

# 「扣件事故 / 起因 / 方策」連載講座

## 推進器軸的接頭損壞

### ～絞孔螺栓的疲勞損壞～

文 / 福岡俊道

#### 1 前言

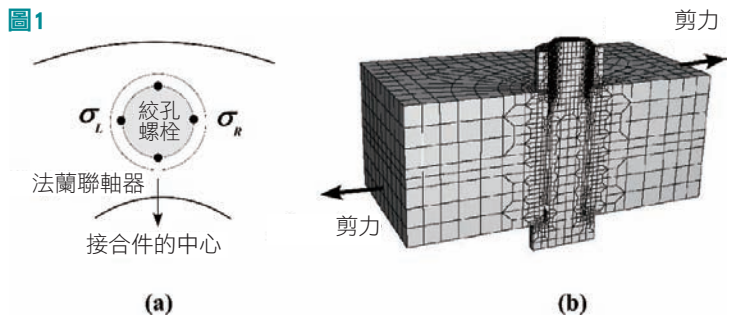
栓合件上有許多荷載在作用。舉例來說，承受剪力荷載時，介面上會產生滑動並導致鬆脫或疲勞損壞。絞孔螺栓是用於承受大量剪力荷載的栓合件，因此軸部(螺栓的無螺紋部分，bolt shank)的直徑會大於公稱直徑。擰緊後軸部往往會被壓入螺栓孔，因此作用在栓合件上的剪力荷載，會透過被緊固物介面的摩擦作用，以及作用於軸部表面的垂直力給支撐住。本文將透過三次元有限要素解析，來說明作用於絞孔螺栓之荷載的基本特性，以及使用於軸接頭時發生疲勞損壞的機制。

#### 2 絞孔螺栓的強度與評估方法

絞孔螺栓的幾何特徵是，作為一套基準尺寸，螺栓軸部的直徑與螺栓孔相同。因此日本工業標準(JIS)針對用於凸緣軸接頭的絞孔螺栓強度，提出了以下的評估公式，公式內的符號都與上一篇投稿中圖1所示的記號呼應。

$$\tau = \frac{T}{(B_p / 2) \cdot (n / 2) \cdot (\pi d_m^2 / 4)} \quad \text{公式(1)}$$

$\tau$  是軸傳遞的扭力T所形成並作用於絞孔螺栓軸部的剪切應力。 $B_p$  是以多支螺栓排列的圓之直徑。 $d_m$  是絞孔螺栓的軸部直徑， $n$  是絞孔螺栓的數量。公式(1)所代表的是， $t$  乘以螺栓軸的橫切面積與力矩臂長之後，再乘以螺栓的數量所得出的值，會等同於扭力值，但螺栓的數量是實際數量的一半( $n/2$ )。因此，可將加工的誤差對絞孔螺栓與螺栓孔耦合的影響納入考量。然而這個公式有兩個問題。首先，不僅是螺栓軸部的接觸，接頭的介面等等接觸面的摩擦作用也會促成扭力的傳遞。以這一點來說，公式(1)並未考量到摩擦的作用。另外一個問題點是 $n/2$ 這項假設的妥當性，2這個數值可解釋為相當於一種安全係數。為釐清以上兩個問題，就必須透過數值分析系統化地釐清耦合和介面摩擦係數的影響。實際上軸的接頭設計會廣泛採用公式(1)，這樣事故發生的機會似乎就會比較低，但若能讓相當於安全係數的「2」這個數值更大一點的話，就可實現更有效率的設計。



#### 3 透過有限要素解析來評估剪力的分攤率

作用於軸接頭專用絞孔螺栓的剪力，是靠垂直於螺栓軸部的力道以及摩擦力來支撐的。垂直於剪力的垂直力與摩擦力的比率被定義為剪力的分攤率，是透過三次元有限要素解析得出來的。若螺栓軸部承受的剪力比率為 $R_m$ ，而接觸面的摩擦所承受的比率為 $R_\mu$ 的話，兩者的和當然就是1。

