

螺絲・螺絲・螺帽
扣件之

旋緊鎖固

文/王維銘

螺

栓、螺絲及螺帽通常用手動工具或電動工具來使用裝配螺紋扣件以連結組裝部件。裝配連結組裝部件的連接品質，由幾種相互安全確實固定零部件的方式影響。但是，到目前為止，最常見的連接元件方法是使用螺紋區域或零件將接頭夾緊固定，使用螺帽或直接旋緊鎖固在其中一個部件中的螺紋孔上。該方法的優點是設計及裝配簡單、易於拆卸、生產效率高、且具最終成本優勢。

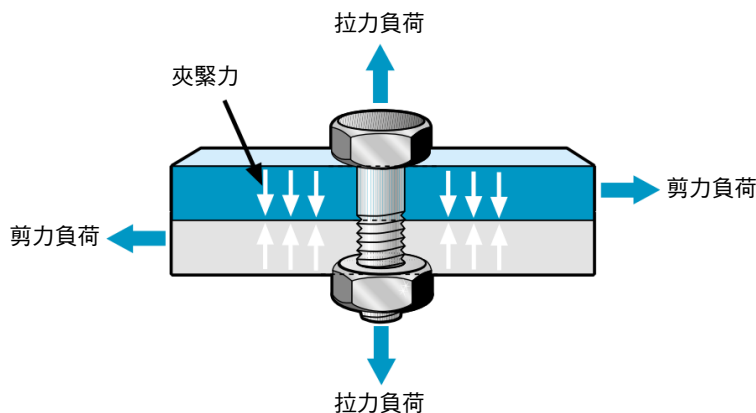
螺紋固定部件及部件彼此的接頭將暴露於拉伸負載負荷、扭力負載負荷，有時還暴露於剪力負載負荷，如圖1所示。螺絲/螺絲的扭力是螺絲/螺絲中的螺紋與螺母之間的摩擦應力造成的。當螺絲、螺絲或螺帽在旋緊鎖固到設計範圍時，螺紋扣件中的應力稱為預應力。

拉伸負載負荷直接對應相互安全確實固定零部件在一起的軸向力。小於固定零部件在一起的軸向力時，外部負載負荷不會改變螺絲/螺絲中的拉伸負載負荷。

另一方面，如果相互彼此連結的接頭暴露的軸向力，外部負載負荷高於螺絲/螺絲中的預應力時，相互彼此連結的接頭將分離，螺絲/螺絲中的軸向拉伸負載負荷將自然增加，直到螺絲/螺絲斷裂。

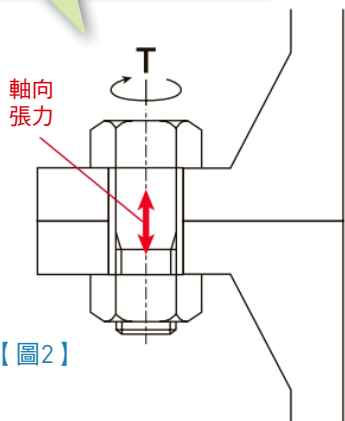
某些螺絲/螺絲也會暴露在剪力負載下，當外力使相互固定零部件在一起的成員接頭滑動時，它們彼此垂直於夾緊的軸向力發生。在設計合理的相互連結的接頭中，外部剪力應受到部件之間摩擦的抑制。這種摩擦抑制連結的接頭稱為摩擦接頭。如果軸向夾緊力不足以產生所需的摩擦力，螺絲/螺絲也會暴露在剪力負載下。扣件連結的接頭區域通常設計使用於拉伸和剪力負載的組合。

螺絲/螺絲由螺紋桿部及頭桿組成。桿部為螺紋部，無論是從螺絲/螺絲末端到頭部，螺紋為部分長螺紋或是全長螺紋。較長的螺絲/螺絲通常只有部分螺紋長。不需要使螺絲的螺紋長度超過旋緊鎖固接頭所需的長度，因為這樣做只會使螺絲/螺絲更昂貴，並降低拉伸強度。

