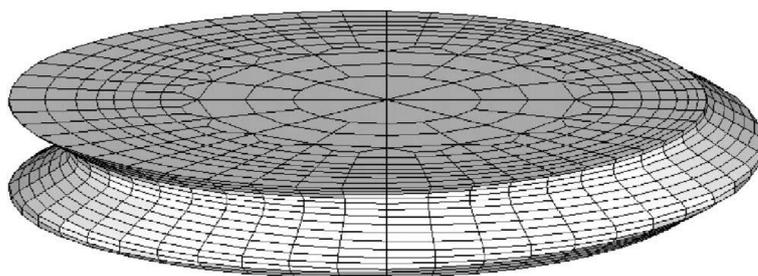


Figura 6 – filete de rosca modelado por FUKUOKA e NOMURA [20].

Após a construção do modelo, foi avaliado como a tensão e a pressão de contato variam ao longo da rosca do parafuso e da porca. Foram encontrados vários picos de tensão ao longo da rosca e a tensão máxima encontrada ocorreu na rosca do parafuso meio filete após a superfície carregada da porca.

LEHNHOFF e BUNYARD [21] propuseram um novo modelo de análise por elementos finitos, porém dessa vez incluindo a geometria da rosca e os atritos envolvidos (Figura 7). Da mesma forma que realizado por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], a força inicial considerada foi nula e uma pré carga no parafuso igual a 90% da tensão de escoamento. Outra condição foi que a carga externa final deveria ser tal que gerasse no parafuso uma tensão igual à sua tensão de ruptura.

Assim, foram gerados cinco incrementos na força atuando no parafuso, sendo cada incremento igual a um quinto da diferença entre a força necessária para ruptura do parafuso e a força gerada na pré carga. O carregamento externo, as rigidezes e a força atuante nos membros foram obtidos a partir da força no parafuso.

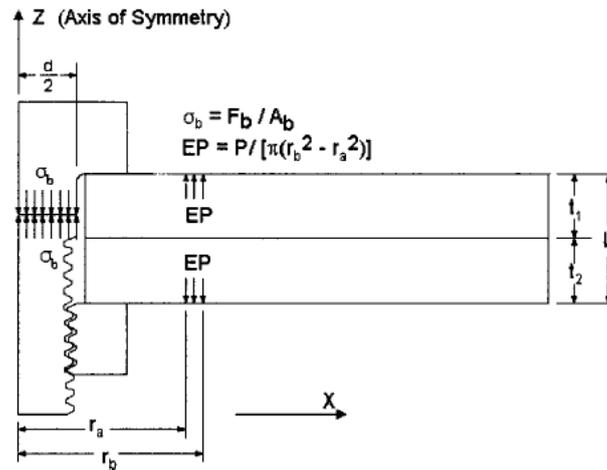


Figura 7 - modelo proposto por LEHNHOFF e BUNYARD [21].

As simulações foram feitas com os mesmos materiais e relações de espessura dos membros utilizados no estudo de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3].

Mudanças significativas foram encontradas nas rigidezes do parafuso e dos membros quando comparados com o modelo que não levava em conta as roscas e os atritos. Em todos os modelos houve um aumento na rigidez dos membros e uma diminuição na rigidez do parafuso.

A relação obtida por LEHNHOFF e BUNYARD [21] para a simulação feita com parafuso M8, classe 8.8 com membros em aço e cada membro com espessura de 20 mm foram as seguintes (equações 43 e 44):

$$f(x) = 0,11 \quad \text{Equação 43}$$

$$f(x) = 0,15x^2 - 0,86x + 0,90 \quad \text{Equação 44}$$

Onde na equação 43, $f(x)$ representa a rigidez adimensional do parafuso e na equação 44, $f(x)$ é a rigidez adimensional dos membros e x a carga externa adimensional. A adimensionalização foi feita conforme as equações 41 e 42.

WILLIAMS et al. [20] analisou a influência da pré carga e da aplicação de uma força externa na junta parafusada. Para tanto, foram construídos dois modelos computacionais e também foram realizados experimentos práticos. Para o experimento, foi fabricada uma junta parafusada cilíndrica conforme figura 8.

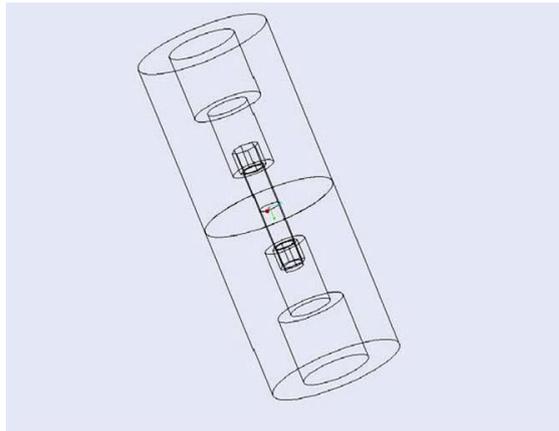


Figura 8 – junta parafusada projetada por WILLIANS et al. [20].

Para os testes, dois níveis de pré carga foram utilizados, 6 kN e 17 kN. A junta pré carregada com 6 kN então recebeu uma força externa de 5 kN, enquanto que a pré carregada com 17 kN foi carregada externamente com 14 kN. A deformação no parafuso foi medida com o uso de dois *strain gauges* colados na parte não rosqueada da haste. Utilizando-se a deformação medida e o módulo de elasticidade, foi calculada a força atuante no parafuso. O procedimento foi repetido quatro vezes para cada nível de tensão.

Foram criados dois modelos computacionais, um levando em consideração os filetes de rosca do parafuso e da porca e os efeitos de plasticidade que ocorrem na junta parafusada. No outro modelo criado, os filetes de rosca foram removidos, a plasticidade não foi levada em consideração, a cabeça do parafuso e a porca tiveram sua geometria simplificada.

A comparação entre os testes realizados e os modelos criados indicou que a transferência da força externa aplicada na junta para o parafuso foi pequena em todos os casos. A rigidez dos membros foi substancialmente maior quando a força externa foi aplicada do que apenas na presença da pré carga. Foi encontrada uma forte não linearidade no comportamento da rigidez dos membros. Quando a carga externa aplicada aumenta para um nível próximo da pré carga imposta ao parafuso, a rigidez dos membros começa a sofrer uma forte redução, aumentando a quantidade da força externa transmitida para o parafuso.

Também foi feita a comparação dos resultados obtidos nos teste e nas simulações com o resultado calculado com equações analíticas lineares. O resultado analítico mostrou-se super dimensionado, apontado uma força externa atuando no parafuso muito maior do que o previsto nos ensaios e nos modelos computacionais.

CROCCOLO et al. [18] avalia e propõe uma metodologia para o cálculo e seleção de parafusos classe 8.8, 10.9 e 12.9. O estudo trata tanto de juntas submetidas a

carregamento estático, como de juntas submetidas a carregamento cíclico e investiga quais pontos de maior concentração do parafuso (figura 9).

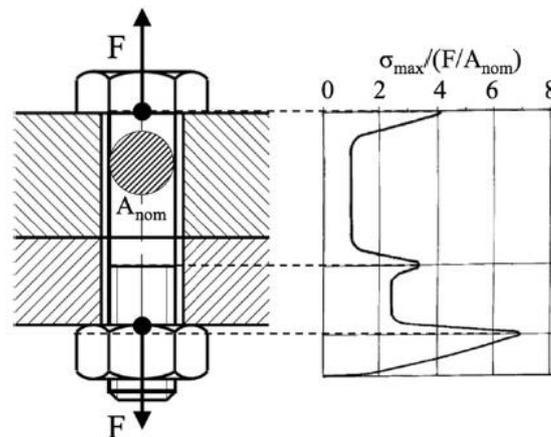


Figura 9 - Fatores de concentração de tensão CROCCOLO [14].

É feita uma análise da influência da dimensão do parafuso, do coeficiente de atrito entre as placas e do coeficiente de atrito entre as roscas na variação do coeficiente de tensão (relação entre a tensão equivalente e a tensão de pré carga axial). Conclui-se que o parâmetro que mais afeta a variação do coeficiente de tensão, e, portanto, o mais importante a ser controlado e reduzido para aumentar a eficiência da junta é o coeficiente de atrito entre as roscas.

3.8. Resistência à Fadiga da Junta Parafusada

BURGUETE e PATTERSON [2] realizaram estudo para investigar o comportamento em fadiga do parafuso M12x120 classe 8.8 quando submetido a diferentes cargas médias e também como a pré carga e a tensão média afetam a resistência à fadiga. Como pode ser visto na Figura 10, neste estudo foi testado apenas o parafuso, desconsiderando-se os membros.

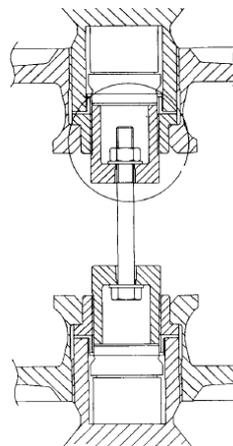


Figura 10 - dispositivo montado por BURGUETE e PATTERSON [2] para ensaios de fadiga em parafusos.

O comportamento dos parafusos submetidos a variadas tensões médias foi estimado utilizando-se métodos empíricos, ou seja, os métodos de previsão de segurança em fadiga propostos por Goodman, Gerber, Soderberg, Gunn e Cook.

A diferença básica entre os métodos é que os três primeiros foram desenvolvidos para corpos de provas lisos, sem entalhes, enquanto os dois últimos levam em consideração as concentrações de tensão nos entalhes dos filetes das roscas. Nas comparações, BURGUETE e PATTERSON [2] consideraram os modelos planos de Goodman, Gerber e Soderberg, mas também fizeram uma adaptação para levar os entalhes em consideração. A adaptação consistiu em inserir um fator de concentração de tensões. A Figura 11 mostra os modelos empíricos no diagrama de Haigh.

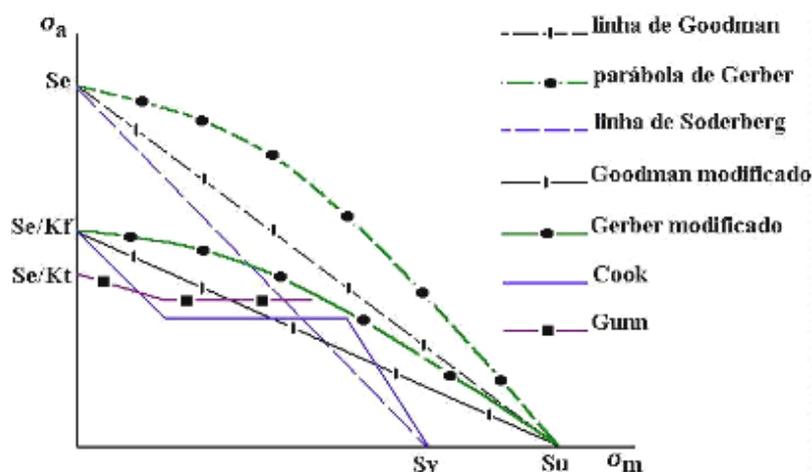


Figura 11 - diagrama de Haigh mostrando os critérios empíricos de falha por fadiga BURGUETE E PATTERSON [2].

O experimento consistiu em uma série de ensaios de fadiga gerando várias curvas S-N para diferentes valores da tensão média, sendo as tensões médias sempre entre zero e a tensão de ruptura.

Os resultados dos testes mostraram maior correlação com os modelos empíricos propostos por Gunn e Cook, que levam em consideração a plastificação no fundo do filete, principalmente para uma tensão média entre a tensão mínima e a tensão de escoamento. Porém, nenhum dos modelos foi capaz de prever o comportamento encontrado nos ensaios de fadiga para tensões acima da tensão de escoamento. Na figura 12, é possível ver a relação entre a amplitude de tensão e a tensão média para parafusos classe 8.8 encontrada nos experimentos de BURGUETE e PATTERSON [2].

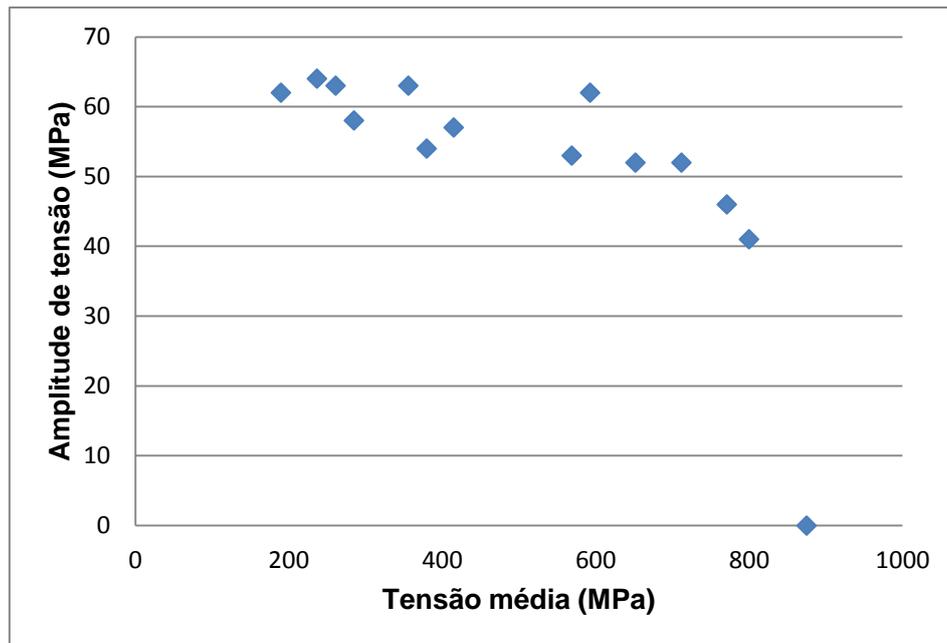


Figura 12 – diagrama de fadiga para parafusos classe 8.8 adaptado de BURGUETE e PATTERSON [2]

Esta divergência dos modelos é crítica, pois como os valores de pré carga aplicados nos parafusos geralmente são bem próximos do limite de escoamento, e de acordo com os resultados, para tensões médias acima do limite de escoamento, a resistência à fadiga diminui rapidamente.

