



# SPIROL®

## ARTIGO TÉCNICO

### O Pino

Por M.J. Schilhansl

Professor da Brown University,  
Divisão de Engenharia,  
Providence, R.I.  
17 de dezembro de 1957

Foi realizado um teste para analisar de forma mais detalhada a deformação e a tensão de diferentes tipos de pinos frente às informações convencionais existentes sobre resistência ao cisalhamento. Através dessa análise, foi possível observar a presença de casos nos quais a resistência ao cisalhamento não é um critério adequado para a escolha de tamanho e tipo do pino. Isso depende da interação mútua entre o pino e as peças a serem unidas, em virtude do ajuste e da carga lateral que pode ser unicamente estática ou dinâmica. A análise teórica - mesmo consistindo, por vezes, em aproximações - dos efeitos do ajuste e da carga lateral e a tendência dos resultados experimentais mostram de forma muito clara **que o pino espiral pode ser utilizado no lugar de qualquer outro tipo de pino do mesmo tamanho. Este componente oferece diversas vantagens quando são envolvidas cargas estáticas ou variáveis.**

# O Pino

Por M.J. Schilhansl

Foi realizado um teste para analisar de forma mais detalhada a deformação e a tensão de diferentes tipos de pinos frente às informações convencionais existentes sobre resistência ao cisalhamento. Através dessa análise, foi possível observar a presença de casos nos quais a resistência ao cisalhamento não é um critério adequado para a escolha do tamanho e tipo do pino. Isso depende da interação mútua entre o pino e as peças a serem unidas, em virtude do ajuste e da carga lateral que pode ser unicamente estática ou dinâmica. A análise teórica - mesmo consistindo, por vezes, em aproximações - dos efeitos do ajuste e da carga lateral e a tendência dos resultados experimentais mostram de forma muito clara que o pino espiral pode ser utilizado no lugar de qualquer outro tipo de pino do mesmo tamanho. Este componente oferece diversas vantagens quando são envolvidas cargas estáticas ou variáveis.

Um pino é um elemento que fixa duas ou mais peças de um equipamento. Há muito tempo utiliza-se uma grande variedade de pinos; os mais comumente utilizados são os pinos sólidos cilíndricos, pinos sólidos cônicos, pinos com sulcos, pinos tubulares com fenda e os pinos espirais.<sup>1</sup> A escolha do tipo e tamanho de um pino para uma determinada aplicação deve ser baseada no equilíbrio adequado da tensão e deformação do pino e tensão e deformação das peças a serem unidas. A tensão e a deformação de ambos dependem da magnitude do ajuste entre o pino e o furo, e das forças a serem transmitidas de um lado para o outro, passando através do pino. Essas forças podem ser constantes, intermitentes ou variáveis.

## TENSÃO E DEFORMAÇÃO DEVIDO A UM AJUSTE COM ATRITO

O diâmetro  $D_1$  do pino deve ser maior do que o diâmetro  $D_0$  do furo para que seja possível realizar um ajuste de pressão. Quando o pino é pressionado para dentro do furo por uma força axial  $F$ , Fig. 1, o pino e as peças a serem unidas são submetidos a deformações que dependem da diferença  $D_1 - D_0$ , dos módulos de elasticidade do material do pino e das peças a serem unidas, bem como do formato do pino e das peças.

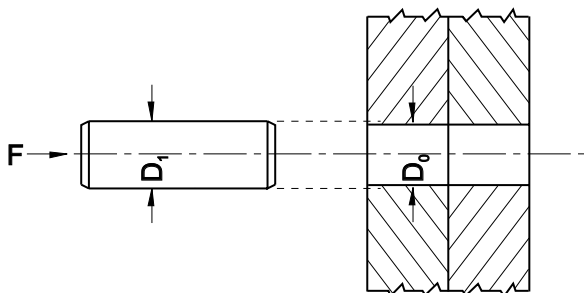


Fig. 1 Pino Sólido.

## Pino Sólido Cilíndrico

Quando um pino sólido cilíndrico une duas peças de tamanho relativamente grande com relação ao diâmetro do furo do pino, a tensão e a deformação podem ser facilmente calculadas desde que estejam dentro da faixa elástica. A pressão superficial  $p$  na superfície do furo pode ser calculada pela fórmula abaixo.

$$p = E_0 \frac{D_1 - D_0}{D_0} \frac{1}{(1 + \nu) + (1 - \nu)E_0 / E_1} \quad (1)$$

Onde

$E_0$  = Módulo de elasticidade do material das peças unidas

$E_1$  = Módulo de elasticidade do material do pino

$\nu$  = Coeficiente de Poisson

\* A diferença dos coeficientes de Poisson para diferentes materiais (0,3 para o aço, 0,34 para o alumínio) foi negligenciada.

Na situação especial em que  $E_0$  é igual a  $E_1$ , a pressão superficial é simplesmente

$$p = \frac{E}{2} \frac{D_1 - D_0}{D_1} \quad (2)$$

As tensões radiais e tangenciais presentes no pino são tensões de compressão e equivalem a  $-p$ , sendo independentes da distância da linha de centro. A tensão radial nas peças a serem unidas na superfície do furo também é uma tensão de compressão igual a  $-p$ , e a tensão tangencial nesta superfície representa a resistência à tração e corresponde a  $+p$ . Práticas comuns resultam em razões  $(D_1 - D_0)/D_0$  que, na maioria dos casos, geram fluência plástica ao redor do furo quando o pino é pressionado para dentro. A pressão superficial é então equivalente à metade da tensão de escoamento. O responsável pela elaboração do projeto deve estar ciente deste fato, que, como tal, não é crítico, desde que a junta esteja constantemente carregada.

