

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PARAFUSADA DE UNIÃO DA CAIXA DE  
CARGA COM O CHASSI DO SEMIRREBOQUE FURGÃO**

**MARCUS VINICIUS CIOATO**

**CAXIAS DO SUL  
2014**

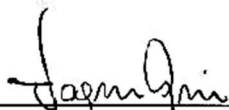
MARCUS VINICIUS CIOATO

**DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PARAFUSADA DE UNIÃO DA CAIXA DE  
CARGA COM O CHASSI DO SEMIRREBOQUE FURGÃO**

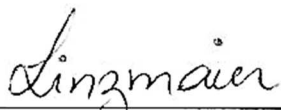
Trabalho de conclusão de curso apresentado  
como requisito para conclusão da disciplina  
de Estágio II do curso de Engenharia  
Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 26 / 11 / 2014

**Banca Examinadora:**



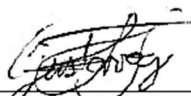
Prof. Vagner Grison, Me. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Paulo Roberto Linzmaier, Me. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Prof. Oscar Alfredo Garcia de Suarez, Dr. Eng.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS



Sr. Gustavo de Godoy José, Eng.  
Randon S/A Implementos e Participações

## RESUMO

No presente trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica foi dimensionada uma junta parafusada de ligação da caixa de carga com o chassi de um semirreboque furgão. Para concretizar o trabalho proposto foi realizada uma revisão bibliográfica sobre elementos de fixação com foco em juntas parafusadas, juntas rebitadas e tópicos sobre fadiga. Esta revisão bibliográfica foi empregada no desenvolvimento do trabalho juntamente com normas e catálogos de fornecedores. Inicialmente realizou-se uma análise das tensões incidentes sobre os parafusos analiticamente. De posse desta análise realizou-se o dimensionamento da junta e, partindo do dimensionamento citado, foi elaborada uma proposta de substituição da junta parafusada por uma junta rebitada. Concluiu-se que a junta parafusada atual apresenta um dimensionamento aceitável quanto a seu carregamento estático, sua vida à fadiga, no entanto, não é considerada infinita. A junta rebitada proposta foi dimensionada utilizando como parâmetro a junta atual para carregamento estático, porém, não foi possível avaliar a junta rebitada quanto a fadiga pois o rebite escolhido não é um modelo convencional. A junta proposta apresenta melhorias de processo e qualidade, bem como um projeto mais padronizado.

**Palavras-chave:** elementos de fixação, juntas parafusadas, juntas rebitadas, fadiga.  
**Áreas do conhecimento:** engenharia mecânica, projeto de sistemas mecânicos, resistência dos materiais.

## **ABSTRACT**

At the present work from course conclusion of Mechanical Engineering it was measured a screwed joint from joint of load box with the frame of a semitrailer van. To materialize the proposal work it was realized a bibliographical review about anchorage elements with focus on screwed joint, revited joint and fatigue topics. The present bibliographical review was used on the work development along with principles and catalogues from the supplier. First it was realized an analysis from the tensions toward on the screw analytically. After this results were ready, it was realized the joint measuring and, from that, it was elaborated a substitution proposal from the screwed joint to a revited joint. It was concluded that the current screwed joint has an acceptable measuring as its static loading and its fatigue duration, however, it is not considerate infinite. The proposal revited joint was measured using as parameter the current joint as static loading, but it was not possible estimate the revited joint about the fatigue because the chosen clinch it is not one of the conventional models. The proposal joint present improvement in their process and quality, as well as a more standardized project.

**Key words:** anchorage elements, screwed joints, revited joints, fatigue.

**Knowledge areas:** mechanical engineering, mechanical systems project, material resistency

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Junta parafusada sob tração .....	21
Figura 2 - Estimativa da região comprimida por um parafuso, utilizando o método do cone-frusta .....	22
Figura 3 - Efeitos causados pela pré-carga sobre o parafuso e material: (a) pré-carga e (b) carga aplicada.....	23
Figura 4 - Efeitos no parafuso e material causados por carga variada entre zero e $P_{max}$ .....	25
Figura 5 - (a ) Viga parafusada com porca em ambas as extremidades, com carga distribuída. (b) diagrama de corpo livre da viga. (c) força de cisalhamento.....	27
Figura 6 - Exemplos de fendas de fadiga a emanar de furos de rebites.....	28
Figura 7 - Junta sobreposta com 2 fileiras de rebites.....	29
Figura 8 - Junta de topo: cobrejunta dupla.....	29
Figura 9 - Variáveis Geométricas.....	30
Figura 10 - Modos de falha em carregamento de cisalhamento de uma conexão parafusada ou rebitada.....	31
Figura 11 - Excentricidade em juntas rebitadas sobrepostas.....	32
Figura 12 - Momento secundário da junta sobrepostas .....	32
Figura 13 - Tensão de flexão em juntas rebitadas .....	32
Figura 14 - Estágios do processo de rebitagem .....	34
Figura 15 - Sequência de instalação de rebites do tipo “ <i>bobtail</i> ” .....	36
Figura 16 - Inspeção visual de efetividade da instalação do rebite “ <i>bobtail</i> ” .....	37
Figura 17 - Função tensão-tempo.....	38
Figura 18 - Critérios de falha à fadiga .....	40
Figura 19 - Curvas S-N: Junta e material sem entalhe .....	41
Figura 20 - Propagação de trinca em junta rebitada sobreposta.....	42
Figura 21 - Curvas S-N: Juntas de topo e sobreposta .....	42
Figura 22 - Influência da força de aperto na vida à fadiga.....	44

Figura 23 - Semirreboque Furgão Carga Geral.....	45
Figura 24 - Detalhe da junta parafusada semirreboque furgão .....	46
Figura 25 - Esquema técnico da junta parafusada do semirreboque furgão .....	46
Figura 26 - Disposição dos parafusos de fixação.....	48
Figura 27 - Acelerações em implementos rodoviários.....	50
Figura 28 - Diagrama de corpo livre do implemento para cálculo das forças em X...	52
Figura 29 - Representação da divisão do produto em seções para fins de cálculo ...	52
Figura 30 - Diagrama de corpo livre do implemento para cálculo dos momentos.....	53
Figura 31 - Diagrama de corpo livre da junta parafusada em estudo.....	54

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações SAE e resistência de parafusos de aço .....	18
Tabela 2 - Especificações métricas e resistência de parafusos de aço .....	19
Tabela 3 - Coeficientes de Atrito típicos .....	51
Tabela 4 - Recomendações de torque para juntas parafusadas .....	56
Tabela 5 - Coeficientes de torque .....	57
Tabela 6 - Coeficientes de atrito .....	57
Tabela 7 - Matriz de decisão para os elementos de fixação .....	65
Tabela 8 - Valores de resistência a tração e cisalhamento do rebite "bobtail" .....	66

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

$S_p$	Resistencia de prova
$T$	Torque
$K$	Coefficiente de torque
$F_i$	Pré carga
$d$	Diâmetro
$F$	Força
$A$	Área
$E$	Módulo de elasticidade
$l$	Comprimento
$k$	Fator de rigidez
$k_t$	Fator de rigidez da porção rosqueada
$A_t$	Área sob tração
$l_t$	Comprimento da porção rosqueada do agarre
$k_d$	Fator de rigidez da porção não rosqueada
$A_d$	Área de diâmetro maior do fixador
$l_d$	Comprimento da porção não rosqueada do agarre
$k_b$	Fator de rigidez efetivo do parafuso
$k_m$	Fator de rigidez do material da junta
$A_m$	Área da seção cônica em barril do cone frusta
$\pi$	pi
$\delta_b$	Deflexão do parafuso
$\delta_m$	Deflexão do material
$P$	Carga
$\Delta\delta$	Varição de deflexão
$P_m$	Carga no material
$F_m$	Força no material



$P_b$	Carga no parafuso
$F_b$	Força no parafuso
$C$	Constante de rigidez da junta
$N_{separação}$	Coefficiente de segurança a falha por separação da junta
$P_{max}$	Carga máxima
$N_f$	Coefficiente de segurança a falha por fadiga
$S_e$	Limite de resistência a fadiga
$S_{ut}$	Limite de resistência a tração
$\sigma_i$	Tensão resultante da pré carga
$\sigma_m$	Tensão média no parafuso
$\sigma_a$	Tensão alternada no parafuso
$F'$	Vetor de carga direta no parafuso
$M$	Momento fletor
$n$	Número de rebites
$z$	Número de seções resistentes
$S_{sreb}$	Tensão admissível ao cisalhamento do material do rebite
$I$	Momento de inércia
$c$	Distância do centroide da seção até o ponto mais distante em compressão
$t$	Espessura da junta
$S_{adm}$	Tensão máxima admissível
$b$	Largura da seção transversal
$R_o$	Raio do furo
$r$	Raio do rebite
$p_{furo}$	Pressão radial na face do furo
$\sigma_r$	Tensão radial nas paredes do furo
$\sigma_\theta$	Tensão tangencial nas paredes do furo
$N_f$	Número de ciclos de aplicação de carga até a falha

$N_i$	Período de iniciação da trinca
$N_p$	Período de propagação da trinca
$\Delta\sigma$	Variação da tensão
$\sigma_{max}$	Tensão máxima
$\sigma_{min}$	Tensão mínima
$k_a$	Fator de condição de superfície
$k_g$	Fator de tamanho
$k_c$	Fator de carga
$k_d$	Fator de temperatura
$k_e$	Fator de confiabilidade
$k_f$	Fator modificado por efeitos variados
$S'_e$	Limite de resistência a fadiga do corpo de prova no ensaio de deflexão rotativa
$k_{eq}$	Fator equivalente
$K_t$	Fator de concentração teórico para tensões normais
$K_{ts}$	Fator de concentração teórico para tensões de cisalhamento
$K_f$	Fator de concentração de tensão a fadiga
$g$	Força da gravidade
$F_{at}$	Força de atrito
$\mu$	Coefficiente de atrito
$N$	Força normal
$m$	Massa
$a$	Aceleração
$F_A$	Força no parafuso superior
$r_A$	Distância entre parafuso superior e inferior
$F_B$	Força no parafuso inferior
$r_B$	Distância no parafuso inferior até a extremidade do perfil
$F_{esc}$	Força de escorregamento

$F_{pf}$	Força dos parafusos
$\mu_{Al/aço}$	Coefficiente de atrito alumínio/aço
$\tau$	Tensão
$l_b$	Espessura do agarre
$l_m$	Espessura de junta
$t_w$	Espessura de arruelas
$d_2$	Diâmetro superior do cone frusta
$d_3$	Diâmetro maior do cone frusta
$\emptyset$	Ângulo do cone frusta
$L_1$	Espessura do primeiro material da junta
$L_2$	Espessura do segundo material da junta
$F_b$	Força suportada pelo parafuso
$F_m$	Força suportada pela junta
$P_o$	Carga de separação da junta
$N_s$	Fator de segurança a falha por separação da junta
$FS$	Fator de segurança da junta parafusada

## ÍNDICE

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1	JUSTIFICATIVA.....	13
1.2	DESCRIÇÃO DA EMPRESA.....	14
1.3	LOCAL DO ESTÁGIO .....	15
1.4	OBJETIVOS.....	16
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>17</b>
2.1	INTRODUÇÃO .....	17
2.2	ELEMENTOS DE FIXAÇÃO .....	17
<b>2.2.1</b>	<b>Uniões parafusadas</b> .....	<b>18</b>
2.2.1.2	Rigidez de fixadores.....	19
2.2.1.3	Rigidez de elementos.....	21
2.2.1.4	Fixadores pré-carregados sob carga estática .....	23
2.2.1.5	Fixadores pré-carregados sob carga dinâmica .....	24
2.2.1.6	Fixadores em cisalhamento.....	26
<b>2.2.2</b>	<b>Uniões rebitadas</b> .....	<b>27</b>
2.2.2.1	Tipos de ligação.....	29
2.2.2.2	Solicitações e dimensionamento de junções rebitadas .....	30
2.2.2.2.1	<i>Cisalhamento dos rebites</i> .....	31
2.2.2.2.2	<i>Falha por flexão dos rebites</i> .....	32
2.2.2.3	Processo de rebitagem .....	33
2.2.2.4	Tensão residual devido ao processo de rebitagem.....	34
2.2.2.5	Rebites do tipo “ <i>bobtail</i> ” .....	35
2.3	FADIGA .....	37
<b>2.3.1</b>	<b>Ciclos de tensão</b> .....	<b>38</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Critérios para estimar a falha por fadiga</b> .....	<b>39</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Concentradores de tensão</b> .....	<b>40</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Fadiga em juntas rebitadas</b> .....	<b>41</b>
<b>2.3.5</b>	<b>Efeito da força de aperto na vida à fadiga de juntas</b> .....	<b>43</b>
<b>3.</b>	<b>PROPOSTA DE IMPLEMENTAÇÃO DO TRABALHO</b> .....	<b>45</b>
3.1	PROPOSTA DE ESTUDO .....	46

<b>4.</b>	<b>DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>48</b>
4.1	AVALIAÇÃO DA SITUAÇÃO ATUAL.....	48
4.2	CARACTERIZAÇÃO DOS ESFORÇOS QUE INCIDEM SOBRE A JUNTA .....	49
4.3	DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PARAFUSADA .....	59
4.4	AVALIAÇÃO DE ELEMENTOS DE FIXAÇÃO ALTERNATIVOS.....	63
4.5	DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PROPOSTA .....	65
<b>5.</b>	<b>DISCUSSÃO DE RESULTADOS .....</b>	<b>67</b>
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>70</b>
	<b>SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>71</b>
	<b>REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO .....</b>	<b>72</b>
	<b>ANEXO A - TABELA 8-1 .....</b>	<b>73</b>
	<b>ANEXO B - TABELA 8-2 .....</b>	<b>74</b>
	<b>ANEXO C - ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS 2009.....</b>	<b>75</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A indústria metal mecânica em geral, em especial a indústria automotiva, vive um momento de concorrência acirrada. As empresas dispõem grandes esforços na busca de processos cada vez mais rápidos, ergonômicos e simples de montagem, e em produtos com maior qualidade e valor agregado.

Com foco na inovação e no pioneirismo a Randon vem, ao longo dos anos, trabalhando para agregar cada vez mais valor ao seu produto. Este alto valor agregado, reflete diretamente na competitividade do produto em relação à concorrência, por isso, a empresa vive uma busca constante por desenvolvimento de novas tecnologias e melhorias nas práticas já empregadas, tais como: redução do tempo de fabricação e do consumo de matéria prima, reduções de custos, e aumento da capacidade de carga líquida através da redução da tara dos implementos rodoviários.

Nas montadoras de implementos rodoviários, a exemplo da indústria automobilística em geral, existe uma tendência cada vez maior por se agregar conjuntos ou acessórios prontos, ou seja, que já venham montados de fornecedores ou de outros setores de pré-montagens da mesma empresa, para as linhas de montagem. Com isto, estes componentes que anteriormente eram soldados ao produto, caracterizando uma união permanente, passam a ser montados através de elementos de fixação separáveis.

O objetivo deste trabalho é entender e avaliar uma junta mecânica de ligação da caixa de carga com o chassi de um implemento rodoviário do tipo “furgão carga geral”. Pretende-se dimensionar a junta, atualmente parafusada, e avaliar se esta é a melhor solução de projeto para o contexto da empresa. Após esta avaliação espera-se poder sugerir uma melhoria na junta parafusada, ou ainda, a substituição da mesma por uma junta mais adequada.

### 1.1 JUSTIFICATIVA

É comum encontrar nas empresas projetos antigos, validados somente pela aplicação do produto. Estes projetos são fundamentados em experiências práticas e conhecimentos empíricos, e suas bases de cálculo não estão registradas ou se perderam ao longo dos anos.

O presente trabalho pretende realizar cálculos analíticos consistentes para o dimensionamento da junta parafusada utilizada na união do perfil lateral da caixa de carga com o chassi de um implemento rodoviário do tipo furgão carga geral. Esta base de cálculo, quando disponível para o engenheiro, permite que o mesmo possa avaliar de maneira técnica a junta utilizada atualmente, e, desta forma, propor melhorias de projeto.

O estudo e a análise dos diferentes tipos de elementos de fixação disponíveis no mercado são essenciais para que o engenheiro possa selecionar a melhor junta a ser utilizada em determinada aplicação. Esta seleção crítica proporciona ganhos em processo, padronização e modularização dos projetos, e ainda, gera conhecimento para que a empresa possa utilizar os cálculos e as soluções propostas como base para novos projetos.

## 1.2 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

A empresa Randon S.A. foi fundada no ano de 1949, pelos irmãos Raul Anselmo e Hercílio Randon. Inicialmente trabalhando na reforma de motores industriais, o ingresso no segmento de transportes ocorreu entre 1951 e 1952, com a produção de freios a ar.

Nos anos 60, a empresa inicia a fabricação dos primeiros semi-reboques e na década de 70, surge o complexo de fábricas da Randon situada na cidade de Caxias do Sul - RS. O Grupo Randon, como ficou conhecido o complexo industrial, no ano de 2013 gerou uma receita bruta de aproximadamente R\$ 6 bilhões e, no mesmo ano, operou com um corpo de trabalho de mais de 12 mil funcionários.

A Randon S.A. Implementos e Participações, divisão das empresas Randon responsável pela fabricação de implementos rodoviários, consolidou-se como a maior e mais tradicional fabricante deste segmento na América Latina. Operando com unidades nas cidades de Caxias do Sul (RS) e Guarulhos (SP), no Brasil, e na comunidade de Alvear, Argentina.