$$R_m + R_\mu = 1 \quad \text{公式(2)}$$

圖1(a)是作用在絞孔螺栓上的荷載。扭力形成的剪力沿著圓周方向作用，因此彎折荷載會作用在螺栓上。在此我們的目的是釐清絞孔螺栓的基本力學特性，所以是因應軸的接頭直徑為無限大的情況，製作出如同圖1(b)的有限要素模型。用兩個板子將一組M16螺栓與螺帽接合，並對板子的端部施加拉伸荷載後，螺栓的剪力就會沿著軸直角方向來作用。作用的荷載量，會藉由除以螺栓軸部橫切面積的平均剪切應力值，使剪力發生變化。該值對應了公式(1)的剪切應力 $t$ 。圖2(a)與(b)分別顯示絞孔螺栓的軸應力為100MPa與300MPa時，剪力之分攤率的解析結果。縱軸是剪力的分攤率，橫軸是螺栓軸部與螺栓孔的耦合。正數是代表緊配，負數是代表餘隙配合。參數是接觸面的摩擦係數 $m$ ，施加的剪力荷載量會使平均剪切應力達到50MPa。摩擦係數是在0.1與0.2這兩種之間變化。透過圖可得知，摩擦係數越小，耦合的狀況越偏向緊配， $R_m$ 就會增加。此外若螺栓的軸應力變大，滑動的現象就會因為摩擦作用而不易發生， $R_\mu$ 的值就會變大。這兩張圖雖看似顯示出完全迥異的結果，但對於耦合以及摩擦係數變化的傾向是一樣的。不論如何，絞孔螺栓能承受的剪力大小，有很大一部份是靠垂直於螺栓軸部的垂直力以及摩擦力的作用。

#### 4 絞孔螺栓的疲勞損壞

圖3顯示船推進器軸專用絞孔螺栓的疲勞損壞。雖然事故的件數少，但萬一發生事故，就會導致船無法航行的重大事故。推進



器軸將船的主引擎產生的動力傳遞到推進器。如圖所示，絞孔螺栓的斷裂大都發生在接頭的介面部位，而是在靠近推進器軸的位置。此外可從斷裂面的形狀推測彎折荷載的形成原因。此外，耦合的值非常小，所以實際的問題是不可能系統化地變化該值並做實驗。對此就會使用圖1(b)的有限要素模型來多樣地變化耦合的值，得出承受扭力所生成的剪力時在絞孔螺栓上形成的彎折應力。圖4(a)與(b)是沿著絞孔螺栓作用的軸向應力與彎折應力之分布的其中一例。如圖1(a)所示，兩個軸向應力的構成元素為軸表面上相距180度的 $\sigma_L$ 與 $\sigma_R$ 。橫軸代表離接頭介面的距離，數字零相當於接頭的介面位置。至於圖的解析條件，耦合的狀況都一樣屬於-10mm的餘隙配合，只有摩擦係數的值不同。絞孔螺栓若承受彎折荷載，相距180度的軸表面就會產生拉伸應力和壓縮應力，將這兩個應力的差除以2之後的值就是彎折應力。摩擦係數若為0.2，彎折應力值就小。然而若摩擦係數降至0.1，離介面往推進器軸方向約13mm的位置上就會產生彎折應力的高峰，這與圖3所示絞孔螺栓斷裂的位置大約一致。

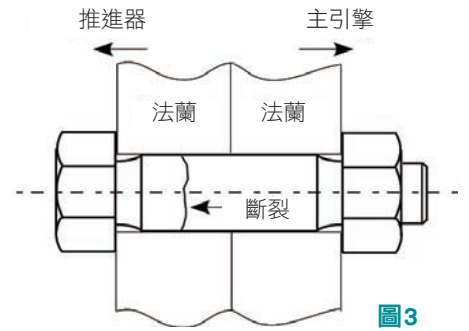


圖3

### 5 結語

本文透過有限要素解析釐清了絞孔螺栓特有的力學特性，也指出目前使用的軸接頭設計公式有需改善的空間。更釐清了船用推進器軸接頭所使用的絞孔螺栓，它的疲勞損壞會從接頭的介面開始往推進器的方向發生的整個機制。緊固軸接頭的絞孔螺栓之所以會破損，除了因為螺栓孔周圍的耦合與接觸面的摩擦之外，還包括接續接頭的原動軸與被動軸之間的排列精準度。我會在下一篇投稿中，解說軸的排列與絞孔螺栓發生疲勞損壞的關係。

