

III.5 – ESFORÇOS DE TRAÇÃO EM PARAFUSOS

Quando os parafusos de uma ligação estão submetidos à esforços de tração existem duas situações que devem ser analisadas:

- Carga de tração em parafusos protendidos
- Efeito de alavanca em ligações tracionadas (*prying action*)

III.5.1 – CARGA DE TRAÇÃO EM PARAFUSOS PROTENDIDOS

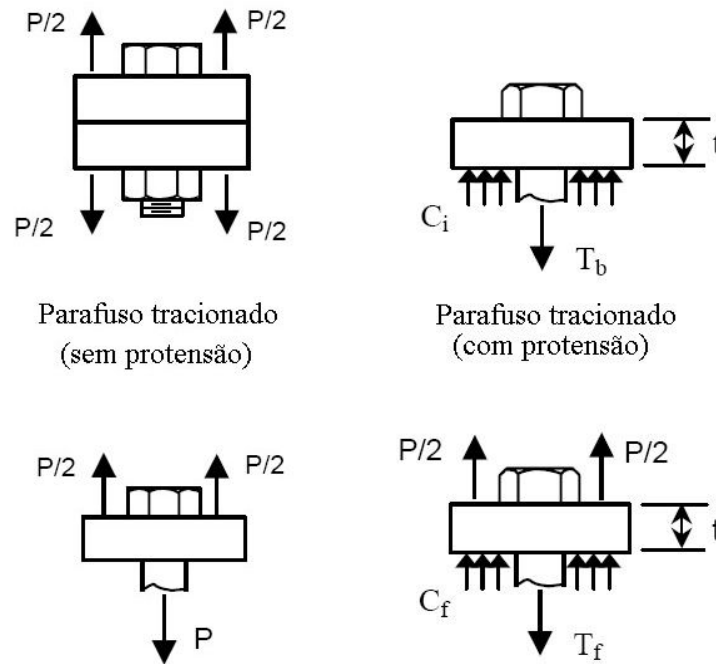


Fig. IV.11 – Parafusos submetidos à esforços de tração

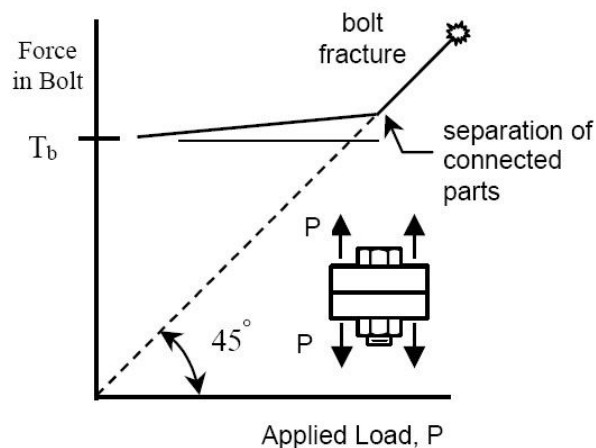


Fig. IV.12 – Esforço no parafuso x Carga aplicada

Quando é aplicada uma carga de tração num parafuso que não está protendido, conforme representado na esquerda da Fig. IV.11, esta carga é absorvida integralmente pelo parafuso e, portanto, o esforço de tração no parafuso será a própria carga de tração..

Quando a carga de tração é aplicada num parafuso protendido (Fig. IV.11 direita), o alongamento do parafuso reduzirá a pressão na superfície de contato. Efetuando-se uma análise

elástica pode-se demonstrar que a esforço resultante no parafuso será a força de protensão inicial multiplicada pelo fator $(1 + A_{\text{parafuso}}/A_{\text{contato}})$. Normalmente a área de contato é muito maior do que a área do parafuso, de modo que o fator fica próximo da unidade. Tanto a teoria quanto os ensaios tem demonstrado que uma carga de tração que começa a separar as chapas em contato causa um aumento de apenas 5 a 10% no esforço de tração no parafuso. Desta forma a consideração de que não se deve somar cargas de tração com a carga de protensão do parafuso revela-se válida. Após a separação das chapas a carga de tração aplicada vai integralmente para o parafuso, conforme se pode ver na Fig. IV.12.

III.5.2 – EFEITO DE ALAVANCA

Desenvolvimento do método para considerar o Efeito de Alavanca

Quando uma carga de tração centrada é aplicada num grupo de parafusos pode ocorrer que a carga em cada parafuso seja maior do que a carga dividida pelo número de parafusos. Isto ocorre porque a deformação dos elementos de ligação pode produzir esforços internos que se somam à carga aplicada em cada parafuso. Seja o caso do perfil T da Fig. IV.13b, o qual é um componente da ligação da Fig. IV.13a: se a ligação da mesa do perfil T com a mesa da coluna é feita por meio de quatro parafusos é de se esperar que a carga por parafuso seja igual a $P/4$. Entretanto, devido à deformação das partes conectadas, a carga em cada parafuso pode ser significativamente maior.

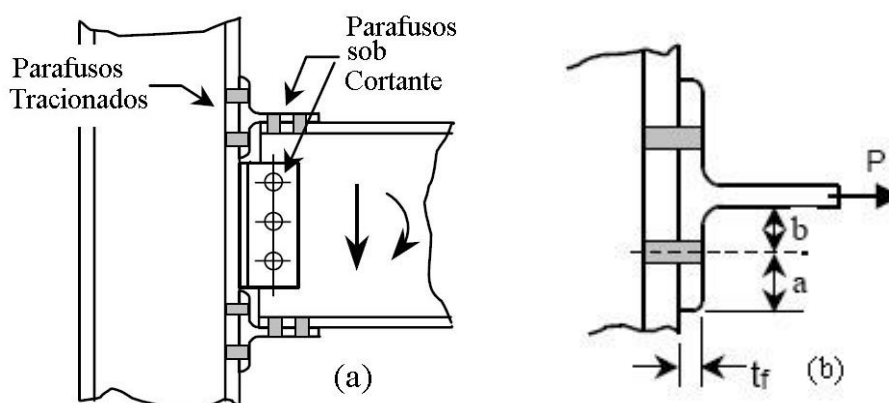


Fig. IV.13 – Ligação de um perfil T com a mesa de uma coluna

A Fig. IV.14 mostra o perfil T deformado sob a ação da carga P . Percebe-se que a mesa do perfil T atua como uma alavanca nos parafuso. Este efeito é chamado de **Efeito de Alavanca** (*prying action*). Se o flange do perfil T é muito rígido este efeito não ocorre, porém se o flange for relativamente flexível o esforço no parafuso pode aumentar consideravelmente. Desta forma o gráfico Esforço no parafuso x Carga aplicada, indicado na Fig. IV.12, será alterado para algo semelhante ao indicado na Fig. IV.15.