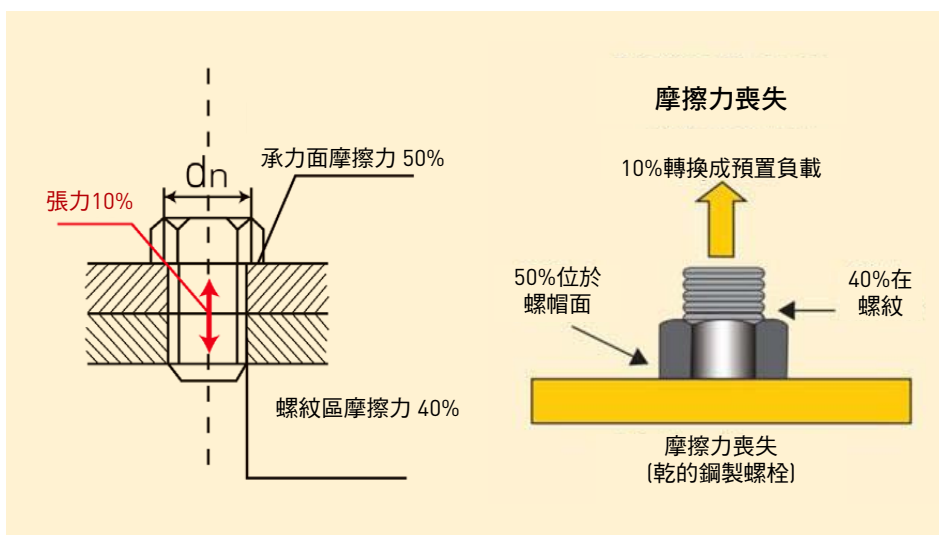


【圖1】於螺紋扣件及部件彼此的接頭之剪力負載及拉伸負載

緊固扭矩（鎖緊扭力）
被傳遞到旋緊鎖固夾緊力



【圖2】



【圖3】緊固扭矩（鎖緊扭力）用在螺絲/螺絲夾緊力的狀況



旋緊鎖固夾緊力

一般而言，螺栓/螺絲是連結的接頭中最弱的一部分。過高尺寸設計的螺栓/螺絲使產品既重又昂貴。由於標準螺栓/螺絲通常相對便宜，因此通常將螺栓/螺絲優先考量為首先破壞斷裂的部件。此外，在大多數情況下，螺栓/螺絲的尺寸對連結的接頭的品質並具有危害決定性的臨界重要關鍵。決定關鍵性的是旋緊鎖固夾緊力，即是否足以承載設計連結接頭的所有負載，以及接頭是否足夠鎖付緊固，以防止在暴露於外加負載時鬆動。

問題是，在正常生產情況下，沒有實際的方法測量旋緊鎖固夾緊力產生的應力值。因此，旋緊鎖固夾緊力的值通常稱為緊固扭矩（鎖緊扭力）。由於旋緊鎖固夾緊力是螺栓/螺絲轉動角度及螺紋間距的線性函數，因此，緊鎖固夾緊力與螺栓/螺絲伸長彈性範圍內的旋緊固扭矩之間存在直接關係。無論如何，在螺栓/螺絲接頭中緊固扭矩（鎖緊扭力）約10%的扭矩被傳遞到旋緊鎖固夾緊力中，摩擦力消耗了剩餘的緊固力（參閱圖2）。約40%的緊固扭矩（鎖緊扭力）用於克服螺紋中的摩擦力及約50%的緊固扭矩（鎖緊扭力）用在螺栓/螺絲頭部下方的摩擦力（參閱圖3）。潤滑減少摩擦效應並將更多扭矩轉換為螺栓預負載。扣件栓合連接時的殘餘負載轉換為預負載如圖4所示。