Na área de transporte rodoviário a Randon S/A Implementos e Participações é líder nacional de mercado e a segunda maior empresa de implementos rodoviários do mundo. Uma vez que o transporte rodoviário é o meio de transporte de carga predominante e mais importante no Brasil, a Randon não mede esforços para incluir

no mercado produtos que não somente atendam às necessidades do mercado mas também superem as expectativas do cliente em relação aos produtos da concorrência.

Atualmente a empresa é referência no cenário nacional, não só pelos seus produtos inovadores e por sua qualidade diferenciada, mas também pelas práticas modernas de gestão e constante aperfeiçoamento do corpo técnico. Sempre pensando no futuro, a Randon S.A. Implementos e Participações trabalha com a seguinte visão: “Ser uma empresa competitiva com crescimento sustentável, líder no mercado brasileiro e estar entre as 5 líderes globais em veículos rebocados”.

### 1.3 LOCAL DO ESTÁGIO

O presente estágio foi desenvolvido na Engenharia de Furgão e Sider (EFS), setor vinculado ao Departamento de Tecnologia e Inovação do Produto (DTQI). Dentro do DTQI os produtos estão separados por segmento, em células de negócio. As células de negócio englobam profissionais de engenharia, vendas e marketing, trabalhando em sinergia para atender as expectativas dos clientes internos e externos. A área de engenharia de cada célula de negócios é responsável por novos projetos, bem como, pela adequação de projetos antigos para atender novas demandas do mercado. Também é responsável pela modernização e criação de soluções para os problemas encontrados no campo de utilização destes produtos.

A EFS é responsável pelo projeto dos produtos: Furgão Frigorífico, Furgão Carga Geral e Furgão Lonado (sider). Dentro deste leque de produtos, o Furgão Carga Geral foi escolhido como objeto de estudo. Este produto tem como principais características: baixa tara e trânsito por rodovias asfaltadas de boa qualidade. Este modelo de implemento é projetado para o transporte de caixas, sacas, palletes, fardos, embalagens, eletroeletrônicos, pneus, alimentos, entre outros produtos industrializados.

Os principais clientes deste segmento são transportadores, operadores logísticos e geradores de carga. Estes clientes esperam que o produto possua uma baixa tara para influenciar positivamente na economia de combustível, e ainda, que possa transportar o maior volume possível, visto que os bens transportados possuem um baixo peso específico. A empresa, por sua vez, preza pela padronização dos



componentes utilizados no produto, o baixo custo de fabricação, alta qualidade e facilidade no processo de fabricação.

#### 1.4 OBJETIVOS

Objetivo geral:

Dimensionar a junta mecânica do perfil lateral inferior do semirreboque furgão e desenvolver uma proposta de melhoria para esta aplicação.

Objetivos específicos:

- Avaliar situação atual (CAE/dados experimentais Randon).
- Caracterizar os esforços que incidem sobre a junta.
- Dimensionar a junta atual, baseado nos dados utilizados em relatórios e fornecidos pela empresa (Analítico).
- Avaliar opções de elementos de fixação disponíveis no mercado.
- Dimensionar a junta proposta (Analítico).
- Comparar a junta proposta com a atual.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo do estágio é apresentada uma revisão bibliográfica, buscando uma fundamentação teórica referente aos assuntos pertinentes ao tema do trabalho. No presente capítulo é apresentada uma abordagem sobre elementos de fixação (projeto de uniões parafusadas e rebitadas).

### 2.2 ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

Segundo Budynas e Nisbett (2011) métodos típicos de fixação ou de união de peças usam dispositivos como parafusos, porcas, parafusos rosqueados até a cabeça, parafusos de retenção, rebites, retentores de mola, dispositivos de travamento, pinos, chavetas, soldas e adesivos. Em muitos estudos dos projetos de engenharia frequentemente surgem instruções de vários métodos de união, bem como, maneiras de dimensionamento para os mesmos. Qualquer engenheiro mecânico que se valha deste tipo de dispositivo no seu dia-a-dia e a curiosidade de qualquer pessoa interessada em engenharia mecânica naturalmente resulta na aquisição de um bom conhecimento básico de métodos de fixação. Contrário às primeiras impressões, o assunto é um dos mais interessantes em todo o campo de projeto mecânico.

Para qualquer período de tempo que se pretenda mencionar o número de inovações no campo de fixadores tem sido muito grande. Uma variedade espantosa de fixadores está disponível para a seleção do projetista. Métodos de união de peças são cruciais na engenharia de um projeto de qualidade, visto que são os responsáveis por manter a estrutura ou acessórios anexados a ela firmes e estáveis, e desta forma, se faz necessário ter um entendimento completo do desempenho de fixadores e junções sob todas as condições de uso e projeto.

Um dos objetivos-chave do projeto para manufatura é reduzir o número de fixadores. Contudo, sempre haverá necessidade de fixadores para facilitar a desmontagem por quaisquer propósitos.

Conforme Norton (2004), o sucesso ou falha de um projeto pode depender da seleção apropriada e uso de uniões. Além disso, o projeto e a manufatura de juntas são ramos de negócios grandes e representa parte significativa da nossa economia, abrindo oportunidades para os projetistas. Literalmente milhares de diferentes projetos de juntas são oferecidos pelos vendedores e milhares a milhões de juntas são utilizados em montagens complexas como automóveis, aviões e outras estruturas.

### 2.2.1 Uniões parafusadas

De acordo com Norton (2004), parafusos de porca e parafusos de máquinas para aplicações estruturais ou casos de cargas pesadas devem ser escolhidos com base na sua resistência de prova  $S_p$  como definido nas especificações SAE, ASTM e ISO. Estas importantes organizações internacionais definem graus ou classes para parafusos que especificam material, tratamento térmico e uma resistência mínima de prova para o elemento de fixação. A resistência de prova  $S_p$  é a tensão sob a qual o parafuso começa a apresentar deformação permanente, e é próxima, porém inferior, à resistência de escoamento do material. O grau ou a classe de cada parafuso é indicado por marcas (números ou outra simbologia) na sua cabeça.

A tabela 1 mostra informações pertinentes à resistência para diversos graus de parafusos SAE enquanto a tabela 2 mostra informação similar para parafusos métricos.

Tabela 1 - Especificações SAE e resistência de parafusos de aço Fonte: Norton (2004)

Número de grau SAE	Intervalo de diâmetro externo (in)	Resistência mínima de prova (kpsi)	Resistência mínima de escoamento (kpsi)	Resistência mínima à tração (kpsi)	Material
1	0,25-1,5	33	36	60	carbono baixo ou médio
2	0,25-0,75	55	57	74	carbono baixo ou médio
2	0,875-1,5	33	36	60	carbono baixo ou médio
4	0,25-1,5	65	100	115	carbono médio repuxado à frio
5	0,25-1,0	85	92	120	carbono médio, Q&T
5	1,125-1,5	74	81	105	carbono médio, Q&T
5.2	0,25-1,0	85	92	120	baixo carbono martensítico, Q&T
7	0,25-1,5	105	115	133	aço liga médio, Q&T
8	0,25-1,5	120	130	150	aço liga médio, Q&T
8.2	0,25-1,0	120	130	150	baixo carbono martensítico, Q&T

Fonte: Norton (2004)

Tabela 2 - Especificações métricas e resistência de parafusos de aço

Número de classe	Intervalo de diâmetro externo (mm)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Resistência mínima à tração (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	aço carbono, médio ou baixo
4.8	M1,6-M16	310	340	420	aço carbono, médio ou baixo
5.8	M5-M24	380	420	520	aço carbono, médio ou baixo
8.8	M3-M36	600	660	830	carbono médio, Q&T
9.8	M1,6-M16	650	720	900	carbono médio, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1040	baixo carbono, martensítico, Q&T
12.9	M1,6-M36	970	1100	1220	liga, Q&T

Fonte: Norton (2004)

### 2.2.1.2 Rigidez de fixadores

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), o propósito de um parafuso é unir duas ou mais partes. A carga de travamento estica ou alonga o parafuso; a carga é obtida ao rotacionar a porca até que o parafuso se alongue quase até o limite elástico. Esta carga é conhecida como pré-carga do parafuso.

Norton (2004) afirma que para montagens carregadas de forma estática, uma pré-carga que gera uma tensão no parafuso de até 90% da resistência de prova é utilizada algumas vezes. Para juntas carregadas dinamicamente (carga de fadiga), uma pré-carga de 75% ou mais da resistência de prova é comumente utilizada.

A pré-carga, chamada popularmente de “torque inicial”, pode ser calculada pela equação 1:

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (1)$$

Sendo  $T$  o torque no parafuso,  $K$  o coeficiente de torque,  $F_i$  a pré carga e  $d$  o diâmetro nominal do parafuso.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o coeficiente de mola é uma grandeza relacionada com o alongamento do parafuso e está expresso na equação 2. Para um membro elástico tal qual um parafuso, como observamos na equação 3, ele é a razão entre a força ( $F$ ) aplicada ao membro e a deflexão ( $y$ ) produzida por aquela força. Desta forma, podemos usar a equação 4, onde  $A$  representa a área,  $E$  representa o

módulo de elasticidade e  $l$  é o comprimento do parafuso, para encontrar a constante de rigidez de um fixador em qualquer conexão parafusada.

$$k(y) = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{dF}{dy} \quad (2)$$

$$k = \frac{F}{y} \quad (3)$$

$$k = \frac{AE}{l} \quad (4)$$

A rigidez da porção de um parafuso parcialmente rosqueado ou parafuso de rosca inteira dentro da zona de aperto consiste em duas partes, aquela da porção da haste não rosqueada e aquela da porção rosqueada.

Assim, a constante de rigidez do parafuso é equivalente à rigidez de duas molas em série, como mostra a equação 5.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad (5)$$

As razões de mola das porções rosqueadas e não rosqueadas do parafuso de porca na região de aperto são mostradas nas equações 6 e 7 respectivamente.

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad (6)$$

$$k_d = \frac{A_d E}{l_d} \quad (7)$$

Em que  $A_t$  é a área de tensão de tração (Anexo A e B),  $l_t$  representa o comprimento da porção rosqueada do agarre,  $A_d$  é a área de diâmetro maior do fixador e  $l_d$  é o comprimento da porção não rosqueada do agarre.

Substituindo, obtém-se a equação 8:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (8)$$

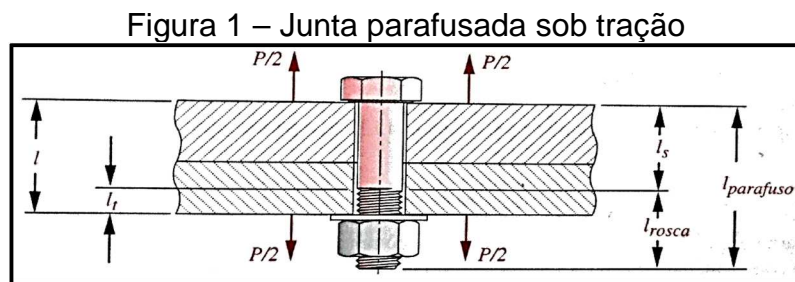
Em que  $k_b$  é a rigidez efetiva estimada do parafuso parcialmente rosqueado ou do parafuso de rosca até a cabeça na região de aperto.

### 2.2.1.3 Rigidez de elementos

De acordo com Norton (2004), pode haver mais do que dois elementos incluídos na região de aperto do fixador. Todos esses juntos são tratados como molas compressivas em série, daí o coeficiente total de mola dos elementos ser demonstrado na equação 9.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (9)$$

Na figura 1 é mostrada uma junta parafusada sob tração, na qual os materiais sendo unidos constituem um meio contínuo que se estende bastante além da região de influência do parafuso.

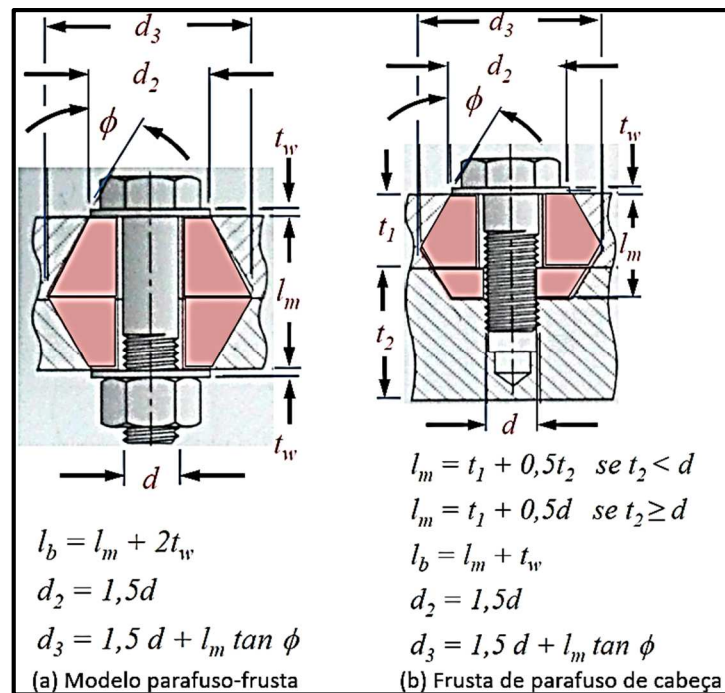


Fonte: Norton (2004)

A distribuição de tensão dentro do material sob o parafuso possui uma geometria complexa.

A distribuição de tensões ao redor do parafuso se parece à forma de um cone truncado em forma de um barril, chamado de cone-frusta.

Figura 2 - Estimativa da região comprimida por um parafuso, utilizando o método do cone-frusta



Fonte: Norton (2004)

Vários estudos indicaram que um cone com ângulo  $\phi=30^\circ$ , como mostrado na figura 2, produzem uma aproximação razoável do volume tensionado. Mesmo quando os dois elementos sujeitados não são de espessura igual, a distribuição de tensões se estende, afastando-se da linha de centro do parafuso até um ponto que pode ser aproximado por meio de um cone, como mostrado na figura 2a. A constante de mola de um parafuso de máquina ou de cabeça pode ser estimada de maneira similar. A Figura 2b mostra o comprimento do barril definido para incluir somente aquela porção de espessura do material afetada pela compressão gerada pelo parafuso. Uma vez que as primeiras roscas da junção tomam a maior parte da carga, o comprimento de um parafuso de cabeça em junção não inclui o comprimento completo do mesmo, como mostrado na figura 2b.

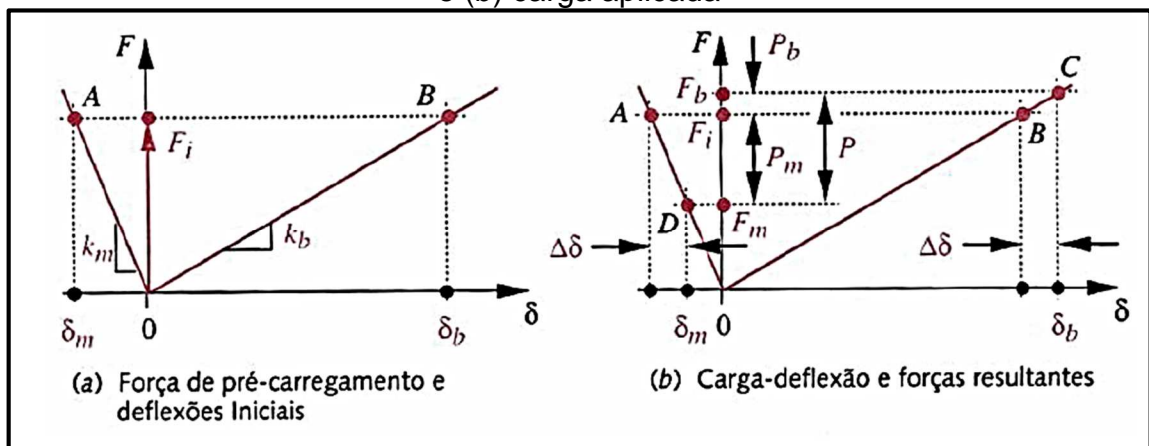
A área efetiva  $A_m$  da seção cônica em barril, cone-frusta, da figura 2 pode ser determinada a partir da equação 10:

$$A_m = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (10)$$

#### 2.2.1.4 Fixadores pré-carregados sob carga estática

Norton (2004) relata que o comportamento carga-deflexão do parafuso e placas do material sujeitado, pode ser visto na Figura 3, onde a inclinação da linha correspondente ao parafuso é positiva porque o parafuso se alonga com a elevação da força. A inclinação da linha correspondente às placas do material é negativa, uma vez que, com o efeito da compressão, o seu comprimento diminuiu com o aumento da força (o material é “amassado”). A inclinação das curvas mostra que as placas são mais rígidas que o parafuso, uma vez sua área transversal é, em geral, maior. A força atuante no parafuso e material é a mesma enquanto ambos estiverem em contato. Uma vez que uma pré-carga é introduzida por aperto do parafuso, as deflexões do parafuso  $\delta_b$  e do material  $\delta_m$  são controladas pelas suas constantes de mola e atingem os pontos A e B nas suas respectivas curvas força-deflexão, como mostrado na Figura 3(a).

Figura 3 - Efeitos causados pela pré-carga sobre o parafuso e material: (a) pré-carga e (b) carga aplicada



Fonte: Norton (2004)

Com essa hipótese de magnitudes relativas para  $k_b$  e  $k_m$  na montagem, o parafuso se alonga mais ( $\delta_b$ ) que o encurtamento do material ( $\delta_m$ ). Quando uma força externa  $P$  é aplicada à junta, aparece uma deflexão adicional  $\Delta\delta$ , introduzida tanto no parafuso quanto nas placas.

