

8. 軸承配合

當軸承受負荷，運轉時要防止配合面間產生徑向、軸向及迴轉方向的相對移動，所以軸承要固定在軸或軸承殼(箱)上。若產生相對移動現象時，會導致配合面間發生磨損(Abrasive Wear)、微動磨耗(Fretting Corrosion)或摩擦龜裂等的現象，造成軸承、軸或軸承殼(箱)的損壞。又產生的磨耗粉混進入軸承內部時，會是造成軸承迴轉不良、異常發熱、潤滑劑劣化或振動等現象的原因。為避免上述兩現象發生，內外環和軸、軸承殼(箱)之間可以下列三種配合來實施安裝：(1)緊配合，(2)過渡配合(Transition Fit)，(3)鬆配合(Loose Fit)。

固定軸承的方式有許多，以內環與軸或是外環與軸承殼(箱)的配合面間給予干涉量形成緊配合來得最有效。所謂配合是指軸與內環、軸承殼(箱)與外環嵌合後之鬆緊程度的術語。配合首要目的就是要促進內環與軸或外環與軸承殼(箱)的一體化，可使厚度甚薄的軌道環全圓周均勻地承受負荷，而不致發生上述缺失現象，使軸承充分發揮應有的機能。

但緊配合使軸承之安裝、拆卸作業失之方便；又，自由側設計以分離型軸承時，也恐有失去軸向移動之可能，故非可任意使用於所有場合。因此適當的配合選擇是所必須。

8.1 緊度的計算

配合緊度的計算，以一般軸迴轉承受徑向負荷的狀況下，考慮內環與軸之間不因負荷而產生間隙的所需緊度、溫度上升之影響、有效緊度與虛表緊度(Apparent Interference)、允許之最大緊度說明如下：

(1) 負荷和緊度

一般的軸迴轉時，負荷作用於軸承，內環會因負荷而變形而使得緊度隨之減少；以鋼製實心軸、承受徑向負荷，不使內環與軸之間產生間隙所需要的緊度，可由式(8-1)及式(8-2)來求出。

當 $F_r > 0.3 C_{or}$ 時

$$\Delta d_F = 0.08 \sqrt{\frac{d \cdot F_r}{B}} \quad \text{N 或}$$

$$\Delta d_F = 0.25 \sqrt{\frac{d \cdot F_r}{B}} \quad \text{kgf} \dots \dots \dots (8-1)$$

當 $F_r > 0.3 C_{or}$ 時

$$\Delta d_F = 0.02 \frac{F_r}{B} \quad \text{N 或}$$

$$\Delta d_F = 0.2 \frac{F_r}{B} \quad \text{kgf} \dots \dots \dots (8-2)$$

在此，

- Δd_F ：負荷下所必要的有效緊度 μm
- d ：軸承標稱內徑尺寸 mm
- B ：軸承內環標稱寬度尺寸 mm
- F_r ：所承受徑向負荷 N 或 kgf
- C_{or} ：基本靜額定負荷 N 或 kgf

(2) 溫度上升與緊度

軸承在迴轉中有溫度上升(即軸承溫度與周圍溫度之差)的情況下，要使內環與軸(鋼製)之間不產生間隙所需的緊度，可由式(8-3)計算求出。

$$\Delta_{dT} = 0.0015d \cdot \Delta T \dots \dots \dots (8-3)$$

在此，

- Δ_{dT} ：因溫差影響所必要的有效緊度 μm
- ΔT ：軸承溫度與周圍溫度之溫度差
- d ：軸承標稱內徑尺寸 mm

(3) 有效緊度與虛表緊度

所謂有效緊度是指由尺寸測定值求出的計算緊度再扣除配合時因擠壓而減少的表面粗度之值。兩者的關係依軸外徑面的加工方法而異，可用式(8-4)表示。

$$\Delta_{def} = \Delta_{df} - G \dots \dots \dots (8-4)$$

在此，

- Δ_{def} ：有效緊度 μm
- Δ_{df} ：計算緊度 μm
- $G = 1.0-2.5 \mu\text{m}$ (研磨加工軸)
- $= 5.0-7.0 \mu\text{m}$ (車削加工軸)

(4) 最大緊度

給予安裝在軸或軸承殼上的軌道環緊度，軌道環就會產生拉力或壓縮應力。過大的緊度會損傷軌道環或縮短軸承的疲勞壽命，因此，最大的緊度取軸徑或外徑的1/1000以下。

8.2 配合選定的原則

適當的配合選擇以避免配合面間發生滑移，主要是以負荷條件作決定；然而影響配合的因素一如上述那麼多，一定得將必要的項目作充分檢討後，方能決定配合的量大小。但在大多數情形下，要全部瞭解這些項目事實上有其困難，請依表 8-1 的建議，以及掌握下述原則，再參考各有關機械過去的實績經驗，配合狀態根據圖 8-1 的推薦，或能選擇一適當的配合。

