

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO SUL DE MINAS UNIS
ENGENHARIA MECÂNICA
ROBERTO EDUARDO LETTMANN SKALLA

**MÉTODO DE CONTROLE DE APARAFUSAMENTO: desenvolvendo um tensionador
hidráulico de parafuso**

Varginha
2014

ROBERTO EDUARDO LETTMANN SKALLA

**MÉTODO DE CONTROLE DE APARAFUSAMENTO: desenvolvendo um tensionador
hidráulico de parafuso**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas UNIS como pré-requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica sob orientação do Prof. Me. Alexandre de Oliveira Lopes e co-orientação de Prof. Esp. Jonathan Oliveira Nery

**Varginha
2014**

ROBERTO EDUARDO LETTMANN SKALLA

MÉTODO DE CONTROLE DE APARAFUSAMENTO: desenvolvendo um tensionador hidráulico de parafuso

Trabalho de conclusão de curso apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário do Sul de Minas - UNIS, como pré-requisito para obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica pela banca examinadora composta pelos membros:

Aprovado em / / .

Prof. Me. Alexandre de Oliveira Lopes

Prof.

Prof.

OBS.

"A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original" (Albert Einstein)

RESUMO

Este trabalho visa analisar as forças envolvidas no aparafusamento com torquímetro manual e em contra partida desenvolver uma ferramenta hidráulica que seja capaz de tensionar o parafuso de maneira equivalente. Durante o desenvolvimento do trabalho se faz necessário avaliar as forças envolvidas no aperto de um parafuso para desenvolvimento de uma ferramenta hidráulica que desempenhe a mesma função. Entender a necessidade de um processo, analisá-lo, decompor as forças atuantes de tensão e cisalhamento nos parafusos e roscas, para então fabricar um cilindro hidráulico que desempenhe a função de tensionamento e travamento do parafuso, posteriormente este dispositivo hidráulico deve ficar livre da pressão hidráulica, assegurando o travamento mecânico conforme projeto.

Palavras-chave: Aparafusamento. Parafusos. Propriedades mecânicas.

ABSTRACT

This work aims to analyze the forces involved in screwing with manual torque wrench and matched against developing a hydraulic tool that is capable of tensioning screw equivalently. During the development work is needed to evaluate the forces involved in the grip of a bolt for the development of a hydraulic tool that performs the same function. Understand the need for a process, analyze it, break down of forces acting in tension and shear bolts and screws, and then fabricate a hydraulic cylinder that perform the function of locking the bolt tensioning and later this hydraulic device must be free of pressure hydraulic, mechanical locking as ensuring the project.

Keywords: *Bolting. Screws. Mechanical properties.*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
2 MÉTODO DE CONTROLE DE APARAFUSAMENTO	9
2.1 Quantidade de alongação do parafuso.....	9
2.2 Torquímetro manual	9
2.3 Método de aperto da porca	10
2.4 Parafusos de torque limitado.....	10
3 PARAFUSOS	11
4 CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DOS MATERIAIS	13
4.1 Parafuso.....	16
4.3 Tensão e cisalhamento nos filetes da rosca.....	18
4.4 Pré carga de parafusos	20
4.5 Aços	22
5 DEFINIÇÃO DE TORQUE	23
5.1 Cálculo de torque ou pré-carga em uma junta parafusada.....	23
6 PRINCÍPIO DO CILINDRO HIDRÁULICO	25
6.1 Pressão interna em um cilindro.....	26
7 CARACTERIZANDO UM PROCESSO	29
7.1 Parafuso aplicado	29
7.2 Torque aplicado	29
8 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO, CÁLCULOS E DESENHO	30
8.1 Características requeridas de projeto.....	31
8.2 Fabricação e aplicação do dispositivo.....	39
9 ANÁLISE DOS RESULTADOS	40
10 CONCLUSÃO.....	41
REFERÊNCIAS	42

1 INTRODUÇÃO

Os parafusos e uniões segundo Norton (2004, p. 757), apesar de aparentemente não possuírem grande importância são na verdade um dos mais fascinantes. São elementos de fixação mecânica que estão submetidos a diversos tipos de solicitações mecânicas. Podem ser fixados com ferramentas manuais, elétricas, pneumáticas, hidráulicas, ou mesmo de formas alternativas desenvolvidas conforme a necessidade do processo.

O aperto controlado pode ser realizado com torquímetros manuais, elétricos ou mesmo pneumáticos, porém quando utilizadas estas ferramentas, o aperto pode não ser preciso, mas alcança uma condição ideal. Entretanto existem torquímetros manuais que oferecem maior precisão no aperto, ou mesmo quando esta é uma situação crítica, podem ser medidas as forças de compressão com células de carga, permitindo grande precisão na força de aperto aplicada.

O tensionamento hidráulico do parafuso pode ser utilizado onde grandes forças estão envolvidas. Devido a capacidade do fluido hidráulico de realizar uma força significativa, com alguma pressão do fluido, onde seria inviável aplicação de ferramentas manuais devido a grande ação de força solicitada para atingir o torque de aperto solicitado.

Porém no desenvolver deste projeto, o aparafusamento por torquímetro será substituído por um tensionamento hidráulico no, que por sua vez fará uma função equivalente de travamento. Converter o torque de aperto de uma ferramenta manual para um tensionamento hidráulico equivalente irá facilitar a operação e manuseio das ferramentas, dado a simplicidade de funcionamento do conjunto.

É importante observar que o dispositivo hidráulico tenha características mecânicas do material e de construção bem analisadas em projeto para assegurar um perfeito funcionamento do dispositivo.

2 MÉTODO DE CONTROLE DE APARAFUSAMENTO

"A quantidade de pré-carga é obviamente um fator importante no projeto do parafuso." (NORTON, 2004). O pré carregamento de uma união parafusada garante a fixação entre os elementos, pois este pré carregamento garante que não haverá deformação no parafuso possibilitando assim uma falha da fixação. (NORTON, 2004 ; SHIGLEY, 1984).

Existem diversas maneiras de realizar o pré carregamento, porém algumas vezes pode ser complexo ou exigir emprego de alguma tecnologia (NORTON, 2004).

2.1 Quantidade de alongação do parafuso

A quantidade de pré carregamento aplicada pode ser obtida com a medição do alongamento sofrido pelo parafuso, utilizando micrômetro, medidor eletrônico de comprimento, ou ainda um transdutor ultrassônico. Desta forma pode-se obter a quantidade de deformação de alongamento sofrido pelo parafuso, definido precisamente a quantidade de carga aplicada. Porém demanda tempo e habilidade do executor do trabalho (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

2.2 Torquímetro manual

Torquímetros manuais podem apresentar erros de até 30% na pré carga. Pode ser considerado um método menos preciso, porém de simples aplicação. O torquímetro possui um indicador que sinaliza, mostra ou mesmo impede ultrapassar a quantidade de força definida para o pré carregamento. É interessante observar que uma simples lubrificação da rosca, pode reduzir o erro a metade. (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

Existem ainda torquímetros manuais pneumáticos, que permitem a calibração da quantidade de pré carga a ser aplicada no parafuso, e quando a carga calibrada é atingida no aperto, o torquímetro pneumático param de girar (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

2.3 Método de aperto da porca

Conhecendo a quantidade de avanço a cada volta que a porca realiza durante o aperto, é possível especificar a quantidade de deslocamento da porca que irá produzir um tensionamento de pré carga no parafuso (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

2.4 Parafusos de torque limitado

Possui uma extensão estriada que é projetada para romper quando uma quantidade de aperto é alcançada (NORTON, 2004).