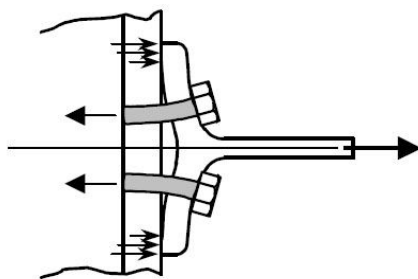


Fig. IV.14 – Perfil T deformado sob a ação de carga

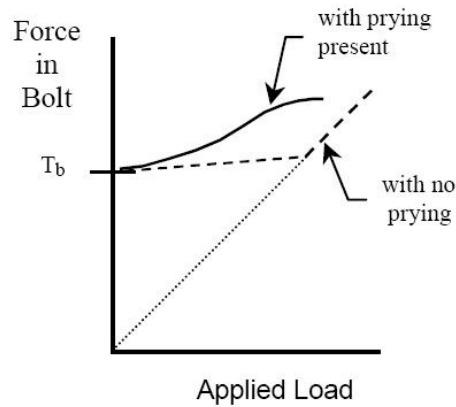


Fig. IV.15 - Esforço no parafuso x Carga aplicada (com efeito de alavanca)

Além da rigidez do flange outros fatores afetam o efeito de alavanca no parafuso, dentre os quais destacam-se a capacidade de deformação do parafuso e a posição do parafuso na mesa do perfil T (dimensões “*a*” e “*b*” na Fig. IV.13b).

Na Fig. IV.16 está representada a geometria do modelo de cálculo do efeito de alavanca adotado pelo AISC. A dimensão “*b*” deve ser tão pequena quanto possível (normalmente o suficiente para entrar a chave de porca) para minimizar a força de alavanca “*Q*”.

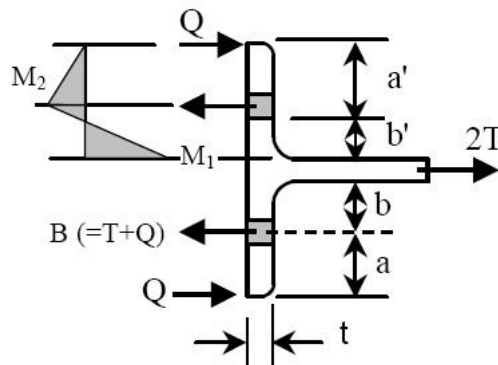


Fig. IV.16 – Nomenclatura para Efeito de Alavanca

O somatório das forças em um parafuso dá

$$B = T + Q \quad (IV.1)$$

Partindo-se da borda da mesa do perfil T tem-se que o momento “*M*₂” na linha de centro do parafuso vale

$$M_2 = Q \cdot a \quad (IV.2)$$

Fazendo o equilíbrio de corpo livre da região situada entre a face da alma do perfil T e a linha de centro do parafuso tem-se

$$M_1 + M_2 - T \cdot b = 0 \quad (IV.3a)$$

Os momentos “*M*₁” e “*M*₂” atuam em seções transversais diferentes; o primeiro na seção transversal bruta da mesa e o segundo na seção líquida, ou seja, na seção que passa através do furo do parafuso. Para considerar esta redução de área na Eq. IV.3a , o momento “*M*₂” será

multiplicado pela razão $\delta = \text{área líquida da seção transversal} / \text{área bruta da seção transversal}$. Desta forma a Eq. IV.3a pode ser reescrita como:

$$M_1 + \delta M_2 - T \cdot b = 0 \quad (\text{IV.3b})$$

É conveniente descrever o momento “ M_2 ” como uma fração “ α ” de “ M_1 ”, onde $0 \leq \alpha \leq 1,0$:

$$M_1 + \alpha \delta M_1 - T \cdot b = 0$$

Deixando “ M_1 ” em evidência:

$$M_1 = \frac{T \cdot b}{1 + \alpha \cdot \delta} \quad (\text{IV.4})$$

A Eq. IV.2 pode ser reescrita como:

$$\alpha \delta M_1 = Q \cdot a$$

ou

$$Q = \frac{\alpha \cdot \delta}{a} \cdot M_1$$

Substituindo o valor de “ M_1 ” de acordo com a Eq. IV.4 obtém-se o valor da força de alavanca

$$Q = \frac{\alpha \cdot \delta}{(1 + \alpha \cdot \delta)} \cdot \frac{b}{a} \cdot T$$

E então, com a Eq. IV.1, chega-se à carga final no parafuso

$$B = T \cdot \left[1 + \frac{\alpha \cdot \delta}{(1 + \alpha \cdot \delta)} \cdot \frac{b}{a} \right] \quad (\text{IV.5})$$

Sugere-se utilizar as dimensões a' e b' em lugar das dimensões a e b . Isto aumenta a precisão do método, em comparação com resultados de ensaios (Fig. IV.17).

O resultado obtido da Eq. IV.5 pode ser utilizado agora para verificar se o parafuso está adequado. Ao mesmo tempo deve-se garantir que a resistência à flexão da mesa do perfil T seja suficiente. A resistência de cálculo à flexão da mesa do perfil T é dada por $\phi M_p = \phi Z f_y$. Para uma largura tributária “ p ” para um parafuso esta resistência de cálculo vale

$$\phi \frac{p \cdot t_f^2}{4} f_y$$

Igualando esta resistência com “ M_1 ” e utilizando a Eq. IV.4 chega-se à espessura necessária para mesa do perfil T:

$$t_f = \sqrt{\frac{4 \cdot T \cdot b}{\phi \cdot p \cdot f_y \cdot (1 + \alpha \cdot \delta)}} \quad (\text{IV.6})$$

Novamente recomenda-se utilizar as dimensões a' e b' .