- (1) 作用的負荷愈大，要給予愈大的緊度。
- (2) 在振動、變動負荷的情形下，要給予較大的緊度。
- (3) 軸承愈大，給予的緊度愈大。
- (4) 中空軸、軸承殼(箱)厚度薄時，要給予較大緊度。
配合面加工面粗度粗時，要給予較大緊度。
- (5) 輕合金、塑膠材質軸承殼(箱)，要給予較大緊度。
- (6) 掌握軸、軸承及軸承殼(箱)的溫度分佈，分別給予適當的緊度。
- (7) 表 8-2 ~ 表 8-4 是以 ISO Normal Class、Class 6X、Class 6 精度等級各形式軸承、尺寸、負荷條件為主要考慮因素，所列出一般常用的推薦配合，供作選擇配合之參考。(滾針軸承的軸與軸承殼(箱)

配合推薦請洽 TPI)

8.3 推薦配合

安裝軸承的軸及軸承殼(箱)之軸徑，孔徑尺寸公差(參考附表)，在公制系列中，ISO 286 及 JIS B 0401(尺寸公差及配合)已有相應標準。因此配合由所選軸徑及軸承

殼(箱)孔徑的尺寸公差而定。圖 8-1 所示為常用的軸徑及軸承殼(箱)孔徑尺寸公差與軸承內徑及外徑的配合關係。

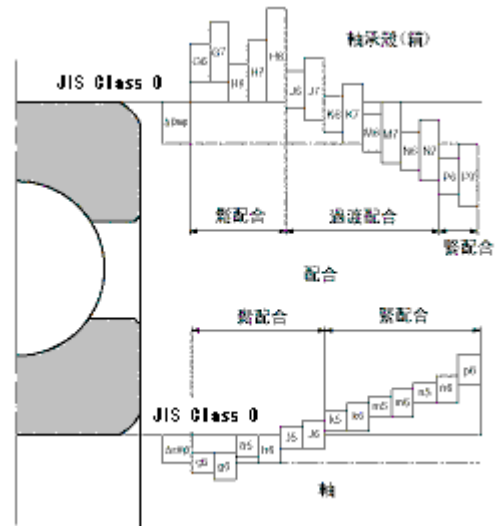


圖 8-1 配合的狀態

表 8-1 徑向負荷之性質與配合選擇

負荷性質	圖例	軸承迴轉條件		建議配合
內環迴轉負荷 外環靜止負荷 ¹⁾	靜止負荷		內環：迴轉 外環：靜止 負荷方向：一定	內環：緊配合 外環：鬆配合
	不平衡負荷		內環：靜止 外環：迴轉 負荷方向：與外環同時迴轉	
內環靜止負荷 外環迴轉負荷	靜止負荷		內環：靜止 外環：迴轉 負荷方向：一定	內環：鬆配合 外環：緊配合
	不平衡負荷		內環：迴轉 外環：靜止 負荷方向：與內環同時迴轉	

註 1)在不平衡負荷時，軸與內環雖不迴轉，但因負荷與外環同時迴轉，對內環軌道言其受力方向是變動的，對外環軌道言反而是一定的負荷方向，故稱內環迴轉負荷。

表 8-2 徑向軸承與軸的配合推薦表(ISO Normal class、Class 6)

條 件		滾珠軸承		軸的公差範圍等級	備 考
		軸徑 (mm)			
		超過 以下			
圓柱孔軸承(0 級, 6 級)					
內環迴轉負荷或方向不定負荷	輕負荷或變動負荷	- 18	18 100	h5	需要精密時 js6, k6, m6, 以 js5, k5, m5 取代之。
		18 100	100 200	js6	
		100 200		k6	
	普通負荷	- 18	18 100	js5	單列的斜角滾珠軸承因不需考慮由配合引起的內部間隙變化, 故 k5, m5 可改用 k6, m6。
		18 100	100 140	k5	
		100 140	140 200	m5	
		140 200		m6	
重負荷或衝擊負荷	-		-	需用比普通間隙大的內部間隙的軸承	
內環靜止負荷	內環需在軸上易於移動	全 軸 徑	全 軸 徑	g6	需要精密時用 g5, 大型軸承為易於移動可用 f6。
	內環不需在軸上易於移動	全 軸 徑	全 軸 徑	h6	需要精密時可用 h5。
中心軸向荷重		全 軸 徑	全 軸 徑	js6	-
推拔孔軸承(0 級)(附套接套筒或拔出套筒)					
全負荷		全 軸 徑	全 軸 徑	h9/IT5 ¹⁾	傳動軸等亦可用 h10/IT7 ¹⁾

註 1) IT5 及 IT7 為表示軸之圓度公差與圓筒度公差之值

備考：本表適用於鋼製實心

表 8-3 徑向軸承與軸承殼(箱)的配合推薦表(ISO Normal Class、Class 6)