3 PARAFUSOS

As uniões por parafusos são considerados por Shigley (1984, p.209) e Norton (2004, p.757), um dos pontos mais importantes e interessantes do projeto mecânico. Ambos destacam que a escolha e dimensionamento correto dos parafusos podem significar o sucesso ou fracasso de um projeto.

Shigley (1984, p.209) destaca ainda "que existem certas aplicações em que você pode apertar o parafuso tanto quanto possível e, se ele não falhar por torção durante o aperto, há uma possibilidade muito boa de ele nunca falhar".

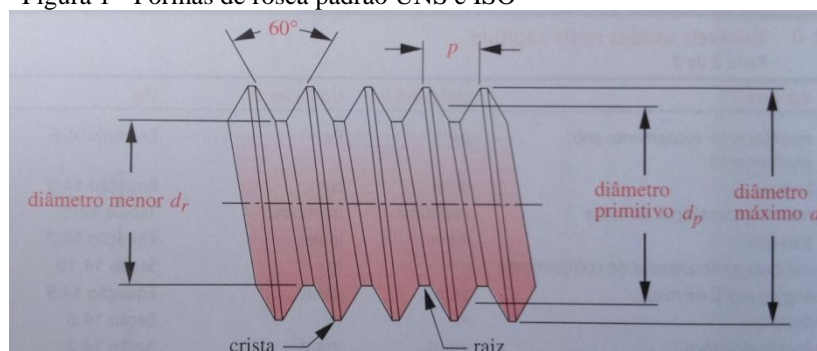
Norton (2004, p.757) menciona que existem variações de tipos de parafusos conforme aplicação. "Parafusos usados para fixação podem ser arranjados para resistir a cargas de tração, de cisalhamento, ou ambas."

Os parafusos seguem padronização internacional, onde podem ser encontrados em medidas métricas ou em polegadas. Porém suas medidas são caracterizadas pelos países de origem. Atualmente são facilmente encontrados em qualquer parte do mundo.

Tipicamente são dois padrões Unified National Standard (UNS), originados no pós 2º Guerra Mundial (utilizados pela Inglaterra, Canadá e Estados Unidos) com medidas em polegadas, e o padrão Europeu definido pela International Standard Organization (ISO), que atualmente padroniza os sistemas de rosca métricas mundialmente (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

Norton (2004, p.757) diz que elemento comum entre os diversos tipos de elementos fixadores (parafusos) é a rosca. "A rosca é uma hélice que faz com que o parafuso avance sobre o material ou porca quando rotacionado."

Figura 1 - Formas de rosca padrão UNS e ISO



Fonte: (NORTON, 2004, p.760)

As roscas dos parafusos UNS e ISO possuem os mesmos princípios de seção transversal, porém em polegadas e métricas respectivamente, como segue:

[...] Utilizam um ângulo incluído de 60° e definem o tamanho de rosca pelo diâmetro nominal externo (máximo) d da rosca externa. O passo da rosca p é a distância entre roscas adjacentes. Crista e raiz são tomadas como planas para reduzir a concentração de tensões que ocorre em canto vivo. As especificações permitem que se arredondem esses recortes devido ao desgaste da ferramenta. O diâmetro primitivo dp e o diâmetro de raiz dr são definidos em termos do passo de rosca p com razões ligeiramente diferentes encontradas nas roscas UNS e ISO.

O comprimento da rosca L é a distância que um rosca par (porca) avançará axialmente com uma revolução da porca. Se for uma rosca simples [...] o avanço irá igualar o passo. (NORTON, 2004, p.759).

Norton (2004 p.760) ainda esclarece que a roscas padrão unificado, UNS, pode ser subdividida em 3 séries de famílias: rosca de passo grosso (UNC); passo fino (UNF); e passo extra fino (UNEF).

As roscas são especificadas a partir de uma codificação que indica qual é o padrão da rosca, dimensões e precisão. Para roscas padrão UNS primeiramente é indicado o diâmetro máximo ou nominal, então abaixo encontraremos a medida externa em polegadas e a quantidade de fios por polegada

1/4 - 20 UNC

ou seja, 0,250in de diâmetro externo e 20 fios por polegada de rosca passo grosso. Da mesma forma define-se uma rosca métrica ISO precedido da letra M, o valor de seu diâmetro externo e o passo da rosca em mm

M8 X 1,25

portanto temos um diâmetro externo de 8mm e o passo da rosca de 1,25mm (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

4 CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS DOS MATERIAIS

Basicamente as características mecânicas dos materiais são definidos por ensaios, onde se obtém as curvas e diagramas de tensão e deformação. Corpos de prova submetidos a ensaios padronizados tem seus valores médios característicos definidos e normatizados, comumente aplicados aos materiais de engenharia, sejam metais, cerâmicas, polímeros ou materiais compostos (HIBBELER, 2006).

O alongamento do material pode ser obtida pela fórmula:

$$\delta = L - L_0$$

Sendo então a variação do comprimento final menos o comprimento inicial do corpo de prova, já o diagrama de tensão e deformação pode ser obtido diretamente da fórmula:

$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

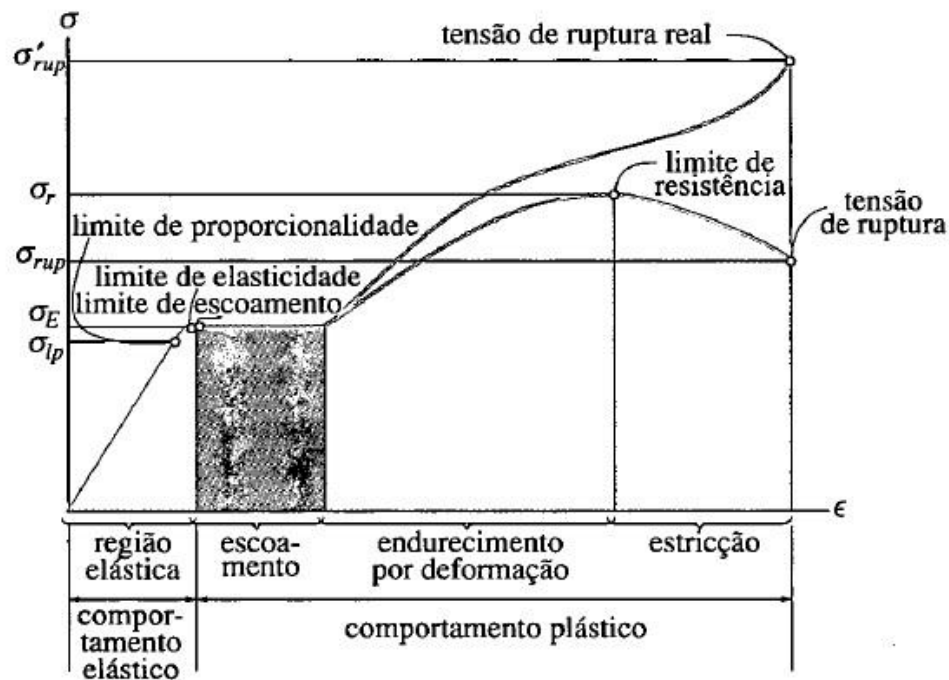
Sendo então a tensão (segundo Hibbeler (2006, p.63) tensão nominal ou de engenharia) a carga de prova dividida pela área inicial do corpo de prova, portanto pode-se obter a deformação aplicando:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0}$$

com estes dados obtidos de experimentos padronizados, é possível plotar o gráfico tensão deformação convencional de resistência a tração, desconsiderando a geometria do material (HIBBELER, 2006).

