



**INSTITUTO FEDERAL DE  
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA**  
RIO GRANDE DO SUL  
Câmpus Farroupilha

## **ANÁLISE DE TENSÕES EM JUNTAS PARAFUSADAS NA TAMPA DE UMA MÁQUINA PRENSA SORVETEIRA**

**Bernardo Verçoza Alves, [bernardo\\_vercoza@hotmail.com](mailto:bernardo_vercoza@hotmail.com)<sup>1</sup>**

**Lisiane Trevisan, [lisiane.trevisan@farroupilha.ifrs.edu.br](mailto:lisiane.trevisan@farroupilha.ifrs.edu.br)<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha, Av. São Vicente, 785 - Bairro Cinquentenário - CEP: 95174-274 - Farroupilha/RS

**Resumo:** *Unções parafusadas estão presentes na grande maioria dos equipamentos utilizados na indústria. Isto faz com que estes componentes não recebam a atenção necessária de projetistas, pois são peças baratas e de fácil substituição. No entanto, em muitos casos os parafusos estão sujeitos à inúmeras cargas, que geram tensões as quais esses elementos deverão resistir. Tendo isto em vista, o presente trabalho teve o objetivo de realizar uma abordagem analítica em um conjunto que forma a tampa de uma máquina para calçados do tipo prensa sorveteira. Este tipo de máquina possui alguns requisitos de segurança que estão presentes na norma NBR-12, sendo a tampa um deles. Todavia, durante um teste na empresa fabricante do equipamento, um parafuso de rosca M12, que unia as peças da tampa, rompeu, fazendo com que fossem substituídos por parafusos de rosca M16. Foram demonstrados os cálculos relativos às cargas presentes na tampa, bem como as tensões causadas por essas cargas. Também foi demonstrada a influência da rigidez dos parafusos e dos membros na tensão resultante na união parafusada. Por fim, as cargas e tensões resultantes calculadas para cada um dos parafusos foram comparadas com valores de tensão e de cargas obtidos por um ensaio de tração nos parafusos, para assim comprovar as razões que levaram o parafuso de rosca M12 ao rompimento no teste e porque o parafuso de rosca M16 se mostrou resistente o suficiente para ser usado na comercialização da máquina.*

**Palavras-chave:** *Tensões, Juntas, Parafusos, Rigidez*

## 1. INTRODUÇÃO

Os conceitos de inovação tecnológica são cada vez mais difundidos no meio industrial. Com o crescente investimento em automação e robótica, muitas empresas buscam agregar valor em sua área de atuação a partir da melhoria de seus equipamentos e serviços, ao mesmo tempo em que acompanham as modernizações do mercado e da indústria. Contudo, por mais revolucionários que alguns sistemas se apresentam, dificilmente eles se aplicam na substituição da estrutura física de equipamentos. As empresas que produzem máquinas ou dispositivos, sejam de grande, médio ou pequeno porte, continuam extremamente dependentes das ligas metálicas para compor essa estrutura dos seus equipamentos, tornando-os suscetíveis aos fenômenos físicos provindos de esforços atuantes nesse tipo de material, ao passo que o conhecimento do comportamento estático e dinâmico de uma estrutura é essencial para a concepção de estruturas mais leves e esbeltas, sem afetar o seu padrão de segurança e qualidade (Da Silva, 2009).

Além da matéria-prima estrutural em si, também é importante ressaltar a inserção de outros componentes fundamentais para a construção de quaisquer equipamentos, que também podem ser metálicos ou ainda de outros materiais. Em muitos casos, esses componentes também estão sujeitos a diversos esforços, de modo que se não forem dimensionados corretamente, podem ser os responsáveis por algum tipo de falha, causando o colapso total da estrutura. Por isso, é fundamental que em qualquer projeto na área da engenharia seja realizado um estudo de todos os esforços atuantes no sistema estrutural, possibilitando assim, que os engenheiros e os projetistas responsáveis por tal projeto garantam, com base em metodologias adequadas, a segurança e a estabilidade desses sistemas, minimizando a possibilidade da ocorrência de acidentes.

Para que conjuntos de peças sejam estabelecidos e possam formar a estrutura final de um equipamento, é necessário que ocorra a união desses itens. A aplicação de parafusos como elemento de união é largamente difundida e conhecida por sua característica de promover uma estrutura ou junta desmontável (Ascolesi e de Marco Filho, 1999), o que configura uma união não permanente. Em contrapartida, as uniões permanentes compõem a classe de ligações projetadas com o propósito de ficarem permanentemente conectadas, tais como soldas e rebites. Existem alguns tipos de parafusos que configuram uniões permanentes, porém, a ampla maioria que é utilizada na indústria são os tipos de parafusos classificados como união não-permanente, sendo também o caso dos parafusos abordados no presente trabalho.

Com a crescente aplicação de políticas de qualidade por parte das organizações, torna-se necessário que as empresas que projetam tais máquinas ofereçam aos clientes o suporte necessário no caso de falhas ou substituição de componentes. Em função disso, é muito comum que se utilizem mais parafusos e porcas nos conjuntos, em detrimento às uniões por solda ou rebites, pois oferecem a facilidade de serem substituídos ou ainda reaproveitados enquanto não aparentarem nenhuma deformação, além de todos os custos de operação quando comparados com um processo de soldagem, por exemplo. No entanto, por mais comum que seja a utilização dos parafusos de porca, é essencial que seja feito um dimensionamento adequado destes componentes, levando-se em conta todos os esforços envolvidos no sistema.

Baseando-se nos conceitos que regem a análise de tensões e as características relacionadas à utilização de parafusos de porca em juntas metálicas, este trabalho desenvolveu um estudo de caso em parceria com a empresa Máquinas Sazi LTDA, no qual foram verificados quais fatores mecânicos levaram à modificação dos componentes da tampa de uma máquina do tipo prensa sorveteira, a qual é composta por um conjunto de peças unidas por parafusos de porca. O objetivo geral do trabalho foi descrever, com uma análise estrutural, baseada em resistência dos materiais, como a tensão resultante exercida na tampa da máquina causou a ruptura de um parafuso M12 que prendia o sistema durante um teste de funcionamento na empresa, e porque a posterior substituição por parafusos M16 supriu o problema. Apresentaram-se análises matemáticas das tensões para os dois tipos de parafusos utilizados no sistema, que foram comparadas com as tensões obtidas em ensaios de tração realizados em ambos os parafusos, a fim de demonstrar se, de fato, a simples substituição de componentes foi a solução ideal para o caso. Por fim, foram apresentadas sugestões de melhoria do sistema, pautadas de acordo com os resultados dos cálculos desenvolvidos neste trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Forças e equilíbrio de um corpo

No projeto de qualquer estrutura ou máquina, em primeiro lugar, é necessário usar os princípios da estática para determinar as forças que agem sobre os vários elementos, bem como no seu interior. As forças que agem sobre um corpo são conhecidas como cargas externas e podem ser forças de corpo ou forças de superfície. As forças de corpo são exercidas sem haver o contato direto entre os corpos, sendo assim pouco relevante para a engenharia. Por outro lado, forças de superfície são aquelas desenvolvidas mediante o contato direto entre corpos e são os casos mais ligados à engenharia, pois estão presentes nas mais diversas aplicações da profissão (Hibbeler, 2009).

Quando as forças de superfície são aplicadas em um corpo, ele tende a se locomover ou girar, conforme o sentido, a direção e a intensidade da força aplicada sobre ele. Para que o corpo se mantenha estável é necessário que exista o equilíbrio deste corpo, de modo que para essa condição ser correspondida, devem existir também um equilíbrio de forças e um equilíbrio de momentos (Hibbeler, 2009). Na prática da engenharia, muitas vezes a carga sobre um corpo pode ser representada como um sistema de forças coplanares. Se for esse o caso, e se as forças encontrarem-se no plano  $xy$ , então as condições de equilíbrio do corpo podem ser especificadas por apenas três equações de equilíbrio escalares, isto é:

$$\Sigma P_x = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma P_y = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma M_o = 0 \quad (3)$$

onde  $P_x$  é o somatório das forças no eixo  $x$ ,  $P_y$  é o somatório das forças no eixo  $y$  e  $M_o$  é o somatório dos momentos em relação ao ponto de origem  $o$  especificado.