如果潤滑使螺栓/螺絲的螺紋及其頭部下方的摩擦力減小，緊固扭矩和夾緊力之間的關係將發生變化。如果螺栓/螺絲潤滑後，施加與潤滑前相同的扭矩，則更多的扭矩將轉換為夾緊力。在最壞的情況下，這可能導致螺栓/螺絲造成的拉伸張力超過拉伸強度，造成螺栓/螺絲斷裂的風險。表1顯示了螺紋中不同材料的摩擦係數。

表1 螺紋中不同材料的摩擦係數

螺栓/螺絲材料	螺帽/被緊固材料	潤滑狀態	
		乾燥	輕微油潤
未處理	未處理	0.18-0.35	0.14-0.26
磷酸鹽表面處理	未處理	0.25-0.40	0.17-0.30
電鍍鋅表面處理	未處理	0.11-0.36	0.11-0.20
磷酸鹽表面處理	磷酸鹽表面處理	0.13-0.24	0.11-0.17
電鍍鋅表面處理	電鍍鋅表面處理	0.18-0.42	0.13-0.22

扭矩緊固及預負載

扭矩是力量導致該物件旋轉作用程度的物理量測值。緊固扭矩是扣件螺紋部分的轉動，運用其旋緊過程使扣件預負載的應用。「扭矩作用」主要有三種不同的要項：

- 扭矩作用於拉扯螺栓/螺絲
- 扭矩作用於克服螺栓/螺絲及螺帽/緊固材料螺紋中的摩擦
- 扭矩作用於克服負載承力接觸面的摩擦（螺栓/螺絲頭部或螺帽接點表面）

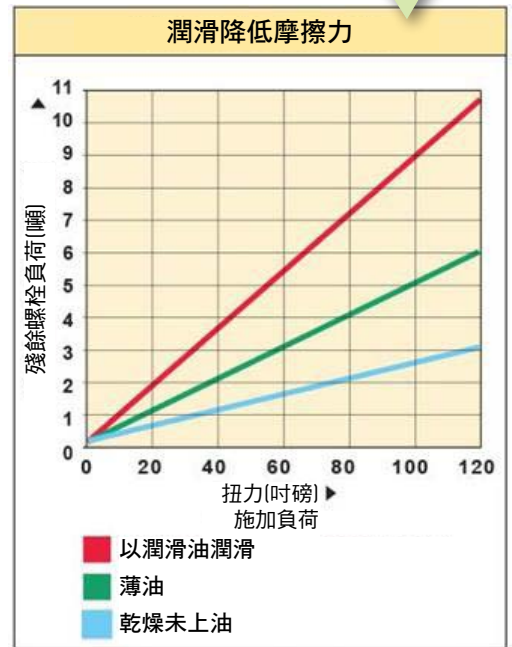
應用於扣件緊固施作之扭矩減去摩擦損失的剩餘負載即為螺紋緊固部位的預負載。

$$*預負載（殘餘負載）=扣件緊固施作之扭矩-緊固摩擦損失*$$

扭矩在許多應用中的重要性怎麼強調也不為過。關鍵應用如汽車發動機、制動器、飛機及結構安裝均對扭矩設計-製造具高敏感度。扭矩不足可能導致螺帽及扣件以及它們連結固定在一起的部件造成不必要的磨損。當施加的壓力不足時，負載的不均勻將在整個裝配載體中不均勻傳遞，這可能導致過度磨損或因疲勞而過早失效。扭矩過重同樣具有破壞性，因為螺帽或螺栓/螺絲因過度對扣件及連接扣合固定區域施加壓力而造成破壞失效。應用扭矩時，應確定特定應用的扭矩要求並使用適當的扭矩。