Ensaio de compressão em corpos de prova são de difícil execução, pois o material facilmente pode flambar, tornando-se mais difícil a distribuição de tensão no material, porém da mesma forma dados podem ser plotados em um gráfico. Entretanto os para muitos materiais a resistência a compressão é muito semelhante a resistência a tração, caso contrário possuem um indicações de suas características separadamente (SHIGLEY, 1984).

Figura 2 - Diagrama tensão-deformação convencional e real para material dúctil (aço)
(sem escala)



Diagramas tensão-deformação convencional e real
para material dúctil (aço) (sem escala)

Fonte: (HIBBELER, 2006, p.64)

O comportamento elástico do material é uma tensão proporcional a deformação, ou seja linearmente elástico até o limite e proporcionalidade (σ_{lp}), acima desta característica, até o limite de elasticidade, o aço pode deformar, porém este intervalo é extremamente difícil de ser definido por sua proximidade. Shigley (1984, p.7) observa neste ponto que muitas vezes o limite de tensão pode ser definida quando o corpo de prova se mantém deformado entre 0,2 à 0,5% de seu comprimento inicial, mesmo depois de ter sido retirada a carga de prova. Hibbeler segue com a descrição do diagrama tensão deformação, dizendo que um pequeno incremento na tensão provoca o escoamento do material (σ_E) ou seja, se deformará permanentemente até certo limite sem qualquer aumento da carga de prova, sendo esta uma deformação plástica. Após o escoamento do material ocorrer, inicia-se o endurecimento por deformação, onde pode ser acrescida a carga de prova, até o limite de ruptura (σ_r), até este ponto a deformação do material é uniforme. Além deste limite característico, o material inicia a estrição, onde ocorre a deformação do não mais uniforme, mas em um ponto localizado, até atingir a tensão de ruptura (σ_{rup}). Nota-se que a ruptura real ocorre em uma curva

ligeiramente superior, pois durante o ensaio a área esta sendo reduzida devido ao escoamento do material (HIBBELER, 2006).

Admite-se para cálculos de engenharia a tensão de deformação elástica, pois até este limite o material não sofre grandes distorções (HIBBELER, 2006).

Muitos materiais utilizados em engenharia apresentam uma deformação linear (definido pela lei de Hooke) entre tensão e deformação na região elástica, então a equação:

$$\sigma = E\epsilon$$

onde E representa a constante de proporcionalidade, conhecido como módulo de elasticidade ou módulo de Young, assim sendo possível identificar a tensão inicial de elasticidade até a limite de proporcionalidade do material O módulo de elasticidade indica a rigidez do material (HIBBELER, 2006).

Os material quando submetido a cargas axiais, sofrem deformações em seu comprimento e espessura, podem ser descrito por:

$$\epsilon_{long} = \frac{\delta}{L}$$

$$\epsilon_{lat} = \frac{\delta}{r}$$

visto que essas deformações são razões proporcionais, o coeficiente de Poisson é dado por:

$$\nu = - \frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}}$$

Uma combinação da lei de Hooke e as definições de tensão deformação, leva a desenvolver uma equação para determinar a deformação elástica de elementos submetidos a cargas axiais. Considerando que a barra se deforma de maneira uniforme e a tensão será distribuída internamente da seção transversal, temos para uma carga constante e seção constante:

$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

onde P é a força interna ao longo do comprimento, L distância entre pontos ou comprimento da barra, A sendo seção de área transversal E modulo de elasticidade do material. Se houver diferentes cargas axiais, ou variação da área de seção ou modulo de elasticidade, basta realizar a soma algébrica de cada segmento (HIBBELER, 2006).

4.1 Parafuso

A resistência mecânica do parafuso estão definidos nas normas SAE, ASTM e ISO, sua característica principal de resistência é denominada por S_p , ou resistência de prova. Estão de acordo com cada normalização, especificadas em graus, classes, material e tratamento térmico. (NORTON, 2004).

"A resistência de prova S_p é a tensão sob a qual o parafuso começa a apresentar deformação permanente, e é próxima, porém inferior, à resistência de escoamento do material." (NORTON, 2004, p.777).

Shigley (1984, p.229) diz que a carga de prova é a máxima tração que um parafuso pode suportar, portanto a carga de prova resulta na tensão de prova, grosseiramente equivalente a tensão de escoamento.

Figura 3 - Especificações métricas e resistências de parafusos de aço

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

Fonte: (NORTON, 2004, p.760)

4.2 Tração no parafuso

A resistência do parafuso submetido a tração, foi obtido experimentalmente após diversos testes, Shigley e Norton afirmam que uma barra roscada terá sua área de resistência entre a média de áreas do diâmetro primitivo e do diâmetro menor. Shigley (1984, p.211)

define "[...] barras cilíndricas não-roscadas, tendo um diâmetro igual à media entre o diâmetro primitivo da rosca e seu menor diâmetro, têm a mesma resistência à tração que as barras roscadas." Teremos então definido por Norton as fórmulas que definem a área submetida a tração A_t :

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{dp + dr}{2} \right)^2$$

onde, para roscas UNS

$$dp = d - 0,649\ 519/N$$

$$dr = d - 1,299\ 038/N$$

e para roscas ISO

$$dp = d - 0,649\ 519p$$

$$dr = d - 1,226\ 869p$$

considerando que d seja diâmetro externo, N o número de filetes por polegada e p o passo em milímetros. Portanto obtém-se a fórmula para cálculo da sollicitação mecânica de tensão da área rosqueada de um parafuso:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t}$$

e com a manipulação da fórmula pode-se encontrar a força ou a área de sollicitação mecânica (NORTON, 2004).

Figura 4 - Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO

Diâmetro maior d (mm)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	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	167,25
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	3,50	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

Fonte: (NORTON, 2004, p.763)

4.3 Tensão e cisalhamento nos filetes da rosca

A tensão nos filetes da rosca inicialmente pode ser considerado como a carga sendo distribuída sobre toda a superfície de rosca entre o parafuso e o elemento onde esta parafusado (seja este um furo com rosca ou porca), porém imperfeições dos elementos fazem com que a carga não seja igualmente distribuída sobre toda a superfície de rosca. Em tais situações pode ser considerado que a carga é distribuída em apenas dois filetes de rosca ou que todos os filetes em contato compartilham o carregamento, mas o mais provável é que esteja concentrado a somente dois filetes de rosca (NORTON, 2004).

É comum que o material que possui o furo roscado ou de construção da porca tenha resistência menor que o parafuso, pois o aperto promove um ligeiro escoamento dos filetes, melhorando a distribuição de carga entre os elementos (NORTON, 2004).

