



Universidade de São Paulo - USP
Escola de Engenharia de São Carlos – EESC
Departamento de Engenharia Mecânica - SEM

Seleção e pré-dimensionamento de juntas mecânicas

Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

Graduandos colaboradores:

Katia Satie Sasaki

Gustavo dos Santos Ribeiro

Agosto de 2013.

SUMÁRIO

1	Elementos de Fixação: Uma Visão Geral	7
1.1	Uniões Roscadas: Parafusos	9
1.2	Padrões de Rosca e Terminologia	12
1.3	Tipos de Rosca	15
1.4	Falhas Funcionais e Dispositivos de Segurança	19
2	Parafusos de Potência.....	23
2.1	Materiais indicados para o par porca-parafuso	24
2.2	Características geométricas	25
2.3	Modelagem física e matemática.....	26
2.3.1	Cálculo de forças e momentos no parafuso	27
2.3.2	Cálculo de eficiência do parafuso de potência	30
2.3.3	Adição de um “colar” axial	31
2.3.4	Considerações sobre o atrito	32
2.3.5	Mecanismo de Operação para Rosca ACME	33
2.4	Cargas e tensões atuantes	35
2.5	Tensões atuantes no parafuso.....	36
2.6	Resumo.....	43
3	Parafusos de fixação	44
3.1	Dimensões	44
3.2	Porcas, Arruelas e Obtenção de roscas.....	49
3.2.1	Porcas	49
3.2.2	Obtenção de roscas.....	50
3.3	Resistência dos Parafusos Padronizados	51
3.4	Pré-Carga.....	52
3.4.1	Medidas de torque em parafusos de fixação	53

3.4.2	Controle de Pré-Carga.....	56
3.4.3	Considerações sobre o processo de aplicação do torque	58
3.4.4	Fatores importantes relacionados com o afrouxamento das roscas de parafusos e porcas	60
3.5	Pré-Carga: Rigidez dos Elementos	60
3.5.1	Cálculo de rigidez dos elementos	64
3.6	Pré-carga em uniões sob tração: carregamento estático	66
3.6.1	Constante de rigidez da união C, Pm, Pb, Fm e Fb.....	68
3.6.2	Carga de separação	70
3.6.3	Rigidez efetiva da junta	70
3.6.4	Uniões com retentores.....	76
3.7	Pré-carga em uniões sob tração: carregamento Dinâmico	78
3.7.1	Visão Geral: Fadiga	79
3.7.2	Critérios de Falha Para Fadiga.....	85
3.7.3	Parafusos de fixação pré-tensionados e com carregamento dinâmico	96
3.7.3.1	Dimensionamento à fadiga segundo Norton (2000).....	97
3.7.3.2	Dimensionamento à fadiga segundo Shigley (2005).....	99
3.7.3.3	Limite de resistência à fadiga corrigido e fatores de modificação da resistência à fadiga (Se')	101
4	Uniões Sujeitas A Cisalhamento: Parafusos e Rebites	116
4.1	Parafusos sob cisalhamento	116
4.2	Uniões Rebitadas.....	118
4.2.1	Uniões Rebitadas: Materiais	120
4.1.1.	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS	121
4.3	Modos de Falha	123
4.4	Uniões rebitadas: dimensionamento passo a passo	128
5	Uniões soldadas: Definições e Processos	134

5.1	Considerações	134
5.2	Processos de soldagem	136
5.2.1	Soldagem por chama (a gás)	136
5.2.2	Soldagem por arco elétrico	137
5.2.3	Soldagem por resistência	141
5.2.4	Soldagem em estado sólido	142
5.2.5	Outros processos de soldagem	143
5.2.5.1	Soldagem a laser	143
5.2.5.2	Soldagem de polímeros	144
5.2.5.3	Brasagem.....	144
5.2.5.4	Colagem (Juntas adesivas).....	145
5.3	Simbologia e Especificações.....	145
5.4	Tipos de Uniões	147
5.4.1	Uniões de topo.....	147
5.4.2	Uniões em “T”	148
5.4.3	Uniões angulares na extremidade	149
5.5	Esforços atuantes nos cordões de solda:.....	149
5.5.1	Distribuição dos esforços atuantes nos cordões de solda	150
5.5.1.1	Cordão único.....	150
5.5.1.2	Cordões múltiplos	150
6	Dimensionamento de soldas de topo e filete	154
6.1	Soldas de topo	154
6.2	Soldas de filete.....	155
6.2.1	Dimensionamento de soldas de filete para o caso de excentricidade.....	161
6.2.1.1	Tensões atuantes em uniões soldadas sob torção	164
6.2.1.2	Tensões atuantes em uniões soldadas sob flexão.....	169

6.3	Resistência de Uniões Soldadas.....	173
6.4	Fadiga em uniões soldadas	175
7	Referências.....	180

1 ELEMENTOS DE FIXAÇÃO: UMA VISÃO GERAL

A utilização massiva de elementos de fixação fornece um quadro superficial no qual é comum selecioná-los com base na experiência anterior ou de forma empírica. Esse procedimento pode conduzir a sérios problemas de projeto (respondendo a cerca de 50% de falhas potenciais e funcionais de projetos automobilísticos e a aproximadamente 2,5 milhões de **uniões** em um Boeing 747 (NORTON, 2004). Dessa forma, o sucesso ou falha de um equipamento pode depender da seleção do tipo e das propriedades de suas uniões mecânicas.

Raramente, em engenharia (mecânica, mecatrônica, aeronáutica, elétrica, agrícola) é feito o projeto de uma peça única. Componentes e montagens são unidas por meio do uso de elementos mecânicos (de máquinas). Há uma variedade desses objetos de união, sendo que as mais utilizadas são as parafusadas e soldadas. O engenheiro deverá avaliar, analisar e tomar as decisões sobre o tipo de união mais indicada para a aplicação estudada. Alguns parâmetros importantes para a tomada dessa decisão estão apresentadas na tabela a seguir:

Tabela 1.1 – Tópicos fundamentais à escolha do tipo de união mecânica.

Direção do Carregamento	Peso das partes unidas
Amplitudes das vibrações	Precisão do alinhamento
Cargas e simetria	Tolerâncias dimensionais
Compatibilidade dos Materiais	Montagem
Geometria	Custo
Dimensões	Pré-Carga

Uma vez definido o tipo de união, é preciso levar em conta também o tipo de ajuste da fixação; se técnicas como a de interferência, de dobramento corrugado ou “*crimping*” e o travamento são mais ou menos convenientes.

Além disso, no geral, os elementos de fixação devem prever a facilidade de desmontagem, para manutenção e substituição de componentes. No entanto, a dificuldade de desmontagem pode ser um requisito necessário quando se considera uma aplicação sujeita, por exemplo, a ações de vandalismo. Características como leveza, fabricação e uso mais baratos, menor susceptibilidade à corrosão e resistência a vibrações, tornam o projeto de uniões mecânicas importante para a otimização de sistemas mecânicos, como o exemplificado na Figura 1.1.

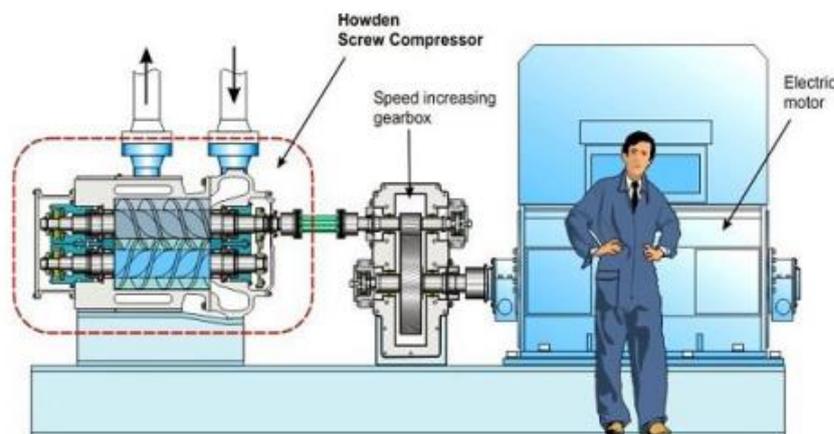


Figura 1.1 - Exemplo de um equipamento mecânico

As uniões parafusadas (roscadas) podem ser obtidas por meio de parafusos de fixação com diferentes tipos de cabeças e arruelas, com ou sem a utilização de: porcas, prisioneiros e pré-tensão, sob carregamento estático ou também sob carregamento dinâmico.

Alguns sítios contêm informações para a escolha das dimensões dos parafusos e para aplicações em máquinas e equipamentos, como por exemplo: <http://www.americanfastener.com> e <http://www.machinedesign.com>, além de normas técnicas a serem abordadas nos próximos itens.

As uniões (não roscadas) são representadas por uniões rebitadas e uniões soldadas. Os rebites estruturais possuem aplicações em projetos de aviões, equipamentos de transporte e outros componentes que requerem elevada resistência a cargas dinâmicas. Os rebites foram intensamente utilizados na área

de construção civil para a construção de prédios e pontes, bem como na indústria naval. Atualmente, com a melhoria significativa dos processos e equipamentos de soldagem, aliada à melhoria da engenharia de materiais, há uma substituição significativa das uniões rebitadas por uniões soldadas, o que indica um aumento da segurança de projeto.

Neste capítulo serão descritos os principais tipos de uniões, com uma abordagem inicial dos parafusos tanto de fixação quanto de potência e posteriormente de uniões por rebites, soldagem e também adesivos. Serão abordadas suas principais aplicações, características e modelos para cálculo de pré-dimensionamento.

1.1 Uniões Roscadas: Parafusos

A ampla utilização de parafusos no cotidiano, seja com a finalidade de fixar um espelho na parede, para elevação de carga com um macaco ou para acionamento dos trens-de-pouso retráteis de uma aeronave, confere a esses elementos de máquinas um caráter vital para o bom funcionamento das estruturas e mecanismos envolvidos. Um bom exemplo seria o Boeing 747 citado no início do capítulo, mostrado na Figura 1.2.



Figura 1.2 - (a) Boeing 737 - Brussel Airlines; (b) Boeing 737-800 da China Airlines após explosão

Para ilustrar sua importância na prática, basta analisar casos como o de um painel de parede que caiu em cima de um trabalhador em Massachusetts, pois o responsável pela fixação tinha utilizado um parafuso zincado quando deveria

ter usado um revestido com camada polimérica. Outro caso é o do avião Boeing 737-800 da China Airlines que explodiu devido a um vazamento ocasionado por um furo medindo entre 2 e 3 cm de diâmetro feito por um parafuso frouxo.

Pela seriedade das consequências de um mau projeto ou uma má utilização dos parafusos é necessário que se faça sempre uso de um fator de segurança que garanta que eles não falharão em serviço ou que, em caso de falha, não causem danos catastróficos. No entanto, um fator de segurança muito elevado implica em maiores custos, em maior peso e menor eficiência, o que torna necessário projetar o parafuso da maneira mais otimizada possível para cada tipo de aplicação.

Sob o ponto de vista prático, os parafusos podem ser classificados em quatro categorias, conforme mostra a Tabela 1.2.

Tabela 1.2 – Tipos de Parafusos

Pré-Tensionados	Obturadores	De Ajustagem	De Potência
<ul style="list-style-type: none">• Antes do uso é aplicada uma tensão que aumenta a segurança da fixação;	<ul style="list-style-type: none">• São parafusos utilizados para fins de vedação;	<ul style="list-style-type: none">• São utilizados para fazer um ajuste inicial e eliminar folgas;	<ul style="list-style-type: none">• Transformam movimento rotativo em movimento de translação.

Como vantagens em relação aos demais tipos de uniões, temos que uniões roscadas são normatizadas e possuem montagem, desmontagem e rearranjos rápidos; custo reduzido; intercambiabilidade e uma gama ampla de fabricantes. Como desvantagens, entretanto, temos a incerteza da pré-tensão aplicada com a necessidade do uso de dispositivos de segurança contra afrouxamento; a concentração de tensão nas roscas; rendimentos médios baixos para parafusos de potência e a falta de garantia do posicionamento entre as peças unidas.

Quanto ao processo de fabricação, temos que os elementos de uma união parafusada, basicamente o macho, que é o parafuso, e a fêmea, que é a porca,

possuem em comum a presença de rosqueamento. Para fins de obtenção de um ou outro tipo de rosca podem ser empregadas várias técnicas, dentre as quais são comuns a **conformação plástica** e a **usinagem**.

A **conformação plástica** é um processo que não produz cavacos e consiste na prensagem ou rolagem das roscas, com a recalagem das cabeças dos parafusos e passagem de um “*blank*” entre matrizes endurecidas. Na figura a seguir é possível ver os dois processos, o de prensagem (a) e o de rolagem (b).

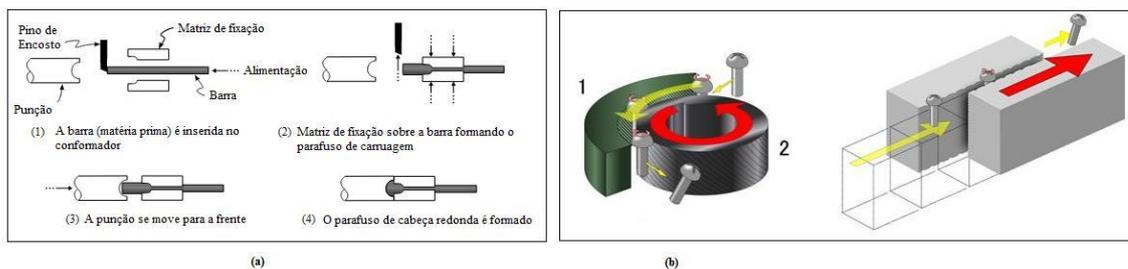


Figura 1.3 - (a) Conformação plástica por prensagem; (b) conformação plástica por rolagem

O processo de **usinagem**, por sua vez, produz cavacos com o torneamento ou fresamento utilizando uma dentatriz de rotação que retira o material do cilindro base. É possível utilizar também rebolos perfilados e ferramentas de corte para obter as roscas. Na imagem a seguir é possível ver dois exemplos de usinagem, com ferramenta de remoção contínua de material e com remoção simultânea com várias lâminas, como ilustra a Figura 1.4.



Figura 1.4 - (a) Usinagem com ferramenta monocortante; (b) usinagem com ferramenta de corte intermitente

1.2 Padrões de Rosca e Terminologia

As roscas dos parafusos são, segundo a definição do dicionário Merriam Webster, filetes helicoidais projetados que unem peças por roscamento. São padronizadas e pertencem a uma das duas séries principais:

- Série Unificada **UNS** (do inglês '**Unified National Standard**') – adotada pelos Estados Unidos, Reino Unido e Canadá e que utiliza o Sistema Unificado para unidades;
- Série **ISO** (do inglês '**International Standard Organization**') – adotada por grande parte dos países europeus e no Brasil pela ABNT-NBR, a qual se vale do Sistema Métrico para unidades.

Quanto aos parâmetros que definem sua forma e características, o perfil da rosca pode ser caracterizado, conforme ilustrado a seguir, pelas seguintes dimensões, mostradas na Figura 1.5.

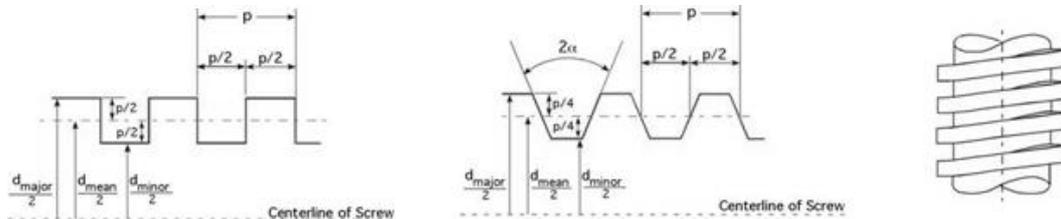


Figura 1.5 - (a) Perfil de rosca quadrada; (b) Perfil de rosca ACME

- Passo de rosca (p): é a distância entre formas adjacentes de rosca, medidas paralelamente a seu eixo. Um exemplo é a distância entre duas cristas de filete;
- Diâmetro externo (d) ou nominal maior: é o maior diâmetro da rosca de parafuso;
- Diâmetro menor (d_r), de núcleo ou de raiz: é o menor diâmetro da rosca;

- Diâmetro primitivo (d_p) ou de passo: é o diâmetro médio da rosca;
- Avanço (l): é a distância axial percorrida pelo parafuso em uma volta. O avanço é dado pela seguinte equação:

$$l = n \cdot p \quad (1.1)$$

Onde n é o número de entradas de rosca, ou seja, o número de “ranhuras paralelas” ao longo do diâmetro ilustradas a seguir:

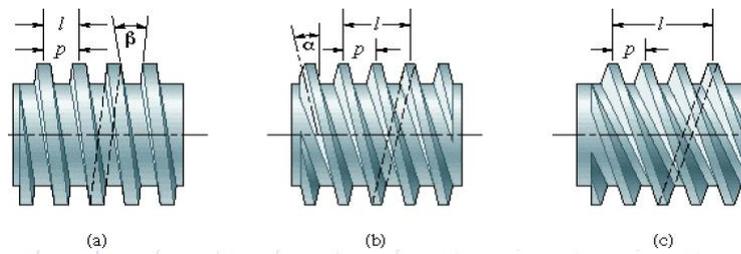


Figura 1.6 - (a) Rosca de entrada única; (b) Rosca de 3 entradas; (c) Rosca de 4 entradas. (SHIGLEY, et al., 2005)

Para as roscas triangulares, temos que o ângulo formado entre duas cristas do perfil é de 60° , sendo as cristas aplainadas para evitar a concentração de tensões e sua possível ruptura.

Tendo em mãos o valor do passo e do diâmetro externo da rosca ou parafuso é possível fazer sua especificação. No caso da série UNS temos que para cada parafuso são dados um diâmetro nominal, o número de roscas por polegada e a classe da rosca (A para externa, B para interna, 1, 2 e 3 sendo designações de tolerâncias dimensionais).

Exemplo: $5/8'' - \text{UNC} - 2\text{A/LH}$ - indica que o diâmetro nominal da rosca é de $5/8$ de polegada, que ela pertence à classe de passo grosso (*coarse*), que é externa e seu sentido de aperto é anti-horário.

É também possível fazer a indicação do sentido da hélice, se a rosca é dita de “mão direita” ou “mão esquerda” dependendo do sentido de aperto, conforme ilustrado a seguir:



Figura 1.7 - Sentidos de hélice, mão direita (acima) e mão esquerda (abaixo)

Já no caso da série ISO, para roscas métricas, temos que a especificação se dá pela letra M precedendo o diâmetro nominal em mm e o valor do passo, também em mm. A notação Esq. Ou Dir. indica também o sentido de aperto.

Exemplo: M12 x 1,75 Esq. – indica que o diâmetro externo nominal é de 12 mm e o passo de 1,75 mm, para um sentido de aperto antihorário.

Como tratado nos exemplos, temos que para as roscas os passos podem se enquadrar em classes, a saber:

- UNC – Unified Coarse – classe de passo grosso para utilização em peças com repetidas montagens/desmontagens;
- UNF – Unified Fine – classe de passo fino com maior resistência à vibração e para utilização automotiva e aeronáutica;
- UNEF – Unified Extra-Fine – classe de passo extra-fino utilizado em casos de roscas curtas, componentes com paredes finas e porcas de retenção de mancais.

Por último, um parâmetro largamente utilizado nos cálculos de pré-dimensionamento de elementos de fixação é a área de tração, a partir da média

entre os diâmetros de raiz e primitivo, estando, portanto, mais próximo da menor área de fratura gerando maiores tensões e um fator de segurança maior.

Matematicamente, a área de tração A_t é dada por:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (1.2)$$

A partir desse valor é possível obter a tensão axial atuante, dada por:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (1.3)$$

Para facilitar os cálculos, os valores de área de tração são tabelados para os diversos passos de rosca, para as séries UNS, ISO e Acme, sendo mostrados nas Tabela 1.3 a 1.5.

1.3 Tipos de Rosca

Além da classificação segundo as características dimensionais as roscas podem ser subdivididas de acordo com os seguintes parâmetros:

- A superfície na qual se desenvolvem

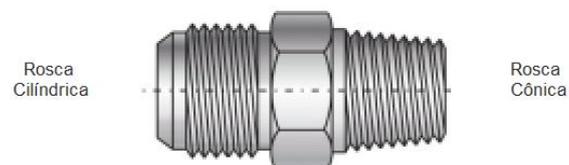


Figura 1.8 - Rosca cilíndrica (esq.) e Rosca Cônica (Soberba ou gás)

Tabela 1.3 - Passos e Áreas de Tensão para Roscas Métricas (dimensões em mm). (SHIGLEY, et al., 2005) *.

Diâmetro Maior Nominal d	Série de Passo Grosso			Série de Passo Fino		
	Passo p	Área De Tensão De Tração A_t	Área Do Diâmetro Menor A_r	Passo p	Área De Tensão De Tração A_t	Área Do Diâmetro Menor A_r
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,40	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	6,00			
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	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	115	104	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				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 a partir da equação $d_r = d - 1,226869p$, e o diâmetro de passo, a partir 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.

Tabela 1.4 – Roscas por polegada e Áreas de Tensão para Roscas UNS (dimensões em polegadas) (SHIGLEY, et al., 2005)

Designação Do tamanho	Série Grossa - UNC				Série Fina - UNF		
	Diâmetro Maior Nominal in	Roscas por Polegada N	Área de Tensão de Tração A, in ²	Área Do Diâmetro Menor A, in ²	Roscas por Polegada N	Área de Tensão de Tração A, in ²	Área Do Diâmetro Menor A, in ²
0	0,0600				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
¼	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
½	0,5000	12	0,1319	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
¾	0,7500	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 ¼	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
1 ½	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

Esta tabela foi compilada a partir da ANSI B1.1-1974. O diâmetro menor foi encontrado a partir da equação $d_r = d - 1,299038p$, e o diâmetro de passo, a partir da equação $d_p = d - 0,649519p$. A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

Tabela 1.5 - Dimensões principais de roscas padrão Acme americano (NORTON, 2004).

Diâmetro Maior in	Roscas por Polegada N	Passo de Rosca (in)	Diâmetro Primitivo (in)	Diâmetro Menor (in)	Área de Tensão de Tração A, in²
0,250	16	0,063	0,219	0,188	0,032
0,313	14	0,071	0,277	0,241	0,053
0,375	12	0,083	0,333	0,292	0,077
0,438	12	0,083	0,396	0,354	0,110
0,500	10	0,100	0,450	0,400	0,142
0,625	8	0,125	0,563	0,500	0,222
0,750	6	0,167	0,667	0,583	0,307
0,875	6	0,167	0,792	0,708	0,442
1,000	5	0,200	0,900	0,800	0,568
1,125	5	0,200	1,025	0,925	0,747
1,250	5	0,200	1,150	1,050	0,950
1,375	4	0,250	1,250	1,125	1,108
1,500	4	0,250	1,375	1,250	1,353
1,750	4	0,250	1,625	1,500	1,918
2,000	4	0,250	1,875	1,750	2,580
2,250	3	0,333	2,083	1,917	3,142
2,500	3	0,333	2,333	2,167	3,976
2,750	3	0,333	2,583	2,417	4,909
3,000	2	0,500	2,750	2,500	5,412
3,500	2	0,500	3,250	3,000	7,670
4,000	2	0,500	3,750	3,500	10,321
4,500	2	0,500	4,250	4,000	13,364
5,000	2	0,500	4,750	4,500	16,800

- O sentido da hélice

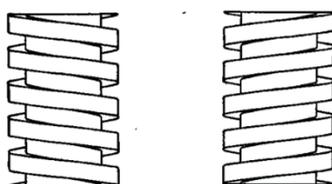


Figura 1.9 - Rosca esquerda e Rosca direita

- Segundo o perfil do filete

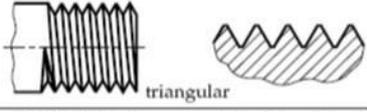
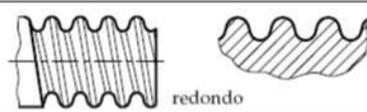
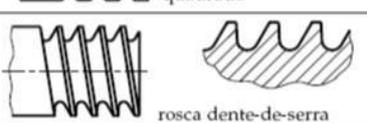
TIPOS DE ROSCAS (PERFIS) PERFIL DE FILETE	APLICAÇÃO
 triangular	Parafusos e porcas de fixação na união de peças. Ex.: Fixação da roda do carro.
 trapezoidal	Parafusos que transmitem movimento suave e uniforme. Ex.: Fusos de máquinas.
 redondo	Parafusos de grandes diâmetros sujeitos a grandes esforços. Ex.: Equipamentos ferroviários.
 quadrado	Parafusos que sofrem grandes esforços e choques. Ex.: Prensas e morsas.
 rosca dente-de-serra	Parafusos que exercem grande esforço num só sentido Ex.: Macacos de catraca

Figura 1.10 - Perfis de filete e aplicações

1.4 Falhas Funcionais e Dispositivos de Segurança

Sabe-se atualmente que as falhas em parafusos sujeitos a cargas dinâmicas ou de vibrações ocorrem 65% das vezes nas roscas, por empenamento ou cisalhamento do filete; 20% na região de transição entre o corpo liso e o roscado e 15% próximo à cabeça, pela mudança de geometria. Para evitar esses problemas, em geral, são requeridos dispositivos contra afrouxamento ou de segurança, como:

- Arruelas de pressão e parafusos de cabeça recartilhada



Figura 1.11 – Arruelas de pressão (a) e parafusos de cabeça recartilhada (b).

- Porcas, contra-porcas, porcas-castelos, com anéis e cônicas



Figura 1.12 – Porcas

Quanto às ferramentas manuais utilizadas para controle do aperto das porcas e fixação, podemos ter torquímetros, chaves de boca, allen, catraca, conforme ilustrado a seguir:



Figura 1.13 - Dispositivos de Aperto

Tais dispositivos podem possuir recartilhamento, abas ou alavancas que facilitem seu movimento e possibilitem o aperto.

Exemplo 1.1 – Compare as capacidades de carga à tração entre dois parafusos de mesmo material e diâmetro de rosca, sendo um pertencente à série fina e outro à série grossa, para os padrões ISO e UNS. Em seguida, compare as capacidades destes parafusos à um parafuso de diâmetro semelhante, porém de rosca ACME.

Dados:

Diâmetro para o sistema UNS e ACME: 5/16”;

Diâmetro para o sistema ISO: 8 mm

Tensão Limite de Resistência à Tração para todas as roscas = 100 ksi (\cong 690 Mpa).

Solução:

À partir das Tabela 1.3 a 1.4, obtemos os valores das áreas sob tração para cada caso:

Especificação de Rosca	Área sob Tração
5/16 – 18 UNC	$a_t = 0,0524 \text{ in}^2$
5/16 – 24 UNF	$a_t = 0,0581 \text{ in}^2$
M8 x 1.25	$a_t = 36,61 \text{ mm}^2$
M8 x 1	$a_t = 39,17 \text{ mm}^2$
5/16 – 14 Acme	$a_t = 0,053 \text{ in}^2$

Para o limite de resistência à tração assumido, calculamos os carregamentos máximos suportáveis por cada caso:

Especificação de Rosca	Carregamento Máximo
5/16 – 18 UNC	$F = 5240 \text{ lbf}$
5/16 – 24 UNF	$F = 5810 \text{ lbf}$
M8 x 1.25	$F = 25,24 \text{ kN} = 5674 \text{ lbf}$
M8 x 1	$F = 27,01 \text{ kN} = 6072 \text{ lbf}$
5/16 – 14 Acme	$F = 5300 \text{ lbf}$

Conclusões:

- 1 – As roscas finas possuem maior capacidade que as grossas, para ambos os padrões UNS e ISO.
- 2 – A rosca Acme possui maior capacidade d que a rosca UNS grossa, porém menor capacidade quando comparada à rosca UNS fina.
- 3 – A rosca Acme possui menor capacidade quando comparada à equivalente métrica, para ambos os casos de rosca fina e grossa.

2 PARAFUSOS DE POTÊNCIA

Parafusos de potência podem ser definidos como sendo aqueles cujo princípio básico de funcionamento é de conversão de um movimento rotacional em um movimento relativamente lento e linear do componente acoplado ao eixo do parafuso. Seus principais objetivos são mostrados na Figura 2.1.

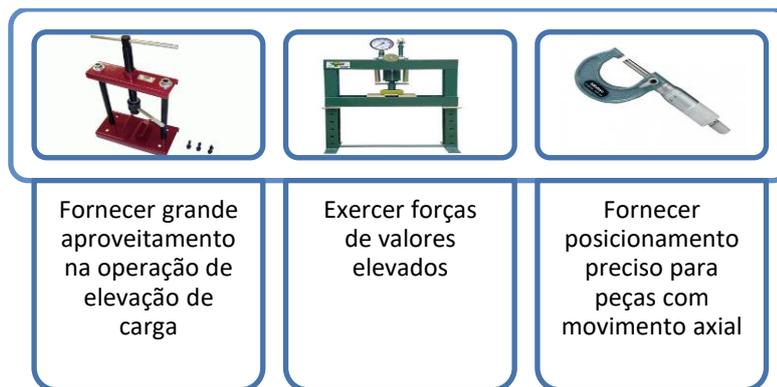


Figura 2.1 - Aplicações dos parafusos de potência

No que diz respeito aos modos de falha de um parafuso de potência, temos que eles estão intimamente relacionados aos outros elementos de máquinas que se associam com o próprio parafuso. Alguns deles estão listados a seguir:

- Falha por escoamento

Ocorre falha por escoamento pelo fato de que a partir deste limite se inicia a deformação plástica, a qual pode comprometer o contato dos filetes da rosca e impedir o deslocamento axial do parafuso.

- Falha por fadiga

Parafusos submetidos a cargas cíclicas de tensão apresentam vida menor que aqueles submetidos a cargas monotônicas, podendo perder sua funcionalidade com o surgimento de microtrincas por fadiga.

- Falhas superficiais

Dependendo do acabamento superficial da peça pode ocorrer o fenômeno de concentração de tensões, o qual também é favorável ao surgimento de microtrincas que degradam as propriedades mecânicas do material.

- Desgaste por contato

Com o tempo pode haver desgaste devido ao contato entre as superfícies do parafuso e da superfície da peça com roscamento interno, que pode fazer com que o parafuso deixe de se ajustar e comece a “girar em falso”.

- Corrosão

Dependendo dos materiais envolvidos pode ocorrer o fenômeno de corrosão, seja devido à oxidação pelo ar e umidade como também corrosão galvânica pela presença de determinados materiais na superfície da peça. Nesse caso acabam se formando depósitos de óxidos metálicos que desgastam as superfícies e levam ao mesmo problema do item anterior.

- Flambagem/Instabilidade elástica ou por tensão normal

Em casos de cargas de compressão atuantes é possível que apareça o fenômeno de flambagem ou instabilidade elástica, com o material se deformando para tentar atingir um estado de equilíbrio. Nesses casos fica inviabilizado o movimento axial do parafuso porque ele adquire um eixo curvo que pode não se adaptar ao furo roscado do componente mecânico.

2.1 Materiais indicados para o par porca-parafuso

Tendo em vista alguns dos problemas detalhados anteriormente, algumas indicações para materiais do conjunto porca-parafuso são feitas para garantir boa resistência à compressão e à fadiga, ductilidade e boa condutividade térmica.

Materiais comumente utilizados para os parafusos seria o aço de baixo carbono com revestimento superficial de cementação, para agregar dureza e resistência ao material, mantendo sua ductilidade nas porções mais internas.

Já para as porcas indica-se materiais com maior ductilidade que a dos parafusos, uma vez que assim estariam mais suscetíveis a falhas nos carregamentos e, sendo menos críticas, poderiam ser substituídas com maior facilidade. Nesse caso indicam-se ligas como de bronze, bronze-chumbo, bronze-alumínio e sinterizados para lubrificação.

No caso de fusos de esferas recirculantes, como os valores para atrito entre os fusos e as esferas deve ser bem baixo, recomenda-se fazer tratamentos térmicos superficiais.

2.2 Características geométricas

Para os parafusos de potência, em geral são utilizados perfis de filete trapezoidais (ACME) ou os perfis quadrados, conforme ilustrado a seguir:

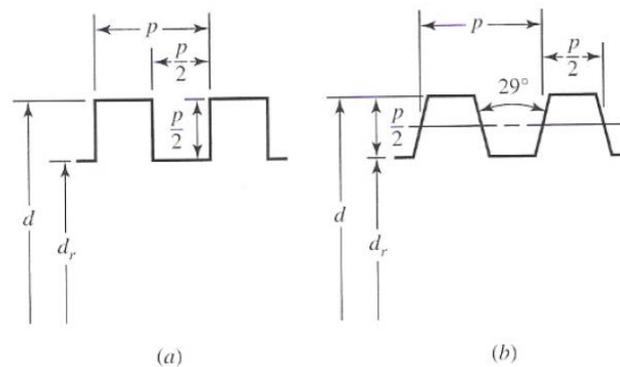


Figura 2.2 - (a) Rosca quadrada; (b) Rosca ACME

Para cada diâmetro nominal existem valores de passos comuns utilizados, mostrados na Tabela 2.1:

Tabela 2.1 - Passos comuns para Parafusos de Potência (SHIGLEY, et al., 2005).

d, in	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3
p, in	1/16	1/14	1/12	1/10	1/8	1/6	1/6	1/5	1/5	1/4	1/4	1/4	1/3	1/2

2.3 Modelagem física e matemática

Um dos modelos para cálculo dos esforços em um parafuso de potência de rosca quadrada admite que sobre seu eixo seja aplicada uma força F , que o passo da rosca seja p , o ângulo formado entre o eixo e o filete da rosca em um plano axial seja ψ e seu ângulo complementar, chamado ângulo de avanço, λ . Na figura a seguir estão indicados tais parâmetros:

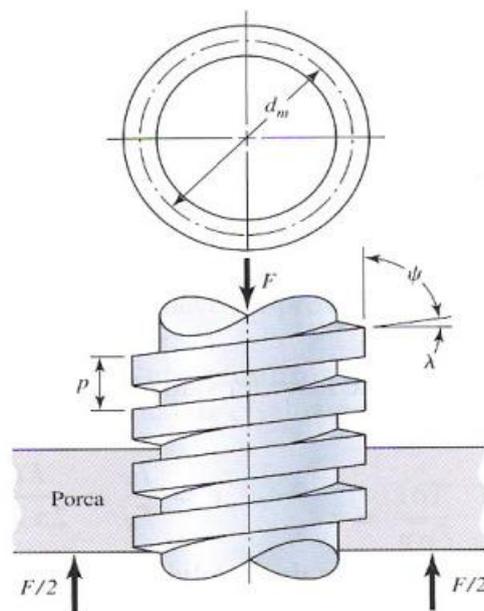


Figura 2.3 – Modelo de forças sobre o Parafuso de Potência (SHIGLEY, et al., 2005).

Considerando o perfil de um filete desenrolado de rosca quadrada é possível fazer um diagrama de corpo livre e encontrar os valores para forças e potências desenvolvidas em uma volta:

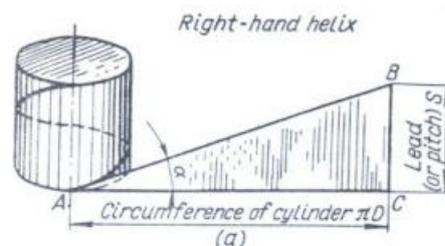


Figura 2.4 – Perfil de rosca desenrolado

Nota-se que para o parafuso da figura acima, de rosca quadrada e sentido de hélice à direita é formado um triângulo com o cateto maior de dimensão do perímetro da circunferência, o cateto menor sendo o avanço ao longo do eixo e o ângulo agudo sendo o de avanço λ .

2.3.1 Cálculo de forças e momentos no parafuso

Fazendo o equilíbrio de forças para um avanço de subida do parafuso, temos o seguinte diagrama de corpo livre:

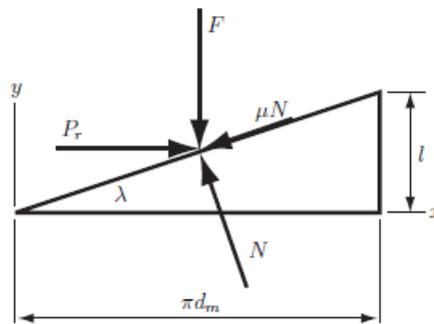


Figura 2.5 – Diagrama de Corpo Livre para Subida do Parafuso de Potência

A equação para o equilíbrio de forças na horizontal é:

$$\sum F_H = P_R - N \operatorname{sen} \lambda - f N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad (2.1)$$

De onde obtemos:

$$P_R = N(f \operatorname{cos} \lambda + \operatorname{sen} \lambda) \quad (2.2)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_V = F + f N \operatorname{sen} \lambda - N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad (2.3)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{F}{\cos\lambda - f\sin\lambda} \quad (2.4)$$

Substituindo a última equação na equação de P_R , obtemos:

$$P_R = \frac{F(f\cos\lambda + \sin\lambda)}{(\cos\lambda - f\sin\lambda)} \quad (2.5)$$

Considerando que a tangente do ângulo de avanço é dada por:

$$\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m} \quad (2.6)$$

Então, dividindo a equação de P_R por $\cos\lambda$ tanto no numerador quanto no denominador teremos:

$$P_R = \frac{F(f + l/\pi d_m)}{(1 - f l/\pi d_m)} \quad (2.7)$$

Onde d_m é o diâmetro médio no qual ocorre contato entre as roscas e l é o avanço do parafuso.

Repetindo o procedimento anterior para um avanço de descida do parafuso temos o seguinte diagrama de corpo livre mostrado na Figura 2.6:

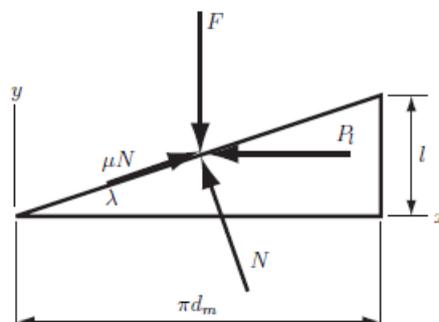


Figura 2.6 - Diagrama de Corpo Livre para Descida do Parafuso de Potência

Sendo F a força axial sobre o parafuso, f o coeficiente de atrito, N a força normal e P_L a força aplicada para gerar torque.