Desta forma o estudo propõe uma curva parabólica que se ajuste aos resultados encontrados, quando as tensões aplicadas são maiores do que a tensão de escoamento. Contudo, uma das limitações do estudo de BURGUETE e PATTERSON [2] é que os ensaios foram feitos apenas nos parafusos, sem os membros apertados.

Na prática industrial, dificilmente a carga externa axial será aplicada sobre o parafuso, e sim nos membros. É o caso mais comum de aperto de placas, flanges, tampas, etc... veja, por exemplo, o caso de motor a combustão interna. Parafusos fixam a tampa do motor ao bloco. Quando ocorre a explosão do combustível nos cilindros, a expansão pressiona a parede da tampa no sentido de separá-la do bloco, e então os parafusos agem para sustentar a montagem. Mas a carga ocorre na tampa e então é transmitida aos parafusos.

Quando um parafuso é apertado sobre os membros, a distribuição de carga externa é função tanto do estado de tensões resultante do aperto (tensões normais e cisalhantes devido ao torque), quanto do fator de carga ou relação entre a rigidez ou ao contrário, a resiliência dos elementos da união.

No estudo conduzido por GRIZA et al. [23] foram realizados ensaios de resistência à fadiga em parafusos M6x40, classe 8.8. Para tanto foi construído um

dispositivo composto de placas e luvas, para simular a junta parafusada (figura 13). Foram testados membros em aço e alumínio.

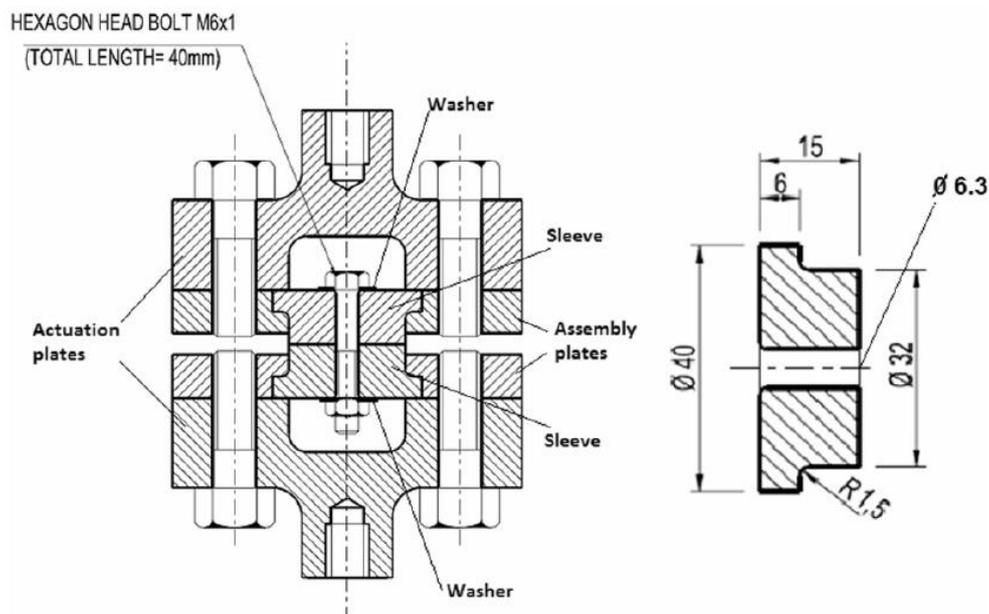


Figura 13 - dispositivo utilizado para os ensaios de resistência à fadiga dos parafusos M6. A bucha na direita é o membro que foi feita tanto em aço quanto em alumínio.

O objetivo foi avaliar como a pré carga aplicada no parafuso antes do ensaio afeta seu limite de resistência à fadiga. Foram feitos ensaios de tração em cinco parafusos para cada cenário, para determinar a tensão de escoamento. Também foram realizados ensaios de torque/fratura para verificar se a mudança no material dos membros influencia o torque máximo para fratura. Os parafusos apertados com membros de aço resistiram a um torque significativamente maior antes da fratura por torque do que os parafusos com membros de alumínio.

Este resultado pode ser explicado devido à diferença do coeficiente de atrito dos materiais. O coeficiente de atrito menor do alumínio permite que ele frature com uma menor tensão de cisalhamento.

Para realização dos ensaios de resistência à fadiga, os parafusos foram submetidos a diferentes torques e foram medidas as deformações antes do ensaio. Desta forma foi gerada uma tabela com a relação entre o torque aplicado e a deformação do parafuso no dispositivo. O limite de resistência à fadiga dos parafusos aumentou de acordo com a magnitude do torque aplicado.

Os resultados experimentais obtidos por GRIZA et al. [23] indicam que o limite de resistência à fadiga não depende do material dos membros, ao menos para o caso de membros em aço e alumínio. O estudo também mostra que os modelos elásticos lineares utilizados sugerem que a amplitude da tensão aumenta com a tensão média da junta parafusada. No caso dos membros de alumínio, mais resilientes, a teoria

subestima a amplitude da tensão para baixas tensões médias, e a superestima para altas tensões médias.

KORIN e IPIÑA [24] sugerem um método experimental para analisar o comportamento da interação porca-parafuso sob um estado de carga cíclica de tração. Esse sistema é muito difícil de avaliar, uma vez que a distribuição das tensões entre a porca e o parafuso é complexa (cargas não uniformes, concentrações de tensão e distorções causadas por tensões residuais).

Foi montado um dispositivo com duas porcas M12, uma haste rosqueada M12 e um cilindro montado entre as porcas (Figura 14). A carga cíclica é aplicada nesse dispositivo, e uma vantagem é que todas as cargas envolvidas podem ser relacionadas com a deformação no cilindro. Nos testes conduzidos pelo estudo, a carga aplicada na haste foi obtida pelo aperto das porcas, e a carga cíclica aplicada pela máquina possui limite superior igual à carga de aperto das porcas e relação de carga igual a zero.



Figura 14 - dispositivo montado por KORIN e IPIÑA [24]

Através da análise dos testes realizados, é possível estimar a diferenciação e identificação tanto da nucleação bem como da propagação das trincas. O estudo considerou arbitrariamente o início de propagação das trincas o ponto em que a deformação média do cilindro reduziu em 0,2%.

Foram apresentadas as equações que relacionam as cargas aplicadas com as rigidezes e as deformações dos componentes do dispositivo. Combinando os valores medidos nos testes para a deformação do cilindro com as equações, foi estimado um modelo para o comprimento da trinca em função da rigidez.

De posse da relação entre o comprimento da trinca e a variação da rigidez, foi proposto um modelo para o fator de intensidade de tensão (função do comprimento da trinca e do diâmetro interno do parafuso).

3.9. O efeito do comprimento do parafuso na resistência à fadiga de juntas parafusadas

MACKERLE [25] fez uma revisão bibliográfica dos métodos de elementos finitos utilizados para a análise de juntas. Em sua revisão bibliográfica, as juntas são subdivididas em oito tipos, como por exemplo, juntas de pinos, juntas tubulares, rebites, entre outras.

Na parte relativa às juntas parafusadas é explicado que o estudo de conexões parafusadas é mais complicado, uma vez que o modelo mais adequado deve ser em 3D, e que devem ser levados em conta fatores como as não linearidades do material e da geometria, os contatos, o atrito, escorregamento, e a interação entre o parafuso e os membros.

A qualidade das simulações também depende do tipo de elemento utilizado, da discretização, das equações constitutivas, do tamanho do passo, etc.

No final do tópico sobre juntas parafusadas, são listados os campos e tipos de conexões pesquisadas na bibliografia revisada pelo autor. É importante ressaltar que dentre os mais de oitenta campos de estudo citados, nenhum deles faz menção à influência da variação do comprimento do parafuso na resistência da junta parafusada.

A norma VDI 2230 [4], por sua vez, faz menção à possibilidade de aplicar buchas extensoras em situações nas quais se necessita aumentar a vida em fadiga da união. Entretanto, não há indicação a respeito de como ocorre o aumento de resistência com o aumento do comprimento do parafuso.

GRIZA et al. [5] publicou estudo avaliando o efeito do comprimento do parafuso na resistência à fadiga de juntas parafusadas no flange de um compressor. O flange em questão é conectado através de 16 parafusos prisioneiros M24x3, classe 8.8 com 120 mm de comprimento.

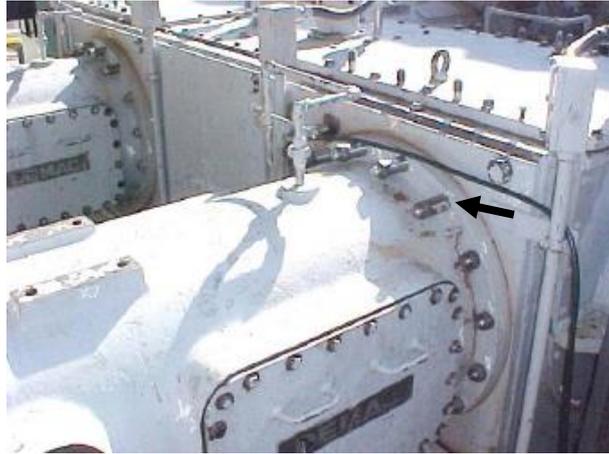


Figura 15 - Flange do compressor estudado por GRIZA et al. [5]. A seta indica parafuso que foi montado sobre luva

Foi verificado que os quatro parafusos na parte superior (é possível ver estes parafusos na Figura 15) e os quatro parafusos na parte inferior do flange apresentavam maior frequência de falha que os demais. Estes parafusos com maior frequência de falha foram substituídos por parafusos com maior comprimento, 173 mm. Para tanto foram aplicadas luvas (ou buchas extensoras) para permitir o aperto dos parafusos mais longos no flange, como pode ser visto na figura 15.

Um dispositivo foi criado para reproduzir a junta em serviço, levando-se em consideração o tamanho, a geometria e os materiais da junta do compressor. Foram submetidos a ensaios de fadiga oito parafusos de comprimento 173 mm e seis parafusos com o comprimento original.

Os ensaios de fadiga realizados indicaram que a junta com parafuso mais longo apresenta tendência de resistência à fadiga maior do que a junta de menor comprimento, respectivamente 190 MPa e 175 MPa. O resultado indica que a redução de rigidez do parafuso devido ao aumento do comprimento foi mais significativa do que a redução da rigidez dos membros devido à introdução de uma luva delgada, o que leva a um menor valor de carga. Ou seja, representa menor parcela de carga cíclica distribuída para o parafuso. Porém é necessário ressaltar que apesar do torque aplicado nos dois tipos de parafuso ter sido o mesmo, houve maior deformação dos parafusos longos em relação aos parafusos curtos, e por consequência maior tensão de pré carga (450 MPa e 400 MPa). Este fato contribui para o acréscimo na vida em fadiga das conexões. A deformação dos parafusos foi medida utilizando-se extensômetro.

DA SILVA [1] realizou estudo onde foram feitos ensaios de resistência à fadiga em parafusos M6x1, classe 8.8 com três comprimentos distintos, 40 mm, 60 mm e 80

mm. O estudo teve o objetivo de investigar qual o efeito do comprimento do parafuso no limite de resistência à fadiga de juntas parafusadas.

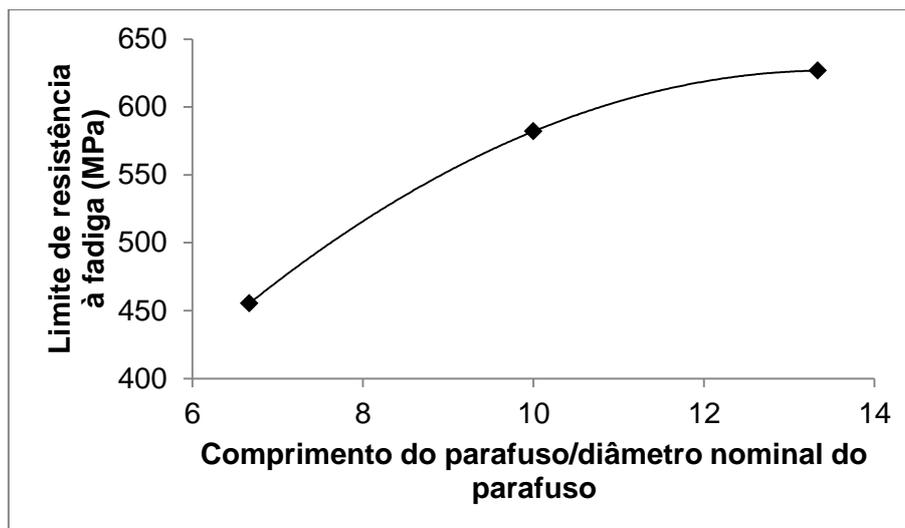


Figura 16 – Influência do comprimento no limite de resistência à fadiga. Ensaios de fadiga realizados em parafuso M6 classe 8.8, carga externa senoidal, razão de carregamento 0,1, frequência de 30 hz e pré carga de 14,4 kN [1].