Para especificar a aplicação das forças externas em um corpo, desenha-se o diagrama de corpo livre do mesmo, que permite levar em conta todos os efeitos conhecidos e desconhecidos do sistema em análise. Esses efeitos aplicados sobre um ponto específico da área superficial de um corpo, geralmente são componentes de força e de momento (Hibbeler, 2009).

### 2.2. Tensões e Superposição de Tensões

O conceito de tensão se origina do conceito elementar de pressão, que consiste em uma força normal aplicada sobre uma unidade de área. Por tensão, entende-se uma extensão desta ideia para os casos em que a força por unidade de área pode não ser, necessariamente, normal. Para se compreender esse conceito, considera-se um corpo sólido em equilíbrio, sujeito a um certo número de forças externas. De maneira geral, pode-se dizer que uma área elementar  $dA$  é responsável por uma parcela de força  $dP$  transmitida segundo suas componentes nos três eixos do plano cartesiano  $x, y$  e  $z$ , com origem no centro da área do elemento  $dA$  (Mascia, 1992). Dividindo-se essas componentes pela área elementar  $dA$ , são definidas as grandezas:

$$\sigma_z = \lim_{dA \rightarrow 0} = \frac{dP_z}{dA} \quad (4)$$

$$\tau_{zx} = \lim_{dA \rightarrow 0} = \frac{dP_x}{dA} \quad (5)$$

$$\tau_{zy} = \lim_{dA \rightarrow 0} = \frac{dP_y}{dA} \quad (6)$$

em que a grandeza  $\sigma_z$  representa a tensão normal gerada a partir de uma força axial atuante na direção do eixo  $z$  e as grandezas  $\tau_{zx}$  e  $\tau_{zy}$  são as tensões de cisalhamento atuantes no plano normal  $z$  e nos sentidos dos eixos  $x$  e  $y$  respectivamente. A Figura 1 representa como essas tensões são distribuídas na superfície de um corpo sólido.

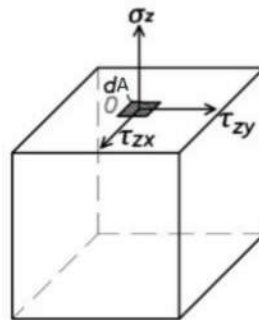


Figura 1: Representação das tensões na superfície de um corpo sólido (Fonte: Mascia, 2017).

Basicamente, na tensão normal existem componentes de tração ou compressão que atuam em cada elemento infinitesimal dos materiais. Entretanto, as combinações dos tipos de tensão podem ocasionar outros três tipos de tensões: cisalhamento, torção e flexão (Ensus, 2016). Na maioria dos casos reais, essas tensões são aplicadas simultaneamente nas estruturas e para determiná-las é necessário analisar cada uma separadamente, de acordo com suas características.

### 2.2.1. Tensão Normal

Freqüentemente, elementos estruturais ou mecânicos são compridos e delgados. Além disso, estão sujeitos a cargas axiais que normalmente são aplicadas às extremidades do elemento. Pendurais, parafusos e elementos de treliças são exemplos típicos. Esses elementos, quando submetidos ao carregamento axial apresentam uma distribuição de tensão média que age na seção transversal de uma barra com carga axial (Hibbeler, 2009). A distribuição média de tensão causa uma deformação uniforme na barra tensionada, como se pode observar na Figura 2.



Figura 2: Cargas axiais ( $P$ ) tracionando uma barra e causando deformação uniforme (Fonte: Hibbeler, 2009).

Desta forma, é possível considerar que a força  $P$  também está uniformemente distribuída sobre a área da seção transversal do elemento. A força por unidade de área, ou intensidade das forças distribuídas sobre uma determinada seção, é chamada de tensão e é representada pela letra grega *sigma* minúscula ( $\sigma$ ). A tensão na

seção transversal de área  $A$  de uma barra submetida a uma carga axial  $P$  é obtida dividindo-se o valor da carga  $P$  pela área  $A$ , como mostra a equação 7 (Beer et al., 2015):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (7)$$

Se a carga  $P$  estiver aplicada de modo a tracionar a barra, tem-se então uma tensão de tração. Em contrapartida, se a carga  $P$  estiver comprimindo a barra, ocorre uma tensão de compressão. O sinal positivo indica que a tensão é de tração, enquanto que o sinal negativo representa a tensão de compressão. A Figura 3 exemplifica a diferença entre elas.

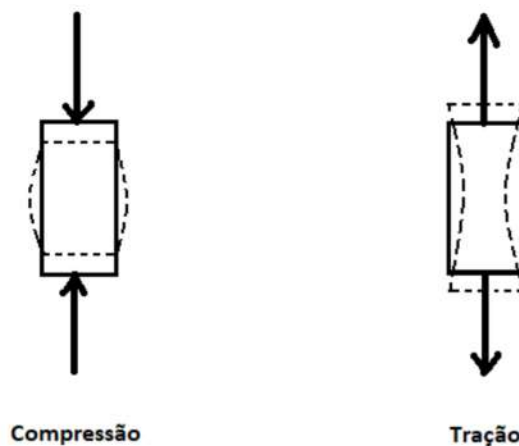


Figura 3: Sentido das cargas nas tensões de compressão e tração e seus casos de deformação (Fonte: GenieCVL).

As tensões de tração e de compressão também podem agir juntas em um mesmo elemento, porém, esse fenômeno caracteriza outro tipo de tensão, pois possui uma análise diferente das tensões normais.

### 2.2.2. Flexão

Flexão é a consequência do efeito dos momentos fletores em um elemento sólido. A principal característica desses elementos é a aplicação de uma força perpendicular ao eixo do corpo, que por tal condição passa a ser chamada de viga.

Por conta dos carregamentos aplicados, as vigas desenvolvem uma força de cisalhamento interna (força cortante) e um momento fletor que, em geral, variam de ponto para ponto ao longo do eixo da viga. Para projetar uma viga corretamente, em primeiro lugar, é necessário determinar a força de cisalhamento e o momento máximos que agem na viga (Hibbeler, 2009). O momento máximo será utilizado para o cálculo da tensão devida ao momento fletor, que fará a viga sofrer deformação. Esta tensão, por sua vez, será composta por uma distribuição simultânea de tensões normais de tração e de compressão aplicadas sobre a seção transversal da viga, conforme apresenta a Figura 4.

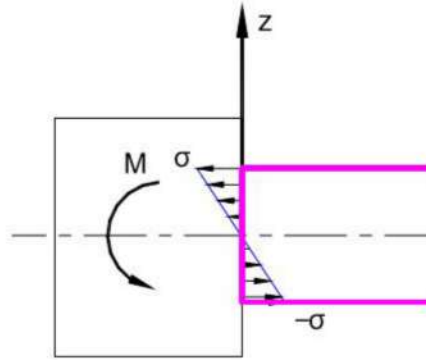


Figura 4: Distribuição da tensão de flexão em uma viga (Fonte: Morilla).

Assim, quando uma viga é submetida a momentos fletores  $M$  em suas extremidades, ela flexiona, fazendo com que os planos normais ao eixo da viga sofram rotação, ao passo que os planos horizontais se curvam. Essa premissa é geralmente aplicável com elevado grau de precisão, quando o material se comporta elasticamente ou plasticamente, desde que a profundidade da viga seja pequena em relação ao seu vão (Popov, 1978).

A tensão em cada ponto da seção transversal da viga depende de três grandezas: do momento fletor  $M$  que atua sobre a seção, do momento de inércia  $I$  da seção em relação à linha neutra e da distância  $y$  entre a linha neutra e o ponto considerado. A linha neutra é a região na qual a tensão normal aplicada na seção transversal é nula e divide a seção transversal nas regiões de tração e compressão.

Em uma dada seção da viga, tanto  $M$  quanto  $I$  são constantes e a tensão normal  $\sigma_x$  atinge seu valor máximo quando o valor absoluto de  $y$  é máximo (Popov, 1978). Geralmente, quando se considera a distância máxima em relação à linha neutra, substitui-se  $y_{max}$  por  $c$ . Assim, a equação da flexão elástica para vigas é dada pela equação 8:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (8)$$

Esta análise considera apenas a tensão devido ao momento fletor. Porém, em casos reais, é muito comum que a flexão ocorra simultaneamente com a tensão normal, gerando um caso de tensões compostas.