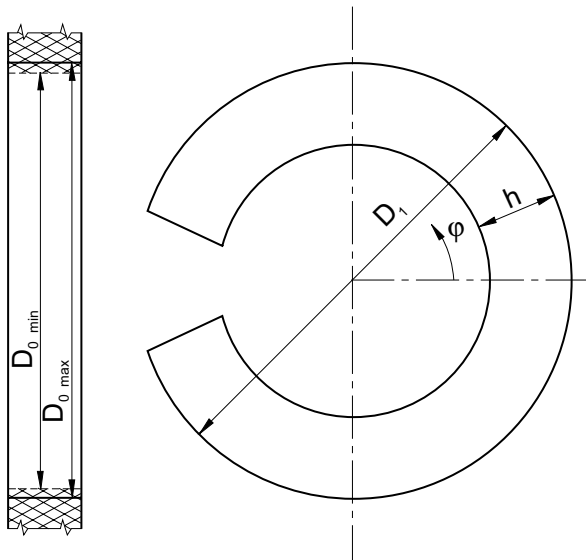


Fig. 2 Pino tubular com fenda.

### Pino Tubular com Fenda

A relação entre a pressão superficial e as tensões em um lado e a razão  $(D_1 - D_0)/D_0$  no outro lado é mais complexa no caso do pino tubular com fenda, Fig. 2, que, aparentemente, foi inicialmente desenvolvido por Hans Hoffmann.<sup>2</sup>

A pressão superficial não irá atuar de forma independente da coordenada angular  $\varphi$  se a espessura  $h$  for constante ao longo do perímetro. Vejamos:

$$n = \infty$$

$$p = p_0 + \sum_{n=2} p_n \cos n\varphi \quad (3)$$

em que  $p_0$  e  $p_n$  são valores estaticamente indeterminados. Elas podem ser determinadas desde que o pino toque a superfície do furo sem penetrá-lo. Como o termo  $p_0$  está constantemente à direita da equação (3), o diâmetro do pino-furo aumenta de maneira uniforme, contudo, a deformação do pino não apresenta simetria rotacional. É possível realizar o cálculo por meio de teorias estruturais de vigas; o componente radial de deslocamento é mostrado na Fig. 3 em múltiplos de  $(p_0 r_1 b_3)/(EI_1)$ , onde  $r_1$  tem a metade do diâmetro do furo do pino,  $b$  é o raio da fibra neutra da viga curvada, e  $I_1$  é o momento de inércia por comprimento unitário ( $h^3/12$ ).

A diferença entre a forma do furo e do pino produzida por uma pressão uniforme  $p_0$  só pode ser eliminada através da soma dos termos  $p_n \cos n\varphi$ . O termo  $p_2 \cos 2\varphi$ , por exemplo, faz com que o furo fique ligeiramente elíptico e o componente radial de deslocamento tenha mais

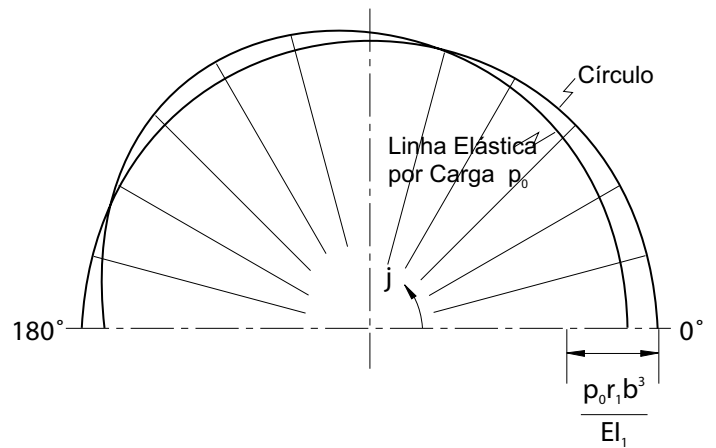


Fig. 3 Deformação do pino tubular com fenda.

um ponto de inflexão ao ser representado em função da coordenada angular  $\varphi$ . Quanto mais os termos  $p_n \cos n\varphi$  forem levados em consideração, mais a deformação do pino se aproximará da deformação da superfície do furo. Com base na Fig. 3, é possível observar de imediato que o momento de flexão na coordenada  $\varphi = 0$  é maior do que o momento de flexão  $M_0$  em virtude do constante termo  $p_0$ , apresentado sozinho neste ponto. Se os valores numéricos da pressão superficial  $p_0$  e das tensões de flexão do pino forem calculados para a relação convencional entre o pino e os diâmetros dos furos, será possível notar que a pressão superficial está bem abaixo do valor crítico necessário para que as peças sejam unidas, mas que as tensões máximas de flexão na região periférica da coordenada  $\varphi = 0$  estão muito além do limite elástico do material do pino. Isto significa que todo o cálculo serve apenas para mostrar que haverá fluência plástica e onde a mesma irá ocorrer. Com isso, uma análise mais detalhada acerca dos efeitos dos termos  $p_n \cos n\varphi$  na faixa de elasticidade se torna supérflua. Em toda a extensão de ambos os lados da coordenada  $\varphi = 0$ , onde ocorre a fluência plástica, o valor do momento de flexão é inferior aquele calculado com o pressuposto inicial de que as tensões ocorreriam inteiramente dentro da faixa de elasticidade. Assim, é possível concluir que a pressão superficial é ainda menor do que a calculada, e que o risco de falha deixa de estar nas peças a serem unidas para estar no pino quando um pino tubular com fenda é pressionado para dentro de um furo, ao invés de um pino sólido.

<sup>2</sup> DRP. 416339 de 24 de Julho de 1924 e DRP 442882 de 7 de julho de 1925. Ambas as patentes expiraram.