Na Figura 16 é possível ver os resultados obtidos por DA SILVA [1] para a relação entre o limite de resistência à fadiga do parafuso e o seu comprimento.

Um diferencial entre este estudo, e o conduzido por GRIZA et al. [5] é que o dispositivo criado para realização dos ensaios de fadiga mantém uma distribuição de massa homogênea dos membros ao redor do parafuso, enquanto que o uso da bucha extensora (luva) por GRIZA et al. [5] modifica o volume de material dos membros ao longo do comprimento.

Também foi analisada a relação entre a amplitude de tensão e a tensão média suportada pelos parafusos de 40 mm, e o resultado comparado com os modelos disponíveis na literatura.

O modelo que teve maior correlação com o resultado obtido foi o de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], mas o estudo conduzido por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], não abrangia parafusos M6, sendo então necessária interpolação para possibilitar a comparação.

4. METODOLOGIA

4.1. Dispositivo

Para realização dos ensaios de tração e de fadiga foi projetado e fabricado um dispositivo que permitisse o teste dos diferentes comprimentos de parafusos. Para o projeto foram levados em consideração o dispositivo fabricado por GRIZA et al. [5] e o dispositivo utilizado por DA SILVA [1]. O mecanismo do estudo de GRIZA et al. [5] não mantinha a mesma distribuição de massa ao redor dos parafusos, já o utilizado por DA SILVA [1] inseria mais uma interface de atrito entre os membros quando se alterava o comprimento do parafuso testado. Essas duas variações influenciam na rigidez da junta parafusada.

Para o dispositivo deste trabalho, o projeto foi feito de tal forma que não se alterasse a distribuição de massa nem os atritos envolvidos para o teste dos diferentes comprimentos de parafuso. O dispositivo é composto por quatro partes, dois fixadores e dois discos. Os fixadores, como o próprio nome sugere, tem a finalidade de permitir o encaixe na máquina de ensaio de fadiga (figura 17).

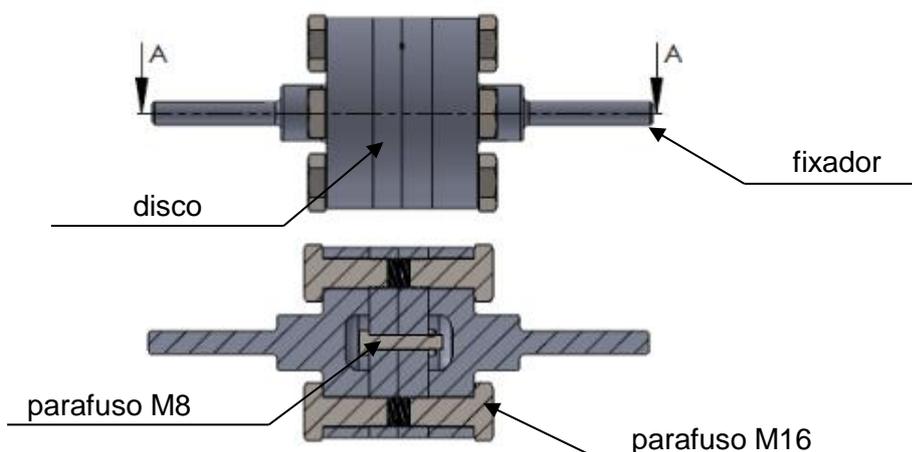


Figura 17 – projeto do dispositivo para realização dos ensaios de resistência à fadiga nos parafusos M8 classe 8.8.

Os dois discos têm a função dos membros na junta parafusada. Os discos possuem além dos quatro furos igualmente espaçados para parafusos M16, responsáveis por sua união com os fixadores, um furo no centro para os parafusos M8 que foram testados no estudo. Foram fabricados três pares de discos de aço, com diferentes espessuras, para permitir a montagem dos parafusos de 45, 60 e 80 mm. Além disso, os discos possuem dois canais com largura de 4 mm e profundidade de 1 mm, sendo um na face interna do furo M8 e outro na superfície plana do disco, indo da borda do furo M8 até a extremidade. O objetivo destes canais é possibilitar em futuros estudos, a instalação de *strain gauges* nos parafusos, para se medir a deformação

durante ensaios de resistência à fadiga. Na figura 18 é possível visualizar o dispositivo fabricado e montado.



Figura 18 – dispositivo fabricado e montado para realização dos ensaios de resistência à fadiga em parafusos M8 classe 8.8.

Os desenhos de montagem e fabricação do dispositivo encontram-se no Anexo II. Todos os componentes do dispositivo fabricados tiveram sua geometria verificada na máquina de medição tridimensional Mitutoyo M574. Foi verificado o paralelismo das superfícies bem como os ângulos entre os furos e as superfícies. Todas as medidas estavam de acordo com o especificado em projeto. Este controle foi realizado para garantir tensão axial pura durante os ensaios de fadiga.

4.2. Ensaios de Tração

Após a verificação das dimensões, foram iniciadas as preparações para os ensaios de tração. A primeira medida foi preparar a máquina colocando o modelo de garra adequado para o dispositivo de teste. Para os ensaios de tração foi utilizada a máquina servohidráulica MTS LandMark 370.10. Esta mesma máquina foi utilizada nos ensaios de fadiga.

Para os ensaios de tração, os parafusos foram colocados no dispositivo, porém, nesse caso, os parafusos foram montados sem impor torque às porcas. Foram realizados cinco ensaios de tração, seguindo as especificações da norma ISO 898-1 (2009) [9], a velocidade aplicada nos ensaios foi de 5 mm/min. Desta forma foi possível definir a tensão de escoamento e confirmar a classe 8.8 dos parafusos. Outro motivo importante de definir a tensão de escoamento é estabelecer o torque que será aplicado nos parafusos para os ensaios de fadiga.

Os parafusos utilizados nos ensaios de tração tiveram sua superfície de fratura analisada no microscópio estereoscópico Zeiss Stemi 2000.

4.3. Ensaios de Fadiga

Após a realização dos ensaios de tração e a definição da tensão de escoamento, foi estabelecida a utilização de uma pré-carga de 90% da tensão de escoamento nos parafusos para os testes de fadiga.

Após a definição do valor da tensão de escoamento, foi feito o cálculo do torque e alongação de pré carga utilizando a equação 38.

$$T = F_i(0,159p + 0,577\mu_t d_{mp} + 0,5\mu_u D_{mu}) \quad \text{Equação 38}$$

O passo do parafuso (p), o diâmetro médio do parafuso (d_{mp}) e o diâmetro médio do colar (D_{mu}) são valores tabelados [13,26]. Já os coeficientes de atrito da rosca do parafuso (μ_t) e sob a cabeça do parafuso (μ_u) foram inicialmente estimados [1,2,18]. Foi aplicado um torque de 37 Nm no parafuso com o torquímetro. O torquímetro utilizado foi o modelo Eda Profissional de estalo, encaixe 1/2" e precisão de medida de 1 Nm. Após a aplicação do torque, a deformação do parafuso foi medida com o altímetro de precisão Mitutoyo HDS, precisão de medida de 0,01 mm, e através da equação 15 calculou-se o valor da pré carga axial imposta ao parafuso (F_i). Dessa forma foi possível estabelecer a relação entre o torque e a pré carga.

Assim os valores dos coeficientes de atrito (μ_t) e (μ_u) foram atualizados para corresponder ao valor da pré carga gerada quando aplicado o torque de 37 Nm. No anexo I está o memorial de cálculo da definição do torque e da alongação de pré carga para os parafusos de 45, 60 e 80 mm.

A aplicação do torque nos parafusos durante a montagem da junta parafusada foi feita com o uso de um torquímetro. De acordo com BUDYNAS e NISBETT [13] não se pode confiar em chaves de torque como uma boa indicação da pré carga aplicada e que a alongação do parafuso deve ser utilizada sempre que possível, especialmente para carregamentos de fadiga. O dispositivo fabricado permite acesso às duas faces do parafuso para medição da alongação.

Para montagem das juntas parafusadas, primeiro foi aplicado um aperto na porca manualmente, apenas para travamento do conjunto e depois foi realizada a medida do parafuso com uso do altímetro (figura 19).

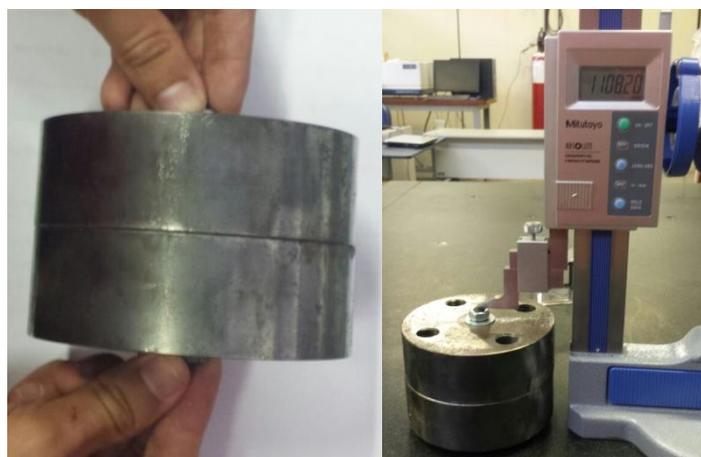


Figura 19 – aperto manual da junta e medição do comprimento inicial

Os membros então foram fixados numa morsa e o torque aplicado na porca através do torquímetro. A rotação do parafuso foi evitada usando-se uma chave de boca.

Após aplicação do torque, foi feita a medição do comprimento total do parafuso com o auxílio do altímetro, da mesma maneira que foi feita a medição do comprimento inicial. Se a elongação não corresponder à deformação calculada para 90% da tensão de escoamento, aplica-se mais torque ao parafuso e é realizada nova medição. Esse procedimento é repetido até se atingir a elongação do parafuso correspondente a tensão de pré carga calculada.

Conforme estabelece a norma ISO 3800 (1993) [11], para o método de teste combinado, foram utilizados pelo menos catorze parafusos de cada comprimento para construção das curvas de fadiga. Porém, diferente da norma, foi utilizado como vida infinita em fadiga os parafusos que resistirem mais do que 2×10^6 ciclos e não 5×10^6 ciclos. O motivo da alteração é diminuir o tempo dos ensaios. Esse valor é o mesmo utilizado por BURGUETE e PATTERSON [2] e PIZZIO [27]. A relação de tensão cíclica definida para os testes foi de $R=0,1$ e a frequência foi de 30 hz.

4.4. Cálculo da Rigidez, da Força e da Tensão

Foi feito o cálculo de rigidez (k_p) para os parafusos de 45, 60 e 80 mm e para seus respectivos membros (k_M) seguindo seis diferentes métodos. Os métodos de cálculo utilizados são os propostos por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] (equações 39-42), VDI 2230 [4] (equações 11 e 12), ALKATAN et al. [8] (equações 30-34), WILEMAN et al. [15] (equações 35 e 36), BUDYNAS e NISBETT [13] (equações 28 e 29) e LEHNHOFF e BUNYARD [21] (equações 41-44).

Para o cálculo das rigidezes com os métodos propostos por LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] e LEHNHOFF e BUNYARD [21], foram considerados apenas os resultados obtidos por ambos, para as simulações com parafuso M8, classe 8.8 com membros em aço e cada membro com espessura de 20 mm. Apesar de apenas os parafusos de 45 mm terem sido ensaiados com membros próximos dessa espessura, os parafusos de 60 e 80 mm foram testados com membros de espessuras iguais (50 mm e 70 mm, respectivamente), sendo utilizada então a mesma relação para o cálculo da rigidez dos três comprimentos de parafuso.

Outro ponto importante é que para o cálculo das rigidezes, foi acrescido na espessura dos membros o valor da espessura das arruelas (foram utilizadas duas arruelas com 1 mm de espessura cada na montagem e ensaio das juntas parafusadas).

Após o cálculo das rigidezes pelos diferentes métodos, foi possível calcular as forças e tensões aplicadas nos parafusos de 45, 60 e 80 mm de acordo com cada modelo. Dessa forma, foi calculada a força máxima atuando no parafuso, a força média, a amplitude da força, a força mínima, a tensão de cisalhamento, a tensão máxima, a amplitude de tensão e a tensão média que atuam no parafuso.

4.5. Simulação Computacional

A simulação computacional foi desenvolvida utilizando o *software* Abaqus CAE 6.13-1. Trata-se de uma simulação numérica no regime elástico de juntas parafusadas submetidas ao pré tensionamento. Foi verificado o nível de tensão provocada em duas configurações de juntas parafusadas quando submetidas a pré carga. Foi modelada a junta com o parafuso de 45 mm e a junta com o parafuso de 80 mm de comprimento.

Todos os sólidos foram construídos de acordo com os dados apresentados no presente estudo. A construção dos sólidos no *software* de simulação numérica foi feita considerando uma modelagem axisimétrica. A figura 20 mostra o modelo axisimétrico desenvolvido para a junta de parafuso de 45 mm de comprimento.

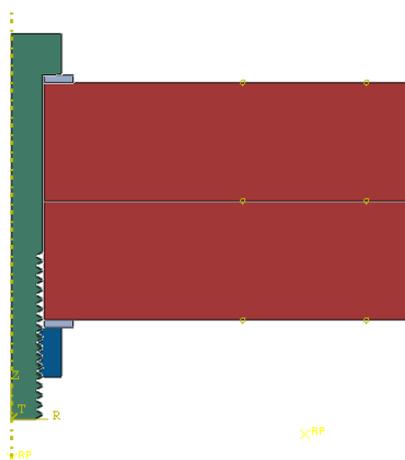


Figura 20 – modelo axisimétrico da junta com parafuso de 45 mm.