### 2.2.3. Superposição de Tensões

Na maioria das vezes, a seção transversal de um elemento está sujeita a vários tipos de cargas simultaneamente, e o resultado é que o método da superposição pode ser usado para determinar a distribuição da tensão resultante provocada pelas cargas. Para aplicar a superposição, em primeiro lugar, é preciso determinar a distribuição de tensão devido a cada carga e, então, essas distribuições são superpostas para determinar a distribuição de tensão resultante. É importante ressaltar que o princípio da superposição pode ser usado para essa finalidade contanto que exista uma relação linear entre a tensão e as cargas e além disso, a geometria do elemento não deve sofrer mudanças significativas quando as cargas são aplicadas (Hibbeler, 2009).

Assim, quando calculadas as componentes da tensão normal ou da tensão de cisalhamento, utiliza-se o princípio da superposição para determinar as componentes resultantes. Como este trabalho não envolve tensões de cisalhamento, a superposição de tensões será utilizada apenas para as componentes de tensão normal, ou seja, a tensão normal propriamente dita e a flexão, de modo que a tensão normal resultante  $\sigma_x$  será calculada pela soma das duas tensões normais, de acordo com a equação 9:

$$\sigma_x = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (9)$$

Esta equação é o escopo necessário para a análise de tensões do elemento que será abordado neste trabalho.

### 2.3. União Não Permanente

Quando se deseja uma conexão que possa ser desmontada sem métodos destrutivos e que seja forte o suficiente para resistir a cargas externas de tração, de momento e de cisalhamento, ou uma combinação destas, então a junção parafusada simples com porcas usando arruelas de aço endurecido é uma boa solução (Shigley, 2011). Todavia, é importantíssimo que esses parafusos sejam corretamente dimensionados e isso é feito com o cálculo da rigidez destes componentes e dos membros que formam a união.

#### 2.3.1. Rigidez de Fixadores

A definição básica de rigidez é a resistência de um corpo à deformação por uma força aplicada. Se tratando de parafusos de porca, o propósito destes componentes é reter duas ou mais partes. Ao torcer a porca, o parafuso é esticado, produzindo assim uma força de retenção denominada *pré-carga* (Shigley, 2011). A pré-carga sempre existirá na conexão, independentemente da existência ou não de uma carga externa de tração.

Para a maioria das aplicações, os parafusos são apertados para produzir uma força inicial  $F_i$ . Esta força inicial produzida no aperto é exatamente a pré-carga, sendo dependente da área resistente do parafuso  $A_t$ , da carga de prova  $S_p$  do material e da constante  $K_i$ . A pré-carga, portanto, é especificada pela equação 10:

$$F_i = K_i A_t S_p \quad (10)$$

Os valores para a carga de prova são obtidos através de tabelas de classes e grades de parafusos. No caso da utilização de outros materiais, uma aproximação para a carga de prova é dada por  $S_p = 0,85S_y$ , onde  $S_y$  é a tensão de escoamento do material. Já a constante  $K_i$  é geralmente especificada em  $K_i = 0,75$  para uniões não-permanentes (Pízzio, 2005). A pré-carga é de suma importância para a determinação da tensão resultante no sistema, pois irá representar uma parcela única no cálculo da mesma, independentemente da magnitude da carga externa.

A rigidez do parafuso consiste de duas partes: a da porção rosqueada e a da porção não-rosqueada, de modo que a constante de rigidez do parafuso  $k_b$  é equivalente às rigidezes de duas molas em série. Portanto, a rigidez estimada de um parafuso está descrita na equação 11:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (11)$$

onde as grandezas  $l_t$  e  $l_d$  representam os comprimentos das porções rosqueada e não rosqueada do parafuso, respectivamente, e os fatores  $A_t$  e  $A_d$  são as áreas da tensão de tração e do diâmetro maior do fixador, também respectivamente. A área  $A_t$  é encontrada na bibliografia por meio das tabelas obtidas da norma ANSI B1.1-1974 e B18.4-1978, enquanto que a área  $A_d$  é obtida pelo diâmetro externo do parafuso. A constante  $E$  é o módulo de elasticidade do material do parafuso.

#### 2.3.2. Rigidez de Membros

Em uma união por parafusos a rigidez da junta é composta pela rigidez do parafuso, dada pela equação 11 e pela rigidez dos membros. Ambas as rigidezes devem ser conhecidas para que se saiba o que acontecerá quando uma conexão montada for submetida a um carregamento externo. Na existência de mais de dois membros incluídos no alcance do fixador, todos atuam juntos como molas compressivas em série, de modo que a rigidez

de cada um deverá ser somada e irá compor uma rigidez resultante (Shigley, 2011). A equação 12 representa o somatório que deve ser feito neste caso.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (12)$$

A rigidez dos membros é estudada na zona de compressão. Na ausência de gaxetas, a rigidez dos membros fica difícil de ser obtida, devido à compressão entre a porca e a cabeça do parafuso não possuir área uniforme (Pizzio, 2005). As bibliografias costumam sugerir a utilização do método do cone de pressão de Rotscher, que será utilizado neste trabalho considerando um ângulo para o cume do cone de pressão de  $\alpha = 30^\circ$ , pois esta simplificação permitirá a aplicação direta do equacionamento utilizado neste trabalho.

Desta forma, a expressão que define a rigidez dos membros, utilizando o ângulo  $\alpha = 30^\circ$  no cone de pressão é dada pela equação 13:

$$k_m = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln \frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,155t + D + d)(D - d)}} \quad (13)$$

onde  $t$  é a espessura do membro,  $d$  é o diâmetro nominal do parafuso,  $D$  é o diâmetro associado a região do cone de pressão com menor área superficial e  $E$  é o módulo de elasticidade do membro analisado. A equação 13 deverá ser aplicada para cada um dos membros que estão unidos na junta parafusada.

### 2.3.3. União Submetida à Carga Externa

Uma vez representadas as rigidezes do parafuso e dos membros, deve-se relacionar estas grandezas à carga externa, que ocorrerá quando uma força  $P$  de tração é aplicada externamente na junta (Shigley, 2011). Considerando que a pré-carga  $F_i$  está corretamente aplicada na junta, a carga externa terá uma parcela de sua intensidade absorvida pelos membros. Essa parcela é representada pela constante de rigidez  $C$  e é dada pela equação 14:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (14)$$

Considerando a carga externa como uma fonte de tensão normal e de flexão no sistema, é possível determinar qual a tensão de tração atuante no parafuso  $\sigma_b$  por meio da equação 15:

$$\sigma_b = \sigma_x C + \sigma_{F_i} \quad (15)$$

Entretanto, como visto na equação 9, considerando a combinação dos esforços de tração e flexão, a equação 9 recebe um termo associado à tensão devido ao momento fletor. Portanto, a análise da tensão de uma união não permanente sob o efeito de uma superposição de tensões é dada pela equação 16:

$$\sigma_b = \frac{CMc}{I} + \frac{CP}{A} + \frac{F_i}{A_t} \quad (16)$$

## 2.4. Peça do Estudo de Caso

Este trabalho está pautado no estudo de caso de uma tampa utilizada para uma máquina do tipo sorveteira, fabricada pela empresa Máquinas Sazi LTDA. Esta tampa tem a finalidade de vedar o cone de borracha para que a prensagem ocorra sem nenhum vazamento de ar, de modo que o contato da tampa com o cone é direto, com a base do cone, em forma de coroa, inflando e fazendo pressão contra a tampa.

O conjunto da tampa é uma montagem composta essencialmente por três peças metálicas: a tampa, um espaçador e a unha. O material da tampa é alumínio, enquanto que o espaçador e a unha são de aço 1010. Os módulos de elasticidade  $E$  utilizados para esses materiais foram  $E_{Al} = 71 \text{ GPa}$  e  $E_{Aco} = 207 \text{ GPa}$ . As três peças possuem cinco furos, nos quais os parafusos efetuam a união desse conjunto e são presos por porcas. A tampa fabricada pela empresa está demonstrada pela Figura 5.



Figura 5: Conjunto montado da tampa fabricada pela Máquinas Sazi LTDA.