### Pino Espiral

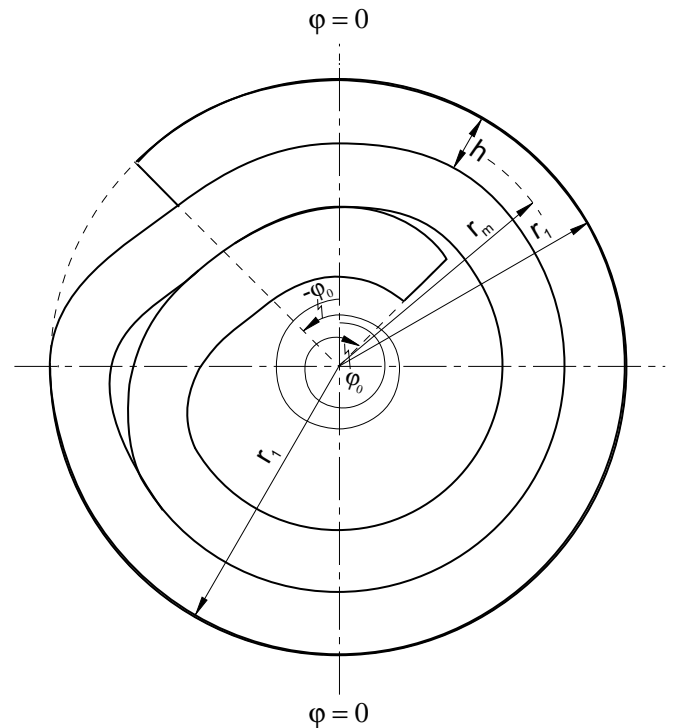
A Fig. 4 mostra a seção transversal de um pino espiral. A forma da seção transversal é semelhante à forma da espiral de Arquimedes. A alteração desta forma é realizada (a) para minimizar a área da superfície ao longo da qual não há contato entre o furo e o pino, e (b) para impedir que a extremidade  $-j_0$  da espiral externa do pino deslize no sentido periférico sobre a espiral adjacente.

O uso de teorias estruturais de vigas pode embasar uma análise sobre a pressão superficial entre o pino e o furo e sobre as tensões exercidas no pino e nas peças a serem unidas por interferência. À medida que o raio  $b$  da fibra neutra deixa de ser constante, é necessário subdividir o pino em várias partes de larguras adequadas no sentido periférico - digamos sete ou mais - e presumir que o raio  $b$  é constante em cada parte, mas muda de forma repentina na transição de uma parte para uma outra contígua. Como mostra a Fig. 4, a alteração na curvatura da segunda espiral é relativamente evidente ao redor da extremidade  $-j_0$  da espiral externa; por esse motivo, as partes neste ponto devem ser mais curtas do que no restante da espiral.

A deformação de um pino espiral ocasionada pela pressão superficial geralmente ocorre devido a um deslocamento no sentido radial e periférico. O deslocamento poderia ser grande no sentido periférico se a seção transversal fosse uma espiral de Arquimedes exata; no entanto, em virtude da protuberância peculiar da segunda espiral, um deslocamento periférico seria virtualmente impossível. Assim, o pino é muito mais rígido sem esta protuberância.

O cálculo de tensão e deformação é bastante extenso visto que o deslocamento e a inclinação da linha elástica devem corresponder a cada transição de uma parte para a outra, e que uma carga estaticamente indeterminada no sentido tangencial deve ser aplicada na margem externa a fim de produzir a protuberância.

O material do pino passa por uma deformação plástica durante o processo de fabricação. Quando o pino deixa o equipamento de conformação, as tensões decorrentes desta deformação são liberadas imediatamente e as espirais que foram comprimidas contra o equipamento e contra elas mesmas durante a operação se abrem de modo a formar um pequeno espaço entre as espirais; dessa forma, o diâmetro do pino que não recebeu tensão é maior do que o diâmetro durante o processo de fabricação. Através da escolha adequada do tamanho do equipamento com base no tamanho do furo, é possível manter a pressão superficial e as tensões das espirais dentro do limite de elasticidade ao instalar o pino no furo.



*Fig. 4 Pino Espiral Laminado ou Pino Espiral da Spirol.*

Se um pino espiral e um pino tubular com fenda de mesmo diâmetro nominal forem submetidos à mesma razão de ajuste de pressão  $(D_1 - D_0)/D_0$ , o pino espiral receberá menos tensão do que o pino com fenda desde que as seções transversais de ambos os pinos tenham a mesma área normal ao eixo do pino. Isso pode ser demonstrado através de uma análise rigorosa e também tem como base a seguinte comparação.

Uma viga em flexão laminada que consiste em  $n$  camadas de altura  $h_1$  é defletida da mesma forma (proporcional a  $D_1 - D_0$ ) que uma viga em flexão sólida de mesma altura total  $h_2 = nh_1$ . Presumindo-se que a flexão das seções transversais e o comprimento da viga são os mesmos, a razão entre o esforço de flexão máximo  $s_1$  em cada camada e o esforço de flexão máximo  $s_2$  da viga sólida é igual a  $1/n$ . Esta comparação é qualitativamente admissível, contudo, em termos quantitativos, ela serve apenas como uma aproximação de primeira ordem já que o raio da fibra neutra da viga em flexão não é exatamente igual a  $(D_1 - h_1)/2$  e sim menor em função do fator  $[1 - h_1^2/3(D_1 - h_1)^2]$ , e visto que a espiral interna tem um raio ainda menor do que a espiral externa.

Com base nesta comparação, também é possível concluir que a energia necessária para a conformação de um pino diminui à medida que a espessura da tira é reduzida. Com isso, é possível se fabricar um pino espiral em diâmetros que vão além da gama convencional, ou seja, acima de 1/2 polegada, desde que haja uma demanda.

## TENSÃO E DEFORMAÇÃO CAUSADAS POR CARGA EXTERNA

### Pino Sólido

A Fig. 5 mostra duas peças A e B de espessura  $h_A$  e  $h_B$ , respectivamente, sendo unidas por um pino. Uma força  $P$  é aplicada em cada peça; para estabelecer o equilíbrio de todo o sistema, os momentos  $M$  também devem ser aplicados, com magnitude  $(h_A + h_B)P/2$ .

Por um momento, presume-se que as peças sejam infinitamente extensas em qualquer sentido perpendicular ao eixo do pino. Fica bem claro que qualquer carga aplicada à superfície cilíndrica do furo tem pouco efeito em qualquer ponto distante do eixo. Assim, pode-se considerar que as partes periféricas das peças são absolutamente rígidas e que apenas as partes dentro de um cilindro de raio  $r_e$  são elasticamente flexíveis. Se a parte elástica for transformada em um sistema de molas radiais, obtém-se um modelo que pode ser utilizado para estudar a interação de pinos e peças da montagem, e que pode ser adequado ao sistema através da escolha apropriada do raio  $r_e$  e das propriedades das molas.

