

◇ラジアル軸受(等級0級)の許容差及び許容値

(1) 内輪 単位 μm

呼び軸受内径 $d(\text{mm})$	Δd_{mp}		直径系列				V_{dmp}	K_{ia}	単体軸受				組合せ軸受(2)		V_{Bs}
			9, 0.1, 2.3, 4						ΔB_s						
			上	下	最大	最大			上	下	上	下			
0.6(1)	2.5	0	-8	10	8	6	6	10	0	-40	0	-	12		
2.5	10	0	-8	10	8	6	6	10	0	-120	0	-250	15		
10	18	0	-8	10	8	6	6	10	0	-120	0	-250	20		
18	30	0	-10	13	10	8	8	13	0	-120	0	-250	20		
30	50	0	-12	15	12	9	9	15	0	-120	0	-250	20		
50	80	0	-15	19	19	11	11	20	0	-150	0	-380	25		
80	120	0	-20	25	25	15	15	25	0	-200	0	-380	25		
120	180	0	-25	31	31	19	19	30	0	-250	0	-500	30		
180	250	0	-30	38	38	23	23	40	0	-300	0	-500	30		
250	315	0	-35	44	44	26	26	50	0	-350	0	-500	35		
315	400	0	-40	50	50	30	30	60	0	-400	0	-630	40		
400	500	0	-45	56	56	34	34	65	0	-450	-	-	50		
500	630	0	-50	63	63	38	38	70	0	-500	-	-	60		
630	800	0	-75	-	-	-	-	80	0	-750	-	-	70		
800	1000	0	-100	-	-	-	-	90	0	-1000	-	-	80		
1000	1250	0	-125	-	-	-	-	100	0	-1250	-	-	100		
1250	1600	0	-160	-	-	-	-	120	0	-1600	-	-	120		
1600	2000	0	-200	-	-	-	-	140	0	-2000	-	-	140		

① 0.6mmは、この寸法区分に含まれる。 ② 組合せ軸受用として製作された個々の軌道輪に適用する。

(2) 外輪

呼び軸受外径 $D(\text{mm})$	ΔD_{mp}		開放軸受				シール軸受、シールド軸受				(4) V_{Dmp}	K_{ea}	ΔC_s		V_{Cs}
			直径系列				$V_{Dp(4)}$								
			上	下	最大	最大	最大	最大	上	下					
2.5(3)	6	0	-8	10	8	6	10	6	15	-	-	-	-		
6	18	0	-8	10	8	6	10	6	15	-	-	-	-		
18	30	0	-9	12	9	7	12	7	15	-	-	-	-		
30	50	0	-11	14	11	8	16	8	20	-	-	-	-		
50	80	0	-13	16	13	10	20	10	25	-	-	-	-		
80	120	0	-15	19	19	11	26	11	35	-	-	-	-		
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	40	-	-	-	-		
150	180	0	-25	31	31	19	38	19	45	-	-	-	-		
180	250	0	-30	38	38	23	-	23	50	同じ軸受のdに対する ΔB_s の許容差による。	同じ軸受のdに対する ΔB_s の許容値による。	-	-		
250	315	0	-35	44	44	26	-	26	60	-	-	-	-		
315	400	0	-40	50	50	30	-	30	70	-	-	-	-		
400	500	0	-45	56	56	34	-	34	80	-	-	-	-		
500	630	0	-50	63	63	38	-	38	100	-	-	-	-		
630	800	0	-75	94	94	55	-	55	120	-	-	-	-		
800	1000	0	-100	125	125	75	-	75	140	-	-	-	-		
1000	1250	0	-125	-	-	-	-	-	160	-	-	-	-		
1250	1600	0	-160	-	-	-	-	-	190	-	-	-	-		
1600	2000	0	-200	-	-	-	-	-	220	-	-	-	-		
2000	2500	0	-250	-	-	-	-	-	250	-	-	-	-		

③ 2.5mmは、この寸法区分に含まれる。 ④ 止め輪が取り付けられていないときに適用する。

寸法差 寸法の不同 回転精度
 Δd_{mp} : 平面内平均内径の寸法差 V_{dmp} : 平面内内径不同 V_{Dmp} : 平面内平均外径の不同 K_{ia} : 内輪のラジアル振れ
 ΔD_{mp} : 平面内平均外径の寸法差 V_{Dmp} : 平面内平均内径の不同 V_{Bs} : 内輪幅不同 K_{ea} : 外輪のラジアル振れ
 ΔB_s : 実測内輪幅の寸法差または中央軌道盤の高さの寸法差 V_{Dp} : 平面内外径不同 V_{Cs} : 外輪幅不同
 ΔC_s : 実測外輪幅の寸法差

◇位置決めスイッチのIPコードについて

・当カタログ記載のIPコードは、IEC 529:1989の「器具に対する保護内容」に基づくものです。切削油、薬剤、粉塵など使用条件、環境によってはシール性に影響する場合がありますので、ご注意ください。

(International Protection) **IP 6 7**
 第一特性数字(0~6): 外来固形物の侵入
 第二特性数字(0~8): 有害な影響を伴う水の侵入