A equação para o equilíbrio de forças na horizontal é:

$$\sum F_H = -P_L - N \operatorname{sen} \lambda + f N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad (2.8)$$

De onde obtemos:

$$P_L = N(f \operatorname{cos} \lambda - \operatorname{sen} \lambda) \quad (2.9)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_V = F - f N \operatorname{sen} \lambda - N \operatorname{cos} \lambda = 0 \quad (2.10)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{F}{\operatorname{cos} \lambda + f \operatorname{sen} \lambda} \quad (2.11)$$

Substituindo a última equação na equação de P_L , obtemos:

$$P_L = \frac{F(f \operatorname{cos} \lambda - \operatorname{sen} \lambda)}{(\operatorname{cos} \lambda + f \operatorname{sen} \lambda)} \quad (2.12)$$

Fazendo as mesmas simplificações que no caso anterior:

$$P_L = \frac{F(f - l/\pi d_m)}{(1 + f l/\pi d_m)} \quad (2.13)$$

Após a determinação das forças necessárias para que haja a movimentação axial do parafuso é preciso fazer o cálculo dos torques que devem ser aplicados para a sua obtenção.

Tanto no caso da subida e da descida, considerando que as forças são tangentes ao corpo do parafuso, o torque é dado pelo produto entre a respectiva força e o raio médio do próprio parafuso:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \frac{(f + l/\pi d_m)}{(1 - f l/\pi d_m)} \quad (2.14)$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \frac{(f - l/\pi d_m)}{(1 + f l/\pi d_m)} \quad (2.15)$$

Sendo T_R o torque de subida e T_L o torque de descida, respectivamente.

Ainda no caso de descida do parafuso, temos que existe um valor crítico de atrito para o qual o torque é nulo, sendo que abaixo desse valor o parafuso desce sem a aplicação de qualquer momento. Se o valor fica acima do crítico, dizemos que o parafuso é autotravante.

Matematicamente, a condição para autobloqueio é:

$$\frac{F d_m}{2} \frac{(f - l/\pi d_m)}{(1 + f l/\pi d_m)} > 0 \quad (2.16)$$

Ou

$$f > l/\pi d_m = \tan \lambda \quad (2.17)$$

2.3.2 Cálculo de eficiência do parafuso de potência

A partir dos valores de torque é possível obter uma relação de eficiência (ε) para o parafuso na subida, considerando-a a seguinte razão:

$$\varepsilon = \frac{T_0}{T_R} = \frac{\text{torque ideal (sem atrito)}}{\text{torque necessário com atrito}} \quad (2.18)$$

Sabendo que o torque ideal é dado zerando-se o fator f .

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi} \quad (2.19)$$

Então,

$$\varepsilon = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} \quad (2.20)$$

2.3.3 Adição de um “colar” axial

Com a adição de um colar axial temos que ocorre uma redistribuição de forças e torques, sendo parte deles absorvidos pelo colar. Um modelo que ilustra a nova condição é mostrado a seguir:

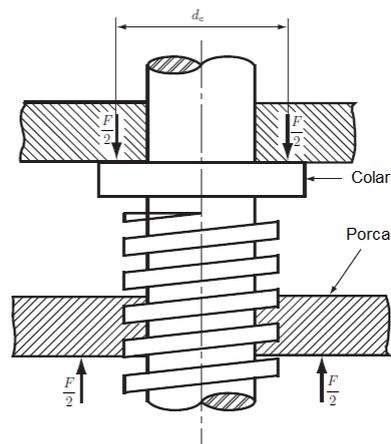


Figura 2.7 - Colar de empuxo (SHIGLEY, et al., 2005).

Como o torque se dá pelos efeitos de atrito, considera-se para efeito de cálculo que ele pode ser calculado como:

$$T_c = \frac{F f_c d_c}{2} \quad (2.21)$$

Sendo F a força axial no parafuso, f_c o coeficiente de atrito no colar e d_c o diâmetro nominal do colar. Para efeitos de cálculo, considera-se que o torque total é dado pelos valores T_R ou T_L mais o termo T_c .

2.3.4 Considerações sobre o atrito

No que diz respeito ao atrito entre o parafuso e a porca com uso de óleo lubrificante, temos que foram obtidos valores experimentais na faixa de $0,15 \pm 0,05$.

Já no caso do atrito entre um parafuso e um mancal de deslizamento temos que seu valor é aproximadamente o mesmo que para roscas de porcas e parafusos. Materiais comuns para combinações de mancal-pista são aço sobre bronze ou ferro fundido (FoFo).

Se for utilizado um mancal de elementos rolantes o valor para o coeficiente de atrito chega a 1/10 dos valores para mancais de deslizamento, tornando necessário o uso de freios que controlem a velocidade de operação do parafuso de potência.

Alguns valores para tensão de esmagamento/pressão superficial (p_b) e coeficientes de atrito (f) são mostrados nas tabelas a seguir:

Tabela 2.2 – Tensão de esmagamento (p_b) para pares porca-parafuso (SHIGLEY, et al., 2005).

Material do parafuso	Material da porca	p_b seguro psi	Rotação por minuto em pés por minuto (fpm)
Aço	Bronze	2500-3500	Baixa rotação
Aço	Bronze	1600-2500	10
	FoFo	1800-2500	8
Aço	Bronze	800-1400	20-40
	FoFo	600-1000	20-40
Aço	Bronze	150-240	50

Tabela 2.3 - Coeficientes de atrito f (SHIGLEY, et al., 2005).

Material do parafuso	Material da porca			
	Aço	Bronze	Latão	FoFo
Aço, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Aço, óleo de máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronze	0.08-0.12	0.04-0.06	-	0.06-0.09

Tabela 2.4 - Coeficientes de atrito para colares (SHIGLEY, et al., 2005).

Combinação	Em operação	Partida
Aço dúctil sobre FoFo	0.12	0.17
Aço duro sobre FoFo	0.09	0.15
Aço dúctil sobre bronze	0.08	0.10
Aço duro sobre bronze	0.06	0.08

2.3.5 Mecanismo de Operação para Rosca ACME

No caso de rosca ACME, temos que a força axial F precisa ser decomposta para saber a reação normal devido à presença do ângulo de hélice α . Nesse caso, como mostra a figura a seguir, a força normal ao filete deixa de ser N e passa a ser $N \cos \alpha$.

Uma ilustração dessa condição é mostrada na Figura 2.8.

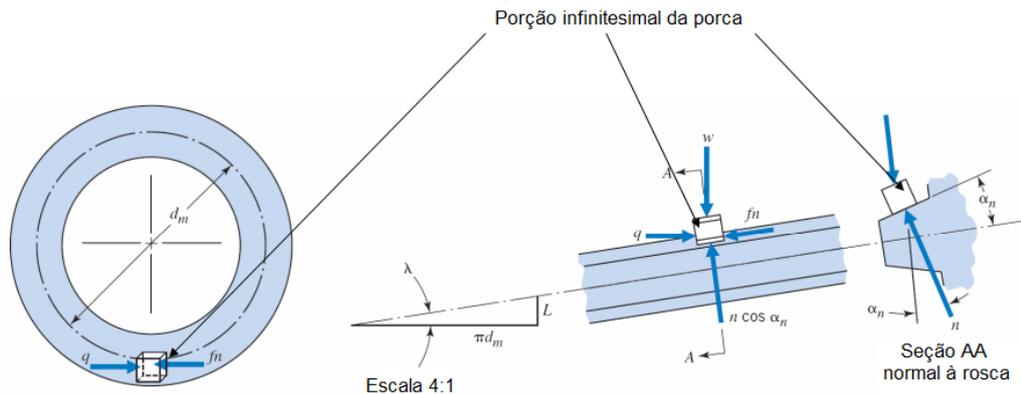


Figura 2.8 - Diagrama de forças para rosca ACME (JUVINALL, et al., 2008).

Reescrevendo as equações de equilíbrio para subida e descida temos:

Para subida:

$$\sum F_H = P_R - N \cos \alpha \sin \lambda - f N \cos \lambda = 0 \quad (2.22)$$

De onde obtemos:

$$P_R = N(f \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda) \quad (2.23)$$

A equação de equilíbrio para forças na vertical é:

$$\sum F_V = F + fN \sin \lambda - N \cos \alpha \cos \lambda = 0 \quad (2.24)$$

De onde obtemos N dado por:

$$N = \frac{F}{\cos \alpha \cos \lambda - f \sin \lambda} \quad (2.25)$$

Substituindo a última equação na equação de P_R , obtemos:

$$P_R = \frac{F(f \cos \lambda + \cos \alpha \sin \lambda)}{(\cos \alpha \cos \lambda - f \sin \lambda)} \quad (2.26)$$

Considerando que a tangente do ângulo de avanço é dada por:

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi d_m} \quad (2.27)$$

Então, dividindo a equação de P_R por $\cos \lambda$ tanto no numerador quanto no denominador e substituindo $\cos \alpha$ por $1/\sec \alpha$ teremos:

$$P_R = \frac{F(f + l/\pi d_m \sec \alpha)}{(1/\sec \alpha - f l/\pi d_m)} \quad (2.28)$$

Multiplicando numerador e denominador por $\pi d_m \sec \alpha$:

$$P_R = \frac{F(\pi d_m \sec \alpha + l)}{(\pi d_m - f l \sec \alpha)} \quad (2.29)$$

Obtendo o torque:

$$T_R = \frac{Fd_m (f\pi d_m \sec\alpha + l)}{2 (\pi d_m - fl \sec\alpha)} \quad (2.20)$$

Similarmente para a descida:

$$P_L = \frac{F(f\pi d_m \sec\alpha - l)}{(\pi + -fl \sec\alpha)} \quad (2.31)$$

$$T_L = \frac{Fd_m (f\pi d_m \sec\alpha - l)}{2 (\pi d_m + fl \sec\alpha)} \quad (2.32)$$

Nessas condições, para que ocorra autobloqueio temos que $T_L > 0$:

$$\frac{Fd_m (f\pi d_m \sec\alpha - l)}{2 (\pi d_m + fl \sec\alpha)} > 0 \quad (2.33)$$

Ou seja,

$$(f\pi d_m \sec\alpha - l) > 0 \quad (2.34)$$

Ou ainda:

$$f > \tan\lambda \cos\alpha \quad (2.35)$$

2.4 Cargas e tensões atuantes

Já vimos nos itens anteriores maneiras para se obter tanto as forças quanto os torques necessários para iniciar o movimento do parafuso de potência. No entanto, na análise de operação e até mesmo para critérios de falha o parâmetro mais comum de comparação é a tensão atuante no elemento mecânico.

Neste tópico serão abordadas algumas das tensões consideradas para cálculo de esforços sobre um parafuso de potência, tanto no corpo quanto nos filetes de rosca.

2.5 Tensões atuantes no parafuso

A partir de um diagrama de forças solicitantes é possível obter informações importantes sobre a geometria que determinam módulos de resistência como W_T , módulo de resistência à torção. Uma ilustração para os esforços sobre um parafuso de rosca quadrada é mostrada a seguir:

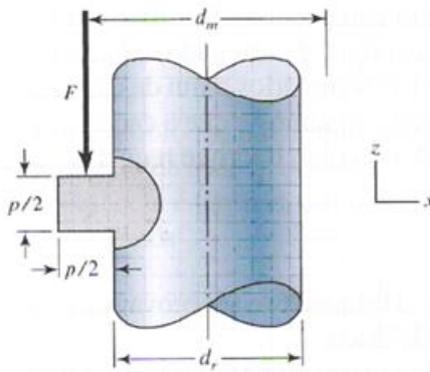


Figura 2.9 - Geometria da rosca quadrada útil, para identificação de tensões atuantes no corpo do parafuso e raiz de sua rosca (SHIGLEY, et al., 2005).

- **CÁLCULO DA TENSÃO DEVIDO À TORÇÃO NO CORPO**

Temos que o módulo de resistência à torção é dado por:

$$W_T = \frac{\pi d_r^3}{16} \quad (2.36)$$

Onde d_r é o diâmetro da raiz da rosca do parafuso.

Para o cálculo da tensão τ sobre o corpo do parafuso devido ao torque T aplicado para o movimento axial do mesmo temos que:

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (2.37)$$

- **CÁLCULO DA TENSÃO AXIAL NO CORPO**

Desconsiderando os efeitos compressivos de flambagem temos que a tensão axial no corpo, para uma força F de compressão, é dada pela seguinte equação:

$$\sigma = -\frac{F}{A} = -\frac{4F}{\pi d_f^2} \quad (2.38)$$

Utiliza-se o diâmetro de raiz para um cálculo mais conservador, uma vez que a área seria menor e a tensão maior. Dependendo da literatura é possível encontrar cálculos que levem em consideração o diâmetro médio, ao invés do diâmetro da raiz.

Caso seja considerado o efeito de coluna ou flambagem torna-se necessário recorrer aos seguintes equacionamentos inicialmente propostos por Johnson:

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{E\pi^2}{\left(L_e/\rho\right)^2} \quad (2.39)$$

Onde:

S_{cr} : tensão crítica imediatamente antes da flambagem

P_{cr} : carga crítica imediatamente antes da flambagem

E: módulo de elasticidade do material

L_e : comprimento da coluna sem apoio presa nas extremidades por pinos

ρ : menor raio de giração da coluna, dado por $\rho = \sqrt{I/A}$, I o momento de inércia de área da seção de área A

Uma maneira de reescrever a equação é substituir S_{cr} por $S_y/2$, S_y sendo a tensão de escoamento do material. Obtém-se assim um valor para L_e a partir de um dado ρ :

$$\frac{L_e}{\rho} = \left(\frac{2E\pi^2}{S_y} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.40)$$

- **CÁLCULO DA TENSÃO SUPERFICIAL NA ROSCA**

Considerando n_t o número de filetes acoplados, o diâmetro médio d_m e o passo p temos que a razão entre a força atuante F e as áreas de contato das roscas de perfil quadrado é dada por:

$$\sigma_B = -\frac{F}{\pi d_m n_t \frac{p}{2}} = -\frac{2F}{\pi d_m n_t p} \quad (2.41)$$

O sinal negativo indicando uma tensão compressiva e com F sendo o valor da força em módulo.

Shigley considera que n_t é 1 e que a força sobre o primeiro filete, considerado, é de 38% da força total, porcentagem essa obtida empiricamente.

- **CÁLCULO DA TENSÃO DE FLEXÃO NA ROSCA**

Para o cálculo da tensão de flexão considera-se que, conforme ilustrado na Figura 17, a força axial F está aplicada sobre o diâmetro médio d_m do parafuso que é a região de contato efetivo entre os filetes de rosca.

Para a rosca quadrada, o momento de inércia I pode ser dado pela seguinte equação:

$$\frac{I}{C} = \frac{\pi d_r n_t (p/2)^2}{6} = \frac{\pi d_r n_t p^2}{24} \quad (2.42)$$

Como o momento fletor é dado pelo produto entre a força F e o braço que, para a rosca quadrada, é $p/4$, temos que a tensão de flexão pode ser escrita como sendo:

$$\sigma_b = \frac{M}{I/C} = \frac{Fp}{4} \left(\frac{24}{\pi d_r n_t p^2} \right) = \frac{6F}{\pi d_r n_t p} \quad (2.43)$$

Sendo adotada a convenção de que os momentos que produzem tração na região superior e compressão na região inferior como sendo positivos.

- **CÁLCULO DA TENSÃO TRANSVERSAL DE CISALHAMENTO**

Considerando o cálculo da tensão transversal de cisalhamento, aplicada no centro da raiz da rosca devido à carga F é dada por:

$$\tau = \frac{3V}{2A} = \frac{3F}{2\pi d_r n_t \frac{p}{2}} = \frac{3F}{\pi d_r n_t p} \quad (2.44)$$

- **ANÁLISE DE TENSÕES POR VON MISES**

A partir dos valores de tensão obtidos é possível obter um outro, efetivo a partir do critério de Von Mises:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.45)$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2.46)$$

Sendo:

- $\sigma_x = \sigma_b = \frac{6F}{\pi d_r n_t p}$: tensão de flexão na rosca;
- $\sigma_y = 0$: tensão normal na direção y;
- $\sigma_z = -\frac{4F}{\pi d_r^2}$: tensão axial no corpo do parafuso;
- $\tau_{xy} = 0$: tensão de cisalhamento no plano xy;
- $\tau_{yz} = \frac{16T}{\pi d_r^3}$: tensão de cisalhamento no plano yz ou tensão devido à torção;
- $\tau_{xz} = 0$: tensão de cisalhamento no plano xz;

- σ_1 : tensão principal máxima;
- σ_3 : tensão principal mínima.

As tensões obtidas a partir do sistema de coordenadas da Figura 2.9, com a identificação das tensões ortogonais e normais de cisalhamento.

Para obter os fatores de segurança basta obter uma razão entre o valor de tensão de Von Mises σ' e um valor de referência para o material, para critérios de falha como o de Máxima Tensão ou Máxima Energia.

EXEMPLO 2.1 - Um parafuso de potência de diâmetro 3/8" – UNC – 2A/LH e rosca quadrada de duas entradas é utilizado em uma equipamento mecânico. A partir das tabelas determine o passo, o avanço, o diâmetro de raiz, o diâmetro médio, o ângulo de avanço e a área de tração desse parafuso.

Solução:

A partir da Tabela 1.4 obtemos os seguintes dados:

Passo: 24 roscas por polegada

$$p = \frac{1}{24} \approx 0,04167''$$

Avanço: O avanço é dado por $l = np$

$$\therefore l = 2 \cdot 0,04167'' = 0,08333''$$

Diâmetros:

Segundo a Figura 2.10, temos que os diâmetros de raiz e médio são dados a partir do diâmetro nominal d pelas seguintes equações:

$$d_r = d - \frac{p}{2} = 3/8'' - (0,04167''/2) \approx 0,3542''$$

$$d_m = d - \frac{p}{4} = 3/8'' - (0,04167''/4) \approx 0,3646''$$

Pela equação dada no rodapé da tabela, teríamos:

$$d_r = d - 1,299038p = 3/8'' - (1,299038 \cdot 0,04167'') \approx 0,3209''$$

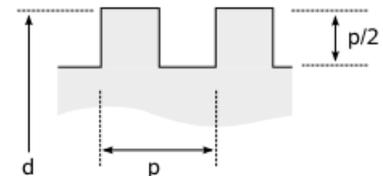


Figura 2.10 - Rosca quadrada

$$d_m = d - 0,6495p = 3/8'' - (0,6495 \cdot 0,04167'') \approx 0,3479''$$

A partir do triângulo do filete desenvolvido temos que a tangente do ângulo de avanço é dada por:

$$\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m} = \frac{0,08333''}{\pi \cdot 0,3646''} \approx 0,07275$$

$$\lambda \approx 4,161^\circ$$

Utilizando o valor de diâmetro médio da tabela:

$$\tan\lambda = \frac{l}{\pi d_m} = \frac{0,08333''}{\pi \cdot 0,3479''} \approx 0,07624$$

$$\lambda \approx 4,360^\circ$$

Área de tração:

Para o cálculo de área de tração podem ser utilizados os diâmetros médio e o de raiz, aplicados na seguinte equação:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,3646 + 0,3542}{2} \right)^2 \approx 0,1014 \text{ in}^2$$

Utilizando os valores da tabela temos:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{0,3479 + 0,3209}{2} \right)^2 \approx 0,0878 \text{ in}^2$$

Que é o valor presente na própria Tabela 1.4.

EXEMPLO 2.2 – Um parafuso de potência de rosca quadrada simples recebe uma potência de entrada de 3 kW à uma velocidade de 1 revolução por segundo. A rosca tem um diâmetro de 36 mm e um passo de 6 mm. O conjunto de rosca/porca são de aço duro e operam com lubrificação à óleo, enquanto que a base elevada é confeccionada em ferro fundido e compartilha um raio de fricção de 45 mm com o colar da rosca. Encontre o valor da força aplicada pelo parafuso de potência, bem como o valor da eficiência combinada do parafuso e do colar.

Segundo Juvinal (2008), o diâmetro médio da rosca é aproximadamente igual a:

$$d_m = \frac{d + d_r}{2} = \frac{36 + 30}{2} = 33 \text{ mm}$$

Além disso, temos que $l = p = 6 \text{ mm}$.

Das Tabela 2.3 e 2.4, obtemos valores aproximados de 0,14 e 0,09 para os coeficientes de atrito rosca/porca e colar/base.

Da equação 2.14 e 2.21, temos que:

$$T = \frac{33F}{2} \left[\frac{6 + \pi(0,14)(33)}{\pi(33) - 0,14(6)} \right] + \frac{0,09(90)}{2} F$$

$$= 7,34F \text{ N.m}$$

A velocidade em rad/s é dada por:

$$\omega = 2\pi n = 2\pi(1) = 2\pi \text{ rad/s}$$

A potência é relacionada ao torque por:

$$H = T\omega$$

Então:

$$T = \frac{3000}{2\pi} = 477 \text{ N.m}$$

Portanto:

$$F = \frac{477}{7.34} = 65.0 \text{ kN}$$

A eficiência total do sistema pode ser calculada a partir dos valores obtidos como segue:

$$\varepsilon = \frac{Fl}{2\pi T} = \frac{65,0(6)}{2\pi(477)} = 0,13$$

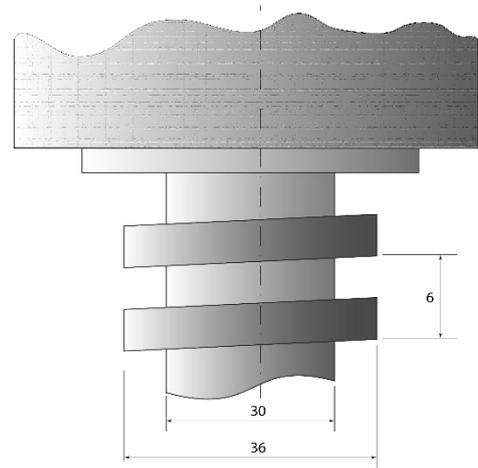


Figura 2.11 – Perfil do parafuso de potência para o exemplo 2.2.

2.6 Resumo

Resumindo os aspectos principais dos parafusos de potência, temos que são elementos de máquinas utilizados para mover cargas ou posicionar objetos de forma precisa. Possuem eficiência relativamente baixa devido às perdas por atrito, com exceção do caso de utilização de fusos de esferas, os quais necessitam de sistemas de freios que gerem o autotravamento, e necessitam de cálculos de flambagem, tensões principais e de flexão para eixos longos.

3 PARAFUSOS DE FIXAÇÃO

Os parafusos de fixação, diferentemente dos de transmissão como os parafusos de potência, são utilizados para garantir a junção de dois ou mais elementos. Podem ser escolhidos a partir de sua finalidade, tipo de rosca ou cabeça, resistência mecânica, resistência eletroquímica, peso, vida útil e custo. Podem também ser feitos de uma diversidade de materiais, como o aço, inox, alumínio, bronze, latão e polímeros. Alguns exemplos de parafusos, classificados segundo a finalidade, tipos de cabeça e tipos de fenda estão mostrados na Figura 3.1.

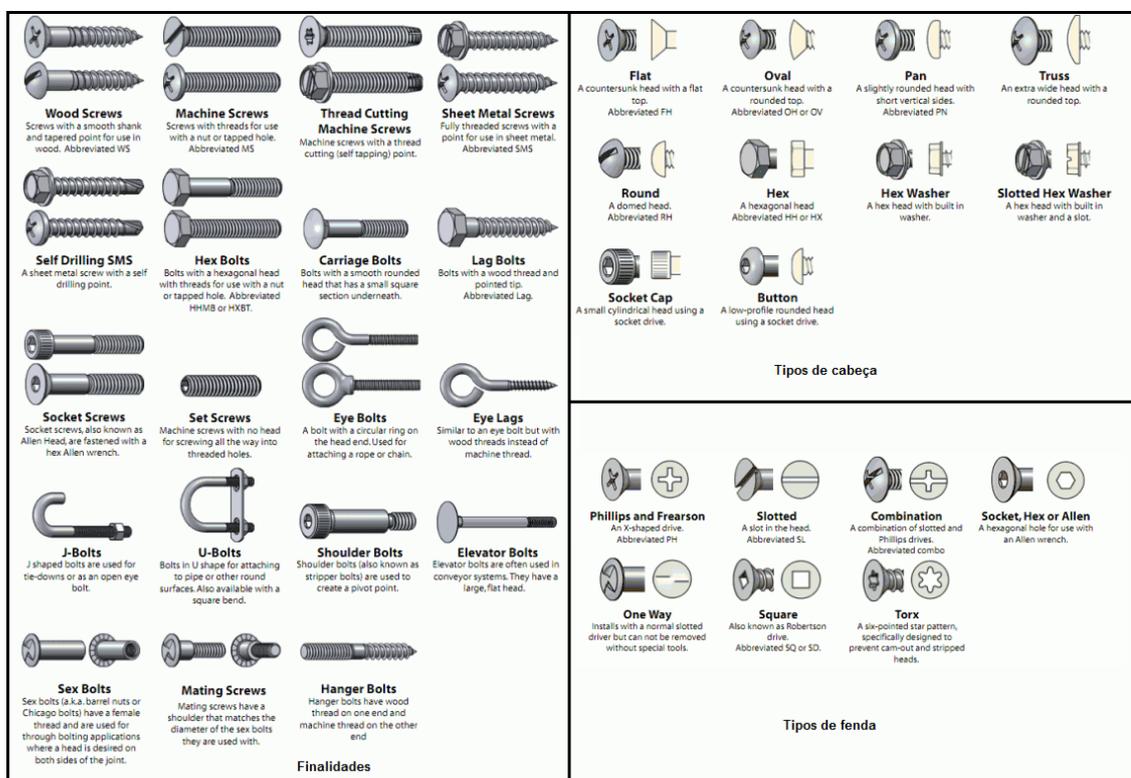


Figura 3.1 - Finalidades, tipos de cabeça e tipos de fenda para parafusos de fixação

3.1 Dimensões

Quanto às dimensões relevantes para o cálculo de esforços em parafusos de fixação, temos parâmetros semelhantes aos utilizados para parafusos de potência, como por exemplo, os diâmetros de passo (médio) e de raiz, dados respectivamente pelas seguintes equações:

- Para roscas da série unificada (UNS):

$$d_p = d - 0,649519/N \quad (3.1)$$

$$d_r = d - 1,299038/N \quad (3.2)$$

Sendo d o diâmetro nominal do parafuso e N o número de filetes por polegada.

- Para roscas métricas (ISO):

$$d_p = d - 0,649519 p \quad (3.3)$$

$$d_r = d - 1,226819 p \quad (3.4)$$

Sendo d o diâmetro nominal do parafuso e p o passo da rosca em mm.

Da mesma maneira que para parafusos de potência, a área de tração e a tensão axial são dados por:

$$A_t = \frac{\pi (d_p + d_r)^2}{4} e \sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (3.5)$$

Além das roscas trapezoidal (ACME) e quadrada, no caso de parafusos de fixação temos a utilização de roscas como a triangular e a whitworth, cujos parâmetros geométricos são mostrados na figura a seguir:

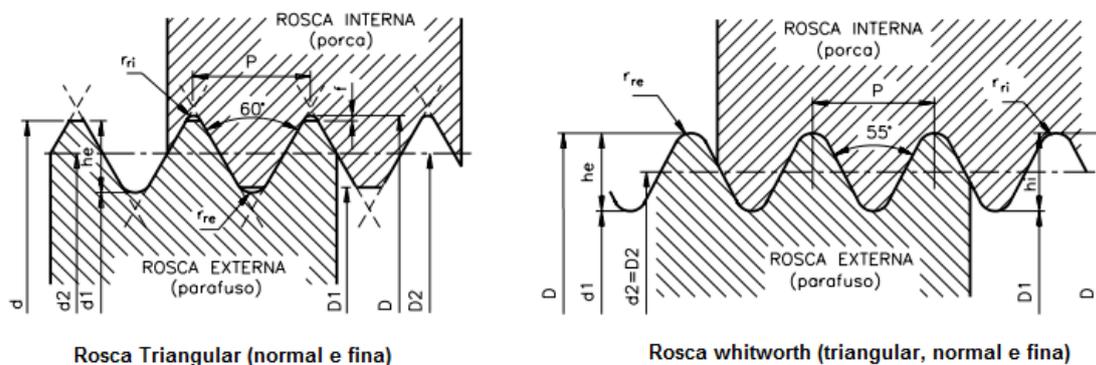


Figura 3.2 - Roscas triangular e whitworth

Na prática, para fazer uma medida direta de dimensões como passo, é possível utilizar um paquímetro, um relógio comparador ou também um instrumento específico denominado verificador de rosca, com lâminas que se ajustam aos filetes e possuem marcações de passos ou número de filetes por polegada. Exemplos de instrumentos são mostrados a seguir:

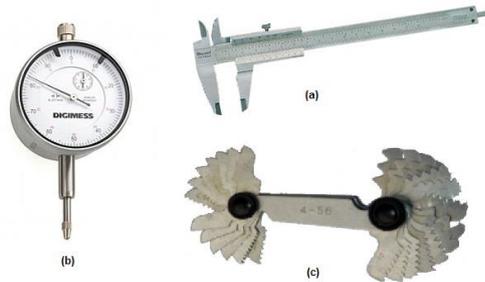


Figura 3.3 - (a) Paquímetro; (b) Relógio comparador; (c) Verificador de rosca

Alguns valores para os parâmetros de rosca são dados nas Tabela 3.1 e Tabela 3.2, para roscas unificadas e métricas respectivamente.

Outro parâmetro bastante importante para os cálculos com parafusos de fixação são os comprimentos, da parte lisa e roscada, que no caso do parafuso com porca são dados por:

- Para roscas da série unificada (UNS)

$$L_T = 2D + \frac{1}{4}'' \text{ se } L \leq 6'' \quad (3.6)$$

$$L_T = 2D + \frac{1}{2}'' \text{ para } L > 6'' \quad (3.7)$$

Tabela 3.1 - Dimensões Principais de Roscas de Parafusos Métricos (ISO) (NORTON, 2004).

Diâmetro Maior d (mm)	Roscas Grossas			Roscas Finas		
	Passo p mm	Diâmetro Menor d _r (mm)	Área de Tração A _t (mm ²)	Diâmetro Maior d (mm)	Passo p mm	Diâmetro Menor d _r (mm)
3.0	0.5	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	271.50
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	2.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Tabela 3.2 - Dimensões Principais de Roscas de Parafusos Unificados (UNS) (NORTON, 2004).

Série Grossa - UNC

Série Fina - UNF

Tamanho	Diâmetro Maior d (in)	Roscas por polegada	Diâmetro Menor d _r (in)	Área de Tração A _t (in ²)	Roscas por polegada	Diâmetro Menor d _r (in)	Área de Tração A _t (in ²)
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 ¼	1.250	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 ½	2.5000	4	2.1752	4.9340			
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.000	4	3.6752	11.0826			

- Para roscas métricas (ISO)

$$L_T = 2D + 6 \text{ se } L \leq 125 \text{ e } D \leq 48 \quad (3.8)$$

$$L_T = 2D + 12 \text{ para } 125 < L < 200 \quad (3.9)$$

$$L_T = 2D + 25 \text{ para } L \geq 200 \quad (3.10)$$

Onde L_T é o comprimento roscado e L é o comprimento total do parafuso.

Segundo Shigley (2005), o comprimento ideal de parafusos com porca é aquele no qual apenas uma ou duas roscas projetam-se da porca após o aperto.

3.2 Porcas, Arruelas e Obtenção de roscas

3.2.1 Porcas

Porcas são elementos utilizados em conjunto com os parafusos com função de garantir a junção entre elementos. Podem ser fabricadas em vários materiais metálicos e poliméricos e ter várias geometrias, sendo dois dos tipos mais utilizados, a porca-borboleta, como duas abas e de fácil aperto manual e remoção ou de travamento, como:

- Porca de aperto

É uma versão estreita da porca hexagonal padronizada, que em conjunto com esta permite o travamento do parafuso de fixação;

- Porca castelo

É uma porca com sulcos por onde são inseridos pinos, colocados ao longo de um furo passante para fins de travamento;

Outras porcas de travamento incluem também as com inserto de nylon, com adesivos, verniz e cápsulas de polímeros. Alguns exemplos são mostrados a seguir:



Figura 3.4 – (a) Porca borboleta; (b) Porca sextavada; (c) Porca de aperto; (d) Porca castelo; (e) Porca com inserto de nylon

Já as arruelas, são elementos planos com formato de anel que tem como objetivo aumentar o contato entre a cabeça do parafuso e a porca ou parte apertada. São em geral fabricadas de material dútil revestido de aço endurecido para que, durante o aperto entre as partes a força seja distribuída sobre uma área maior que da cabeça do parafuso ou da porca. Alguns exemplos de arruelas estão mostrados a seguir:

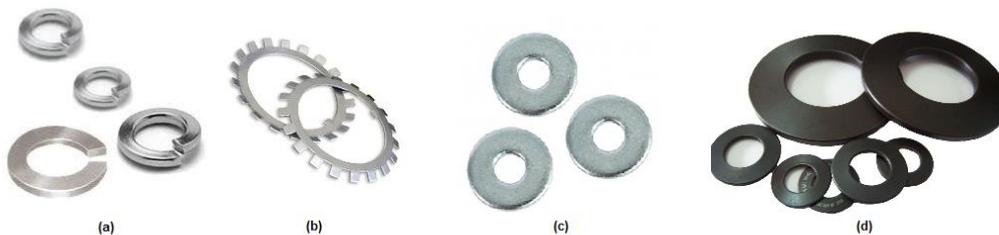


Figura 3.5 – (a) Arruelas de pressão; (b) Arruelas de trava; (c) Arruelas lisas; (d) Arruelas belleville

3.2.2 Obtenção de roscas

Quanto à fabricação temos que, conforme já abordado no capítulo 1, as roscas podem ser internas ou externas, sendo que seus principais métodos de obtenção são:

- Roscas internas: com uso de machos e torneamento com ferramentas de perfis específicos;
- Roscas externas: cossientes, usinagem e conformação por laminação.

Comparativamente, temos que para o último caso o processo de laminação possui vantagens sobre o processo de usinagem devido ao aumento

da resistência dos filetes de rosca, por criar arredondamento em suas cristas. Devido a isso, são proporcionadas tensões benéficas e alívio de concentração nessas regiões, além de menor perda de material, pelo processo de deformação plástica.

3.3 Resistência dos Parafusos Padronizados

Parafusos de máquinas devem ser escolhidos para suas respectivas aplicações estruturais ou em situação de carga variável com base na **Resistência de Prova (S_p)** definida pelos órgãos SAE, ASTM e ISO.

Essas instituições definem graus ou classes de parafusos dentro dos quais são especificados: material, tratamento térmico e resistência mínima de prova para o parafuso, sendo esta última obtida estatisticamente.

A resistência de prova (S_p) é a tensão sob a qual o parafuso ainda não apresenta deformações permanentes, e que está bem próxima da tensão de escoamento (S_y) do material.

Tais dados de tensões para cada material podem ser obtidos para as especificações SAE e ISO nas tabelas a seguir:

Tabela 3.3- Especificações SAE - Resistências de parafusos de aço (NORTON, 2004).

Grau SAE	Intervalo de Diâmetro Externo (in)	Resistência De Prova Mínima (kpsi)	Tensão de Escoamento Mínima (kpsi)	Tensão de Ruptura Mínima (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	Baixo ou médio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	Baixo ou médio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	Baixo ou médio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	Médio carbono, trefilado
5	0.25-1.0	85	92	120	Médio carbono, T&R*
5	1.125-1.5	74	81	105	Médio carbono, T&R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	Baixo carbono martensítico, T&R
7	0.25-1.5	105	115	133	Liga de médio carbono, T&R
8	0.25-1.5	120	130	150	Liga de médio carbono, T&R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	Baixo carbono martensítico, T&R

* Temperado e Revenido

Tabela 3.4 - Especificações do Sistema Métrico –Resistências de parafusos de aço (NORTON, 2004).

Número Da Classe	Intervalo de Diâmetro Externo (mm)	Resistência De Prova Mínima (MPa)	Tensão de Escoamento Mínima (MPa)	Tensão de Ruptura Mínima (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	Baixo ou médio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Baixo ou médio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Baixo ou médio carbono
6.8	M3-M36	600	660	830	Médio carbono, T&R*
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Médio carbono, T&R
10.9	M5-M36	830	940	1040	Baixo carbono martensítico, T&R
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	Liga, T&R

* Temperado e Revenido

3.4 Pré-Carga

A pré-carga é, como o próprio nome diz, uma carga aplicada anteriormente à utilização dos elementos fixados. Tem como objetivo fornecer um aperto inicial tal que dificulte a separação dos elementos unidos por meio de parafusos de fixação. Possui as seguintes vantagens de utilização:

- Para parafusos submetidos a cargas que tendem a separar componentes rígidos a pré-carga permite maiores tensões trativas nos elementos;
- Para condições de cisalhamento, quanto maior a pré-carga maiores são as forças de atrito que resistem ao movimento de escorregamento relativo;
- Para casos de fadiga, a pré-carga aumenta a rigidez dos componentes e diminui as tensões flutuantes.

Fisicamente, a pré-carga inicial (F_i) é a força de tração máxima que pode ser aplicada no parafuso de modo a não produzir uma deformação permanente, ilustrada na figura a seguir:

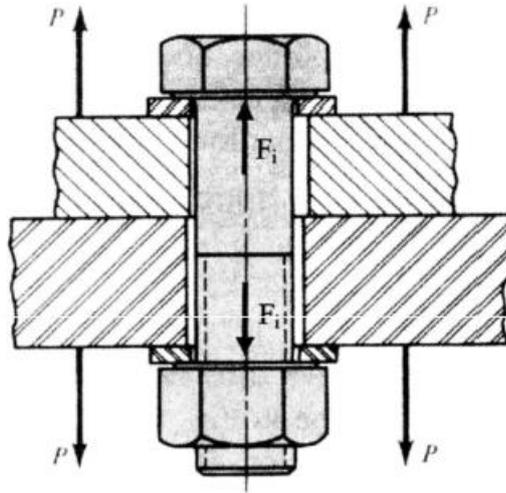


Figura 3.6 - Pré-carga inicial (F_i) em parafuso de fixação

Temos ainda que F_i é uma força menor que a força de tração aplicada, produzindo uma deformação permanente de 0,2% que define o limite de escoamento S_y .