Registros internos da empresa, mostram que um modelo anterior da tampa fabricada para a máquina apresentou problemas quando submetida aos primeiros testes de funcionamento. As máquinas do tipo sorveteira são equipamentos bastante utilizados na indústria calçadista e sua função é prensar a sola do calçado e conformar o mesmo de acordo com a sua forma. Essa prensagem é feita por meio de uma região cônica, cuja parede é uma membrana de borracha. Ao acionar a máquina, esta membrana é comprimida de modo a realizar a prensagem do calçado que está dentro do cone. Este processo, porém, exige uma série de requisitos de segurança, normatizados, pois a pressão causada pela membrana de borracha contra a tampa é alta e pode causar acidentes. A Figura 6 mostra o modelo que está descrito na norma NR-12 para padronização de segurança das prensas sorveteiras.

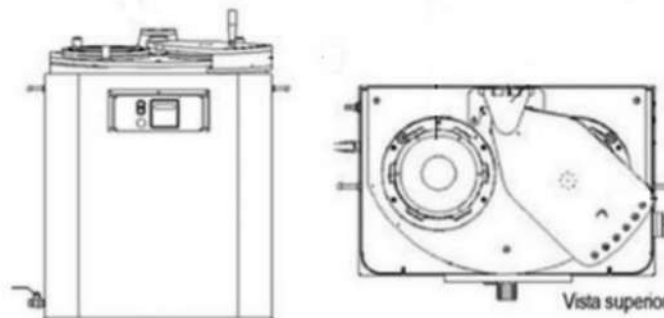


Figura 6: Prensa sorveteira (Fonte: NBR 12).

Levando em conta os riscos à integridade física dos trabalhadores, que podem ser causados pelas máquinas do setor calçadista, a Norma Regulamentadora número 12 (NR-12) possui o Anexo X, que é totalmente dedicado às máquinas para este segmento. Desta forma, o item 13 do Anexo X da NR-12 dispõe sobre os requisitos específicos de segurança para máquinas do tipo sorveteira. Estes requisitos são focados fundamentalmente em suportar a pressão interna da membrana, enquanto que os subitens b) e c) são dedicados à tampa da máquina. O subitem b), porém, não tem ligação com este trabalho, pois aborda o intertravamento pneumático da membrana. Em contrapartida, o subitem c) é fundamental para o correto entendimento do formato da tampa e das suas características.

O subitem c) do item 13.1 do Anexo X da NR-12 diz: "*c) tampa da câmara de compressão do calçado dotada de dispositivo de restrição mecânica (unha) que suporte a pressão interna da membrana de borracha e não cause riscos de acidente por projeção de materiais, enquanto a mesma estiver pressurizada;*"

O formato em "unha" mencionado na norma caracteriza a maneira como a tampa deve ser encaixada junto à mesa da máquina, de modo que vede a região de conformação e ao mesmo tempo suporte as tensões provenientes da membrana. A Figura 7 mostra a estrutura em modelo sólido 3D da tampa mostrada na Figura 5, simplificada, em *SolidWorks<sup>TM</sup>*, que foi o objeto de estudo deste trabalho.

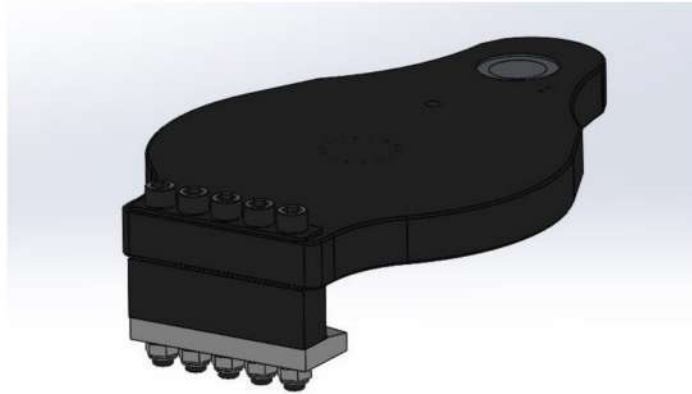


Figura 7: Montagem simplificada no *SolidWorks<sup>TM</sup>* da tampa de uma prensa sorveteira.

A análise de tensões está focada na união parafusada da figura 6, a partir da força de prensagem exercida pela membrana contra o centro da tampa. Esta união, composta por cinco parafusos pode ser melhor visualizada na vista em corte mostrada na Figura 8.

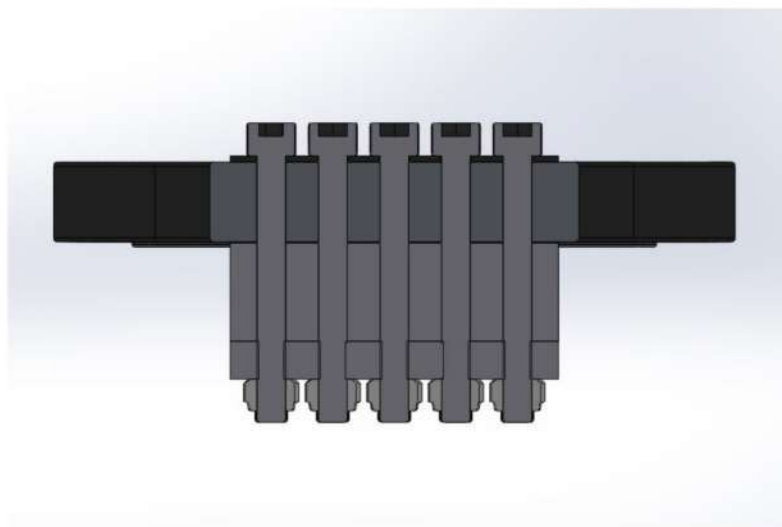


Figura 8: Vista em corte da união parafusada.

De acordo com o catálogo da máquina, fornecido pela empresa Máquinas Sazi LTDA, a pressão máxima de prensagem é de 6 bar, de modo que este valor será adotado como ponto inicial para a demonstração dos cálculos. Cabe ressaltar, que o sistema pneumático de acionamento da máquina e a utilização de um material de borracha para projetar a pressão contra a tampa da máquina, são fatores que fazem com que a prensagem ocorra com valores significativamente inferiores ao de 6 bar, sendo esta pressão, portanto, estimada como um caso crítico neste trabalho.

## 2.5. Parafusos

Os parafusos são os componentes de maior responsabilidade do conjunto, pois além de realizarem a união das peças, eles também precisarão resistir às cargas que serão aplicadas no sistema. Os dois tipos de parafusos que serão abordados nos cálculos são parafusos de aço da série ISO, classe 12.9. Os parafusos possuem rosca parcial e comprimento  $L = 130$  mm, sendo essas características comuns a ambos. O que difere os dois modelos, portanto, são: o diâmetro, sendo um M12 e o outro M16 e, conseqüentemente, o passo; o M12 tem um passo  $p = 1,75$  mm e o M16 um passo  $p = 2,0$  mm. Os dois parafusos possuem um módulo de elasticidade  $E = 207$  GPa.

A Figura 9 mostra os dois parafusos abordados neste trabalho. Para cada um deles serão efetuados os cálculos relativos às suas respectivas resistências à tensão, por meio de uma tensão resultante no sistema. Esta tensão será, então, comparada com as tensões e com as forças de tração obtidas a partir de ensaios de tração efetuados nos parafusos de cada tipo e assim, será possível determinar se a junta é resistente o suficiente utilizando parafusos M12 ou M16.

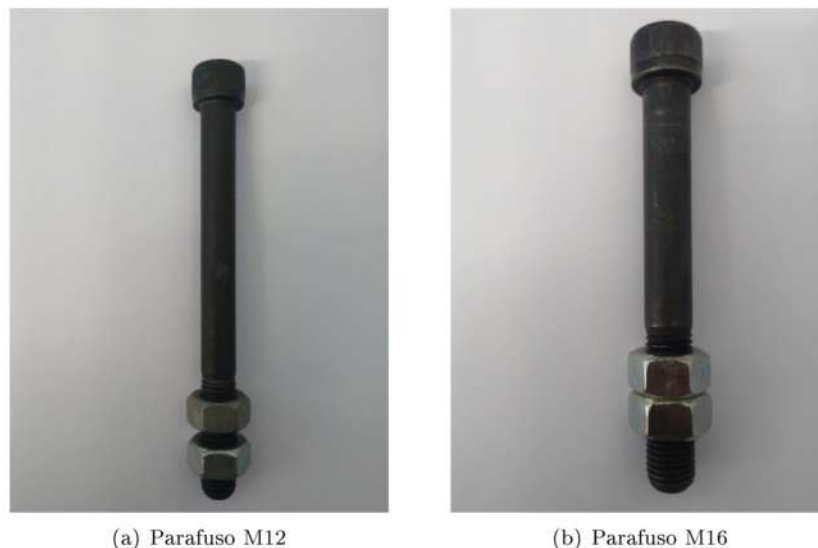


Figura 9: Parafusos utilizados na tampa anteriormente (a) e atualmente (b).