Essa deflexão adicional é a mesma em ambos, parafuso e material, a menos que a carga aplicada seja grande o suficiente para separar a junta. A deflexão



adicional  $\Delta\delta$  cria uma nova situação de carga para o parafuso e o material. A carga do material é reduzida à quantidade  $P_m$  e se move para baixo na linha de rigidez do material, até atingir o ponto D, com um novo valor  $F_m$ . A carga no parafuso é aumentada da quantidade  $P_b$  e se move para cima ao longo da linha de rigidez do parafuso até chegar no ponto C, com um novo valor  $F_b$ . Para isso, a carga  $P$  é dividida em duas componentes, uma  $P_m$  absorvida pelo material e outra  $P_b$  absorvida pelo parafuso.

Com isso, a constante  $C$  de rigidez da junta pode ser obtida por meio da equação 11:

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (11)$$

Na qual  $C$  é a constante de rigidez da junta,  $K_b$  é a constante de mola do parafuso e  $K_m$  é a constante de mola do material sujeitoado.

O coeficiente de segurança à falha por separação de junta pode ser encontrado a partir da equação 12.

$$N_{separação} = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (12)$$

Onde  $N_{separação}$  é o coeficiente de segurança a falha por separação,  $F_i$  representa a pré carga na junta,  $P$  é a Carga aplicada na junta e  $C$  é a constante de rigidez da junta.

#### 2.2.1.5 Fixadores pré-carregados sob carga dinâmica

Segundo Norton (2004), a maioria das juntas está submetida a carregamentos alternantes, o que pode vir a causar falha em fadiga do parafuso. A vida em fadiga de um componente é bastante sensível aos efeitos da amplitude da carga dinâmica, enquanto que a influência do nível da tensão média é relativamente menor.

A importância da pré-carga é ainda maior em uniões carregadas dinamicamente que em juntas carregadas estaticamente.

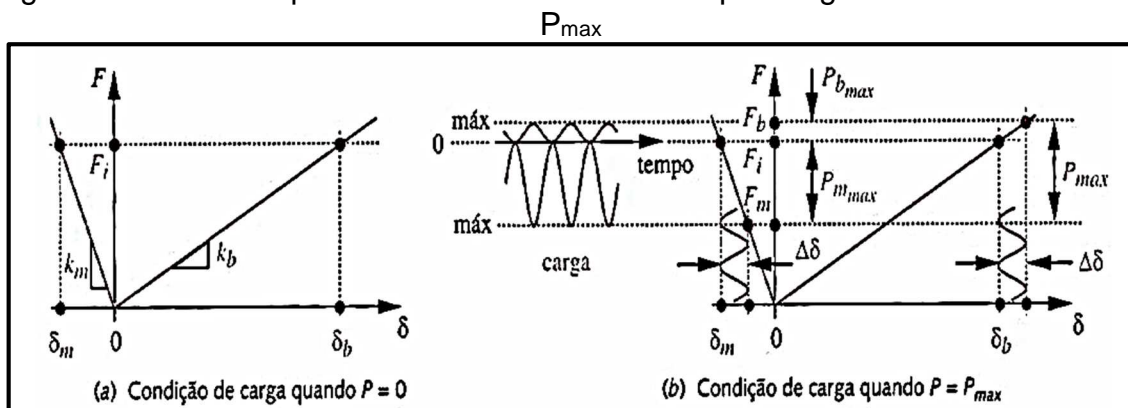
Budynas e Nisbett (2011) relatam que geralmente, o tipo de carregamento de fadiga encontrado na análise de junções parafusadas é aquele no qual a carga externamente aplicada flutua entre zero e alguma força máxima  $P$ .

De acordo com Norton (2004), a figura 4 mostra o diagrama carga-deflexão de uma união parafusada submetida a uma carga alternante. Quando a força variada desce a zero, o diagrama se parece com a Figura 4(a), isto é, somente com a pré-carga estática presente. Quando a carga aumenta até o máximo, o diagrama se parece com o da figura 4(b).

A carga  $P_{max}$  é dividida entre parafuso e material da mesma maneira que no caso do carregamento estático. O parafuso recebe somente uma parte da carga variada devido à presença da pré-carga, o que faz com que o material absorva a maior influência das oscilações de carga. Isso reduz drasticamente as tensões alternantes de tração no parafuso em relação ao que seriam se não fosse a presença da pré-carga.

As oscilações de carga compressiva no material não são importantes no que tange a falha por fadiga, que se deve sempre a tensões de tração.

Figura 4 - Efeitos no parafuso e material causados por carga variada entre zero e



Fonte: Norton (2004)

O coeficiente de segurança à falha por fadiga, de acordo com o diagrama de Goodman, pode ser obtido por meio da equação 13, que pode ser observada abaixo.

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut}-\sigma_i)}{S_e(\sigma_m-\sigma_i)+S_{ut}\sigma_a} \quad (13)$$

No qual  $\sigma_i$  representa a tensão resultante da pré carga  $F_i$ ,  $\sigma_m$  é a tensão media no parafuso e  $\sigma_a$  é a tensão alternada no parafuso.

### 2.2.1.6 Fixadores em cisalhamento

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), em uma junção parafusada, o cisalhamento é recebido por atrito de engaste, e o esmagamento não existe.

Norton (2004) afirma que considerando que o carregamento seja dinâmico, isso pode acarretar a falha dos parafusos por fadiga. A força de cisalhamento pode ser suportada com ajuda das forças de atrito geradas pela pré-carga, aplicada perpendicularmente ao eixo do parafuso e pelos coeficientes de atritos das placas, porcas, arruelas, etc.

É essencial, para a análise de uma junta de cisalhamento, a localização do centro de movimento relativo entre os dois elementos. Empregando a estática pode-se determinar o centróide  $O$ , por meio das equações 14 e 15, para as coordenadas  $x$  e  $y$ .

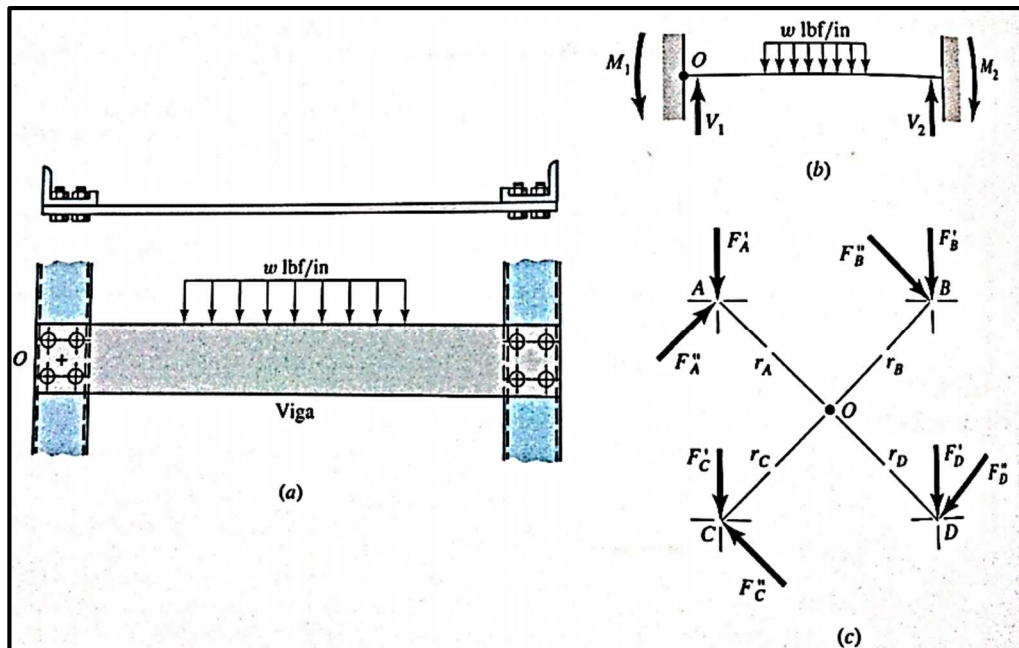
$$\bar{x} = \frac{\sum_1^n A_i x_i}{\sum_1^n A_i} \quad (14)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_1^n A_i y_i}{\sum_1^n A_i} \quad (15)$$

Sendo  $A$  a área da seção transversal do parafuso,  $x$  a distância do centro de  $A$  até um referencial  $(0,0)$  em  $x$ , e  $y$  a distância do centro de  $A$  até um referencial  $(0,0)$  em  $y$ .

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a figura 5 mostra uma junta de cisalhamento estaticamente indeterminada, com ambas as extremidades engastadas e com reações de momento e forças de cisalhamento em cada extremidade.

Figura 5 - (a) Viga parafusada com porca em ambas as extremidades, com carga distribuída. (b) diagrama de corpo livre da viga. (c) força de cisalhamento



Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

Pode-se observar que na junta da figura 5 há uma distribuição igual de carga direta entre os parafusos. As cargas diretas  $F'$  são mostradas como vetores no diagrama de carregamento da figura 5(c).

A carga de momento, ou cisalhamento secundário, é a carga adicional em cada parafuso de porca, devido ao momento  $M_1$ . Estas cargas de momento são também mostradas como vetores no diagrama de carregamento.

### 2.2.2 Uniões rebitadas

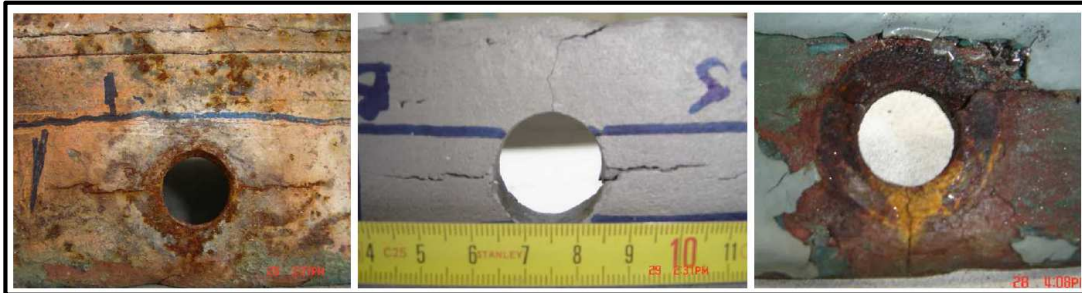
Conforme Arbex (2011), juntas rebitadas são amplamente utilizadas na indústria, possuindo diversos tipos e configurações. Uma variável importante para o estudo dessas juntas é o processo de rebitagem, causando tensões residuais e influenciando as características do produto final. As juntas rebitadas sobrepostas possuem aplicações onde são encontradas cargas dinâmicas, e por isso devem ser bem projetadas à fadiga.

Segundo Silva (2009), as ligações rebitadas apresentam um comportamento estrutural muito particular relativamente às ligações parafusadas pois devido ao seu processo de construção, permitem um preenchimento total do furo onde são inseridos

os rebites. Isso se deve à deformação da haste do rebite no momento de sua aplicação.

Rebites e parafusos são concentradores de tensão na região da união e a área mais suscetível a ocorrência e propagação de trincas.

Figura 6 - Exemplos de fendas de fadiga a emanar de furos de rebites



Fonte: Correia (2009)

Conforme Arbex (2011) alguns fatores que influenciam na aplicação de juntas rebitadas são:

- Baixo custo de produção e possibilidade de automação do processo de rebitagem;
- Boas propriedades de preenchimento dos furos por rebites sólidos;
- Facilidade de inspeção;
- Alta confiabilidade.

Porém, existem desvantagens, como os aspectos a seguir:

- Redução da resistência das chapas devido à presença de furos;
- Problemas de logística (por exemplo, tratamento térmico dos rebites);
- Necessidade de um projeto cuidadoso.

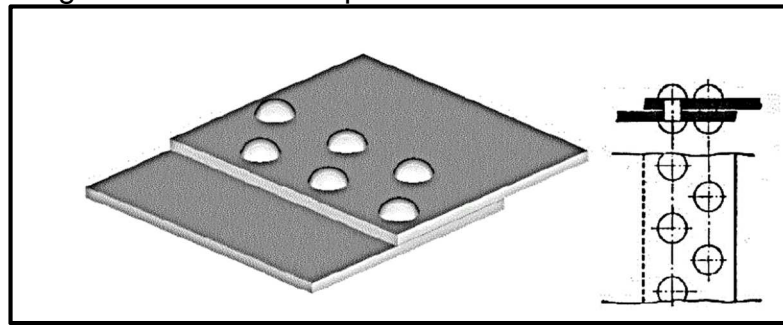
O mecanismo de fixação dos rebites é através de deformação plástica do elemento, unindo duas ou mais chapas planas ou curvas.

Quando a peça é solicitada, os rebites transmitem a carga entre as partes envolvidas.

As juntas rebitadas se dividem em duas grandes categorias:

Juntas sobrepostas: as peças a serem unidas estão sobrepostas, conforme Figura 7.

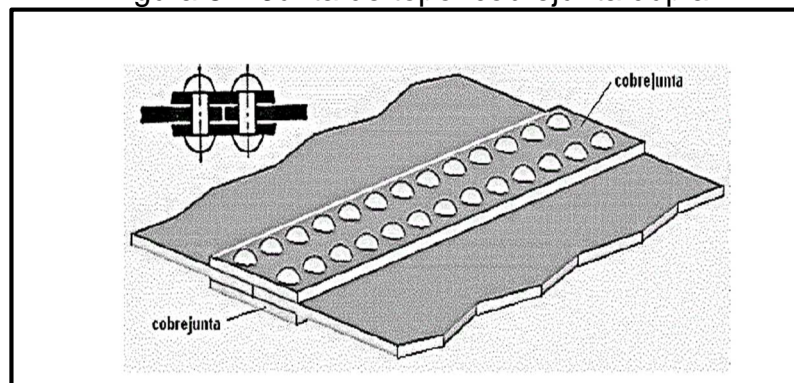
Figura 7 - Junta sobreposta com 2 fileiras de rebites



Fonte: Arbex (2011)

Juntas de topo: as peças são colocadas de topo e a união é feita por intermédio de uma ou duas chapas suplementares, denominadas cobrejuntas, podendo ser simples ou duplas, conforme a Figura 8.

Figura 8 – Junta de topo: cobrejunta dupla



Fonte: Arbex (2011)

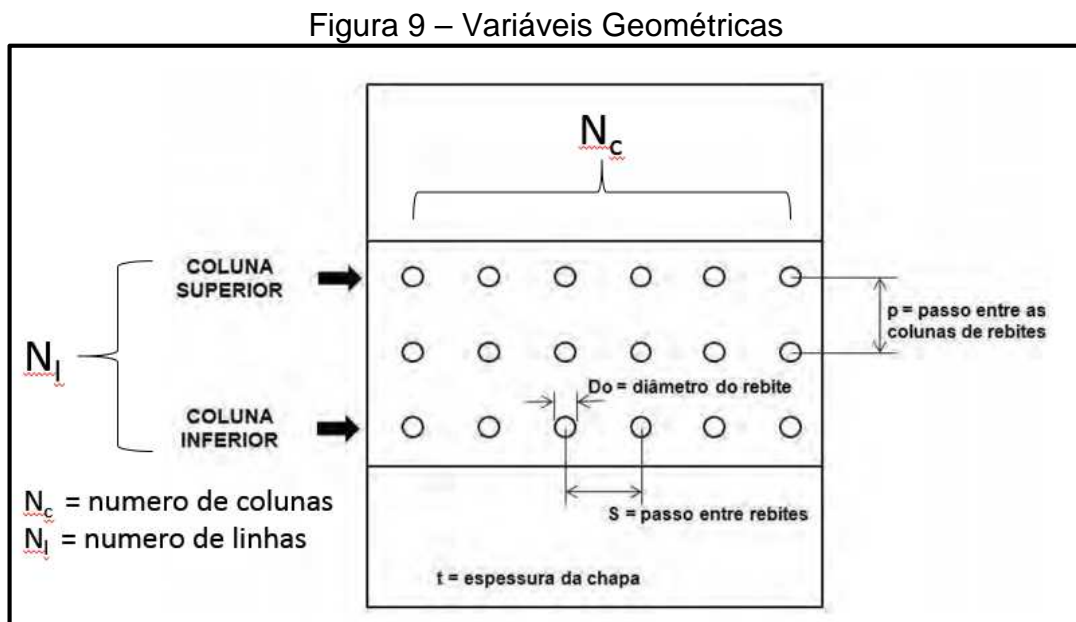
### 2.2.1.1 Tipos de ligação

De acordo com Grison (2014), podemos classificar as ligações por rebites de três formas distintas:

- Ligações Resistentes: o objetivo é conseguir que as duas peças ligadas transmitam os esforços e resistam como se fossem uma única;
- Ligações Estantes: Quando se pretende que as juntas da ligação impeçam a passagem de gases ou líquidos;
- Ligações Resistentes e Estantes: Quando se pretende que tenham simultaneamente as características dos dois tipos anteriores.

### 2.2.2.2 Solicitações e dimensionamento de junções rebitadas

As principais variáveis geométricas das juntas rebitadas sobrepostas longitudinais estão ilustradas na Figura 9:



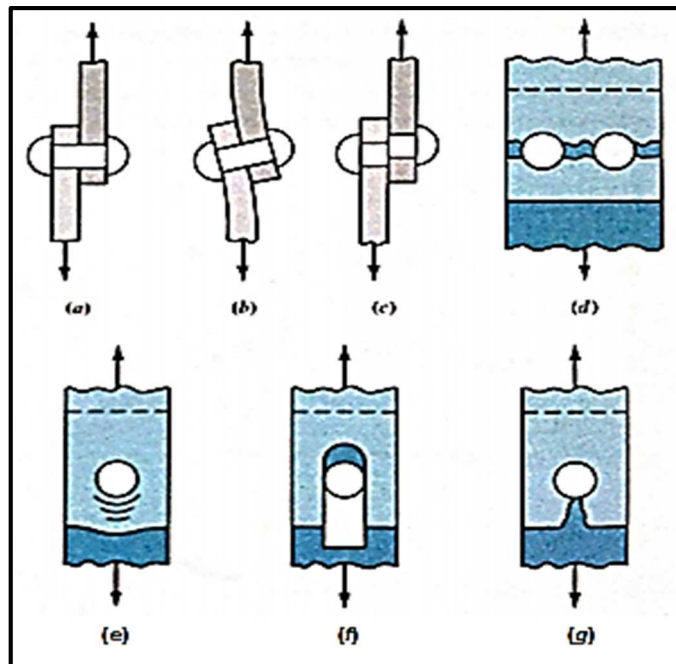
Fonte: Adaptado de Arbex (2011)

Quando uma força de tração é aplicada na junção de um par de chapas unidas por rebites ocorre uma força de atrito até que ocorra o deslizamento entre as duas chapas; após o deslizamento, ocorre o contato entre a superfície cilíndrica do furo e a haste do rebite solicitando o rebite por cisalhamento e compressão. Esses esforços podem levar a união a apresentar diversos tipos de falhas.