O cisalhamento da rosca poderia causar o rasgamento dos filetes do furo ou porca em seu diâmetro maior, enquanto se a falha ocorrer no parafuso, poderia causar o rasgamento dos filetes em seu diâmetro menor (NORTON, 2004 ; SHIGLEY, 1984).

A área do filete " A_s " submetida a cisalhamento (para um único filete) pode ser expressado como a área do cilindro de seu diâmetro menor, d_r ,

$$A_s = \pi d_r w_i p$$

onde p é o passo da rosca, e w_i é um fator de porcentagem do passo ocupado pelo metal no diâmetro menor. A área total pode ser obtida multiplicando-se A_s pela quantidade total de filetes de rosca em contato nos elementos parafuso e furo roscado ou porca (NORTON, 2004).

Quando avaliado o rasgamento no diâmetro maior de um furo roscado ou porca, utiliza-se para encontrar a área sob cisalhamento

$$A_s = \pi d w_o p$$

para roscas padrão UNS e ISO, quando d_r utiliza-se $w_i = 0,80$ e quando d utiliza-se $w_o = 0,88$ (NORTON, 2004)

Ainda segundo Norton (2004, p.772) "a tensão de cisalhamento para rasgamento da rosca é calculada a partir de:"

$$\tau_s = \frac{F}{A_s}$$

Shigley (1984, p.219) descreve que a tensão média de cisalhamento para os filetes da rosca do parafuso, em seu diâmetro menor, pode ser calculado como segue

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_r h}$$

enquanto para cisalhamento dos filetes do furo roscado ou porca

$$\tau = \frac{2F}{\pi d h}$$

considerando que h é a altura do furo roscado ou porca, ou seja, o comprimento da área com filetes de rosca em contato entre os elementos.

A tensão de compressão superficial na rosca pode ser obtida da fórmula

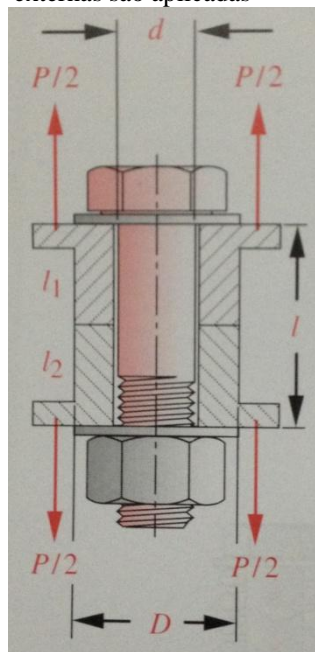
$$\sigma = \frac{-4pF}{\pi h(d^2 - d_r^2)}$$

4.4 Pré carga de parafusos

Muito frequentemente parafusos são utilizados para unir peças que estão sujeitas a tração. A pré-carga para parafusos em aplicações em cargas estáticas podem atingir até 90% de sua resistência de prova enquanto para aplicações em cargas dinâmicas 75% (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

O pré-carregamento esta diretamente ligado a tensão de deformação do parafuso e a carga a qual esta submetido. Um parafuso tensionado com uma carga superior à qual estará sujeito, não deformará. Portanto não haverá separação das juntas. (SHIGLEY, 1984 ; NORTON,2004).

Figura 5 - Um parafuso pré-carregado comprimindo um cilindro ao qual cargas externas são aplicadas



Fonte: (NORTON, 2004, p.780)

Para a figura acima, pode-se verificar que o parafuso esta sob tração e esta comprimindo os dois cilindros que recebem o carregamento. Para encontrar a deformação de uma barra submetida a tração ou compressão, é aplicada a fórmula:

$$\delta = \frac{Fl}{AE}$$

e a rigidez

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l}$$

onde:

δ = deformação, F = força; A = área; E = modulo de elasticidade; e l = espessura das peças que estão sendo unidas (NORTON, 2004).

Como diversas peças podem estar sujeitas a compressão do aparafusamento, devem ser todos considerados conforme:

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

considerando um parafuso de diâmetro d e rosca com carregamento axial l_t , a constante de mola do comprimento l é definido por

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l - l_t}{A_b E_b} = \frac{l}{A_t E_b} + \frac{l_s}{A_b E_b}$$

onde A_b é a área total de seção transversal, A_t é a área sob tensão de tração do parafuso e $l_s = (l - l_t)$ é o comprimento do trecho sem rosca. "O comprimento da porção rosqueada é padronizado como o dobro do diâmetro do parafuso mais 1/4 in para parafusos de até 6 in de comprimento. Um adicional de 1/4 in de rosca é fornecido para parafusos mais longos." (NORTON, 2004, p.780).

Ainda conforme a figura, desconsiderando as flanges do cilindro, a constante de mola

$$\frac{1}{k_m} = \frac{l_1}{A_{m1} E_1} + \frac{l_2}{A_{m2} E_2} = \frac{4l_1}{\pi D_{ef1}^2 E_1} + \frac{4l_2}{\pi D_{ef2}^2 E_2}$$

onde A_m são áreas efetivas dos materiais sujeitos e D_{ef} são diâmetros efetivos das respectivas áreas (NORTON, 2004, p.780).

Quando os materiais submetidos são idênticos,

$$k_m = \frac{A_m E_m}{l}$$

para A_m considerada área efetiva do material submetido a carga. Ou ainda se considerado uma peça única de diâmetro sólido efetivo D_{ef} pode ser considerada a equação

$$k_m = \frac{\pi D_{ef}^2 E_m}{4 l}$$

4.5 Aços

Existem uma inúmera quantidade de materiais de engenharia a serem aplicados e vários sistemas de identificação conforme norma aplicada à fabricação, alguns exemplos são Sociedade Americana para Testes e Materiais (ASTM sigla em inglês), Instituto Americano de Ferro e Aço (AISI sigla em inglês) e Sociedade dos Engenheiros Automobilísticos (SAE sigla em inglês). AISI e SAE designaram nomenclaturas comuns para o aço (NORTON, 2004).

Para o aço carbono é utilizado o número 1 e 0 nas duas primeiras posições, que o identifica, os dois números subsequentes identificam a quantidade de carbono na liga em centésimos de porcentagem. Portanto para o aço 1045, possui 4,5% de carbono em sua composição (NORTON, 2004).

Figura 6 - Propriedades mecânicas estimadas de barras de aço laminadas a quente e trefiladas (parte da tabela)

CONFORME SAE J1397 MAI/92

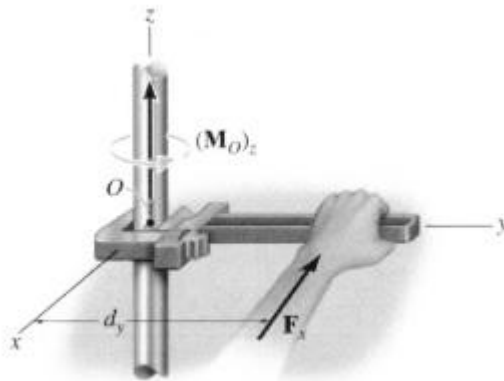
SAE/AISI	Processamento	LR (MPa)	LE (MPa)	A (2")%	Z (%)	HB
1043	Laminado	570	310	16	40	163
	Trefilado	630	530	12	35	179
1044	Laminado	550	300	16	40	163
1045	Laminado	570	310	16	40	163
	Trefilado	630	530	12	35	179

Fonte: (ARCELORMITTAL - guia do aço, 2013, p.62)

5 DEFINIÇÃO DE TORQUE

Torque é descrito por Hibbeler (2006, p.96) como tendência de rotação provocada por uma força que estará atuando perpendicularmente, "[...]mas normalmente é denominado momento de uma força ou simplesmente momento." então para uma melhor definição de momento temos "O momento de uma força em relação a um ponto ou a um eixo fornece uma medida de tendência dessa força provocar a rotação de um corpo em torno do ponto ou eixo" (HIBBELER, 2006, p.96).