## 3. METODOLOGIA

### 3.1. Memorial de Cálculos

#### 3.1.1. Diagrama de Corpo Livre

O ponto de partida do trabalho, consiste em determinar as grandezas que causam as tensões sobre a junta. Para o cálculo destas forças, está sendo considerada uma carga uniformemente distribuída sob a superfície da tampa, determinada pela pressão máxima de prensagem que será concentrada no centro da tampa. Esta carga será obtida pela multiplicação da pressão de 6 bar pela área da circunferência que veda o cone de borracha. A Figura 10 (a) demonstra como o cone de borracha projeta a pressão contra a tampa, que por sua vez tem a distribuição desta pressão apresentada na Figura 10 (b).



Figura 10: Esquema do sistema de prensagem da máquina (a) e distribuição das forças na tampa da prensa (b).

Por se tratarem de peças espessas, o Diagrama de Corpo Livre (DCL) do sistema, mostrado na Figura 11 (b), foi montado considerando as linhas de centro de cada item, conforme a vista lateral da tampa mostrada na Figura 11 (a).

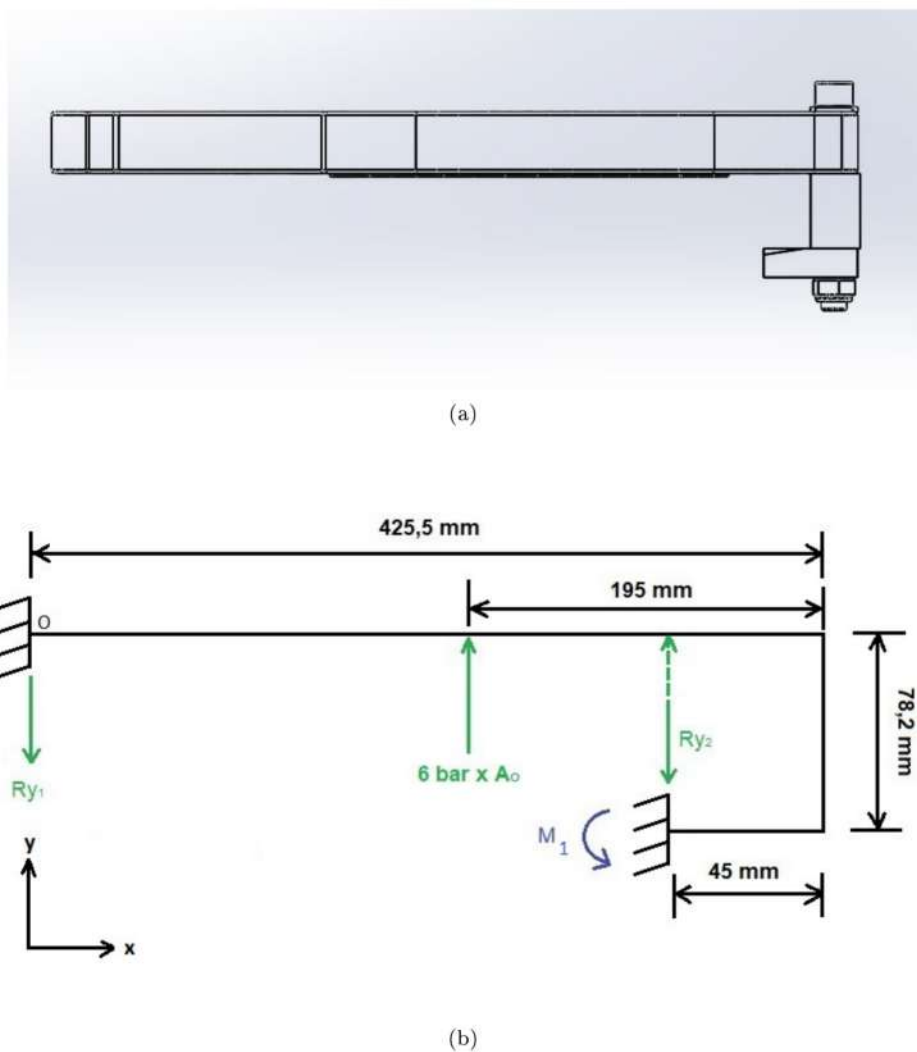


Figura 11: Vista lateral da tampa (a) e diagrama de corpo livre da mesma (b).

Com o DCL é possível calcular as reações  $Ry_1$  e  $Ry_2$ , bem como o momento fletor máximo presente no sistema. Uma boa aproximação para a área  $A_O$  é utilizar a região entre o diâmetro externo e o diâmetro interno da base do cone de borracha, formando assim uma área em forma de coroa. O diâmetro externo do cone tem 314 mm enquanto que o diâmetro interno tem 129,9 mm. Assim, a força aplicada contra a tampa ficará igualmente concentrada no centro da tampa e o valor encontrado para ela é de 38,51 kN. A análise das demais forças envolvidas no sistema é dada por:

$$\Sigma M_O = 0 \quad \rightarrow \quad \Sigma M_O = (38,51 \times 0,2305) + (-Ry_2 \times 0,3805) = 0 \quad \rightarrow \quad Ry_2 = 23,32 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad \rightarrow \quad \Sigma F_y = 38,51 - Ry_1 - Ry_2 = 0 \quad \rightarrow \quad Ry_1 = 15,18 \text{ kN}$$

O momento fletor  $M_1$ , por sua vez, resultou em 1,05 kN.m sendo aplicado no sentido anti-horário, com sentido considerado positivo.

A partir da coleta destas forças, a análise ficou concentrada na união parafusada do sistema.

### 3.1.2. Cálculo das tensões externas

Como foi possível observar no DCL, a reação  $Ry_2$  possui uma intensidade maior do que a reação  $Ry_1$ , que se explica pela proximidade da carga concentrada com o apoio causado pela unha. Desta forma,  $Ry_2$  foi a força que causou as tensões na união parafusada, de modo que os cálculos foram todos feitos considerando esta componente.

A união parafusada foi submetida, simultaneamente, a uma tensão normal, causada pela força de reação  $Ry_2$  e a uma flexão, causada pelo momento fletor  $M_1$ . Estas tensões devem ser distribuídas de maneira homogênea nos 5 parafusos, de modo que os valores de tensão ficam divididos pelo número de parafusos da junta. Por se tratar de uma superposição de tensões, o cálculo foi feito aplicando-se diretamente a Equação 9 para os dois tipos de parafusos:

Parafuso M12:

$$\sigma_x = \frac{P}{5A_t} + \frac{Mc}{5I} = \frac{23,32 \text{ kN}}{5 \times 84,3 \text{ mm}^2} + \frac{1049,4 \text{ kN.mm} \times 6 \text{ mm}}{5 \times \frac{\pi 12^4}{64}} = 55,32 \text{ MPa} + 1237,9 \text{ MPa} = 1293,2 \text{ MPa}$$

Parafuso M16:

$$\sigma_x = \frac{P}{5A_t} + \frac{Mc}{5I} = \frac{23,32 \text{ kN}}{5 \times 157 \text{ mm}^2} + \frac{1049,4 \text{ kN.mm} \times 8 \text{ mm}}{5 \times \frac{\pi 16^4}{64}} = 29,71 \text{ MPa} + 522,2 \text{ MPa} = 551,9 \text{ MPa}$$

Os valores destas tensões entrarão combinados com a rigidez equivalente do sistema, para assim possibilitar a determinação da tensão resultante na união.

### 3.1.3. Cálculo da rigidez

O cálculo da rigidez possui três etapas, que são a aplicação das Equações 11, 12 e 13, para calcular as rigidezes dos fixadores e dos membros, seguidas da aplicação da Equação 14, que determina a constante de rigidez do sistema. Da mesma forma que os cálculos anteriores, os parâmetros relacionados à rigidez também foram calculados para cada um dos dois tipos de parafuso:

**Rigidez dos fixadores:** Aplicando-se a Equação 11 para cada tipo de parafuso, e utilizando como base as tabelas de Shigley, tem-se:

Parafuso M12: os parâmetros necessários para o cálculo da rigidez do parafuso, que não estão tabelados, foram encontrados mediante a medida física dos parafusos. Desta forma, os valores coletados foram os seguintes:  $A_d = 113,097 \text{ mm}^2$ ,  $l_t = 17 \text{ mm}$  e  $l_d = 92 \text{ mm}$ . A área  $A_t$  para parafusos M12, de acordo com Shigley, é  $84,3 \text{ mm}^2$ .