Graças à elasticidade das molas, as forças de ação e reação  $P$  geram um deslocamento  $y$  da peça. A em relação à peça B. Se o pino for absolutamente rígido, ele se comporta, como mostrado na Fig. 6. Se o pino for elasticamente flexível, ele não apenas gira, como também se curva para a posição, como mostrado na Fig. 7. Obviamente, quanto menos resistente for o pino em relação às molas, mais a deformação se concentrará na superfície de contato entre as peças A e B.

Os valores de tensão e deformação do pino podem ser calculados por meio da teoria estrutural de vigas sobre bases flexíveis. Para estes cálculos, deve-se conhecer o parâmetro da elasticidade da fundação - às vezes chamado de coeficiente da subestrutura. Pode ser difícil obter essa informação por meio de considerações teóricas, no entanto, é possível tirar conclusões de base empírica.

É possível observar de forma clara que o coeficiente da subestrutura depende do módulo de elasticidade do material das peças A e B. Isto significa que um pino de aço em uma estrutura de aço se comporta de forma diferente de um pino de aço em uma estrutura de ferro fundido ou alumínio.

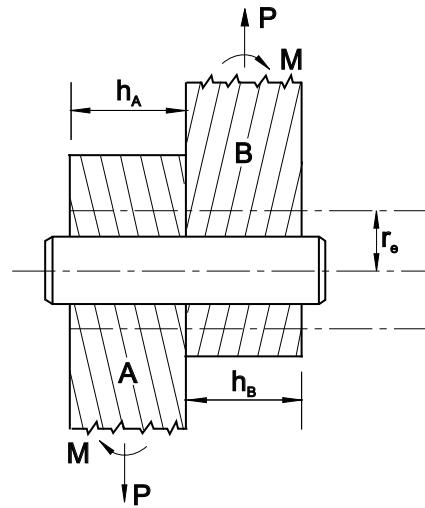


Fig. 5 Carga externa de um pino.

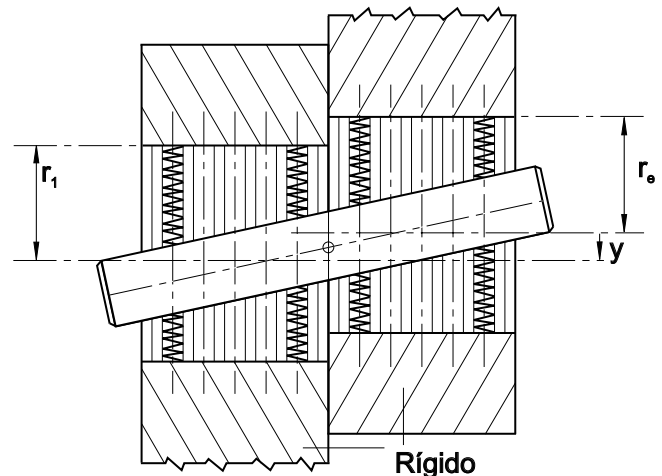


Fig. 6 Pino rígido.

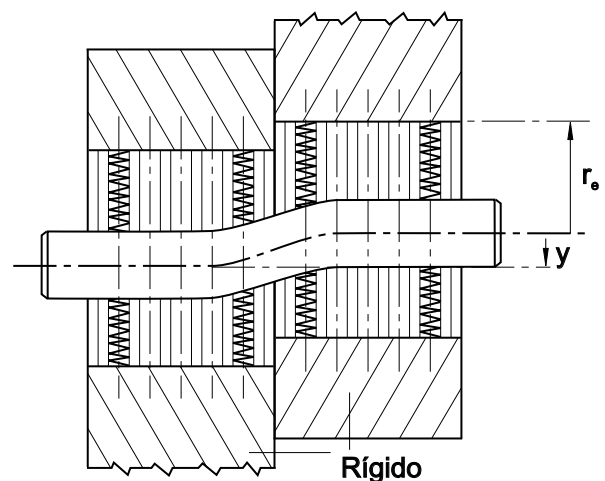


Fig. 7 Pino flexível.

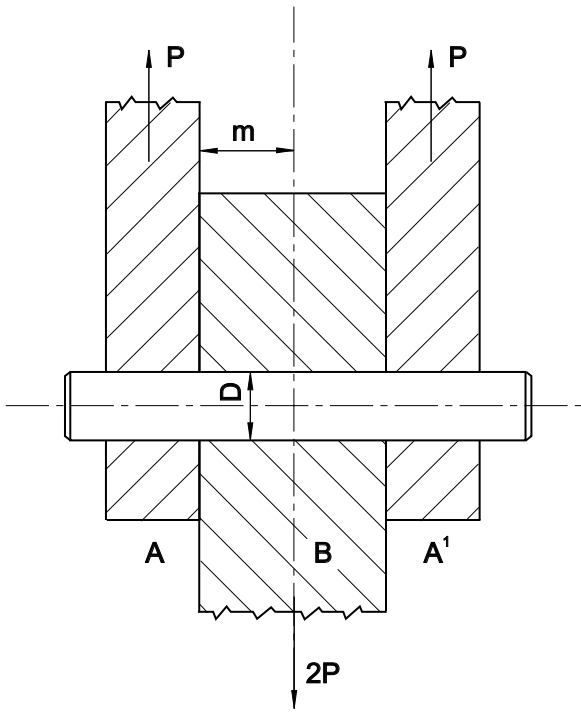


Fig. 8 Disposição simétrica de um pino em cisalhamento duplo.