Pode-se observar na figura 10 diversos modos de falhas em carregamentos de cisalhamento de uma união rebitada, onde:

- (a) representa carregamento de cisalhamento;
- (b) flexão do rebite;
- (c) cisalhamento de rebite;
- (d) falha por tração de membros;
- (e) esmagamento do rebite nos membros ou esmagamento dos membros no rebite;
- (f) rasgamento por cisalhamento;
- (g) rasgamento por tração.

Figura 10 - Modos de falha em carregamento de cisalhamento de uma união rebitada.



Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

#### 2.2.2.2.1 Cisalhamento dos rebites

Considerando que  $n$  é o número de rebites que resiste à carga  $P$ ,  $z$  representa o número de seções resistentes por rebite e  $d$  é o diâmetro dos rebites. A força  $P$  é resistida por " $n$ " rebites com " $z$ " seções resistentes cada um. Então a área resistente total nos casos de uma ligação rebitada é:

$$A = \frac{z \cdot n \cdot \pi \cdot d^2}{4} \quad (16)$$

A tensão tangencial desenvolvida não pode ser superior a tensão admissível ao cisalhamento do material do rebite ( $S_{Sreb}$ ). Assim, a condição de segurança para o cisalhamento nos rebites expressa de uma forma analítica fica:

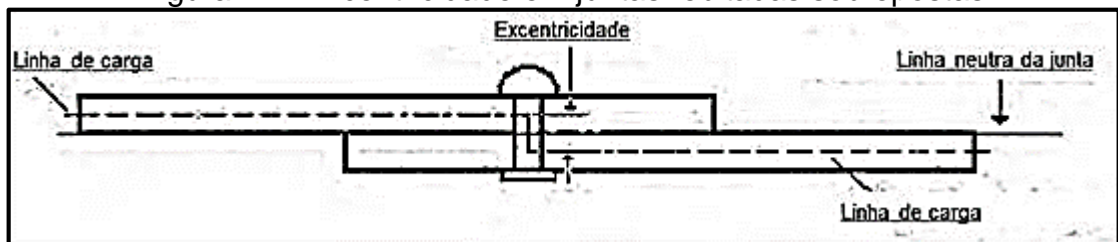
$$S_{Sreb} \geq \frac{4 \cdot P}{z \cdot n \cdot \pi \cdot d^2} \quad (17)$$



### 2.2.2.2.2 Falha por flexão dos rebites

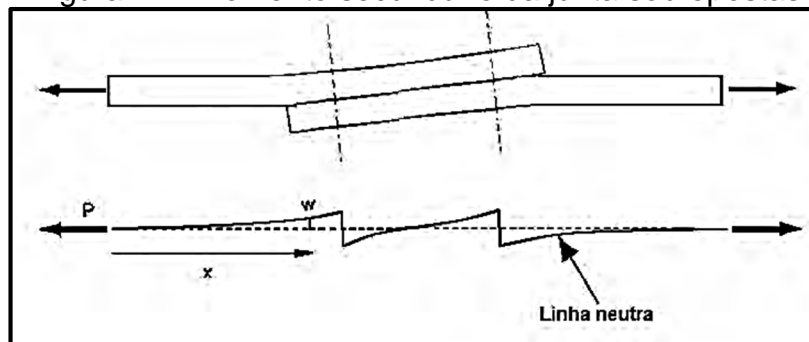
Arbex (2011) afirma que quando a junta rebitada é submetida a esforços de tração, tende a se comportar como o mostrado nas figuras 11 e 12 abaixo:

Figura 11 - Excentricidade em juntas rebitadas sobrepostas



Fonte: Spinelli (2004)

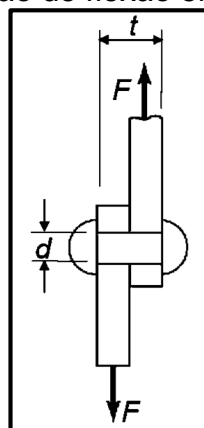
Figura 12 - Momento secundário da junta sobrepostas



Fonte: Adaptado de Arbex (2011)

A tensão de flexão, desprezando efeitos de concentração de tensão, é calculada conforme mostrado na figura 13 e nas equações 18, 19 e 20:

Figura 13 - Tensão de flexão em juntas rebitadas



Fonte: Grison (2014)

Tensão de flexão na junta rebitada:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{F.t/2}{I/c} \quad (18)$$

Onde  $M$  é o momento fletor,  $I$  é o momento de inércia,  $t$  é a espessura da junta e  $c$  é a distância do centroide da seção até o ponto mais distante em compressão.

Considerando que a falha ocorre no rebite:

$$S_{adm} \geq \frac{16.F.t}{n.\pi.d^3} \quad (19)$$

Onde  $S_{adm}$  é a tensão máxima admissível,  $F$  é a força atuante na junta,  $t$  é a espessura da junta,  $n$  é o número de rebites e  $d$  é o diâmetro do rebite.

Considerando que a falha ocorre na região da peça com menor seção transversal:

$$S_{adm} \geq \frac{12.F}{b.t} \quad (20)$$

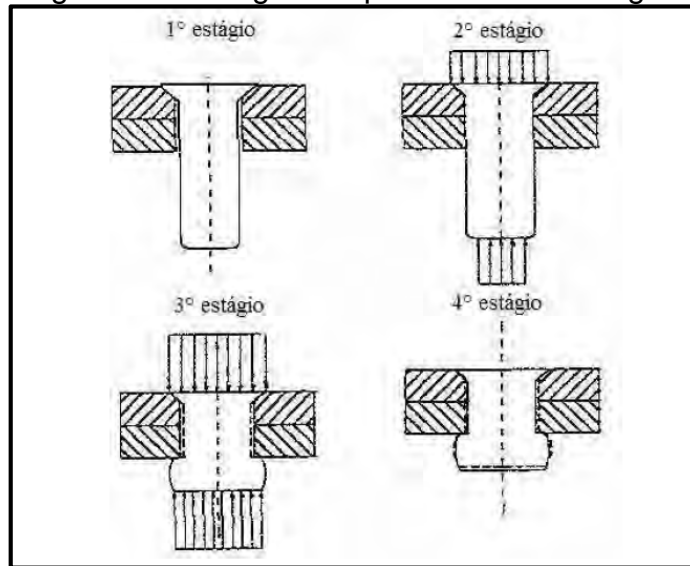
Onde  $S_{adm}$  é a tensão máxima admissível,  $F$  é a força atuante na junta,  $t$  é a espessura da junta e  $b$  é a largura da seção transversal.

### 2.2.2.3 Processo de rebitagem

Segundo Arbex (2011), para a compreensão do comportamento das juntas rebitadas, uma variável muito importante a ser considerada é o processo de rebitagem. O aperto do rebite envolve um fluxo plástico neste que, enquanto é comprimido, gera uma expansão radial na haste em direção as paredes do furo.

A Figura 14 mostra esquematicamente quatro estágios que podem ser distinguidos durante a instalação do rebite.

Figura 14 - Estágios do processo de rebiteagem



Fonte: Adaptado de Arbex (2011)

1º estágio: O diâmetro do furo é feito inicialmente com uma folga em relação ao diâmetro nominal do rebite. Assim que a força de aperto é aplicada, a compressão axial do rebite resulta em uma expansão radial de sua haste. O diâmetro da haste do rebite aumenta com o crescimento da magnitude da força de aperto, até tocar a face do furo.

2º Estágio: O segundo estágio é marcado pelo aumento da tensão no material da chapa devido à expansão radial da haste do rebite em contato com a face do furo. O aumento da deformação plástica do rebite irá também aumentar a pressão radial, gerando uma concentração de tensões nas paredes do furo.

3º estágio: Com a formação da contra-cabeça, parte da força de aperto passa a ser transferida pela superfície de contato das chapas.

4º estágio: O quarto estágio é a remoção da força de aperto. Durante esse estágio, os materiais do rebite e da chapa retornam elasticamente e a fixação é finalizada.

#### 2.2.2.4 Tensão residual devido ao processo de rebiteagem

Como consequência da força de aperto aplicada no processo, haverá tensões residuais induzidas no material que são muito relevantes para o estudo do comportamento de juntas rebiteadas.

Conforme Müller (1995 apud Arbex, 2011), uma pressão aplicada na face interna do furo pode representar a pressão de um rebite sobre a chapa devido ao seu aperto. A solução elástica para esse problema é mostrada nas equações 21 e 22. A distância do centro do furo com raio  $R_0$  é definida como  $r$ , e a pressão radial na face do furo por  $p_{furo}$ .

$$\sigma_r = -p_{furo} \cdot \left(\frac{r}{R_0}\right)^{-2} \quad (21)$$

$$\sigma_\theta = p_{furo} \cdot \left(\frac{r}{R_0}\right)^{-2} \quad (22)$$

Essa tensão residual compressiva das juntas rebitadas possui aspectos benéficos. Conforme Skorupa et al. (2009 apud Arbex, 2011), com o aumento da força de aperto, que gera esse campo de tensões, encontra-se um aumento da vida à fadiga e um melhor preenchimento do furo. Isso previne uma inclinação do rebite, sendo favorável para a transmissão da força e diminuindo a sensibilidade para o acabamento da superfície do furo.

#### 2.2.2.5 Rebites do tipo “Bobtail”

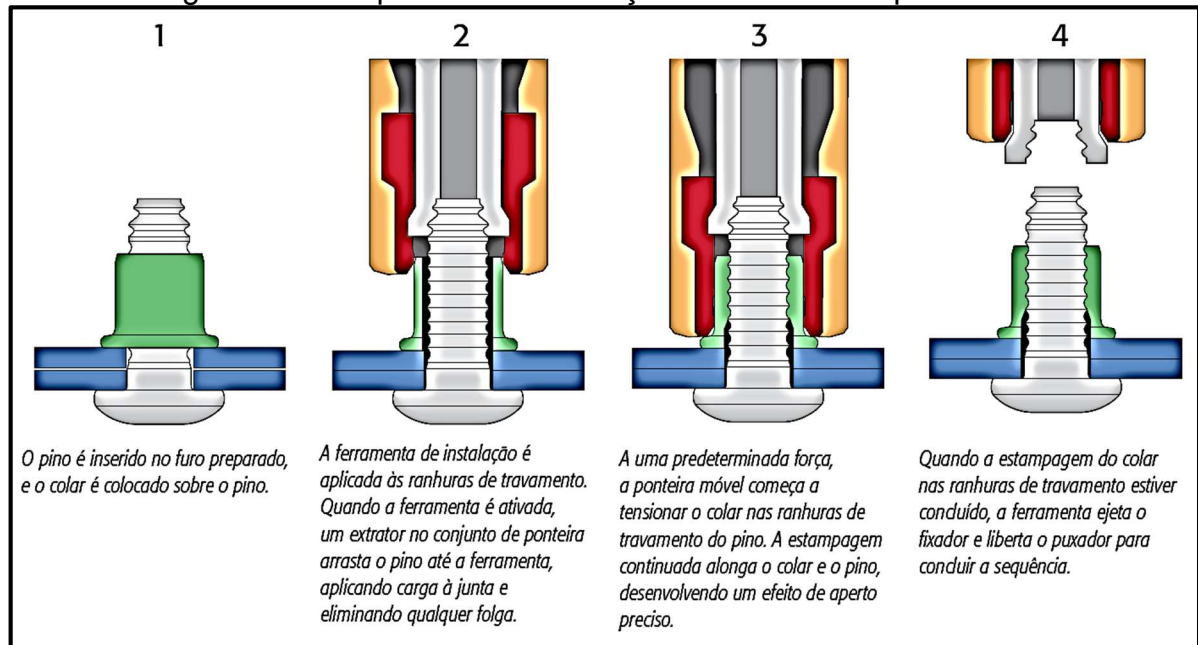
Os rebites possuem diversas formas construtivas e tipos diferentes disponíveis para a escolha do projetista. Geralmente nos catálogos de fabricantes os rebites são divididos por geometria, material do rebite, abrangência da espessura da junta e carga suportada (tração e cisalhamento).

Encontrou-se em catálogo um tipo de rebite muito interessante, chamado “bobtail”, este tipo de rebite se difere dos demais devido a sua forma de aplicação e a sua forma construtiva.

Hulck International (2005) afirma que ao contrário de porcas e parafusos convencionais, que têm folgas nos flancos da rosca mesmo quando apertados, o sistema “bobtail” foi desenvolvido para proporcionar o contato completo de metal-com-metal entre a haste do rebite e seu colar. Um “bobtail” após sua aplicação no produto não apresenta folgas entre as ranhuras do rebite e o colar deformado.

Uma notável vantagem do “bobtail” em relação ao sistema de fixador com porca e parafuso é a sua rapidez de instalação, que proporciona ganhos em produtividade. Observa-se na figura 15, abaixo, a sequência de instalação do fixador:

Figura 15 – Sequência de instalação de rebites do tipo “bobtail”



Fonte: Hulck International (2005)

Pode-se observar na figura 15 que este modelo de rebite não expande sua haste no sentido radial, evitando a compressão nas paredes do furo.

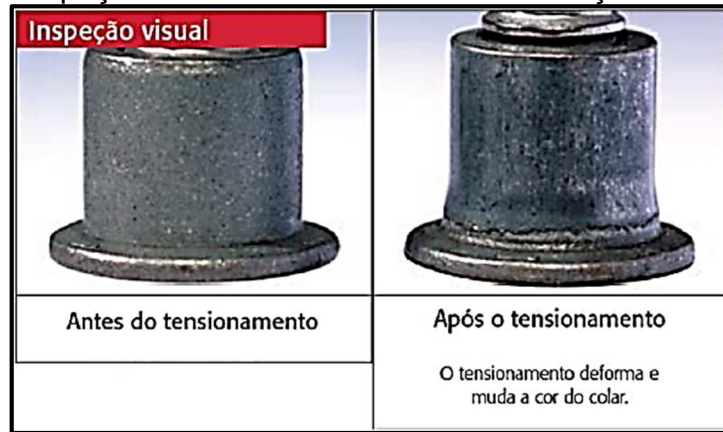
Segundo Hulck International (2005), o que ocorre nesta figura é uma deformação do colarinho, realizando uma conformação a frio nas ranhuras que compõe a haste do rebite. Além da rapidez de instalação já mencionada, este tipo de fixador emite baixo nível de ruído em sua aplicação e não necessita de controle de torque posterior (como é realizado com parafusos).

A conformidade na aplicação do rebite é constatada visualmente pela deformação e mudança de cor do colarinho e a correta força de aperto é confirmada pela deformação de pequenas esferas localizadas no colarinho, como pode ser visto abaixo na figura 16.

Ainda de acordo com Hulck International (2005), para que haja a remoção do fixador é necessário inutilizar o mesmo, executando um corte com a mesma máquina que realiza a aplicação. O fato do rebite não poder ser utilizado duas vezes garante

uma segurança em manutenções, visto que não permite a reutilização de um fixador que pode estar comprometido devido à fadiga.

Figura 16 – Inspeção visual de efetividade da instalação do rebite “bobtail”



Fonte: Adaptado de Hulck International (2005)

### 2.3 FADIGA

Segundo Silva (2009), a falha por fadiga é normalmente composta por três estágios: um período de surgimento ou iniciação da trinca, um período de propagação, e a ocorrência da falha final. Por sua vez, o período de iniciação é composto pelas fases de deslizamento cíclico (formação de bandas de deslizamento), nucleação e crescimento microscópico de fendas. O período de propagação coincide com a fase de crescimento macroscópico (visível à olho nu) de fendas.

Conforme Norton (2004), o estágio em que a trinca se inicia pode durar um curto espaço de tempo. Sua propagação possui a característica de ter uma duração maior, já o terceiro estágio de falha, a ruptura, ocorre de forma repentina.