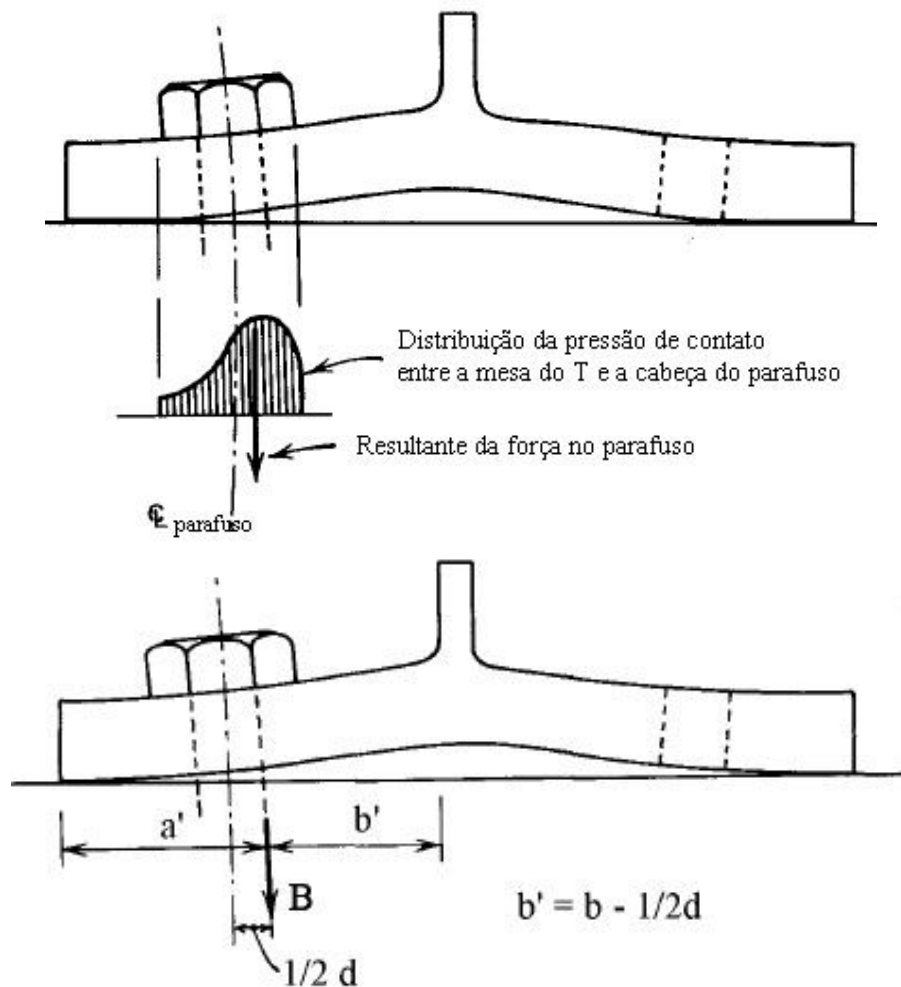


Fig. IV.17 – Influência da deformação do flange na locação da resultante da força no parafuso

A determinação da resistência da ligação por meio das equações IV.5 e IV.6 requer o conhecimento de “ α ”, que identifica a relação entre “ M_1 ” e “ M_2 ”. Se $\alpha = 1,0$ então há rótulas plásticas nos pontos onde ocorrem “ M_1 ” e em “ M_2 ”, e a força de alavanca é máxima. Se $\alpha = 0$ não existe efeito de alavanca. Muitas vezes basta identificar a espessura para a qual não haverá efeito de alavanca e, se esta espessura for aceitável, a única preocupação consiste em verificar se o parafuso resiste à carga T.

Aplicação do método do Efeito de Alavanca

Ao aplicar o método acima, para determinar o efeito de alavanca, utiliza-se as seguintes definições (ver Fig. IV.18):

- d_p = diâmetro do parafuso
- d_f = diâmetro do furo = $d_p + 1,5 \text{ mm}$
- b = distância do centro do furo à face da alma
- a = distância do centro do furo à borda da chapa (se $a > 1,25.b$ considerar $a = 1,25.b$)
- g = gabarito de furação entre o par de parafusos
- p = comprimento tributário do parafuso (se $p > g$ considerar $p = g$)
- ϕR_{n_t} = resistência à tração do parafuso
- Q = força devida ao efeito de alavanca, em cada parafuso
- T = carga de tração de cálculo aplicada diretamente em cada parafuso
- f_y = limite de escoamento do aço do perfil T

ϕ = coeficiente de resistência à flexão

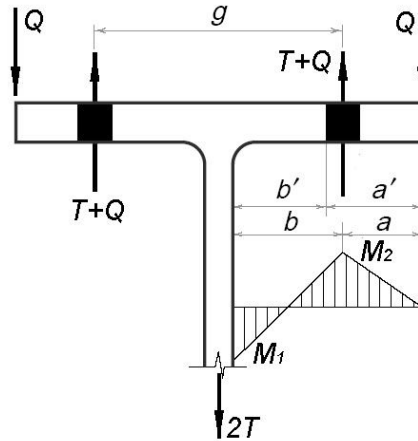


Fig. IV.18 – Nomenclatura do método para calcular o efeito de alavanca

A espessura necessária para que não ocorra efeito de alavanca ($\alpha = 0$) é dada por:

$$t_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot T \cdot b'}{0,9 \cdot p \cdot f_y}}$$

E, neste caso, a força no parafuso devida ao efeito de alavanca é zero ($Q = 0$).

Para obter a menor espessura que a mesa do perfil T pode ter deve-se considerar o efeito de alavanca, pois o mesmo aumenta o esforço no parafuso mas reduz a espessura necessária para a chapa da mesa do perfil T:

$$t_{nec} = \sqrt{\frac{4 \cdot T \cdot b'}{0,9 \cdot p \cdot f_y \cdot (1 + \delta \cdot \alpha')}}}$$

onde

$$\delta = \frac{p - d_f}{p} = \text{razão entre a área líquida na linha do parafuso e a área bruta na face da alma do perfil T}$$

$$a' = a + \frac{d_h}{2}$$

$$b' = b - \frac{d_h}{2}$$

$$\rho = \frac{b'}{a'}$$

$$\beta = \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\phi R n_t}{T} - 1 \right)$$

$$\alpha' = 1,0 \quad \text{se } \beta \geq 1,0$$

$$\alpha' = \text{menor de } \left\{ \begin{array}{l} 1,0 \\ \frac{1}{\delta} \cdot \left(\frac{\beta}{1 - \beta} \right) \end{array} \right\} \quad \text{se } \beta < 1,0$$

A espessura “ t_f ” da mesa do perfil T deve ser maior ou igual à espessura calculada “ t_{nec} ”.

A força no parafuso devida ao efeito de alavanca, “ Q ”, é dada por:

$$Q = \phi R n_t \left[\delta \cdot \alpha \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_f}{t_c} \right)^2 \right]$$

onde

$$\alpha = \frac{1}{\delta} \left[\frac{T}{\phi R n_t} \left(\frac{t_c}{t} \right)^2 - 1 \right] \geq 0$$

$$t_c = \sqrt{\frac{4 \cdot \phi R n_t \cdot b'}{0,9 \cdot p \cdot f_y}} = \text{espessura da mesa do perfil T necessária para suportar uma carga igual à resistência de cálculo à tração do parafuso, sem nenhum efeito de alavanca}$$

A carga total de cálculo no parafuso, incluindo o efeito de alavanca, é dada então por:

$$B = T + Q$$

III.6 – COLAPSO POR RASGAMENTO

Devem ser analisadas as possibilidades de colapso por rasgamento ao longo de seções críticas. Na Fig. IV.12 mostram-se alguns exemplos. A resistência de cálculo ao rasgamento, em termos de tensão, é dada por “ ϕR_n ”, onde “ ϕ ” e “ R_n ” são determinados como seguir:

$$\phi \cdot R_n = 0,75 \cdot f_u \cdot (0,60 \cdot A_v + A_t)$$

A_v = área líquida de cisalhamento

A_t = área líquida de tração

f_u = tensão de ruptura do perfil

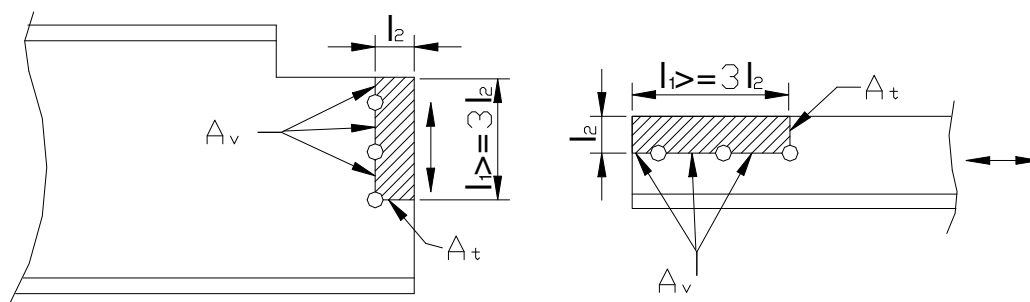


Fig. IV.19 - Exemplos de colapso por rasgamento

III.7 – DISPOSIÇÕES CONSTRUTIVAS

Espaçamento mínimo entre furos

A distância entre centros de furos padrão, alargados ou alongados, não pode ser inferior a 2,7 d, de preferência 3 d, sendo “d” o diâmetro nominal do parafuso ou barra rosqueada.