A equação para F_i é dada por:

$$F_i = k_i A_t S_p \quad (3.11)$$

Onde k_i é uma constante variando entre 0.75 e 1, A_t é a área de tração e S_p é a resistência de prova.

No caso específico de carregamentos estáticos, a constante k_i pode ser substituída e a força torna-se:

$$F_i = 0.9 A_t S_p \quad (3.12)$$

3.4.1 Medidas de torque em parafusos de fixação

A correta aplicação de pré-carga é fundamental no projeto de parafusos e aplicada de maneira intensiva nas indústrias para fins de garantia do desenvolvimento de tensões no parafuso que adiem um afrouxamento da união.

Para que esse fim seja alcançado, torna-se necessário o estudo do controle de aplicação da pré-carga, com a determinação precisa do valor do torque a ser aplicado. No entanto, tem-se que esse cálculo pode ser bastante difícil, e para tentar obter um valor palpável são adotadas várias hipóteses.

No processo de torque, por exemplo, assume-se que o parafuso tem seu eixo perpendicular a todas as superfícies de fixação, ou seja, ele está livre dos esforços de flexão.

Outro aspecto relevante para a imprecisão das medidas é o fato de que, embora sejam requeridas as duas extremidades dos parafusos para obter o valor de torque nem sempre elas estão acessíveis.

Para contornar esse problema, em geral analisa-se primeiramente a deformação do parafuso, a qual se relaciona com o torque e é possível de monitorar, calcular e medir.

- Método analítico de análise de deformação

Caso o comprimento global de um parafuso de máquina possa ser medido, a alongação (δ) do parafuso decorrente da pré-carga pode ser obtido a partir da seguinte relação:

$$\delta = \frac{F_i l_t}{A_t E} \quad (3.13)$$

Sendo F_i a pré-carga inicial, l_t o comprimento roscado do parafuso, A_t a área de tração e E o módulo de elasticidade do material, sendo essa δ a deformação obtida a partir da relação constitutiva para barras uniaxiais:

$$\sigma = E \delta \quad (3.14)$$

Sendo σ a tensão aplicada ao longo do eixo. Determinando que a deformação não chegue aos 0.2% referentes ao escoamento (S_y), é possível obter então a pré-carga necessária que deve ser aplicada e, portanto, o torque inicial.

- Medição

Conhecido o valor máximo de alongação, é possível fazer seu monitoramento enquanto a pré-carga está sendo aplicada, medindo-a com aparelhos como o micrômetro antes e depois do aparafusamento com a porca ou um medidor eletrônico de comprimento, o qual monitoraria a alongação do parafuso até que este obtivesse o comprimento necessário.

Dependendo do grau de precisão, pode-se utilizar também transdutores ultrassônicos, capazes de medir as alterações no comprimento do parafuso após o aperto, extensômetros e LVDTs que meçam deslocamento ou strain-gauges que obtenham direto valores de deformação a partir de resistores internos.

Em caso de utilização de ferramentas como a chave de torque, é possível controlar o torque direto em vez da alongação, limitando a rotação ao limite de escoamento do material com software de monitoramento. Algumas chaves de torque possuem até mesmo um visor digital para controle do torque aplicado tanto à porca quanto ao parafuso, tendo, porém, um erro de 30%.

Tal erro pode ser minimizado pela metade com a lubrificação das roscas, mas ainda assim é considerável e pode influenciar em um afrouxamento precoce ou à deformação permanente dos filetes de rosca. Outras chaves de torque, como a pneumática de impacto, seriam mais adequadas por ser calibrável para um nível pré-determinado de torque, a partir do qual ela para de girar.

No entanto, em caso de disponibilidade de uma chave manual a aplicação de torque com o giro da porca deve ser feito até que se obtenha firmeza no aperto (aperto confortável), requerindo a contagem do número de voltas aplicado. A partir dessa condição, desenvolve-se apenas tração útil na junção, sendo considerada uma prática considerada de baixo risco.

Alguns exemplos dos instrumentos supracitados estão mostrados a seguir:

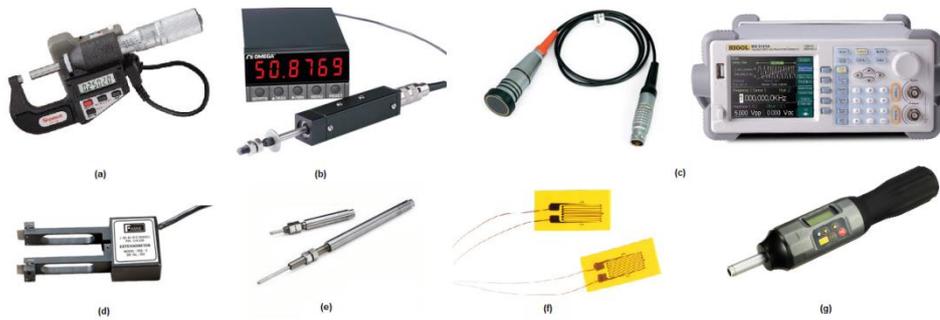


Figura 3.7 - (a) Micrômetro; (b) Medidor de Deslocamento; (c) Transdutor de ultrassom e osciloscópio; (d) Extensômetro; (e) LVDT; (f) Strain Gauge; (g) Chave de Torque com visor digital.

Outra maneira de fazer o controle, sem a análise de deformação e medida de torque é utilizar uma arruela do tipo belleville, pois para determinado aperto ela deixa de ter seu formato trapezoidal em perfil para se tornar uma arruela plana depois de comprimida devido à pré-carga. De maneira similar, arruelas indicadoras de carga também ao sofrerem compressão são achatadas até ficarem planas, conforme ilustrado:



Figura 3.8 - Arruela de Belleville e Arruela indicadora de carga

3.4.2 Controle de Pré-Carga

Foi discutido no item anterior um pouco a respeito dos métodos de medição do torque aplicados na prática. Para que tais mecanismos de controle sejam feitos, no entanto, é necessário que sejam efetuados os cálculos de estimativa do torque necessário a partir do valor de uma pré-carga inicial.

Em alguns casos específicos, como o de parafusos de cabeça hexagonal, recomenda-se que, para apertos manuais, seja realizada uma volta de 180° a

partir da posição de aperto confortável do conjunto porca-parafuso. Trata-se de uma medida prática, porém não muito precisa dependendo de quão crítica é a região da junção na qual o torque se aplica.

Considerando a formulação desenvolvida no capítulo 2 para parafusos de potência, temos que o torque de elevação pode ser estimado como:

$$T = \frac{F_i d_m}{2} \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{l - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + \frac{F_i f_c d_c}{2} \quad (3.15)$$

Onde:

- F_i = Pré-carga inicial;
- d_m = Diâmetro médio;
- λ = Ângulo de avanço;
- l = Avanço;
- α = Ângulo de hélice;
- f_c = Coeficiente de atrito do colar;
- d_c = Diâmetro nominal do colar.

Para o caso de uma arruela de porca hexagonal, temos que seu diâmetro d_c é dado por 1.25 vezes a largura entre as faces opostas, que equivale a 1.25 vezes o diâmetro nominal:

$$d_c = 1.25d \quad (3.16)$$

Substituindo o valor encontrado na equação de torque, teremos:

$$T = \left[\frac{d_m}{2d} \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{l - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0.625 f_c \right] F_i d \quad (3.17)$$

A equação acima pode ser simplificada, admitindo que a geometria do parafuso e os coeficientes de atrito para o parafuso e para o colar não sejam alterados. Dessa maneira, é possível definir um coeficiente de torque K, tal que:

$$T = K F_i d \quad (3.18)$$

Ou seja,

$$K = \frac{d_m}{2d} \left(\frac{\tan\lambda + f \sec\alpha}{1 - f \tan\lambda \sec\alpha} \right) + 0.625f_c \quad (3.19)$$

Temos que quanto aos parâmetros do coeficiente K o atrito depende do acabamento superficial. No entanto, é possível estabelecer um valor médio, de modo que $f = f_c = 0.15$, a partir de dados experimentais.

A partir de n ensaios experimentais de análise da distribuição de pré-carga (F_i) em parafusos com porca lubrificados e sem lubrificação, para determinada faixa de valores de torque foi constatado que, independentemente do tamanho dos parafusos, porcas e da série à qual pertencia o coeficiente apresentava um valor médio de $K \approx 0.208$.

De maneira aproximada, então, o torque pode ser reescrito como sendo:

$$T = 0,21F_i d \quad (3.20)$$

Algumas exceções para o coeficiente de torque K são mostrados na tabela a seguir:

Tabela 3.5 – Coeficiente de torque para diferentes condições de acabamento do parafuso

Condição do parafuso com porca	K
Não metalizado (chapeado) acabamento negro	0.30
Zincado	0.20
Lubrificado	0.18
Chapeado com Cádmió	0.16
Com porcas de agarramento	0.09

3.4.3 Considerações sobre o processo de aplicação do torque

Quanto à efetividade da pré-carga, temos que ela pode ser perdida por desgaste e corrosão das superfícies em contato, ou também por esmagamento

de camadas superficiais e degradação de propriedades devido ao surgimento de microtrincas.

Neste último caso, temos o fenômeno de relaxação das tensões, que ocorre no período de vida útil da união parafusa e envolve altas rotações e vibrações, como, por exemplo, em aplicações como motores a jato, reatores nucleares e máquinas rotativas.

Uma das maneiras de visualizar este efeito é com o uso do Círculo de Mohr, o qual indica as tensões principais axiais e cisalhantes que atuam no parafuso nas situações de carregamento (a) durante o aperto e (b) após o aperto:

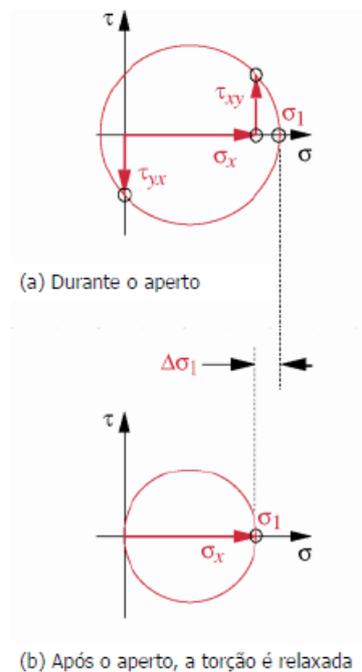


Figura 3.9 - Círculos de Mohr (a) durante o aperto e (b) Após o aperto (NORTON, 2004).

É notável pela figura a contração do círculo de Mohr, com a tensão principal σ_1 tendendo à máxima tensão trativa axial σ_x .

Para contornar o problema de relaxação, uma alternativa é utilizar parafusos fabricados com ligas especiais, próprios para temperaturas elevadas e que sejam reapertados periodicamente.

3.4.4 Fatores importantes relacionados com o afrouxamento das roscas de parafusos e porcas

No que diz respeito ao afrouxamento, alguns fatores devem ser levados em conta, tanto quanto à geometria, quanto à carga, e demais características do material e do operacional da junção. Alguns dos principais fatores são listados a seguir:

- a) Quanto maior o ângulo de avanço, maior a tendência ao afrouxamento. A exemplo, roscas mais grossas afrouxam mais do que as roscas de série fina;
- b) Superfícies dúcteis ou irregulares tendem a promover uma leve deformação plástica, que reduz o torque inicial e pode acelerar a perda de contato;
- c) Um torque elevado implica em uma força de atrito maior para ser vencida, atrasando o afrouxamento da porca ou do parafuso;
- d) Tratamentos superficiais e condições operacionais tendem a aumentar o coeficiente de atrito e propiciar um aumento da resistência ao afrouxamento.

3.5 Pré-Carga: Rigidez dos Elementos

Uma das aplicações primárias do par parafuso-porca é fazer a junção entre duas peças e suportar cargas aplicadas de modo que o parafuso esteja sempre tracionado, comprimindo as duas partes unidas. Exemplos de aplicações estão em estruturas aeronáuticas, civis, navais, vasos de pressão e flanges para blocos de motores.



Figura 3.10 - Exemplos de aplicações de parafusos de fixação

Nessa condição, o diagrama de esforços pode ser representado conforme a figura a seguir:

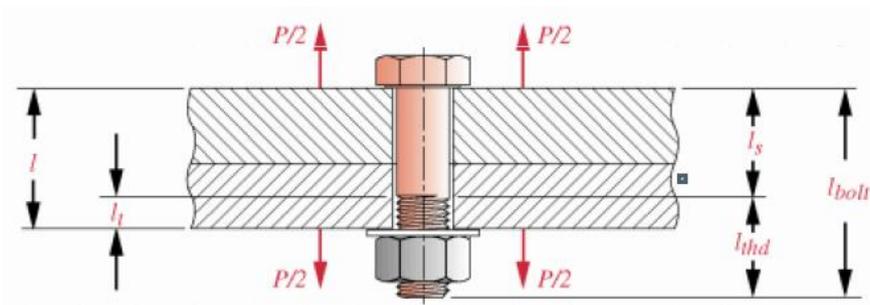


Figura 3.11 - Montagem parafusada sob esforço de tração (NORTON, 2004).

Sendo:

- l = Espessura da junção;
- l_{bolt} = Comprimento do parafuso;
- l_{thd} = Comprimento da rosca do parafuso;
- l_s = Comprimento da porção lisa do parafuso;
- l_t = Comprimento da porção roscada dentro do furo;
- P = Carga aplicada.

Em geral, costuma-se aplicar uma pré-carga suficiente para que a tensão se aproxime da resistência de prova (S_p), as quais podem ser aplicáveis segundo os seguintes critérios:

- Para montagens carregadas estaticamente (cargas monotônicas) pode-se aplicar um torque que gere tensões de até 90% da S_p ;
- Para montagens carregadas dinamicamente (cargas de fadiga) pode-se aplicar um torque que gere tensões de até 75% da S_p .

Se os parafusos não estiverem sujeitos a defeitos de fabricação como erros de dimensionamento, bolhas, acabamento superficial ruim ou microtrincas é pouco provável que eles venham a falhar ou romper, seja durante o aperto ou durante o serviço.

Resumidamente, temos que o comportamento do parafuso durante a pré-carga pode ser explicado a partir da ilustração a seguir:

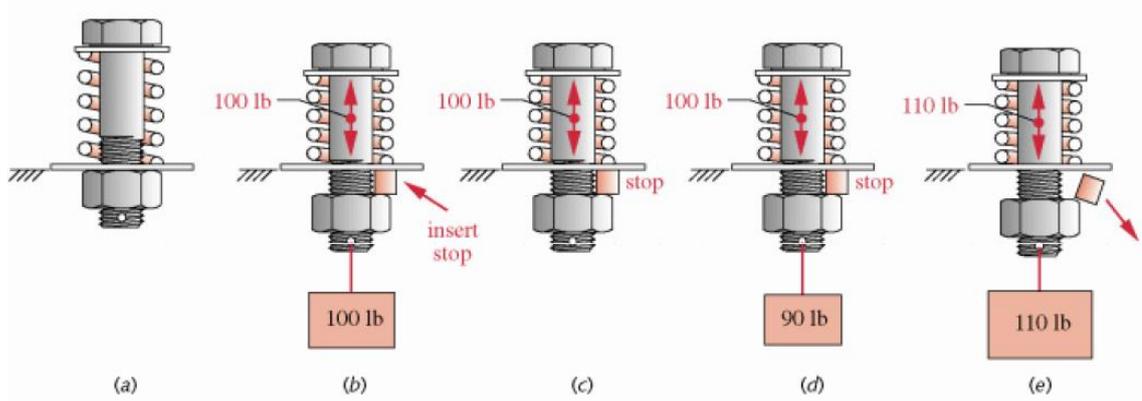


Figura 3.12 - Pré-carregamento de uma união parafusada (NORTON, 2004).

Seguindo a sequência, temos que em (a) o parafuso está tracionado pelo material a ser unido, representado por uma mola de compressão, e é utilizado com o auxílio de uma porca. Nesta situação, o parafuso comprime a mola e é por ela tracionado a partir do aperto com a porca.

Em (b), temos que é colocado um calço entre a porca e a superfície da junta para gerar uma força trativa de 100 lbf no parafuso, devido à reação da mola comprimida. Esse calço funciona basicamente como o torque de pré-carga, que ajuda o parafuso a se manter tracionado, e mostra como estaria a junta comprimida. Em (c) é possível visualizar a situação do parafuso com a pré-carga.

Em (d), temos a aplicação de uma carga de 90 lb de tração sobre a junta, tendendo a fazê-la separar. Como a junta está submetida a uma carga de compressão de 100 lbf, devido à pré-carga, uma carga trativa de 90 lbf não é capaz de fazer o parafuso se soltar, mantendo ainda uma certa compressão sobre a junção.

Já em (e), temos uma carga aplicada maior que a pré-carga, com 110 lbf, agora tracionando o material de tal forma que ele não consegue ser mais segurado pelo parafuso, e este afrouxa e fica solto como é ilustrado pelo calço que deixa de ser comprimido e cai. Nesta situação o parafuso recebe toda a carga aplicada.

Um exemplo de aplicação para esta situação seria a fixação de um cilindro de seção transversal e comprimento conhecidos, conforme ilustrado a seguir:

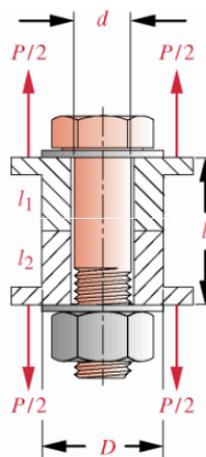


Figura 3.13 - Parafuso pré-carregado comprimindo um cilindro, que é submetido a cargas externas (NORTON, 2004)

Para um controle eficiente da pré-carga aplicada em intervalos regulares é necessário que se observe os esforços, deflexões e tensões solicitantes no material e no parafuso durante o torque inicial e após a aplicação de carga externa.

3.5.1 Cálculo de rigidez dos elementos

Considerando a analogia feita anteriormente entre o material do membro unido e uma mola temos que tanto o deslocamento quanto a força de pré-carga necessários para garantir a junção podem ser calculados pela formulação de Hooke para o regime elástico. Assim, a constante de mola de uma barra em tração, como é o caso do parafuso, é dada pelos seguintes equacionamentos:



Figura 3.14 – Parafuso sob carregamento estático

$$\delta = \frac{Fl}{AE} \quad (3.21)$$

E, a partir da lei de Hooke que relaciona forças e deslocamentos, torna-se possível obter o módulo de Young para a barra:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} \quad (3.22)$$

No caso da união parafusada, temos que a mesma pode ser considerada como um material híbrido cujas constantes de mola se combinam em série. Dessa maneira, o valor da flexibilidade elástica $1/k$ para a união é dado por:

$$\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (3.24)$$

Sendo que i é um índice que indica o material integrante do conjunto, variando de 1 a n materiais.

Para o caso do parafuso, substituindo a equação de rigidez para uma barra no somatório, temos que:

$$\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} = \frac{l_1}{A_1 E_1} + \frac{l_2}{A_2 E_2} + \dots + \frac{l_n}{A_n E_n} \quad (3.24)$$

Considerando que o parafuso tem módulo elástico E_b constante e apenas dois comprimentos, o roscado l_t e o liso l_s que se associam respectivamente às áreas de tração A_t e total A_b do parafuso, temos que:

$$\frac{1}{k} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l - l_t}{A_b E_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l_s}{A_b E_b} \quad (3.25)$$

Para um material de junta cilíndrico como mostrado na Figura 31, temos que a área pode ser substituída nas equações conforme mostrado a seguir:

$$\frac{1}{k_m} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} = \frac{l_1}{A_{m1} E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} E_2} + \dots + \frac{l_n}{A_{mn} E_n} \quad (3.26)$$

$$\frac{1}{k_m} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} = \frac{4l_1}{\pi D_{ef1}^2 E_1} + \frac{4l_2}{\pi D_{efs}^2 E_2} + \dots + \frac{4l_n}{\pi D_{efn}^2 E_n} \quad (3.27)$$

Com:

- k_m = Rigidez elástica do membro;
- l = Comprimento do material que compõe uma das partes unidas;
- D_{ef} = Diâmetro efetivo da área considerada para cada material.

Considerando que o material das duas partes da junção é o mesmo, a equação torna-se:

$$k_m = \frac{A_m E_m}{l} \quad (3.28)$$

Onde A_m é a área efetiva do material submetido às tensões de compressão e cisalhamento, sendo substituída pelo “cone frustum” (tronco de pirâmide) que será apresentado mais adiante. Se A_m for definido como um cilindro sólido com diâmetro efetivo D_{ef} , a equação para k_m se torna:

$$k_m = \frac{\pi D_{ef}^2 E_m}{4 l} \quad (3.29)$$

3.6 Pré-carga em uniões sob tração: carregamento estático

Um esquema para compreensão dos fenômenos que ocorrem em relação à variação de pré-carga e deslocamento após a aplicação de pré-carga inicial e durante o carregamento estático está ilustrado Figura 3.15:

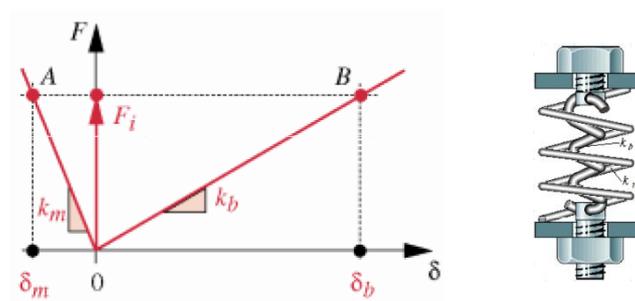


Figura 3.15 - Força de pré-carga e deflexões iniciais no parafuso e na junção (NORTON, 2004)

Observa-se que para determinada pré-carga (F_i) aplicada as deflexões iniciais impostas ao parafuso e ao material de junção são diferentes. Para o parafuso, com maior deflexão inicial o valor para a rigidez k_b é positivo, o que indica que com maiores F_i maiores são as deflexões, o oposto ocorrendo com o membro, já que para maiores forças menores são seus deslocamentos.

Além disso, analisando as inclinações das curvas temos que para o material a rigidez elástica k_m é maior que a rigidez k_b do parafuso, que ocorre devido ao fato do membro da junção ser bem mais extenso. Considerando que ambos

estão submetidos ao mesmo carregamento, temos que o parafuso sofre maiores deslocamentos que o material, que é o esperado das junções.

Após a pré-carga, com a aplicação de uma força externa surgem deslocamentos adicionais tanto ao membro quanto ao parafuso, que são iguais enquanto a pré-carga estiver atuante. Caso contrário, isso implicaria em uma força no membro maior que o valor da pré-carga que ocasionaria o rompimento da mesma. Tal situação de aplicação de uma força externa F é mostrada a seguir:

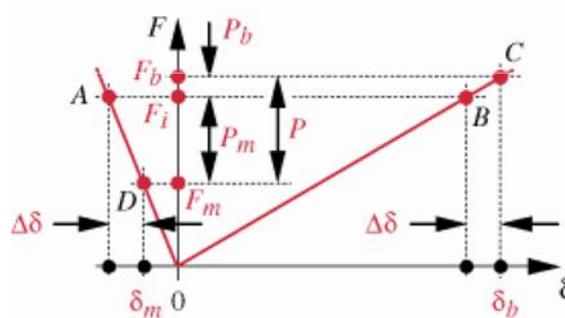


Figura 3.16 - Carga x Deslocamento e forças resultantes no parafuso e membro

Como o membro está inicialmente comprimido devido à pré-carga, temos que com a aplicação de uma carga P trativa, ou seja, tentando separar a junção, reduz a força no membro de um valor P_m . Assim, o membro sai da condição A para uma condição D , em que a força de tração é F_m .

O parafuso, por sua vez, já estava tracionado por causa da pré-carga, e com a aplicação da carga P fica mais tracionado ainda. Dessa maneira, ele passa de um estado B para um estado C , no qual a força solicitante aumenta de um valor P_b .

Nota-se então que a carga aplicada P é dividida em duas componentes: P_m , absorvida pelo material, e P_b , absorvida pelo parafuso. Isto é:

$$P = P_m + P_b \quad (3.30)$$

De acordo com a nova situação para o membro, temos que a nova carga que passa a atuar no estado D é:

$$F_m = F_i - P_m \quad (3.31)$$

Similarmente, para o parafuso temos que a carga de tração no estado C é:

$$F_b = F_i + P_b \quad (3.32)$$

Retomando a analogia da mola para tentar entender o que acontece após a pré-carga, temos que quando ela é aplicada é como se a “mola” do material fosse “enrolada para cima”, ou seja, comprimida. Deste modo, quaisquer cargas aplicadas de valor menor que da pré-carga são suportadas parcialmente pelo “desenrolar” dessa mola.

No caso da rigidez do material ser maior do que a rigidez do parafuso, é o material que suportará a maior parte da carga aplicada, sendo que o parafuso receberá pouca carga ($F_b < F_m$) a não ser a de pré-carregamento. É por este motivo que, se o parafuso não falhar devido à pré-carga que é bem maior, dificilmente ele falhará em serviço, no qual as cargas são menores.

O parafuso só irá passar a suportar o valor integral da carga P quando ela for o suficiente para que a componente P_m exceda a pré-carga F_i e a “mola” do material não resista à tração, causando a separação da junta. Esta é a razão pela qual as pré-cargas constituem uma porcentagem tão elevada da resistência de prova do parafuso: compartilhamento máximo da capacidade de cargas do par.

3.6.1 Constante de rigidez da união C, P_m , P_b , F_m e F_b

Para evitar que o parafuso acabe sendo submetido a esforços maiores que sua resistência permite e para que haja transferência efetiva da carga aplicada diretamente aos membros, que têm maior rigidez, torna-se necessário o cálculo da parcela de absorção da carga externa pelo parafuso, P_b .

A partir dos gráficos de força versus deslocamento (ver Figura 3.16) é possível primeiramente relacionar a matriz ou membro com o parafuso a partir da variação de deslocamento $\Delta\delta$ que é igual para ambos:

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (3.33)$$

Destas igualdades, isolamos P_m :

$$P_m = \frac{k_m}{k_b} P_b \quad (3.34)$$

Substituindo este valor na equação 3.27, podemos isolar P_b :

$$P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} P \quad (3.35)$$

Desta maneira, temos que a fração de carga imposta ao parafuso devido à aplicação de uma carga externa P é dada por uma relação linear do tipo:

$$P_b = CP \quad (3.36)$$

Onde C é denominado constante de rigidez da união ou constante da união.

Similarmente, temos que é possível obter uma expressão linear para a fração de carga absorvida pelo membro:

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} P \quad (3.37)$$

Relacionando a carga P_m com a constante C :

$$P_m = (1 - C)P \quad (3.38)$$

Deste modo, temos que as forças que estarão atuantes após a aplicação da carga externa P podem ser dados em função desta como segue:

$$F_m = F_i - (1 - C)P \quad (3.39)$$

e

$$F_b = F_i + CP \quad (3.40)$$

3.6.2 Carga de separação

Uma vez calculados os esforços aplicados sobre os elementos, tanto o parafuso quanto o membro, pode-se determinar então a carga aplicada que leva à separação da junta e o fator de segurança da montagem.

Como na separação o material deixa de absorver qualquer parte da carga, sua nova carga será $F_m=0$ e, portanto:

$$F_m = F_i - (1 - C)P = 0 \quad (3.41)$$

$$\therefore P_0 = \frac{F_i}{1 - C} \quad (3.42)$$

Onde P_0 é a carga de ruptura da junção.

Assim, relacionando a carga aplicada e a carga de ruptura pode-se obter um coeficiente de segurança de separação da junta $n_{separação}$, dado por:

$$n_{separação} = \frac{P_0}{P} = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (3.43)$$

3.6.3 Rigidez efetiva da junta

Para simplificação dos cálculos de esforços nos parafusos submetidos a carregamento estático, considerou-se que a área da seção transversal do membro era equivalente a um cilindro de pequeno diâmetro D_{ef} .

No entanto, na prática, a união de dois ou mais materiais com parafusos é feita dentro de um meio contínuo que se estende significativamente além da região de influência do parafuso.

Normalmente, a distribuição de parafusos sobre uma flange, por exemplo, é um círculo formado a partir das linhas de centro dos parafusos (círculo de parafusos). Nessas montagens as uniões parafusadas possuem um número de parafusos distribuídos em sua superfície.

O novo problema passa a ser então estabelecer qual a quantidade de material da junta, durante o aperto, que deve ser incluída no cálculo da rigidez do membro k_m para se estabelecer o fator de rigidez da junta C corrigido.

Ao longo do final do século XX foram desenvolvidas várias pesquisas para analisar qual o volume sob tensão de compressão da junta, uma vez que a distribuição de tensões após o aperto com o parafuso adquiria uma geometria complexa.

A partir de registros de (ITO, et al., 1979) pesquisador que aplicou técnicas de ultrassom para determinar a distribuição de pressão na interface entre os membros, notou-se que:

- A tensão de compressão no material permanece elevada até cerca de 1.5 vezes o raio do parafuso, que era um comportamento esperado, e diminui à medida que se afasta radialmente da linha de centro do parafuso;
- A certa distância lateral da linha de centro a tensão compressiva na interface da junta se reduz a zero. A partir desse ponto, a união deixa de suportar quaisquer esforços de tensão trativa, ou seja, ocorre a separação das partes.

A Figura 3.17 apresenta a distribuição de tensões em uma junta sanduíche de dois materiais, unidos por um parafuso pré-carregado:

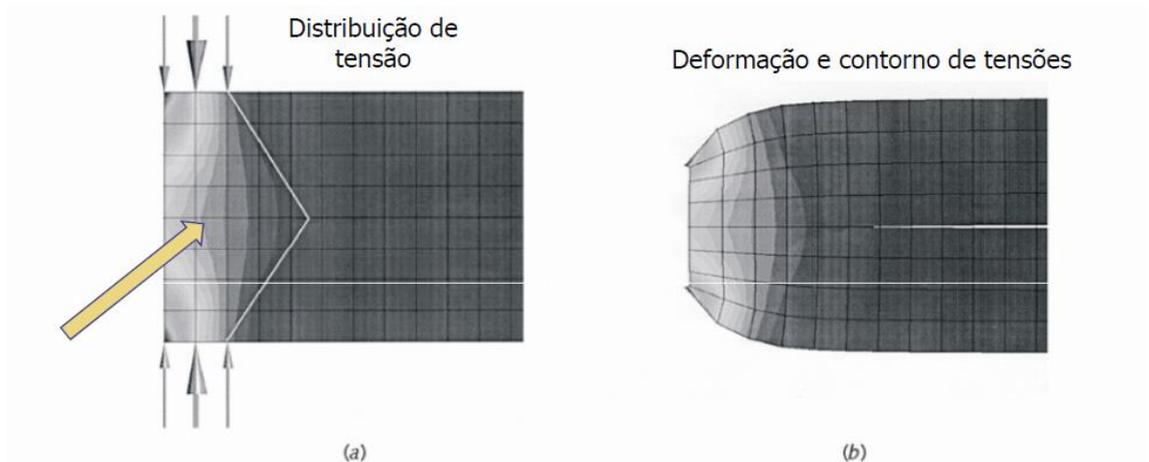


Figura 3.17 - Análise por elementos finitos da distribuição de tensões dentro da região de aperto com um parafuso de fixação (MACKLIN, et al., 1994), (HOULE, 1995).

Esse mesmo pesquisador sugeriu também o método de cone de pressão de Rotcher para os cálculos de rigidez com ângulo de cone variável (complexo) e ângulo de cone fixo. Tal cone seria a aproximação para a distribuição de tensões ao redor da interface parafuso-membro.

A partir de simulações numéricas, obtiveram-se indicações de que um cone que formasse um ângulo $\phi = 30^\circ$ em relação à superfície do membro seria uma aproximação razoável para o volume de material tensionado, mesmo com espessuras diferentes para cada membro da junção. Tal situação é ilustrada na figura a seguir:

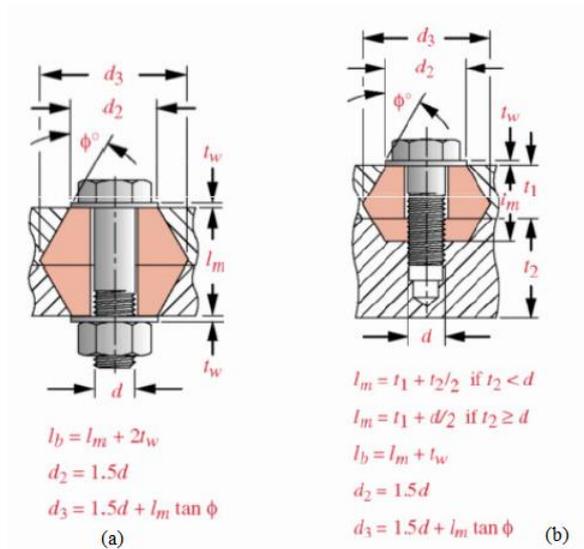


Figura 3.18 - Estimativa do material comprimido por um parafuso com porca e parafuso de máquinas, pelo método de cone-frustum (**NORTON, 2004**).

No caso de parafusos sem porca, são as primeiras roscas da união que recebem a maior parte da carga atuante. Deste modo, para o cálculo da área efetiva que suporta as tensões considera-se somente parte de seu comprimento.

Assim, a área efetiva A_m simplificada da seção cônica do cone frustum será:

$$A_m \cong \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (3.44)$$

Onde d_2 é o maior diâmetro da cabeça do parafuso, d_3 é o diâmetro máximo de influência do cone e d o diâmetro nominal do parafuso. Tal valor de área efetiva substitui os valores A_{mi} utilizados anteriormente na seguinte equação:

$$\frac{1}{k_m} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} = \frac{l_1}{A_{m1}E_1} + \frac{l_2}{A_{m2}E_2} + \dots + \frac{l_n}{A_{mn}E_n} \quad (3.45)$$

A partir de estudos também com uso do método de elementos finitos (MEF) e com ajuste experimental de dados (WILEMAN, et al., 1991) foi obtida uma

equação adimensional para estimativa da rigidez do material k_m em função de ϕ , do diâmetro do parafuso d , do comprimento de aperto l_m e do módulo de elasticidade E do material:

$$\frac{k_m}{Ed} = Ae^{b\left(\frac{d}{l_m}\right)} \quad (3.46)$$

Sendo A e b coeficientes com valores tabelados em função do material e de seu coeficiente de Poisson ν , mostrados a seguir:

Tabela 3.6- Parâmetros de rigidez (NORTON, 2004).

Material	ν	E (GPa)	A	b
Aço	0.291	206.8	0.78715	0.62873
Alumínio	0.334	71.0	0.79670	0.63816
Cobre	0.326	118.6	0.79568	0.63553
Ferro Fundido Cinzento	0.211	100.0	0.77871	0.61616
Valores Generalizados (média dos quatro materiais testados)			0.78952	0.62914

Além do método de Wileman é possível fazer o cálculo segundo equacionamentos propostos por Shigley (2005) para determinar a rigidez do material do membro, considerando o tronco de pirâmide como mostrado a seguir:

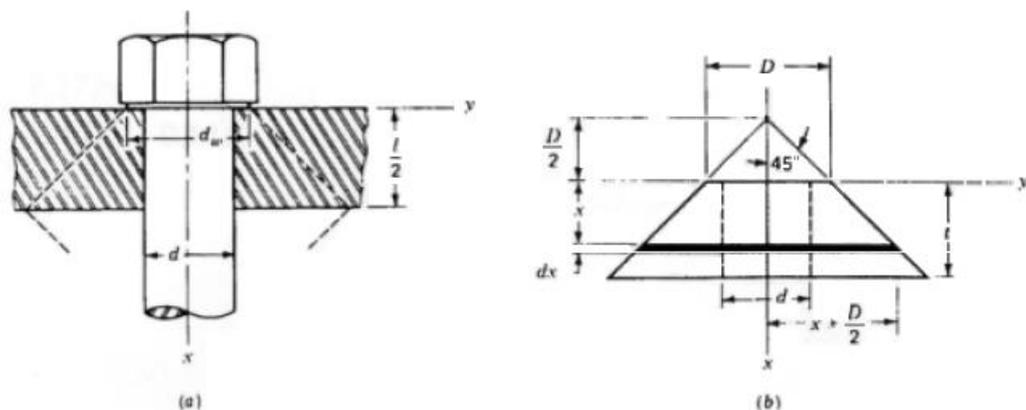


Figura 3.19 – Tronco de pirâmide (SHIGLEY, et al., 2005).

Segundo este método é possível equacionar a rigidez com a tangente do ângulo da lateral da pirâmide com a superfície plana do membro, com os diâmetros D da base menor, d do parafuso, com a espessura t e o módulo de elasticidade E do membro a ser unido:

$$K_m = \frac{\pi E d \cdot \tan \alpha}{\ln \left[\frac{((2t \cdot \tan \alpha + D - d)(D + d))}{((2t \cdot \tan \alpha + D + d)(D - d))} \right]} \quad (3.47)$$

Considerando $\alpha = 45^\circ$, temos que a equação torna-se:

$$K_m = \frac{\pi E d}{\ln \left[\frac{((2t + D - d)(D + d))}{((2t + D + d)(D - d))} \right]} = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{(L + 0.5d)}{(L + 2.5d)} \right]} \quad (3.48)$$

E para $\alpha = 45^\circ$, temos que a equação torna-se:

$$K_m = \frac{0.577 \pi E d}{\ln \left[\frac{((1.15t + D - d)(D + d))}{((1.15t + D + d)(D - d))} \right]} = \frac{0.577 \pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{(0.577L + 0.5d)}{(0.577L + 2.5d)} \right]} \quad (3.49)$$

Quanto aos métodos utilizados com uso do MEF, temos diversas limitações, como:

- A equação (3.28) não considera a inserção de um retentor não-confinado nos materiais, bem como se limita ao uso de um único material e, caso sejam dois diferentes eles devem ter a mesma espessura;
- A distância entre o centro do eixo do parafuso e as extremidades dos materiais sendo apertados deve ser no mínimo de alguns diâmetros do parafuso, para evitar efeitos de borda;
- O cálculo de rigidez pode ser afetado por diversas condições, como o excesso de atrito nas roscas, a presença de carga de cisalhamento, o escorregamento relativo e os diferentes acabamentos superficiais;

- As folgas entre o parafuso e o furo, quando reduzidos, aumentam significativamente a rigidez da junta.