Desta forma, a vida de um elemento estrutural à fadiga define-se pelo número de ciclos de aplicação da carga até à falha  $N_f$ , incluindo o período de iniciação  $N_i$  e o período de propagação  $N_p$ , podendo-se, no caso geral, escrever a equação 23:

$$N_f = N_i + N_p \quad (23)$$

Silva (2009) relata que as trincas resultantes da fadiga iniciam-se, normalmente, em um ponto de concentração de tensões, onde o estado de tensões é

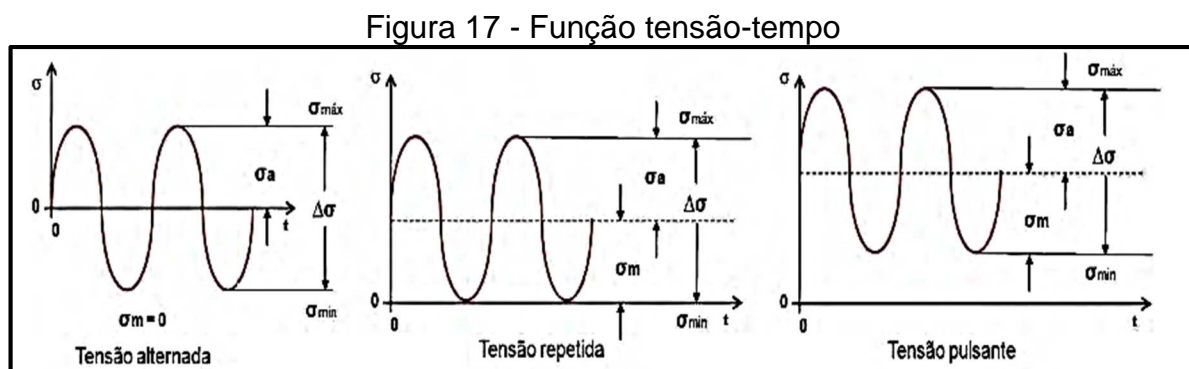
particularmente elevado, propagando-se na direção perpendicular à direção da tensão principal, verificando-se a falha instável do tipo frágil ou dúctil quando a secção resistente do material se torna insuficiente para suportar a tensão aplicada.

Observações realizadas em peças livres de defeitos internos ilustram que as fendas de fadiga iniciam-se na superfície como resultado de um estado cíclico de deformações plásticas.

### 2.3.1 Ciclos de tensão

Segundo Silva (2009), as solicitações que provocam a fadiga dos materiais são dinâmicas, isto é, a tensão se alterna em função do tempo, constituindo ciclos de tensão.

De acordo com Norton (2004), utilizando ondas senoidais para caracterizar os tipos de carregamentos cíclicos, pode-se, com a tensão em função do tempo, representar a tensão alternada, repetida e pulsante, respectivamente, conforme figura 17.



Fonte: Adaptado de Norton (2004)

Os parâmetros dos tipos de carregamentos mostrados, conforme Norton (2004), são definidos nas equações 24 a 28:

$$\Delta\sigma = \sigma_{máx} - \sigma_{mín} \quad (24)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \quad (25)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (26)$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (27)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (28)$$

### 2.3.2 Critérios para estimar a falha por fadiga

Segundo Norton (2004), quando não é possível realizar ensaios em escala real, os dados necessários para o cálculo da fadiga são obtidos através de ensaios em corpos de prova. Os dados encontrados nesses testes devem ser modificados de modo a considerar, para seu valor final, as diferenças entre o corpo de prova e a peça real.

Esse processo é feito para se obter a resistência à fadiga corrigida ou limite de fadiga corrigido, através de fatores modificadores. Esses fatores levam em consideraao diferenças de condioes de carregamentos, tamanho da peça, acabamento da superfície, temperatura de trabalho e confiabilidade. O valor corrigido é dado pela equaao 29.

$$S_e = k_a \cdot k_g \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e = k_{eq} \cdot S'_e \quad (29)$$

Em que:

$k_a$  = fator de condiao de superfície;

$k_g$  = fator de tamanho;

$k_c$  = fator de carga;

$k_d$  = fator de temperatura;

$k_e$  = fator de confiabilidade;

$k_f$  = fator modificador por efeitos variados.



### 2.3.3 Concentradores de tensão

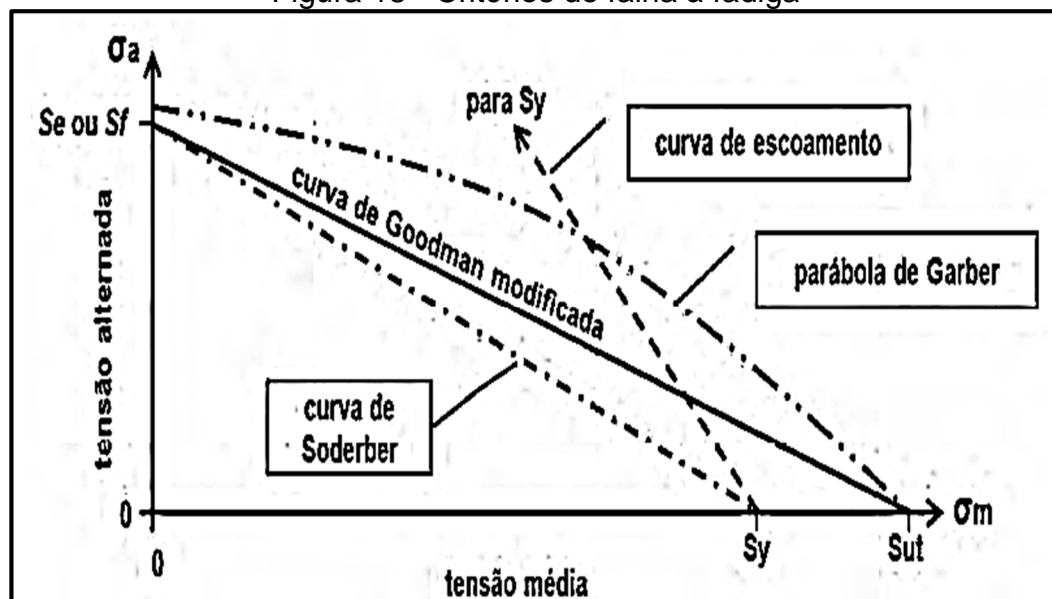
Conforme Norton (2004) quando um elemento estrutural possui descontinuidades em sua geometria como furos, chanfros, ranhuras, mudanças abruptas de seção transversal, entre outros, ela fica sujeita a uma concentração de tensões nessa região.

Para considerar esse efeito, é utilizado um fator de concentração teórico (chamado  $K_t$  para tensões normais e  $K_{ts}$  para tensões de cisalhamento). Porém, para cargas dinâmicas esse fator deve ser modificado, levando em consideração a sensibilidade ao entalhe do material a essas descontinuidades. Assim, encontra-se o fator de concentração de tensão em fadiga definido como  $K_f$ .

Em gráficos plotados com valores de tensão média no eixo x e tensão alternada no eixo y, é possível obter critérios de falha para o projeto.

A figura 18 mostra a curva de Goodman, a parábola de Gerber, a curva de Soderberg e a curva de escoamento. A curva de Goodman e a parábola de Gerber unem os pontos de tensão de ruptura ( $S_{ut}$ ) em x e resistência à fadiga em y. A curva de Soderberg utiliza o escoamento, sendo a mais conservadora entre as citadas. O projeto é aprovado à fadiga quando o ponto  $(\sigma_m, \sigma_a)$  estiver à esquerda e abaixo da curva selecionada para a análise.

Figura 18 - Critérios de falha à fadiga



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011)

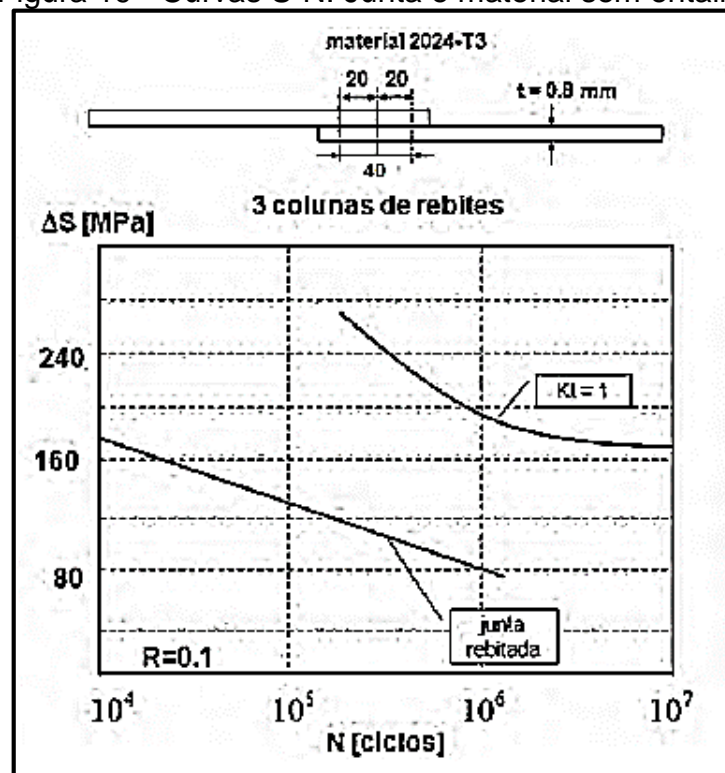
### 2.3.4 Fadiga em juntas rebitadas

A fadiga é um fator crítico no projeto de juntas rebitadas. Considerando a operação desses componentes, os seguintes aspectos podem ser considerados concentradores de tensão:

- Força transferida do rebite para a chapa na região ao redor do furo;
- Transferência de carga de outras colunas de rebites da junta;
- Momento secundário devido à excentricidade;
- Corrosão por atrito entre as duas chapas conectadas na área próxima aos furos dos rebites e nas paredes dos furos dos rebites.

Arbex (2011) diz que juntas rebitadas possuem uma resistência à fadiga considerada baixa, como nota-se na figura 19, onde são mostradas as curvas S-N de juntas rebitadas e do material sem o entalhe (neste caso, os furos), mostrando a queda da resistência à fadiga.

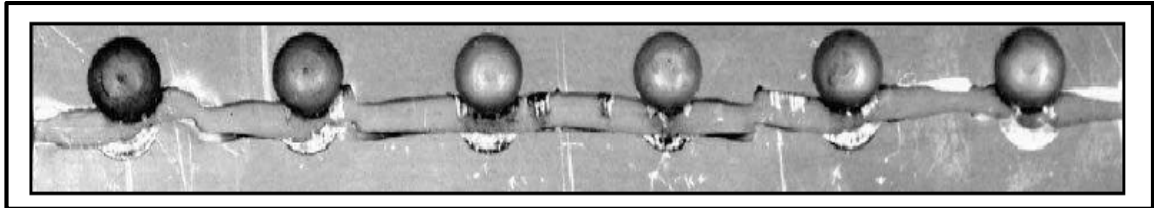
Figura 19 - Curvas S-N: Junta e material sem entalhe



Fonte: Arbex (2011)

Em estudos realizados por Skorupa et al (2009 apud Arbex, 2011), as amostras de juntas rebitadas sobrepostas testadas à fadiga obtiveram como resultado a propagação da trinca através dos furos dos rebites em um plano ligeiramente deslocado da secção mínima, conforme mostra a figura 20.

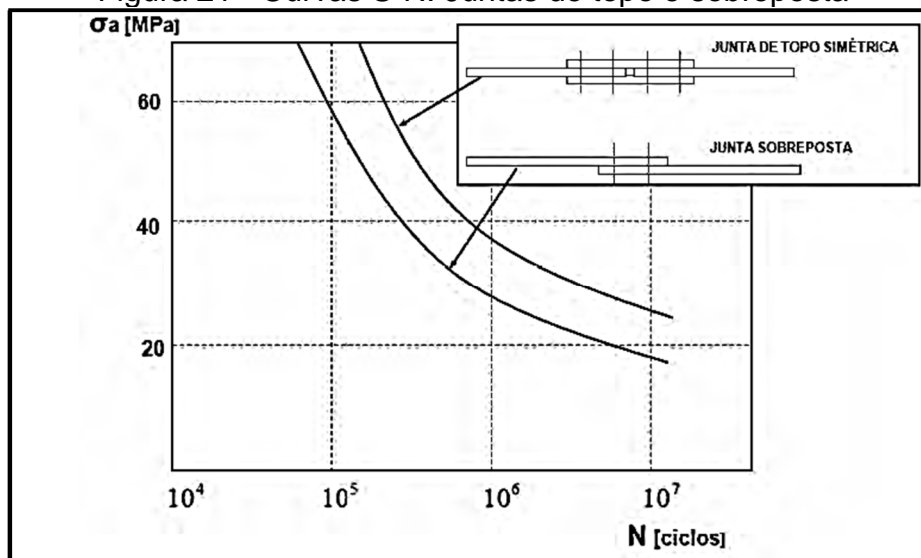
Figura 20 - Propagação de trinca em junta rebitada sobreposta



Fonte: Skorupa et al (2009 apud Arbex, 2011)

O momento secundário, citado anteriormente, reduz a resistência à fadiga como mostra a figura 21, que compara a curva S-N da junta sobreposta com a da junta de topo simétrica, mostrando a influência da excentricidade.

Figura 21 - Curvas S-N: Juntas de topo e sobreposta



Fonte: Arbex (2011)

O diâmetro do rebite é um parâmetro importante para a resistência à fadiga da junta. Um diâmetro maior resulta em uma redução da pressão de contato nos furos das chapas, reduzindo o nível de concentração de tensão nessa região.

Nos últimos anos foram realizados muitos testes a fim de avaliar a integridade da junta quando submetida à fadiga.

Os testes variam de ensaios com amostras simples para testes em escala real. Embora a produção seja muito cuidadosa, nota-se diferença nos resultados de vida encontrados.

De acordo com Müller (1995 apud Arbex, 2011), estudos comparativos revelaram diferenças com um fator na vida de 1,7 até 5 vezes para amostras idênticas em diferentes períodos de produção. Muitas causas são sugeridas como motivo dessa disparidade:

- Material do fixador;
- Efeitos geométricos de tamanho e superfície;
- Manufatura e processo de fabricação;
- Tensões de aperto na montagem;
- Condições de carregamento;
- Atrito;
- Efeitos do ambiente.

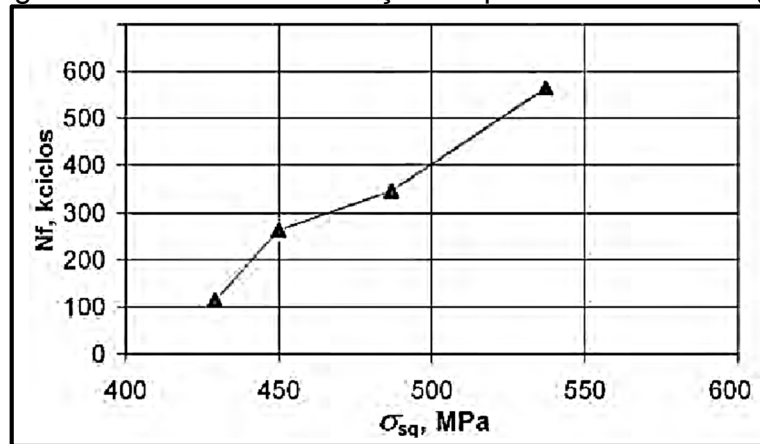
### **2.3.5 Efeito da força de aperto na vida à fadiga de juntas**

Rans, Alderliesten e Straznický (2009 apud Arbex, 2011) a força de aperto aplicada na rebiteagem das juntas possui influência significativa em sua vida à fadiga. Quando um rebite é instalado, primeiramente é expandido para preencher o furo e então, ao continuar sendo comprimido, gera um campo de tensões residuais compressivas, sobre as paredes do furo, benéficas para a fadiga.

É possível verificar a influência das tensões de aperto sobre a vida em fadiga da junta na figura 22, onde é mostrada a relação encontrada por Skorupa et al. (2009 apud Arbex, 2011), para diferentes tensões de aperto.

E Castro *et al* (2007 apud Arbex, 2011) ainda complementa a afirmação anterior relatando que alguns experimentos têm mostrado que um aumento da força de aperto tende ampliar a vida em fadiga para falha em uma faixa de valores de 3 a 10 vezes, dependendo do nível de tensão que a peça é submetida.

Figura 22 - Influência da força de aperto na vida à fadiga



Fonte: Skorupa et al. (2009 apud Arbex, 2011)

### 3. METODOLOGIA DE IMPLEMENTAÇÃO DO TRABALHO

Para entender a proposta de estudo abordada por este trabalho, é necessário conhecer algumas particularidades do objeto de estudo:

O semirreboque furgão carga geral, popularmente chamado de baú, é fabricado pela Randon S/A a mais de 3 décadas. Ao longo de todo este tempo de fabricação o produto já passou por diversas alterações em seu projeto e processo de construção, ainda assim, o seu conceito geral continua o mesmo desde o início da fabricação.

Figura 23 – Semirreboque Furgão Carga Geral



Fonte: Autor (2014)

Neste tipo de implemento rodoviário, a carga é disposta sobre o produto por meio de pallets cujos apoios estão orientados em regiões próximas ao centro do produto, na região onde se localizam as longarinas. Estes pallets geralmente acomodam materiais industrializados, tais como eletrodomésticos, pneus e alimentos embalados.

A aplicação do produto não é considerada severa, visto que se dá em rodovias geralmente asfaltadas e de boa qualidade do pavimento, desta forma, os clientes deste segmento solicitam um produto leve, prático e com o menor custo possível para produção.

Nos últimos anos vê-se um aumento significativo na concorrência deste segmento de implementos rodoviários. A Randon por sua vez, investe esforços na otimização e modernização do projeto, e, do processo de fabricação atual, a fim de atender as necessidades de um mercado cada vez mais concorrido e a cada dia mais exigente.

### 3.1 PROPOSTA DE ESTUDO

Visando uma maior produtividade, e padronização de componentes, sugeriu-se uma proposta diferenciada de junta mecânica para unir a lateral da caixa de carga do semirreboque ao seu chassi.