A Fig. 8 mostra uma disposição simétrica em relação à configuração geométrica e à carga. Recomenda-se uma matriz de cisalhamento dupla de disposição simétrica para testar os pinos. A teoria da viga em base flexível leva aos seguintes resultados em relação às tensões de cisalhamento  $t$  e à tensão de flexão  $\sigma_a$ . As tensões de cisalhamento máximas  $t_{\max}$  ocorrem no plano de contato das peças A e B ou A' e B, respectivamente; as tensões de flexão máximas  $\sigma_{a\max}$  ocorrem no plano central da peça B até uma certa razão de  $m/D$  (onde  $2m$  é a espessura das peças B e D). A razão  $t_{\max}/\sigma_{a\max}$  depende também da razão  $m/D$  e, naturalmente, do coeficiente da subestrutura; a mesma está representada na Fig. 9 para um coeficiente de subestrutura que tenha sido obtido de forma empírica. Quando se conhece a resistência ao cisalhamento e a resistência à tração do material do pino, é possível prever a causa de uma eventual falha, seja ela causada por tensões de cisalhamento ou de flexão. Para chegar a esta conclusão, as tensões normais geradas pelos elementos de retenção devem ser levadas em consideração; é importante notar que as tensões originadas pelo elemento de retenção são radiais e tangenciais, enquanto que as tensões de flexão decorrentes das forças externas  $P$  são axiais. Assim, o estado de tensão no pino é triaxial.

Se o pino quebra com uma tensão normal, a ruptura ocorre dentro de uma das peças. Tais rupturas já foram notadas.

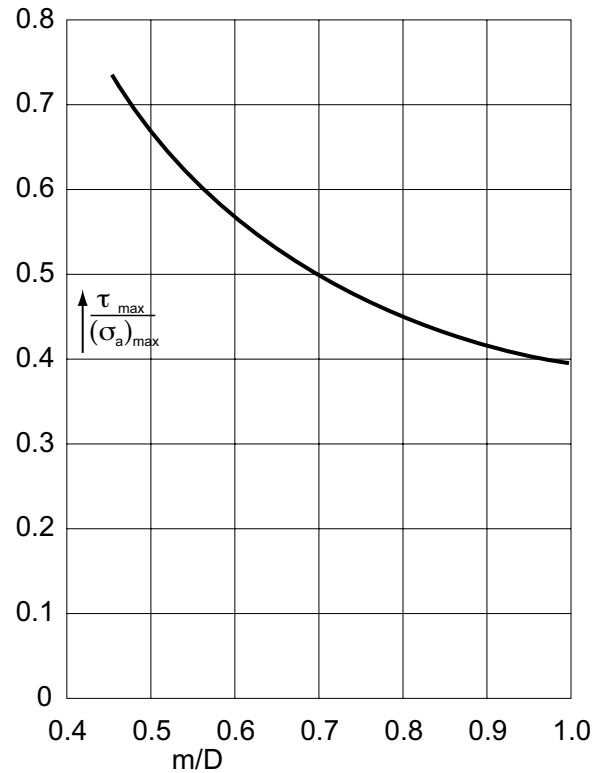


Fig. 9 Razão  $\tau_{\max}/\sigma_{a\max}$  em comparação com  $m/D$ .

#### Pino Tubular com Fenda

É importante posicionar adequadamente a fenda de um pino tubular com fenda com relação à força aplicada. É possível utilizar duas posições limitadoras, principalmente uma em que a fenda fica a  $90^\circ$  do sentido de aplicação das forças  $P_1$  e  $P_2$ , Fig. 10, e outra em que a fenda fica alinhada com o sentido das forças  $P_1$  e  $P_2$  - ver Fig. 11. Os pares  $P_1, P_1''$  e  $P_2, P_2''$  devem ser adicionados de modo a estabelecer o equilíbrio com o momento externo  $M$ , Fig. 5. A diferença fundamental entre as duas disposições, conforme mostrado nas Figuras 10 e 11, consiste na posição das forças  $P_1$  e  $P_2$  em relação ao centro de cisalhamento do pino com fenda. O centro de cisalhamento fica no eixo de simetria da seção transversal localizada no lado oposto à fenda, como mostrado nas Figuras 10 e 11. Vamos considerar  $r_m$  como o raio médio do pino tubular com fenda, ou seja, o mesmo que  $1/2(D_1 - h)$ , Fig. 2 ou Fig. 10, e  $\pm j_0$  como as coordenadas angulares das bordas da fenda. Com o pressuposto de que a espessura  $h$  é pequena quando comparada ao raio médio  $r_m$ , a distância  $z_s$  do centro de cisalhamento a partir do centro do círculo do raio  $r_m$  corresponde a

$$\frac{z_s}{r_m} = 2 \left( \frac{\varphi_0 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0}{\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \varphi_0} \right) \quad (4)$$

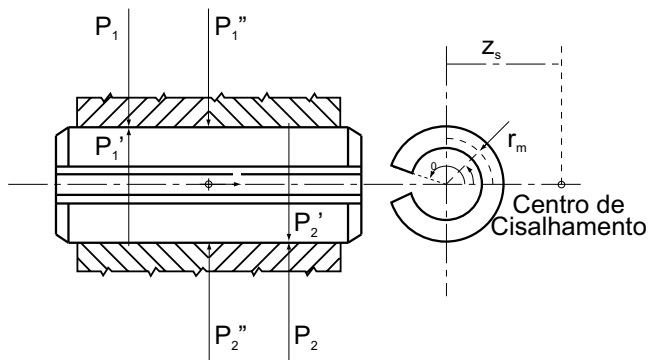


Fig. 10 Fenda a 90° do sentido de aplicação da carga.

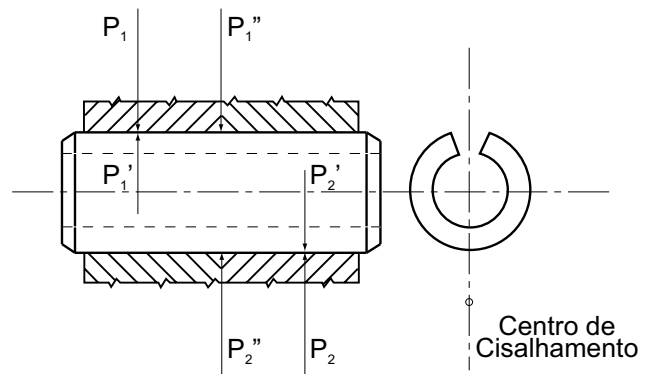


Fig. 11 Fenda alinhada com o sentido de aplicação da carga.