3.6.4 Uniões com retentores

Retentores, como o próprio nome diz, são elementos de retenção feitos de um material ou uma combinação deles submetidos a cargas de compressão dentro da junta. São popularmente conhecidos como “gaxetas” e sua principal função é a de vedar os membros de uma flange por um determinado período.

Podem ser do tipo confinadas, que na prática funcionam como se a junta não tivesse gaxeta, ou seja, como calculado nos passos anteriores. Alguns exemplos são ilustrados a seguir:

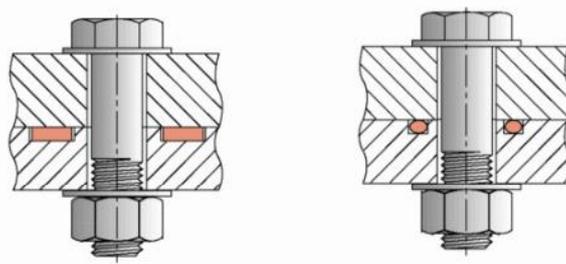


Figura 3.20 - Gaxetas confinadas (NORTON, 2004).

Podem ser do tipo não-confinadas, sendo feitas geralmente (com exceção de asbestos e cobre) de um material dúctil como borracha, cortiça, fibra natural e teflon. Deste modo, a rigidez k_g deste material deve ser considerada no cálculo de k_m . Um exemplo desse tipo de retentor é mostrado a seguir:

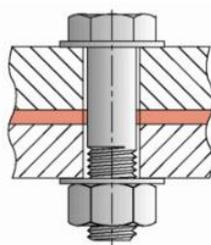


Figura 3.21 - Gaxeta confinada (NORTON, 2004).

No que diz respeito ao cálculo da retenção efetiva desses elementos de vedação, temos que a pressão de vedação p é dada por:

$$p = \frac{N}{A_g} [F_i - nP(1 - C)] \quad (3.50)$$

Sendo N o número de parafusos, n o número de gaxetas, F_i a pré-carga, P a carga solicitante e C a constante da junção.

Também é possível obter um valor estimado para a rigidez da gaxeta, conforme a equação adiante:

$$k_g = \frac{A_g E_g}{t} \quad (3.51)$$

Onde t é a espessura da gaxeta, E_g seu módulo de elasticidade que pode ser obtido da Tabela 3.7 e A_g sua área, dada por:

$$A_g = A_m - A_b = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d^2 \right] - N \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.52)$$

Sendo A_m a área do membro, A_b a área do parafuso, N o número de parafusos, d o diâmetro nominal do parafuso e d_2 e d_3 parâmetros do tronco de pirâmide vistos no item 3.6.3.

Tabela 3.7 - Módulo de elasticidade para alguns tipos de materiais de gaxetas (NORTON, 2004)

Material	Módulo de Elasticidade	
	psi	MPa
Rolha	12.5E3	86
Amianto comprimido	70E3	480
Cobre/Amianto	13.5E6	93E3
Cobre puro	17.5E6	121E3
Borracha	10E3	69
Gaxeta espiral	41E3	280
Teflon	35E3	240
Fibra vegetal	17E3	120

3.7 Pré-carga em uniões sob tração: carregamento Dinâmico

Quando uma carga é aplicada em um determinado material, dependendo de sua resistência e da intensidade do carregamento é possível que ocorram falhas no componente. As causas das falhas estão associadas às tensões admissíveis e atuantes do componente, podendo ser subdivididas em:

- Falhas estáticas

São falhas que podem ocorrer em componentes de máquinas e, geralmente, com aqueles que sofrem grandes deflexões com a tensão atuante excedendo a tensão admissível.

- Falhas por fadiga

Trata-se de falhas que ocorrem de forma progressiva com fratura súbita do componente, podendo provocar desde a parada de funcionamento dos equipamentos até falhas catastróficas.

Por definição, fadiga é um processo que causa falha prematura ou dano a um componente sujeito a carregamentos dinâmicos. Isso significa que o componente se torna incapaz de desempenhar a função para a qual foi projetado e que apresenta desempenho inferior quanto à tensão estimada que deveria suportar.

O primeiro registro de fadiga data de 1862 com o engenheiro alemão August Wöhler (1819-1914) que publicou um trabalho sobre fadiga em componentes mecânicos chamado "*On the mechanical tests on iron and steel*" (WÖHLER, 1870). Neste trabalho, segundo ele:

“As tensões de rompimento em serviço de alguns eixos de vagões ferroviários estavam bem abaixo da tensão que o eixo suportava estaticamente”. Foi a partir desse registro vários estudos foram conduzidos para analisar a maneira como os tipos de solicitações e as diferentes propriedades físicas e mecânicas dos materiais se relacionavam para produzir o fenômeno de fadiga.

Neste capítulo será dado um enfoque às cargas dinâmicas que levam a falhas devido ao carregamento de fadiga em parafusos de fixação, dando uma visão

geral de como realizar o dimensionamento para essa situação e como estimar fatores de segurança para tal elemento.

3.7.1 Visão Geral: Fadiga

Quando uma carga varia em função do tempo, as teorias que regem o comportamento dos elementos mecânicos sob solitação estática não mais se aplicam, podendo ocasionar falhas prematuras por fadiga.

Tal processo está diretamente relacionado com o surgimento de uma trinca ou defeito que, no caso mais crítico, propaga-se ao longo da seção normal à solitação até ocorrer a chamada “fratura progressiva”, um rompimento súbito do material.

No caso de materiais dúcteis, a solitação do material, nucleação e propagação das trincas até a fratura são bem mais pronunciadas, ocorrendo a falha em valores de tensão bem abaixo da tensão limite de escoamento. No entanto costumam provocar falhas menos catastróficas que materiais frágeis porque dão sinais de deformação antes da ruptura frágil. É o que vemos na figura a seguir, em que se mostra a seção transversal de um eixo, indicando o ponto de iniciação, curvas de propagação por deformação plástica conhecidas como “marcas de praia” e a região de fratura frágil.

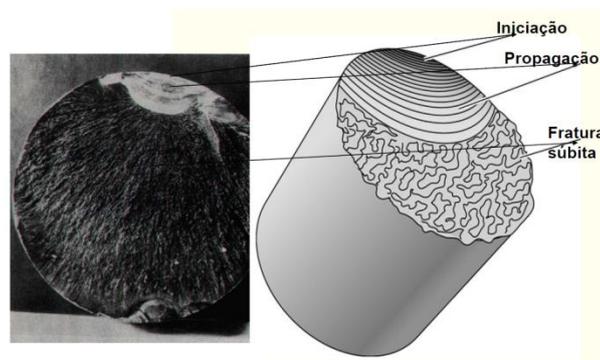


Figura 3.22 - Seção transversal de um eixo que falhou por fadiga

Associada ao processo está a deformação plástica do material na ponta da trinca, na qual a concentração de tensões se torna muito elevada devido ao pequeno raio local. Tal deformação ocorre para evitar que a tensão normal σ_y à trinca naquela região atinja valor infinito, uma vez que a tensão é inversamente proporcional a um raio ρ que tende a zero para pontas agudas conforme visto na figura a seguir:

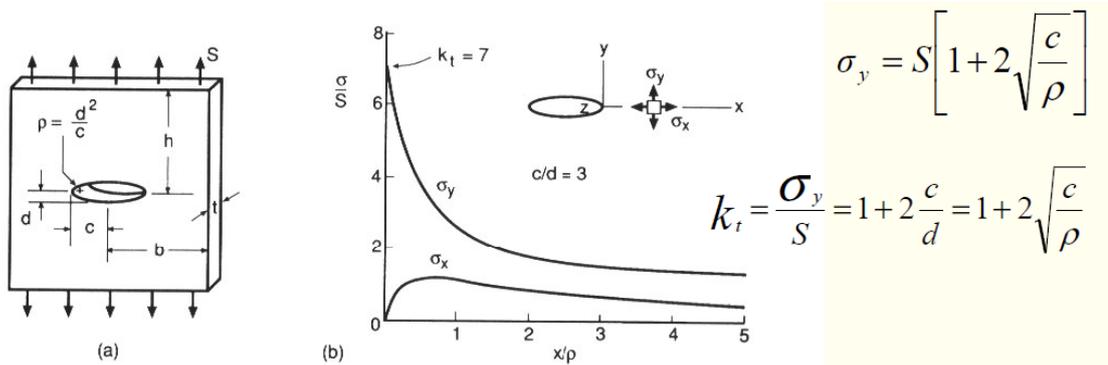


Figura 3.23 - Tensão normal x Raio da ponta da trinca (NORTON, 2004).

A frente da trinca ao sofrer deformação plástica acaba dobrando-se sobre si mesma, sendo que em carregamentos cíclicos são formados sulcos no material, gerando padrões circulares como mostrado na figura a seguir:

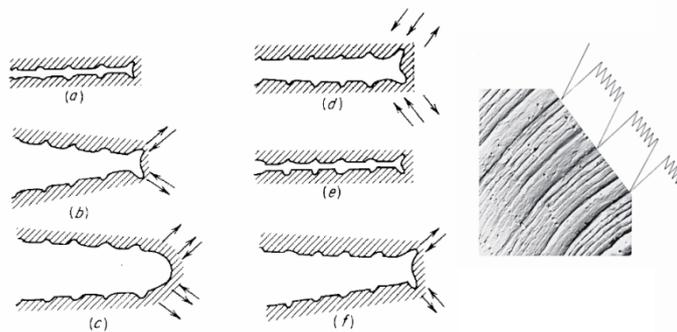


Figura 3.24 – Padrões de crescimento de trinca (NORTON, 2004).

Para evitar a falha, uma vez nucleada a trinca ou defeito, o material do elemento deve resistir à propagação dos mesmos. À resistência ao processo de propagação dá-se o nome de “Resistência à Fadiga”, cujo símbolo representativo é S_e ou S_f .

A fim de determinar o limite de resistência à fadiga é necessário conhecer o tipo de carregamento ao qual o componente está sendo submetido durante seu trabalho. **Bach (1908)** classificou as solicitações em três tipos: alternado simétrico ou completamente reverso, alternado e flutuante. Os carregamentos descritos são ilustrados a seguir:

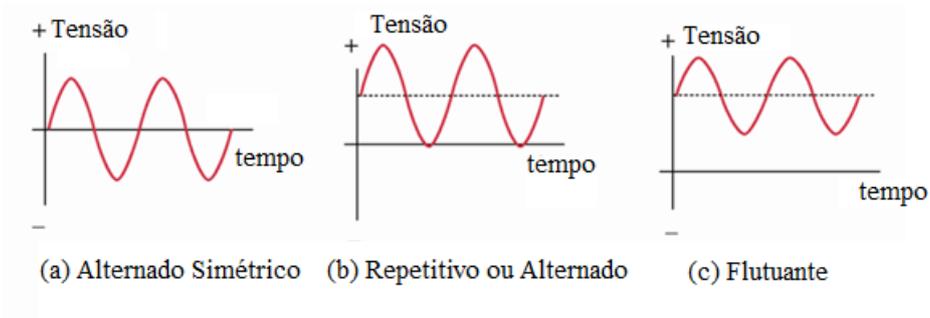


Figura 3.25 - Tipos de carregamento cíclico (NORTON, 2004).

Reproduz-se então o carregamento em um ensaio por flexão simétrica, com o corpo sofrendo flexão pura em toda sua região central. Normalmente, são ensaiados pelo menos quinze corpos de prova, variando-se os níveis de tensão.

Como resultado obtém-se uma curva que descreve o máximo número de ciclos que o componente suporta sem falhar, para cada nível de tensão. O gráfico dessa curva é chamado de “**Diagrama S-N**” ou diagrama de tensão em função do número de ciclos até a falha. Um exemplo de diagrama S-N é ilustrado na Figura 3.26:

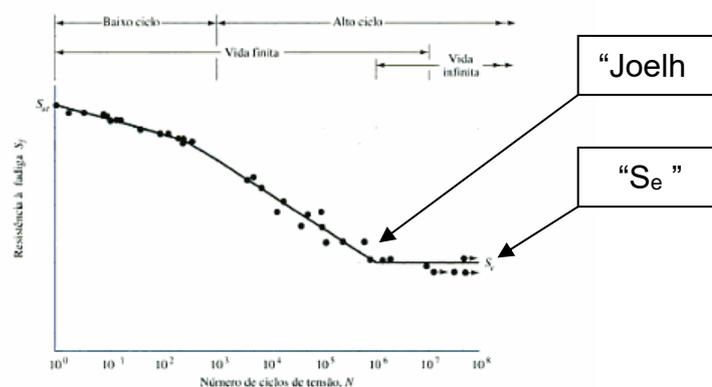


Figura 3.26 - Diagrama S-N ou Curva de Wöhler

Para aços em geral e demais ligas ferrosas a curva S-N costuma apresentar aquilo que se é conhecido como “joelho”, a inflexão que ocorre entre a vida finita e a vida infinita. Embora os limites entre uma e outra situação não sejam bem delimitados, sabe-se que para tensões aplicadas menores que o limite de resistência à fadiga S_e a peça não irá falhar. Para outros materiais como polímeros e metais como alumínio a curva não apresenta essa parte horizontal da curva e portanto não apresenta um valor definido para S_e , como pode ser visto na Figura 3.27:

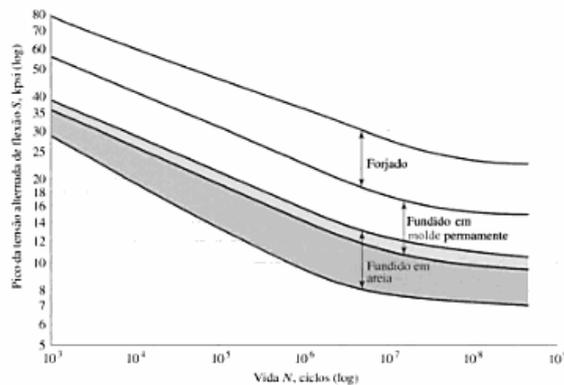


Figura 3.27 - Diagramas S-N para Ligas de Alumínio

Em geral, não são feitos diagramas S-N para todas as seções do componente, restringindo-se apenas às regiões mais críticas dele. As falhas por fadiga costumam ser mais comuns em pontos de concentração de tensões e descontinuidade de material como em rasgos de chaveta, mudanças de diâmetros, entalhes, defeitos superficiais e elementos deslizantes, como mostrado na Figura 3.28.

Outros fatores que contribuem para que ocorra a fadiga são elevadas amplitudes de carregamento, ciclagem alta, alta tensão atuante máxima e também o tipo de material utilizado como aço, alumínio, plástico, entre outros. Dependendo de como se apresentam esses fatores são utilizados diferentes métodos tanto para prever a nucleação de uma trinca como também sua propagação e a fratura frágil da peça.

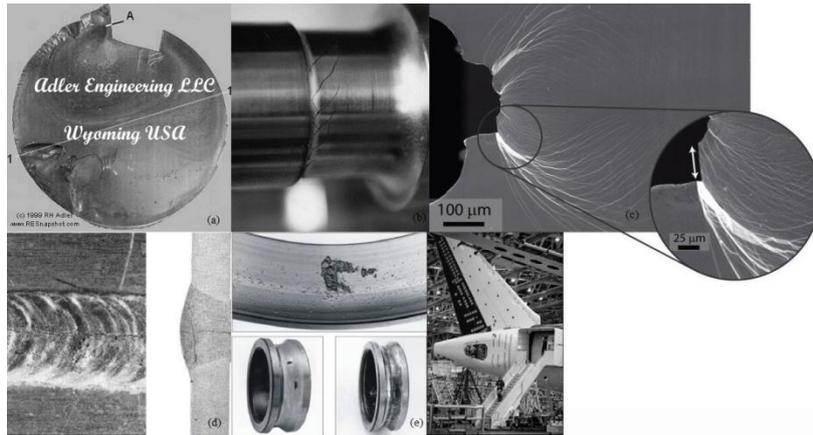


Figura 3.28 – (a) Falha por fadiga em rasgo de chaveta; (b) Falha de fadiga em região de mudança de diâmetro; (c) Falha por fadiga em entalhe; (d) Falha por fadiga em cordão de solda; (e) Falha por fadiga em mancal de rolamentos; (f) Ensaio de fadiga em um avião Boeing 787 (DreamLiner)

Dos métodos mais utilizados para análise e estimativa do tempo de vida necessário para nucleação de uma trinca temos o “Método tensão-vida” que prevê o comportamento do elemento para alta ciclagem e o “Método deformação-vida”, que prevê o comportamento para baixa ciclagem. Já para estimar o tempo para propagação de uma trinca até que ela atinja um valor crítico, a partir do qual começa a se propagar instavelmente, temos o método da “Mecânica da fratura”.

Todos eles relacionam a sollicitação do material não somente com a carga máxima aplicada, mas, principalmente, com o efeito da combinação entre tensões médias e alternadas. Dois dos principais parâmetros para o cálculo das tensões atuantes em fadiga são a **razão de tensão R** e a **razão de amplitudes A**, dados pelas seguintes equações:

$$R = \frac{\sigma_{mín}}{\sigma_{máx}} \quad (3.53)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.54)$$

Onde:

- $\sigma_{mín}$ = Tensão mínima aplicada;
- $\sigma_{máx}$ = Tensão máxima aplicada;

- σ_a = amplitude de tensão;
- σ_m = tensão média aplicada.

A identificação desses parâmetros para os três casos de carregamento propostos por **Bach (1908)** é mostrada a seguir:

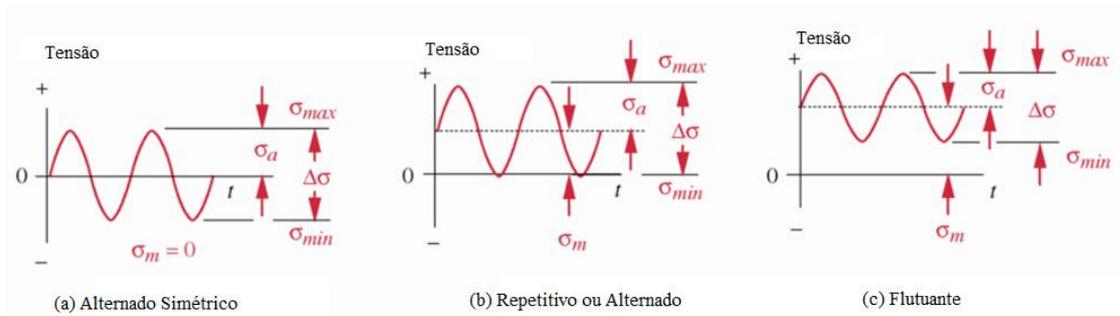


Figura 3.29 - Parâmetros para cargas alternadas simétricas, repetitiva e flutuantes (**NORTON, 2004**).

Também é possível traçar, além do gráfico S-N, um gráfico que relacione as tensões alternadas σ_a com as tensões médias σ_m , como ilustrado a seguir:

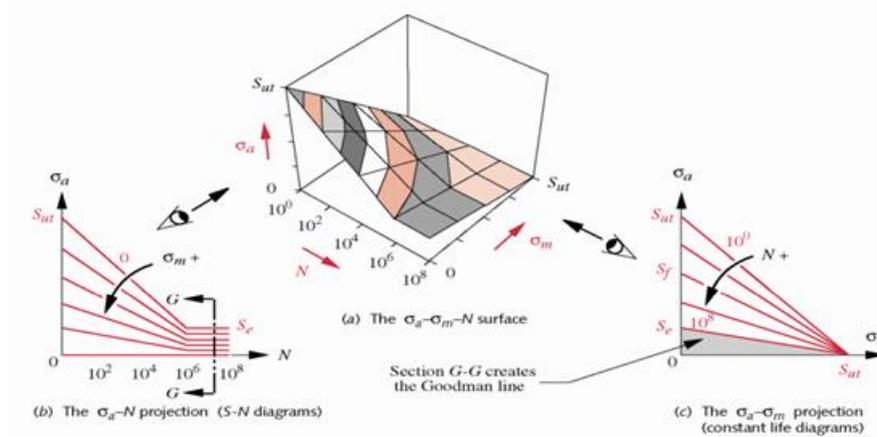


Figura 3.30 - Efeito da combinação de tensões médias e alternadas (**NORTON, 2004**).

É a partir desses gráficos que são definidos diversos critérios de falha para os materiais, principalmente no caso de impossibilidade de realização de ensaios para obtenção do limite de resistência à fadiga, seja pela complexidade da peça ou pela limitação de recursos financeiros. Estima-se então qual a tensão atuante que será utilizada como parâmetro para os pré-cálculos de fadiga em si.

3.7.2 Critérios de Falha Para Fadiga

Em geral, os carregamentos aos quais as máquinas são submetidas são uniaxiais alternados, porém não simétricos, ou seja, ondulantes. Para estes casos, σ_m é não nulo e a vida útil do material pode ser relacionada a vários parâmetros que caracterizam o carregamento, como a tensão alternada (σ_a), a tensão máxima, a tensão mínima e a própria tensão média. Diagramas que levam em conta essas tensões são, por exemplo, os diagramas de vida contínua como o diagrama de Smith e os diagramas $\sigma_a \times \sigma_m$.

- **O DIAGRAMA DE SMITH**

Considerado como um dos diagramas mais antigos, ele pode ser determinado a partir dos valores de tensões máximas e mínimas, dispostos no eixo das ordenadas e os valores de tensão média no eixo das abscissas. A região delimitada pelas curvas de tensão máxima e mínima é a região de vida útil do componente, conforme ilustrado a seguir:

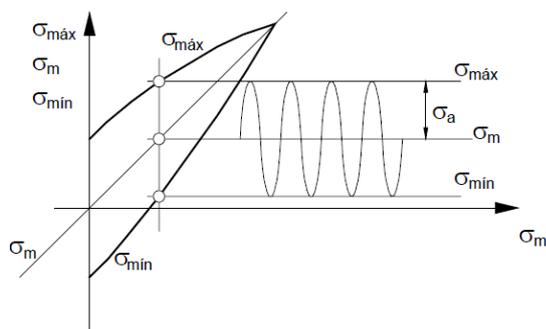


Figura 3.31 - Diagrama de Smith

Dos parâmetros representados na Figura 3.31, temos que a tensão alternada e a tensão média são dadas por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3.55)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3.56)$$

- **O DIAGRAMA PADRÃO OU DIAGRAMA MESTRE**

O Diagrama Mestre é o que inclui eixos para os quatro tipos de tensão, com o eixo das abcissas para tensões mínimas, o eixo das ordenadas para tensões máximas, um eixo inclinado de 45° no sentido anti-horário para as tensões médias e de 135° no mesmo sentido para tensões alternadas. O Diagrama Mestre pode ser representado como na Figura 3.32 a seguir:

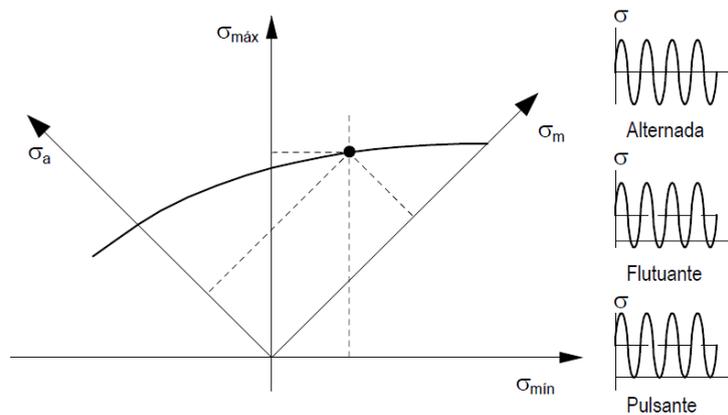


Figura 3.32 - Diagrama Padrão

Outros tipos de diagramas, em geral para critérios de falha são basicamente uma relação entre a vida útil e os parâmetros de tensão alternada e média. Trata-se de diagramas de isovida ou número de ciclos constante, os quais serão mostrados nos próximos tópicos.

- **CRITÉRIO DE GOODMAN**

Segundo o critério de Goodman a linha de isovida pode ser aproximada por uma reta com a curva com a tensão máxima para carregamento alternado

simétrico estimado como $\sigma_R/3$, sendo σ_R o limite de resistência à tração a partir do qual para uma determinada deformação plástica a tensão nominal necessária começa a diminuir. Seu diagrama está ilustrado na Figura 3.33:

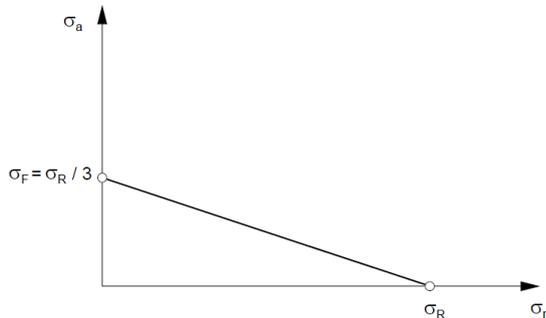


Figura 3.33 - Critério de Goodman

- **CRITÉRIO DE GOODMAN MODIFICADO (1899)**

Segundo o critério de Goodman modificado, a curva é também uma reta e a tensão alternante é o limite de resistência à fadiga, podendo ser obtido experimentalmente. O gráfico que representa o critério está representado a seguir:

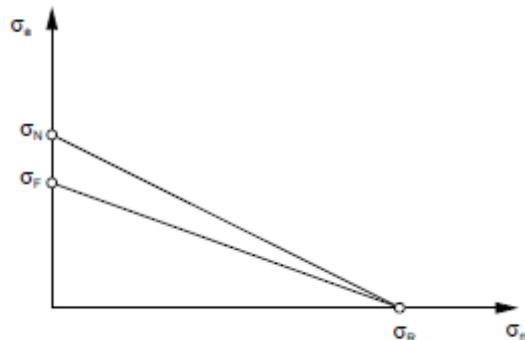


Figura 3.34 - Critério de Goodman Modificado

Por semelhança de triângulos, é possível estabelecer a relação: no qual σ_N é a tensão nominal aplicada para uma vida útil de N ciclos, σ_A e σ_M as tensões do material. Nota-se que a tensão média máxima admitida é o limite de resistência à tração.

$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_M}{\sigma_R}\right) \quad (3.57)$$

- **CRITÉRIO DE SODERBERG (1933)**

Segundo o critério de Soderberg, mais conservativo que o Goodman, a máxima tensão média corresponde não ao limite de resistência à tração, mas ao limite de escoamento do material. Por não permitir deformações plásticas pontuais, impede a formação de tensões residuais benéficas para o material. O gráfico de Soderberg está ilustrado na Figura 3.35:

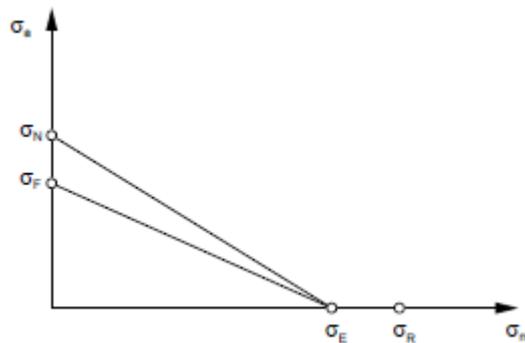


Figura 3.35 - Critério de Soderberg

Também por semelhança de triângulos, uma vez que a curva é uma reta, pode-se extrair uma relação como indicada:

$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_M}{\sigma_E}\right) \quad (3.58)$$

- **CRITÉRIO DE HAIGH**

Pelo critério de Haigh, a curva é idêntica à do critério de Goodman Modificado, com exceção da parte final em que a curva passa a ter a inclinação da reta que passa pela tensão de escoamento tanto na abscissa quanto na ordenada. O gráfico do critério está ilustrado na Figura 3.36 a seguir:

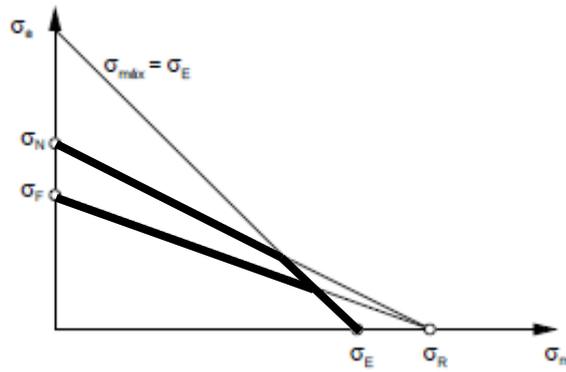


Figura 3.36 - Critério de Haigh

- **CRITÉRIO DE GERBER (1874)**

Bastante utilizado, assim como os critérios de Goodman e Soderberg, o critério de Gerber assume que a curva tem uma equação quadrática simétrica em relação à vertical, passando por σ_N na ordenada e σ_R na abscissa, conforme mostrado na Figura 3.37:

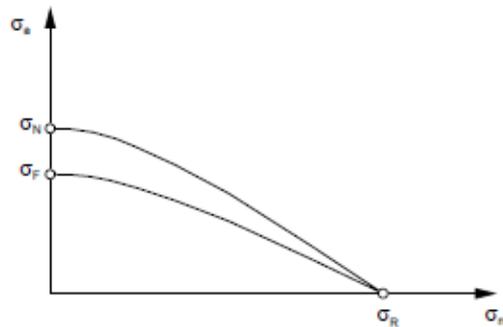


Figura 3.37 - Critério de Gerber

Fazendo um equacionamento e sabendo as condições para a curva temos uma expressão para o critério de Gerber dada por:

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_N} = 1 - \left(\frac{\sigma_M}{\sigma_R} \right)^2 \quad (3.59)$$

- **CRITÉRIO DE PETERSON (1952)**

Pelo o critério de Peterson a linha de isovida também é uma curva, porém cúbica, sendo utilizado principalmente para aços de alta resistência. Segundo Peterson, a aproximação seria melhor que a de Gerber caso a curva cruzasse o eixo das abscissas em um valor σ_L , média aritmética entre σ_R e σ_E . O critério está ilustrado na Figura 3.38 a seguir:

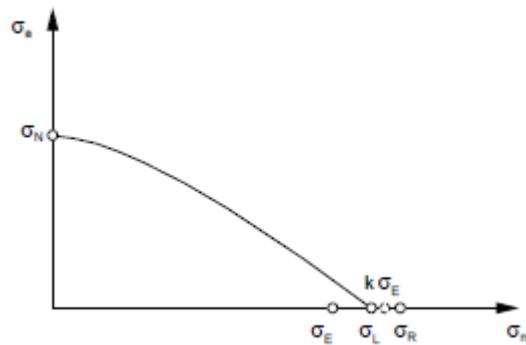


Figura 3.38 – Critério de Peterson

- **CRITÉRIO DE MORROW (1965)**

Pelo critério de Morrow o valor máximo atingido pela tensão média é a tensão de ruptura σ_f , pois para Morrow σ_R não indica falha, mas instabilidade do material. O critério está ilustrado na Figura 3.39, a seguir:

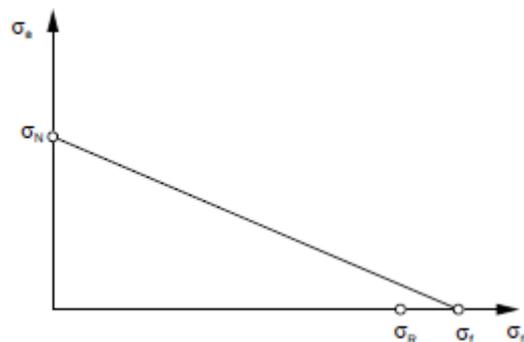


Figura 3.39 - Critério de Morrow

Como a curva de isovida também é uma reta, é possível fazer um equacionamento para o critério, conforme indicado na equação 8:

$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_N} = 1 - \frac{\sigma_M}{\sigma_f}\right) \quad \text{Equação 3.60}$$

- **CRITÉRIO DE SMITH**

Pelo critério de Smith as curvas de isovida são ajustadas para materiais frágeis segundo dados experimentais, formando uma curva côncava. A representação do critério, novamente com σ_R delimitando a tensão média, consta na Figura 3.40 a seguir:

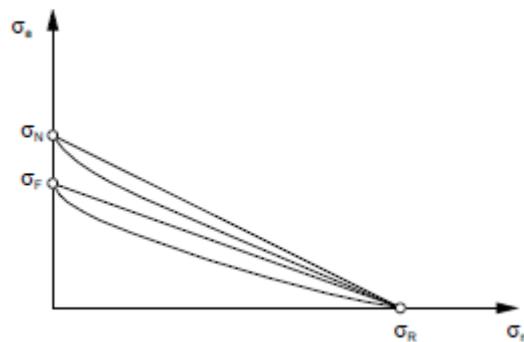


Figura 3.40 - Critério de Smith

- **CRITÉRIO ASME ELÍPTICO**

Pelo critério ASME elíptico as curvas de isovida, como o próprio nome diz, assumem formato de um arco de elipse também limitando σ_m ao escoamento σ_E . Uma ilustração do critério está na figura a seguir:

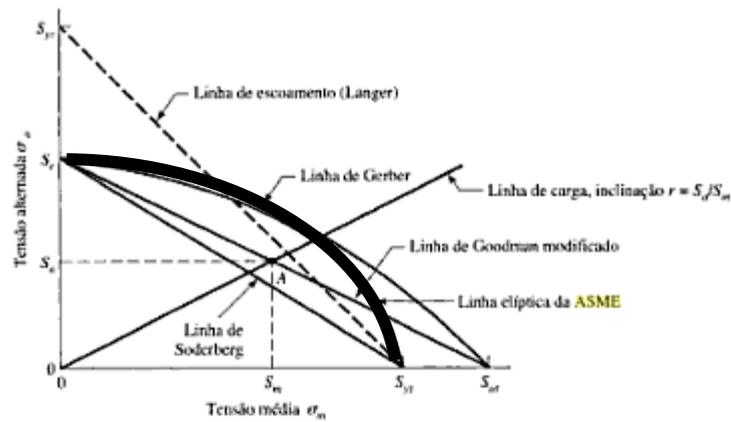


Figura 3.41 - Critério ASME elíptico

Também é possível obter um equacionamento para a curva, dado por:

$$\left(\frac{S_A}{S_E}\right)^2 + \left(\frac{S_M}{S_Y}\right)^2 = 1 \quad (3.61)$$

Adotando esses critérios, cada um mais preciso para determinada aplicação e determinado material, é possível então determinar a partir das formulações ou de obtenção de dados e curvas experimentais o valor estimado de limite de resistência à tensão.

- **FATORES INFLUENTES NO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA**

Embora existam todos os critérios para determinar o limite de resistência à fadiga, dependendo das condições de operação da máquina e da própria qualidade de processamento da peça em questão o valor limite em geral é relativamente menor que o nominal. Assim, o limite real para vida finita de resistência à fadiga, S_e , seria dependente do valor para vida infinita agora denominado S_e' e fatores de segurança, conforme mostrado a seguir:

$$S_e = S_e' \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot C_T \cdot C_R \quad (3.62)$$

Cada um desses parâmetros será descrito nos tópicos adiante.

a) TIPO DE CARGA

Dependendo do tipo de carregamento ao qual o componente está sujeito, as tensões aplicadas podem ser mais ou menos críticas e atingir mais rápido a falha. Para os três casos já mostrados:

$$C_L = 1.0, \text{ para carregamento de Flexão}$$

$$C_L = 0.7, \text{ para carregamento Axial}$$

$$C_L = 1.0 \text{ para carregamento de Torção}$$

b) EFEITO DO TAMANHO

Para componentes feitos em aço e de geometria cilíndrica com diâmetro d :

$$C_G = 1.0, d \leq 8 \text{ mm}$$

$$C_G = 1.18d^{-0.097}, 8 < d < 250 \text{ mm}$$

$$C_G = 0.6, d \geq 250 \text{ mm}$$

ou, para geometria não cilíndrica, torna-se necessário determinar um diâmetro equivalente d_{eq} , calculando primeiramente a área que está com tensão acima de 95% da tensão máxima (A_{95}). Nesse caso:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad (3.63)$$

Calculado esse valor é possível utilizar o diâmetro para os critérios dados. Segundo Norton^[1], para algumas seções transversais os valores para A_{95} são mostrados na Figura 3.42.