Nota: Além desse requisito, a distância livre entre as bordas de dois furos consecutivos não pode ser inferior a "d".

Distância mínima de um furo às bordas

- Furos Padrão

A distância do centro de um furo padrão a qualquer borda de uma parte ligada não pode ser inferior ao valor indicado na Tabela 18 (d = diâmetro do parafuso ou barra rosqueada, na Tab. IV.9).

Tab. IV.9 - Distância mínima do centro de um furo padrão à borda

Diâmetro "d"		Borda cortada com serra ou tesoura (mm)	Borda laminada ou cortada a maçarico ^(A) (mm)
ASTM	ISO		
	M 12	21	18
1/2"		22	19
5/8"	M 16	29	22
3/4"		32	26
	M 20	35 ^(B)	27
7/8"	M 22	38 ^(B)	29
	M 24	42	31
1"		44	32
1 1/8"	M 27	50	38
	M30	53	39
1 1/4"		57	41
	M33	58	42
1 1/4"	M33	1,75d	1,25d

(A) As bordas cortadas a maçarico devem ser lisas e isentas de entalhes.

(B) Nas extremidades de cantoneiras de ligação de vigas, esta distância pode ser igual a 32 mm.

- Furos alargados ou alongados

A distância do centro de um furo alargado ou alongado a qualquer borda de uma parte ligada não pode ser inferior ao valor indicado para furos padrão, dado na Tab. IV.9, acrescido de " βd " sendo "d" o diâmetro do parafuso e " β " definido como a seguir:

$\beta = 0$ para furos alongados na direção paralela à borda considerada

$\beta = 0,12$ para furos alargados

$\beta = 0,20$ para furos pouco alongados na direção perpendicular à borda considerada

$\beta = 0,75$ para furos muito alongados na direção perpendicular à borda considerada

Distância máxima às bordas

Para qualquer borda de uma parte ligada, a distância do centro do parafuso (ou barra rosqueada) mais próximo até essa borda não pode exceder 12 vezes a espessura da parte ligada considerada, nem 150 mm.

III.8 – LIGAÇÕES EXCÊNTRICAS

Em relação à excentricidade pode-se ter dois tipos de ligações parafusadas:

- **Ligações Excêntricas por Corte** – a carga excêntrica está contida no plano da ligação (Fig. IV.20a).
- **Ligação Excêntrica por Flexão** – a carga excêntrica está fora do plano da ligação (Fig. IV.20b).

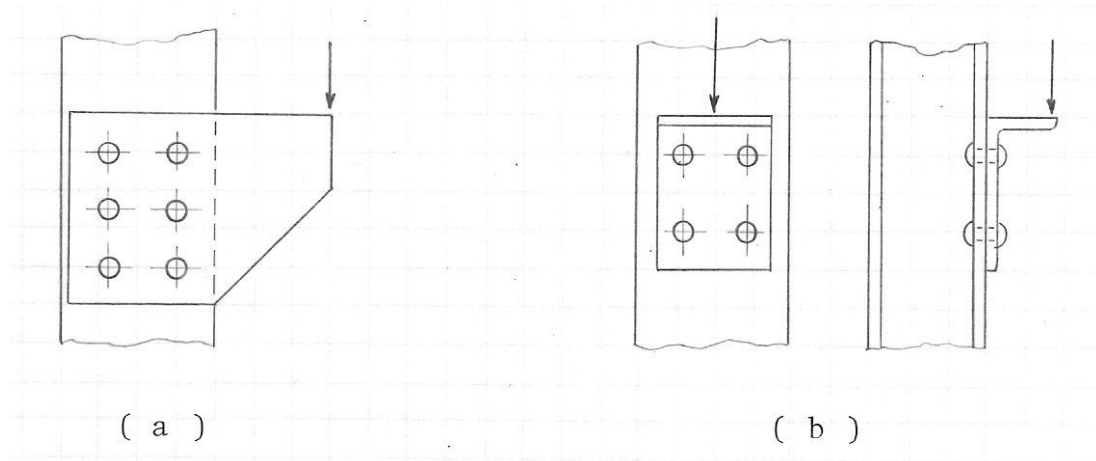


Fig. IV.20 – Tipos de ligações parafusadas excêntricas

III.8.1 – LIGAÇÕES EXCÊNTRICAS POR CORTE

Nas ligações excêntricas por corte a excentricidade ocasiona esforços adicionais de cisalhamento nos parafusos.

Para analisar este tipo de ligação deve-se transferir a carga excêntrica P para o centro de gravidade do grupo de parafusos (Fig. IV.21). As componentes P_x e P_y da carga P , aplicadas no centro de gravidade da ligação, transmitem uma parcela igual para todos os parafusos (P/n ou P_x/n e P_y/n) enquanto que o momento $M = P.e$ transmite uma parcela variável para cada parafuso, a qual é função da posição do parafuso em relação ao C.G. do grupo.

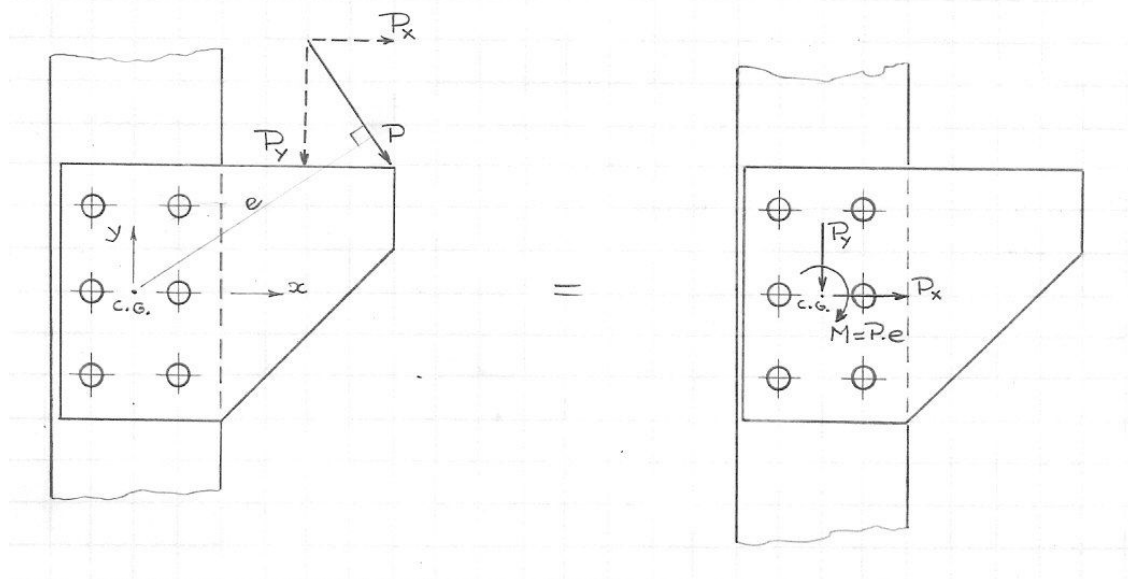


Fig. IV.21 – Ligações excêntricas por corte

Os esforços de corte devidos à excentricidade da carga P são obtidos a partir das seguintes considerações:

- O momento resistente da totalidade dos parafusos é igual ao momento atuante $M = P \cdot e$
- O esforço resultante em um parafuso, devido ao momento M , é diretamente proporcional à distância do parafuso ao CG do grupo de parafusos.
- O esforço resultante em cada parafuso, devido ao momento M , é perpendicular à linha que une o parafuso com o CG do grupo de parafusos.