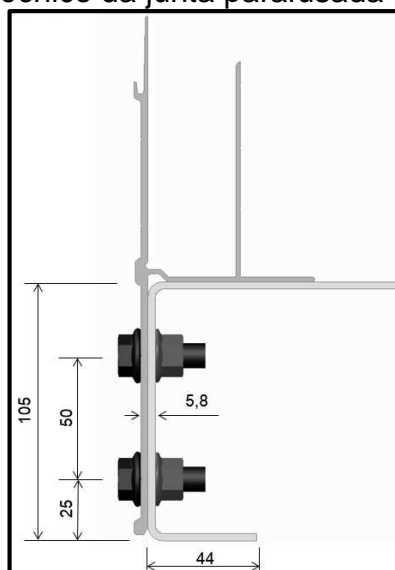
Figura 24 - Detalhe da junta parafusada semirreboque furgão



Fonte: Autor (2014)

Atualmente a referida junta é constituída de um perfil de aço carbono ASTM 570 GR 36 e um perfil de alumínio 6005-T5, unidos mecanicamente por parafusos M10 classe 8.8 dispostos ao longo de todo o perfil inferior como mostrado na figura 24 e no esquema técnico da figura 25.

Figura 25 - Esquema técnico da junta parafusada do semirreboque furgão



Fonte: Autor (2014)

Uma análise pelo método dos elementos finitos realizada em 2009, à pedido da Randon, pela empresa “CEMEF Engenharia e Consultoria” foi utilizada como base para avaliar as tensões e cargas incidentes sobre a junta. Esta análise é considerada uma aproximação aceitável aos padrões de projeto da Randon Implementos.

Com base no relatório técnico do estudo citado acima, foi verificado o dimensionamento da junta parafusada em questão, através de cálculos analíticos guiados pela literatura. Com a revisão deste dimensionamento classificou-se a junta quanto ao seu coeficiente de segurança (superdimensionada, subdimensionada ou ideal).

Após a classificação da junta parafusada, foi realizada uma relação aproximada, entre a junta parafusada atual e uma junta rebitada proposta. Esta relação foi feita através da força de aperto (*clamping force*) e outros requisitos normativos contidos nas normas ISO 898-1 e DIN 2320E e serviu como ponto de partida para o cálculo da junta proposta.

Com base nos cálculos realizados, foi proposto um tipo de rebite adequado para a aplicação. Para esta escolha foram consultados catálogos de fornecedores e pesquisado o que há de mais moderno e tecnológico no mercado atual, que oferece uma gama enorme de possibilidades de rebites de fixação.

Os resultados obtidos a partir do dimensionamento foram discutidos neste trabalho para validação da junta rebitada proposta. Pretende-se que estes resultados sirvam de base para outros projetos, novas aplicações dentro deste segmento e estudos acadêmicos que venham a ser realizados em juntas rebitadas.



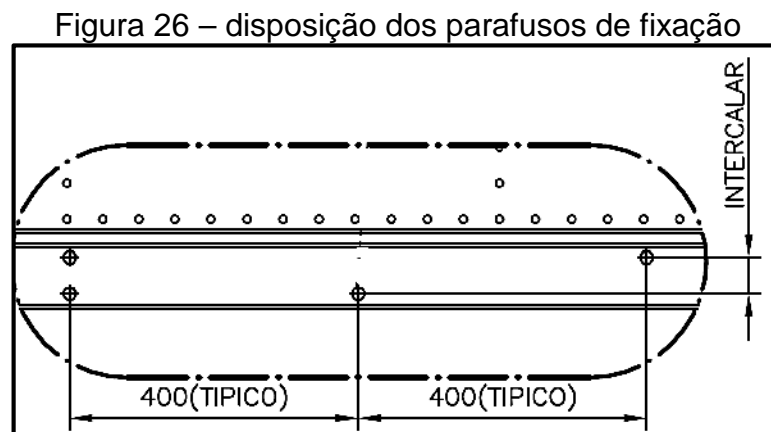
## 4. DESENVOLVIMENTO

### 4.1 AVALIAÇÃO DA SITUAÇÃO ATUAL

Atualmente a empresa oferece uma gama muito grande de produtos aos seus clientes. Mesmo dentro do segmento “Furgão Carga Geral” existe uma diversidade de alturas, comprimentos, possibilidades de acessórios e configurações de suspensão variadas.

Para este trabalho tomou-se como base o produto “Furgão Carga Geral 2,60 x 2,80 x 15,4”, sendo respectivamente largura, altura e comprimento do produto em metros. Os números presentes na nomenclatura são utilizados somente como descrição do produto, visto que para o presente estudo já serão utilizadas as dimensões mais importantes para o dimensionamento da junta.

Atualmente a referida junta é constituída de um perfil de aço carbono ASTM 570 GR 36 e um perfil de alumínio 6005-T5, unidos mecanicamente por parafusos M10 classe 8.8 dispostos ao longo de todo o perfil inferior como mostrado na figura 24 e no esquema técnico da figura 25. A disposição destes parafusos ao longo do produto é especificada em projeto conforme figura 26 abaixo:



Fonte: Randon (2014)

O desenho técnico do projeto especifica, ainda, “realizar furos duplos antes e depois dos rodados. Desta forma, na posição onde se localiza a suspensão do produto, são utilizados dois parafusos sobrepostos (conforme primeira posição da

figura 26, acima). A cota “INTERCALAR” vista na figura 26, refere-se à uma dimensão de 50mm já demarcada como guia no perfil de alumínio.

Estas especificações de projeto são antigas e tradicionais na empresa. Não existem registros de cálculo de dimensionamento desta junta, justificando a elaboração deste estudo.

#### 4.2 CARACTERIZAÇÃO DOS ESFORÇOS QUE INCIDEM SOBRE A JUNTA

Avaliando o comportamento dinâmico do produto, é possível citar alguns tipos de manobras que tendem a gerar tensões elevadas sobre a estrutura, sendo elas:

- Peso próprio do produto e carga líquida transportada;
- Frenagem convencional;
- Frenagem brusca devido à imperfeição no solo;
- Curva acentuada;
- Torção do chassi.

O peso do produto e sua carga, estaticamente, não representam esforços na junta (ver figura 25), pois a geometria do perfil de alumínio impede que esta carga vertical seja transferida para os parafusos devido a apoiar-se na região superior do perfil de aço do chassi.

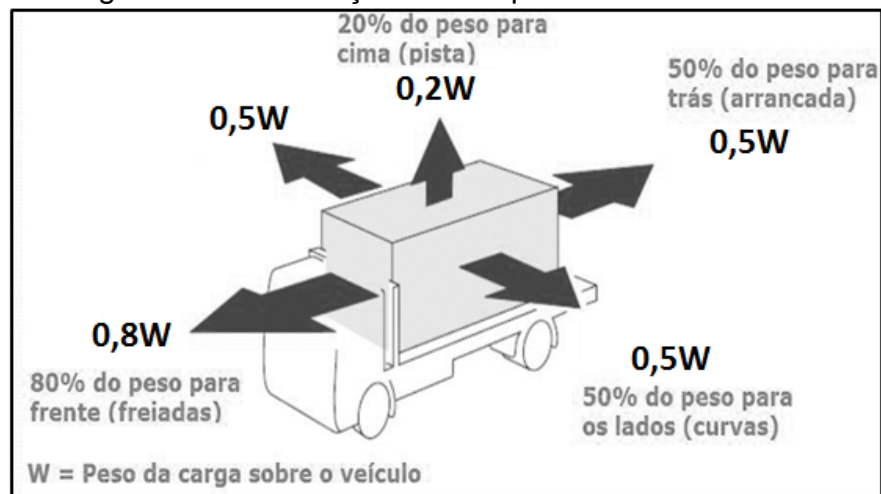
Em uma frenagem convencional a desaceleração é lenta, gerando poucos esforços na estrutura do produto. Vale observar neste ponto que testes realizados no Campo de Provas das Empresas Randon comprovam essa desaceleração lenta e sem esforços de grande dimensão incidentes no produto.

Os outros casos citados representam esforços significativos sobre a junta em estudo e serão avaliados analiticamente.

Em uma frenagem brusca a desaceleração, no sentido longitudinal, chega a níveis altos e em curvas acentuadas é gerada uma aceleração lateral significativa, logo, para definir a condição crítica de carregamento na junta, é necessário observar estes casos com cautela.

Segundo estudos realizados por Melo e Gottlieb (2014), as forças envolvidas no transporte rodoviário, aceitas internacionalmente são as mostradas abaixo, na figura 27.

Figura 27 – acelerações em implementos rodoviários



Fonte: Melo e Gottlieb (2014)

Percebe-se que os valores mostrados na figura 27 referem-se a estimativas de aceleração, em função de “g” (gravidade), para os diversos casos citados.

Analisando inicialmente o caso de uma curva acentuada, onde a carga do produto poderia ser projetada sobre as laterais da caixa de carga, os estudos de Melo e Gottlieb (2014) sugerem a utilização de uma aceleração de 0,5g.

Ainda segundo Melo e Gottlieb (2014), a aceleração lateral de 0,5g representa na prática o limiar de tombamento da maioria dos veículos de carga quando carregados. Na prática, isto significa que se ultrapassado este valor de aceleração o veículo tombará por inteiro.

Uma questão importante a ser avaliada é a estabilidade da carga por si só, ou seja, quando a carga é disposta sobre o veículo o seu próprio peso e o atrito com o assoalho do implemento tendem a manter a carga parada.

Este atrito é calculado pela equação 30:

$$F_{at} = \mu N \quad (30)$$

Onde  $F_{at}$  é a força de atrito,  $\mu$  é o coeficiente de atrito e  $N$  é a força normal (neste caso, igual a massa da carga).

A tabela 3, abaixo, mostra valores recomendados para coeficientes de atrito típicos deste tipo de aplicação:

Tabela 3 – Coeficientes de Atrito típicos

Aço oleado sobre aço	0,01-0,1
Aço liso sobre aço	0,1-0,2
Aço liso sobre madeira	0,3-0,4
Aço liso sobre manta de borracha	0,6-0,7
Aço corrugado sobre madeira	0,6-0,7

Fonte: Melo e Gottlieb (2014)

O produto utilizado como base para este estudo transporta cargas dispostas sobre pallets de madeira e apresenta um assoalho feito com chapas de aço comercialmente conhecidas como “chapa xadrez”.

Através destas características pode-se determinar o coeficiente de atrito, de acordo com a tabela acima, como sendo “aço corrugado sobre madeira”,  $\mu = 0,6 - 0,7$ .

Este coeficiente de atrito adimensional representa a resistência da carga à aceleração lateral imposta em uma curva acentuada. Avaliando que a aceleração lateral máxima recomendada é 0,5g, conclui-se que o atrito da carga com o assoalho (0,6 – 0,7) é suficiente para manter a carga parada, sem deslizar sobre o chassi.

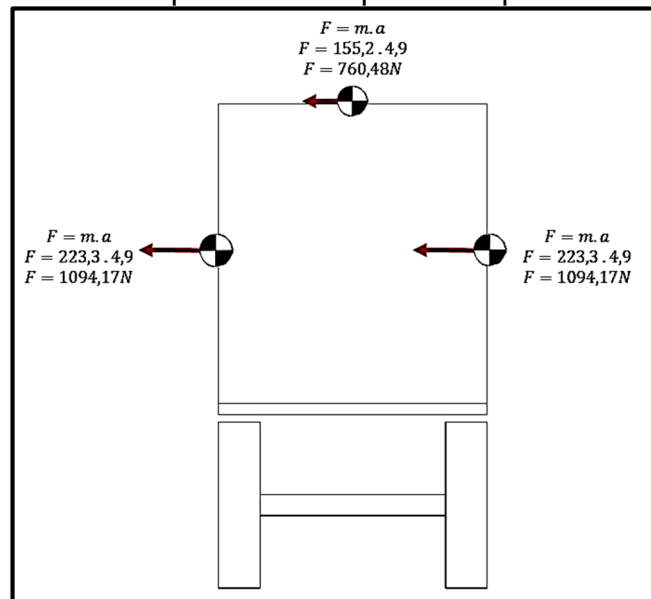
Desta forma não haverá incidência de esforços da carga sobre as laterais do produto, impedindo assim, que a junta parafusada da lateral sofra um carregamento elevado.

Com o implemento rodoviário carregado, a própria carga serve como encosto para a movimentação das laterais do produto, evitando deslocamentos das mesmas. Porém, quando o produto é operado vazio, sem carga no seu interior, o deslocamento das laterais do produto e, conseqüentemente, do teto, irão gerar cargas que devem ser suportadas pela junta parafusada em estudo.

Abaixo segue cálculo desta carga:

- Aceleração = 0,5g (4,9m/s<sup>2</sup>);
- Como o produto é simétrico entende-se que, em manobra de curva metade do esforço é suportado pela junta do lado direito e metade é suportado pela junta do lado esquerdo.

Figura 28 – Diagrama de corpo livre do implemento para cálculo das forças em X



Fonte: Autor (2014)

$$\sum F_x = -1094,17 - 760,48 - 1094,17 = -2948,82N$$

$$F = \frac{-2948,82}{2} = 1474,41N$$

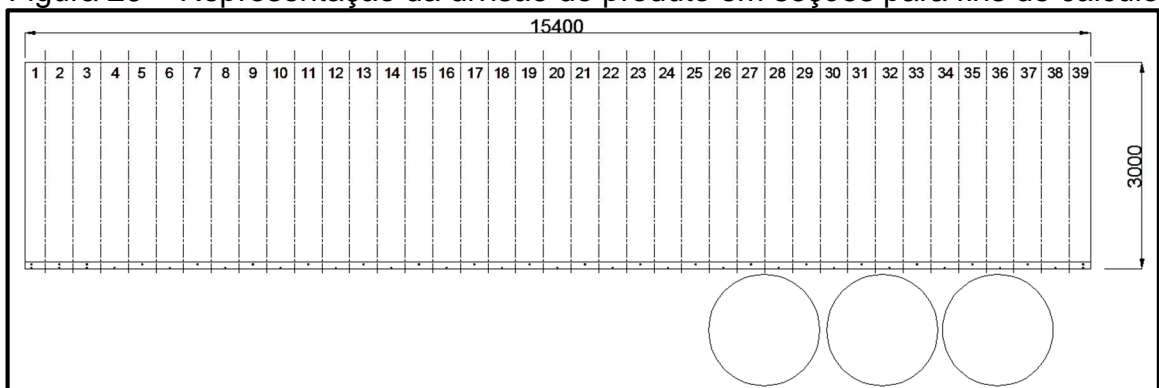
Esta é a força suportada por cada junta parafusada (lado direito e lado esquerdo).

Força encontrada dividida pelo comprimento do produto:

$$\frac{1474,41}{15400} = 0,09574N/mm$$

Para avaliar a força incidente sobre cada parafuso, o produto foi dividido em seções conforme figura 29 abaixo:

Figura 29 – Representação da divisão do produto em seções para fins de cálculo



Fonte: Autor (2014)

Desta forma:

Para regiões de 293,5mm,  $F = 28,10 \text{ N}$

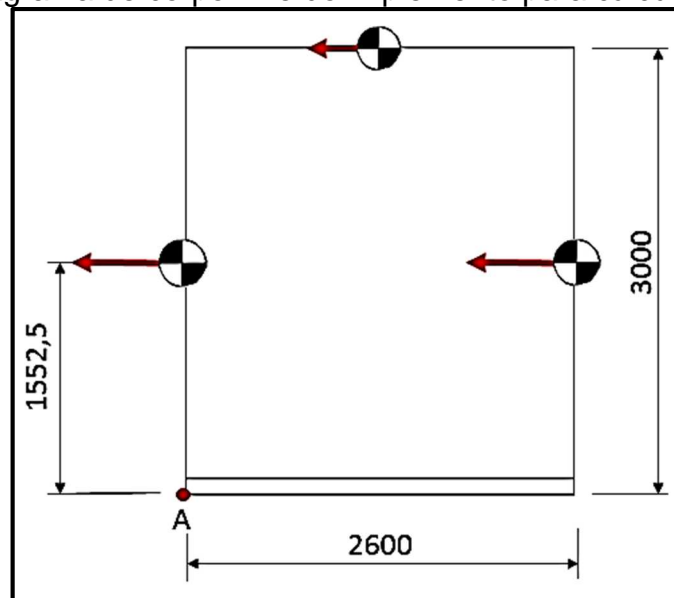
Para regiões de 400mm,  $F = 38,30 \text{ N}$

Para regiões de 306,5mm,  $F = 29,34 \text{ N}$

Conclui-se que na região mais crítica, em manobras de curva, com o produto vazio, cada parafuso suportaria, no máximo 38,30N de carregamento.

Avaliando os momentos gerados pela mesma manobra, conforme figura 30, encontra-se:

Figura 30 – Diagrama de corpo livre do implemento para cálculo dos momentos



Fonte: Autor (2014)

$$\sum MA = (1094,17 \cdot 1,5525) + (760,48 \cdot 3) + (1094,17 \cdot 1,5525)$$

$$\sum MA = 5679 \text{ N.m}$$

Dividindo o esforço, metade para a junta direita e metade para a esquerda:

$$\frac{5679}{2} = 2839 \text{ N.m}$$

Para calcular o esforço em cada parafuso deve-se utilizar o conceito de seções apresentado anteriormente, logo:

$$\frac{2839,4185}{15400} = 0,18437 N \cdot m/mm$$

Para regiões de 293,5mm,  $M = 54,1$  N.m

Para regiões de 400mm,  $M = 73,75$  N.m

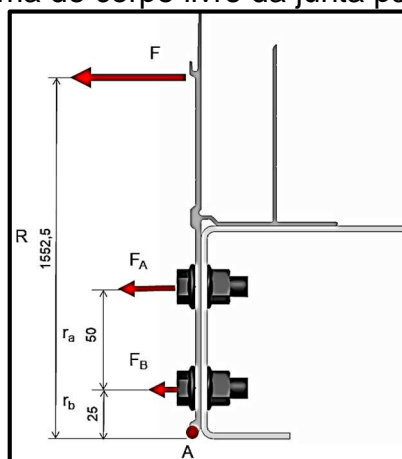
Para regiões de 306,5mm,  $M = 56,51$  N.m

Como o momento é de módulo mais elevado em seções de 400mm, será utilizado este parâmetro para o cálculo das diversas situações, visto que o mesmo representa a condição crítica de carregamento.