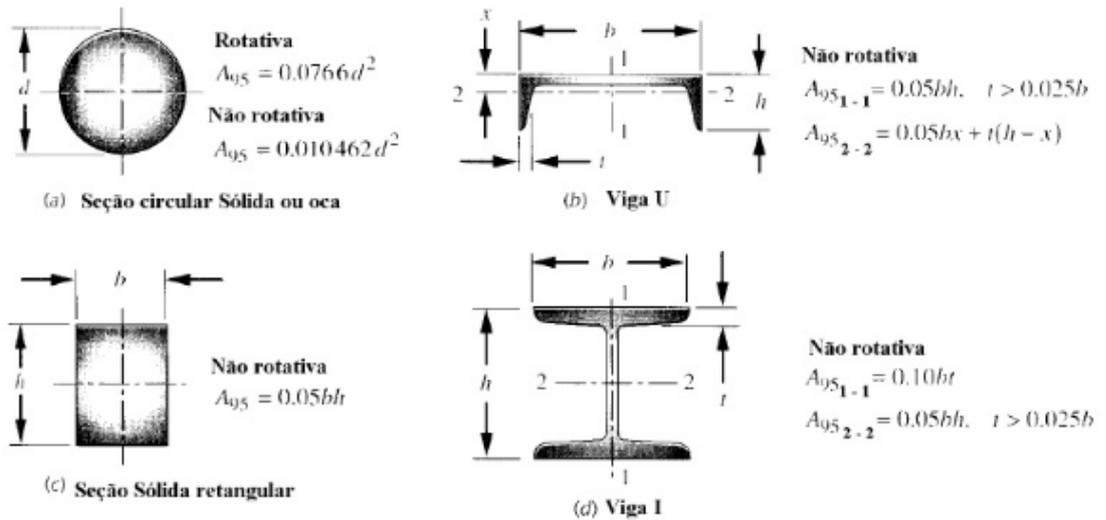


Figura 3.42 - A95 para diferentes seções

c) ACABAMENTO SUPERFICIAL

Segundo Juvinall (2008), o valor de correção C_s para acabamento superficial pode ser obtido dos seguintes gráficos, dependendo do processo de fabricação do componente:

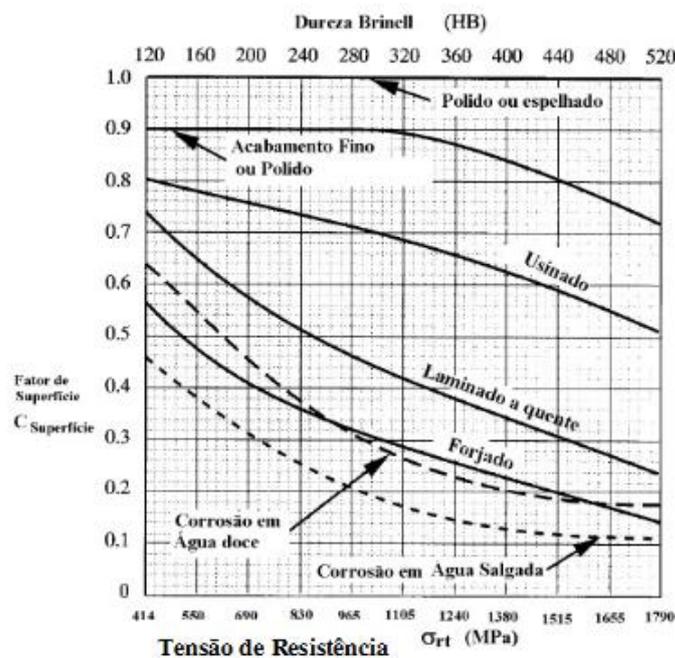


Figura 3.43 - Fator de acabamento superficial (JUVINALL, et al., 2008).

Para ferros fundidos cinzentos (FoFo), em geral utiliza-se $C_s = 1.0$.

d) TEMPERATURA

As correções de temperatura abaixo são exclusivas para os aços são dadas por:

$$C_T = 1.0, T \leq 450^\circ\text{C}$$

$$C_T = 1 - 0.0058 \cdot (T - 450), 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$$

e) CONFIABILIDADE

Dependendo da confiabilidade do componente, seja pelo fornecedor, seja pela incerteza dos tratamentos superficiais, dos tratamentos térmicos, do modelo matemático utilizado ou do valor real do carregamento ao qual ele está submetido, um valor de coeficiente C_R é utilizado na equação 10, para maior segurança:

Tabela 3.8 - Fatores de confiabilidade para fadiga

Confiabilidade (%)	Fator C_R
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Além desses fatores, dependendo do caso em questão, outros fatores também podem ser levados em consideração, como as possibilidades de carregamentos múltiplos e acoplados, por exemplo, de flexo-torção, entre outros. Percebe-se, então, a grande gama de possibilidades para os cálculos e estimativas, dependendo do modelo que for adotado para o carregamento real de um componente mecânico.

3.7.3 Parafusos de fixação pré-tensionados e com carregamento dinâmico

A fadiga nos parafusos envolve uma tração flutuante, geralmente acompanhada de uma pequena flexão alternada. Devido à pré-carga, é comum que os parafusos fiquem sujeitos a elevadas tensões médias.

O engenheiro Rudolph Peterson em seu trabalho “Fatores de projeto para concentração de tensão” listou três regiões de concentração de tensão em parafusos, com suas respectivas possibilidades percentuais de falha:

- Filete sob a cabeça (15%);
- Transição entre os comprimentos liso e roscado (20%)
- Primeira rosca da porca (65%)

É devido a esse fator que em geral se considera apenas o primeiro filete da rosca da porca para fins de pré-dimensionamento do parafuso, uma vez que é a região mais crítica como visto no capítulo de carregamento estático em parafusos de fixação.

A diferença que surge no carregamento é que as deformações sofrem variação como as cargas. No caso de vasos de pressão, por exemplo, ocorre flutuação da carga entre um valor $P = 0$ até um valor máximo $P_{\text{máx}} = P'$. Um esquema semelhante ao da Figura 3.44 para carregamento estático é mostrado a seguir, para carregamento dinâmico:

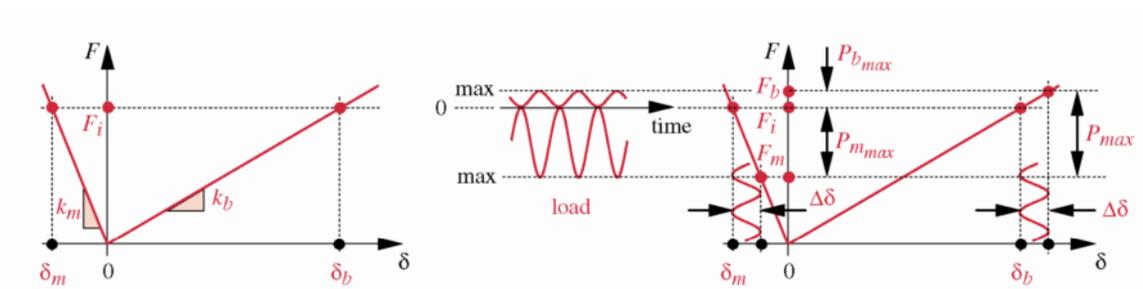


Figura 3.44 - Diagrama δ x carga

3.7.3.1 Dimensionamento à fadiga segundo Norton (2000)

As oscilações de tensões compressivas que ocorrem no material do parafuso não são significativas para falha em fadiga, porque estas ocorrem devido a cargas de tração.

As forças médias absorvidas pelo parafuso são:

$$F_a = \frac{F_b - F_i}{2} \quad (3.64)$$

$$F_m = \frac{F_b + F_i}{2} \quad (3.65)$$

Sendo F_b a força trativa no parafuso encontrada no cálculo de carregamento estático:

$$F_b = F_i + CP, \text{ com } P = P_{m\acute{a}x} \quad (3.66)$$

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (3.67)$$

Sendo k_b e k_m as rigidezes elásticas do parafuso e do material da junção, respectivamente. A partir dessas equações, obtêm-se as tensões alternada e média do parafuso dadas pelas seguintes equações:

$$\sigma_a = K_f \frac{F_a}{A_t} \quad (3.68)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{F_m}{A_t} \quad (3.69)$$

Em que K_f é o fator de concentração de tensão obtido da teoria de falhas para carregamento variável e K_{fm} o fator de concentração médio. Alguns valores de K_f são mostrados a seguir, dada a classe das roscas e a dureza Brinell do material:

Tabela 3.9 - Fatores de concentração para fadiga em parafusos (NORTON, 2004).

Dureza Brinell	Grau SAE (UNS)	Classe Métrica (ISO)	Kf Roscas Laminadas	Kf Roscas Fresadas	Kf Filete
< 200 (recozido)	≤ 2	≤ 5.8	2.2	2.8	2.1
> 200 (endurecido)	≥ 4	≥ 6.6	3.0	3.8	2.3

Uma importante característica das roscas laminadas é que elas apresentam menores fatores de concentração de tensão devido à orientação favorável dos grãos. Deste modo, parafusos com maior resistência à fadiga normalmente são manufaturados pelo processo de laminação.

Quanto ao cálculo da tensão de pré-carga, temos que Norton (2004) se vale do método de Dowling para obter os valores de K_{fm} a fim de calculá-la. Tal método, proposto para materiais dúcteis, pressupõe a utilização de materiais com um ponto de escoamento definido em comportamento aproximado pelo modelo perfeitamente elástico. Segundo essa metodologia, os valores atribuídos ao fator de concentração K_{fm} podem ser:

$$\text{Se } K_f |\sigma_{m\acute{a}x_{nom}}| < S_y, \text{ ent\~{a}o } K_{fm} = K_f$$

$$\text{Se } K_f |\sigma_{m\acute{a}x_{nom}}| > S_y, \text{ ent\~{a}o } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{a_{nom}}}{|\sigma_{m_{nom}}|}$$

$$\text{Sendo } |\sigma_{m\acute{a}x_{nom}}| = K_f |\sigma_{a_{nom}} + \sigma_{m_{nom}}|$$

$$\text{Se } K_f |\sigma_{m\acute{a}x_{nom}} - \sigma_{m\acute{i}n_{nom}}| > 2S_y, \text{ ent\~{a}o } K_{fm} = 0$$

Tendo K_{fm} em mãos é possível então calcular os valores de tensão alternada e tensão média efetivas:

$$\sigma_a = K_f \sigma_{a_{nom}} \quad (3.70)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \sigma_{m_{nom}} \quad (3.71)$$

E a tensão devido à força de pré-carga será:

$$\sigma_i = K_{fm} \frac{F_i}{A_t} \quad (3.72)$$

Com F_i sendo a pré-carga aplicada e A_t a área de tensão tratativa do parafuso.

3.7.3.2 Dimensionamento à fadiga segundo Shigley (2005)

Seguindo uma linha semelhante a Norton, Shigley propõe o cálculo das tensões locais alternada e média da seguinte forma:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \cdot K_f \quad (3.73)$$

Dado que:

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} K_f \quad (3.74)$$

Para fins de determinação do lugar geométrico de falha ou tensões admissíveis, segundo o critério de Goodman modificado:

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (3.75)$$

$$S_m = S_a + S_i \quad (3.76)$$

Sendo S_{ut} a tensão de ruptura do material, S_e a tensão limite de resistência à fadiga calculado na próxima seção e S_i a tensão de pré-carga. Podemos assim calcular o fator de segurança à fadiga como sendo:

$$N_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (3.77)$$

com:

$$\sigma_a = \frac{CP}{A_t} \quad (3.78)$$

Considerando a pré-carga, o fator de segurança obtido a partir da equação 3.71 é:

$$N_f = \frac{2S_e(S_{ut}A_t - F_i)}{CP(S_{ut} + S_e)} \quad (3.79)$$

Desconsiderando a pré-carga, o fator N_f torna-se:

$$N_f = \frac{2S_e S_{ut} A_t}{P(S_{ut} + S_e)} \quad (3.80)$$

Pois nesse caso $F_i = 0$ e $C = 1.0$, ou seja, o parafuso absorve toda a carga aplicada. Quanto ao fator de segurança para o escoamento N_y , temos que ele é dado por:

$$N_{y'} = \frac{S_p}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (3.81)$$

Sendo S_p a resistência de prova do material, podendo ser obtida das Tabelas 10 e 11.

Uma outra maneira de calcular os fatores de segurança N_f e N_y é:

$$N_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut}\sigma_a + S_e(\sigma_m - \sigma_i)} \quad (3.82)$$

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (3.83)$$

Com S_y sendo a tensão limite de escoamento do material e σ_b a tensão no parafuso dada por:

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} \quad (3.84)$$

3.7.3.3 Limite de resistência à fadiga corrigido e fatores de modificação da resistência à fadiga (S_e')

Para corrigir o limite de resistência à fadiga S_e utilizado nas equações 3.75, 3.79, 3.80 e 3.82 são utilizados fatores que levam em conta o carregamento (C_L), o tamanho (C_G), o acabamento superficial (C_S), a temperatura (C_T) e a confiabilidade (C_R) da fabricação, conforme discutido anteriormente na seção de fatores de influência.

Uma estimativa que pode ser utilizada para o aço é:

$$S_{e'} = 0.5S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi} \sim 1.38 \text{ GPa}$$

Com a correção dada pela equação:

$$S_e = S_e' \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot C_T \cdot C_R$$

Exemplo 3.1 – A tampa de um cilindro de compressão de ar recebe forças que vão de 0 a 18,5 kN por ciclo de trabalho. A tampa é de alumínio e possui 10 cm de espessura, com gaxeta não-confinada de teflon de 1 mm de espessura e o bloco é de alumínio. O comprimento efetivo de sujeição do parafuso é de 160 mm. O pistão possui 75 mm de diâmetro e o cilindro possui 140 mm de diâmetro externos. Sugira um número, classe, valor de pré-carga e círculo de posição dos parafusos para a tampa do cilindro, de forma que se tenha um coeficiente de segurança mínimo de 1,2 para qualquer possibilidade de modos de falha.

Dados:

Módulo de elasticidade do alumínio: $E_m = 71,8 \text{ GPa}$; dos parafusos: $E_b = 206,8 \text{ GPa}$; do teflon: $E_g = 240 \text{ MPa}$.

Na maior parte dos problemas de dimensionamento iremos nos deparar com o problema de termos muitas variáveis iniciais desconhecidas para que seja possível a resolução dos problemas em uma sequência única de equações. Nestes casos, portanto, é preciso escolherem-se valores iniciais para vários parâmetros e utilizar de iterações para encontrar uma solução adequada. A escolha de projeto aqui apresentada foi feita com base em sucessivas tentativas.

Escolha de projeto: 10 parafusos M6x1, classe 5.8.

Propriedades físicas para a classe 5.8:

Tensão de Prova:	$S_p = 380 \text{ MPa}$	Diâmetro do parafuso:	$d = 6 \text{ mm}$
Tensão de Escoamento:	$S_y = 420 \text{ MPa}$	Número de parafusos:	$N_{parf} = 10$
Tensão de Ruptura:	$S_{ut} = 520 \text{ MPa}$	Fração da Pré-carga:	$f_p = 0,90$
		Diâmetro do círculo de parafusos:	$d_c = 107,5 \text{ mm}$

A carga aplicada em cada parafuso é de:

$$P = \frac{P_{tot}}{N_{parf}} = 1850 \text{ N} \rightarrow P_{min} = 0 \text{ e } P_{max} = P = 1850 \text{ N}$$

A área de tensão normal é dada pela Tabela 3.1, como sendo $A_t = 20,12 \text{ mm}^2$.

A pré-carga é calculada por:

$$F_i = f_p \cdot S_p \cdot A_t = 6,88 \text{ kN}$$

O comprimento de rosca é definido então como $l = l_m = 160 \text{ mm}$. A área da haste (sem rosca) é dada por $A_b = \frac{\pi d^2}{4} = 28,27 \text{ mm}^2$.

Conforme mostra a Figura 3.11, temos que os comprimentos de rosca l_{thd} e sem rosca l_s são obtidos como segue:

$$l_{thd} = l - d \qquad l_{thd} = 154 \text{ mm}$$

$$l_s = l - l_{thd} \qquad l_s = 6 \text{ mm}$$

A partir destes valores, podemos obter o comprimento de rosca l_t que está na região de sujeição:

$$l_t = l_m - l_s \qquad l_t = 154 \text{ mm}$$

A rigidez do parafuso é dada pela equação 3.25:

$$k_b = \frac{1}{\frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b}} = 2,629 \times 10^7 \frac{N}{m}$$

A rigidez dos membros é obtida considerando-se a cabeça e corpo de alumínio separados da gaxeta, assumindo que a gaxeta será comprimida uniformemente sobre sua área e que o alumínio irá atuar como um cone truncado, conforme descrito no texto.

Área da gaxeta por parafuso $A_g = \frac{\pi}{4 \cdot N_{paraf}} (D_{ext}^2 - D_{int}^2 - N_{paraf} \cdot d^2)$ $A_g = 1069,3 \text{ mm}^2$

Rigidez do Alumínio $A_g = \frac{\pi}{4 \cdot N_{paraf}} (D_{ext}^2 - D_{int}^2 - N_{paraf} \cdot d^2)$ $A_g = 1069,3 \text{ mm}^2$

$$t_{al} = l_m - t_g \quad t_{al} = 159 \text{ mm}$$

$$k_{al} = d \cdot E_m \cdot A \cdot e^{b \cdot \left(\frac{d}{t_{al}}\right)} \quad k_{al} = 3,516 \times 10^8 \frac{N}{m}$$

Rigidez da gaxeta $A_g = \frac{\pi}{4 \cdot N_{paraf}} (D_{ext}^2 - D_{int}^2 - N_{paraf} \cdot d^2)$ $A_g = 1069,3 \text{ mm}^2$

Rigidez do conjunto $k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_{al}} + \frac{1}{k_g}}$ $k_m = 1,483 \times 10^8 \frac{N}{m}$

A constante da junta com a gaxeta não-confinada será:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad C = 0,15054$$

As porções da carga aplicada P recebida pelo parafuso e material sujeitado com a gaxeta podem ser encontradas agora com o uso das equações 3.33 a 3.38:

$$P_b = C \cdot P$$

$$P_b = 278,49 \text{ N}$$

$$P_m = (1 - C) \cdot P$$

$$P_m = 1571,5 \text{ N}$$

As cargas nos parafusos e no material podem, então, serem obtidas em função da carga aplicada:

$$F_b = F_i + P_b$$

$$F_b = 7,16 \text{ kN}$$

$$F_m = F_i - P_m$$

$$F_m = 5,31 \text{ kN}$$

As componentes alternante e média do carregamento flutuante do parafuso são então dadas calculadas:

$$F_{alt} = \frac{F_b - F_i}{2}$$

$$F_{alt} = 139,246 \text{ N}$$

$$F_{mean} = \frac{F_b + F_i}{2}$$

$$F_{mean} = 7,02 \text{ kN}$$

O fator de concentração de tensões à fadiga $K_f = 2,2$ para roscas laminadas é retirada da Tabela 3.9. O fator de concentração de tensões médio é admitido como $K_{fm} = 1$ para este caso (caso se deseje, é possível se estimar K_{fm} de uma maneira mais formal, através do algoritmo mostrado no item 3.7.3.1). As tensões média e alternada no parafuso são:

$$\sigma_{alt} = K_f \cdot \frac{F_{alt}}{A_t}$$

$$\sigma_{alt} = 15,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mean} = K_{fm} \cdot \frac{F_{mean}}{A_t}$$

$$\sigma_{mean} = 348,92 \text{ MPa}$$

A tensão na pré-carga inicial é:

$$\sigma_{init} = K_{fm} \cdot \frac{F_i}{A_t}$$

$$\sigma_{init} = 342,00 \text{ MPa}$$

Um valor para o tensão limite de fadiga deve ser encontrado para este material.

Para uma tensão de ruptura $S_{ut} = 520 \text{ MPa}$, e seguindo os critérios de estimativa de falha à fadiga segundo Norton (2004), temos que:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S'_e = 260,00 \text{ MPa}$$

Além disso, através de tabelas e fórmulas do item 3.7.2, temos a estimativa dos seguintes fatores:

Carga $C_L = 0,70$

Tamanho $C_G = 1$

Superfície $A = 4,51$ $b = -0,265$

$$C_S = A \cdot \left(\frac{S_{ut}}{\text{MPa}} \right)^b \quad C_S = 0,86$$

Temperatura $C_T = 1$

Confiabilidade $C_R = 0,814$

Então, o limite de resistência à fadiga é:

$$S_e = C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot C_T \cdot C_R \cdot S'_e$$

$$S_e = 127,39 \text{ MPa}$$

O limite de resistência à fadiga corrigido e a tensão de ruptura são usadas na equação 3.82 para se encontrar o fator de segurança para a linha de Goodman:

$$N_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_{in})}{S_e \cdot (\sigma_{mean} - \sigma_{ini}) + S_{ut} \cdot \sigma_{alt}}$$

$$N_f = 2,6$$

O cálculo da tensão máxima no parafuso contra a tensão de escoamento dada $S_y = 420 \text{ MPa}$ nos fornece um coeficiente de segurança inicial, como segue:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$\sigma_b = 355,842 \text{ MPa}$$

$$N_y = 1,2$$

A carga necessária para separar a junta, bem como o fator de segurança contra a separação da junta, são dados pelas equações 3.42 e 3.43:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{P_{max}(1 - C)}$$

$$N_{sep} = 4,4$$

Por fim, é feita uma checagem do espaçamento entre os parafusos, de forma que a pressão causada pelo aperto destes seja sempre maior do que a pressão interna do cilindro:

Espaçamento	$esp_{paraf} = \frac{\pi \cdot d_{bc}}{N_{paraf}}$	$esp_{paraf} = 33,8 \text{ mm}$
Razão espaçamento/diâmetro	$razão = \frac{esp_{paraf}}{d}$	$razão = 5,6$

Estando aceitáveis todos os coeficientes de segurança obtidos, bem como a razão entre o espaçamento e o diâmetro do círculo de parafusos, conclui-se que foi feita uma boa escolha.

Exemplo 3.2 (Método de Niemann): O parafuso da Figura 3.45 é um parafuso M18, apertado com um torque $M_t = 300 \text{ kgf.cm}$, fixando a peça A contra a peça B. Em seguida, a peça A é submetida à uma força estática $P = 2000 \text{ kgf}$. Verifique se haverá separação da união.

$$\text{Dados: } E_{parafuso} = 2,1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$E_{peça} = 0,72 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$$

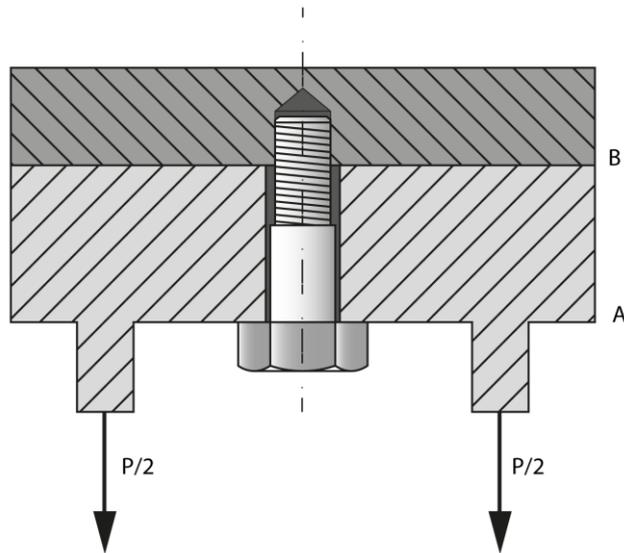


Figura 3.45 – Figura para o exemplo 3.2.

Solução:

Supondo a espessura da peça A em 30 mm, e que o parafuso pode ser tão longo quanto seja necessário, bem como a espessura da peça B.

A partir dos dados obtidos da tabela 10.13, página 176 do volume II (NIEMANN, 1971), obtemos os seguintes valores para o parafuso M18:

Passo	$h = 2,5 \text{ mm}$
Diâmetro do núcleo	$d_1 = 14,75 \text{ mm}$
Seção transversal do núcleo:	$S_1 = 171 \text{ mm}^2$
Altura da cabeça	$k = 12 \text{ mm}$
Diâm. do furo para o parafuso	$a = 20 \text{ mm}$
Abertura da chave de boca	$s = 27 \text{ mm}$

A carga diferencial P_{dif} se refere à carga aplicada após a pré-carga sofrida pelo parafuso. É obtida por:

$$P_{dif} = \frac{P}{1 + \frac{\delta_p}{\delta_f}}$$

Onde:

- δ_p = flexibilidade do parafuso, em mm/N;
- δ_f = flexibilidade da flange, em mm/N;
- P = carga atuante.

A flexibilidade da flange pode ser obtida como segue:

$$\delta_p = \frac{1}{E_p} \left(\frac{L_k}{S_k} + \frac{L_{liso}}{S_{liso}} + \frac{L_{rosca}}{S_{rosca}} + \frac{L_m}{S_m} \right)$$

Onde:

- L_k = Comprimento equivalente da cabeça do parafuso, calculado como sendo $0,4.d$ para parafuso com cabeça sextavada;
- L_m = Comprimento equivalente da porca, calculado como sendo de $0,4.d$ a $0,6.d$, dependendo da relação entre o comprimento da porca e o diâmetro do parafuso;
- L_{liso} = Comprimento da parte do parafuso sem rosca;
- L_{rosca} = Comprimento da parte roscada do parafuso.

Considerando que a placa B atua como uma porca, tal que $L_m = 0,6d$, temos:

$$L_k = 0,4d = 7,2 \text{ mm}$$

$$L_{rosca} = 4 \text{ mm}$$

$$L_m = 0,6d = 10,8 \text{ mm}$$

$$S_k = S_m = S_{liso} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 254,47 \text{ mm}^2$$

$$L_{liso} = 26 \text{ mm}$$

$$S_{rosca} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 170,87 \text{ mm}^2$$

Assim, $\delta_p = 9,35 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$. Para o cálculo da flexibilidade da flange, deve-se levar em conta todas as partes que a compõem, tal como a presença de duas ou mais flanges comprimidas, juntas de vedação, etc. Neste caso, como o material B é considerado uma porca, a flange é admitida como sendo apenas o material A. Logo:

$$\delta_f = \sum \frac{L_{fi}}{E_{fi} S_{fi}} = \frac{L_f}{E_f S_f}$$

A área da flange sujeita à compressão é calculada à partir da seguinte formulação:

$$S_f = \frac{\pi}{4} \left[\left(s + \frac{L_f}{2k} \right)^2 - a^2 \right]$$

L_f refere-se à espessura da flange, que neste caso será admitida como 30 mm. Os demais valores foram listados anteriormente.

Assim, $S_f = 604,47 \text{ mm}^2$. Logo, a flexibilidade da flange será:

$$\delta_f = 0,689 \times 10^{-6} \frac{\text{mm}}{N}$$

Dessa forma:

$$P_{dif} = \frac{P}{1 + \frac{\delta_p}{\delta_f}} = 0,0686.P$$

Segundo Niemann (1971), a relação entre o momento de torção e a força de pré-carga atuante no parafuso é definida como:

$$M_t = M + M_A = P_v [r \cdot \text{tg}(\alpha + \rho) + r_A \mu_A]$$

Onde:

- M = Momento torçor devido ao atrito dos filetes com a porca, em mm.kgf;
- M_A = Momento torçor devido ao atrito entre a cabeça do parafuso e a peça de assento, em mm.kgf;
- r = Raio médio de rosca ($r = \frac{d_2}{2}$), em mm;
- r_A = Raio de atrito de superfície de assento, em mm;
- α = Ângulo de hélice da rosca, em rad;
- μ_A = Coeficiente de atrito em superfícies de assento.

- $\rho = \hat{\text{Ângulo de atrito da rosca, em rad;}}$

As superfícies de assento dizem respeito à regiões onde ocorrem o contato de porcas, arruelas, cabeça de parafuso com a peça. Neste problema, se refere ao contato da cabeça com a peça A.

O cálculo do diâmetro médio de rosca pode ser realizado conforme feito em problemas anteriores:

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{18 + 14,75}{2} = 16,375 \text{ mm}$$

Admitindo um coeficiente de atrito de 0,15 entre o parafuso e a peça B (que substitui a função de porca) os ângulos de hélice e de atrito podem ser calculados como segue:

$$tg(\alpha) = \frac{h}{\pi d_2} \rightarrow \alpha = arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 16,375} = 0,04856 \text{ rad}$$

$$tg(\rho) = \mu = 0,15 \rightarrow \rho = arctg(15) = 0,149 \text{ rad}$$

O mesmo coeficiente de atrito atribuído ao contato entre o parafuso e a peça B pode ser usado para o contato da cabeça do parafuso com a peça A, logo $\mu_A = 0,15$. O raio de atrito entre estas superfícies é obtido por:

$$r_A = \frac{a + s}{4} = \frac{20 + 27}{4} = 11,75 \text{ mm}$$

Assim, lembrando de transformar o momento torçor em kgf.mm:

$$M_t = 300 \cdot (10) = P_v \cdot 5,479 \rightarrow P_v = 547,55 \text{ kgf}$$

A expressão que relaciona as cargas atuantes na junta pretendida pode ser obtida do entendimento do diagrama de força por deformação da junta.

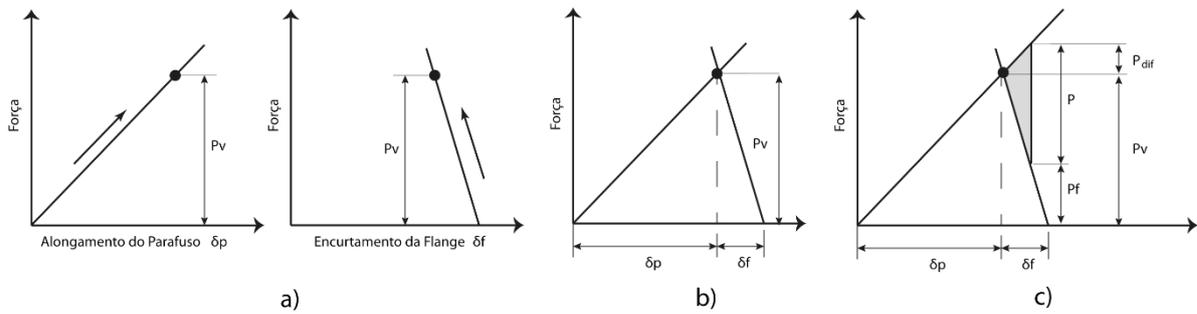


Figura 3.46 – Obtenção da configuração de tensões em uma junção por flanges: a) curva de alongamento do parafuso e de encurtamento da flange, sob ação da carga de protensão; b) diagrama de deformações na junta sob ação de carga de protensão; c) diagrama de deformação da junta protendida sob ação da carga de funcionamento P (**NIEMANN, 1971**) (adaptado).

A partir do diagrama c) da Figura 3.46, obtemos a relação entre as cargas como sendo:

$$P_v + P_{dif} = P + P_f$$

Considerando a hipótese de que haja a separação da junta, P_f torna-se igual a zero, o que nos retorna o diagrama mostrado na Figura 3.47:

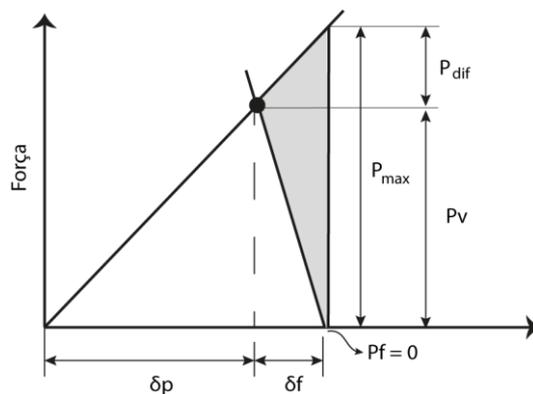


Figura 3.47 – Diagrama considerando a iminência da separação das juntas.

Assim, a equação nos retorna o valor da carga máxima para que não haja a separação da junta:

$$P_{max} = P_v + P_{dif} = 547,55 + 0,0686P_{max} \rightarrow P_{max} = 587,88 \text{ kgf}$$

Sendo $P_{max} < P = 2000 \text{ kgf}$, conclui-se que haverá a separação das juntas.

Exemplo 3.3 (Método de Niemann): A prensa da figura tem uma capacidade $P = 10000 \text{ kgf}$. Seu parafuso é de aço St 38.13, com uma entrada Z. A porca é de bronze tracionável, com $p = 1 \text{ kgf/mm}^2$. Determinar as dimensões da rosca e da porca, supondo a força pulsante. Para St 38.13 temos $\sigma_A = 6 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$.



Figura 3.48 – Ilustração para o exemplo 3.3 (CARVALHO, 2011).

Solução:

O princípio de funcionamento desta prensa consiste na movimentação de um parafuso que executa força de compressão.

Determinação das dimensões do parafuso:

Segundo a Tabela 10.5, pág. 175 (NIEMANN, 1971), o pré-dimensionamento de parafusos de movimento é dado pelo seguinte equacionamento:

$$\sigma = \frac{P}{S_1} \leq \sigma_{adm} = 1. \sigma_A \text{ (tensão pulsante)}$$

σ_A refere-se ao limite de tensão alternável, que é o parâmetro utilizado para se estimar a máxima capacidade de solicitação levando-se em conta a fadiga do material. Segundo o autor, para o caso de parafusos sob tensão de tração, podemos estimar que, para o aço St. 38.13, $\sigma_A = 6 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$. Porém, o mesmo alerta para o fato de que, para o caso de compressão, este valor se apresentaria nitidamente maior. De qualquer maneira, como o termo “nitidamente” é subjetivo, opta-se pela escolha do limite tabelado.

Apenas para efeito de comparação, o aço St. 38.13, considerando que o mesmo seja usinado e posteriormente laminado (que é o caso mais resistente à ruptura segundo o autor) temos que $\sigma_E = 44,5 \frac{kgf}{mm^2}$ e $\sigma_r = 59,7 \frac{kgf}{mm^2}$, retirado da tabela 10.10, pág. 178 (NIEMANN, 1971), que fornece os valores mínimos para os limites de resistência de alguns materiais para parafusos

Dessa forma, o diâmetro do núcleo do parafuso deve ser:

$$\sigma = \frac{10000}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq 6 \rightarrow d_1 \geq 46,06 \text{ mm}$$

A tabela de dimensões padronizadas de parafusos 10.13 (NIEMANN, 1971), fornece valores para até $d_1 = 43,6 \text{ mm}$, sendo necessário recorrer à tabela de outro autor, no caso, tabela 8.1, pág. 398 (SHIGLEY, et al., 2005).

Diâmetro nominal:	$d = 56 \text{ mm}$
Diâmetro do núcleo:	$d_1 = 49,31 \text{ mm}$
Passo:	$h = 5,5 \text{ mm}$

Para a verificação das tensões deste parafuso, procede-se como é explicado no item 6), pág. 174 (NIEMANN, 1971), referente ao cálculo de parafusos de movimento. Neste tópico, recomenda-se levar em conta a presença de tensão normal, de cisalhamento gerada pelo momento torçor e pelas cargas de flambagem.

- *Verificação à flambagem:*

A tensão de flambagem de barras no campo de deformações elásticas (segundo Euler) é dada por:

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

Os valores de $E = 2,1 \cdot 10^6 \frac{kgf}{cm^2}$ e $\lambda = 100$ são tabelados na pág. 46 (NIEMANN, 1971), para o aço St 37. Assim, $\sigma_K = 2072,6 \frac{kgf}{cm^2} = 20,73 \frac{kgf}{mm^2}$.

A tensão normal atuante é calculada por:

$$\sigma = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{10000}{\frac{\pi 49,31^2}{4}} = 5,24 \frac{kgf}{mm^2}$$

Dada a carga de compressão, o coeficiente de flambagem pode ser obtido por:

$$S_k = \frac{P_k}{P} = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{20,73}{5,24} = 3,95$$

Segundo Niemann (1971), níveis seguros de flambagem são alcançados com S_k estando entre 3 e 6 (pág. 46, vol 1).

- *Verificação à tensão admissível:*

A tensão à ser comparada com a tensão admissível, ou “tensão de confronto”, é dada, segundo a tabela 10.5, pág. 175 (NIEMANN, 1971), por:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + (a \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{adm} = 1,4 \cdot \sigma_A$$

Para o caso de aços, $a = \frac{\sigma_{adm}}{\tau_{adm}} = \frac{1}{0,7} = 1,43$. A tensão de cisalhamento é dada por:

$$\tau = 2\sigma \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{d_2}{d_1}$$

Conforme feito no exercício anterior, temos:

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{56 + 49,31}{2} = 52,65 \text{ mm}$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{h}{\pi d_2}\right) = \operatorname{arctg}\frac{5,5}{\pi \cdot 52,65} = 0,0332 \text{ rad}$$

$$\operatorname{tg}(\rho) = \mu = 0,15 \rightarrow \rho = \operatorname{arctg}(15) = 0,149 \text{ rad}$$

Portanto:

$$\tau = 2 \cdot (5,24) \cdot \operatorname{tg}(0,0332 + 0,149) \frac{52,65}{49,31} = 2,06 \frac{kgf}{mm^2}$$

$$\sigma_v = \sqrt{5,24^2 + (1,43 \cdot 2,06)^2} = 6,01 \frac{kgf}{mm^2} < 1,4 \cdot 6 = 8,4 \frac{kgf}{mm^2} = \sigma_{adm}$$

- *Dimensionamento da Porca:*

Estando seguro com respeito às dimensões do parafuso, pode-se dimensionar a altura da porca, de acordo com a equação à seguir:

$$m = d_1 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{\sigma}{p} \cdot \frac{h}{t_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

Onde:

- $p = 1 \text{ kgf/mm}^2$, para porca de bronze (entre 0,5 e 1,5 kgf/mm²);
- $t_2 =$ altura do filete, $t_2 = \frac{d-d_1}{2} = \frac{56-49,31}{2} = 3,345 \text{ mm}$

Resultando em:

$$m = 49,31 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{5,24}{1} \cdot \frac{5,5}{3,345} \cdot \frac{49,31}{52,65} = 99,47 \cong 100 \text{ mm}$$

4 UNIÕES SUJEITAS A CISALHAMENTO: PARAFUSOS E REBITES

4.1 Parafusos sob cisalhamento

Parafusos sob cisalhamento são aqueles cuja função é unir dois elementos submetidos a uma carga trativa perpendicular a seus eixos. Possuem aplicação muito mais comum em projetos estruturais e civis do que em projetos de máquinas. Alguns exemplos são pontes e pórticos de edifícios, como ilustrado a seguir:



Figura 4.1 - Ponte Carquinez na Califórnia, Estados Unidos

Assim como acontece com os parafusos de fixação tracionados ao longo do seu eixo, os parafusos sob cisalhamento também podem ser submetidos a uma pré-carga com o objetivo de criar forças de atrito elevadas entre os parafusos e as chapas e assim resistir ao carregamento. Uma ilustração da carga aplicada sobre a união é mostrada a seguir:

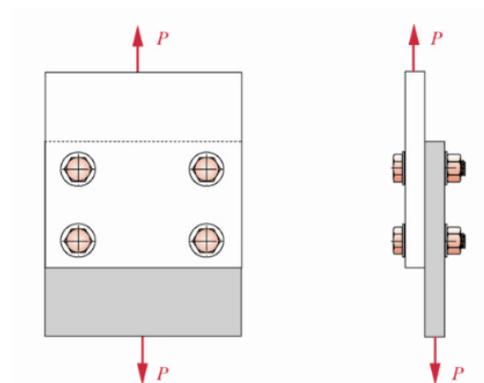


Figura 4.2 - União parafusada sob cisalhamento

No caso do projeto de máquinas e mecanismos articulados as relações dimensionais costumam ser muito pequenas, tornando necessário o uso combinado de parafusos e pinos passantes. Deste modo os parafusos proporcionam uma fixação melhor para a união enquanto os pinos posicionam a junção adequadamente na direção transversal, além de resistir ao cisalhamento. Para que isso aconteça, assume-se a hipótese de que o atrito desenvolvido pela força de aperto é suficiente para equilibrar as tensões de cisalhamento entre o parafuso e o pino.