Para a simulação foram utilizados elementos do tipos “*Axisymmetric Stress*”. A malha desenvolvida para a junta de parafuso de 45 mm de comprimento está representada na figura 21. As propriedades e valores utilizados na simulação estão na tabela 3. O coeficiente de Poisson utilizado na simulação foi o mesmo para todos os componentes.

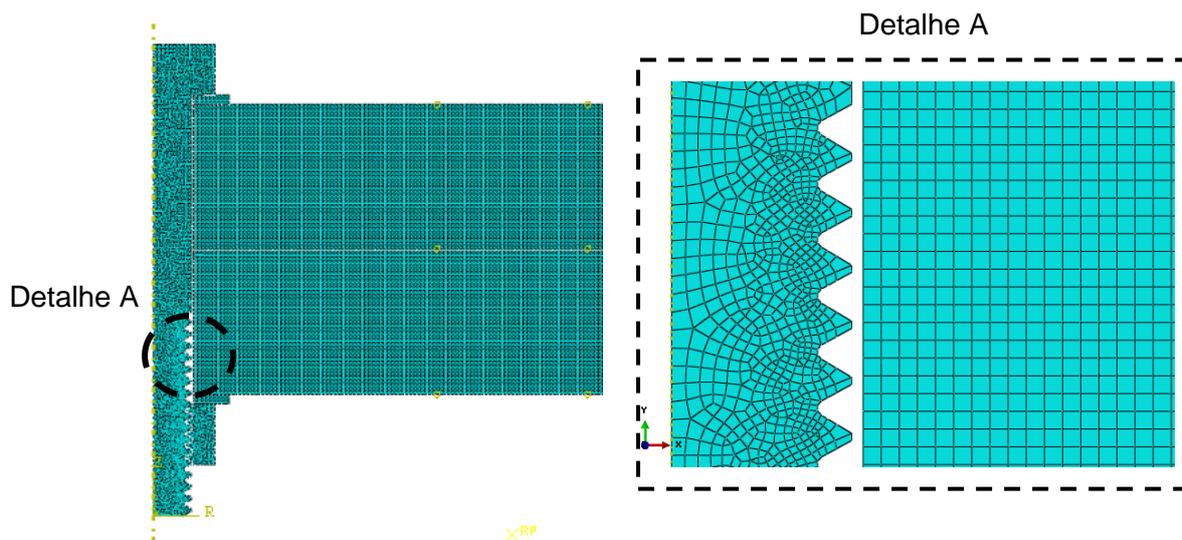


Figura 21 – detalhe da malha desenvolvida para a junta com parafuso de 45 mm.

Tabela 3 – tipo de malha e propriedade dos componentes

Componente	Tipo de Elemento	Coeficiente de Poisson	Parafuso de 45 mm		Parafuso de 80 mm	
			Número de elementos	Número de nós	Número de elementos	Número de nós
Parafuso	CAX4R	0,33	2698	2856	3628	3862
Porca	CAX4R	0,33	251	286	244	278
Membro	CAX4R	0,33	4641	4800	10472	10680
Arruela	CAX4R	0,33	27	40	27	40

4.5.1. Condições de Contorno e Carregamento

A elongação de pré carga imposta nos parafusos de 45 e 80 mm foram as mesmas calculadas analiticamente e aplicadas para os ensaios de fadiga. Para aplicar essas pré cargas nos parafusos, as simulações desenvolvidas foram realizadas em três etapas. Na primeira etapa, os parafusos foram alongados elasticamente até um valor acima da elongação de pré carga. Na segunda etapa, foram ativadas as interações interfaciais entre os componentes, sendo estabelecido um coeficiente de atrito de 0,1. Esse coeficiente foi estimado com base nos valores de torque aplicado na junta parafusada e nas deformações medidas no parafuso.

Por fim, o conjunto é relaxado elasticamente e o valor da elongação final do parafuso deverá corresponder ao valor da elongação de pré carga calculado anteriormente. Deve-se salientar que a obtenção dessa elongação final foi alcançada a partir de simulações iterativas variando-se a elongação inicial obtida na primeira etapa.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na tabela 4 abaixo estão os dados que foram utilizados para os cálculos feitos no presente estudo.

Tabela 4 – valores das variáveis utilizadas nos cálculos

Ângulo do cone	α	30°
Área do diâmetro maior	A_d	50,265 mm ²
Área da tensão de tração	A_t	36,6 mm ²
Área no menor diâmetro da rosca	A_{d3}	32,8 mm ²
Coeficiente de atrito da rosca	μ	0,1
Comprimento da rosca	L_t	22 mm
Comprimento dos membros parafuso 45 mm	l_{m45}	31 mm
Comprimento dos membros parafuso 60 mm	l_{m60}	52 mm
Comprimento dos membros parafuso 80 mm	l_{m80}	72 mm
Diâmetro da face da arruela	d_w	11,5 mm
Diâmetro da tensão de tração	d_t	6,825 mm
Diâmetro do furo dos membros	d_h	8 mm
Diâmetro externo dos membros	D_{A1}	104 mm
Diâmetro nominal	d	8 mm
Diâmetro nominal da rosca	d_2	7,19 mm
Força de pré carga	F_i	28519 N
Módulo de elasticidade parafuso	E_p	210 GPa
Modulo de elasticidade da porca	E_{po}	210 GPa
Passo da rosca	p	1,25 mm
Torque de pré carga	T	37175 N.m

5.1. Ensaios de tração

Foram realizados cinco ensaios de tração para determinar o limite de resistência à tração.

As curvas plotadas apresentam o formato mostrado na figura 22 abaixo.

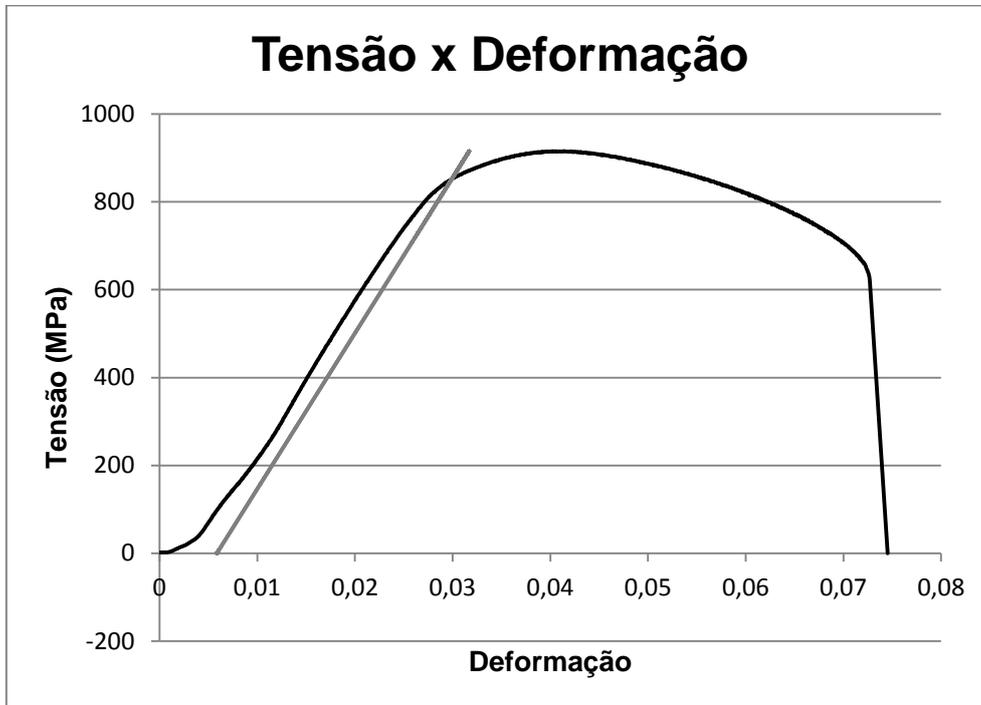


Figura 22 – tensão x deformação indicando o limite de escoamento do Parafuso 4.

Como podemos ver na figura 22, o ensaio de tração não apresenta uma diferença muito clara entre a região elástica e a região plástica, não é possível estabelecer qual a tensão de escoamento visualmente. Outro ponto a se observar é a relação entre a tensão e a deformação próximo da origem. Esse comportamento não linear se deve a um escorregamento inicial devido às folgas existentes no conjunto máquina/parafuso. Desta forma, a parte inicial da curva foi desconsiderada e a tensão de escoamento (*offset yield strength*) foi obtida para uma deformação permanente de 0,2%.

Este procedimento foi utilizado nos dados gerados dos cinco ensaios de tração, e foi obtida a tensão de escoamento média de 866 MPa (desvio padrão 19 MPa).

O resultado encontrado para a tensão de escoamento está de acordo com o estabelecido na norma ISO 898-1 [9] para parafusos classe 8.8.

Também foi realizada uma breve análise da fratura dos parafusos. Os cinco parafusos ensaiados romperam de maneira similar, a fratura ocorreu na rosca, três filetes acima da porca. Uma causa provável para que a fratura tenha ocorrido sempre no mesmo ponto é que os filetes em contato e próximos à porca estão sujeitos a uma maior concentração de tensão, o que pode ter gerado deformações plásticas

localizadas, aumentando sua resistência, sendo dessa forma o terceiro filete de rosca localizado acima da porca o primeiro que não sofre deformação plástica localizada, apresentando então uma menor resistência. Na figura 23 vemos a altura do rompimento e a superfície da fratura. A fratura apresenta as características morfológicas esperadas de fratura monotônica estática por conta da tensão de tração. A região central da seção do parafuso apresenta superfície plana e marcas radiais e a periferia apresenta fratura inclinada por cisalhamento final.

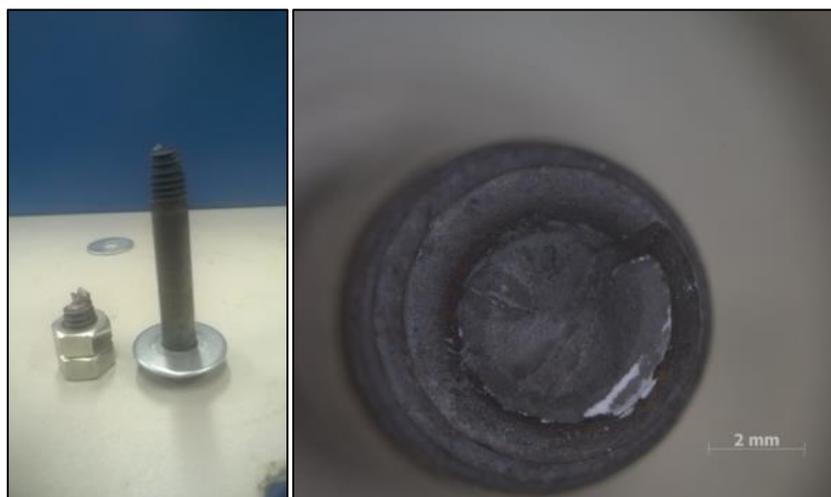


Figura 23 – Na esquerda o detalhe do local da fratura e na direita a superfície de fratura vista na lupa.

5.2. Ensaio de fadiga

Para a realização dos ensaios de fadiga, a norma ISO 3800 (1993) [11] estabelece a necessidade de estimar as tensões σ_{AA} e σ_{AB} para falha em fadiga do parafuso em $N=5 \times 10^4$ e $N=1 \times 10^6$ ciclos. Essas estimativas foram feitas utilizando os resultados dos ensaios de tração e dados de estudos que relacionam as propriedades de fadiga com as propriedades de tração [28,29]. As curvas geradas pressupõem uma probabilidade de falha de 50%.

Para gerar cada curva foram necessários 14 parafusos. Foram encontrados os respectivos limites de resistência à fadiga ($N=2 \times 10^6$ ciclos):

$$S_{45} = 502,09 \text{ MPa}$$

$$S_{60} = 572,91 \text{ MPa}$$

$$S_{80} = 619,71 \text{ MPa}$$

Abaixo estão as figuras 24, 25 e 26, referentes às curvas S-N para os parafusos de 45, 60 e 80 mm obtidas nos ensaios de fadiga, onde o limite de resistência à fadiga do parafuso de 45 mm foi 19% menor que o limite de fadiga do parafuso de 80 mm.