Para o cálculo da força gerada em cada parafuso resultam as seguintes situações:

- Em regiões onde há parafusos dispostos em duplas, como na figura 31:

Figura 31 – Diagrama de corpo livre da junta parafusada em estudo



Fonte: Autor (2014)

$$F \cdot R = F_A \cdot r_a + F_B \cdot r_b = M$$

$$\frac{F_A}{r_a} = \frac{F_B}{r_b}$$

$$F_A \cdot 0,075 + F_B \cdot 0,025 = 73,748$$

$$F_A = \frac{73,748 - 0,025F_B}{0,075}$$

Tendo duas equações e duas variáveis, resolvendo esta etapa obtemos:

$$F_A = 884,976 \text{ N}$$

$$F_B = 295 \text{ N}$$

- Em regiões onde há parafuso somente na posição superior:

$$F \cdot R = F_A \cdot r_a = M$$

$$F_A \cdot 0,075 = 73,748$$

$$F_A = 983,3N$$

- Em regiões onde há parafuso somente na posição inferior:

$$F \cdot R = F_B \cdot r_b = M$$

$$F_B \cdot 0,025 = 73,748$$

$$F_B = 2950N$$

Estas forças representam todo o esforço suportado pelos parafusos (individualmente) que se encontram na posição de  $F_A$  e  $F_B$  respectivamente. Conclui-se a partir dos cálculos apresentados, que a condição mais crítica apresentada pela manobra em curva de um produto vazio é quando têm-se, em uma seção de 400mm um parafuso único na parte inferior do perfil, gerando neste parafuso uma carga de 2,95 kN, que somado aos 38,30 N de força encontrados com o somatório das forças incidentes no eixo "x", resulta em uma força total de intensidade 2,99 kN.

Ao observar a figura 27, nota-se que a maior aceleração em termos teóricos, é gerada pela frenagem. A desaceleração durante as frenagens para veículos de carga quando carregados atinge um valor máximo em torno de 0,5g. Portanto, a previsão de 0,8g como valor de desaceleração à frente já compatibiliza um coeficiente de segurança, como um impacto de pequena intensidade (Melo e Gottlieb, 2014).

Este tipo de manobra expõe a junta parafusada da lateral da caixa de carga à um grande esforço de cisalhamento. Pode-se concluir isto a partir da mesma relação utilizada anteriormente para a manobra em curva acentuada. O coeficiente de atrito se mantém o mesmo, entre 0,6 e 0,7, porém neste caso a aceleração devido à frenagem pode ser considerada como 0,8g, mostrando um possível deslizamento da carga. Segue, abaixo, na equação 31, as relações para o cálculo:

$$F_{esc} \leq F_{at} + F_{pf} \tag{31}$$

Na equação acima,  $F_{esc}$  é a força de escorregamento gerada pela frenagem brusca,  $F_{at}$  é a força de atrito da carga do produto com o assoalho do mesmo e  $F_{pf}$  é



a força dos parafusos. Segundo a relação utilizada, para não haver falhas a força de escorregamento deve ser menor ou igual a soma da força de atrito da carga com a força dos parafusos carregados em cisalhamento.

Substituindo alguns valores temos a seguinte relação:

$$0,8 \cdot N + m \cdot 0,8 \cdot g \leq 0,65 \cdot N + F_{pf} \cdot n$$

Onde  $N$  é a força normal da carga do produto,  $m$  é a massa dos painéis da caixa de carga,  $F_{pf}$  é a força dos parafusos e  $n$  é a quantidade de parafusos. Assim percebe-se que  $F_{esc}$  foi dividida em dois termos, o primeiro representa a força da carga deslizando sobre o assoalho do produto e o segundo termo é a massa dos painéis que compõe a caixa de carga multiplicado pela mesma aceleração.

O termo  $F_{pf}$  pode ser estratificado conforme a equação 32:

$$F_{pf} = \mu_{Al/Aço} \cdot F_i \quad (32)$$

Onde  $\mu_{Al/Aço}$  é o coeficiente de atrito do alumínio com o aço e  $F_i$  é a força gerada pela pré carga dos parafusos.

No projeto da junta em questão não há registro do cálculo do torque específico para os parafusos. Quando não há este registro a empresa costuma utilizar a tabela 4 abaixo como recomendação geral:

Tabela 4 – Recomendações de torque para juntas parafusadas

LIMITE DE TORQUE - PARAFUSOS METRICOS (kgf.m)						
ROSCA/CLASSE	4.6	4.8	5.8	8.8	10.8	12.9
M4	0,06 - 0,09	0,08 - 0,1	0,1 - 0,15	0,2 - 0,3	0,3 - 0,4	0,3 - 0,5
M5	0,1 - 0,2	0,2 - 0,3	0,3 - 0,4	0,5 - 0,6	0,6 - 0,7	0,7 - 0,9
M6	0,2 - 0,3	0,4 - 0,5	0,5 - 0,6	0,8 - 1,0	1,0 - 1,3	1,0 - 1,5
M8	0,6 - 0,8	0,8 - 1,0	1,0 - 1,5	2,0 - 2,5	2,5 - 3,0	3,0 - 4,0
M10	1,0 - 1,5	2,0 - 2,5	2,5 - 3,0	4,0 - 5,0	5,0 - 6,0	6,0 - 7,0
M12	2,0 - 3,0	3,0 - 4,0	4,0 - 5,0	7,0 - 9,0	9,0 - 11,0	10,0 - 13,0
M14	4,0 - 5,0	5,0 - 6,0	6,0 - 8,0	11,0 - 15,0	14,0 - 18,0	16,0 - 21,0
M16	5,0 - 7,0	8,0 - 10,0	9,0 - 12,0	17,0 - 22,0	22,0 - 28,0	25,0 - 32,0
M18	8,0 - 10,0	11,0 - 14,0	14,0 - 17,0	25,0 - 32,0	31,0 - 40,0	36,0 - 46,0
M20	11,0 - 14,0	15,0 - 19,0	20,0 - 24,0	35,0 - 43,0	45,0 - 54,0	50,0 - 60,0
M22	15,0 - 19,0	20,0 - 26,0	26,0 - 32,0	47,0 - 59,0	60,0 - 75,0	70,0 - 85,0
M24	20,0 - 24,0	26,0 - 33,0	30,0 - 40,0	60,0 - 75,0	75,0 - 95,0	90,0 - 110,0
M30			66,0 - 80,5	104,3 - 127,5	144,3 - 176,3	

Fonte: Randon (2014)

Para calcular  $F_i$  utiliza-se o torque indicado na tabela 4, acima, e a equação 1:

$$T = K.F_i.d \quad (1)$$

Onde  $T$  é o torque especificado,  $F_i$  é a pré-carga do parafuso,  $d$  é o diâmetro nominal do parafuso e  $K$  é o coeficiente de torque mostrado na tabela 5 abaixo.

Tabela 5 – Coeficientes de torque

Condição do parafuso de porca	k
Não-metalizado (chapeado), acabamento negro	0,30
Chapeado de zinco (zincado)	0,20
Lubrificado	0,18
Chapeado de cádmio	0,16

Fonte: Budynas e Nisbett (2011)

Substituindo os valores na equação e isolando a variável  $F_i$ , obtém-se:

$$4 = 0,20.F_i.10$$

$$F_i = 19620N$$

Assim obtém-se o termo  $F_{pf}$ .

Tabela 6 – Coeficientes de atrito

Superfícies em contato	$\mu_s$	$\mu_k$
Cobre sobre aço	0,53	0,36
Aço sobre aço	0,74	0,57
Alumínio sobre aço	0,61	0,47
Borracha sobre concreto	1	0,8
Madeira sobre madeira	0,25-0,5	0,2
Madeira encerada sobre neve úmida	0,14	0,1
Teflon sobre teflon	0,04	0,04
Articulações sinoviais em humanos	0,01	0,003

Fonte: Serway (1992)

Utiliza-se o coeficiente de atrito estático, da tabela 6, uma vez que os elementos que compõem a junta não tem movimento relativo enquanto fixados.

$$F_{pf} = 0,61 . 19620$$

$$F_{pf} = 11968,2N$$

Voltando a relação inicial encontra-se:

$$0,8 \cdot N + m \cdot 7,84532 \leq 0,65 \cdot N + F_{pf} \cdot n$$

$$0,8 \cdot 241129,8 + 962,4 \cdot 7,84532 \leq 0,65 \cdot 241129,8 + 11968,2 \cdot 43$$

$$200,5 \text{ kN} \leq 671,4 \text{ kN}$$

Como a relação é verdadeira, entende-se que a junta não falha devido ao cisalhamento causado em uma manobra de frenagem brusca. Desta relação pode-se, ainda perceber que o número de parafusos poderia ser diminuído e, ainda assim, suportaria este carregamento.

Para o cálculo da torção é extremamente difícil realizar um procedimento analítico. Esta dificuldade surge no grande número de componentes da estrutura, bem como nos vários efeitos que não poderiam ser considerados nos cálculos, como a não linearidade física, não linearidade dos materiais e etc. Tais efeitos foram desprezados nas análises anteriores pois seus efeitos podem ser considerados desprezíveis. Porém, na torção do produto estes fatores são extremamente importantes podendo causar uma divergência muito grande nos resultados.

Para sanar o problema citado, decidiu-se por utilizar uma análise de elementos finitos do ano de 2009 (ver anexo C), realizada por uma empresa de consultoria a pedido da Randon. Esta análise é tida como parâmetro de projeto para novos produtos do mesmo segmento, bem como alterações nos produtos já existentes.

Na página 28 do relatório é mostrado, em detalhe, a região do parafuso da lateral, junto com o nível de tensão encontrado na região da fixação, numa análise de torção do implemento. O nível de tensão citado pelo relatório é 161MPa. Visto que, na modelagem por elementos finitos, os parafusos costumam ser representados por um cilindro com o diâmetro nominal do elemento de fixação, tem-se para um parafuso M10, uma área de 78,5mm<sup>2</sup>. Aplicando a equação 32:

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{32}$$

Onde  $\tau$  representa a tensão,  $F$  representa a força e  $A$  representa a área.

Logo:

$$F = 12638,5N$$

Na página 20 do mesmo relatório é apresentado o máximo esforço cortante como sendo 12KN, uma aproximação razoável do valor encontrado acima.

#### 4.3 DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PARAFUSADA

Dados para o dimensionamento da junta:

- Parafuso sextavado M10x1,5x25;
- Junta mecânica composta de um perfil de aço carbono ASTM 570 GR 36 (espessura = 3mm) e um perfil de alumínio liga 6005-T5 (espessura 2,8mm);
- Carga de 12638,5KN;
- Área sob tração de 58mm<sup>2</sup> (tabela ANEXO A).

Cálculo do fator de rigidez do material sujeitado:

Utiliza-se a equação 33, para encontrar  $l_b$  que representa a espessura do agarre,  $l_m$  é a espessura da junta e  $t_w$  é a espessura das arruelas.

$$l_b = l_m + 2 \cdot t_w \quad (33)$$

$$l_b = 5,8$$

Posteriormente encontra-se, através da equação 34, o diâmetro superior  $d_2$  do cone frusta ( $d$  representa o diâmetro nominal do fixador):

$$d_2 = 1,5 \cdot d \quad (34)$$

$$d_2 = 15$$

Continuando, encontra-se o diâmetro maior do cone frusta  $d_3$ , com a equação 35. Onde  $d$  é o diâmetro nominal do parafuso,  $l_m$  é a espessura da junta e  $\emptyset$  é o ângulo do cone (recomendado 30°):

$$d_3 = 1,5 \cdot d + l_m \cdot \tan \emptyset \quad (35)$$

$$d_3 = 1,5 \cdot 10 + 5,8 \cdot \tan 30^\circ$$

$$d_3 = 18,34$$

Finalmente encontra-se a área efetiva do cone frusta  $A_m$ :

$$A_m = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (10)$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} \left[ \left( \frac{15 + 18,34}{2} \right)^2 - 10^2 \right]$$

$$A_m = 139,71 \text{ mm}^2$$

Cálculo do fator de rigidez do parafuso fixador, pela equação 4, onde  $k_b$  é o fator de rigidez do parafuso,  $L_1$  é a espessura da junta,  $A$  é a área e  $E_b$  o módulo de elasticidade do material:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{L_1}{A \cdot E_b} \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{5,8}{58.200000}$$

$$k_b = \frac{2000000N}{mm}$$

Cálculo do fator de rigidez da junta parafusada  $k_m$ , de acordo com a equação 36, onde  $L_1$  representa a espessura do perfil de aço,  $L_2$  representa a espessura do perfil de alumínio,  $A_m$  é a área do cone frusta e  $E_m$  é o módulo de elasticidade de cada elemento que compõe a junta:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{L_1}{A_{m1} \cdot E_m} + \frac{L_2}{A_{m2} \cdot E_m} \quad (36)$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{3}{139,71 \cdot 210000} + \frac{2,8}{139,71 \cdot 69000}$$

$$k_m = \frac{2546478,007N}{mm}$$

Cálculo da força de pré-carga  $F_i$ , a partir da equação 1:

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (1)$$

$$F_i = \frac{44145}{0,2.10}$$

$$F_i = 22072,5N$$

Cálculo da constante de rigidez da junta  $C$ , através da equação 11, onde  $K_b$  é a constante de mola do parafuso e  $K_m$  é a constante de mola do material sujeitoado:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (11)$$

$$C = 0,44$$

Cálculo da força total suportada pelo parafuso e pela junta:

Utilizando a equação 37, encontra-se  $F_b$  que é a força suportada pelo parafuso,  $C$  é a constante de rigidez da junta e  $P$  é a carga a ser suportada.

$$F_b = F_i + C.P \quad (37)$$

$$F_b = 22072,5 + 0,44.12638,5$$

$$F_b = 27632,19N$$

Após, utiliza-se a equação 38, para encontrar  $F_m$  que representa a força suportada pela junta, onde  $F_i$  é a pré carga induzida pelo parafuso,  $C$  é a constante da junta e  $P$  é a carga a ser suportada.

$$F_m = F_i - (1 - C).P \quad (38)$$

$$F_m = 22072,5 - (1 - 0,44).12638,5$$

$$F_m = 14993,68N$$

Cálculo da carga de separação da junta  $P_0$ , pela equação 39, onde  $F_i$  é a pré carga induzida pelo parafuso e  $C$  é a constante de rigidez da junta:

$$P_0 = \frac{F_i}{1-C} \quad (39)$$

$$P_0 = 39408,14N$$

Cálculo do coeficiente de segurança à falha por separação de junta  $N_s$ , utilizando a equação 40, onde  $P_o$  é a carga de separação da junta e  $P$  é a carga efetiva a ser suportada:

$$N_s = \frac{P_o}{P} \quad (40)$$

$$N_s = 3,12$$

Cálculo da tensão incidente sob o parafuso  $\sigma_b$ , representado pela equação 41, onde  $F_b$  é a carga suportada pelo parafuso e  $A_t$  é a área sob tração do parafuso:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad (41)$$

$$\sigma_b = \frac{27632,19}{58}$$

$$\sigma_b = 476,42 MPa$$

Cálculo do fator de segurança da junta parafusada  $FS$  em relação ao escoamento:

$$FS = \frac{660}{476,42}$$

$$FS = 1,38$$

Cálculo do fator de segurança à fadiga segundo critério de Goodman Modificado:

Inicialmente, encontram-se as relações de tensão, como mostrado na figura 15 utilizando as equações 25 e 26:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_b = 476,42 MPa$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_i = \frac{22072,5}{58} = 380,56 MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b - \sigma_i}{2} = 47,93 MPa \quad (25)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_b + \sigma_i}{2} = 428,49 \text{ MPa} \quad (26)$$

$$k_f = 3$$

$$k_{fm} = 1$$

$$\sigma_a = 3.47,93 = 143,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 1.428,49 = 428,49 \text{ MPa}$$

Para encontrar o coeficiente de falha por fadiga, utiliza-se a equação 13 e 29:

$$N_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e \cdot (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \cdot \sigma_a} \quad (13)$$

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{ut} = 418,32 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a \cdot k_g \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (29)$$

- $k_a = 0,76$  (fator de superfície considerando o parafuso laminado à frio);
- $k_g = 1$  (fator de tamanho considerando carregamento axial);
- $k_c = 0,85$  (fator de tipo de carregamento considerando carregamento axial);
- $k_d = 1$  (fator de temperatura considerando temperatura ambiente 20°C);
- $k_e = 0,814$  (fator de confiabilidade considerando uma confiabilidade de 99%);
- $k_f = 1$  (fator de efeitos diversos).

$$S_e = 219,97 \text{ MPa}$$

$$N_f = \frac{219,97 \cdot (830 - 380,56)}{219,97 \cdot (428,49 - 380,56) + 830 \cdot 143,79}$$

$$N_f = 0,76$$

#### 4.4 AVALIAÇÃO DE ELEMENTOS DE FIXAÇÃO ALTERNATIVOS

Para avaliar os diversos tipos de elementos de fixação disponíveis no mercado, foram definidos alguns critérios importantes para o projeto e para o processo de montagem do produto em questão.



Com estes critérios definidos optou-se por construir uma matriz de decisão, afim de relacionar os elementos de fixação mais utilizados na indústria automotiva com requisitos de projeto e processo considerados relevantes para esta aplicação.

Abaixo seguem os requisitos utilizados para a tomada de decisão:

**Rapidez de instalação:** está relacionado a todo o processo de instalação do elemento de fixação no produto. Pontuação baixa é atribuída a um alto tempo de instalação e pontuação alta é atribuída a baixo tempo de instalação.