Sabendo-se que o módulo de elasticidade  $E$  do material do parafuso (aço) é  $207 \text{ GPa}$ , a rigidez do parafuso M12 é dada por:

$$k_{b(M12)} = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{113,097 \times 84,3 \times 207000}{(113,097 \times 17) + (84,3 \times 92)} = 203,916 \text{ N/m}$$

Parafuso M16: seguindo o mesmo procedimento para obtenção dos parâmetros do parafuso M12, os valores encontrados para o parafuso M16 foram os seguintes:  $A_d = 201,062 \text{ mm}^2$ ,  $l_t = 29 \text{ mm}$  e  $l_d = 80 \text{ mm}$ . A área  $A_t$  para parafusos M12, de acordo com Shigley, é  $157 \text{ mm}^2$ .

Como os parafusos são do mesmo material, o módulo de elasticidade  $E$  é constante. Portanto, a rigidez do parafuso M16 é dada por:

$$k_{b(M16)} = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{201,062 \times 157 \times 207000}{(201,062 \times 22) + (157 \times 80)} = 355,303 \text{ N/m}$$

Esses valores de rigidez serão inseridos na Equação 8, para obtenção do coeficiente de rigidez  $C$ . Cabe ressaltar que existe uma metodologia para obtenção dos parâmetros dos parafusos, entretanto, como foi possível ter os componentes em mãos, optou-se por coletar esses dados diretamente dos parafusos, através do paquímetro e arredondando os valores para cima. Como os dois parafusos possuem  $130 \text{ mm}$  de comprimento  $L$ , optou-se por utilizar este valor ao invés do valor calculado, que para ambos dava um comprimento chamado “comercial” (tabelado de acordo com Shigley) de  $L_{pad} = 120 \text{ mm}$ .

**Rigidez dos membros:** O cálculo da rigidez dos membros foi realizado pelo método do cone de pressão de Rotscher. Este método pressupõe que a distribuição de pressão na interface do membro é alta até cerca de  $1,5 d$  do parafuso de porca, porém ela cai mais adiante ao longo deste parafuso (Shigley, 2011), o que gera uma distribuição próxima a de um cone.

Como visto anteriormente, para fins de simplificação do método, utilizou-se um ângulo fixo de  $\alpha = 30^\circ$ , permitindo-se assim aplicar a Equação 13. O método consiste em encontrar uma rigidez  $k_m$  para cada membro presente na junta, que atua como uma mola compressiva em série. Esta rigidez é calculada a partir da variação da distribuição da pressão na forma do cone, representada por  $D$  e de acordo com a espessura  $t$  de cada membro analisado separadamente. A Figura 12 demonstra como ocorre a distribuição deste cone e em que pontos aproximados a variável  $D$  foi calculada.

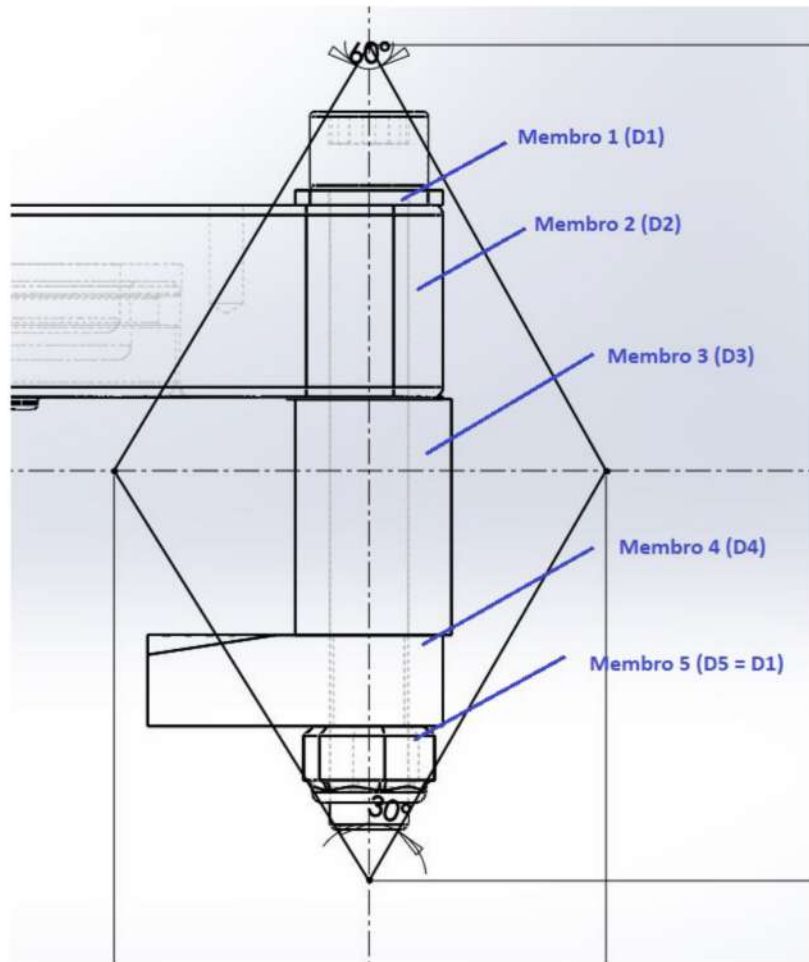


Figura 12: Distribuição do cone de pressão de Rotscher na união e membros cuja rigidez foi calculada.

A partir da utilização da ferramenta *LibreOffice Calc<sup>TM</sup>*, foram realizados os cálculos de rigidez de membros para cada parafuso. O cálculo consistiu na determinação de  $D_2$ ,  $D_3$  e  $D_4$  a partir de um  $D_1$  conhecido e estimado em  $1,5 d$ . Como o cone é simétrico,  $D_5$  foi considerado igual a  $D_1$ , ao passo que também foi considerada a existência de uma arruela como membro 5 igual a presente como membro 1. Aplicando-se, portanto, a Equação 13, foram obtidos os valores descritos nas Tabelas 1 e 2 para  $k_m$ :

**Tabela 1: Valores de rigidez de membros obtidos para a junta com parafuso M12**

Membro	Material	Espessura	$D$ calculado	Rigidez $k_{x(M12)}$
Membro 1	Aço 1010	$t_1 = 3$ mm	$D_1 = 18$ mm	$k_1 = 17336,658$ N/m
Membro 2	Alumínio	$t_2 = 39$ mm	$D_2 = 21,46$ mm	$k_2 = 2293,671$ N/m
Membro 3	Aço 1010	$t_3 = 48$ mm	$D_3 = 66,48$ mm	$k_3 = 35863,225$ N/m
Membro 4	Aço 1010	$t_4 = 18,5$ mm	$D_4 = 39,35$ mm	$k_4 = 26188,750$ N/m
Membro 5	Aço 1010	$t_5 = 3$ mm	$D_5 = 18$ mm	$k_5 = 17336,658$ N/m

**Tabela 2: Valores de rigidez de membros obtidos para a junta com parafuso M16**

Membro	Material	Espessura	$D$ calculado	Rigidez $k_{x(M16)}$
Membro 1	Aço 1010	$t_1 = 3$ mm	$D_1 = 24$ mm	$k_1 = 21706,060$ N/m
Membro 2	Alumínio	$t_2 = 39$ mm	$D_2 = 27,46$ mm	$k_2 = 2328,877$ N/m
Membro 3	Aço 1010	$t_3 = 48$ mm	$D_3 = 72,48$ mm	$k_3 = 30438,225$ N/m
Membro 4	Aço 1010	$t_4 = 18,5$ mm	$D_4 = 45,35$ mm	$k_4 = 24211,177$ N/m
Membro 5	Aço 1010	$t_5 = 3$ mm	$D_5 = 24$ mm	$k_5 = 21706,060$ N/m

Desta forma, com os valores de rigidez encontrados em cada membro da junta é possível calcular a rigidez de membros resultante em cada caso. Aplicando-se a Equação 12, que considera cada membro como uma mola em série, tem-se:

Parafuso M12:

$$\frac{1}{k_{m(M12)}} = \frac{1}{17336,658} + \frac{1}{2293,671} + \frac{1}{35863,225} + \frac{1}{26188,75} + \frac{1}{17336,658} = 0,0006174$$

$$k_{m(M12)} = 1619,662 \text{ N/m}$$

Parafuso M16:

$$\frac{1}{k_{m(M16)}} = \frac{1}{21706,06} + \frac{1}{2328,877} + \frac{1}{30438,225} + \frac{1}{24211,177} + \frac{1}{21706,06} = 0,0005957$$

$$k_{m(M16)} = 1678,732 \text{ N/m}$$

Descobertas, portanto, todas as magnitudes de rigidez do sistema parafusado, faz-se possível estimar a tensão  $\sigma_b$  resultante diretamente no parafuso, que é calculada a partir das equações 9 ou 10. Porém, antes de calcular esta tensão, é necessário ainda determinar dois fatores: a pré-carga  $F_i$ , que é a parcela de força inicial presente no aperto do parafuso e o coeficiente de rigidez  $C$  que é o fator relacionado à rigidez dos parafusos e dos membros presentes no sistema.