Para  $\varphi_0 < \pi/2$ , a fórmula (4) pode ser substituída pela aproximação

$$\frac{z_s}{r_m} = 1 + \frac{1}{10} \varphi_0^2 + \frac{19}{4200} \varphi_0^4 \quad + \quad (5)$$

Para os valores especiais  $\varphi_0 = \pi/2$  (semi círculo) e  $\varphi_0 = \pi$  (fenda infinitesimal), nota-se a distância  $z_s = (4/\pi)r_m$  e  $z_s = 2r_m$ , respectivamente. A razão  $z_s/r_m$  é representada em função do ângulo  $\varphi_0$  na Fig. 12.

Se as linhas de ação dos resultantes  $P_1$  e  $P_2$  passarem pelo centro de cisalhamento da seção transversal, a deformação do pino será apenas decorrente da flexão. No entanto, se as linhas de ação de  $P_1$  e  $P_2$  estiverem a uma distância  $z_s$  do centro de cisalhamento, haverá também um torque proporcional  $z_s$  e uma distorção adicional; além disso, as tensões de flexão serão mais intensas em nível local do que no caso  $z_s = 0$ . Assim, o pino localizado em uma disposição-fenda a 90° do sentido das forças oferece menor resistência do que o mesmo pino em outra disposição-fenda alinhada com o sentido das forças. Esta conclusão está de acordo com a declaração de Leo F. Spector<sup>3</sup> que defende que a diferença na resistência ao cisalhamento é de aproximadamente 6%.

É possível notar de forma clara que tensões  $\sigma_a$  paralelas ao eixo do pino em virtude de uma deformação flexional no sentido y não podem ser muito intensas em um pino submetido a cisalhamento múltiplo, como mostrado na Fig. 13, quando a espessura h das peças a serem unidas é pequena frente ao diâmetro do pino. Esta disposição corrobora a afirmação de que a magnitude da força máxima que pode ser aplicada à junta depende da localização da fenda em relação ao sentido da força. Isso pode ser observado a seguir.

A força lateral P cria pressão na superfície do furo em função da abscissa x e da coordenada angular  $\varphi$ . A força  $qR d\varphi dx$  que atua no elemento de área  $Rd dx$  tem uma componente paralelo à força lateral P de magnitude  $qR \sin\varphi d\varphi dx$ .

Se houver áreas de contato n entre as peças, o comprimento axial da superfície do furo é  $(n+1)h$ . No caso I - fenda a 90° do sentido da força P - a integral f dos componentes  $qR \sin\varphi d\varphi dx$  de  $\varphi = 0$  a  $\varphi = \varphi_0$  e de  $x = 0$  a  $x = (n+1)h$  deve ser igual à força P. Assim

$$\int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qR \sin\varphi d\varphi dx = P \quad (6)$$

Se q é igual a  $q_0 \Phi_I$ , onde presume-se que  $q_0$  seja independente da abscissa x como uma aproximação de primeira ordem, e que  $\Phi_I$  esteja associada à coordenada angular  $\varphi$ , segue:

$$q_0 R = \frac{P}{n+1} \frac{1}{h} \frac{1}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_I \sin\varphi d\varphi} \quad (7)$$

O componente  $qR \sin\varphi d\varphi dx$  tem um braço de momento  $b(1 - \cos\varphi)$  relacionado a um eixo que passa pelo ponto  $r = b$ ,  $\varphi = 0$  onde b representa o raio da fibra neutra, conforme mostrado na seção (B-2). Assim, ele exerce um momento  $dM_{II}$  em torno deste eixo. Através da integração, nota-se que o momento de flexão  $M_{II}$  é

$$M_{II} = \int_0^{(n+1)h} \int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx \quad (8)$$

ou com base no pressuposto anterior e de forma relacionada à Equação (7)

$$M_{II} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{h} \frac{\int_0^{\varphi_0} qRb \sin\varphi (1 - \cos\varphi) d\varphi dx}{\int_0^{\varphi_0} \Phi_I \sin\varphi d\varphi} \quad (9)$$

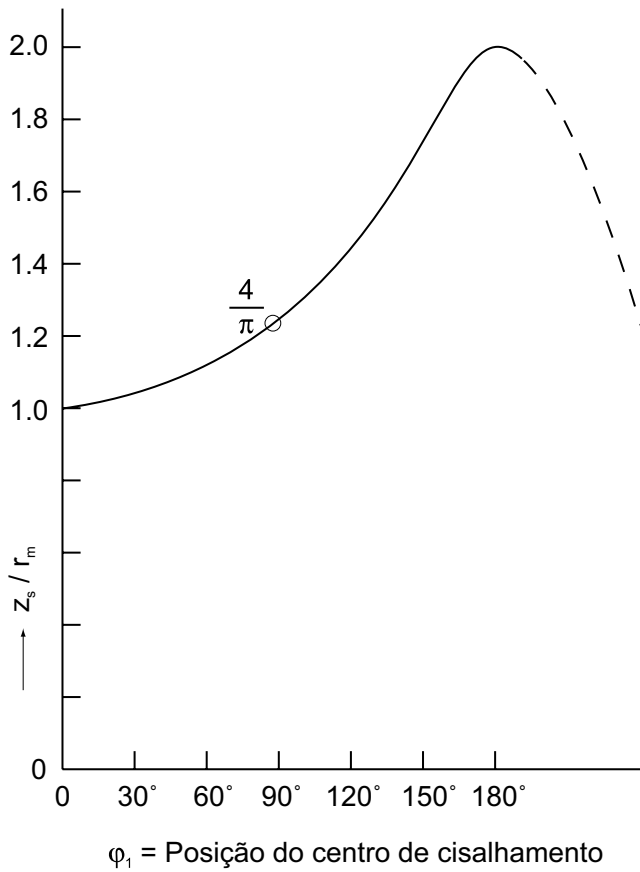


Fig. 12 Posição do centro de cisalhamento.