Figura 7 - Torque ou momento de força



Fonte: (HIBBELER, 2006, p. 96)

Portanto, como pode ser visto na figura, um resultado de uma força F aplicada a uma distância d de um ponto O , produzirá um efeito de giro entorno do próprio ponto O (análise escalar). Então segundo Hibbeler (2006, p.96), para encontrar o torque ou momento, basta utilizar a fórmula:

$$M_o = Fd$$

Onde M_o é produto da força por distância.

"Quanto maior a distância ou a força aplicada, maior a tendência de rotação." (HIBBELER, 2006, p. 96).

5.1 Cálculo de torque ou pré-carga em uma junta parafusada

Para uma união parafusada, o torque de aperto do parafuso é calculado para submeter o parafuso a uma pré-carga. Afinal, é desejável e importante que o parafuso sofra um

carregamento inicial através de aparafusamento, para garantir que a união entre os elementos se mantenham (SHIGLEY, 1984 ; NORTON, 2004).

Portanto para cálculo do torque de aparafusamento utiliza-se a equação simplificada

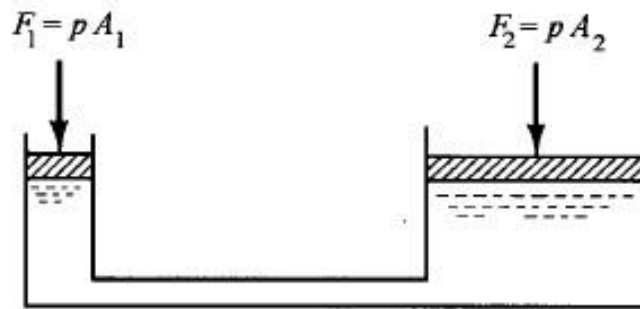
$$T = KF_i d$$

onde T é o torque requerido de aperto para submeter o parafuso de diâmetro primitivo d a um pré carregamento de uma força inicial F_i . Os valores de coeficiente K de atrito e lubrificação, segundo Shigley (1984, p.288) foram definidos estatisticamente por numerosos testes, apesar de se mostrarem com uma variação significativa as médias da amostragens são idênticas, então utiliza-se $K = 0,20$. Portanto o torque aplicado com uma chave deve reproduzir a força de pré-carga F_i no parafuso.

6 PRINCÍPIO DO CILINDRO HIDRÁULICO

Baseado na lei de Pascal, pode se observar que um fluido quando submetido a pressão em um determinado ponto, transfere a mesma pressão para todos os outros pontos do fluido, em todas as direções (BRUNETTI, 2009).

Figura 8 - Transmissão da pressão num fluido



Fonte: (MUNSON, YOUNG, OKIISHI, 2004, p.40)

Este princípio descoberto por Blaise Pascal, permite não só a transmissão de força através de um fluido, mas permite também que a força seja ampliada. Este é o princípio do funcionamento da prensa hidráulica, portanto para uma pressão agindo através de um fluido em todos os sentidos da parede de um acionamento hidráulico, temos:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1},$$

$$P_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

para uma pressão P_1 igual em todos os pontos do fluido, resultante de uma força F_1 aplicada na área 1, temos:

$$F_2 = P_1 A_2,$$

pode-se concluir que uma pequena força aplicada na área A_1 pode ser gerada manualmente, com ar comprimido ou mesmo outros dispositivos mecânicos, gerando uma grande força na área A_2 (MUNSON, YOUNG, OKIISHI, 2004 ; BRUNETTI, 2009).

6.1 Pressão interna em um cilindro

Vasos de pressão cilíndricos podem ser facilmente analisados como vasos de paredes finas desde que este tenha a espessura da parede de aproximadamente um décimo do raio. Ou seja, um vaso pode ser considerado de parede fina quando a relação r/t seja maior igual a 10, Hibbeler (2004, p.319) afirma que quanto mais próximo de igual a 10, melhor pois os erros de tensão são de aproximadamente 4%, quanto maior a relação, menor o erro (HIBBELER, 2004).

O cilindro submetido a pressão interna, dever ter uma análise circunferencial ou tangencial, dado por Hibbeler (2004, p.321)

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t},$$

onde p é a pressão manométrica, r o raio e t a espessura da parede do cilindro, e Shigley (1984, p.55) diz que é dado por

$$\sigma_t = \frac{pD}{2e}$$

ou seja, as tensões as quais as paredes do cilindros estarão submetidos em sua circunferência. Já outra análise, denominada longitudinal ou axial, é descrita por Hibbeler (2004, p.321) por

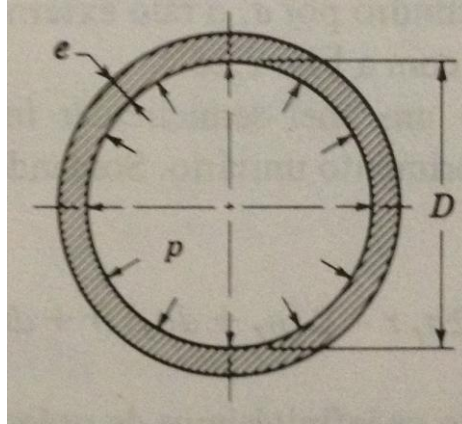
$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

e Shigley (1984, p.55)

$$\sigma_l = \frac{pD}{4e}$$

ou seja, as tensões atuantes nos tampos do cilindro (HIBBELER, 2004 ; SHIGLEY, 1984).

Figura 9 - Pressão interna em um cilindro de diâmetro D e espessura e



Fonte: (SHIGLEY, 1984 , p.55)

Porém Shigley (1984, p.56) se aprofunda no assunto quando descreve que o cilindro de parede grossa possui diversas aplicações, entre elas a de um cilindro hidráulico, que pode estar sujeito a pressões internas (p_i), sendo possível determinar as tensões através das equações

$$\sigma_t = p_i \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}$$

para tensão tangencial, e

$$\sigma_r = -p_i$$

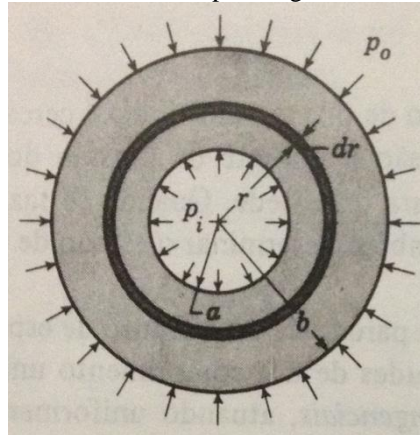
para tensão radial. Quando sujeito as pressões externas (p_0), sendo possível determinar as tensões através das equações