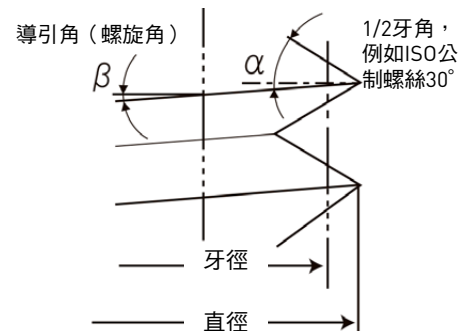
潤滑減少摩擦效應
並將更多扭矩轉換為螺栓預負載

【圖4】

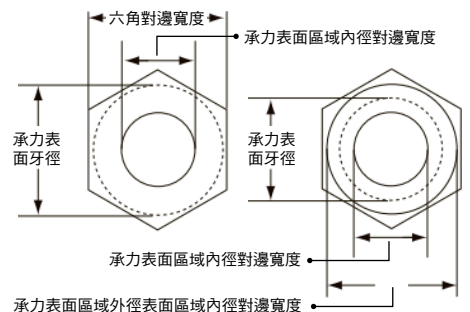


螺栓/螺絲及扭矩之間的關係公式

根據Akira Yamamoto (Yokendo Co.) 「螺紋緊固件的理論和計算」的文獻，螺紋扣件的應用扭矩應取決於螺紋部分的摩擦、張力(Ff)及承力表面的摩擦。圖5為扣件螺紋圖示。圖6為扣件螺紋牙徑承力表面圖示。



【圖5】扣件螺紋圖示



【圖6】扣件螺紋牙徑承力表面圖示



根據圖5，螺栓/螺絲及扭矩之間的關係公式如下：

$$T = F_f \left\{ \frac{d_2}{2} \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} + \tan \beta \right) + \mu_n \frac{d_n}{2} \right\} \div 1000$$

螺紋區摩擦力 張力 承力面摩擦力

例如：M8螺栓

軸向張力 $F_f=8000$ [N]

牙徑 $d_2=7.188$ [mm]，承力表面牙徑 $d_n=11.96$ [mm]（六角螺帽型式

導引角（螺旋角） $\tan \beta=0.0554$ ，承力部摩擦係數 $\mu_n=0.15$ ， $\alpha=30$

緊固扭矩計算（T）

$$T = 8000 \left\{ \frac{7.188}{2} \left(\frac{0.15}{\cos 30} + 0.0554 \right) + 0.15 \left(\frac{11.96}{2} \right) \right\} \div 1000$$

$$= 13.8 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

根據圖6，承力表面之表面積公式如下：

a.六角承力表面（螺栓）（第1型螺帽）

$$d_{n1} = \frac{0.608B^3 - 0.524d_H^3}{0.866B^2 - 0.785d_H^2}$$

B：六角對邊寬度(mm)
dH：承力表面區域內徑(mm)

b.圓形承力表面（螺栓）（第2型螺帽）（第3型螺帽）

$$d_n = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^3 - d_H^3}{D^2 - d_H^2}$$

D：承力表面區域外徑(mm)
dH：承力表面區域內徑(mm)

根據文獻，螺栓/螺絲及扭矩之間的關係公式亦可由扭矩係數（K）及螺栓/螺絲的標稱尺寸（d：[mm]）加以計算。

$$T = K \cdot d \cdot F_f \text{ or } F_f = \frac{T}{K \cdot d}$$

K：扭矩係數
d：螺栓/螺絲標稱尺寸

扭矩係數的公式為

$$K = \frac{1}{2d} \left[d_2 \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} + \tan \beta \right) + \mu_n \cdot d_n \right]$$