No caso II - a fenda alinhada com o sentido da força P - o momento de flexão em  $r = b$ ,  $\varphi = 0$  é:

$$M_{III} = \frac{P}{n+1} \frac{b}{n} \frac{\int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi (1 - \cos \varphi) d\varphi}{2 \int_0^{\varphi_1} \Phi_I \sin \varphi d\varphi} \quad (10)$$

Com as hipóteses de simplificação  $\varphi_0 = \pi$ ,  $\varphi_1 = \pi/2$  e  $\Phi_I = \Phi_{II}$ , é possível notar:

$$M_{III} = 0.5 M_{II}$$

É muito difícil encontrar uma estimativa confiável acerca das funções  $\Phi_I$  e  $\Phi_{II}$  pelo seguinte motivo: Conforme mostrado na seção "Pino tubular com fenda", as tensões  $\sigma_{tp}$  no pino geradas pelo elemento de retenção são, em algumas partes da seção transversal, equivalentes à tensão de escoamento, já em outras partes, ela permanece dentro da faixa de elasticidade. As tensões  $\sigma_{II}$  ou  $\sigma_{III}$  oriundas dos momentos  $M_{II}$  ou  $M_{III}$  devem ser adicionadas às tensões  $\sigma_{tp}$ . Isso é impossível em partes onde não há fluência plástica quando o pino é pressionado para dentro do furo, salvo no caso de encruamento. Devido à complexidade das condições reais, é possível gerar apenas a expressão

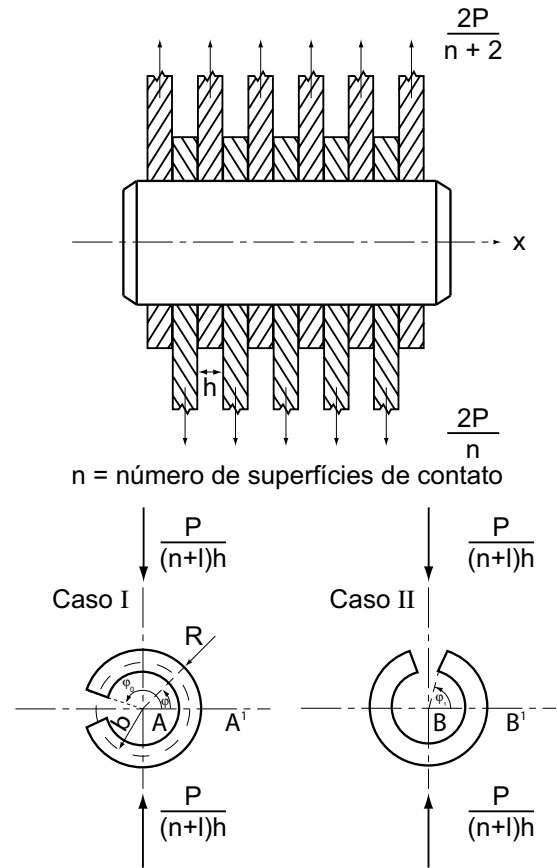


Fig. 13 Pino em cisalhamento múltiplo.

generalizada;  $M_{III}$  é menor do que  $M_{II}$  para a mesma carga externa P.

A expressão anterior que afirma que o pino com fenda na disposição 'fenda localizada a 90° do sentido da força' é menos resistente do que na disposição 'fenda alinhada com o sentido da força' também se aplica ao pino em cisalhamento múltiplo.

#### Pino Espiral

A posição do centro de cisalhamento da seção transversal, como mostrado na Fig. 4, poderia ser calculada a partir da fórmula (4), se a espessura h da tira fosse muito pequena em comparação com o raio da fibra neutra, e se ambas as extremidades - tanto na coordenada angular  $-\varphi_0$  como em  $+\varphi_0$  - fossem extremidades livres. Na primeira condição, a diferença entre o raio médio da espiral externa e o raio médio da espiral interna seria insignificamente pequena. A condição é satisfeita na extremidade interna  $+\varphi_0$  da tira, mas não na extremidade  $-\varphi_0$  da espiral externa. Essa extremidade é sustentada em grande parte pela protuberância já mencionada na seção "Pino Espiral" para que a espiral externa atue de forma semelhante a uma seção tubular sem fenda.



TABELA 1

Espessura, pol.	Razão de Força Final
0,002	1,213
0,008	1,100
0,012	1,042
0,016	1
0,020	0,965
0,024	0,940

Portanto, o centro de cisalhamento deve estar próximo ao centro do furo. Esta conclusão é confirmada por testes que não comprovam qualquer efeito notável na força de cisalhamento, devido ao posicionamento das extremidades da tira no furo.

Os momentos de inércia em torno de diferentes eixos  $\phi$  são ligeiramente diferentes. Uma vez que o diâmetro efetivo de um pino nunca é menor do que o diâmetro nominal devido à protuberância, os momentos de inércia são apenas ligeiramente menores do que aqueles de um pino sólido com o mesmo diâmetro nominal. Assim, a escolha da dimensão adequada de um pino espiral pode ser baseada nos mesmos argumentos, como no caso de pinos sólidos.

Quando são levadas em consideração unicamente as tensões de cisalhamento, podem ser levantadas objeções com relação à aplicação de um mesmo tamanho em pinos espirais e pinos sólidos. Se as tensões de cisalhamento forem o critério para a escolha do tamanho adequado do pino, de acordo com a Fig. 9, deve-se utilizar o pino para "cargas pesadas" (também existem pinos espirais para "cargas intermediárias" e "cargas leves") com seção transversal de cerca de 75% da de um pino sólido com o mesmo diâmetro nominal. Quando ambos os pinos são fabricados do mesmo material, a resistência ao cisalhamento de um pino espiral é geralmente menor do que a de um pino sólido. No entanto, através de testes realizados em conformidade com as especificações de diversas agências governamentais, é possível observar que o pino espiral oferece uma resistência estática ligeiramente maior.