$$\sigma_t = -p_0 \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}$$

para tensão tangencial, e

$$\sigma_r = -p_0$$

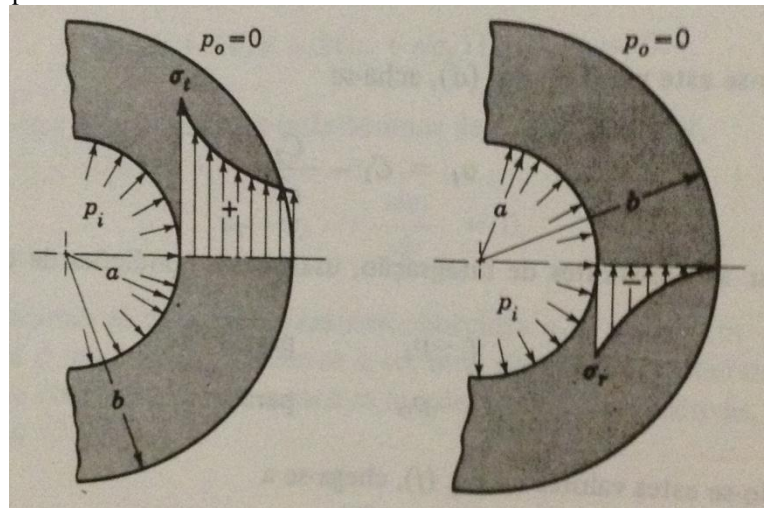
Figura 10 - Tensão interna e externa em um cilindro de parede grossa



Fonte: (SHIGLEY, 1984, p.56)

sendo a o raio interno do cilindro e b o raio externo. (SHIGLEY, 1984).

Figura 11 - Tensão tangencial e tensão radial em um cilindro com pressão interna



Fonte: (SHIGLEY, 1984, p.58)

7 CARACTERIZANDO UM PROCESSO

Neste passo serão identificados algumas características hipotéticas de uma aplicação de parafuso e de um torquímetro para aplicação da pré-carga no parafuso.

7.1 Parafuso aplicado

O parafuso aplicado pertence ao padrão ISO métrico, identificado como M30 X 3,5, então temos seu diâmetro nominal externo $d = 30$ mm e o passo da rosca $p = 3,5$ mm.

A classe de resistência esta também contida no padrão métrico identificado através da codificação 12.9.

Assim conforme as codificações identificadas dos parafusos podemos verificar que sua tensão mínima de prova é de 970MPa, a resistência mínima de escoamento 1100MPa e a resistência mínima a tração de 1220MPa.

7.2 Torque aplicado

O torque aplicado no aparafusamento manual com torquímetro, deve ser ajustado conforme recomendação, neste processo especificamente é de 750Nm.

É recomendado ainda que os parafusos estejam lubrificados.

8 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO, CÁLCULOS E DESENHO

Para reproduzir o aperto do parafuso com tensionador hidráulico proposto, é necessário que os parafusos sejam postos manualmente.

O dispositivo hidráulico deve estar entre o parafuso e a junta a ser fixada, de tal forma que o parafuso seja girado manualmente, até que os elementos tenham contato.

Para início do tensionamento, uma ferramenta auxiliar hidráulica para gerar a pressão no fluido será necessária, podendo ser uma bomba manual, hidropneumática, etc. acoplado ao dispositivo tensionador.

Com o início do bombeamento do fluido hidráulico para dentro da câmara do dispositivo tensionador, o parafuso será começara a ser pré carregado, pois o dispositivo hidráulico em sua base deve se apoiar na peça a ser fixada, então tensionará o parafuso empurrando-o no sentido longitudinal, até que uma pressão correspondente ao torque de aperto do parafuso, ou seja, o pré carregamento seja atingido. O dispositivo irá se alongar e produzir o esforço no parafuso.

Quando a pressão hidráulica atingir um valor correspondente ao pré-carregamento do parafuso, o dispositivo deverá ser travado manualmente girando uma contra-porca. Este processo deve ser realizado para que o parafuso se mantenha fixado mecanicamente e o fluido hidráulico possa ser liberado, retornando ao reservatório da ferramenta auxiliar geradora de pressão.

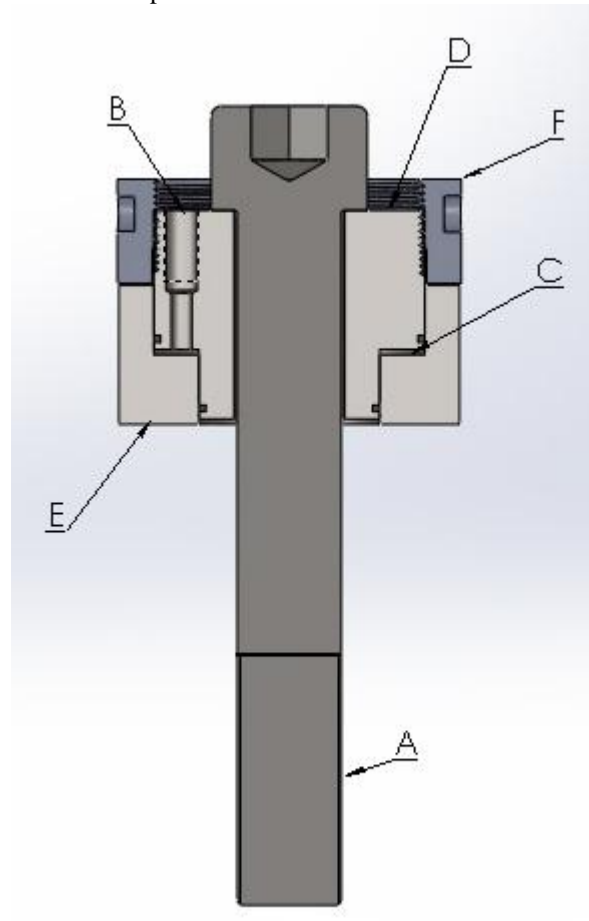
Para proceder com a desmontagem, basta acoplar mais uma vez a ferramenta auxiliar ao dispositivo de tensionamento. Uma ligeira sobre pressão hidráulica será suficiente para que a contraporca, que realiza o travamento mecânico do dispositivo, seja liberada, podendo ser movimentada manualmente, em seguida a pressão hidráulica pode ser liberada lentamente e os parafusos estarão livres do tensionamento, podendo ser girados manualmente mais uma vez.

A seguir uma vista em corte do dispositivo de tensionamento hidráulico, para um melhor entendimento de suas características, bem como a legenda e respectiva descrição de alguns ítems.

- A) Parafuso ISO M30 x 3,5, classe 12.9;
- B) Conexão para entrada e retorno de fluido hidráulico;
- C) Câmara para preenchimento com fluido hidráulico, onde ocorre a Lei de Pascal;
- D) Apoio da extremidade do parafuso, para tensionamento;

- E) Base de apoio na peça a ser fixada;
- F) Contraporca para travamento mecânico.