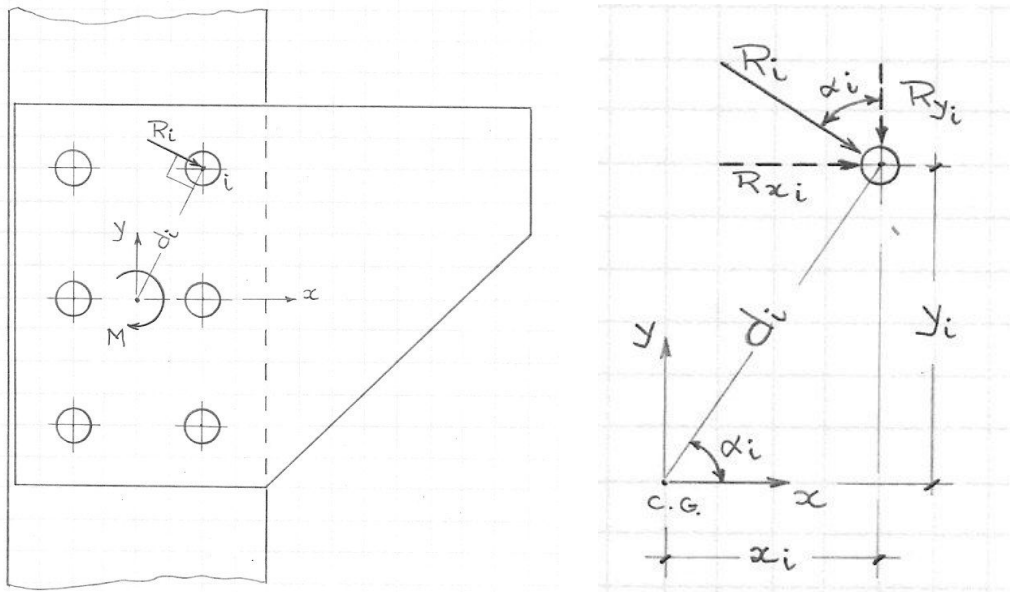


Fig. IV.22 – Esforço de corte devido a M em um parafuso

A partir das considerações acima se chega aos esforços nos parafusos da ligação:

$$R_x = \frac{P_x}{n} + \frac{M \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n d_i^2}$$

$$R_y = \frac{P_y}{n} + \frac{M \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n d_i^2}$$

onde

$$M = P \cdot e$$

$$\sum_{i=1}^n d_i^2 = \sum_{i=1}^n (x_i^2 + y_i^2)$$

n = número de parafusos na ligação

Uma vez obtidas as componentes dos esforços que atuam nos parafusos determina-se a resultante por composição vetorial:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

III.8.2 – LIGAÇÕES EXCÊNTRICAS POR FLEXÃO

Neste tipo de ligação a carga excêntrica gera esforços adicionais de tração nos parafusos (Fig. IV.23).

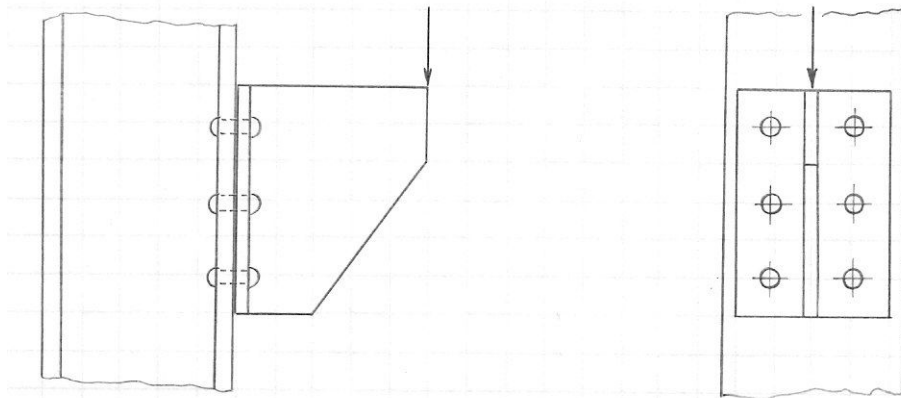


Fig. IV.23 – Ligação excêntrica por corte

O momento de excentricidade se transmite à ligação por tração dos parafusos superiores e por apoio da porção inferior da chapa de ligação.

Quando o espaçamento vertical entre os parafusos for uniforme os mesmos podem ser substituídos por um retângulo de área equivalente e com altura igual ao espaçamento vertical entre os parafusos:

$$a = \frac{m \cdot A_p}{p}$$

onde

m = número de parafusos por linha horizontal

A_p = área da seção transversal do parafuso

p = espaçamento vertical entre os parafusos

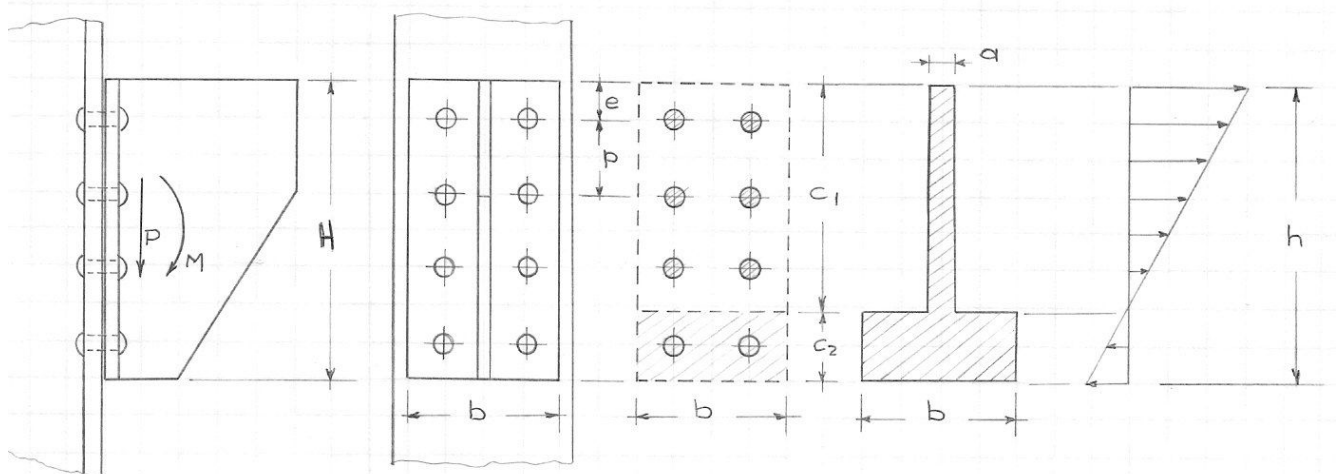


Fig. IV.24 – Seção equivalente para o cálculo de ligações excêntricas por flexão

Igualando os momentos de área dos retângulos tracionado e comprimido obtém-se a posição da linha neutra:

$$c_1 \cdot a \cdot \frac{c_1}{2} = c_2 \cdot b \cdot \frac{c_2}{2}$$

$$h = H - e + \frac{P}{2}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{c_1}{c_2} = \sqrt{\frac{b}{a}} \\ c_1 + c_2 = h \end{array} \right\} c_2 = \frac{h}{1 + \sqrt{\frac{b}{a}}}$$

$$c_1 = h - c_2$$

Uma vez determinada a posição da linha neutra pode-se determinar o esforço no parafuso mais solicitado:

$$f_t = \frac{M}{W_x}$$

$$W_x = \frac{I_x}{c_1 - \frac{P}{2}}$$

$$I_x = \frac{1}{3} \cdot a \cdot c_1^3 + \frac{1}{3} \cdot b \cdot c_2^3$$

$$F_t = f_t \cdot A_p$$

$$F_v = \frac{P}{n}$$

onde

n = número de parafusos na ligação

De posse dos esforços de tração, “ F_t ”, e de corte, “ F_v ”, no parafuso efetua-se a verificação da resistência do mesmo.

III.9 – INSTALAÇÃO E INSPEÇÃO DE PARAFUSOS

III.9.1 - GENERALIDADES

Este item se refere à instalação de ligações feitas com parafusos de alta resistência ASTM A325 e ASTM A490, apertados até que seja atendida a força de protensão mínima especificada na Tabela IV.6.

As ligações destinadas a transferir forças paralelas à superfície de contato das partes ligadas poderão ser "por atrito" ou "por contato". As ligações nas quais o deslizamento seria altamente prejudicial deverão ser ligações por atrito. Também aquelas que estiverem sujeitas a forças repetitivas, com reversão de sinal, deverão ser ligações por atrito.

As dimensões dos parafusos devem estar em conformidade com as atuais especificações da ANSI B18.2.1 para parafusos estruturais pesados, de cabeça hexagonal. O comprimento do parafuso deve ser tal que, após a instalação, sua extremidade coincida com ou ultrapasse a face externa da porca; para isto é necessário dar uma folga no cálculo do comprimento, de modo a compensar as tolerâncias de execução do parafuso e da estrutura.

As dimensões das porcas devem estar em conformidade com as atuais especificações da ANSI B18.2.2 para porcas hexagonais pesadas.

As arruelas planas circulares e arruelas biseladas quadradas devem estar em conformidade com as últimas especificações da ASTM F436 "Especificação para arruelas de aço endurecidas". As dimensões das arruelas são especificadas na ANSI B 27.2 (arruelas planas circulares) e na ANSI B 27.4 (arruelas biseladas quadradas).

Quando montadas todas as superfícies da ligação, incluindo as adjacentes às cabeças dos parafusos, porcas e arruelas, devem estar isentas de escamas de laminação (exceto aquelas firmemente aderidas ao material), rebarbas, sujeiras ou qualquer outra matéria estranha que impeça o perfeito contato entre as partes.

As superfícies de contato em ligações por atrito deverão atender a uma das condições dadas na Tabela IV.5, observando-se o coeficiente de atrito correspondente.

III.9.2 – INSTALAÇÃO DOS PARAFUSOS

Força de protensão mínima de aperto

Os parafusos de alta resistência devem ser apertados de forma a se obter uma força mínima de protensão adequada a cada diâmetro e tipo de parafuso usado, como indicado na Tabela IV.6, independentemente da ligação ser por atrito ou por contato. O aperto deve ser aplicado pelo método da rotação da porca, da chave calibrada, do uso de parafusos com controle de tração ou do indicador direto de tração.

Se necessário, em função das condições de acesso ao parafuso e das folgas para manuseio da ferramenta, o aperto pode ser dado girando-se a cabeça do parafuso e impedindo a porca de girar. Quando forem usadas chaves de impacto, sua capacidade deverá ser adequada e seu suprimento de ar deverá ser suficiente para obter-se o aperto desejado de cada parafuso em aproximadamente 10 segundos.

Aperto pelo método da rotação da porca

Quando for usado o método de aperto pela rotação da porca para aplicar a força de protensão mínima especificada na Tabela IV.6, deve haver número suficiente de parafusos na condição de pré-torque, de forma a garantir que as partes estejam em pleno contato. A condição de pré-torque é definida como o aperto obtido após poucos impactos aplicados por uma chave de impacto, ou pelo esforço máximo aplicado por um indivíduo usando uma chave normal. Após esta operação inicial, devem ser colocados parafusos nos furos restantes e tais parafusos também levados a condição de pré-torque. Todos os parafusos da ligação deverão então receber um aperto adicional, através da rotação aplicável da porca, como indicado na Tabela IV.10, devendo esta operação começar na parte mais rígida da ligação e prosseguir em direção às bordas livres. Durante essa operação, a parte oposta àquela em que se aplica a rotação não pode girar.

Aperto com chave calibrada

Quando forem usadas chaves calibradas, elas devem ser reguladas para fornecer uma protensão pelo menos 5% superior à protensão mínima dada na Tabela IV.6. As chaves devem ser

calibradas pelo menos uma vez por dia de trabalho, para cada diâmetro de parafuso a instalar. Elas devem ser recalibradas quando forem feitas mudanças significativas no equipamento ou quando for notada uma diferença significativa nas condições de superfície dos parafusos, porcas e arruelas. A calibração deve ser feita através do aperto de três parafusos típicos de cada diâmetro, retirados do lote de parafusos a serem instalados, em um dispositivo capaz de indicar a tração real no parafuso. Na calibração deve ser verificado que, durante a instalação dos parafusos na estrutura, a calibragem escolhida não produz uma rotação da porca ou da cabeça do parafuso, a partir da posição de pré-torque, superior à indicada na Tabela IV.10. Caso sejam usadas chaves manuais com torquímetro, quando o torque for atingido as porcas deverão estar em movimento de aperto. Durante a instalação de vários parafusos na mesma ligação, aqueles já apertados previamente devem ser testados com a chave e reapertados caso tenham "folgado" durante o aperto de parafusos subseqüentes, até que todos os parafusos atinjam o aperto desejado.

A Fig.IV.25 mostra um comparativo entre a protensão atingida pelo método da rotação da porca e o método da chave calibrada. No método da rotação da porca a protensão pode atingir valores tão elevados quanto 35% maior que o valor necessário, caso se tenha parafusos mais resistentes que o nominal. No método da chave calibrada atinge-se uma protensão cerca de 5% maior do que os valores de protensão necessários, independente da resistência do parafuso.