軸承殼(箱)	條件		軸承殼(箱)孔的公差範圍等級	備考	
	負荷的種類等	外環的軸向移動 ¹⁾			
整體型軸承殼(箱)或分割型軸承殼(箱)	外環靜止負荷	全部負荷的條件	容易移動。	H7	大型軸承或外環與軸承殼(箱)之溫度差大時 G7 亦可。
		輕負荷或普通負荷	容易移動。	H8	-
		軸與內環的溫度高	容易移動。	G7	大型軸承或外環與軸承殼(箱)之溫度差大時 F7 亦可。
整體型軸承殼(箱)	外環迴轉負荷	輕負荷或普通負荷而需精密迴轉時	原則上不能移動。	K6	主要適用於滾子軸承
			可以移動。	JS6	主要適用於滾珠軸承
		需安靜的運轉	容易移動。	H6	-
	方向不定負荷	輕負荷或普通負荷	通常可移動。	JS7	需要精密時以 JS6, K6 取代 JS7, K7。
		普通負荷或重負荷	原則上不能移動。	K7	
		大衝擊負荷	不能移動。	M7	-
	外環迴轉負荷	輕負荷或變動負荷	不能移動。	M7	-
普通負荷或重負荷		不能移動。	N7	主要適用於滾珠軸承	
薄壁軸承殼(箱)重負荷或大衝擊負荷		不能移動。	P7	主要適用於滾子軸承	

註 1) 對非分離型軸承而言, 表示外環能否軸方向移動之區別。

備考：1. 本表適用於鑄鐵製軸承殼(箱)或鋼製軸承殼(箱)。

2. 軸承僅承受中心軸向負荷時, 選擇能使外環產生徑向間隙的公差域等級。

表 8-4 電動機用軸承的配合推薦表

軸及殼	深溝滾珠軸承		滾柱軸承	
	軸徑或軸承殼(箱)孔徑 mm	軸或孔的公差範圍等級	軸徑或軸承殼(箱)孔徑 mm	軸或孔的公差範圍等級
軸	~ 18	j5	~ 40	k5
	18 ~ 100	k5	40 ~ 160	m5
	100 ~ 160	m5	160 ~ 200	n6
殼	全尺寸	H6 或 J6	全尺寸	H6 或 J6

8.4 配合之嵌合壓力和拉拔力

表 8-5 列出配合面之嵌合壓力和最大容許應力的計算式。式 8-5 和 8-6 可用來計算內環和軸或外環之間配合所需之拉拔力：

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots(8-5)$$

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots(8-6)$$

在此, K_d : 內環嵌合壓力或拉拔力 N 或 kgf

K_D : 外環嵌合壓力或拉拔力 N 或 kgf

P : 配合表面壓力(如表 8-6 所示) Mpa 或 kgf/mm²

d : 軸直徑或內環內徑 mm

D : 軸承殼(箱)內徑或外環外徑 mm

B : 內環或外環寬度 mm

μ : 滑動摩擦係數(如表 8-6 所示)

表 8-6 嵌入和拉拔滑動摩擦係數

形式	μ
內(外)環嵌入圓柱軸	0.12
內(外)環自圓柱軸拉拔出	0.18
內環緩慢的嵌入軸或套筒	0.17
內環緩慢的自軸拉拔出	0.14
套筒嵌入軸(軸承)	0.30
套筒自軸(軸承)拉拔出	0.33

表 8-5 配合表面壓力和最大容許應力

配合情形	公式	符號說明 (單位: N 或 kgf, mm)
配合表面壓力 Mpa 或 kgf/mm ²	實心鋼鐵製的軸 (內環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{d_{eff}}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	d : 軸直徑或內環內徑 d_0 : 中空軸內徑 D_i : 內環溝徑
	中空鋼鐵製的軸 (內環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{d_{eff}}{d} \frac{[1 - (d/D_i)^2][1 - (d_0/d)^2]}{[1 - (d_0/D_i)^2]}$	d_{eff} : 有效緊度 E : 彈性係數, 其它材料參考附件四 =208,000Mpa 或 21200kgf/mm ²
	鋼鐵製的軸承殼 (箱) (外環配合) $P = \frac{E}{2} \frac{D_{eff}}{D} \frac{[1 - (D_0/D_i)^2][1 - (D/D_h)^2]}{[1 - (D_0/D_h)^2]}$	D : 軸承殼(箱)內徑 或外環外徑 D_0 : 內環溝徑 D_h : 軸承殼(箱)外徑 D_{eff} : 有效緊度
最大容許應力 Mpa 或 kgf/mm ²	軸 (內環配合) $\sigma_{i,max} = P \frac{1 + (d_0/D_i)^2}{1 - (D_0/D_i)^2}$	內環內徑表面最大容許應力
	軸承殼(箱) (外環配合) $\sigma_{i,max} = P \frac{2}{1 - (D_0/D)^2}$	外環外徑表面最大容許應力