圖中未顯示的是，有限要素解析多樣地變化了耦合狀態和摩擦係數，結果與絞孔螺栓的斷裂面相同的位置上發生最大彎折應力的條件就是圖4(b)。其結果顯示，在餘隙配合的狀態下，摩擦係數若很小，就會產生很大的彎折應力。船在往後方行駛時，其主機運轉的輸出功率會是往前方行駛時的70%至80%。換句話說，剪切荷載的方向會重複變化。結果，絞孔螺栓的耦合狀態會從初期的緊配變成餘隙配合，同時接觸面的摩擦係數很可能會降低。可推測這就是離軸接頭介面一段距離的位置上產生很大彎折應力的主要原因。

#### 參考文獻

1. Toshimichi Fukuoka, "Threaded Fasteners for Engineers and Design - Solid Mechanics and Numerical Analysis -", pp. 290-296, Corona Publishing Co., Ltd. [2015]

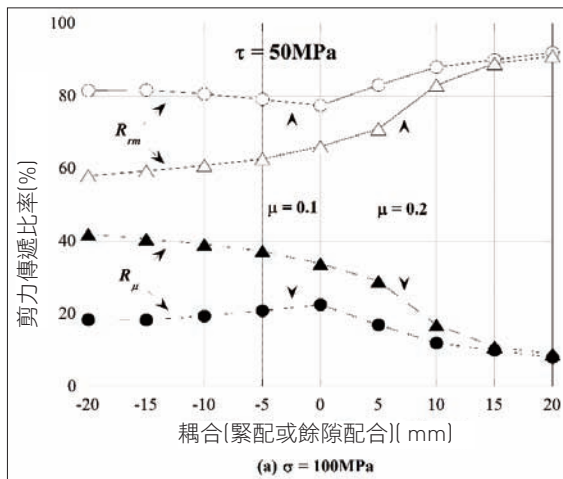


圖2 (a)

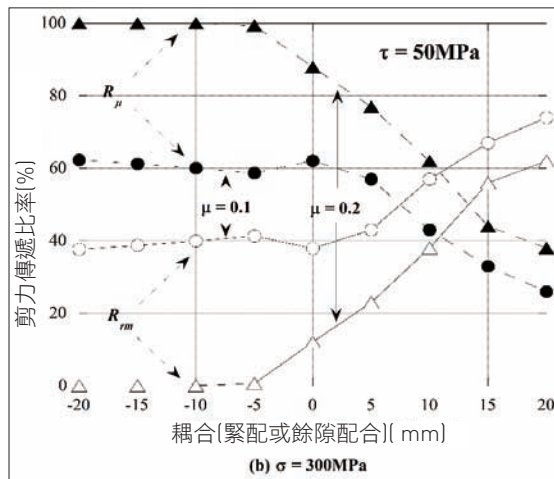


圖2 (b)

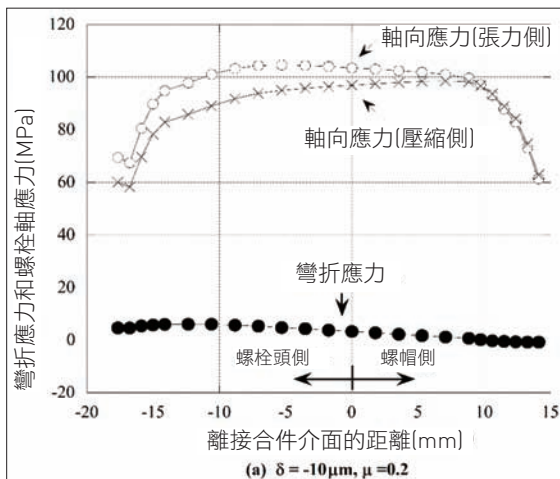


圖4 (a)

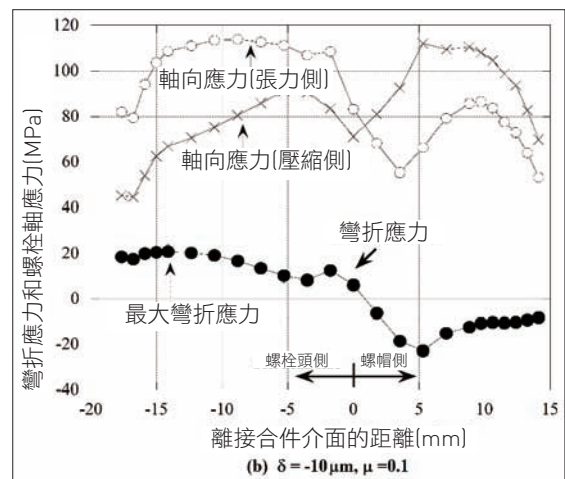


圖4 (b)