Figura 12 - Vista em corte longitudinal do tensionador hidráulico de parafuso



Fonte: (o Autor)

8.1 Características requeridas de projeto

Baseado no torque identificado anteriormente, pode-se deduzir que a força de pré-carga aplicado ao parafuso é:

$$T = K F_i d$$

$$F_i = \frac{750}{0,20 \times 0,030} = 125.000N$$

esta força aplicada ao parafuso, gera uma tensão de:

$$\sigma = \frac{F}{A_t}$$

$$\sigma = \frac{125.000}{560,59} = 222,98\text{Mpa}$$

Porém como indicado por Norton e Shigley, a pré-carga deve ser a cerca de 75% da tensão de prova do parafuso, portanto temos como tensão mínima de prova 970Mpa, para 75% de pré-carga temos 727,5Mpa. Então recalculando a força aplicada no parafuso e o torque de aparafusamento temos:

$$F = \sigma \times A_t$$

$$F = 727,50 \times 560,59 = 407.829,23\text{N};$$

$$T = K F_i d$$

$$T = 0,20 \times 407.829,23 \times 0,030 = 2.446,98\text{Nm}$$

Com estes valores de torque requerido, podemos verificar que com um torquímetro manual, aplicando uma força a 1m de distância do parafuso a ser aparafusado seria necessário:

$$T = M_o = Fd$$

$$F = \left(\frac{750,00}{1} \right) = \frac{750,00}{9,81} = 76,45\text{kgf};$$

$$F = \left(\frac{2.446,98}{1} \right) = \frac{2.446,98}{9,81} = 249,44\text{kgf}$$

de força respectivamente, portanto para operações manuais por exemplo, em uma placa de fixação de ferramentas de uma máquina em um processo qualquer, exige grande esforço para fixação dos parafusos durante troca de elementos e ferramentas de processo.

Considerando que o dispositivo hidráulico deve suportar a mesma condição do parafuso, ou seja, faz-se necessário que o dispositivo suporte a força de ruptura do parafuso, então devemos identificá-lo. O parafuso possui tensão mínima de tração ou tensão de ruptura de 1220Mpa, sendo necessário para seu rompimento uma carga de:

$$\sigma = \frac{F}{A_t}$$

$$F = 1.220,00 \times 560,59 = 683.919,80N$$

Com esta máxima força que pode levar o parafuso a sua tensão de ruptura, pode ser considerada como o carregamento que o dispositivo hidráulico deve suportar.

Em uma tabela de propriedades mecânicas de aço carbono, é escolhido o aço SAE1045 laminado, facilmente encontrado no mercado. Possui a tensão de escoamento de 310Mpa, portanto baseado nesta propriedade mecânica o projeto pode ser desenvolvido considerando máximo carregamento suportado pelo parafuso e tensão de escoamento do aço. Estão sendo consideradas apenas propriedades mecânicas e desenvolvimento teórico dos cálculos, portando normas e fatores de segurança para projeto estão desconsiderados.

Para que o aço carbono escolhido suporte o carregamento solicitado, ou o carregamento tal como o parafuso suporta, são deduzidas as seguintes áreas de seção transversal:

área mínima do aço da peça D da figura 12, para carregamento mínimo de tensão do parafuso:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A_{min} = \frac{407.829,23}{310} = 1.315,58mm^2,$$

$$A_{max} = \frac{683.919,80}{310} = 2.206,19mm^2$$

pelo parafuso possuir diâmetro de 30mm, o dispositivo de tensionamento necessita de um furo interno passante, considerado de 32mm de diâmetro, desta forma o parafuso pode ser montado livremente. portanto a área a ser desconsiderada é de:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \times 32^2}{4} = 804,25mm^2$$

somado a área máxima, que corresponde ao máximo carregamento, temos um total de $3.010,44mm^2$, podendo então ser calculado o diâmetro externo do elemento como segue:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{3.010,44 \times 4}{\pi}} = 61,91mm,$$

Para uma rosca métrica ISO, com passo de 2 milímetros, escolhida pelo fato do avanço ao giro da porca ser menor,

$$dp = d - 0,649519 \times p$$

devemos calcular considerando que não deverá ser menor que o diâmetro mínimo ou primitivo de 61,91mm, então:

$$dp = d - 0,649519 \times p$$

$$d = 61,91 + 0,649519 \times 2 = 63,20mm$$

por conveniência arredondado ao diâmetro externo de 64mm, teremos uma rosca M64 x 2, corrigindo o diâmetro primitivo após arredondamento do diâmetro externo teremos:

$$dp = d - 0,649519 \times p$$

$$dp = 64 - 0,649519 \times 2 = 62,70mm$$

podemos calcular então que teremos o diâmetro da raiz da rosca:

$$dr = d - 1,226869 \times p$$

$$dr = 64 - 1,226869 \times 2 = 61,55mm$$

Para Norton, devemos calcular a área de rosca para um único filete de rosca do parafuso, associado a um fator w de ocupação da rosca como segue:

$$As = \pi d_r w_i p$$

$$As = \pi \times 61,55 \times 0,80 \times 2 = 309,37mm^2$$

e a área de rosca para um único filete submetido a tração em uma porca é dado por

$$As = \pi d w_o p$$

$$As = \pi \times 62,70 \times 0,88 \times 2 = 346,69mm^2$$

também utilizando um fator w de ocupação de rosca.

Acima encontramos a área de um filete de rosca submetido ao cisalhamento, então podemos calcular a tensão por:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s}$$

logo para 8 filetes de rosca no parafuso temos,

$$\tau_s = \frac{683.919,80}{309,37 \times 8} = 276,34MPa$$

e para porca,

$$\tau_s = \frac{683.919,80}{346,69 \times 8} = 246,59MPa$$

porém Shigley considera que deve ser calculado pela altura h de comprimento de rosca no parafuso, h será o passo de 2mm por 8 filetes de rosca:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_r h}$$

$$\tau = \frac{2 \times 683.919,80}{\pi \times 61,55 \times 2 \times 8} = 442,14MPa$$

da mesma forma para porca:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d h}$$

$$\tau = \frac{2 \times 683.919,80}{\pi \times 64 \times 2 \times 8} = 425,19MPa$$

porém há ainda através Shigley um complemento, como se obtém a tensão de compressão superficial nos filetes de rosca sendo:

$$\sigma = \frac{-4pF}{\pi h(d^2 - d_r^2)}$$

$$\sigma = \frac{-4 \times 2 \times 683.919,80}{\pi \times 2 \times 8 \times (64^2 - 61,55^2)} = -353,34MPa$$

assim finalizam-se os cálculos de resistência da peça D da figura 12 do dispositivo de tensionamento, quanto a área de resistência transversal do material e resistência da rosca.

Para tensionamento, baseado na figura 12, será utilizado fluido hidráulico conectado ao ponto B, sendo que uma ferramenta irá gerar pressão e o fluido irá preencher a câmara C, empurrando as peças D e E em direções opostas, tensionando o parafuso.

Baseado na lei de Pascal, o fluido hidráulico atuando em todas as direções, necessitamos calcular a área para desenvolver uma força de pré carga do parafuso. Portando para uma ferramenta, supondo que esta desenvolve uma pressão hidráulica de:

$$P_1 = 25,00MPa = 250Bar \cong 250Kgf/cm^2$$

teremos,

$$F_2 = P_1 A_2$$

$$A_2 = \frac{407.829,23}{25} = 16.313,17mm^2$$

para encontrar o diâmetro externo desta área, devemos considerar a área não utilizada interna, ou seja, o diâmetro interno da peça possui 32mm, mais uma espessura que deve suportar a tensão radial e tangencial que o fluido hidráulico produz, pois esta atuando em todas as direções. Portanto segundo Shigley temos para pressão externa tangencial:

$$\sigma_t = -p_0 \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}$$

assumindo que esta deve ser menor que a tensão de escoamento do aço (menor ou igual a 310MPa), calculando até encontrar um raio interno a e externo b que satisfaça esta condição, temos:

$$\sigma_t = -25 \frac{34,69^2 + 32^2}{34,69^2 - 32^2} = 310,40MPa$$

por conveniência, será arredondado o diâmetro externo $b = 34,69$, para 36mm, desta forma pode ser feito um cilindro com espessura de parede de 2mm e diâmetro externo de 36mm, caso contrário, a espessura seria muito fina, porém atenderia ao projeto.