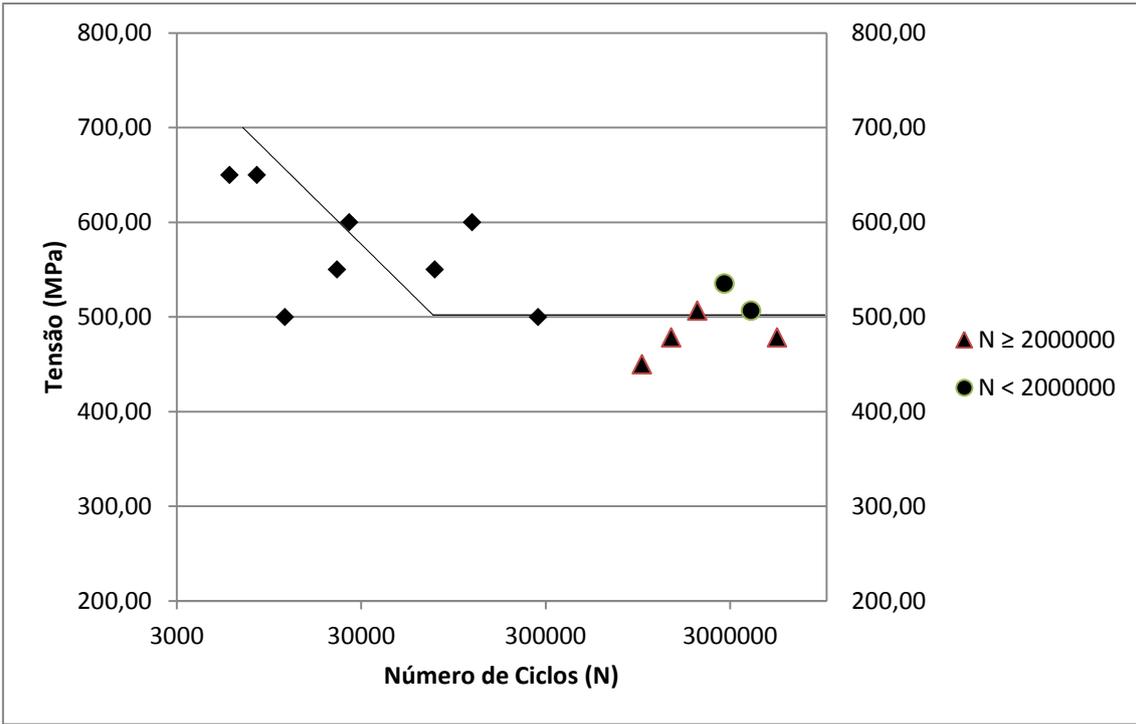


Figura 24 - curva S-N para os parafusos de 45 mm

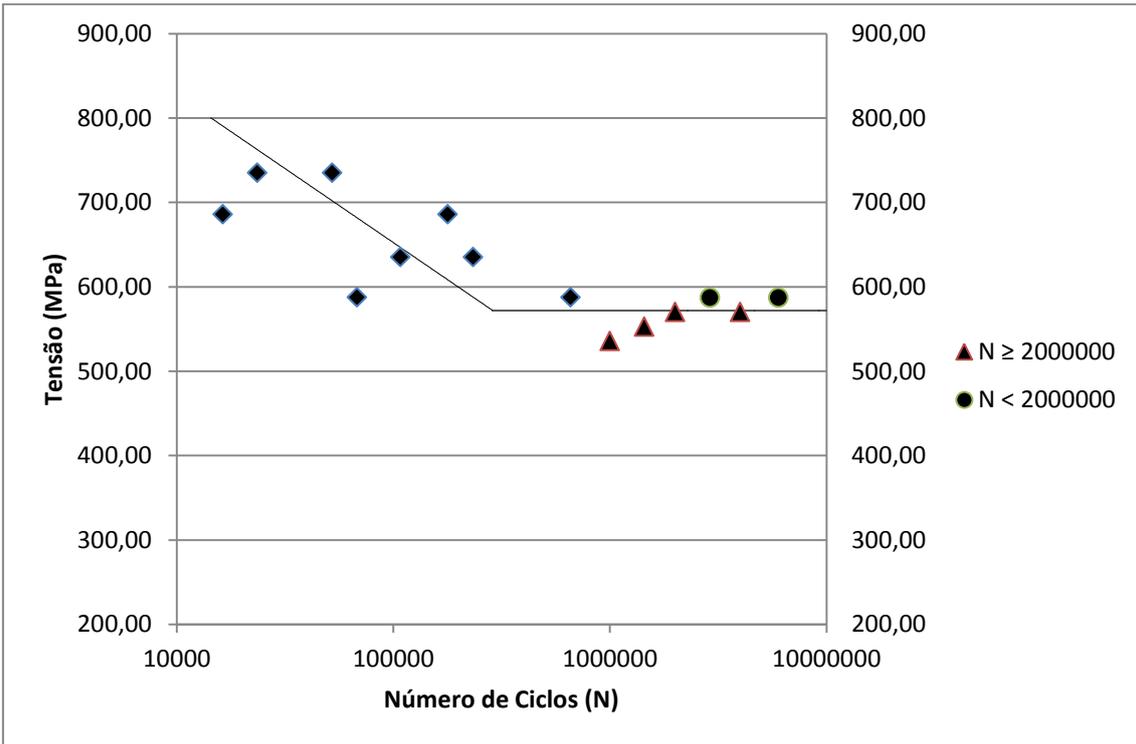


Figura 25 - curva S-N para os parafusos de 60 mm

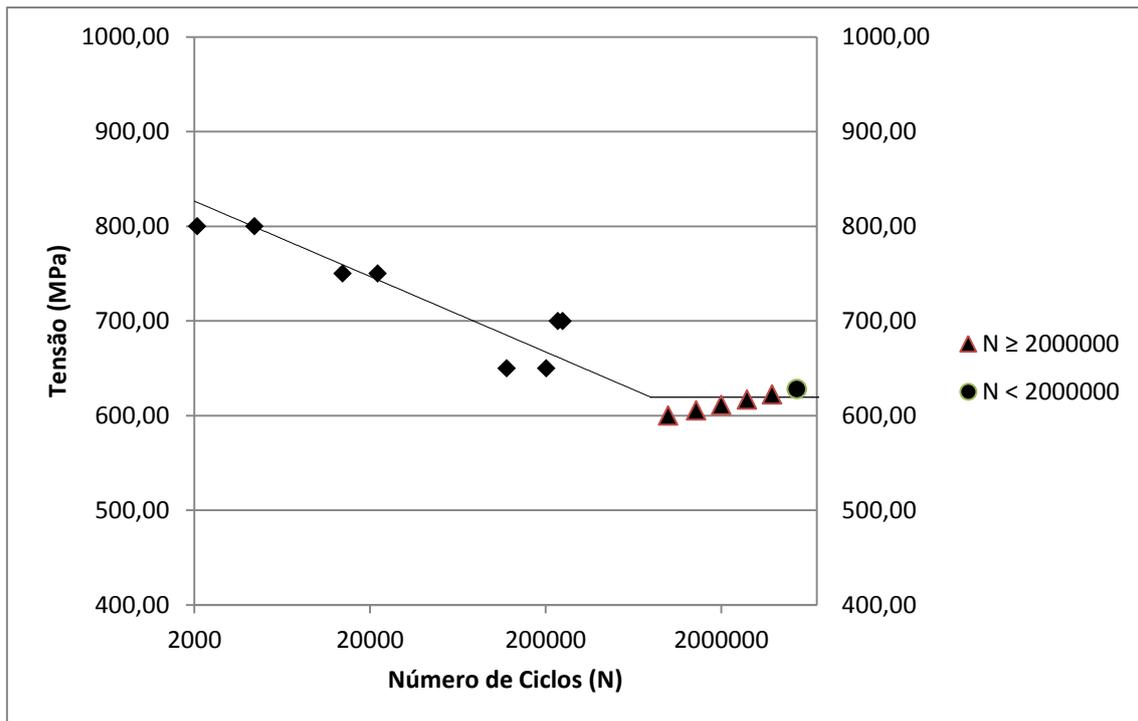


Figura 26 - curva S-N para os parafusos de 80 mm

Um ponto que chama atenção nas curvas de fadiga geradas é a grande dispersão encontrada. Como se pode observar na figura 24, para uma mesma tensão aplicada (500 MPa), um parafuso rompeu com 11590 ciclos, enquanto o outro rompeu com 273233 ciclos, e na parte de vida infinita para a tensão aplicada de 506,83 MPa, um parafuso fraturou com menos de dois milhões de ciclos, porém outro espécime atingiu vida infinita. A grande causa dessa dispersão é a própria geometria do parafuso.

É possível verificar que, os resultados estão em acordo com DA SILVA [1], ou seja, o limite de resistência à fadiga aumentou com o comprimento do parafuso. A figura 27 relaciona os limites de resistência à fadiga obtidos dos ensaios neste trabalho com o comprimento do parafuso. Na mesma figura também estão os resultados do estudo de DA SILVA [1] para parafusos M6, classe 8.8 com comprimento de 40, 60 e 80 mm. Os parafusos M6 foram ensaiados com carga externa senoidal, razão de carregamento de 0,1, frequência de 30 hz e pré carga de 14,4 kN. Os parafusos M8, carga externa senoidal, razão de carregamento de 0,1, frequência de 30 hz e pré carga de 28,5 kN.

O comportamento polinomial das curvas indica que o limite de resistência à fadiga aumenta com o comprimento do parafuso. É possível verificar que as curvas são similares, o que indica que o diâmetro do parafuso não tem interferência significativa no limite de resistência à fadiga. Neste caso, porém, destaca-se que

apenas duas bitolas próximas de parafusos foram testadas, M6 e M8. É possível que diferenças sejam encontradas em teste de bitolas maiores.

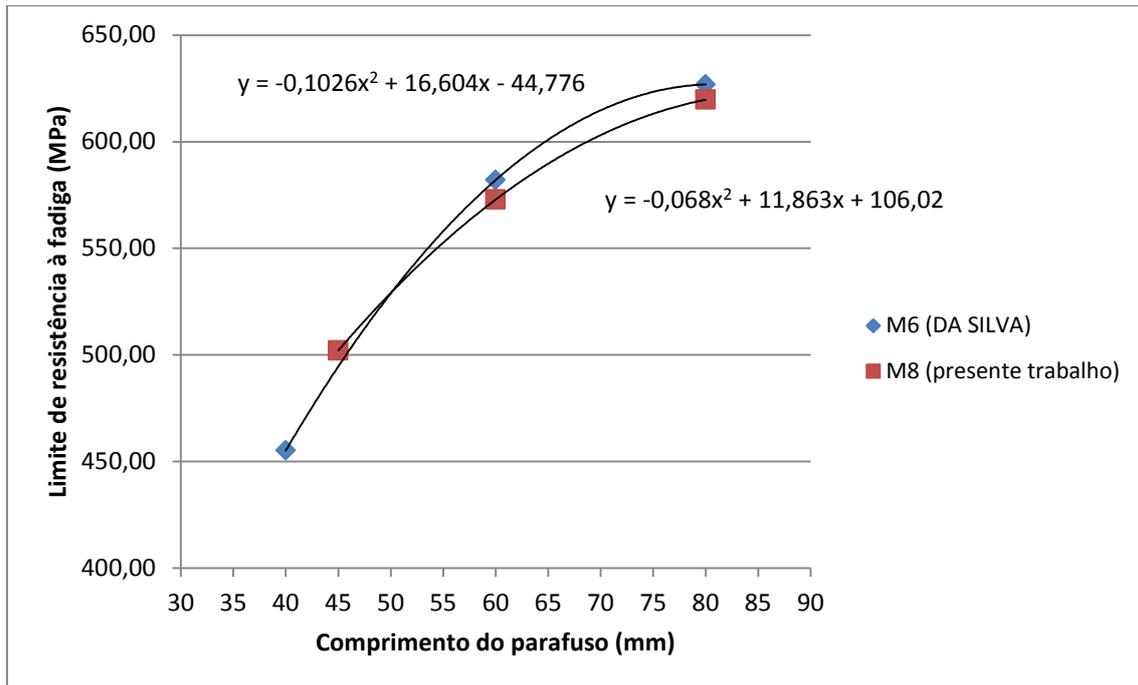


Figura 27 – relação entre o limite de resistência à fadiga e o comprimento do parafuso.

5.3. Cálculo da Rigidez, da Força e da Tensão

A tabela 5 mostra a rigidez do parafuso e dos membros calculadas pelas diversas teorias.

Tabela 5 – rigidez dos membros e parafusos pelas diversas teorias

Método	Comprimento Parafuso	Kp (kN/mm)	Km (kN/mm)	C
VDI	45 mm	211,11	1646,39	0,11
	60 mm	152,71	1453,81	0,10
	80 mm	114,60	1385,10	0,08
Cone 30°	45 mm	277,00	1314,20	0,17
	60 mm	148,20	1147,77	0,11
	80 mm	146,61	1077,62	0,09
Alkatan	45 mm	200,60	1196,08	0,14
	60 mm	147,53	1076,09	0,12
	80 mm	112,26	1026,57	0,10
Wileman	45 mm	329,87	1555,37	0,18
	60 mm	203,00	1456,72	0,12
	80 mm	146,61	1418,10	0,09
Lehnhoff e Wistehuff	45 mm	1870,36	4663,81	0,29
	60 mm	2351,36	6345,38	0,27
	80 mm	2703,90	7615,98	0,26
Lenhnhoff e Bunyard	45 mm	184,80	355,44	0,34
	60 mm	184,80	229,85	0,45
	80 mm	184,80	151,93	0,55

Para o cálculo das rigidezes nos modelos de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] e LENHNHOFF e BUNYARD [21] foi utilizada uma tensão de prova $S_p=580$ MPa, conforme estabelecido na norma ISO 898-1 [9] para parafusos M8 classe 8.8.

O cálculo da norma VDI 2230 [4] também foi realizado utilizando o método de cone, porém ao invés do ângulo de 30° conforme estabelecido por BUDYNAS E NISBETT [13], para essa geometria dos parafusos e da junta, a norma forneceu ângulos de cone de 34,95°, 35,56° e 35,90° para os parafusos de 45 mm, 60 mm e 80 mm, respectivamente.

No método proposto por WILEMAN et al. [15], para as constantes numéricas, foi considerado $A=0,78715$ e $B=0,62873$, que são os valores recomendados para membros feitos de aço.

O método de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] é o único no qual a rigidez do parafuso e dos membros aumenta junto com o comprimento. Em todos os outros métodos, a rigidez do parafuso e dos membros diminui com o aumento do comprimento.

LEHNHOFF e BUNYARD [21] apresenta a mesma rigidez para os três comprimentos de parafuso. Isso ocorre devido à equação 43 ser uma função constante, assim a rigidez do parafuso depende apenas do módulo de elasticidade e do diâmetro dos parafusos.