特性数字	外来固形物の侵入	有害な影響を伴う水の侵入
0	無保護	無保護
1	直径50mm以上の外来固形物に対して保護されている。	垂直に滴下する水に対して保護されている。
2	直径12.5mm以上の外来固形物に対して保護されている。	15度以内で傾斜しても垂直の滴下する水に対して保護されている。
3	直径2.5mm以上の外来固形物に対して保護されている。	散水(spraying water)に対して保護されている。
4	直径1.0mm以上の外来固形物に対して保護されている。	水の飛沫(splashing water)に対して保護されている。
5	防塵形: 器具の動作を阻害する量の塵埃が侵入しない。	あらゆる方向からの噴流水に対して保護されている。
6	耐塵形: 塵埃の侵入がない。	あらゆる方向からのジェット噴流水(爆噴流)に対して保護されている。
7	-	一時的に水に浸しても有害な影響の生じる量の水が侵入しない。
8	-	関係者間で取り決めた数字7より厳しい条件下で継続的に水中に沈めた時、有害な影響の生じる量の水が侵入しない。

■コイルスプリングの使用方法和注意点

ミスマスのコイルスプリング(丸線コイルスプリングは除く)は最適な断面形状の設計を随時行い、耐久性の向上に努めております。ご安心してご使用頂くために下記の注意点、避けていただきたい使用方法を十分にご注意ください。

- スプリングガイドなしでの使用**
スプリングガイドなしで使用した場合、スプリングに座屈、胴曲がり等が発生し、曲がりの内側が局部的に高応力となり折損に至ります。必ずシャフト、外径ガイド等のスプリングガイドを使用してください。
*基本的には、内径側ガイドにて、シャフトは上面から下面に貫通して使用して頂くのが理想的です。
- スプリングの内径とシャフトについて**
シャフトとのクリアランスが小さいと、シャフトによりスプリングの内径が摩擦して、摩擦部を起点として折損に至ります。また、シャフトとのクリアランスが大きいと座屈等の原因となります。シャフト径を内径より-1.0mm程度に設定する事をお奨めします。
また、自由長の長いスプリング(自由長/外径が4以上のスプリング)は図-1のようにシャフトに段差をつけ、胴曲がり時の内径接触を避けてください。
- スプリングの外径とザグリ穴について**
ザグリ穴とのクリアランスが小さいと、スプリングはたわむと外径側に膨らむため外径が拘束され、応力集中により折損に至ります。ザグリ穴径を外径より+1.5mm程度に設定する事をお奨めします。自由長の長いスプリングは、図-1のようなザグリ穴形状が理想的です。
- シャフト長さ・ザグリ穴深さが短い場合**
ガイド長さが短いと、スプリングが座屈したときにガイド先端部が接触し、摩擦により折損に至ります。ガイド長さを初期設定高さ $\times 1/2$ 以上にされる事をお奨めします。またC3程度の面取りを施行してください。
- 最大タワミ(30万回条件)を越えての使用(密着付近での使用)**
30万回条件を越えて使用した場合、断面に計算以上の高応力が発生して折損に至ります。また、密着長付近では、有効巻部が徐々に密着していき、ばね定数が高くなるため図-2のように荷重線図が立ち上がるので、高応力が発生して折損に至ります。30万回条件を越えての使用はご注意ください。
- 初期タワミなしでの使用**
隙間があるとスプリングが上下に動き衝撃力が加わり、胴曲がりや座屈が発生します。初期タワミをとるとスプリングの上下面が安定します。
- スクラップ、異物を挟んだ状態での使用**
異物が挟まりますとその部分は有効巻として作用しなくなり、図-3のようにそれ以外の部分がたわみ、実質的に有効巻が減少したのと同じようになり高応力が発生して折損に至ります。スクラップ、異物が入りこまないようご注意ください。
- 取付面の平行度が悪い場所での使用**
取付面の平行度が悪いと、スプリングに胴曲がりが発生し、曲がりの内側が局部的に高応力となり折損に至ります。また、図-4のように金型の平行度が悪い場合も、スプリングの曲がり、30万回条件を越える等により折損に至ります。30万回条件を越えないよう取付面の平行度を改善してください。
- スプリングを直列にしての使用**
直列で使用した場合、図-5のようにスプリングが曲がり、場合によってはシャフト・ザグリ穴に乗り上げてしまい、①と同じ理由で折損に至ります。また、スプリングの荷重のばらつきにより、荷重の弱いスプリングが強いスプリングに負けてしまい(図-6)、弱いスプリングのたわみが増え耐久性の差や折損の原因となります。
- スプリングをダブルにしての使用**
図-7のようにダブルで使用した場合、スプリングが座屈したとき、インナーがアウターの線間に入り込み(またはその逆)④と同じ理由で折損に至ります。
- スプリングを横にしての使用**
スプリングを横に使用した場合、シャフトによりスプリングの内径が摩擦して、摩擦部を起点として折損に至ります。

ミスマス耐久試験条件

①スプリングガイド方式
シャフト貫通
シャフト径: d より-1.0mm

②初期たわみ
1.0mm

③振幅
30万回条件値のたわみ量

④速度
180spm
*使用状況により、耐久回数は異なる場合があります。

図-1
シャフト形状とザグリ穴形状の寸法図。内径 $\times 0.8$ 、外径 $\times 1.2$ 、C3面取り、初期設定高さ $\times 1/2$ 以上、シャフト径 $(d-1)$ 、ザグリ穴径 $(D+1)$ 。

図-2
荷重線図。横軸は密着長、縦軸は荷重(kgf)。30万回条件を示す。

図-3
異物が挟まった状態の断面図。Pは荷重、dは内径、Dは外径。

図-4
取付面の平行度が悪い場合の断面図。最大たわみと密着長を示す。

図-5
直列に使用した場合の断面図。たわみ大とたわみ小を示す。

図-6
ダブルに使用した場合の断面図。弱と強の巻部、荷重が均等になるように調整されている。

図-7
ダブルに使用した場合の断面図。アウターとインナーの線間入り込みを示す。