Em parte, essa observação pode ser explicada pelo fato de que os pinos sólidos são submetidos a um pré-tensionamento muito mais severo devido à pressão superficial (Tensão e Deformação da Superfície devido à Interferência) e em parte pela magnitude da resistência à tração de diferentes materiais após diferentes tratamentos térmicos; além disso, há também o fenômeno metalúrgico através do qual a resistência à tração de um material é ampliada à medida que a amostra tem sua espessura reduzida. Por exemplo, se a resistência à tração de uma chapa de 0,016 pol. de espessura for tomada como referência para comparação, será possível determinar a resistência à tração de chapas de espessuras diferentes com base na Tabela 1.

É difícil prever o desempenho de qualquer pino submetido a cargas dinâmicas, sejam elas intermitentes ou variáveis, através apenas de considerações teóricas uma vez que existem muitos efeitos envolvidos como, por exemplo, a resistência à fadiga do material dos pinos, o amortecimento das vibrações devido à interferência, o que depende do ajuste do pino e do furo ou das peças a serem unidas, e assim por diante.

Portanto, o desempenho deve ter embasamento empírico e quanto mais verossímeis forem as simulações da aplicação real, melhores serão as informações sobre uma aplicação específica. Esses testes foram realizados<sup>4</sup> com uma frequência de 2000 ciclos de carga por minuto. Para se obterem fraturas em um período plausível, a magnitude da carga variável foi selecionada alternando entre mais e menos a metade da carga estática máxima. Nessas condições severas, os pinos espirais duraram muito mais tempo do que os pinos sólidos ou tubulares com fenda; a ruptura ocorreu apenas na espiral externa.

Os tempos registrados para um grande número de testes realizados com pinos espirais apresentaram variações de cerca de 10 por cento. A variação dos resultados dos outros tipos de pinos também foi maior.

Essa variação nos resultados dos testes é inevitável quando as amostras são escolhidas a esmo na linha de produção. Ela é causada principalmente pelas tolerâncias do diâmetro do pino. Quando presume-se que o furo é realizado exatamente conforme o diâmetro nominal  $D_0$ , e que a diferença em relação ao diâmetro nominal  $D_1$  do pino está dentro das tolerâncias padrão  $\pm e$ , a razão  $(D_1 \pm e - D_0)/D_0$  responsável pela pressão superficial e pelas tensões devido à interferência pode variar consideravelmente, uma vez que  $D_1 - D_0$  representa apenas uma pequena quantidade. As variações dos resultados parecem indicar que os diferentes tipos de pinos reagem de forma diferente às tolerâncias padrão.

<sup>4</sup>Pelo fabricante e supervisionado pelo autor.

**Américas SPIROL Brasil**  
Rua Mafalda Barnabé Soliane, 134  
Comercial Vitória Martini, Distrito Industrial  
CEP 13347-610, Indaiatuba, SP, Brasil  
Tel. +55 19 3936 2701  
Fax. +55 19 3936 7121

**SPIROL EUA**  
30 Rock Avenue  
Danielson, Connecticut 06239 EUA  
Tel. +1 (1) 860 774 8571  
Fax. +1 (1) 860 774 2048

**SPIROL Divisão de Calços**  
321 Remington Road  
Stow, Ohio 44224 EUA  
Tel. +1 (1) 330 920 3655  
Fax. +1 (1) 330 920 3659

**SPIROL Canadá**  
3103 St. Etienne Boulevard  
Windsor, Ontario N8W 5B1 Canadá  
Tel. +1 (1) 519 974 3334  
Fax. +1 (1) 519 974 6550

**SPIROL México**  
Carretera a Laredo KM 16.5 Interior E  
Col. Moisés Saenz  
Apodaca, N.L. 66613 México  
Tel. +52 (01) 81 8385 4390  
Fax. +52 (01) 81 8385 4391

**Europa SPIROL França**  
Cité de l'Automobile ZAC Croix Blandin  
18 Rue Léna Bernstein  
51100 Reims, França  
Tel. +33 (0) 3 26 36 31 42  
Fax. +33 (0) 3 26 09 19 76

**SPIROL Reino Unido**  
17 Princewood Road  
Corby, Northants  
NN17 4ET Reino Unido  
Tel. +44 (0) 1536 444800  
Fax. +44 (0) 1536 203415

**SPIROL Alemanha**  
Ottostr. 4  
80333 Munich, Alemanha  
Tel. +49 (0) 89 4 111 905 71  
Fax. +49 (0) 89 4 111 905 72

**SPIROL Espanha**  
08940 Cornellà de Llobregat  
Barcelona, Espanha  
Tel. +34 93 193 05 32  
Fax. +34 93 193 25 43

**SPIROL República Tcheca**  
Sokola Tůmy 743/16  
Ostrava-Mariánské Hory 70900  
República Tcheca  
Tel/Fax. +420 417 537 979

**SPIROL Polónia**  
ul. M. Skłodowskiej-Curie 7E / 2  
56-400, Oleśnica, Polónia  
Tel. +48 71 399 44 55

**Ásia-Pacífico SPIROL Ásia**  
1st Floor, Building 22, Plot D9, District D  
No. 122 HeDan Road  
Wai Gao Qiao Free Trade Zone  
Xangai, China 200131  
Tel. +86 (0) 21 5046 1451  
Fax. +86 (0) 21 5046 1540

**SPIROL Coréia**  
160-5 Seokchon-Dong  
Songpa-gu, Seoul, 138-844, Coreia  
Tel. +86 (0) 21 5046-1451  
Fax. +86 (0) 21 5046-1540

**e-mail: [info-br@spirol.com](mailto:info-br@spirol.com)**

**SPIROL.com.br**



Por gentileza, consulte as especificações e linhas padrão mais recentes em [www.SPIROL.com.br](http://www.SPIROL.com.br).

Os engenheiros de aplicação da **SPIROL** revisarão as necessidades de sua aplicação e trabalharão em conjunto com sua equipe de projeto para recomendar a melhor solução. Uma maneira de iniciar o processo é visitar nosso portal de **Excelência em Engenharia de Aplicação** no endereço [www.SPIROL.com.br](http://www.SPIROL.com.br).

Certificação ISO/TS 16949  
Certificação ISO 9001