Com exceção dos métodos de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] e LEHNHOFF e BUNYARD [21], a rigidez do parafuso de 80 mm é sensivelmente menor que a do parafuso de 45 mm, em média 48% menor, enquanto que a rigidez dos membros sofre uma diminuição menos acentuada com o aumento do comprimento do parafuso, a rigidez dos membros da junta do parafuso de 80 mm é 14% menor que a do parafuso de 45 mm.

Essa diferença na intensidade da redução se reflete na constante de rigidez da junta, que reduz com o aumento do comprimento do parafuso. Essa redução, por sua vez influencia nas forças e tensões atuantes no parafuso.

Os resultados mostrados na tabela 5 foram utilizados para o cálculo das forças e tensões de cada modelo, como é possível conferir na tabela 6.

Tabela 6 – cálculo das forças e tensões nos parafusos

Método	Comprimento Parafuso	P_{max} (kN)	F_{pmax} (kN)	F_{pmin} (kN)	σ_{max} (MPa)	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)
VDI	45 mm	18,38	30,61	28,52	870,83	842,30	28,53
	60 mm	20,97	30,51	28,52	868,33	841,10	27,23
	80 mm	22,68	30,25	28,52	861,51	837,84	23,68
Cone 30°	45 mm	18,38	31,72	28,52	900,01	856,31	43,70
	60 mm	20,97	30,92	28,52	878,95	846,18	32,77
	80 mm	22,68	30,50	28,52	868,08	840,97	27,11
Alkatan	45 mm	18,38	31,16	28,52	885,29	849,24	36,06
	60 mm	20,97	31,05	28,52	882,37	847,83	34,54
	80 mm	22,68	30,76	28,52	874,70	844,15	30,54
Wileman	45 mm	18,38	31,82	28,52	902,68	857,59	45,09
	60 mm	20,97	31,08	28,52	883,33	848,29	35,04
	80 mm	22,68	30,64	28,52	871,79	842,76	29,03
Lehnhoff e Wistehuff	45 mm	18,38	33,78	28,52	954,36	882,50	71,86
	60 mm	20,97	34,19	28,52	965,17	887,72	77,45
	80 mm	22,68	40,97	28,52	972,40	891,22	81,18
Lenhnhoff e Bunyard	45 mm	18,38	34,81	28,52	981,49	895,61	85,88
	60 mm	20,97	37,86	28,52	1062,67	935,01	127,67
	80 mm	22,68	40,97	28,52	1145,36	975,31	170,05

Do mesmo modo que ocorreu com as rigidezes, a força máxima e a tensão máxima aplicada no parafuso diminuem com o aumento do comprimento, com exceção dos métodos de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] e LEHNHOFF e BUNYARD [21].

Outro ponto a ressaltar é que as tensões médias (com exceção de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3] e LEHNHOFF e BUNYARD [21]) ficaram abaixo da tensão de escoamento (866 MPa) e praticamente todos os resultados apresentaram tensões máximas superiores à tensão de escoamento.

Com os valores das tensões médias (σ_m) e das amplitudes de tensão (σ_a) no parafuso é possível fazer a comparação com os valores obtidos por BURGUETE e PATTERSON [2], assim como com outras teorias de fadiga. As relações entre a tensão média e a amplitude de tensão dos ensaios conduzidos por BURGUETE e PATTERSON [2] estão mostradas na figura 9. A equação 45 correlaciona os pontos na figura 9.

$$\sigma_a = -0,0277 \cdot \sigma_m + 69,2 \quad \text{Equação 45}$$

Assim, a equação 45 foi utilizada para se fazer a interpolação dos resultados de BURGUETE e PATTERSON [2] e encontrar a amplitude de tensão estimada para cada tensão média presente na tabela 6. As comparações entre as tensões estimadas e as tensões calculadas estão apresentadas na tabela 7.

Tabela 7 – comparação da tensão calculada com a tensão estimada

Método	Comprimento Parafuso	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)	σ_a estimada (MPa)	σ_a estimada/ σ_a
VDI	45 mm	842,30	28,53	45,87	1,61
	60 mm	841,10	27,23	45,90	1,69
	80 mm	837,84	23,68	45,99	1,94
Cone 30°	45 mm	856,31	43,70	45,48	1,04
	60 mm	846,18	32,77	45,76	1,40
	80 mm	840,97	27,11	45,91	1,69
Alkatan	45 mm	849,24	36,06	45,68	1,27
	60 mm	847,83	34,54	45,71	1,32
	80 mm	844,15	30,54	45,82	1,50
Wileman	45 mm	857,59	45,09	45,44	1,01
	60 mm	848,29	35,04	45,70	1,30
	80 mm	842,76	29,03	45,86	1,58
Lehnhoff e Wistehuff	45 mm	882,50	71,86	44,75	0,62
	60 mm	887,72	77,45	44,61	0,58
	80 mm	891,22	81,18	44,51	0,55
Lenhnhoff e Bunyard	45 mm	895,61	85,88	44,39	0,52
	60 mm	935,01	127,67	43,30	0,34
	80 mm	975,31	170,05	42,18	0,25

Desta forma, na tabela acima é possível verificar que a melhor correlação encontrada foi para o parafuso de 45 mm quando calculado com o método de WILEMAN [15], apresentando uma diferença de apenas 1%. A segunda melhor

correlação ocorreu com o método do cone de 30° [13] para o parafuso de 45 mm (diferença de 4%).

No estudo conduzido por DA SILVA [1] ele calculou a rigidez do parafuso e dos membros apenas para a junta montada com parafuso de 40 mm de comprimento. Na tabela 8 estão os resultados calculados por DA SILVA [1]

Tabela 8 – rigidezes obtidas no estudo de DA SILVA [1]

Método	Comprimento Parafuso	Kp (kN/mm)	Km (kN/mm)	C
Cone 30°	40 mm	73,8	1852,4	0,04
Alkatan	40 mm	73,8	650,90	0,10
Wileman	40 mm	73,8	991,80	0,07
Lehnhoff e Wistehuff	40 mm	1158,9	2748,8	0,30

Como podemos observar, para a rigidez do parafuso, DA SILVA [1] utilizou a equação 28 para as três teorias lineares. Para o cálculo da rigidez no modelo de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], DA SILVA [1] baseou-se nas equações 39 e 40, porém foi feita uma interpolação linear para adaptar o modelo para parafusos M6.

Com estes valores foram calculadas as forças e tensões atuantes no parafuso, mostradas na tabela 9.

Tabela 9 – forças e tensões no parafuso, obtidas por DA SILVA [1]

Método	Comprimento Parafuso	P_{max} (kN)	F_{pmax} (kN)	F_{pmin} (kN)	σ_{max} (MPa)	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)
Alkatan	40 mm	9,15	15,13	14,29	753	732	21
Cone 30°	40 mm	9,15	14,93	14,27	743	726	16
Wileman	40 mm	9,15	15,48	14,33	770	741	29
Lehnhoff e Wistehuff	40 mm	9,15	16,91	14,47	842	781	61

A força máxima atuando no parafuso no estudo de DA SILVA [1] variou entre 47% e 50% da força máxima atuante no parafuso calculada neste estudo, o que resultou numa tensão máxima entre 83% e 88% da obtida no presente estudo.

Tabela 10 – comparação dos resultados de DA SILVA [1] com a tensão estimada

Método	Comprimento Parafuso	σ_m (MPa)	σ_a (MPa)	σ_a estimada (MPa)	σ_a estimada/ σ_a
Alkatan	40 mm	732	21	50	2,38
Cone 30°	40 mm	726	16	51	3,19
Wileman	40 mm	741	29	49	1,69
Lehnhoff e Wistehuff	40 mm	781	61	44	0,72

Comparando as amplitudes de tensão calculadas por DA SILVA [1] com a tensão estimada pelos resultados de BURGUETE e PATTERSON [2] (tabela 10), vemos que a maior correlação foi com o método não linear de LEHNHOFF e WISTEHUFF [3], com 28% de diferença entre o valor calculado e o valor estimado, enquanto que para o presente estudo esta diferença foi de 38%.

Para todos os métodos analíticos calculados e para os três comprimentos de parafuso, a amplitude da tensão aumentou junto com o acréscimo da tensão média. Porém, houve um aumento do limite de resistência à fadiga com o aumento do comprimento do parafuso.

Tanto a resiliência dos parafusos como a dos membros diminuiu com o aumento do comprimento do parafuso, enquanto que o fator de carga (C) diminuiu com o aumento do comprimento do parafuso (exceto para o método de LEHNHOFF e BUNYARD [21]).

O carregamento externo cíclico depende do fator de carga e da porção do carregamento cíclico que é imposto ao parafuso. O fator de carga, por sua vez, depende das dimensões dos elementos da junta. Portanto, de acordo com as teorias lineares utilizadas para os cálculos [4,8,13,15] é possível o aumento do carregamento cíclico externo e da amplitude da tensão no parafuso ao mesmo tempo, para comprimentos diferentes de parafusos. Esse resultado sugere que juntas com parafusos de diferentes comprimentos, mesmo que possuam geometrias similares, devam ser tratadas como projetos diferentes.

De acordo com os resultados de BURGUETE E PATTERSON [2] e com os métodos tradicionais propostos pela ASME, Gerber, Soderberg, Morrow e Goodman [2,12,13], o aumento da tensão média deveria ser acompanhado de uma diminuição na amplitude da tensão que atua no parafuso. Os parafusos mais longos são mais esguios, e dessa forma, menos rígidos do que os parafusos menores. Assim, o efeito da redução da rigidez do parafuso exerce maior influência na redução da rigidez da junta.

A relação entre as tensões aplicadas no parafuso e seu comprimento também podem ser analisadas de outra maneira. A deformação produzida pelo aperto do parafuso pode ser heterogênea, mesmo se a tensão de pré carga for menor que a tensão de escoamento. Os parafusos maiores sofrem maior elongação para um dado torque, mas parte dessa deformação é concentrada nos primeiros filetes de rosca carregados depois da face da porca, o que gera uma maior tensão média e menor amplitude de tensão no parafuso, com conseqüente aumento da resistência à fadiga.

Analisando o carregamento cíclico externo (P) que a junta consegue resistir, os resultados dos testes conduzidos neste estudo mostram que aumentando o comprimento do parafuso, tem-se um aumento da resistência à fadiga da junta.

5.4. Simulação Computacional

Nas simulações realizadas foi analisada a deformação e a distribuição de tensões nos parafusos de 45 e 80 mm. Na figura 28 abaixo está o gradiente de elongação de pré carga dos parafusos.

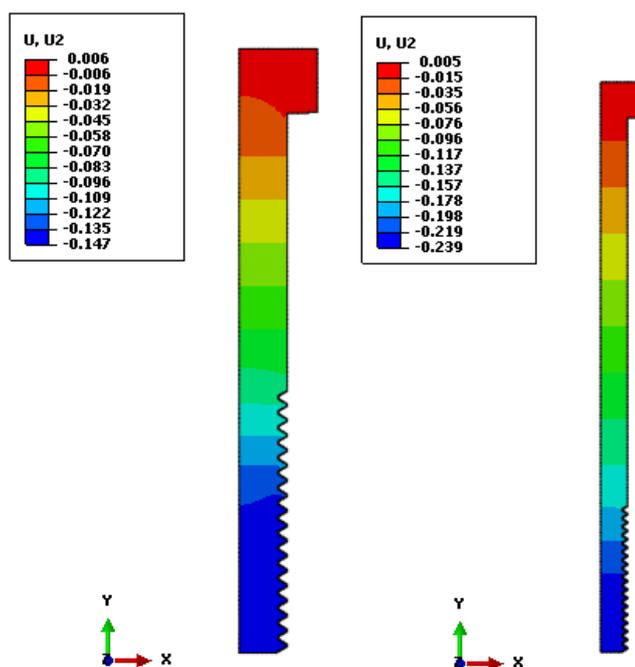


Figura 28 – gradiente de elongação dos parafusos. Na esquerda o gradiente do parafuso de 45 mm e na direita o do parafuso de 80 mm.

Podemos observar que as deformações dos parafusos de 45 mm e 80 mm na simulação estão de acordo com a deformação obtida para a realização dos ensaios de fadiga, 0,147 mm e 0,239 mm respectivamente.

A distribuição das tensões combinadas de Von Mises provocadas nas juntas parafusadas devido a pré carga podem ser visualizadas nas figuras 29 e 30.

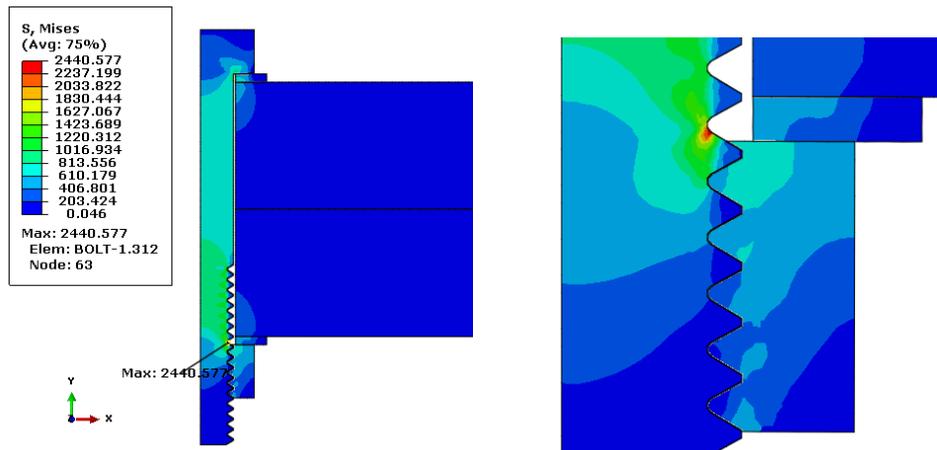


Figura 29 – distribuição da tensão combinada de Von Mises no parafuso de 45 mm de comprimento.