Tab. IV.10 – Rotação da porca^(A) a partir da posição de pré-torque

Comprimento do parafuso (medido da parte inferior da cabeça à extremidade)	Disposição das faces externas das partes parafusadas		
	Ambas as faces normais ao eixo do parafuso	Uma das faces normal ao eixo do parafuso e a outra face inclinada não mais que 1: 20 (sem arruela biselada)	Ambas as faces inclinadas em relação ao plano normal ao eixo do parafuso não mais que 1:20 (sem arruelas biseladas)
Inferior ou igual a 4 diâmetros	1/3 de volta	1/2 volta	2/3 de volta
Acima de 4 diâmetros até no máximo 8 diâmetros, inclusive	1/2 volta	2/3 de volta	5/6 de volta
Acima de 8 diâmetros até no máximo 12 diâmetros ^(B)	2/3 de volta	5/6 de volta	1 volta

(A) A rotação da porca é considerada em relação ao parafuso, sem levar em conta o elemento que está sendo girado (porca ou parafuso). Para parafusos instalados com 1/2 volta ou menos, a tolerância na rotação é de mais ou menos 30°, para parafusos instalados com 2/3 de volta ou mais, a tolerância na rotação é de mais ou menos 45°.

(B) Nenhuma pesquisa foi feita para estabelecer o procedimento a ser usado para aperto pelo método da rotação da porca, para comprimentos de parafusos superiores a 12 diâmetros. Portanto, a rotação necessária deverá ser determinada por ensaios em um dispositivo que meça a tração, adequado, que simule as condições reais.

Parafusos com Controle de Tração

Os parafusos com controle de tração são parafusos ASTM AF1852 que atendem à todas as condições dos parafusos ASTM A325, porém que possuem uma característica especial com relação à sua instalação. Estes parafusos possuem um apêndice em sua extremidade, que se estende além da parte rosqueada, e possuem um entalhe anular entre a parte rosqueada e o apêndice (Fig. IV.26). A cabeça do parafuso pode ser redonda, como a da figura, ou hexagonal,

como nos parafusos de alta resistência. Este parafuso é apertado por uma chave especial que possui 2 encaixes coaxiais: um interno que prende o apêndice ranhurado e um externo que prende a porca. Ao apertar o parafuso um gira em sentido contrário ao outro até separar o apêndice do corpo do parafuso por cisalhamento no entalhe anelar devido à torção. Quando isto ocorre o parafuso atingiu a protensão exigida por norma (Tab. IV.6).

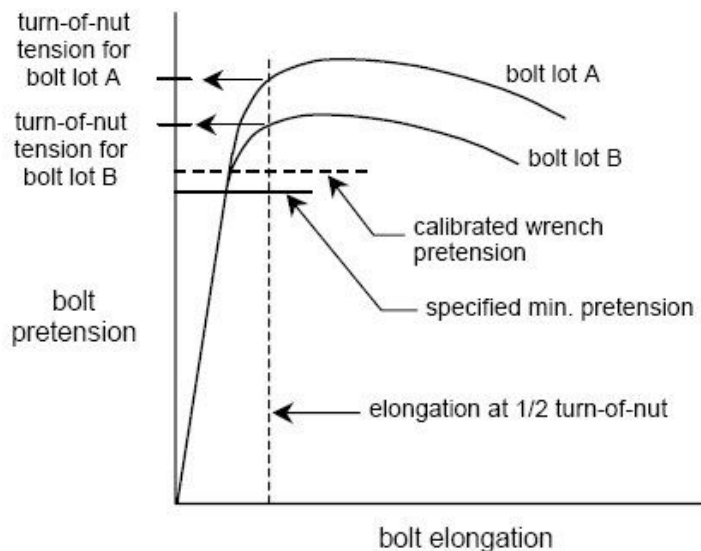


Fig.IV.25 – Influência do método de aperto na protensão do parafuso



Fig. IV.26 – Parafuso com controle de tração

Aperto pelo uso de um indicador direto de tração

É permitido apertar parafusos por este método, desde que possa ficar demonstrado, por um método preciso de medida direta, que o parafuso ficou sujeito à força mínima de protensão dada na Tabela IV.6, após o aperto.



Fig. IV.27 – Indicador direto de tração

III.8 – TÓPICOS ESPECIAIS

III.8.2 – USO DE ARRUELAS

Originalmente os parafusos de alta resistência eram fornecidos em conjuntos compostos por um parafuso com uma porca e duas arruelas endurecidas. As arruelas eram consideradas necessárias para atender aos seguintes propósitos:

- Proteger a superfície externa das peças conectadas de danos causados pelo giro do parafuso ou pelo giro da porca.
- Ajudar a suportar a elevada carga de protensão do parafuso.
- Criar uma superfície dura de apoio para a porca que facilite o seu giro quando do aperto do parafuso.

As arruelas utilizadas com parafusos de alta resistência são arruelas planas circulares e arruelas biseladas quadradas. Estas arruelas devem estar em conformidade com as últimas especificações da ASTM F436 "Especificação para arruelas de aço endurecidas". As dimensões das arruelas são especificadas na ANSI B 27.2 (arruelas planas circulares) e na ANSI B 27.4 (arruelas biseladas quadradas).

Com a introdução do **método de rotação da porca** para o aperto de parafusos de alta resistência verificou-se que a alta concentração de tensões sob a cabeça e sob a porca de parafusos A325 não compromete a protensão do parafuso. Concluiu-se também que os danos superficiais que ocorrem na superfície das peças conectadas, quando a porca é girada diretamente sobre a peça conectada, não afetam a resistência da ligação. Como resultado destas conclusões tem-se as seguintes considerações para utilização de arruelas:

- Não é necessário utilizar arruelas quando são utilizados parafusos A325 instalados pelo método da rotação da porca.
- Deve ser colocada uma arruela sob o elemento que gira, a porca ou a cabeça do parafuso, quando são utilizados parafusos A325 instalados pelo método da **chave calibrada** (isto é, por controle de torque).
- É necessário utilizar arruelas tanto sob a porca quanto sob a cabeça de parafusos A490 utilizados para conectar peças com limite de escoamento menor do que 280 MPa.
- É necessário utilizar arruela somente sob o elemento que gira quando são utilizados parafusos A490 com peças de aço de alta resistência ($f_y \geq 280$ MPa).

Devem ser usadas arruelas biseladas quadradas endurecidas para compensar a falta de paralelismo, quando uma das faces externas das partes parafusadas tiver mais de 1:20 de inclinação em relação ao plano normal ao eixo do parafuso. Isto ocorre na face inclinada das abas de perfis laminados, padrão americano, I Standard e C.

III.8.6 – REAPROVEITAMENTO DE PARAFUSOS DE ALTA RESISTÊNCIA

Ocorre às vezes que um parafuso instalado durante o processo de montagem precisa ser removido e posteriormente reinstalado. Uma outra situação possível é a de uma estrutura que será desmontada e remontada em outra localização. A dúvida que surge nestes casos é se os parafusos submetidos à protensão podem ser reaproveitados e, caso possam, quantas vezes.