Para tensão radial:

$$\sigma_r = -p_0$$

$$\sigma_r = -25 = -25MPa$$

O diâmetro interno não utilizado como área útil para geração de força hidráulica é de 36mm, somado a área requerida para geração da força, então teremos

$$A_{\text{não utilizada}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{16.313,17 + \frac{\pi \times 36^2}{4}} = 148,55mm$$

com este diâmetro externo, requerido para gerar a força mínima hidráulica de tensão para o parafuso, completamente divergente do diâmetro calculado inicialmente da peça D, para suportar a tensão gerada pelo tensionamento do parafuso, verifica-se que de 64mm deverá ser aumentado para 148,55mm, tornando-se incoerente com o tamanho do parafuso.

Verifica-se que a força hidráulica deverá ser muito maior, portanto considerando-a 10 vezes maior teremos:

$$P_1 = 250,00MPa = 2500Bar \cong 2500Kgf/cm^2$$

recalculando teremos,

$$F_2 = P_1 A_2$$

$$A_2 = \frac{407.829,23}{250} = 1.631,32mm^2$$

recalculando a área não utilizada devido a necessidade de suportar a tensão tangencial,

$$\sigma_t = -p_0 \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2}$$

assumindo mais uma vez que a tensão tangencial deve ser menor que a tensão de escoamento do aço escolhido para construção temos:

$$\sigma_t = -250 \frac{97,76^2 + 32^2}{97,76^2 - 32^2} = 310MPa$$

com novos cálculos identifica-se que o diâmetro externo para suportar a pressão requerida, que foi aumentada em 10 vezes, temos um diâmetro externo de cilindro de 97,76mm, ou seja, seria necessário uma espessura de aproximadamente 65mm, mostrando-se mais uma vez inviável.

8.2 Fabricação e aplicação do dispositivo

Com o desenvolvimento deste trabalho, foi possível observar que a peça esboçada na figura 12, utilizada para ilustrar o projeto, a ser fabricado com aço convencional SAE1045, tornou-se inviável. Portanto a fabricação do dispositivo e sua respectiva aplicação não é possível, utilizando o material escolhido para protótipo deste projeto.

9 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A proposta do projeto em desenvolver um tensionador hidráulico, capaz de reproduzir um tensionamento equivalente ao aparafusamento com torquimetro manual, mostrou-se viável, porém faz-se necessário diversos cálculos e conhecimento de propriedade mecânicas dos materiais.

A decomposição das forças, partindo de um torque identificado, pré estabelecido mostrou que uma força significativa é necessária para realizar o aparafusamento manualmente, pois para alcançar o torque de $2.246,98Nm$, seria necessário aplicar uma força de $249,44kgf$.

É possível projetar uma ferramenta hidráulica auxiliar de tensionamento correspondente ao torque aplicado manualmente, com características construtivas mecânicas que suportem as solicitações de carregamento necessária para esta aplicação hipotética. Porém é necessário um estudo mais aprofundado de propriedades mecânicas dos materiais, que submetidos a esta solicitação e aplicação, suportem altas cargas solicitadas, pois durante o desenvolvimento dos cálculos, o aço carbono *SAE1045*, mostrou-se inviável para esta aplicação, pois para atender as tensões tangenciais de um cilindro hidráulico, para a pressão hidráulica de $250,00MPa$, necessita de uma área de $1.631,32mm^2$ correspondente ao diâmetro de $148,55mm$ esboçada para o dispositivo hidráulico, incoerente em relação a tamanho, em comparação com o parafuso a ser tensionado que é de $30mm$ de diâmetro. Lembrando que para todos os cálculos de projeto foi considerado que a tensão máxima do aço escolhido para construção seria igual a tensão de escoamento, portando as tensões de projeto devem ser inferiores ou no máximo iguais a $310,MPa$.

Materiais de alto carbono ou ligas especiais, poderiam ser aplicados associados a tratamento térmico, que elevariam as propriedades de tensão de escoamento e ruptura do aço, tornando assim a ferramenta projetada mais compacta, devido a resistência ser elevada pela mesma unidade de área.

O tensionamento hidráulico do parafuso pode ser desenvolvido e aplicado facilmente, mas exige um projeto cuidadoso e detalhado.

10 CONCLUSÃO

Inicialmente citado por Norton e Shigley, os elementos fixadores apesar de parecerem simples, o consideram fascinantes. E eles estão corretos.

Simple elementos de fixação utilizados em inúmeras aplicações, possuem uma série de características construtivas e normalizações, além de propriedades investigadas por este trabalho, que visava desenvolver método alternativo (tensionador hidráulico) capaz de reproduzir um aperto do parafuso, que mostrou-se possível, porém com estudo mais aprofundado de um material que possua propriedades mecânicas coerentes com o carregamento solicitado pela aplicação, para alcançar melhores resultados e desempenho adequado. Portanto a fabricação de uma ferramenta hidráulica, como alternativa ao métodos convencionais de aparafusamento, pode ser aplicada, desde que todos elementos que compõem o conjunto estejam projetados corretamente. Em comparação a demais métodos de tensionamento, não se pode concluir nada a respeito da precisão de aperto, equivalente aos demais métodos, pois a complexidade deste estudo demandaria um novo trabalho.

O projeto, partindo do conhecimento construído e desenvolvido durante o trabalho mostrou que é necessário um conhecimento amplo de diversas disciplinas. A experiência e criatividade para desenvolver soluções, precisam estar bem fundamentadas nas teorias, pois a o esboço do projeto, caso fosse levado a uma aplicação real, certamente não suportaria a condição de trabalho. O projeto mecânico através do desenvolvimento dos cálculos destaca que soluções intuitivas podem ser sinônimo do fracasso de projeto.

Não é acaso Shigley e Norton citaram que o sucesso ou fracasso de um projeto pode depender do dimensionamento de um parafuso. Como não é coincidência que os cálculos desenvolvidos neste projeto de um tensionador hidráulico mostrou que não seria fácil projetá-lo.

REFERÊNCIAS

ARCELORMITTAL, **Guia do aço**. [S.I. : s.n.], 2013. Disponível em: <<http://brasil.arcelormittal.com/pdf/quem-somos/guia-aco.pdf>>. Acessado em: 05 jul. 2014.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Flúidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson, 2009.

HIBBELER R. C. **Estática: Mecânica para engenharia**. 10. ed. São Paulo: Pearson, 2006.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson, 2006.

MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H.. **Fundamentos da mecânica dos flúidos**. 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

NORTON, Robert L.. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

SHIGLEY, Joseph Edward. **Elementos de máquina**. Rio de Janeiro: LTC Livros técnicos e científicos editora S. A., 1984.