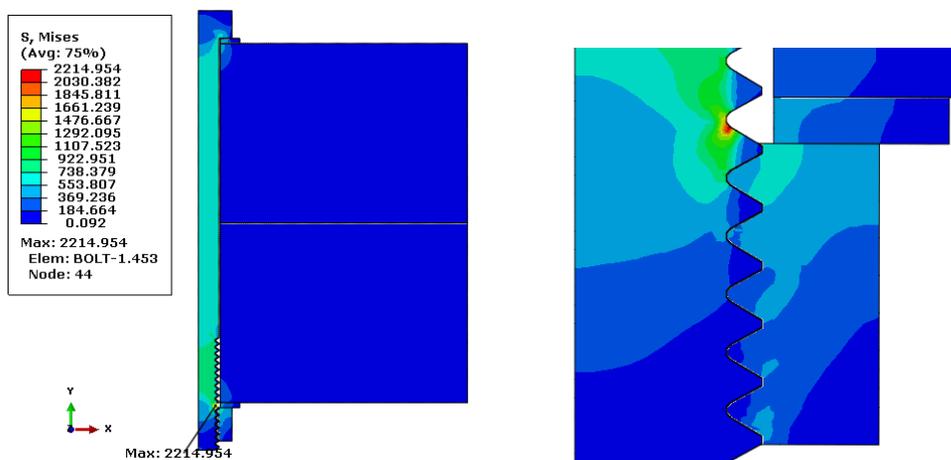


Figura 30 – distribuição da tensão combinada de Von Mises no parafuso de 80 mm de comprimento.

Como é possível observar nas figuras acima, a tensão máxima no parafuso de 45 mm foi 10% maior do que a máxima tensão encontrada no parafuso de 80 mm. Essa maior tensão presente na junta do parafuso de 45 mm está de acordo com os resultados dos ensaios de fadiga realizados, onde o limite de resistência à fadiga da junta com parafuso de 45 mm foi 19% menor que o limite de fadiga encontrado para a junta com parafuso de 80 mm.

Nas simulações ocorreram tensões superiores a 2000 MPa, este alto nível de tensão está presente porque a simulação foi feita no regime linear elástico, para se observar o fator de concentração de tensão nos filetes. Na prática, ao atingir a tensão de escoamento, ocorreria deformação localizada e a tensão seria reduzida. Porém, espera-se que a forma como ocorre a distribuição de tensões vista ao longo do parafuso não seja afetada pela deformação localizada.

Outro ponto passível de análise é com relação à localização do ponto de maior tensão. De acordo com a simulação, para os dois comprimentos de parafuso, o ponto com maior concentração de tensão é a raiz do filete de rosca do parafuso localizado antes do contato com a porca. Essa localização diverge do ponto de maior concentração de tensão relatado no estudo de FUKUOKA e NOMURA [20]. Uma possível razão para isto, é que por se tratar de uma simulação axisimétrica 2D, não é levado em conta o perfil de hélice da rosca. Apesar de não ser o ponto de maior concentração de tensão no estudo de FUKUOKA e NOMURA [20], seus resultados apontam essa localização como tendo uma alta concentração de tensão. As figuras 31 e 32 mostram com a concentração de tensão varia ao longo dos filetes de rosca do parafuso de 45 e 80 mm.

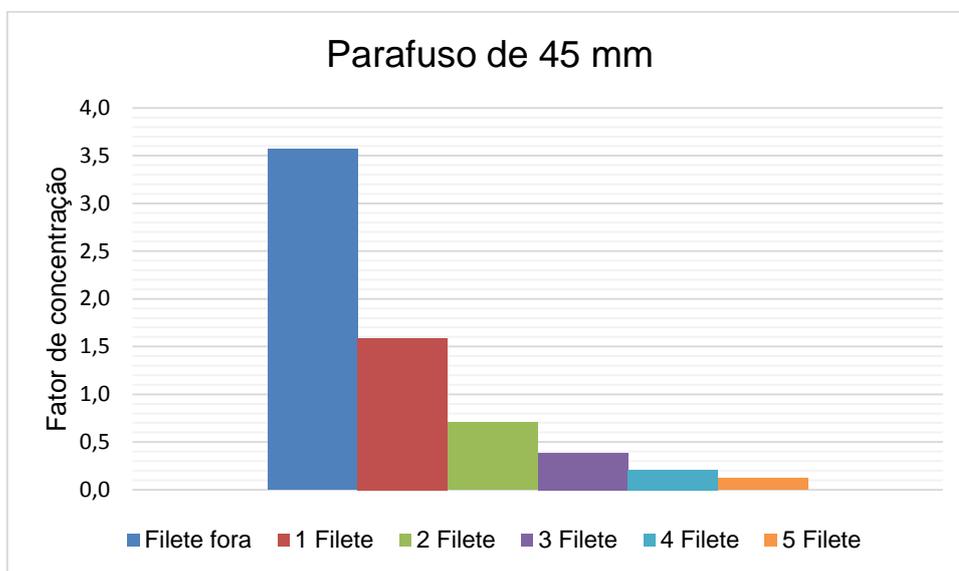


Figura 31 – variação da concentração de tensão nos filetes de rosca do parafuso de 45 mm.

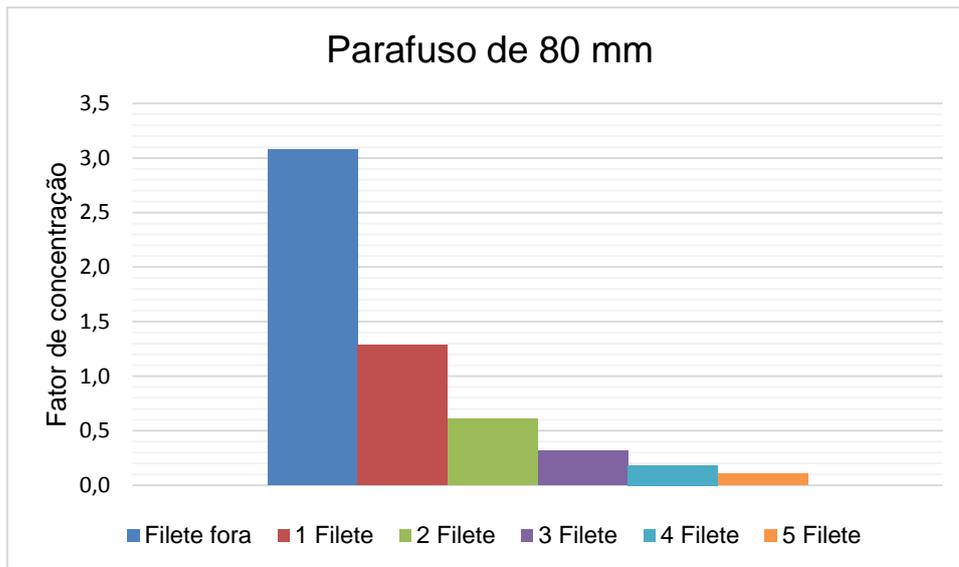


Figura 32 - variação da concentração de tensão nos filetes de rosca do parafuso de 80 mm.

Nas figuras 31 e 32 acima, o filete fora é o último filete de rosca antes do contato com a porca, e os filetes seguintes mostrados são os filetes subsequentes em contato com a porca. O fator de concentração (k_t) foi calculado da seguinte forma:

$$k_t = \frac{\sigma_f}{\left(\frac{F_i}{A_t}\right)} \quad \text{Equação 46}$$

Onde (σ_f) é a tensão no filete, (F_i) pré carga axial aplicada ao parafuso e (A_t) a área da tensão de tração do parafuso.

Este resultado está de acordo com o obtido por LEHNHOFF e BUNYARD [19], onde a tensão é máxima no primeiro filete de rosca em contato com a porca, e vai diminuindo em cada filete subsequente. LEHNHOFF e BUNYARD [19] não analisou a concentração de tensão nos filetes que não estavam em contato com a porca.

6. CONCLUSÕES

Após a realização dos ensaios de fadiga e construção das curvas S-N para os parafusos de 45, 60 e 80 mm, é possível concluir que, para parafusos M8, classe 8.8, o limite de resistência à fadiga aumenta com o aumento do comprimento do parafuso. Comparando a relação entre o limite de resistência à fadiga e o comprimento do parafuso, dos parafusos testados neste estudo com os parafusos ensaiados no estudo de DA SILVA [1], é possível verificar que o a forma como o limite de resistência à fadiga varia com o aumento do comprimento do parafuso não sofre grande influência do diâmetro do parafuso, para parafusos M6 e M8.

O aumento do comprimento da junta parafusada tem maior impacto na redução da rigidez do parafuso do que no aumento da rigidez dos membros. As teorias lineares utilizadas para o cálculos das rigidezes [4,8,13,15] indicaram uma redução média de 45% da rigidez do parafuso quando o comprimento variou de 45 para 80 mm, enquanto que a rigidez dos membros diminuiu em média 14% para essa mesma variação de comprimento.

O método que apresentou melhor correlação entre a tensão média e tensão alternada em comparação com a linha de tendência dos resultados de BURGUETE e PATTERSON [2] foi o método de cálculo proposto por WILEMAN et al. [15], com uma diferença de 1%.

A comparação entre os dois modelos axisimétricos computacionais desenvolvidos mostraram que, para a mesma pré carga aplicada, o parafuso de 45 mm é submetido a uma tensão máxima 10% maior do que a junta com parafuso de 80 mm de comprimento. Este evento pode estar relacionado diretamente com o fato do parafuso de 45 mm apresentar uma menor resistência à fadiga que o parafuso de 80 mm.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DA SILVA, M.E.G., Efeito do Comprimento do Parafuso e da Rigidez da união no Limite de Fadiga de Uniões Parafusadas. Dissertação de M.Sc., UFS, São Cristovão, SE, Brasil, 2013.
- [2] BURGUETE, R.L., PATTERSON, E.A., "The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tensile Bolts," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 209 pp. 257-262, 1995.
- [3] LEHNHOFF, T.F., WISTEHUFF, W.E., "Nonlinear Effects on the Stiffness of Bolted Joints," *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, v. 118, pp 48-53, 1996.
- [4] VDI 2230, *Systematic calculation of high duty bolted joints - Joints with one cylindrical bolt*, Part 1, 2014.
- [5] GRIZA, S., DA SILVA, M.E.G., SANTOS, S.V., et al., "The effect of bolt length in the fatigue strength of M24x3 bolt studs," *Engineering Failure Analysis*, v. 34, pp. 397-406, 2013.
- [6] PEDERSEN, N.L., PEDERSEN P., "Bolt-plate contact assemblies with prestress and external loads: Solved with super element technique," *Computers and Structures*, pp. 1374-1383, 2009.
- [7] MAXIMOV, J.T., DUNCHEVA, G.V., GANEV, N., "Enhancement of fatigue life of net section in fitted bolt connections," *Journal of Constructional Steel Research*, v 74 pp. 37-48, 2012.
- [8] ALKATAN, F., STEPHAN, P., DAIDIE, A. et al., "Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading", *Finite Elements in Analysis and Design*, v. 43, pp. 589-598, 2007.
- [9] ISO 898-1, 2009, *Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel - Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread*.
- [10] AZEEZ A., A., "Design and Development of Fatigue Test Machine", *International Journal of Engineering Research and General Science* v. 4, pp. 572-576, 2016
- [11] ISO 3800, *Threaded fasteners - Axial load fatigue testing - Test methods and evaluation of results*, 1993
- [12] DIETER, G.E., *Mechanical Metallurgy*. 3 ed. London: McGraw-Hill, 1988.
- [13] BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9 ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- [14] BOYER, H.E., *Atlas of Fatigue Curves*. Ohio: ASM, 1996.
- [15] WILEMAN, J., CHOUDHURY, M., GREEN, I., "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections", *Journal of Mechanical Design*, v. 113, pp 432-437, 1991.