Tal procedimento de combinação de fixadores em uma montagem é bastante comum e realizado de maneira padrão com múltiplos parafusos comprimindo as peças. Além disso, dado que a capacidade dos parafusos de distribuição da carga de cisalhamento é comprometida pela variação de diâmetro, mesmo que pequena, o uso de pinos passantes ajuda a suportar essas cargas e os momentos fletores gerados. Um exemplo desse tipo de junta mista com parafusos e pinos é mostrado a seguir:

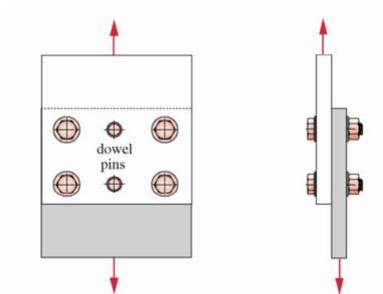


Figura 4.3 - Junta parafusada com pinos passantes sob carga cisalhante

Em geral os pinos são feitos de aço endurecido, aço de baixo carbono, aço-cromo resistente à corrosão, aços-liga endurecidos até 40-48HRC e com comprimentos normalizados. Para pinos de até 0.5" padrão ANSI é possível estimar a resistência mínima de serviço S_{ys} para cada um desses materiais, conforme mostrado na tabela a seguir:

Tabela 4.1 - Resistência Mínima para pinos passantes (NORTON, 2004).

Material	S _{ys} (kpsi)
Aço de baixo carbono	50
Liga de aço com dureza 40-48 HRC	117
Aço resistente à corrosão	82
Bronze	40

Quanto às tolerâncias, temos que elas não podem ser muito apertadas para os parafusos de máquinas, para que haja folga na inserção e também folga radial. Além disso, tem-se também que a concentricidade não é garantida, podendo ser furo e parafuso excêntricos um em relação ao outro.

Para uma montagem intercambiável recomenda-se que os furos sejam maiores que os fixadores removíveis, para acomodar variações de tolerância e também da própria montagem. Dessa forma, caso não haja pinos passantes ou pré-carga os parafusos devem localizar e posicionar as peças, além de suportar as cargas de cisalhamento mais os problemas de controle de tolerância. Um exemplo de união com folga é mostrado na figura a seguir:

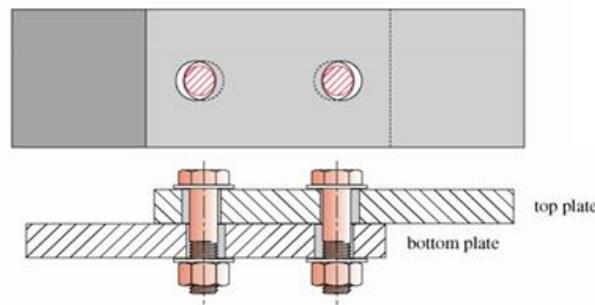


Figura 4.4 – União com folga no furo dos fixadores

4.2 Uniões Rebitadas

Assim como as uniões parafusadas sob cisalhamento, as uniões rebitadas também possuem aplicação estrutural para uniões que requerem alta resistência mecânica, como em pontes, edifícios, vasos de pressão, chapas de revestimentos, carrocerias automotivas e fuselagens de aeronaves. Podem também ser utilizados para uniões industriais, com menores resistência e custo

em caldeiras, tubulações, montagens de utensílios, mobília, dispositivos eletrônicos e máquinas industriais. Alguns desses exemplos são ilustrados a seguir:



Figura 4.5 – (a) Ponte de Londres; (b) Avião russo Yak; (c) Carroceria do Defender 90; (d) Rebites em uma cadeira de cabeleireiro e em uma bolsa

Quanto ao processo de rebite, temos que a cabeça preexistente do rebite é apoiada por um suporte denominado “contra-estampo” na parte inferior da junção, sendo então a união pressionada com um repuxador. Se o processo for manual, a superfície prensada do rebite é martelada até encorpar e preencher o furo e posteriormente arredondada com um martelo de bola. Feito isso, com uma ferramenta chamada “estampo” com uma cavidade interna que serve de matriz para a cabeça, esta recebe seu formato final. Se o processo for mecânico, é possível utilizar um martelo pneumático ou rebiteadeiras pneumáticas/hidráulicas que trabalham com pressão para fazer a punção da segunda cabeça do rebite. Um esquemático do processo manual é mostrado na Figura 4.6.

Comparativamente, as uniões rebiteadas apresentam tanto vantagens quanto desvantagens em aspectos de execução e até mesmo propriedades mecânicas da junta. Uma tabela com as principais vantagens e desvantagens é mostrada na Tabela 4.2.

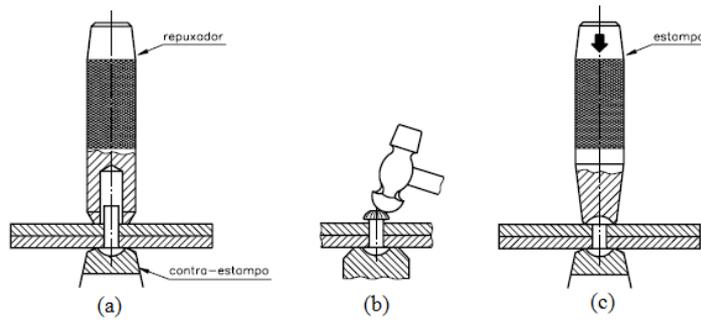


Figura 4.6 - (a) Repuxador comprimindo a junção; (b) Martelo de bola arredondando a cabeça; (c) Estampo dando o formato final à cabeça

Tabela 4.2 - Vantagens e desvantagens do uso de uniões rebitadas

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Execução simples: Não exige mão-de-obra qualificada • Industrial (montagem cega com diferentes materiais e espessuras) • Controle de qualidade simples • Aplicações com materiais de má soldabilidade (alumínio) 	<ul style="list-style-type: none"> • União Permanente • Campo de aplicação reduzido (chapas) • Não recomendável a carregamentos dinâmicos • Redução de resistência do material rebitado – furação (13% a 40%)

4.2.1 Uniões Rebitadas: Materiais

Para que apresente uma boa resistência ao cisalhamento, o material dos rebites deve ser dúctil e apresentar propriedades específicas, dependendo do seu enquadramento em uma das seguintes aplicações:

- Alto desempenho: baixa relação peso/resistência; baixa relação volume/resistência; rigidez; ductilidade; resistência ao desgaste; baixo custo e resistência dimensional sob grandes diferenças de temperatura. No caso de Aeronaves, é comum se utilizar as ligas Al2024 e Al5052;
- Industrial: uso de alumínio dúctil, latão, ligas de cobre e aço inox;

— Industrial: uso de aços de baixo e médio carbono (1006 a 1015).

4.1.1. CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

O diâmetro do rebite pode ser obtido em função das espessuras das chapas a serem unidas conforme equação a seguir:

$$\varnothing_{rebite} = 1.5esp_{min} \quad (4.1)$$

Sendo esp_{min} a menor espessura de chapa e os valores dados em in.

O diâmetro do furo pode ser obtido a partir do diâmetro do rebite de acordo com a seguinte relação:

$$\varnothing_{furo} = 1.06\varnothing_{rebite} \quad (4.2)$$

O comprimento útil L do rebite é dado por:

$$L = yd + S \quad (4.3)$$

Onde:

- y = Constante dependente do tipo de cabeça do rebite. Possui valor 1,5 para cabeças redonda e cilíndrica, e 1 para cabeça escareada;
- d = Diâmetro do rebite;
- S = Soma das espessuras das chapas.

Ainda em relação aos aspectos dimensionais, temos que existem valores mínimos para distância entre centros de furos para rebites e entre o centro do furo e as extremidades laterais da junta. Um exemplo para costura reta é ilustrado na Figura 4.7.

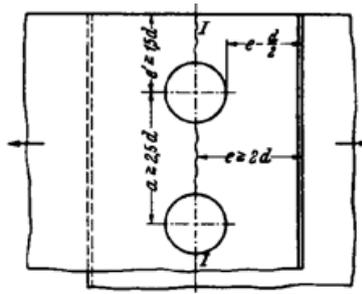


Figura 4.7 - Distâncias para rebiteagem

TIPOS DE REBITES

Os rebites podem ser classificados de acordo com o formato de sua cabeça e a função para a qual são empregados. Na imagem a seguir estão os principais tipos de rebites:

TIPOS DE REBITE	FORMATO DA CABEÇA	EMPREGO
	Cabeça redonda larga	Largamente utilizados devido à resistência que oferecem.
	Cabeça redonda estreita	
	Cabeça escareada chata larga	Empregados em uniões que não admitem saliências.
	Cabeça escareada chata estreita	
	Cabeça escareada com calota	Empregados em uniões que admitem pequenas saliências.
	Cabeça tipo panela	
	Cabeça cilíndrica	Usados nas uniões de chapas com espessura máxima de 7 mm.

Figura 4.8 - Principais tipos de rebite e dimensões

4.3 Modos de Falha

Assim como todo elemento de máquina os rebites estão sujeitos a falhas em serviço, que pode ocorrer de várias maneiras. Dado que os rebites estão sendo considerados submetidos a um esforço cisalhante, temos que eles podem falhar de sete modos diferentes, que podem ser: flexão das peças ligadas, corte do rebite, rotura da junção, esmagamento, corte ou rasgão da bainha. Uma figura ilustrativa de cada modo é mostrada a seguir:

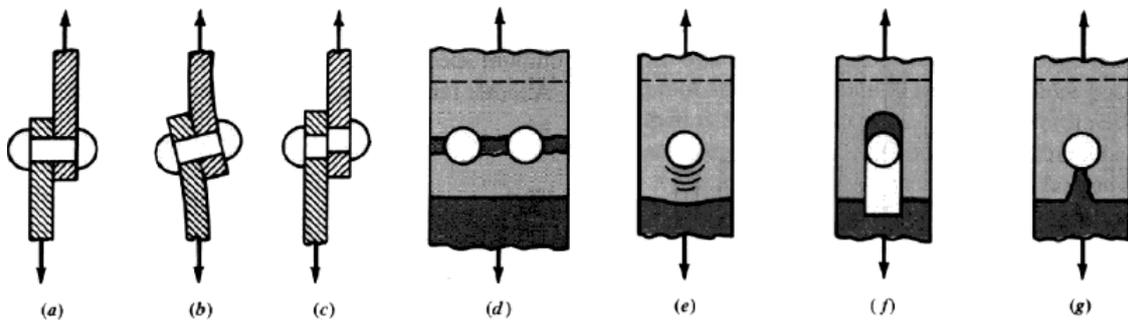


Figura 4.9 - (a) Aplicação do rebite; (b) Flexão das peças ligadas; (c) Corte do rebite; (d) Rotura das peças ligadas; (e) Esmagamento do rebite ou peça ligada; (f) Corte da bainha; (g) Rasgo da bainha

Para cada um desses modos é necessário calcular a tensão atuante, a fim de confrontá-la com a tensão de escoamento e assim obter os fatores de segurança. A seguir serão dadas as formulações necessárias para o cálculo de cada um dos modos:

A) CISALHAMENTO DO REBITE (DUPLO E MÚLTIPLO SEGUNDO NIEMANN,1971):

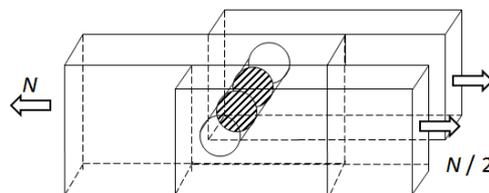


Figura 4.10 - Cisalhamento de um rebite

$$\tau_{atuante} = \frac{N}{2A_{rebite}} \leq S_y \quad (4.4)$$

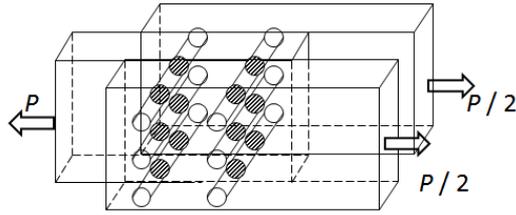


Figura 4.11 - Cisalhamento múltiplo de rebites

$$\tau_{atuante} = \frac{P}{zA_{rebite}} \leq S_y \quad (4.5)$$

Onde:

- N = Força aplicada por rebite;
- P = Força total aplicada na união;
- z = Número de rebites;
- S_y = Tensão de escoamento do material.

B) ESMAGAMENTO DA HASTE (UNITÁRIO E MÚLTIPLO SEGUNDO NIEMANN, 1971):

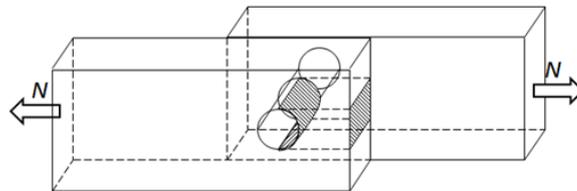


Figura 4.12 - Esmagamento da haste unitário

$$\sigma_l = \frac{N}{d \cdot s} \leq \sigma_{ladm} \quad (4.6)$$

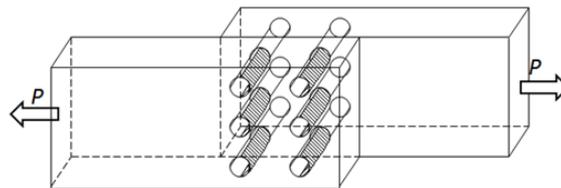


Figura 4.13 - Esmagamento múltiplo

$$\sigma_l = \frac{P}{z \cdot d \cdot s} \leq \sigma_{ladm} \quad (4.7)$$

Onde:

- s = Espessura da chapa;
- d = Diâmetro da haste;
- σ_l = Tensão atuante;
- σ_{ladm} = Tensão admissível.

C) CISALHAMENTO DA CHAPA (SEGUNDO NIEMANN, 1971):

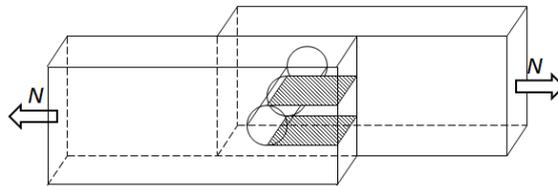


Figura 4.14 - Cisalhamento da chapa

$$\tau_{ch} = \frac{N}{2 \cdot e \cdot s} \leq \tau_{chadm} \quad (4.8)$$

Onde:

- e = Distância do centro do rebite à borda da chapa;
- d = Diâmetro da haste;
- τ_{ch} = Tensão de cisalhamento atuante;
- τ_{chadm} = Tensão de cisalhamento admissível.

Alguns valores de tensão de cisalhamento admissíveis para aço são mostradas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Tensões admissíveis [kgf/cm²] em estruturas de aço (NIEMANN, 1971)

	Peças	Rebites	Peças	Rebites	Peças	Rebites	Peças	Rebites
Material	St	St	H-B-	St	St	St	St 52	St 44
	00.12	34.13	St	34.13	37.12	34.13		
Tensões	σ	τ_R	σ	τ_R	σ	τ_R	σ	τ_R
Admissíveis	τ	σ_l	τ	σ_l	τ	σ_l	τ	σ_l
Segundo	1000	800	1200	960	1400	1120	2100	1680
DIN 120	800	2000	960	2400	1120	2800	1680	4200

D) CORTE DO REBITE (CISALHAMENTO SEGUNDO COLLINS, 2004):

$$\tau = \frac{4P}{\pi d_c} \leq 0.4S_y \quad (4.9)$$

Onde d_c é o diâmetro do corpo do rebite.

E) FLEXÃO DAS CHAPAS/PEÇAS

$$\sigma = \frac{PL_g}{2Z_m} \leq 0.6S_y \quad (4.10)$$

Onde:

- L_g = Comprimento total do rebite ($L_s + L_r$);
- Z_m = Módulo da seção transversal do membro mais fraco ($\frac{I}{c}$).

F) RUPTURA DOS MEMBROS

$$\sigma = \frac{P}{(b - N_r d_c)t_m} \quad (4.11)$$

Onde:

- b = Largura do membro;
- N_r = Número de rebites na largura do membro;
- t_m = Espessura do membro mais fraco.

G) COMPRESSÃO OU ESMAGAMENTO DO MEMBRO/REBITE

$$\sigma = \frac{P}{d_c t_m} \leq 0.9S_y \quad (4.12)$$

H) CISALHAMENTO NA BORDA DO FURO/CHAPA

$$\tau_e = \frac{f_s}{2x_e t} = \frac{F_s}{2x_e t N_r} \leq 0.6S_y \quad (4.13)$$

Onde:

- f_s = Carga cisalhante por rebite;
- F_s = Carga total cisalhante;
- x_e = Distância da borda da chapa até o centro do rebite ($2 \cdot d_c$)
- t = Espessura da chapa.

I) FALHA POR RASGAMENTO NA CHAPA

$$\sigma_e = \frac{Mc}{I} = \frac{6M}{td_e^2} = \frac{6 \frac{f_s p}{8}}{td_e^2} = \frac{3F_s p}{4td_e^2 N_r} \leq 0.4S_y \quad (4.14)$$

Onde:

- d_e = Distância da borda da chapa até o centro do rebite;
- F_s = Carga total cisalhante;
- N_r = Número de rebites suportando a carga;
- p = Passo entre rebites.

Alguns valores de passo são dados na tabela a seguir:

Tabela 4.4 - Passo Mínimo de Rebite Recomendado (Espaçamento)

Diâmetro do rebite (in)	1/8	5/32	3/16	3/4
Passo mínimo p para rebites de Cabeça protuberante, in	1/2	9/16	11/16	7/8
Passo mínimo p para rebites Embutidos de cabeça escareada, in	11/16	23/32	1 1/32	1 3/4

4.4 Uniões rebitadas: dimensionamento passo a passo

Os modos de falha se relacionam com um rebite ou uma chapa, sendo que para o caso de rebites e parafusos utilizados em grupos deve ser considerado o modo de falha por torção na união (cisalhamento). O resultado da tensão atuante no rebite é a soma vetorial das tensões diretas por cortante (F') e por cisalhamento devido à torção ou momento para cargas excêntricas (F). Um esquemático com carga excêntrica é mostrado a seguir:

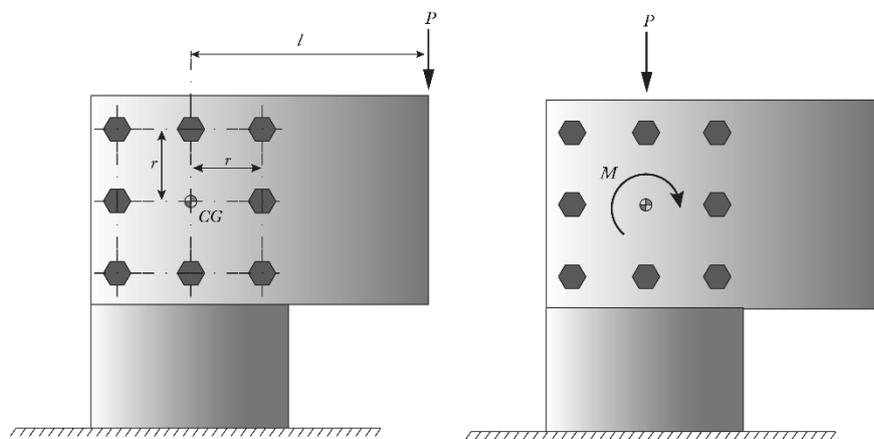


Figura 4.15 – Junta com parafusos e pinos passantes, carregada excêntrica em cisalhamento

Para efetuar o dimensionamento é preciso calcular as tensões atuantes para os dois casos de cisalhamento, conforme indicado adiante:

a) CISALHAMENTO DIRETO (PRIMÁRIO):

$$\tau_d = \frac{P}{\sum_{i=1}^{n_b} A_i} \quad (4.15)$$

Sendo:

- n_b = Número de Fixadores;
- P = Carga total de cisalhamento;
- A_i = Área do i -ésimo rebite ou parafuso.

b) CISALHAMENTO DEVIDO À TORÇÃO (SECUNDÁRIO):

$$\tau_s = \frac{(P_e)}{\sum_{i=1}^{n_b} A_i r_i^2} = \frac{(P_e)}{J_i} \quad (4.16)$$

Sendo:

- P_e = Produto entre o momento excêntrico M e sua distância e ao centro geométrico da disposição de rebites/parafusos, em N.mm²;
- J_i = Momento polar de inércia da estrutura, em mm⁴.

c) CISALHAMENTO RESULTANTE

$$\tau_{resultante} = \sqrt{\tau_d^2 + \tau_s^2} \quad (4.17)$$

d) LOCALIZAÇÃO DO CENTRÓIDE

Nas coordenadas cartesianas x e y , temos que o centro geométrico da disposição de rebites/parafusos na junta é dado por:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i x_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (4.18)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i y_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (4.19)$$

Sendo:

- n = Número de fixadores;
- A_i = Área da seção transversal do i -ésimo fixador;
- x_i e y_i = Coordenadas dos fixadores no sistema de coordenadas adotado.

EXEMPLO 1: DIMENSIONAMENTO (NIEMANN)

Dados os seguintes parâmetros:

$$P = 70000 \text{ N}$$

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$a = 75 \text{ mm}$$

$$v = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Chapa St 00.12} \begin{cases} \sigma_{adm} = 100 \text{ MPa} \\ s = 20 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\text{Rebites St 34.13} \begin{cases} \sigma_{adm} = 200 \text{ MPa} \\ \tau_{radm} = 80 \text{ MPa} \end{cases}$$

Determine se o rebite pode ser certificado, ou seja, se ele atende aos requisitos de cisalhamento e esmagamento da haste.

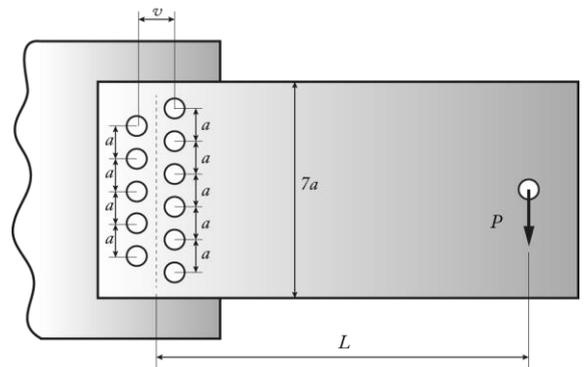


Figura 4.16 – Junção do problema 4.1.1.

Solução:

Dada a distribuição de rebites conforme ilustrado a seguir, como existe uma carga P excêntrica ao centro da região em que os rebites foram fixados, existe uma distribuição de carga cisalhante que gera um momento de compensação. Como os rebites superior e inferior estão mais distantes do centro, a força cisalhante é mais elevada naqueles pontos. Uma ilustração do que foi dito anteriormente é mostrada na Figura 4.17.

Considerando:

$$z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = z_5 = 1$$

$$u_1 = 5a; u_2 = 4a; u_3 = 3a; u_4 = 2a; u_5 = a$$

$$PL = \frac{N_{f1}}{u_1} \sum_{i=1}^5 u_i^2 z_i$$

Obtemos o valor de $N_{f1} = 25485 \text{ N}$.

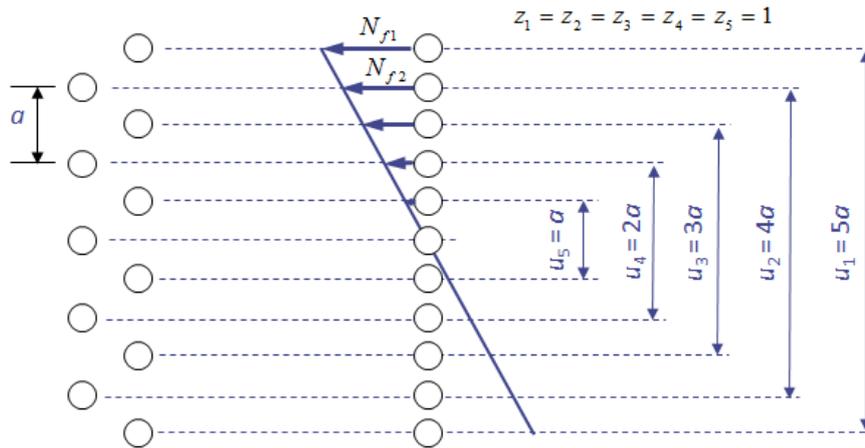


Figura 4.17 - Distribuição de carga cisalhante para compensar o momento da carga excêntrica

Com o valor de P e o número de rebites $z = 11$, temos que a cortante N_Q é dada por:

$$N_Q = \frac{P}{11}$$

De onde obtemos $N_Q = 6363,63 \text{ N}$.

Dadas as forças N_{f1} e N_Q é possível obter a carga resultante N , dada por:

$$N = \sqrt{N_{f1}^2 + N_Q^2} \approx 26267,33 \text{ N}$$

Sabendo a carga N , para fazer a análise do rebite temos os seguintes casos:

- Cisalhamento do rebite:

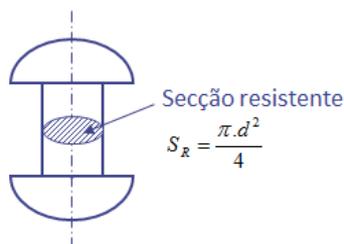


Figura 4.18 - Cálculo da menor seção resistente do rebite

$$\tau_R = \frac{N}{S_R} \approx 53,51 [MPa] \leq \tau_{radm} = 80 [MPa]$$

- Esmagamento da haste

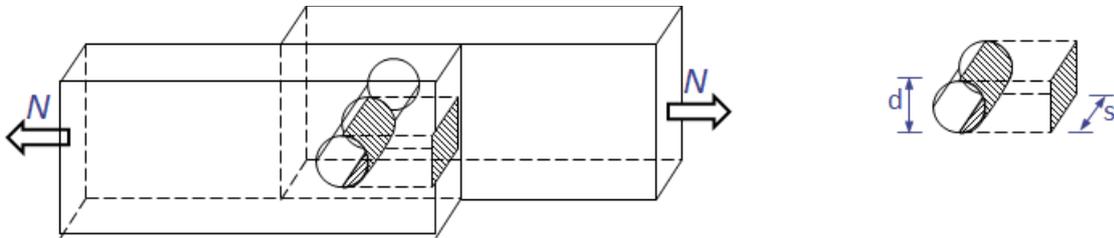


Figura 4.19 - Esmagamento da haste – Parâmetros relevantes

$$\sigma_t = \frac{N}{d \cdot s} \approx 52,53 [MPa] \leq \sigma_{ladm} = 200 [MPa]$$

EXEMPLO 2: FIXADORES EM CISALHAMENTO

Calcular o fato de segurança ao escoamento da junção ilustrada a seguir:

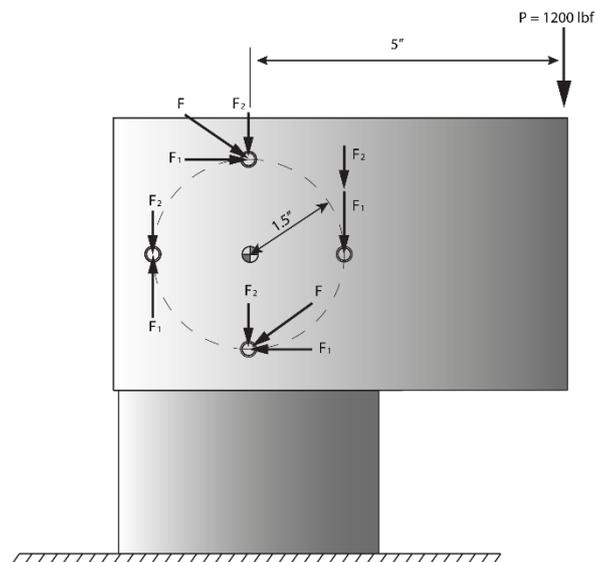


Figura 4.20 - Junção com 4 rebites

Dados:

- P = 1200 lbf, aplicada a uma distância l = 5" do centro geométrico da distribuição de pinos;

- $r = 1.5''$ = raio de posição de cada pino passante;
- Todos os pinos compartilham igualmente a carga de cisalhamento
- Pinos de aço-liga (Dureza de 40-48 HRC)

Solução:

A) Calcule o momento M da força aplicada:

$$M = Pl = 1200 \cdot (5) = 6000 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

B) Calcule o valor da força resultante deste momento em cada pino:

$$F_s = \frac{M}{r} = \frac{6000}{4 \cdot (1.5)} = 1000 \text{ lbf}$$

C) Determine a quantidade de força que atua diretamente em cada pino:

$$F_p = \frac{P}{n} = \frac{1200}{4} = 300 \text{ lbf}$$

D) Baseado no diagrama vetorial da Figura 4.20, o pino B é o que recebe a maior carga cisalhante e sua força resultante será:

$$F_{Bresul} = F_p + F_s = 300 + 1000 = 1300 \text{ lbf}$$

E) Adotando um valor inicial de $0.375''$ para o diâmetro do pino, pode-se calcular a tensão de cisalhamento direta no pino que recebe a maior carga (Pino B):

$$\tau = \frac{F_{Bresul}}{A_B} = \frac{1300}{\frac{\pi(0.375)^2}{4}} \approx 11770 \text{ psi}$$

F) A resistência ao escoamento pode ser obtida da Tabela 6.5 com o fator de segurança contra falha estática N_s sendo dado por:

$$N_s = \frac{S_{ys}}{\tau} = \frac{117000}{11770} \approx 9.94$$

5 UNIÕES SOLDADAS: DEFINIÇÕES E PROCESSOS

5.1 Considerações

A soldagem é um processo que envolve a fusão local de superfícies de peças a serem unidas, alterando as propriedades mecânicas, químicas e metalúrgicas das áreas afetadas. Está relacionada com o calor e com ciclos térmicos, tendo como parâmetros a voltagem, a corrente, o depósito e o tempo de processamento, sendo uma alternativa aos processos de conformação na indústria metal-mecânica.

Quanto à aplicabilidade, temos que a soldagem pode ser utilizada tanto para união de elementos estruturais e de máquinas como também para reparos de tipo enchimento, reparo de trincas e vedação. É comum ser feita em reservatórios de pressão, estruturas de pontes, sistemas de escape e em componentes de transmissão automotiva, sendo algumas aplicações ilustradas na Figura 5.1.

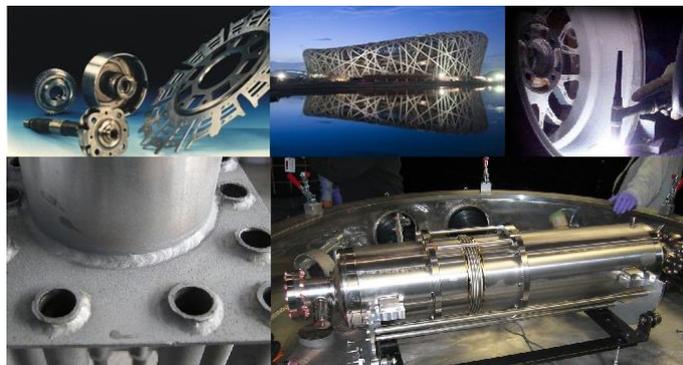


Figura 5.1 - Exemplos de materiais soldados

Comparada a outros processos, a soldagem apresenta as seguintes vantagens e desvantagens listadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Vantagens e desvantagens da soldagem

Vantagens	Desvantagens
Menor Peso	Necessita de mão-de-obra especializada
Menor perda de resistência	Deformações significativas
Menor tempo de entrega	Alteração local das propriedades mecânicas
	Oxidação/descarbonetação
	Variação de dureza

A resistência das uniões soldadas depende de diversos fatores, que devem ser controlados para que se obtenha uma solda mais homogênea com qualidade mais elevada. Durante o processo, temos que o calor provoca alterações metalúrgicas não só no material, mas também nas vizinhanças da solda. Também os gradientes térmicos geram tensões residuais e eventuais empenamentos do componente, introduzindo expansões e contrações diferenciais, variações nas forças de fixação e alterações na resistência ao escoamento.

Alguns processos para alívio das tensões residuais incluem o aquecimento das partes a uma temperatura uniforme antes do processo de soldagem, o recozimento e o “shot-peening” ou jateamento. Um processo típico que utiliza calor para gerar tensões residuais positivas de compressão é mostrada a seguir:

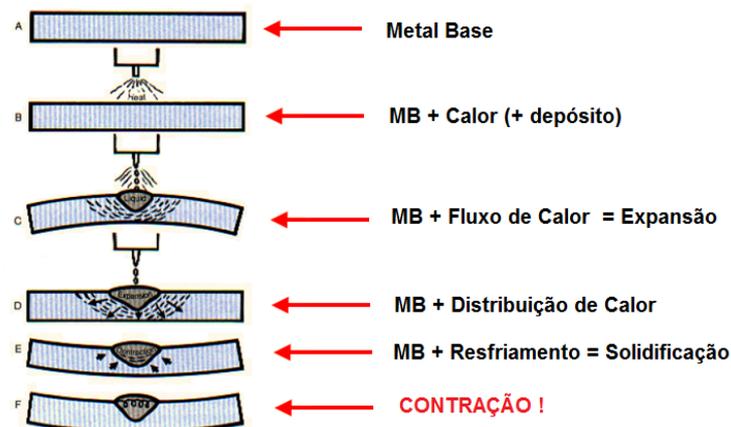


Figura 5.2 - Esquema de soldagem com criação de tensões residuais compressivas

Assim como outros tipos de união, a solda obedece normas de especificação das propriedades das “varetas” ou eletrodos de solda que servirão de

preenchimento para cada tipo de componente a ser soldado, além de admitir, para efeitos de cálculos de tensões e resistência, que o material soldado se comporta como uma peça única. Entre os principais materiais utilizados para o processo de soldagem estão aços-carbono, aço fundido e inoxidável, ferro fundido, ligas de alumínio, cobre, magnésio, prata e níquel e também termoplásticos. Também é especificada a cotagem como na norma ISO 2553 de 1992 mostrada na figura a seguir:

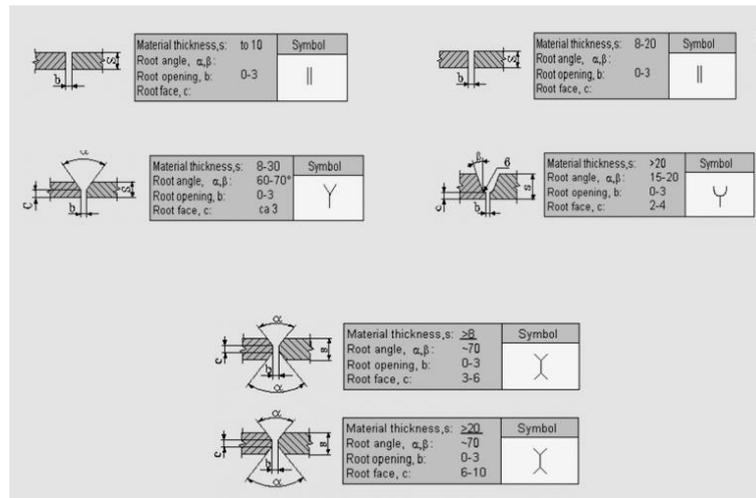


Figura 5.3 - Exemplo de cotagem de soldas: ISO 2553:1992

5.2 Processos de soldagem

Vários processos de usinagem de uso generalizado estão baseados em fenômenos físicos distintos. A aplicação prática de cada um desses processos resulta em uma enorme variedade de processos de soldagem, sendo alguns deles elucidados a seguir:

5.2.1 Soldagem por chama (a gás)

A soldagem por chama é o mais antigo processo de soldagem que se conhece, baseando-se no princípio do calor para fundir os materiais. Foi o desenvolvimento de uma “chama” de queima conjunta de acetileno e oxigênio (oxiacetileno) no início do século XX que demonstrou o potencial deste tipo de soldagem, transformando-o em um processo de manufatura generalizada. Atualmente, apesar das onvas tecnologias é ainda o processo de custo mais reduzido.

A solda a gás pode ser realizada em diversas temperaturas, classificadas como baixas, médias e altas conforme mostrado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Temperaturas para soldagem por chama

Temperaturas	°C
Baixas	1800
Médias	2500
Altas	>3000

No caso de altas temperaturas utiliza-se a solda de oxiacetileno (3100°C) para qualquer trabalho de fundição direta do material, como no caso de soldagem de materiais com paredes delgadas, ou para fundir um arame de solda.

Resumidamente, o processo consiste no aquecimento das peças que serão unidas com o oxiacetileno até a fusão completa, com ou sem material de adição. Uma ilustração da soldagem a gás é mostrada a seguir:

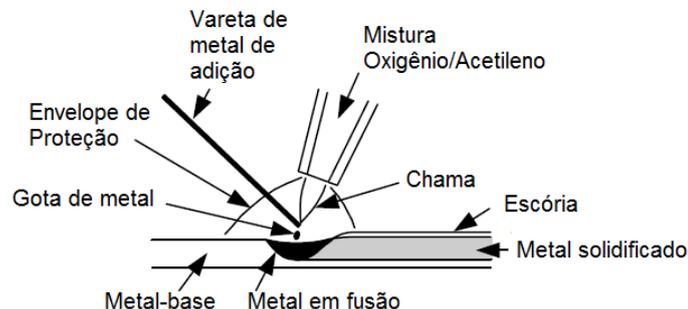


Figura 5.4 - Soldagem a gás

5.2.2 Soldagem por arco elétrico

A soldagem por arco elétrico teve grande impulso com o desenvolvimento e aproveitamento comercial da eletricidade. No final do século XIX percebeu-se que um arco elétrico era uma fonte inesgotável de calor concentrado, podendo atingir rapidamente 3900°C. Neste mesmo período foram feitas várias tentativas de fundir e soldar metais com arco elétrico, inicialmente utilizando eletrodos de

carbono numa extremidade, os quais eram as próprias peças a serem soldadas a outros eletrodos.

O metal de adição era incluído somente quando necessário, por meio de uma vareta que era empurrada progressivamente contra o metal em fusão tal como ilustrado Figura 5.4, de soldagem por chama.