#### 3.1.4. Cálculo dos parâmetros da união parafusada

Para aplicação correta das Equações 15 ou 16 a fim de determinar a tensão resultante nos parafusos, foram calculados, portanto, os fatores  $C$  e  $F_i$ :

**Cálculo da pré-carga:** Aplicando-se a Equação 10 para determinar a pré-carga no sistema e considerando os parâmetros das tabelas de Shigley:

União com parafuso M12:

$$F_i = 0,75 \times 84,3 \times 970 = 61,33 \text{ kN}$$

União com parafuso M16:

$$F_i = 0,75 \times 157 \times 970 = 114,22 \text{ kN}$$

No entanto, como a pré carga será transformada em uma parcela de tensão mostrada nas Equações 15 e 16 e que é dada pela divisão da pré-carga pela área de tração  $A_t$ , a tensão  $\sigma_{F_i}$  será constante para ambos os parafusos, uma vez que dependerá apenas da tensão de escoamento do material, que é o mesmo tanto para o M12, como para o M16.

Para os dois parafusos:

$$\sigma_{F_i} = 727,25 \text{ MPa}$$

**Coefficiente de rigidez:** O coeficiente de rigidez  $C$  é dado pela Equação 14. Este fator, por sua vez, deve ser tratado separadamente, pois as rigidezes nos parafusos são diferentes.

União com parafuso M12:

$$C_{M12} = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{203,916}{203,916 + 1619,662} = 0,112$$

União com parafuso M16:

$$C_{M16} = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{355,303}{355,303 + 1678,732} = 0,175$$

Determinados, portanto, todos os fatores necessários para definir a tensão resultante no parafuso, aplica-se a equação 15 ou a equação 16 para cada tipo de parafuso.

### 3.1.5. União com parafusos M12

A junta parafusada com 5 parafusos M12 apresentou a seguinte tensão resultante:

$$\sigma_{b(M12)} = \sigma_x C + \sigma_{F_i} = (1293,2 \text{ MPa} \times 0,112) + 727,25 = 872,1 \text{ MPa}$$

### 3.1.6. União com parafusos M16

Já para a a junta parafusada com 5 parafusos M16, a tensão resultante calculada foi a seguinte:

$$\sigma_{b(M16)} = \sigma_x C + \sigma_{F_i} = (551,9 \text{ MPa} \times 0,175) + 727,25 = 823,8 \text{ MPa}$$

## 3.2. Ensaio de tração

O ensaio de tração nos parafusos foi realizado mediante uma parceria da empresa Metalúrgica Hassmann, que possui o dispositivo específico para ensaios de tração em parafusos. Gentilmente, a empresa disponibilizou seu laboratório, recebendo e ensaiando 3 parafusos M12 e 3 parafusos M16 da classe 12.9. O ensaio possibilitou a detecção das tensões de resistência à tração, ou seja, a tensão máxima que o parafuso suporta antes da ruptura. Os valores encontrados foram os seguintes:

**Tabela 3: Valores de tensão obtidos nos ensaios de tração dos parafusos**

Parafuso Rosca	CP 1	CP 2	CP 3	$\sigma_{med}$
M12	1242 MPa	1270 MPa	1271 MPa	<b>1261 MPa</b>
M16	1197 MPa	1203 MPa	1215 MPa	<b>1205 MPa</b>

O parafuso M12 possui uma  $A_t = 84,3 \text{ mm}^2$ , o que significa que ele resistiu a uma tração de aproximadamente  $106,22 \text{ kN}$ . Já para o parafuso M16, que tem  $A_t = 157 \text{ mm}^2$  a tração máxima a qual ele mostrou resistir foi de cerca de  $189,19 \text{ kN}$ , ou seja, quase o dobro da tração a qual o parafuso anteriormente utilizado no conjunto da tampa da máquina resistiria.

Além disso, de acordo com a tabela 8.11 da 7ª edição de Shigley, a tensão de resistência mínima à tração para parafusos da classe 12.9 é de  $1220 \text{ MPa}$ , o que torna os ensaios válidos, uma vez que todos os corpos de prova dos dois tipos de parafusos romperam com tensões muito próximas do estipulado pela bibliografia.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Discussão

Como foi possível observar no cálculo mostrado nas seções 3.3.1 e 3.3.2, a força de tração, que foi representada por  $Ry_2$  e tem o valor de  $23,32 \text{ kN}$ , também foi a responsável por causar o momento fletor na união parafusada. Apesar de os cálculos neste trabalho terem sido realizados considerando o conjunto unido com 5 parafusos, os testes realizados na empresa utilizaram apenas um parafuso de cada rosca para unir o conjunto. Desta forma, utilizando um parafuso M12, como foi no teste em que ocorreu o rompimento, a tensão resultante foi de  $1451,44 \text{ MPa}$ , ultrapassando em cerca de  $200 \text{ MPa}$  o limite de resistência à tração do parafuso obtido nos ensaios. Somando-se a isso o fato das tensões no parafuso serem cíclicas, o que configura uma característica de falha por fadiga, esses fatores justificam o rompimento do mesmo.

O parafuso M16, por sua vez, resistiu ao teste de funcionamento da máquina, pois a junta unida com uma unidade deste parafuso apresentou uma tensão resultante de  $1210,2 \text{ MPa}$ . Sem considerarem-se os efeitos críticos mencionados na seção 2.4, o parafuso M16 ultrapassou em cerca de  $5 \text{ MPa}$  o limite da resistência mínima à tração média, que foi obtida nos ensaios apresentados na Tabela 3. Certamente o parafuso não rompeu, pois as cargas sofreram as perdas existentes no sistema. A membrana em forma de cone que faz o contato para transferir esta força, por exemplo, é de borracha. A borracha é um tipo de material que possui características de dissipação de energia, o que faz com que a força aplicada pelo próprio cone de borracha contra a tampa seja reduzida. Além disso, a máquina possui um sistema de alimentação pneumática, que também causa perdas de carga ao passar por válvulas e reguladores presentes no circuito pneumático da máquina. Toda esta combinação de fatores, faz com que tensão sofra uma redução, ao passo que não foi suficiente para romper um parafuso de rosca M16, justificando assim, a sua utilização. Cabe ressaltar, porém, que um número elevado de ciclos neste parafuso aumentaria muito os riscos do componente falhar por fadiga.

A tensão de pré-carga apresentou um valor significativo na tensão resultante do sistema, comprovando que o esforço inicial da união parafusada, causada pelos próprios parafusos, também é passível de atenção. Caso o torque do parafuso não garanta o aperto correto, esta tensão de pré-carga também pode influenciar diretamente em eventuais colapsos do conjunto.

Além disso, a rigidez resultante do sistema com parafusos M12 se mostrou mais resistente, pois reduziu as tensões resultantes na união em pouco mais de 11%, enquanto que o sistema com M16 apresentou uma redução de 17,5 %. Isto comprova que o volume das peças tem uma importante influência na resistência do material em si e que as peças ajudam a reduzir as cargas aplicadas diretamente nos parafusos. No entanto, o método utilizado neste trabalho para a rigidez dos membros tem limitações: o método do cone de pressão de Rostcher nem sempre é aplicável se o cone de pressão não cobrir todas as peças que estão unidas pelo parafuso. Neste caso, utilizou-se o método de forma a estimar em um caso crítico, como a rigidez das peças podem influenciar na absorção da tensão, porém, uma análise mais focada na rigidez dos membros deverá influenciar diretamente em alguns valores de tensão que foram calculados ao longo deste estudo.