Ao dar a carga de protensão em um parafuso excede-se o limite elástico na parte rosqueada. Ao afrouxar o parafuso e submetê-lo novamente à protensão diminui-se ductilidade do mesmo. Sucessivos apertos e afrouxamentos do parafuso causam uma deformação plástica acumulativa que reduz a sua capacidade de deformação, e que faz com que o parafuso seja rompido antes de

atingir a carga de protensão. O parafuso A325 permite um número maior de ciclos de apertos e afrouxamentos (Fig. IV.x) enquanto que o parafuso A490 perde ductilidade e resistência muito rapidamente (Fig. IV.y).

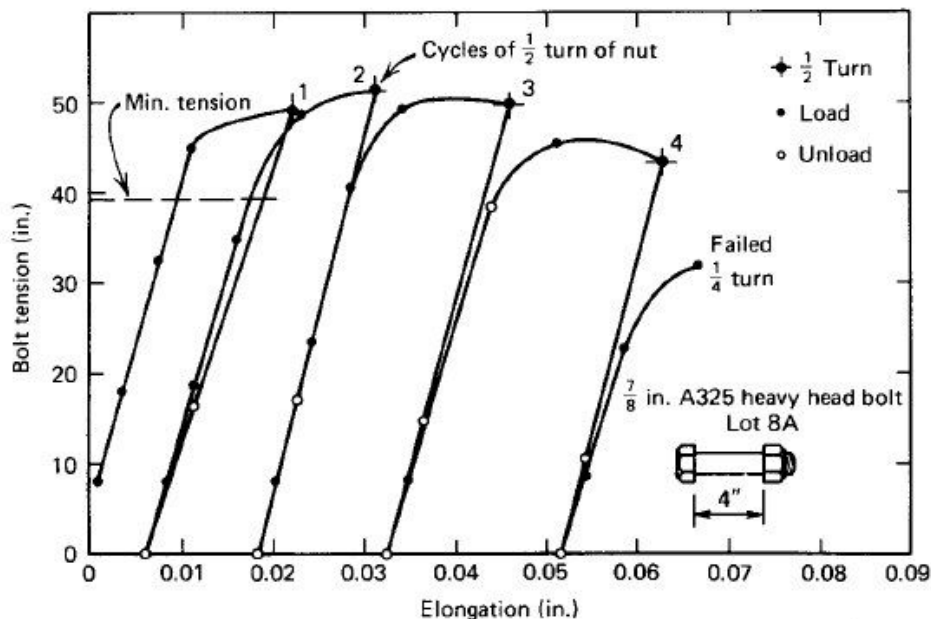


Fig. IV.x – Instalações repetidas de parafusos A325

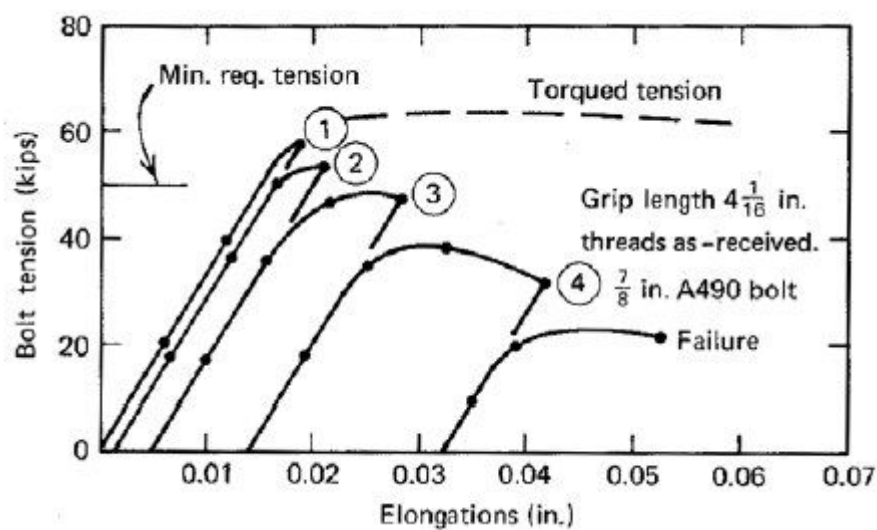


Fig. IV.y – Instalações repetidas de parafusos A490

Um outro fator que afeta a reutilização de parafusos é a condição de revestimento da rosca. Quando os parafusos de alta resistência são comprados eles vêm de fábrica com a rosca oleada. Esta camada de óleo não é prejudicial e não deve ser removida. Se, ao ser instalado, o parafuso ainda está oleado ou se a rosca do mesmo é preparada com óleo, cera ou graxa, a porca possui uma capacidade de rotação que permite o reaproveitamento do mesmo. Entretanto a reutilização de parafusos A325 revestidos (com galvanização, por exemplo) não é recomendada porque o revestimento do parafuso reduz a capacidade de rotação da porca.

O item 7.7.4.6 da NBR 8800:1986 define claramente os critérios para reutilização de parafusos: “Os parafusos A490 e os parafusos A325 galvanizados não podem ser reutilizados. Os demais parafusos A325 podem ser reutilizados **uma vez**, se houver aprovação do engenheiro responsá-

vel. O reaperto de parafusos previamente apertados e que se afrouxarem durante o aperto de parafusos vizinhos não é considerado como reutilização”.

Uma regra prática para avaliar se um parafuso pode ser reaproveitado consiste em girar manualmente a porca na rosca do parafuso; se isto for possível o parafuso pode ser reaproveitado.

III.8.7 – USO CONJUNTO DE PARAFUSOS E SOLDAS

O item 7.1.8da NBR 8800:1986 define quais as combinações possíveis de meios de ligação (parafusos, soldas e rebites). Apesar de não serem mais utilizados, os rebites são incluídos como meio de ligação porque muitas vezes é necessário fazer reforço em estruturas existentes. O item 7.1.8 diz:

7.1.8.1 - Parafusos em combinação com soldas

- a) Em construções novas, parafusos de alta resistência em ligações por contato ou parafusos comuns ASTM A 307 e ISO 4.6 não podem ser considerados trabalhando em conjunto com soldas; as soldas, quando usadas, devem se dimensionadas para resistir ao total das solicitações de cálculo da ligação. Parafusos de alta resistência em ligações por atrito, adequadamente instalados, podem ser considerados trabalhando em conjunto com soldas.
- b) Ao se fazerem alterações por soldas em estruturas existentes, os rebites e os parafusos de alta resistência (que estejam adequadamente apertados) já existentes podem ser considerados para resistir às solicitações de cálculo devidas à carga permanente já atuante. As solicitações devidas aos novos carregamentos devem ser resistidas pelas soldas de reforço que forem acrescentadas à ligação. Todas essas ligações devem resistir aos esforços que possam ocorrer durante a montagem, manuseio e/ou utilização da estrutura.

7.1.8.2 - Parafusos de alta resistência em combinação com rebites

Em construções novas ou existentes, parafusos de alta resistência em ligações por atrito, instalados de acordo com o item 7.7, podem ser considerados trabalhando em conjunto com rebites.