d：螺栓/螺絲標稱尺寸

扭矩係數和摩擦係數之間的關係可能近似於 $K \approx 1.3\mu + 0.025$ 。

例如：將M20螺栓（ $d=20$ [mm]， $K=0.2$ ）旋緊至 400 [N·m]使其軸向伸張。

$$F = \frac{400}{0.2 \times 20 \div 1000} = 100000 \text{ [N]}$$

F：預負載後之軸向張力

軸向張力波動的因素如下：

- 潤滑
- 栓接部位接點的機械因數
- 環境
- 旋緊速度
- 重置再旋入

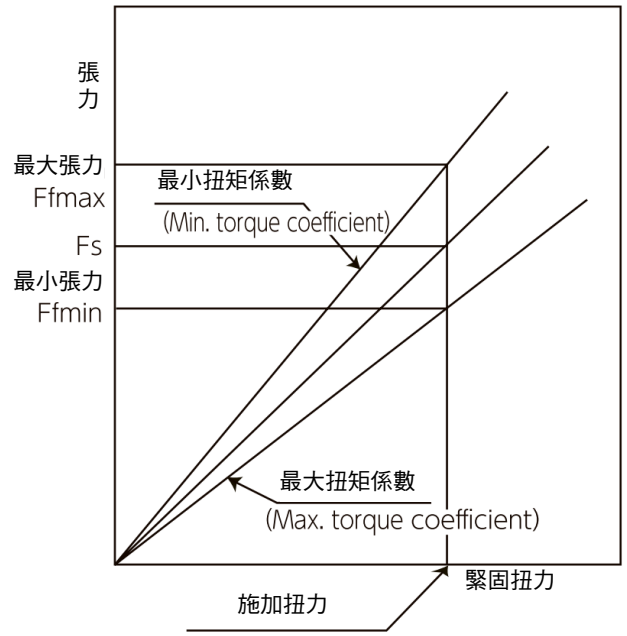


圖7 扭矩係數發生變化時，軸向張力隨之變化

應用相同的扭矩值時，扭矩係數發生變化時，軸向張力隨之變化。張力隨之變化參見圖7。

例如：

$$F = T / (K \cdot d)$$

牙徑標稱尺寸 $d=10$ [mm]= 0.01 [m]

旋緊扭矩 $T=24$ [N·m]

扭矩係數Torque coefficient：

K （最小）=0.14, K （平均）=0.2, K （最大）=0.26

K （最小）=0.14, F （最大）= $24 / (0.14 \times 0.01) = 17140$ [N]

K （最大）=0.26, F （最小）= $24 / (0.26 \times 0.01) = 9230$ [N]

K （平均）=0.2, $F=24 / (0.2 \times 0.01) = 12000$ [N]

設計考量及旋緊控制方法

要施加多少的旋緊扭矩量的大小，首要的知識就是瞭解螺栓/螺絲所需的應力。此應力基於螺栓/螺絲材料的降伏強度。一般建議不要允許誘導應力超過80%的降伏強度。扣件在設計受外部負載（無論是靜態或動態）的應用時，有必要根據目前的工程實務確定螺栓/螺絲尺寸及允許應力值。