Além de toda a análise feita por este trabalho, um ponto importante que foi percebido ao longo das análises e que inclusive foi mencionado, é o quanto o sistema está suscetível à falhar por fadiga. Mesmo a utilização de cinco parafusos para unir o sistema está propensa a esta falha, pois os parafusos sofrem uma série de cargas, sendo que algumas delas foram aqui calculadas, e a grande maioria delas são cargas cíclicas, que ocorrem a cada acionamento da máquina. Além disso, a rosca do parafuso possui um perfil que aumenta as chances de nucleação de trincas, que é a principal causa de falhas por fadiga em metais. Como a fadiga é uma condição de falha que exige outra análise, seria interessante um estudo posterior.

## 5. CONCLUSÃO

A tampa da máquina prensa sorveteira abordada neste trabalho possui uma limitação nas suas características: a NR-12. O fato desta máquina possuir uma norma específica para seus componentes, se referindo principalmente ao perfil da tampa que deve ser usado, limita muito propor ou realizar qualquer tipo de melhoria. Este trabalho demonstrou, por exemplo, que um leve aumento no comprimento da chapa de 45mm, faz com que o momento fletor aumente, mas reduz a força tensora no sistema, da mesma forma que diminuindo o comprimento da peça, ocorre o inverso, com a diminuição do momento fletor e a consequente redução da flexão. Estes fatores poderiam ser importantes para implementar melhorias que reduzissem a reação causada no contato da tampa com a mesa, o que também poderia ser feito por meio de alguma forma de amortecimento da força naquele ponto.

O item da NR-12 que rege esta peça é bastante vago, porém, considerando os efeitos de fadiga nos parafusos, é possível que mesmo a utilização de parafusos da classe mais resistente existente no mercado, também é passível de colapsar. A rosca M16 já faz com que os parafusos sejam mais robustos, o que também pode prejudicar o aspecto visual das máquinas, de modo que fica inviável utilizar diâmetros maiores para este tipo de peça.

A resistência dos dois parafusos, demonstraram ser suficiente para resistir às solicitações do sistema, considerando as perdas de carga e limitações de aplicação de forças. A união com parafusos M12 esteve mais próxima do limite de resistência a tração obtido nos ensaios e nas bibliografias, de modo que eventuais rompimentos podem ser ocasionados pelas tensões cíclicas que ocasionem falha por fadiga. Mas se tratando de tensões de tração e de flexão, até mesmo a redução de um parafuso na união se mostraria possível, uma vez que de acordo com a norma não há especificação de quantidade, nem de classe e nem de um diâmetro específico para utilizar os fixadores no sistema. Basicamente, a norma estabelece que os projetistas tenham que deduzir à sua escolha que parafusos utilizar.

Como visto, foi possível observar a influência de características que foram abordadas ao longo de todo o curso de engenharia mecânica em uma aplicação prática. Fatores que são vistos apenas teoricamente, como rigidez, tensões normais, flexão e outros comportamentos de diferentes materiais foram expostos de maneira mais clara, se mostrando importantes na prática além de possibilitarem a contínua otimização de suas aplicações na engenharia.

## 6. AGRADECIMENTOS

Primeiramente à todos aqueles que me incentivaram a ir para Farroupilha cursar a graduação, em especial minha família e os meus amigos que até hoje torcem por mim em Porto Alegre. Aos colegas e amigos que fiz na graduação e nos lugares onde estive aqui na região, pois vários deles fizeram parte desta caminhada, ajudando na medida do possível.

Aos mentores que tive na minha vida acadêmica. Meus professores e os técnicos que passaram pelo curso. Em especial aos orientadores que tive quando bolsista e a minha orientadora deste trabalho, Prof<sup>a</sup> Lisiane Trevisan, por estar presente e levantar minha estima em todos os momentos de angústia e por fazer o possível e o impossível para ajudar no desenvolvimento deste trabalho.

À empresa Máquinas Sazi LTDA, em especial ao meu coordenador Eng<sup>o</sup> Eduardo Bossle, por acreditar na minha capacidade de desenvolver um trabalho em cima de uma problemática ocorrida na empresa. E a equipe de engenharia de máquinas da empresa, também, por todo o aprendizado que tenho diariamente.

À empresa Metalúrgica Hassmann, em especial ao técnico de laboratório, Frederico Haberkamp, por gentilmente disponibilizar do seu tempo e da tecnologia da empresa para realizar os testes práticos usados neste trabalho.

E por fim, a Deus, por permitir tornar-me engenheiro mecânico.

## 7. Referências

- Silva, A. R. D. da, 2009, “Sistema computacional para análise avançada estática e dinâmica de estruturas metálicas”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Ouro Preto - Departamento de Engenharia Civil, Ouro Preto, Brasil.
- Ascolesi, A. F. S. e de Marco Filho, F., 1999, “Sistemas especialistas - especificação de parafusos de união”, Anais do 15º Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, Brasil.
- Hibbeler, R. C., 2010, “Resistência dos materiais I Russell Charles Hibbeler”, Pearson, 7. ed. - São Paulo, Brasil.
- GenieCVL, 2013, “Tração - Compressão (Parte 2)”. Disponível em: <http://www.geniecvl.com/pt/traction-compression-partie-2/> (Acesso em Maio de 2019)
- Mascia, N. T., 1992, “Teoria das tensões”. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de engenharia civil - Departamento de estruturas, Campinas, Brasil.
- Ensus Advanced Engineering, 2016, “Análise de tensões”. Disponível em: <http://ensus.com.br/analise-de-tensoes/> (Acesso em Maio de 2019)
- Beer, F. P. et al, 2014, “Mecânica dos materiais”, 7. ed., AMGH editora LTDA, Porto Alegre, Brasil.
- Popov, E. P. 1974, “Introdução à Mecânica dos Sólidos”, Edgard Blücher.
- Budynas, R. G. e Nisbett, J. K., 2011, “Elementos de máquinas de Shigley - Projeto de engenharia mecânica”, AMGH Editora LTDA, 8. ed. - Porto Alegre, Brasil
- Pízzio, E., 2005, “Avaliação da vida em fadiga de uniões parafusadas - estudo de caso”, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Programa de pós-graduação em engenharia mecânica, Porto Alegre, Brasil.
- Associação Brasileira De Normas Técnicas. NBR 12: Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos. Rio de Janeiro, 1978.

# STRESS ANALYSIS IN BOLTED JOINTS ON THE COVER OF A MEMBRANE PRESSING MACHINE

Bernardo Verçoza Alves, [bernardo\\_vercoza@hotmail.com](mailto:bernardo_vercoza@hotmail.com)<sup>1</sup>

Lisiane Trevisan, [lisiane.trevisan@farroupilha.ifrs.edu.br](mailto:lisiane.trevisan@farroupilha.ifrs.edu.br)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Federal Institute of Education, Science and Technology of Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha, 785 São Vicente Avenue - Cinquentenário District - P. O. Box: 95174-274 - Farroupilha/RS, Brazil

**Abstract:** *Bolted joints are present in a lot of equipments used in the industry. Because of this, these components do not get the required care from the projectists, because they are cheap and easy parts to be replaced. However, in many cases the bolts are susceptible to various types of loads, which generate stresses applied to these elements, which in turn must resist. Therefore, the present work aims to carry out an analytical approach in an assembly that forms the cover of a membrane pressing machine for footwear. This type of machines has some safety requirements that are described in the brazilian NR-12 standards, and the cover is included on it. However, during a test at the equipment manufacturer company, a bolt with M12 nominal size, that joined the assembly pieces has broken, making them to be replaced by M16 nominal sized bolts. The calculations related to the loads applied on the cover, as well as the stresses caused by these loads will be demonstrated. The influence of the stiffness of the bolts and the members in the resulting stresses over the joint, will be shown too. Finally, all of the loads and stresses calculated for each bolt will be compared to stresses and loads obtained by a tensile test on the bolts, to prove why the M12 threaded bolt has broken during the machine's tests and why the M16 threaded bolt was sturdy enough to be used for the commercialization of the machine.*

**Keywords:** *Stress, Joints, Bolts, Stiffness*