O processo se desenvolveu conduzindo a substituição do eletrodo de carbono por um consumível de metal que atuava simultaneamente a outros metal de adição e eletrodo. O grande problema encontrado residia na contaminação do metal em fusão devido à exposição ao gás oxigênio presente no ar, limitando em termos tecnológicos o avanço da soldagem por arco elétrico.

Com o final da 1ª Guerra Mundial a soldagem por arco elétrico começou a ser feita com eletrodos revestidos protegendo o metal em fusão, proporcionando maior estabilidade do próprio arco, além de proporcionar maior variedade de soldagens por arco elétrico, cada uma delas com características específicas.

No que diz respeito ao tipo de eletrodo, a solda por arco elétrico pode ser do tipo:

- A) Eletrodo consumível: serve como material de adição, sendo consumido durante o processo de soldagem, conforme ilustrado na Figura 5.5:

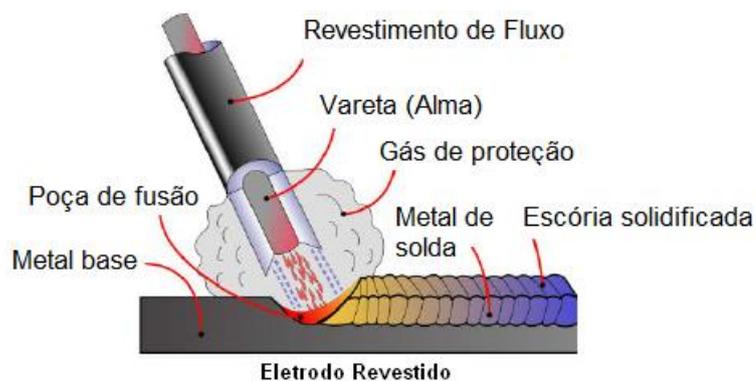


Figura 5.5 - Soldagem por arco elétrico com eletrodo consumível

B) Eletrodo permanente: feito de tungstênio, é utilizado para pequenas espessuras de solda, nas quais não há necessidade de adição de material como ilustrado na Figura 5.6:

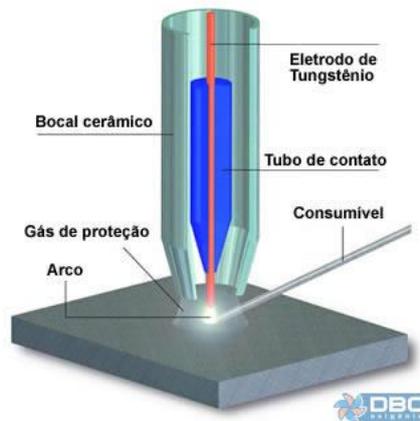


Figura 5.6 - Soldagem por arco elétrico com eletrodo permanente

Dentre os eletrodos revestidos têm-se os seguintes processos:

- **SOLDAGEM A ARCO COM METAL PROTEGIDO (VARETA)**

Trata-se de um processo manual, comum em reparos e soldagem de grandes estruturas, ilustrado na Figura 5.7.

No processo, o soldador alimenta com um eletrodo consumível a área de trabalho e o fluxo de cobertura do eletrodo libera um gás de proteção formando uma escória em torno do metal de solda. Seu principal uso é em aços.

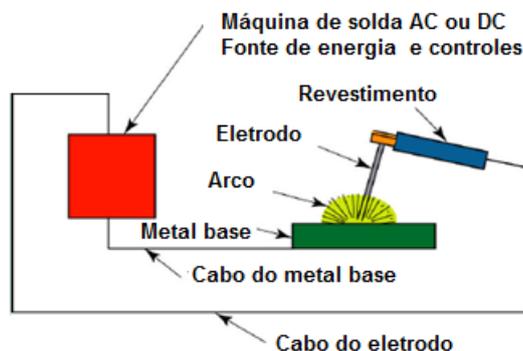


Figura 5.7 - Soldagem a arco com metal protegido

- **MIG (METAL INERT GAS)**

Trata-se de um processo automático que produz soldas de alta qualidade a altas velocidades, utilizando diversos metais.

Diferentemente do que acontece na solda com metal protegido, neste caso o eletrodo consumível não é revestido, projetando-se de um bocal que libera gás de proteção que pode ser de argônio para alumínio e outros metais não ferrosos ou dióxido de carbono de baixo custo no caso de aços. Um esquema de solda MIG é mostrado a seguir:

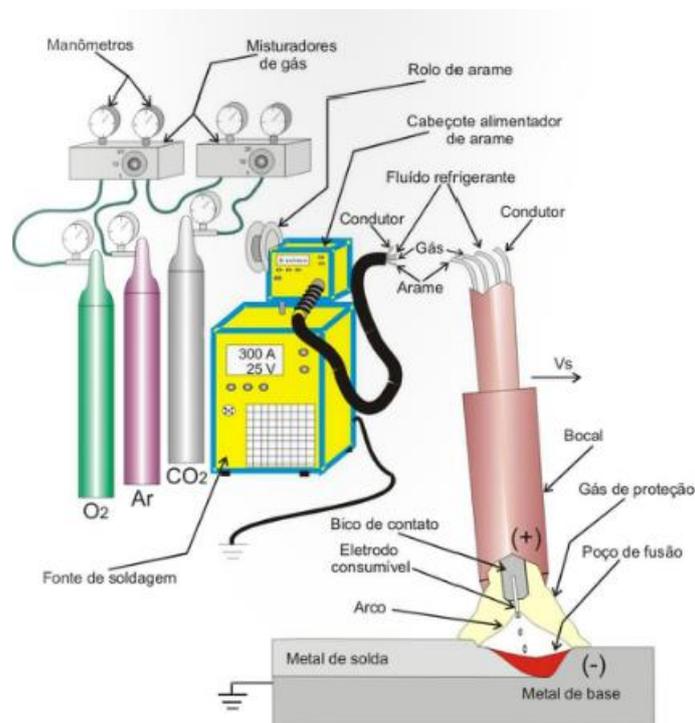


Figura 5.8 - Soldagem MIG

- **TIG (TUNGSTEN INERT GAS)**

Trata-se de um processo semelhante ao MIG, com bocal circundando o eletrodo de tungstênio e liberando gás hélio ou argônio como proteção. É mais lento do que a solda MIG mas pode ser utilizado em metais nobres ferrosos e não-ferrosos com alta qualidade, além de poder ser automatizado. Um esquema da solda TIG é mostrado a seguir:

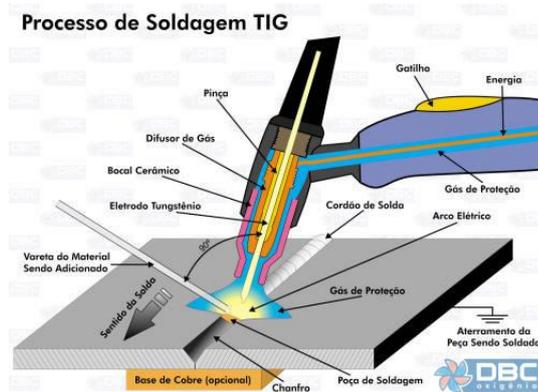


Figura 5.9 - Soldagem TIG

5.2.3 Soldagem por resistência

A soldagem por resistência utiliza o princípio do efeito Joule e pressão para efetuar a união de duas peças por coalescência. Neste processo a pressão é aplicada externamente, a resistência elétrica fornece o calor e a coalescência ocorre em poucos segundos, tornando o processo econômico e adequado para fabricação automatizada. Além disso, não utiliza material de adição, revestimento ou sequer gases de proteção; fatores que auxiliam em sua automatização. Exemplos são a soldagem por pontos e costura, ilustradas nas Figura 5.10 e Figura 5.11.

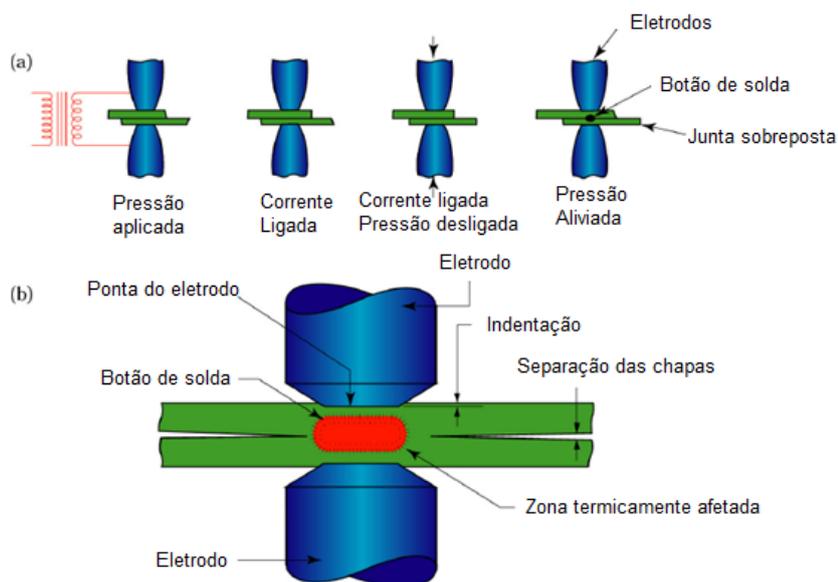


Figura 5.10 – Soldagem de resistência por pontos;

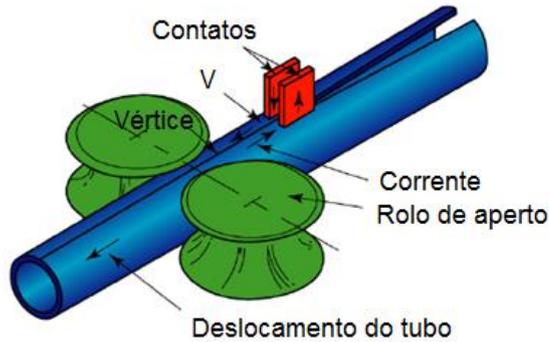


Figura 5.11 - Soldagem de resistência por costura

5.2.4 Soldagem em estado sólido

O processo de soldagem em estado sólido requer altas tensões de compressão seja a quente ou a frio, a fim de promover a união dos componentes. Não envolve a fusão dos componentes, sendo a solda efetuada por coalescência das superfícies. Variações do processo incluem forjamento a quente, deformação plástica a frio de duas peças em contato e a soldagem por atrito, a qual consiste em comprimir as peças a serem unidas e promover alta temperatura por atrito entre as mesmas. Uma ilustração da soldagem por atrito é mostrada a seguir:

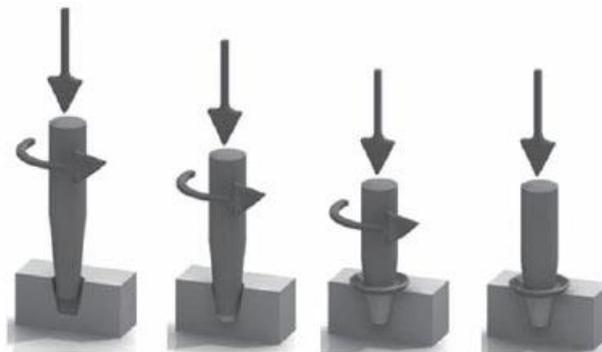


Figura 5.12 - Soldagem por atrito

Outra característica da soldagem em estado sólido é a formação de um colar entre as duas peças soldadas, a qual varia com a velocidade e a pressão

ajustadas no processamento. Um esquema do processo e as variações do colar são mostradas na Figura 5.13:

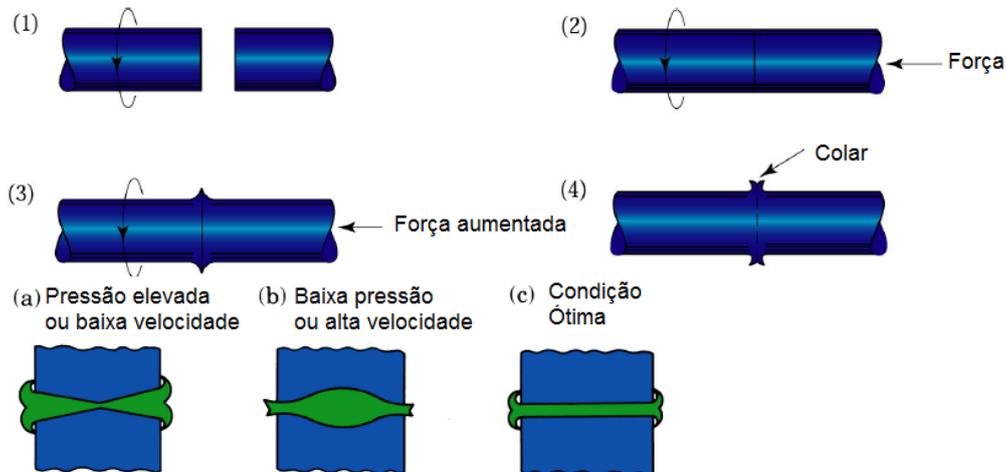


Figura 5.13 – (1) Aplica-se um torque em uma das partes da união; (2) Aplica-se uma força para unir as duas partes; (3) Aumenta-se a intensidade da força para garantir pressão e temperatura da soldagem; (4) Formação de um colar na região da solda; (a) Formato do colar para pressão elevada ou baixa velocidade; (b) Formato do colar para baixa pressão ou alta velocidade; (c) Condição ótima de pressão e velocidade

5.2.5 Outros processos de soldagem

5.2.5.1 Soldagem a laser

A soldagem a laser é um processo baseado no aquecimento cuja fonte de calor é um feixe de laser de grande intensidade, a qual gera uma coluna muito fina de metal vaporizado promovendo a soldagem da união.

É utilizada no caso de uma demanda por uniões bem preparadas e com espaçamento muito pequeno e até mesmo nulo. Gera menores zonas termicamente afetadas e menor distorção térmica, além de um cordão de solda mais estreito com menor tempo de acabamento. É um processo passível de automação.

5.2.5.2 Soldagem de polímeros

Trata-se de uma soldagem semelhante à dos metais, porém com temperaturas muito inferiores dado que se deseja evitar a degradação dos materiais. No caso do uso de termoplásticos, temos que estes fundem com temperatura mais elevada; os termorrígidos, por sua vez, degradam ou queimam com altas temperaturas.

O processo se baseia no movimento relativo entre as partes a serem soldadas e no calor necessário para fusão sendo gerado por atrito. É possível também que a fusão seja realizada por uma fonte de calor externa, como uma chama, por exemplo.

5.2.5.3 Brasagem

A brasagem utiliza temperatura mais baixa que no processo convencional de soldagem, fundindo somente o material de adição ou “adesivo metálico”. Em geral são utilizados os seguintes materiais listados na Tabela 5.3:

Tabela 5.3 - Materiais de adição para brasagem

Temperatura	Material de adição
< 450°C	Pb e Sn
> 450°C	Ligas de Ni, Cu, Al e metais preciosos

Um esquema do processo de brasagem é mostrado na Figura 5.14:

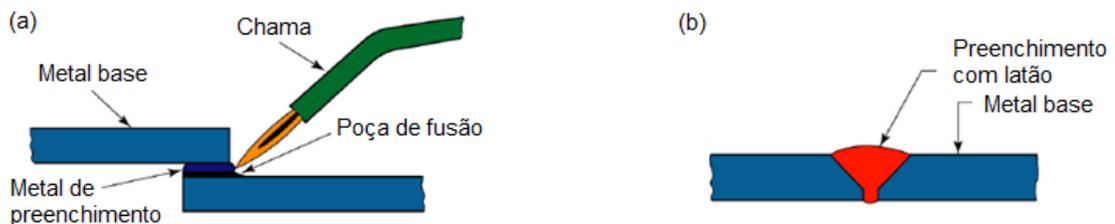


Figura 5.14 - (a) Fusão do material adesivo para soldagem em uma junta sobreposta; (b) Material de adição preenchendo a região da solda de topo em V

5.2.5.4 Colagem (Juntas adesivas)

A colagem utiliza material de adição não-metálico para união entre materiais distintos.

5.3 Simbologia e Especificações

As normas que definem as propriedades, características geométricas e simbologia de soldas são a ISO 2553 de 1992, na qual se baseou a NBR 7165 “Simbologia de solda para construção naval e ferroviária” e as ditadas pela American Welding Society (AWS). Uma ilustração das principais cotas que devem ser indicadas segundo a NBR 7165 é mostrada a seguir:

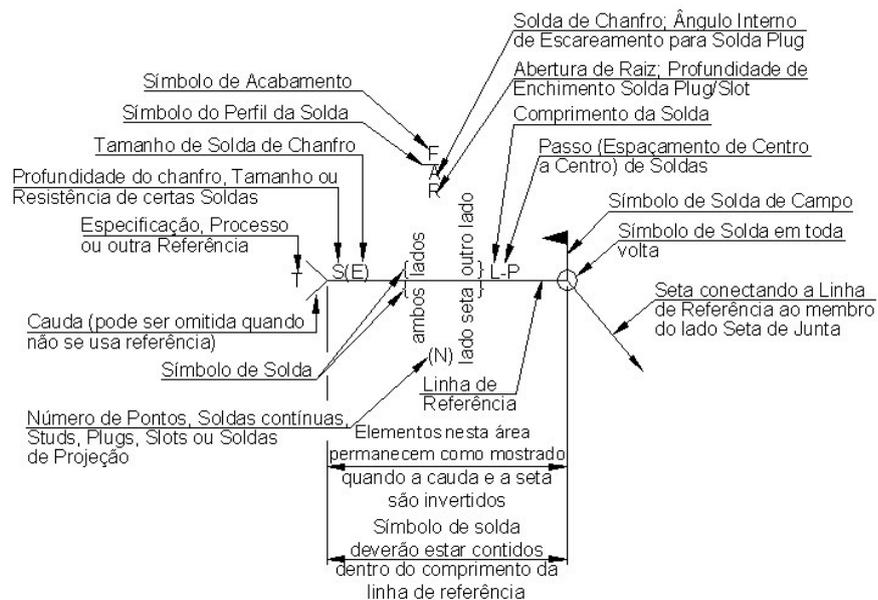


Figura 5.15 - Simbologia e cotagem de soldas (NBR 7165)

Além da simbologia e parâmetros a serem cotados as normas também descrevem posições e tipos de solda, sendo alguns exemplos mostrados nas figuras Figura 5.16 e Figura 5.17 respectivamente:

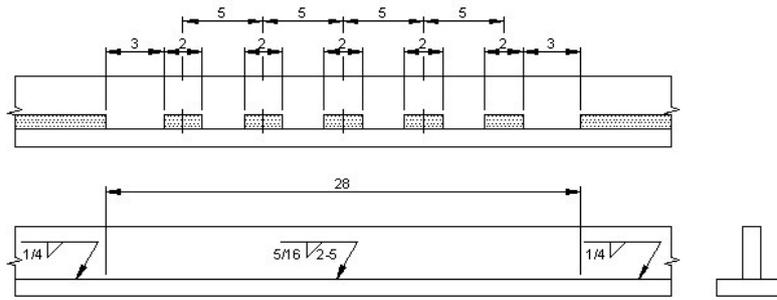


Figura 5.16 - Posicionamento para solda menor que o comprimento disponível da junta

Tipo de solda							
Conta cordão	Filete	Tampão ou entalhe	Sulco				
			Quadrado	V	Bisel	U	J

Figura 5.17 - Tipos de solda (NBR 7165)

Como exemplo de tipo de solda temos as de topo, cuja classificação varia de acordo com a direção do carregamento: paralelo ou transversal. Uma ilustração dos dois tipos de carga, um de tração e outro de cisalhamento são mostrados na Figura 5.18:

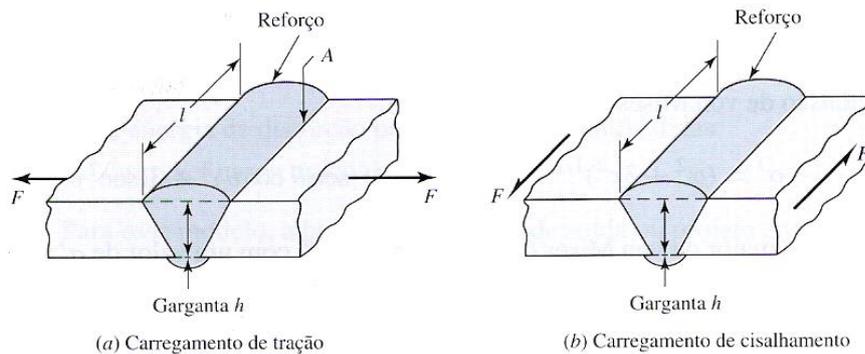


Figura 5.18 - Carregamentos típicos em solda de topo

Também existem especificações de resistência e ductibilidade do material do eletrodo de solda, nos padrões AWS e ASTM. Um exemplo é a série de eletrodos e varetas de soldagem E60 ou E70, que representam as resistências mínimas de 60 ou 70 kpsi aplicadas ao material, quando soldado, respectivamente.

- **DIMENSÕES DA SOLDA (AWS)**

Segundo a AWS, temos que:

- As alturas (h) da solda podem ser diferentes em uma mesma peça e proporcional às espessuras das placas, devendo ser no mínimo de 3 mm para placas com espessura inferior a 6 mm e de no mínimo 15 mm para placas com espessura maior que 150 mm.
- A espessura (t) é a menor distância à superfície da solda a partir da intersecção das placas (no caso de uma solda convexa do tipo filete, $t \sim 0.707 h$)
- A área do cordão, para cálculo das tensões é dada por:

$$A_{\text{cordão}} = t \cdot L \quad (5.1)$$

Onde L é o comprimento do cordão de solda. Uma ilustração das dimensões da solda supracitadas é mostrada na Figura 5.19:

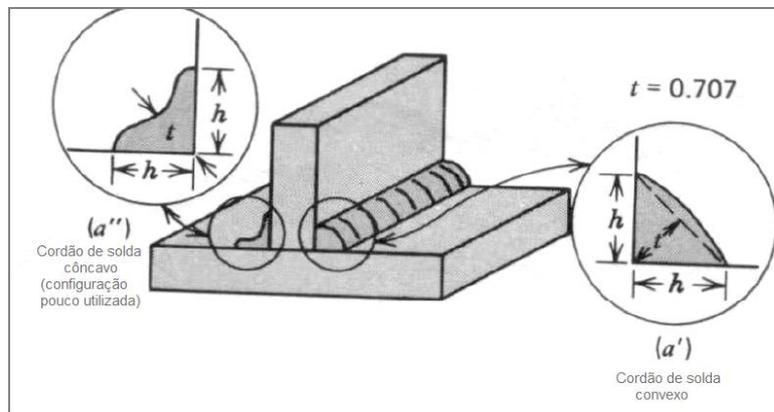


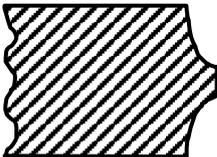
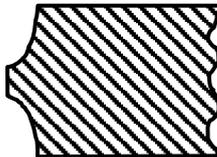
Figura 5.19 - Cordões de solda do tipo filete (a'') côncavo e (a') convexo

5.4 Tipos de Uniões

5.4.1 Uniões de topo

Uniões de topo apresentam boa resistência mecânica tanto estática quanto dinâmica. Podem ter formato V, X ou duplo U, dependendo da espessura da união soldada, conforme mostra a Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Tipos de uniões de topo

Espessura	Tipo de solda	Geometria	
Até 4 mm	Sem chanfro		
De 5 mm a 15 mm	V		
De 10 mm a 30 mm	X		
Maior que 30 mm	Duplo U		

5.4.2 Uniões em “T”

Uniões em T suportam cargas inferiores às das uniões de topo. Por outro lado, são utilizadas para cordões angulares e cargas dinâmicas. Um exemplo é mostrado na Figura 5.20:

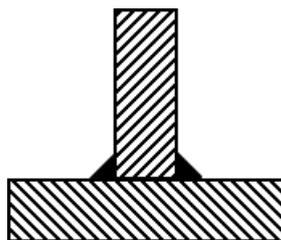


Figura 5.20 - Solda em "T"

5.4.3 Uniões angulares na extremidade

São uniões que suportam cargas menores que as em "T", uma vez que o gradiente de tensão fica maior pela distância menor à extremidade livre de uma das chapas. Uma ilustração da solda em T é mostrada na figura a seguir:

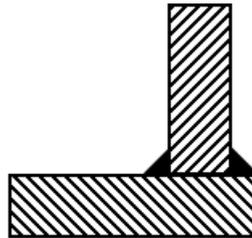


Figura 5.21 - Solda em "T" na extremidade

5.5 Esforços atuantes nos cordões de solda:

Generalizando o problema de esforços atuantes no cordão de solda, é possível admitir que o mesmo esteja sujeito a cortantes nas três direções principais (Q_x , Q_y e Q_z) e momentos fletores em relação aos eixos por elas definidos (M_{fx} , M_{fy} e M_t , o índice t indicando torção), conforme ilustrado nas Figura 5.22 e Figura 5.23 para uma solda em V e outra em T, respectivamente :

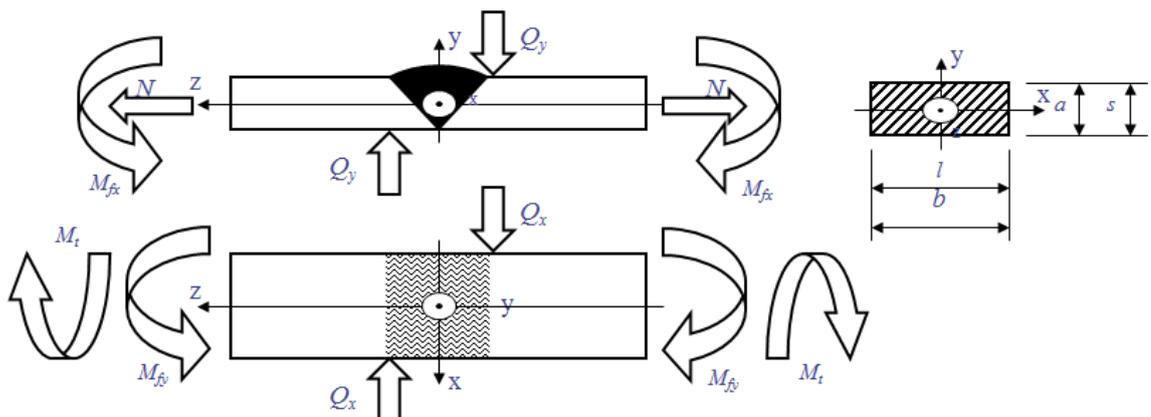


Figura 5.22 - Esforços em solda de topo tipo V

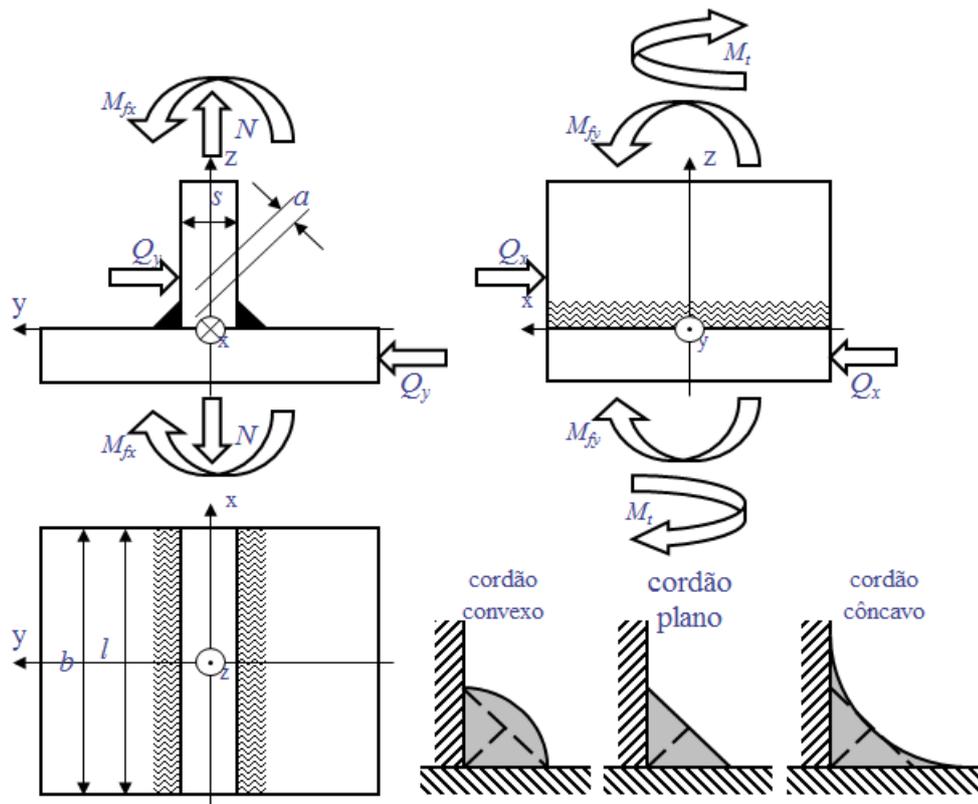


Figura 5.23 - Esforços em união do tipo T

5.5.1 Distribuição dos esforços atuantes nos cordões de solda

5.5.1.1 Cordão único

No caso de existir apenas um cordão de solda, decompõem-se os esforços atuantes sobre a peça em forças e momento aplicados ao centro do cordão.

5.5.1.2 Cordões múltiplos

No caso de múltiplos cordões torna-se necessário determinar o centro geométrico (C.G.) da seção transversal da união para depois determinar os esforços em cada um dos cordões. Uma ilustração de um problema com 2 cordões é mostrada na Figura 5.24.

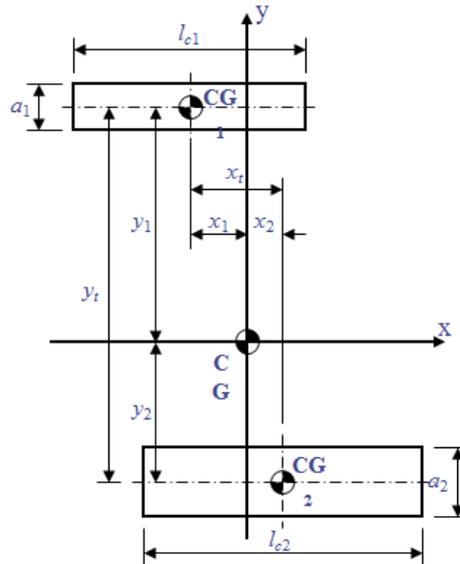


Figura 5.24 - Problema com dois cordões de solda

As condições para que a posição indicada seja o C.G. são:

$$a_1 \cdot l_{c1} \cdot x_1 = a_2 \cdot l_{c2} \cdot x_2 \quad (5.2)$$

$$a_1 \cdot l_{c1} \cdot y_1 = a_2 \cdot l_{c2} \cdot y_2 \quad (5.3)$$

Distribuiu-se então os esforços aplicados no C.G. para cada um dos cordões.

Lembrando que as equações 5.2 e 5.3 são aproximações analíticas, sendo que o cálculo exato depende em alguns casos da compatibilidade de deformações das peças sendo soldadas e dos próprios cordões (balanço de rigidez).

EXEMPLO 5.1

As placas da Figura 105 possuem 12 mm de espessura e são de aço com $S_y = 350$ MPa. Elas são unidas por meio de um cordão de solda convexo ao longo dos lados AB e CD, cada um dos quais com 50 mm de comprimento. A resistência ao escoamento do metal da solda é 350 MPa. Qual a carga estática F que pode ser suportada por um cordão de solda com altura $h = 6$ mm,

considerando um fator de segurança de no mínimo 3 (baseado na resistência ao escoamento) ?

- Considere que as placas não falham entre si e que a falha por cisalhamento ocorre na área útil da solda.
- Pela energia de distorção, para aços, $S_{sy} = 0.554 S_y$ onde S_{sy} é a tensão admissível de cisalhamento.

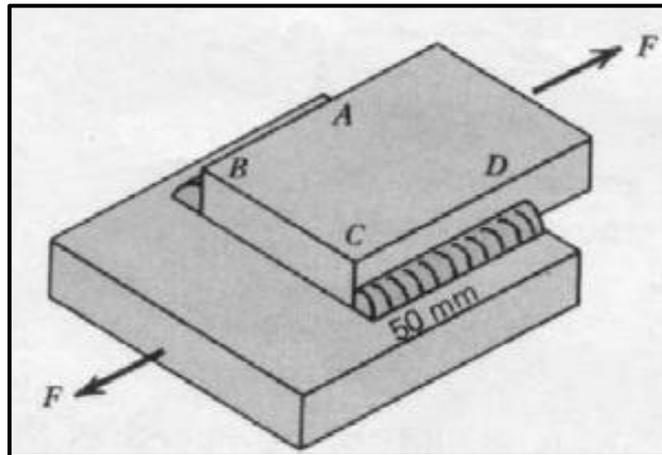


Figura 5.25 - Junta sobreposta - Exemplo

Solução:

Determinando a área de cordão A de solda sobre a qual F se distribui, temos que:

$$A = 2 \cdot t \cdot L = 2 \cdot (6 \cdot 0.707) \cdot 50 = 424.2 \text{ mm}^2$$

Onde o fator 2 se dá devido ao fato de existirem 2 cordões paralelos. Assim, a tensão atuante nos cordões de solda é:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{424.2} \text{ MPa (F em [N])}$$

Para obtermos a tensão admissível de cisalhamento, utilizamos a equação dada no enunciado para S_{sy} :

$$S_{sy} = 0.554 \cdot S_y = 0.554 \cdot 350 = 193.9 \text{ MPa}$$

Calculando o fator de segurança $N \geq 3$ (requisito do enunciado) conforme a equação a seguir:

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau} = 3 \leq \frac{193.9}{\frac{F}{424.2}}$$

De onde obtemos o valor de F:

$$F \leq 27.42 \text{ kN}$$

6 DIMENSIONAMENTO DE SOLDAS DE TOPO E FILETE

Para realizar o dimensionamento de soldas é necessário calcular os esforços que se desenvolvem sobre os cordões. No caso de soldas de topo em “V” simples, como ilustradas nas Figura 6.1 e Figura 6.2, temos as seguintes cargas atuantes:

6.1 Soldas de topo

A) SOLICITAÇÃO COM FORÇA DE TRAÇÃO F

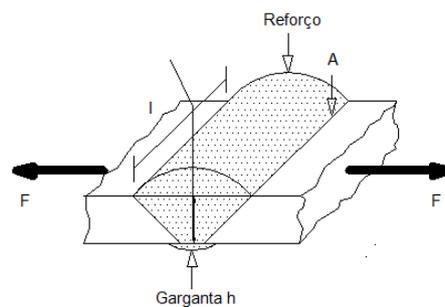


Figura 6.1 - Solda em "V" simples (topo) sob tração

A tensão normal média σ desenvolvida sobre o cordão de solda será:

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (6.1)$$

Onde:

- h = garganta da solda;
- l = comprimento do cordão de solda.

B) SOLICITAÇÃO COM FORÇA DE CISALHAMENTO F

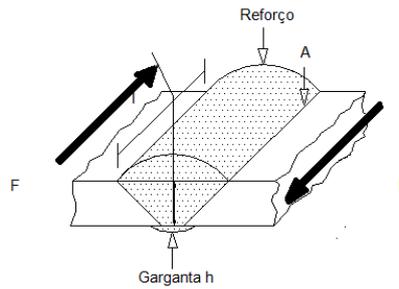


Figura 6.2 - Solda em "V" simples (topo) sob cisalhamento

A tensão de cisalhamento média τ desenvolvida sobre o cordão de solda será:

$$\tau = \frac{F}{hl} \quad (6.2)$$

Lembrando que o cálculo da área como o produto entre a garganta da solda e o comprimento do cordão não inclui a parte do reforço.

6.2 Soldas de filete

No caso das soldas do tipo filete temos que fazer uma consideração diferente para o cálculo da área sob solicitação, considerando que, para uma solda convexa a área A é dada conforme mostrado a seguir:

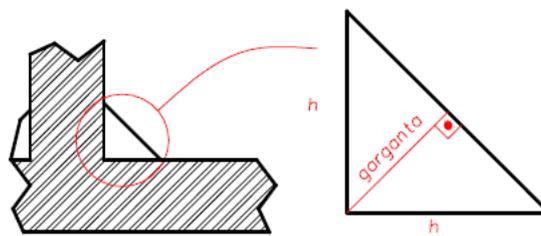


Figura 6.3 - Solda do tipo filete: parâmetros

$$A = h \cdot L \cdot \cos(45^\circ) \approx 0.707h \cdot L \quad (6.3)$$

Onde:

- h = altura do lado do filete;
- L = comprimento do cordão de solda.