**Necessidade de preparação para instalação:** está relacionado a necessidade de furar os elementos que serão fixados, preparação de superfície da junta, setup de máquina, etc. Pontuação baixa é atribuída a uma alta necessidade de preparação dos elementos e uma pontuação alta é atribuída a baixa necessidade de preparação.

**Complexidade na instalação:** está relacionado à necessidade de um operador com alto grau de instrução, dificuldade de ajuste da máquina, ergonomia do operador, etc. Pontuação baixa é atribuída a uma alta complexidade de instalação e pontuação alta é atribuída a uma baixa complexidade de instalação.

**Ruído na instalação:** é o requisito que mede o grau de ruído no momento da instalação do elemento fixador. Pontuações baixas são atribuídas a altos níveis de ruído e pontuação alta é atribuída a baixo nível de ruído.

**Padronização do projeto:** está relacionado com os demais elementos de fixação que compõe o projeto. Este requisito considera, ainda, processo produtivo da empresa, ou seja, quais ferramentas e fixadores estão disponíveis na linha de montagem na etapa onde é montada a caixa de carga do produto. Pontuação baixa é atribuída a elementos que não estão presentes no restante do projeto e pontuações altas são atribuídas a elementos que já fazem parte do restante do projeto.

**Investimento em ferramental:** está relacionado ao investimento necessário para implementar um novo elemento de fixação na linha de montagem da empresa. Este requisito abrange o ferramental necessário para instalação dos elementos de fixação e ferramental secundário que deve estar disponível na linha de montagem para movimentação ou controle da junta. Pontuação baixa é atribuída a necessidade de um alto investimento em ferramental e pontuação alta é atribuída a um baixo investimento em ferramental.

**Necessidade de controle:** está relacionado a necessidade de controle de torque, força de aperto, ou inspeção visual necessária para garantir que o elemento de fixação foi instalado de maneira a atender os requisitos de projeto. Pontuação baixa é atribuída a necessidade de um alto grau de controle na instalação e pontuação alta é atribuída a necessidade de um baixo grau de controle.

Com estes critérios definidos, foi atribuída uma pontuação para a relevância dos mesmos e construída a matriz de decisão conforme vê-se na tabela 7:

Tabela 7 – Matriz de decisão para os elementos de fixação

	RAPIDEZ DE INSTALAÇÃO	NECESSIDADE DE PREPARAÇÃO PARA COMPLEXIDADE DE INSTALAÇÃO	RUÍDO NA INSTALAÇÃO	PADRONIZAÇÃO DO PROJETO	INVESTIMENTO EM FERRAMENTAL	NECESSIDADE DE CONTROLE	SOMA
SOLDA	1	5	5	1	0	10	23
PARAFUSO + PORCA	5	10	5	1	5	10	41
REBITE	10	10	10	10	5	5	60
COLA ESTRUTURAL	1	1	1	10	0	1	24
ADESIVO ESTRUTURAL	1	1	1	10	0	1	24

0 NÃO SE APLICA/NÃO ATENDE  
1 ATENDE COM GRANDES RESTRIÇÕES  
5 ATENDE PARCIALMENTE  
10 ATENDE SATISFATÓRIAMENTE

Fonte: Autor (2014)

Pelo resultado da matriz de decisão observa-se que o rebite é o elemento de fixação que atende de maneira mais satisfatória os requisitos definidos. Desta forma, foram avaliados diversos catálogos de fornecedores e fabricantes de rebites que estão ativos no mercado.

#### 4.5 DIMENSIONAMENTO DA JUNTA PROPOSTA

Dentre os modelos de rebite avaliados, o modelo “*bobtail*” se mostrou uma opção favorável aos interesses da empresa.

Tendo definida a carga que o elemento de fixação precisa suportar para esta aplicação, pode-se localizar no catálogo um rebite adequado observando-se, principalmente, a espessura da junta e a carga suportada pelo elemento de fixação.

No catálogo do fornecedor foi encontrado um modelo que suporta a carga de tração de 12,64kN (2841,25lbf), e que abrange a faixa de espessura necessária de 5,8mm (0,228in).

Tabela 8 – Valores de resistência a tração e cisalhamento do rebite “bobtail”

Installed fastener values									
Diameter	Carbon Steel						Aluminum		
	Grade 2 <sup>®</sup>			Grade 5 (BR)			2024 <sup>©</sup>		
	Clamp	Tensile	Shear	Clamp	Tensile	Shear	Clamp	Tensile	Shear
3/16"	1025	1650	1725	1200	2200	2430	550	1000	1050
1/4"	1805	3000	3050	2300	3700	4300	950	1800	1875
5/16"	2810	4600	4725	4200	6000	6700	1500	2850	2925
3/8"	4020	6500	6825	5980	9300	9600	2200	4200	4200

Fonte: Catálogo Alcoa (2014)

Para o rebite de diâmetro ¼” o fornecedor dispõe de um modelo que abrange a espessura da junta necessária. Unindo todas as informações selecionadas no catálogo chega-se ao seguinte modelo de fixador:

Haste: BT-BR8-4GA

Colar: BTC5-R8UA

O fixador selecionado resiste a 3700lbf (16,46kN) de força de tração, que quando comparado à carga de 12,64kN de solicitação, apresenta um coeficiente de segurança de 1,3.

## 5. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

A avaliação da situação atual foi realizada através de cálculos analíticos, baseados nas manobras executadas pelo produto quando o mesmo está em aplicação.

Primeiramente, decidiu-se por encontrar a carga mais crítica incidente sobre a junta parafusada. Manobras que, visivelmente, representam cargas pequenas, como a frenagem convencional (desaceleração lenta), foram desconsideradas. As manobras que representam esforços significativos sobre a junta parafusada estudada são: frenagem brusca, curva acentuada com produto vazio e torção do chassi. Para realizar a análise destas manobras o produto foi dividido em seções dependendo da posição dos parafusos (ver figura 29), afim de isolar a carga que atua sobre cada parafuso individualmente.

Na manobra em curva com produto vazio foi encontrado um valor de carregamento máximo de 2,99kN incidente sobre o parafuso. Este módulo de carregamento foi encontrado através do somatório de forças geradas pelo peso das laterais e teto do produto somado ao momento gerado pelos mesmos elementos quando acelerados lateralmente pela manobra. Esta condição se apresenta onde tem-se um único parafuso na região inferior do perfil de alumínio. Isto justifica-se pelo maior braço de alavanca no cálculo do momento.

Analisando o caso da frenagem brusca, percebe-se que a junta parafusada irá sofrer um esforço grande de cisalhamento. Em termos de aceleração, esta manobra é a que apresenta o módulo mais elevado.

Para o cálculo da força de cisalhamento nos parafusos, optou-se por construir uma relação algébrica para testar o comportamento da junta. Esta relação algébrica, vista na equação 31, mostra que para não haver falha na junta, a força gerada pelos parafusos somada a força de atrito dos elementos da junta, deve ser maior ou igual a força de escorregamento provocada pela manobra de frenagem brusca.

Através dos cálculos analíticos efetuados, encontrou-se uma condição que atende a relação citada acima com um coeficiente de segurança em torno de 3,3. Um ponto importante a ser observado é que o torque utilizado pela empresa é considerado baixo pelos padrões da literatura que recomenda de 70% a 90% de pré carga nos parafusos, se este torque fosse mais alto o coeficiente de segurança poderia ser mais elevado.

Segundo os cálculos desenvolvidos neste trabalho a solicitação mais severa a qual o produto é submetido é a torção de seu chassi. Esta solicitação acontece constantemente na aplicação do produto e é complexa de ser estimada por cálculo analítico. Avaliando o produto dinamicamente e estudando a análise de elementos finitos do anexo C, chega-se à conclusão que a carga crítica para a junta parafusada é de 12,64kN.

Utilizando esta carga como base de cálculo, chega-se a um coeficiente de segurança de 1,38 para solicitação estática na junta parafusada. Este coeficiente é considerado adequado, visto que em uma junta parafusa convencional cerca de 90% da tensão de prova é utilizada como pré carga. No dimensionamento da vida em fadiga o desenvolvimento do trabalho mostra um coeficiente de segurança à vida em fadiga de 0,76, concluindo que a durabilidade da junta em questão não pode ser considerada infinita.

Após a análise da junta parafusada, buscou-se uma nova opção de elemento de fixação que substitua os parafusos atuais e que apresente ganhos para a empresa. Para decidir qual é o elemento de fixação mais adequado para esta sugestão de melhoria, construiu-se uma matriz de decisão baseada nos principais requisitos de projeto, processo e qualidade almejados pela empresa. A matriz de decisão apresentou o rebite como sendo a melhor opção dentre as avaliadas. O rebite se destacou nesta parte da análise por ser rápido e fácil de instalar, produzir pouco ruído e não necessitar de um controle de torque após a aplicação.

Foram utilizados diversos catálogos de fornecedores e pesquisas de campo para chegar no tipo de rebite que atende melhor as necessidades da empresa. O tipo de rebite encontrado foi o *bobtail*, que, diferentemente dos rebites convencionais, não expande sua haste contra as paredes do furo no momento da aplicação.

Utilizando o catálogo do fornecedor para dimensionar o rebite necessário para suportar a carga de 12,64kN, chega-se à conclusão que a junta rebitada proposta como substituta da junta atual, apresenta um fator de segurança de aproximadamente 1,3 quanto ao carregamento estático, sendo muito próximo ao fator de segurança atual da junta parafusada. Já a vida em fadiga da junta rebitada não pôde ser calculada pelas equações conhecidas, visto que este tipo de rebite não segue o padrão dos rebites apresentados na literatura. O fabricante garante, em seu catálogo, um

aumento de até 10 vezes na vida em fadiga da junta quando comparada as juntas parafusadas.

## 6. CONCLUSÃO

As maiores dificuldades no desenvolvimento deste estudo estão relacionadas à definição das cargas iniciais. O produto, quando em aplicação, sofre os mais variados esforços, que precisaram ser simplificados ou estimados em várias etapas do cálculo. Esta análise dinâmica carece de informações precisas de instrumentação dos produtos e limita o cálculo analítico. Outra dificuldade é a determinação de tensões e deslocamentos gerados pela torção de uma grande estrutura (chassi), analiticamente é extremamente complexo e demorado realizar este tipo de cálculo.

As análises de esforços desenvolvidas por métodos analíticos desconsideram a flexibilidade do material da junta (considerado rígido para fins de cálculo), isto torna a análise mais conservadora, mesmo assim apresentando uma carga inferior a obtida através da análise de elementos finitos que considera a rigidez de todos os elementos que compõe a estrutura. A utilização de dados obtidos nas análises de elementos finitos deve ser cuidadosa, uma vez que, não participando da elaboração desta análise, desconhece-se as condições de contorno e parâmetros utilizados. A análise utilizada neste trabalho limita-se à aplicação específica na empresa e no produto estudado. Atualmente as empresas empregam os *softwares* de elementos finitos para obter uma melhor precisão dos resultados. É importante ressaltar que *softwares* desta natureza necessitam de engenheiros competentes para informar os dados de entrada e interpretar os resultados.

Com a análise realizada neste trabalho é possível obter parâmetros de cálculo analítico para dimensionamento da junta parafusada estudada. Esta junta não possui um coeficiente de segurança à fadiga considerado como vida infinita, fato que pode ser explicado pela durabilidade que os clientes ou a empresa esperam do produto. Muitos produtos deste segmento são vendidos, reformados ou descartados sem apresentar falhas nesta junta. Conclui-se a partir disto, que o dimensionamento da junta está adequado para as expectativas da empresa.

A junta proposta por este trabalho a partir de estudos de catálogo de fornecedores e pesquisa de campo (aplicação do produto), foi dimensionada para ter desempenho semelhante ao da junta atual, mantendo satisfeitas as expectativas dos clientes e, ainda, proporcionar um menor tempo e maior facilidade de aplicação. Com isto a empresa pode ganhar em produtividade tornando-se mais competitiva.

## SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolvimento de método analítico para cálculo da torção do chassi do semirreboque.
- Análise de elementos finitos da torção do chassi do semirreboque focada na carga atuante na junta parafusada.
- Desenvolvimento de método para cálculo da vida em fadiga de união rebitada do tipo “*bobtail*”.
- Modelamento pelo método dos elementos finitos de uma junta rebitada do tipo “*bobtail*”.



## REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ARBEX, Alexandra Alvim. **Análise estrutural e de fadiga de juntas rebitadas de uso aeronáutico utilizando o método dos elementos finitos** [dissertação mestrado]. Guaratinguetá – SP: Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. Porto Alegre: Editora AMGH Ltda, 8ª ed., 2011.

CORREIA, José A. F. O. et al. **Simulação da resistência à fadiga de ligações rebitadas** [Congresso de Segurança e Conservação de Pontes ASCP]. Lisboa: Portugal, 2009.

GRISON, Vagner. **Projeto de Sistemas Mecânicos** [notas de aula]. Caxias do Sul – RS: Universidade de Caxias do Sul, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2014.

HULCK INTERNATIONAL. **Low swage load fastening system and method**. United States patente US 20070003393: 2005

JORGE, Renato et al. **Avaliação de Resultados de Programa Experimental** [relatório]. Viana do Castelo – Portugal: Universidade do Porto, IDMEC - Pólo FEUP: Faculdade de Engenharia, 2006.

JUNIOR, Hélio S. T. **Análise de Semi-reboque 15 metros (standard)** [relatório técnico RT 615-09]. São José dos Campos - São Paulo: 2009.

MELO, Rubem P.; GOTTLIEB, Paulo C. **A urgência de pontos de fixação em veículos de carga brasileiros**. Paraná: SAE Internacional, 2014.

SERWAY, Raymond A. **Física 1: Mecânica e Gravitação**. Rio de Janeiro: RJ, Editora JC, 3ª ed, 1992.

SILVA, João Filipe Nogueira. **Comparação entre o comportamento à fadiga de ligações rebitadas e parafusadas** [dissertação mestrado]. Vila Real – Portugal: Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2009.

SPINELLI, H. A., **Análise Estrutural de Juntas Rebitadas de Uso Aeronáutico** [dissertação mestrado em Engenharia Mecânica]. Guaratinguetá – SP: Universidade Estadual Paulista, Faculdade Engenharia do Campus de Guaratinguetá, 2004.

NORTON, Robert R. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Editora Bookman, 2ª ed., 2004.

**ANEXO A – TABELA 8-1: Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica.**

**Tabela 8-1**

Diâmetros e áreas de roscas métricas de passo grosso e passo fino.\*

Diâmetro maior nominal $d$ $mm$	<i>Série de passo grosso</i>			<i>Série de passo fino</i>		
	Passo $p$ $mm$	Área de tensão de tração $A_t$ $mm^2$	Área de diâmetro menor $A_r$ $mm^2$	Passo $p$ $mm$	Área de tensão de tração $A_t$ $mm^2$	Área de diâmetro menor $A_r$ $mm^2$
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,4	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36
10	1,5	58	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110	6			2	9180	9080

\*As equações e os dados usados para desenvolver esta tabela foram obtidos da ANSI B1.1-1974 e B18.3.1-1978. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação  $d_r = d - 1,226896p$ , e o diâmetro de passo, por meio de  $d_p = d - 0,649519p$ . A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

## ANEXO B – TABELA 8-2: Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica.

Tabela 8-2

Diâmetros e áreas de roscas de parafusos unificados UNC e UNF.\*

Designação de tamanho	Diâmetro maior nominal $d$	Roscas por polegada $N$	Série grossa - UNC		Roscas por polegada $N$	Série fina - UNF	
			Área de tensão $A_t$ $\text{in}^2$ de tração	Área de diâmetro menor $A_r$ $\text{in}^2$		Área de tensão de tração $A_t$ $\text{in}^2$	Área de diâmetro menor $A_r$ $\text{in}^2$
0	0,600				80	0,00180	0,00151
1	0,0730	64	0,00263	0,00218	72	0,00278	0,00237
2	0,0860	56	0,00370	0,00310	64	0,00394	0,00339
3	0,0990	48	0,00487	0,00406	56	0,00523	0,00451
4	0,1120	40	0,00604	0,00496	48	0,00661	0,00566
5	0,1250	40	0,00796	0,00672	44	0,00880	0,00716
6	0,1380	32	0,00909	0,00745	40	0,01015	0,00874
8	0,1640	32	0,0140	0,01196	36	0,01474	0,01285
10	0,1900	24	0,0175	0,01450	32	0,0200	0,0175
12	0,2160	24	0,0242	0,0206	28	0,0258	0,0226
1/4	0,2500	20	0,0318	0,0269	28	0,0364	0,0326
5/16	0,3125	18	0,0524	0,0454	24	0,0580	0,0524
3/8	0,3750	16	0,0775	0,0678	24	0,0878	0,0809
7/16	0,4375	14	0,1063	0,0933	20	0,1187	0,1090
1/2	0,5000	13	0,1419	0,1257	20	0,1599	0,1486
9/16	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
5/8	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
3/4	9,0000	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
7/8	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
1 1/4	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
1 1/2	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

\*Esta tabela foi compilada com base na ANSI B1.1-1974. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação  $d_r = d - 1,299038p$ , e o diâmetro de passo por meio da equação  $d_p = d - 0,649519p$ . A média entre o diâmetro de passo e o diâmetro menor foi usada para computar a área da tensão de tração.

**ANEXO C – Análise de Elementos Finitos 2009**

***CEMEF ENGENHARIA S/C LTDA.***

***RELATÓRIO TÉCNICO RT 615-09***

***ANÁLISE DE SEMI –REBOQUE 15 METROS (STANDARD)***

***Cliente: Randon***

***Data: 14 de abril de 2009***

***Revisão: 01***