扣件在不同的預期用途狀況，應採用在下面提到的各種不同的扣件旋緊控制方法。

扭矩控制法：栓合連接緊固由特定扭矩值控制。這是使用最廣泛的方法。

旋轉角控制法：從栓合連接之接頭的固定點開始，藉由旋轉角度管理扣件旋緊控制。以適合之扭矩按特定角度進行旋轉緊固控制。

扭矩梯度控制法：藉由扭矩梯度對材料降伏點的旋轉角度的變化管理旋轉控制緊固。該變異之監控及運算過程藉由電子設備進行控制。

伸長率測量控制法：由螺栓/螺絲旋緊緊固伸長量產生時，旋緊緊固由螺栓/螺絲伸長控制。伸長率由測微計、超音波或嵌入式螺栓/螺絲中的感應器量錶裝置予以量測。

負載控制法：在將拉伸負載施加到螺栓/螺絲上時旋緊緊固螺帽或等效內螺紋扣件時，透過負載後釋放產生的拉伸力負載量測，控制螺栓/螺絲旋緊緊固控制。

加熱控制法：由螺栓/螺絲加熱前後伸長的變異控制旋緊緊固控制。

圖8顯示各種扣件旋緊控制方法。表2列出了各種旋緊控制方法的優缺點。

在使用於螺栓/螺絲旋緊安裝時，適當旋緊扭矩應為栓合連接重要之議題。在應用安裝扭矩時，必須結合張力負載因子加以考量過度旋緊（扭矩過大）或旋緊不足（扭矩不足）。

表2列出了各種旋緊控制方法的優缺點

旋緊控制法	優缺點
扭矩控制法	此為旋緊控制及操作的合理方法。旋緊扭矩不受螺栓/螺絲長度的影響，因此易於標準化。缺點為由於張力的公差範圍很廣，栓合連接效率將較低。
旋轉角控制法	在塑性成形區域內旋緊可使軸向張力的分散性降低，並便於操作。由於旋緊緊固行為超出材料降伏點，因此對旋緊控制區域連接點的增加負載量存在限制或使其重新旋緊困難。定義緊固角度是困難的。
扭矩梯度控制法	由於軸向張力的分散性較小，因此可以設計較大的栓合連接效率。即使在旋緊後，也可以檢查螺栓/螺絲本身。旋緊緊固是在材料降伏點以外進行的，而且旋緊緊固裝置價格昂貴，因此很難在服務領域採用相同的方法。
伸長率測量控制法	栓合連接的分散性非常小。在材料彈性區域內的旋緊緊固是適用合用的。栓合連接點連接的效率很大。增加負載量及使其重新旋緊是可能的。栓合連接點端面表面必須為精整面。旋緊緊固控制法成本很高。
負載控制法	軸向張力可以直接用於旋緊控制。直接負載控制未產生螺栓的扭轉應力。緊固裝置和螺栓是專門製造的。成本高。
加熱控制法	旋緊時不需要空間及作用力。熱及軸向張力之間沒有明確的關係。溫度設定之控制困難。

過度緊固，導致張力負載高於上張力極限，存在於公螺桿（外螺紋桿件）、栓合連接緊固接點、母螺紋件或承力表面。緊固不足（扭矩不足）可能出現低於張力負載下限狀態，導致洩漏、固定問題、鬆動或栓合連接機件聯動。如圖9所示。

應考慮公螺桿（外螺紋桿件）、栓合連接緊固接點、母螺紋件或承力表面的張力強度大於最大張力負載、標準張力負載及最小張力負載。如果在使用中存在張力負載低於使用下限，則應後續會發現使用不當或損壞的結果。如圖10所示。

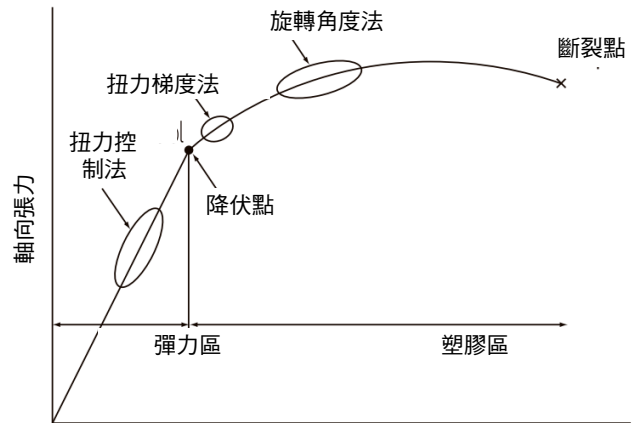
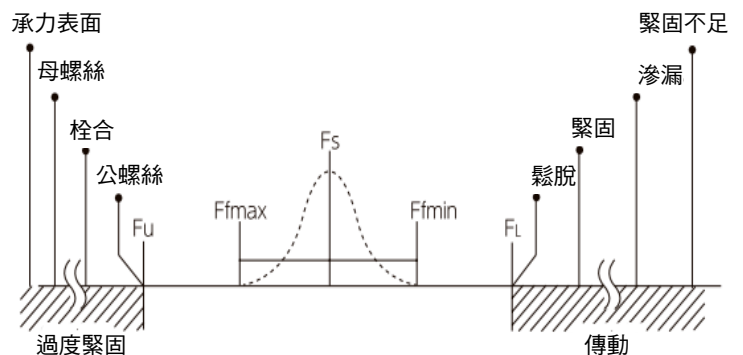


圖8各種扣件旋緊控制方法



Remark:

- Fs: 標準張力負載
- Ffmax: 最大張力負載
- Ffmin: 最小張力負載
- FU: 扣件張力負載的應用上限
- FL: 扣件張力負載的應用下限

圖9施加安裝扭矩時的張力負載係數

$$\left. \begin{array}{l} \text{公螺桿 (外螺紋桿件) 強度} \\ \text{連接緊固接點強度} \\ \text{母螺紋件強度} \\ \text{承力表面強度} \end{array} \right\} Fu > Fmax \sim Ffs \sim Ffmin > FL \left\{ \begin{array}{l} \text{固定需求} \\ \text{密封需求} \\ \text{機件聯動需求} \\ \text{鬆動防止} \end{array} \right.$$

圖10栓合連接緊固設計張力強度考量



在設計中，有3種方法推薦用於決定緊固扭矩（鎖緊扭力）。

(1) 基於破壞扭矩基準法也稱為基於上限測定法：

採用70%的斷裂扭矩作為螺栓/螺絲接頭的緊固扭矩。
($F_{max}=F_U$) 該方法如圖11所示。



圖11基於破壞扭矩基準法

(2) 基於最小所需扭矩法

此方法基於軸向張力的下限。採用130%所需的最小緊固扭矩（防止鬆動的級別）作為緊固扭矩（鎖緊扭力）。($F_{min}=F_L$)
Themethodshows in Figure 12.

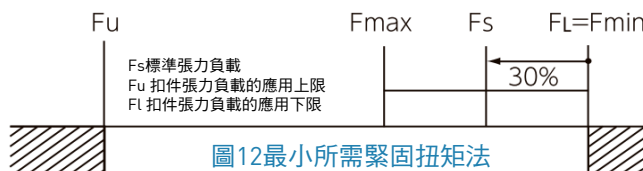


圖12最小所需緊固扭矩法

(3) 緊固扭矩的標準化法

根據JIS標準，以螺栓/螺絲伸張應力值與扭矩關係的公式計算，決定緊固扭矩。

Calculation formula

$$T = K \cdot d \cdot F \quad (\text{JIS B 1083})$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (\text{JIS B 1082})$$

$$d_3 = d_1 - \frac{H}{6}$$

$$H = 0.866025P$$

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

T：緊固扭矩（鎖緊扭力）[Nm]

K：扭矩係數0.2 ($\mu=0.15$)

D：螺栓標稱直徑[mm]

F：軸向張力[N]

A_s ：螺栓應力面積[mm²] (JIS B 1082)

d_2 ：螺栓有效徑[mm] (JIS B 0205)

d_3 ：螺栓牙底徑 (d_1) 求取牙部基本三角形高度1/6的值[mm]

d_1 ：螺栓牙底徑[mm] (JIS B 0205)

H：牙部基本三角形高度

P：牙距[mm]

σ ：螺栓應力值[N/mm²]

Fastener World

螺絲世界雙月刊

中文版

如果您

螺絲加工廠、
製造商、包裝廠

機械週邊設備、
模具廠

國外設備代理商

外包工廠

表面處理、
光學代篩選

您，期待被看見嗎？
讓惠達為您激發**公司能見度!**

雜誌發行遍及台灣、
中國、東南亞台商，
堪為扣件中文類最佳工具書!

台灣地區發行每期
超過**200**家以上貿易商及
近**800**家扣件產品相關工廠!

經過電子報/書發送宣傳，
讓台灣近**3,000**家公司
看到您!

每期**4**萬筆以上電子報
每月本網站搜尋超過**2**萬筆，
是您最佳曝光點!

買與賣線上配對服務，
輕鬆找對最佳合作夥伴!

11月年鑑特刊獨享加贈
廠商名錄、電子型錄!

國內展會
現場推廣

2020年 台灣高雄國際扣件展
2020年 各大國內扣件五金相關展會

www.fastener-world.com

惠達雜誌社 刊登廣告 請洽業務部 Tel: **06-295 4000**
sales@fastener-world.com.tw

找產品？

Fastener world

上萬家製造商為您待命