Para determinar de maneira analítica qual seria a região mais crítica do filete para se efetuar o cálculo das tensões, pode-se admitir uma solda de filete conforme ilustrada a seguir:

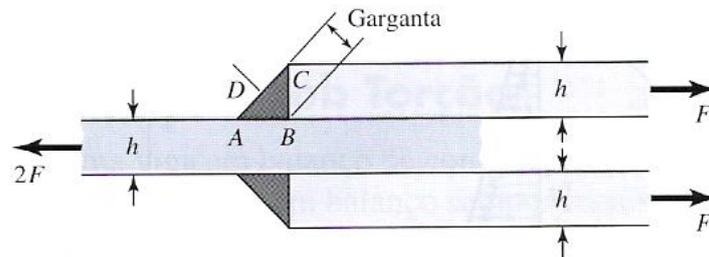


Figura 6.4 - Solda de filete

Considerando que no ponto C o ângulo da seção do filete seria de 0° e que para o ponto A seria de 90° , para um ângulo θ qualquer temos que a força F no cordão se dividiria de modo a se obter uma componente normal (F_n) e outra de cisalhamento (F_s), conforme ilustrado na Figura 6.5. Fazendo o somatório de forças nas direções x (paralela à superfície de ângulo θ e na direção perpendicular y , temos:

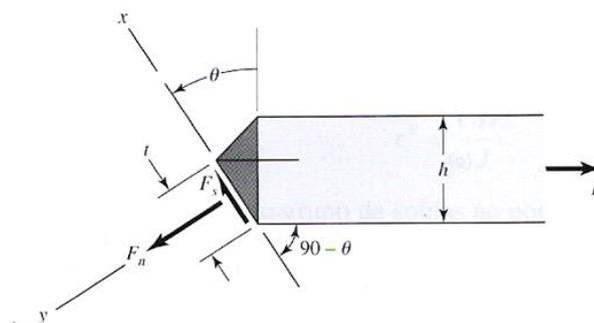


Figura 6.5 - Seção de ângulo θ do cordão de solda

$$F_s = F \cos(90^\circ - \theta) = F \sin(\theta) \quad (6.4)$$

$$F_n = F \text{sen}(90^\circ - \theta) = F \cos(\theta) \quad (6.5)$$

Aplicando-se a lei dos senos para o triângulo formado pela solda é possível determinar a dimensão da garganta (t):

$$\frac{t}{\text{sen}(45^\circ)} = \frac{h}{\text{sen}(90^\circ - \theta + 45^\circ)} \quad (6.6)$$

$$t = \frac{h \cdot \text{sen}(45^\circ)}{\text{sen}(135^\circ) \cos(\theta) - \text{sen}(\theta) \cos(135^\circ)} \quad (6.7)$$

De onde obtemos:

$$t = \frac{h}{\cos(\theta) + \text{sen}(\theta)} \quad (6.8)$$

Com esse procedimento, as tensões nominais (σ e τ) a um ângulo θ na solda podem ser escritas como:

$$\sigma = \frac{F_n}{A} = \frac{F \cos \theta (\cos \theta + \text{sen} \theta)}{hl} = \frac{F}{hl} (\cos^2 \theta + \text{sen} \theta \cos \theta) \quad (6.9)$$

$$\tau = \frac{F_s}{A} = \frac{F \text{sen} \theta (\cos \theta + \text{sen} \theta)}{hl} = \frac{F}{hl} (\text{sen} \theta \cos \theta + \text{sen}^2 \theta) \quad (6.10)$$

É possível então obter a tensão de von Mises σ' dada por:

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} \quad (6.11)$$

Substituindo as tensões, temos:

$$\sigma' = \frac{F}{hl} \left[(\cos^2 \theta + \text{sen} \theta \cos \theta)^2 + 3(\text{sen} \theta \cos \theta + \text{sen}^2 \theta)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.12)$$

Derivando a equação 6.10 em relação ao ângulo θ e igualando a zero:

$$\frac{d\tau}{d\theta} = \frac{F}{hl} (\cos^2\theta - \sin^2\theta + 2\sin\theta\cos\theta) = 0 \quad (6.13)$$

$$\cos 2\theta + \sin 2\theta = 0 \quad (6.14)$$

Limitando o ângulo θ de 0 a 90° e, por consequência, 2θ de 0 a 180° temos que o único ângulo que satisfaz essa relação é $\theta = 67.5^\circ$. Substituindo na equação 6.10:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{hl} [(0.9238)(0.3827) + (0.9238)^2] = 1.207 \frac{F}{hl} \quad (6.15)$$

Neste caso, temos que a tensão normal é:

$$\sigma = 0.5 \frac{F}{hl} \quad (6.16)$$

Desenvolvendo as tensões em um Círculo de Mohr, é possível obter que a máxima tensão normal ocorre em $\theta = 62.45^\circ$, tal que:

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = 2.16 \frac{F}{hl} \quad (6.17)$$

Neste caso, temos que as tensões normal e de cisalhamento são:

$$\sigma = 0.623 \frac{F}{hl} \quad (6.18)$$

$$\tau = 1.196 \frac{F}{hl} \quad (6.19)$$

Uma imagem do círculo de Mohr é mostrada na Figura 6.6, para $F=hl$ e θ variando de 0 a 360°. Uma imagem do gráfico de $\sigma' \times \theta$ é mostrado na Figura 6.7, indicando seu máximo para θ variando de 0 a 90° como proposto anteriormente.

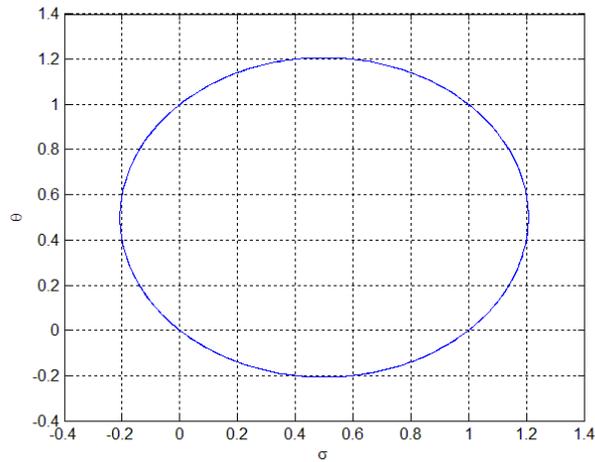


Figura 6.6 - Círculo de Mohr para solda do tipo filete

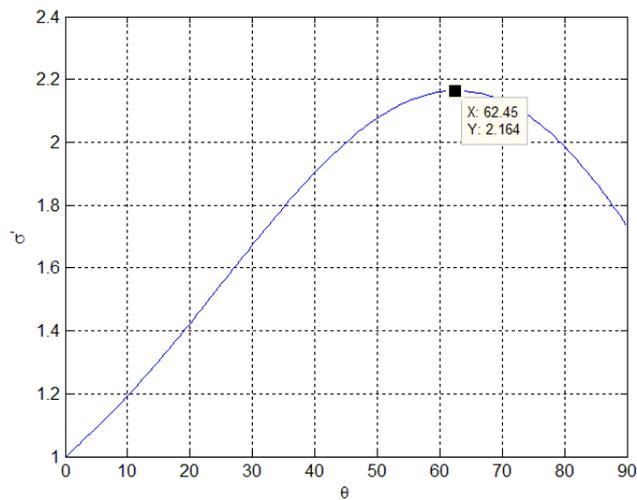


Figura 6.7 - $\sigma' \times \theta$

Para fins práticos, apesar da possibilidade de utilização do método analítico de obtenção de tensões, admite-se que a tensão de cisalhamento na área da garganta é dada durante o dimensionamento do cordão de solda, sendo a tensão normal desprezada. Neste caso, a equação para o cálculo da tensão média para uniões com soldas de filete será:

$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{l} \quad (6.20)$$

Comparando com o valor obtido de 1.207 analiticamente, temos um aumento de 17%. Admitindo que a tensão atuante será maior o projeto estará a favor da segurança, embora possa aumentar os custos de produção.

Para estudar melhor o que acontecia realmente nos cordões de solda, foram feitos trabalhos experimentais para avaliar a distribuição de tensão nos mesmos. **Norris, C.H. (1945)** investigou a distribuição de tensões em cordões de solda de filetes transversais, os quais apresentavam uma condição de carregamento balanceado. Utilizou o método de fotoelasticidade e observou uma distribuição de tensões ao longo dos lados AB e BC da solda conforme a Figura 6.4, com concentrações de tensões do ponto A ao ponto B e na perna do ponto B (metal base). Uma ilustração da distribuição de tensões é mostrada na Figura 6.8 (a).

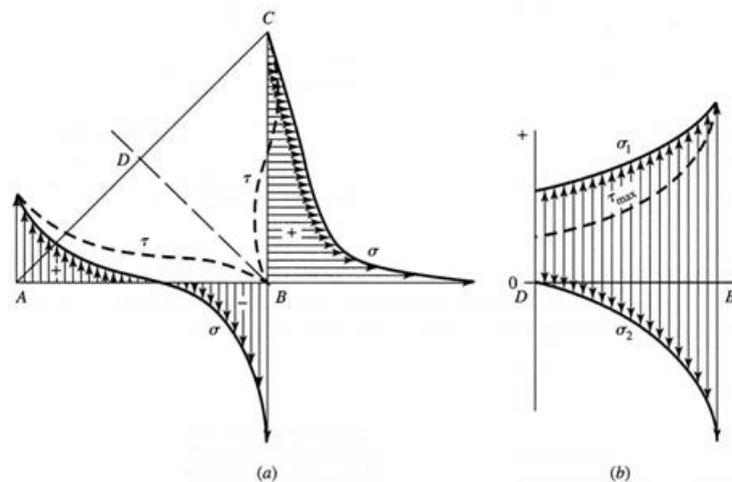


Figura 6.8 - Distribuição de tensões em solda por filete: (a) Modelo Norris; (b) Modelo de Salakian

Salakian e Claussen (1947), por meio de uma revisão bibliográfica apresentaram a distribuição de tensões através da garganta de uma solda de filete (metal de adição) que pode ser vista na Figura 6.8(b). Nos projetos atuais, consideram-se exatamente essas tensões distribuídas na garganta da solda.

Os resultados obtidos experimentalmente refletem melhor o comportamento das uniões soldadas do que aqueles obtidos com a mecânica dos materiais e métodos de elasticidade. No entanto, não são totalmente

acuradas pois não há uma abordagem única que preveja as tensões existentes em todas as regiões da solda.

Outras dificuldades incluem a geometria do filete, que é grosseira em termos de usinagem e mesmo melhorada continuaria com uma macrogeometria descontínua e complexa além de gerar tensões de flexão significativas. Mesmo diante

Deste modo, para o dimensionamento de cordões de solda do tipo filete são adotados procedimentos e hipóteses simplificadoras que permitam a obtenção de estimativas para as tensões atuantes. Um exemplo é o procedimento proposto por Shigley (2005):

- Considerar o carregamento externo transportado por forças de cisalhamento na área da garganta da solda. A tensão normal na garganta pode ser desconsiderada, pois as tensões de cisalhamento incluem fatores de segurança maiores, tornando o modelo mais conservador;
- Utilizar o critério de máxima distorção para as tensões significativas;
- Utilizar o “código de soldagem”;
- Obter a estimativa de tensão de cisalhamento no cordão de solda pela equação 6.20.

6.2.1 Dimensionamento de soldas de filete para o caso de excentricidade

Por compatibilidade geométrica, temos que o ângulo de rotação do corpo rígido (θ) ao redor do centróide da estrutura deve ser o mesmo para todos os pontos das gargantas (Figura 6.9). Portanto:

$$q = r\theta \quad (6.21)$$

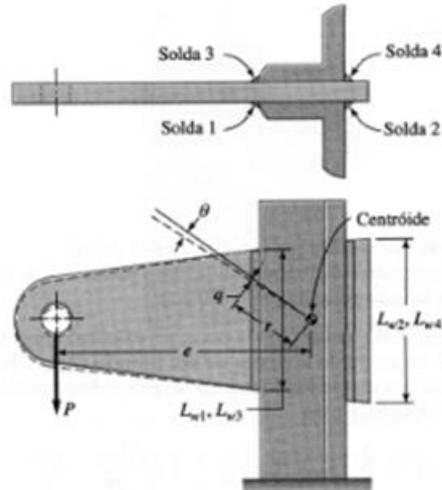


Figura 6.9 - Dimensionamento para solda de filete e carregamento excêntrico

Para cada elemento de área infinitesimal dA da garganta no regime elástico:

$$df = kqdA \quad (6.22)$$

Onde df é a força elementar e k é a constante de mola por unidade de área. Fazendo o equilíbrio de momento temos:

$$T = P \cdot e = \int_{junta} r df \quad (6.23)$$

A tensão de cisalhamento devido á torção é dada por:

$$\tau_t = \frac{df}{dA} \quad (6.24)$$

Combinando as equações 6.21 e 6.22, obtemos df :

$$df = kr\theta dA \quad (6.25)$$

Substituindo a equação 6.25 na 6.24, obtemos τ_t :

$$\tau_t = kr\theta \quad (6.26)$$

Reescrevendo a equação 6.23 a partir de 6.25:

$$T = k\theta \int_{junta} r^2 dA \quad (6.27)$$

Reescrevendo a equação 6.25, obtemos:

$$k\theta = \frac{T}{\int_{junta} r^2 dA} = \frac{T}{J_i} \quad (6.28)$$

Combinando as equações 6.26 e 6.28:

$$\frac{\tau_t}{r} = \frac{T}{J_i} \quad (6.29)$$

Onde:

- $T = P.e$ = Momento produzido por torção na junta soldada;
- r = Raio do centróide da junta, até o i-ésimo ponto de interesse;
- J_i = Momento polar de inércia da junta soldada.

Para obter o momento polar de inércia de cada cordão de solda em torno do centróide da junta, é necessário adicionar um termo de transferência de eixo e somar os momentos de todas as n soldas do conjunto. Matematicamente:

$$J_j = \sum_{j=1}^n [J_{solda} + a_j \hat{r}_j^2] \approx \sum_{j=1}^n \left[A_j \left(\frac{Lc_j^2}{12} + \hat{r}_j^2 \right) \right] \quad (6.30)$$

$$J_{solda} = A_j \frac{Lc_j^2}{12} \quad (6.31)$$

Onde:

- r_j = Raio do centróide da junta ao centróide da solda, para a j-ésima solda;
- J_{solda} = Momento polar de inércia da j-ésima solda ao redor de seu próprio centróide.

Uma vez obtidos os momentos de inércia, pode-se obter estimativas para a soma vetorial das tensões primárias e secundárias na solda.

6.2.1.1 Tensões atuantes em uniões soldadas sob torção

A Figura 6.10 apresenta uma viga em balanço de comprimento l soldada a uma coluna por duas soldas de filete. A reação no suporte de uma viga em balanço é o resultado vetorial da tensão de cisalhamento primária e da tensão de cisalhamento secundária (devido à torção).

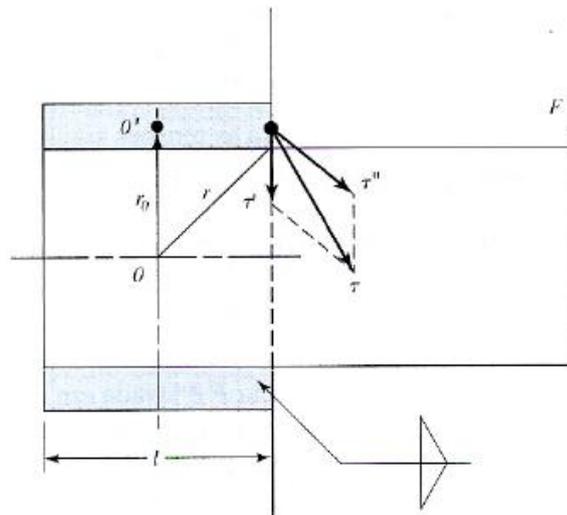


Figura 6.10 - Viga em balanço submetida a torção

A tensão primária gerada pela força de cisalhamento é dada por:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (6.32)$$

Sendo A a área de garganta total (todos os cordões de solda).

A tensão secundária gerada pelo momento no apoio é dada por:

$$\tau'' = \frac{Mr}{J_i} \quad (6.33)$$

Sendo r a distância do centróide do grupo de soldas ao ponto de solda de interesse e J o momento polar de inércia do grupo de soldas ao redor do centróide do mesmo grupo.

Quando as dimensões dos cordões de soldas são conhecidas, essas equações podem ser solucionadas e os resultados combinados para se obter a tensão de cisalhamento máxima. Neste caso, r é a maior distância do centróide do grupo de solda.

A Figura 6.11 a seguir apresenta dois cordões de solda em grupo:

- Os retângulos representam as áreas de garganta das soldas;
- A solda 1 tem uma largura de garganta $b_1 = 0.707h_1$;
- A solda 2 tem uma largura de garganta $b_2 = 0.707h_2$;
- h_1 e h_2 são as dimensões dos lados dos cordões de solda.

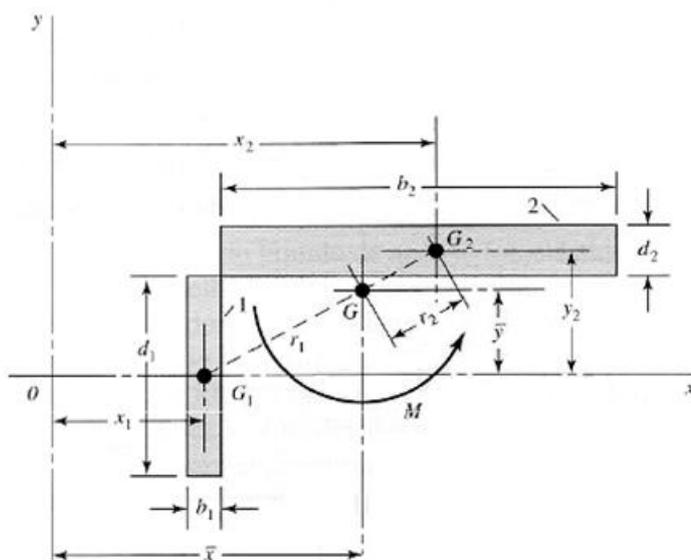


Figura 6.11 - Decomposição da estrutura (SHIGLEY, et al., 2005).

A área da garganta de ambas as soldas é:

$$A = A_1 + A_2 = b_1d_1 + b_2d_2 \quad (6.34)$$

É esta área, dada pela equação 6.34, que deve ser utilizada na equação 6.32.

O eixo x da Figura 116 passa pelo centróide G_1 , da solda 1. O segundo momento de área ao redor deste eixo é:

$$I_x = \frac{b_1d_1^3}{12} \quad (6.35)$$

Similarmente, o segundo momento de área de um eixo, passando por G_1 e paralelo ao eixo y será:

$$I_y = \frac{d_1b_1^3}{12} \quad (6.36)$$

Dessa forma, o segundo momento polar de área da solda 1, ao redor do seu próprio centróide será, conforme o Teorema dos Eixos Perpendiculares:

$$I_{G1} = I_x + I_y = \frac{b_1d_1^3}{12} + \frac{d_1b_1^3}{12} \quad (6.37)$$

Igualmente, o segundo momento polar de área da solda 2, ao redor do seu próprio centróide será:

$$I_{G2} = \frac{b_2d_2^3}{12} + \frac{d_2b_2^3}{12} \quad (6.38)$$

Sendo que o centróide G do grupo de solda está localizado nas coordenadas (\bar{x}, \bar{y}) dadas por:

$$\bar{x} = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A} \quad (6.39)$$

$$\bar{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A} \quad (6.40)$$

Ainda com base na Figura 116 é possível obter as distâncias r_1 e r_2 de G_1 e G_2 , conforme as equações 6.41 e 6.42 a seguir:

$$r_1 = [(\bar{x} - x_1)^2 + \bar{y}^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6.41)$$

$$r_2 = [(x_2 - \bar{x})^2 + (y_2 - \bar{y})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6.42)$$

Utilizando o teorema de eixos paralelos, encontra-se o segundo momento polar de área do grupo de soldas J , dado por:

$$J = (J_{G_1} + A_1 r_1^2) + (J_{G_2} + A_2 r_2^2) \quad (6.43)$$

É este o valor de momento polar a ser utilizado na equação 6.33, lembrando que a distância r deve ser medida a partir de \mathbf{G} e o momento \mathbf{M} considerado ao redor de \mathbf{G} .

No caso de procedimento inverso, ou seja, quando a tensão de cisalhamento admissível é dada e se deseja determinar o tamanho do cordão de solda, estima-se um valor inicial e se inicia um processo iterativo.

- **ALGUMAS SIMPLIFICAÇÕES**

Nas equações 6.37 e 6.38 é possível desconsiderar as quantidades b_1^3 e d_2^3 respectivamente, que são os cubos das larguras das soldas. Dessa forma, temos que:

$$I_{G_1} = \frac{b_1 d_1^3}{12} \quad (6.44)$$

e

$$I_{G_2} = \frac{d_2 b_2^3}{12} \quad (6.45)$$

Caso os termos b_1 e d_2 sejam iguais a uma unidade, pode-se tratar cada filete de solda como se fosse uma linha. Neste caso, tem-se o segundo momento polar unitário de área (J_u).

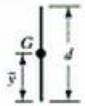
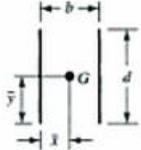
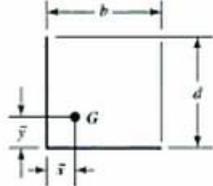
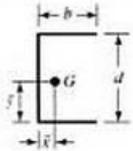
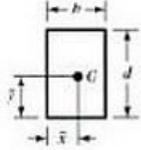
Com essa abordagem o valor de J_u é o mesmo independente do tamanho da solda. Visto que a largura da garganta de uma solda de filete é $0.707h$, a relação entre J e J_u será:

$$J = 0.707J_u \quad (6.46)$$

Lembrando que para determinar J_u basta utilizar os métodos convencionais considerando uma área com largura unitária.

Quando as soldas ocorrerem em grupos, como na Figura 6.10, a transferência de J_u deve ser utilizada. Na Tabela 6.1 a seguir estão listadas as áreas de garganta, localização do C.G. e o segundo momento polar de área unitário para soldas de filete:

Tabela 6.1 - Propriedades torcionais de soldas de filete para largura unitária (SHIGLEY, et al., 2005).

Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento polar de área unitário
	$A = 0,707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_v = d^3/12$
	$A = 1,414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_v = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_v = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento polar de área unitário
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_v = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1,414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_v = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1,414\pi hr$		$J_v = 2\pi r^3$

* G é o centróide do grupo de solda; h é o tamanho de solda; plano do binário de torque no plano do papel; todas as soldas são de largura unitária.

6.2.1.2 Tensões atuantes em uniões soldadas sob flexão

A Figura 6.12 apresenta uma viga em balanço unida a um suporte por meio de soldas de filete, tanto na parte superior quanto na inferior. Um diagrama de corpo livre dessa viga mostraria uma reação de força cortante V e um momento de reação M.

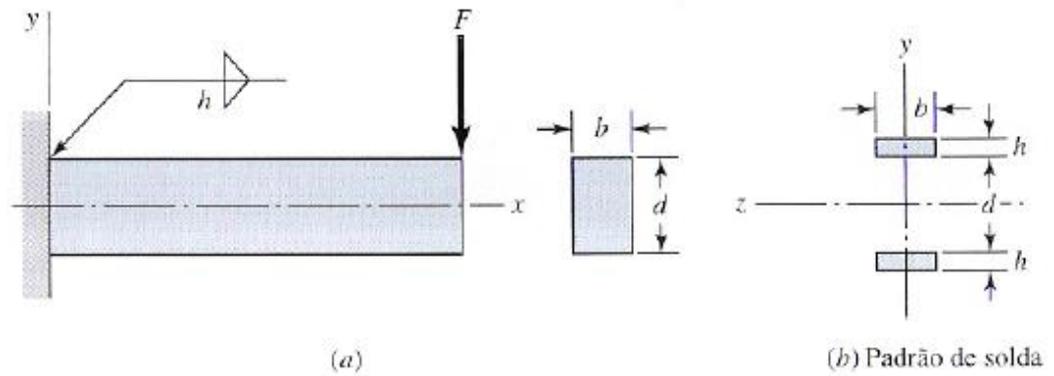


Figura 6.12 - Viga em balanço submetida a flexão

A força de cisalhamento produz um cisalhamento primário nas soldas τ' dado por:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (6.47)$$

sendo A a área total da garganta na solda.

O momento M devido à excentricidade de F induz uma componente de tensão de cisalhamento de valor 0.707τ nas soldas. Tratando ambas as soldas como linhas, encontra-se o segundo momento unitário de área como sendo:

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \quad (6.48)$$

O segundo momento de área I baseado na garganta da solda será:

$$I = 0.707hI_u = 0.707h \frac{bd^2}{2} \quad (6.49)$$

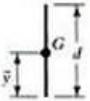
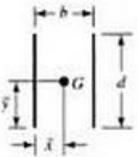
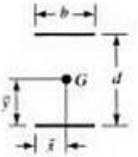
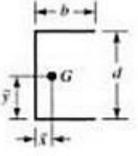
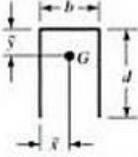
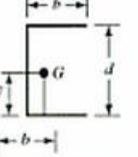
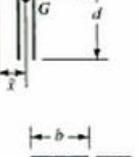
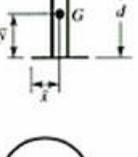
Assim, a tensão nominal na garganta é encontrada como sendo:

$$\sigma \text{ ou } \tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{M \frac{d}{2}}{0.707h \frac{bd^2}{2}} = \frac{1.414M}{bdh} \quad (6.50)$$

Em que d é a distância entre as duas soldas. Se os cordões de solda forem tratados como retângulos, a distância entre os centróides das gargantas de solda será aproximadamente **($d+h$)**.

Na Tabela 6.2 estão as propriedades de flexão dos cordões de solda mais utilizados em aplicações industriais.

Tabela 6.2 - Propriedades de flexão de soldas de filete para largura unitária (SHIGLEY, et al., 2005).

Solda	Área de garganta	Localização de G	Segundo momento de área unitário
	$A = 0,707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1,414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1,414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}(6b + d)$
	$A = 0,707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 0,707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0,707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1,414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1,414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

* I_u segundo momento unitário de área, é tomado ao redor de um eixo horizontal passando por G, o centróide do grupo de solda; h é o tamanho de solda; plano do binário de flexão normal ao plano do papel e paralelo ao eixo y; todas as soldas são do mesmo tamanho.

6.3 Resistência de Uniões Soldadas

Embora a compatibilidade entre as propriedades do eletrodo e do metal base sejam relevantes, não são tão influentes quanto a velocidade, a qualidade da operação e aparência final do material da junta.

Um fator bastante variável para compor a resistência da união soldada é a resistência do eletrodo, sendo algumas propriedades mínimas mostradas na Tabela 6.3, sendo as resistências dadas em kpsi e (MPa):

Tabela 6.3 - Propriedades mínimas metal-solda (SHIGLEY, et al., 2005).

Número de Eletrodo AWS*	Resistência à tração	Resistência ao escoamento	Elongação percentual
E60xx	62(427)	50(345)	17-25
E70xx	70(482)	57(393)	22
E80xx	80(551)	67(462)	19
E90xx	90(620)	77(531)	14-17
E100xx	100(689)	87(600)	13-16
E120xx	120(827)	107(737)	14

Sistema de numeração de especificação do código da American Welding Society (AWS). O sistema utiliza um E prefixado a um sistema de numeração de 4 a 5 dígitos, no qual os dois ou três primeiros designam a resistência à tração aproximada. O último dígito inclui variáveis na técnica de soldagem, como o suprimento de corrente. Os dígitos próximos ao último indicam a posição de soldagem, como, por exemplo, plana ou vertical, ou de sobrecabeça. O conjunto completo de especificações pode ser obtido da AWS por meio de requisição.

É preferível em um projeto de solda, selecionar um aço que resulte em uma solda rápida e econômica mesmo que haja perda da usabilidade do componente, tornando-o preferível a outros processos de união.

O projetista pode utilizar os códigos da AISC (*American Institute of Steel Construction*) para obter as tensões máximas baseadas na resistência de escoamento do material. Na Tabela 6.4 estão indicadas as tensões permitidas de escoamento para várias condições de carregamento.

Tabela 6.4 - Tensões permitidas pela norma AISC para metal de solda (SHIGLEY, et al., 2005).

Tipo de carregamento	Tipo de solda	Tensão permissível	n*
Tração	Topo	0.60S _y	1.67
Suporte	Topo	0.90S _y	1.11
Flexão	Topo	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
Compressão simples	Topo	0.60S _y	1.67
Cisalhamento	Topo ou filete	0.30S _{ut} ^t	

* O fator de segurança n tem sido computado usando-se a teoria da energia de distorção

^t A tensão de cisalhamento no metal base não excederá a 0.40S_y do metal base.

Normalmente, o material do eletrodo é o mais resistente da união soldada. Se uma viga de aço AISI 1010 for soldada a uma viga de aço 1080, o metal de adição deverá ser uma mistura do material do eletrodo e dos aços 1010 e 1018.

No caso dos aços, devido ao processo de soldagem, a resistência à tração fica próxima da condição de laminado a quente após a união. Sendo o metal de adição o mais resistente, deve-se verificar a resistência do metal de base (dos componentes). Na Tabela 6.5 são mostradas resistências mínimas para os aços laminados.

Tabela 6.5 - Resistências mínimas para aços laminados a quente (HR) e repuxados a frio (CD) segundo SAE Handbook 1986

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS nº	Nº SAE e/ou AISI	Proces-samento	Resistência À tração MPa (kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (kpsi)	Alongamento Em 2 in, %	Redução Em área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320(47)	180(26)	28	50	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(55.6)	320(47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	116
		CD	440(64)	370(54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	111
		CD	470(68)	390(57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	42	137
		CD	520(76)	440(64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	40	143
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179

Tabela 6.5 – Continuação.

G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

6.4 Fadiga em uniões soldadas

No caso de cordões de solda sob carregamentos cíclicos ou dinâmicos, temos que as tensões são mais críticas dadas as irregularidades no reforço da solda. Para efetuar o dimensionamento utiliza-se o cálculo estático com limitações impostas pelos critérios de Gerber ou Goodman.

O fator de segurança para fadiga n_f é dado por:

$$n_f = \frac{S_{se}}{\tau'_a} \quad (6.51)$$

Em que S_{se} é o limite de resistência à fadiga corrigido e τ'_a é dado por:

$$\tau'_a = \frac{K_{fs} F_a}{A} \quad (6.52)$$

Sendo F_a a amplitude de força, A a área da solda e K_{fs} um fator de concentração para fadiga, obtido da tabela a seguir:

Tabela 6.6 - Fatores de concentração de tensão de fadiga K_{fs} (SHIGLEY, et al., 2005)

Tipo de solda	K_{fs}
Solda de topo reforçada	1.2
Ponta de solda de filete transversal	1.5
Extremidade de solda paralela	2.7
Junção de topo-T com cantos aguçados	2.0

- **PROCEDIMENTO PARA DIMENSIONAR SOLDAS COM CARREGAMENTOS COMBINADOS**

No caso de carregamentos combinados em uniões soldadas deve-se seguir o seguinte procedimento:

1. Examinar as tensões de cisalhamento primárias, decorrentes de forças externas;
2. Examinar as tensões de cisalhamento secundárias, decorrentes de momentos de torção e de flexão;
3. Estimar as resistências dos materiais de base;
4. Estimar a resistência do material de adição;
5. Estimar a(s) carga(s) permitida(s) para o(s) metal(is) de base;
6. Estimar a carga máxima para o metal de adição

Exemplo 6.1. – Encontre os esforços atuantes nos cordões de solda abaixo.

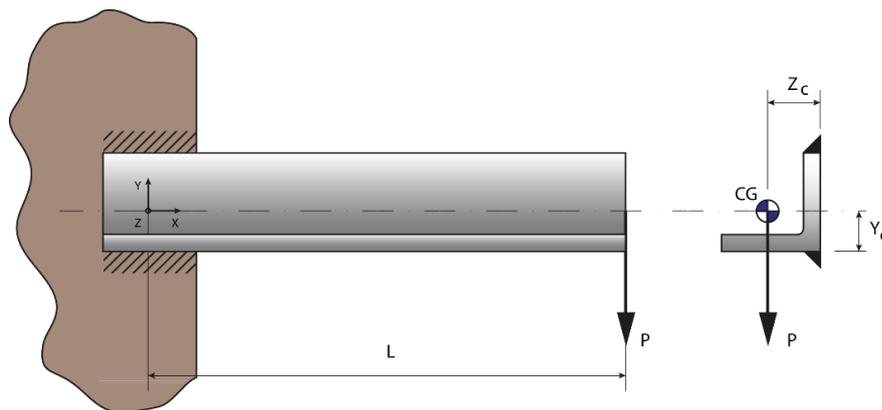


Figura 6.13 – Ilustração para o exemplo 6.1 (CARVALHO, 2011) (adaptado).

Solução:

A figura abaixo ilustra a configuração geométrica das soldas:

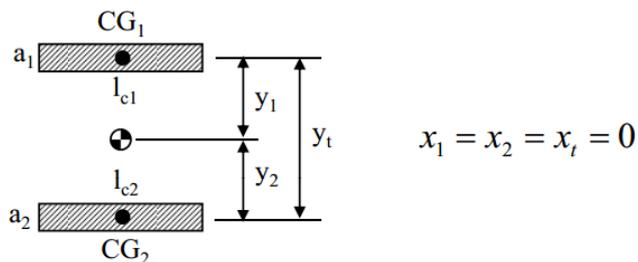


Figura 6.14 – Configuração geométrica das soldas (CARVALHO, 2011)

Já a Tabela 6.7 resume os esforços e tensões as quais estão sujeitas:

Tabela 6.7 – Esforços e tensões sofridos pelos cordões de solda (CARVALHO, 2011).

Barra	Cordões de Solda	
	Esforços	Tensões
Cortante	$Q_y = P$	$\tau_{qy} \rightarrow \rho_{qy}$
Fletor	$M_{tz} = P.L$	$\tau_{tz} \rightarrow \rho_{to}$
Torçor	$M_{flx} = P.z_c$	$\sigma_{flx} \rightarrow \rho_{qy}$

A próxima figura ilustra uma forma prática de distinguir o tipo de tensão em relação à direção do esforço aplicado:

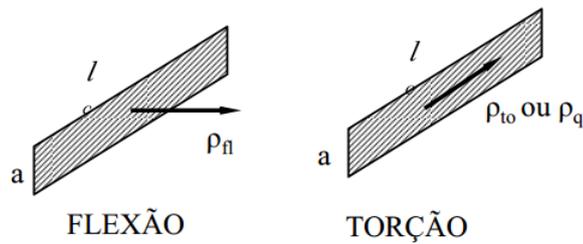


Figura 6.15 – Tensão ocasionada em função da direção do esforço no cordão de solda (CARVALHO, 2011).

- Força cortante P ocasionando Q_y

Situação hiperestática. Se um cordão tiver rigidez infinita ele absorve toda a carga e não transmite nada ao outro. Se forem iguais, assume-se a condição ilustrada na Figura 6.16, resultando:

$$Q_{y1} = Q_{y2} = \frac{P}{2}$$

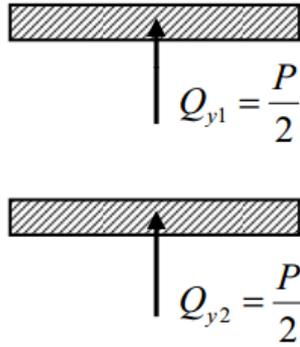


Figura 6.16 – Cordões de mesma rigidez (CARVALHO, 2011).

- *Momento fletor $P.L$ ocasionando momento torçor no cordão, gerando Q_x :*

A situação é ilustrada na Figura 6.17. Dessa maneira, temos que:

$$-Q_{x1} = Q_{x2} = \frac{M_t}{y_t} = \frac{P.L}{y_t}$$

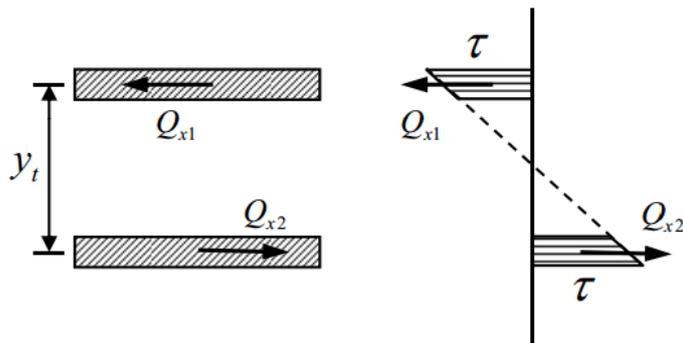


Figura 6.17 – Momento torçor ocasionando força cortante no cordão (CARVALHO, 2011).

- *Momento torçor $P.z_c$ ocasionando momento fletor M_{fx} no cordão*

A situação é ilustrada na Figura 6.18, resultando em:

$$-N_1 = N_2 = \frac{M_{fx}}{y_t} = \frac{P.z_c}{y_t}$$

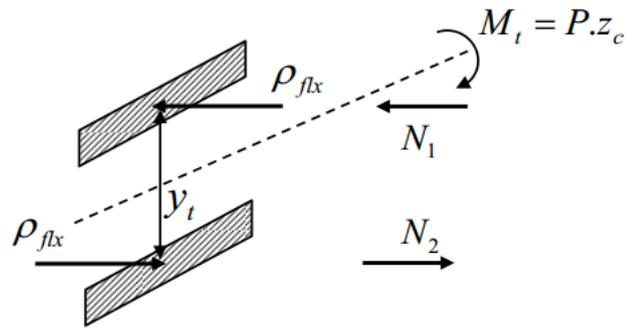


Figura 6.18 – Momento torçor ocasionando momento fletor na solda (CARVALHO, 2011).

7 REFERÊNCIAS

CARVALHO, J. 2011. *Notas de Aula do Curso de Elementos de Máquinas II.* São Carlos : EESC-USP, 2011.

HOULE, B. 1995. *An Axissymmetric FEA Model Using Gap Elements to Determine Joint Stiffness.* Worcester, Massachusetts : Major Qualifying Project, Worcester Polytechnic Institute, 1995.

ITO, Y., TOYODA, J. e NAGATA, S. 1979. *Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly.* s.l. : Trans. ASME, J. Mech. Design, 1979. pp. 330-337. Vol. 101.

JUVINALL, R. C. e MARSHEK, K. M. 2008. *Fundamentos do Projeto de Componente de Máquinas.* 4ª. Rio de Janeiro : LTC, 2008.

MACKLIN, J. f. e RAYMOND, J. B. 1994. *Determination of Joint Stiffness in Bolted Connections using FEA.* Worcester, Massachusetts : Major Qualifying Project, Worcester Polytechnic Institute, 1994.

NIEMANN, G. 1971. *Elementos de Máquinas.* São Paulo : Edgard Blucher Ltda, 1971. Vol. 1.

NORTON, Robert L. 2004. *Projeto de Máquinas.* 2ª. Porto Alegre : Bookman, 2004.

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

WILEMAN, J., CHOUDHURY, M. e GREEN, I. 1991. *Computation of Member Stiffness in Bolted Connections.* s.l. : Trans. ASME, J. Mech. Design, 1991. pp. 432-437. Vol. 113.

WÖHLER, A. 1870. *Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl.* s.l. : Zeitschrift für Bauwesen, 1870. pp. 73-106. Vol. 20.

Referências

[Figura 1] <http://airlineworld.wordpress.com/2007/08/21/china-airlines-jet-burst-into-fire-after-landing-at-okinawa-airport/> e <http://www.airplane-pictures.net/image45172.htmls>