- [16] MINGUEZ, J.M., VOGWELL, J., “Theoretical analysis of preloaded bolted joints subjected to cyclic loading”, *International Journal of Mechanical Engineering Education*, v. 33/4, pp. 349-357, 2005.
- [17] GRIZA, S., Efeito do torque na vida em fadiga de uniões parafusadas. Dissertação de M.Sc., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.
- [18] CROCCOLO, D., AGOSTINIS, M., VINCENZI, N., “A contribution to the selection and calculation of screws in high duty bolted joints”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 96-97, pp. 38-48, 2012.
- [19] LEHNHOFF, T.F., BUNYARD, B.A., “Bolt Thread and Head Fillet Stress Concentration Factors”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, ASME, v. 122, pp. 180-185, 2000.
- [20] FUKUOKA, T., NOMURA, M., “Proposition of Helical Thread Modeling With Accurate Geometry and Finite Element Analysis”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, ASME, v. 130, 2000.
- [21] LEHNHOFF, T.F., BUNYARD, B.A., “Effects of bolt threads on the stiffness of bolted joints”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, ASME, v. 123, pp. 161-165, 2001.
- [22] WILLIAMS, J.G., ANLEY, R.E., NASH, D.H., GRAY, T.G.F., “Analysis of externally loaded bolted joints: Analytical, computational and experimental study,” *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 86, pp. 420-427, 2009.
- [23] GRIZA, S., DA SILVA, M.E.G., SANTOS, S.V., et al, “Experimental evaluation of cyclic stresses on axially loaded bolted joints,” *Journal of Mechanical Engineering Science, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C*, pp. 1-12, Setembro 2015.
- [24] KORIN, I., IPIÑA, J.P., “Experimental evaluation of fatigue life and fatigue crack growth in a tension bolt–nut threaded connection,” *International Journal of Fatigue*, v. 33, pp. 166-175, 2011.
- [25] MACKERLE, J., “Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002),” *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, v. 80, pp. 253-271, 2003.
- [26] BS 4190, *ISO metric black hexagon bolts, screws and nuts – Specification*, 2001.
- [27] PIZZIO, E., *Avaliação da vida em fadiga de uniões parafusadas*. Dissertação de M.Sc., UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil, 2005.
- [28] ZIHA, K., “Relating fracture mechanics and fatigue lifetime prediction”, *Materials Science & Engineering*, v. 651, pp. 167-176, 2015.
- [29] PANG, J.,C., LI, Z., G., ZHANG, Z., F., “General relation between tensile strength and fatigue strength” *Materials Science & Engineering*, v. 564, pp. 331-341, 2013

ANEXO I

CÁLCULO DE TORQUE E ELONGAÇÃO DE PRÉ-CARGA

Tensão de escoamento $S_y = 865,8 \text{ MPa}$

Fator de utilização da tensão de escoamento $N = 0,9$

Área da tensão de tração $A_t = 36,6 \text{ mm}^2$

Diâmetro do parafuso $d = 8 \text{ mm}$

Força para gerar a tensão ao escoamento $F_y = A_t S_y = 3,169 \times 10^4 \text{ N}$

Força de pré carga $F_i = n F_y = 28,519 \text{ kN}$

Coefficiente de fricção da rosca do parafuso $\mu_t = 0,1$

Coefficiente de fricção sob a cabeça do parafuso $\mu_u = 0,12$

Diâmetro médio do colar $D_{mu} = 11,5 \text{ mm}$

Passo da rosca $p = 1,25 \text{ mm}$

Diâmetro do passo $d_2 = d - 0,649519p = 7,188 \text{ mm}$

Torque de pré carga $T = F_i(0,159p + 0,577\mu_t d_2 + 0,5\mu_u D_{mu}) = 37,175 \text{ N.m}$

Módulo de elasticidade $E = 210 \text{ GPa}$

Área do diâmetro nominal $A_d = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 50,265 \text{ mm}^2$

Parafuso 45 mm:

Comprimento $l_{d1} = 45 \text{ mm}$

Parte rosqueada

$L_{r1} = 2d + 6 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$

$A_1 = \pi \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 = 40,581 \text{ mm}^2$

Parte da haste

$L_{h1} = l_d - L_2 = 23 \text{ mm}$

$d_{h1} = 8 \text{ mm}$

$A_{h1} = \pi \left(\frac{d_{h1}}{2}\right)^2 = 50,265 \text{ mm}^2$

Elongação $\delta_1 = F_i \left[\left(\frac{0,4d}{EA_d}\right) + \left(\frac{L_{h1}}{EA_{h1}}\right) + \left(\frac{L_{r1}}{EA_1}\right) \right] = 0,153 \text{ mm}$

Parafuso 60 mm:

Comprimento $l_{d2} = 60 \text{ mm}$

Parte rosqueada

$L_{r2} = 2d + 6 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$

Parte de haste

$L_{h2} = l_d - L_2 = 38 \text{ mm}$

$d_{h2} = 8 \text{ mm}$

$$A_{h2} = \pi \left(\frac{d_{h2}}{2} \right)^2 = 50,265 \text{mm}^2$$

$$\text{Elongação } \delta_2 = F_i \left[\left(\frac{0,4d}{EA_d} \right) + \left(\frac{L_{h2}}{EA_{h2}} \right) + \left(\frac{L_{r2}}{EA_1} \right) \right] = 0,194 \text{mm}$$

Parafuso 80 mm:

Comprimento $l_{d3} = 80 \text{mm}$

Parte rosqueada

$$L_{r3} = 2d + 6 \text{mm} = 22 \text{mm}$$

Parte de haste

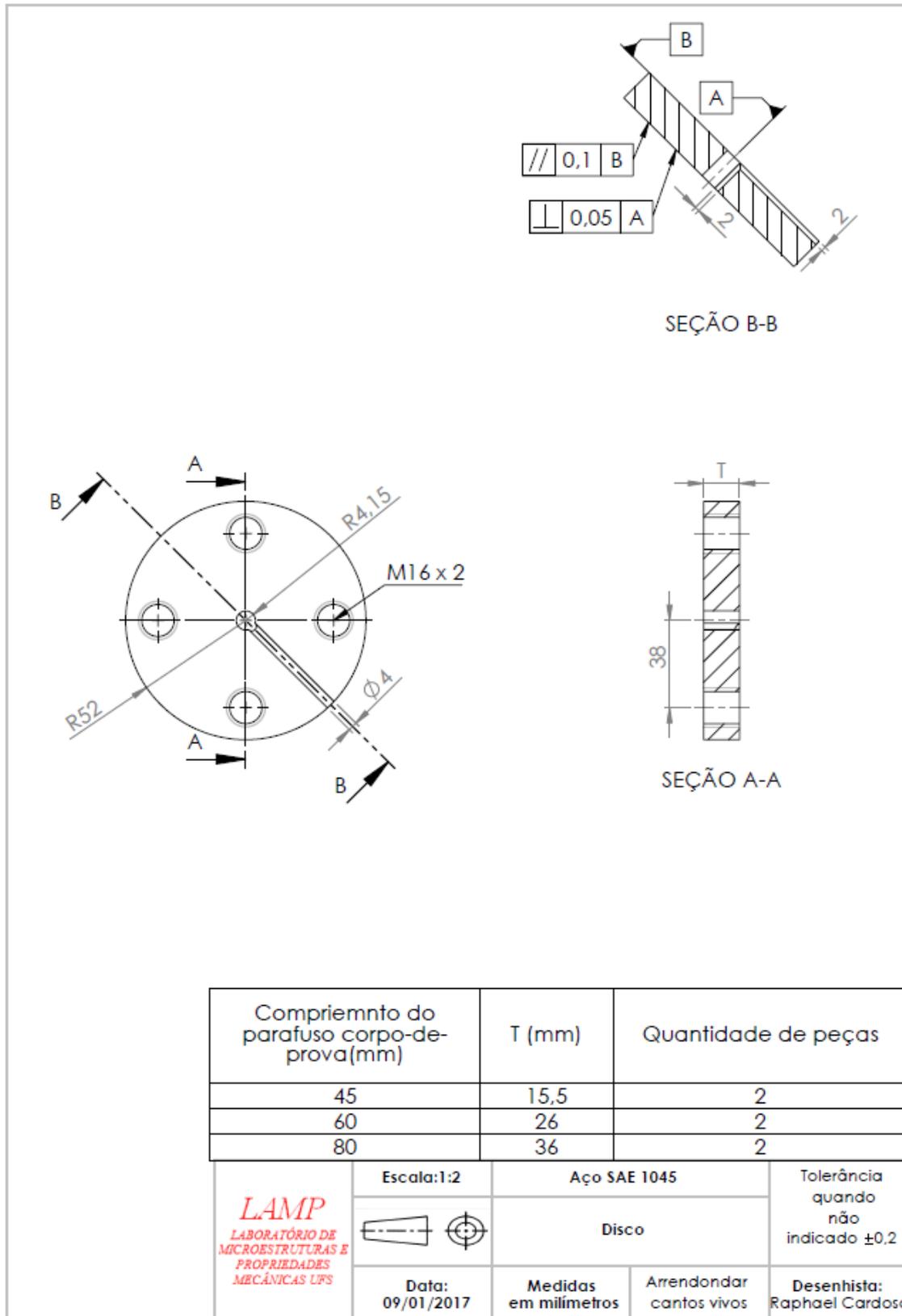
$$L_{h3} = l_{d3} - L_{r3} = 58 \text{mm}$$

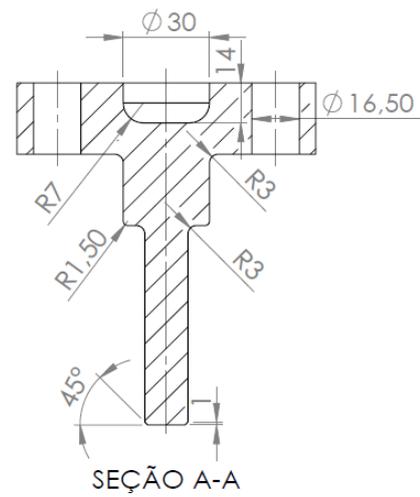
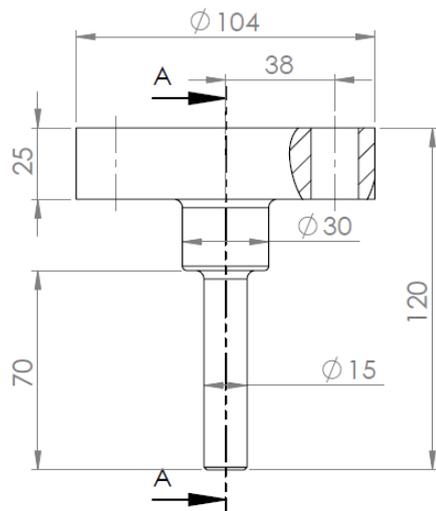
$$d_{h3} = 8 \text{mm}$$

$$A_{h3} = \pi \left(\frac{d_{h3}}{2} \right)^2 = 50,265 \text{mm}^2$$

$$\text{Elongação } \delta_3 = F_i \left[\left(\frac{0,4d}{EA_d} \right) + \left(\frac{L_{h3}}{EA_{h3}} \right) + \left(\frac{L_{r3}}{EA_1} \right) \right] = 0,248 \text{mm}$$

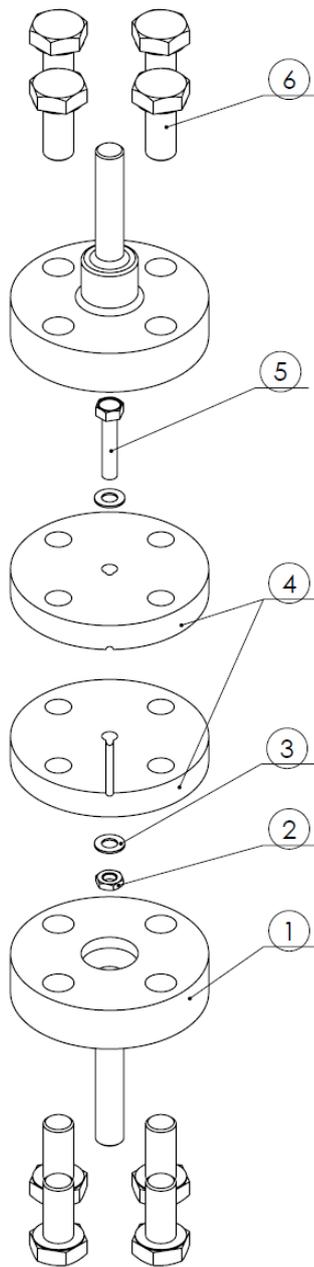
ANEXO II



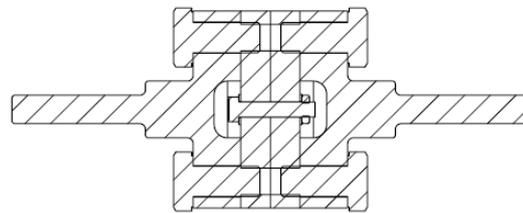
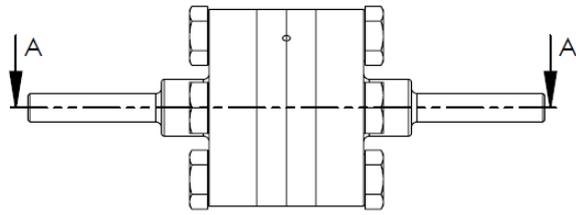


<p>LAMP LABORATÓRIO DE MICROESTRUTURAS E PROPRIEDADES MECÂNICAS UFS</p>	<p>Escala: 1:2</p>	<p>Aço SAE 1045</p>		<p>Tolerância quando não indicado ±0,2</p>
	<p>Data: 06/01/2017</p>	<p>Fixador Quantidade: 2 peças</p>		
	<p>Medidas em milímetros</p>	<p>Arredondar cantos vivos</p>	<p>Desenhista: Raphael Cardoso</p>	

Vista explodida



Desenho de conjuntos



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 3

*: Espessura variável em função do comprimento do parafuso corpo-de-prova

7	heavy hex screw_am		8
6	Parafuso de fixação	M16x2x35	8
5	Parafuso em estudo	M8x1.25	1
4	Membro apertado*	Aço SAE 1045	1
3	Arruela Lisa	-	2
1	Fixador	Aço SAE 1045	2

<p>LAMP LABORATÓRIO DE MICROESTRUTURAS E PROPRIEDADES MECÂNICAS UFS</p>	<p>Escala: 1:3</p>	<p>Nº DO ITEM</p>	<p>Nº DA PEÇA</p>	<p>DESCRIÇÃO</p>	<p>QTD.</p>
	<p>Data: 06/01/2017</p>	<p>Medidas em milímetros</p>	<p>Arredondar cantos vivos</p>	<p>Desenhista: Raphael Cardoso</p>	<p>Tolerância: quando não indicado ±0,2</p>