

# 解説

## Part A

### 解説

1. 転がり軸受の形式と特徴 ..... A 005
2. 軸受の選定 ..... A 019
3. 軸受配列の選定 ..... A 025
4. 軸受寸法の選定 ..... A 030
5. 回転速度 ..... A 097
6. 軸受の主要寸法と呼び番号 ..... A 103
7. 軸受の主要寸法の公差及び回転精度 ..... A 125
8. 軸受のはめあいとすきま ..... A 153
9. 軸受の予圧 ..... A 191
10. 軸受の摩擦 ..... A 215
11. 潤滑 ..... A 227
12. 軸受材料 ..... A 243
13. 軸及びハウジングの設計 ..... A 269



## 1. 転がり軸受の形式と特徴

1.1 形式と分類 .....	A 006
1.2 形式と特徴 .....	A 006
1.3 軸受の大きさによる分類 .....	A 013
1.4 軸受の接触角と軸受形式 .....	A 016
1.5 軸受にかかる荷重と種類 .....	A 017



■ 転がり軸受の形式と特徴

1 転がり軸受の形式と特徴

1.1 形式と分類

転がり軸受（以下、軸受ともいう。）は、一般に軌道輪、転動体及び保持器から構成されており、主として負荷する荷重の方向によって、ラジアル軸受とスラスト軸受に区分される。

更に、転動体の種類によって、玉軸受ところ軸受とに分けることができ、その形状や特定の用途によっても分類できる。

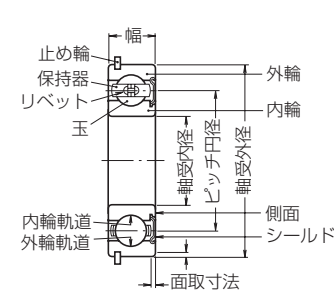
代表的な形式の軸受について、各部の名称を図1.1に示し、一般的な転がり軸受の分類を、図1.2（A008～A009ページ）に示す。

1.2 形式と特徴

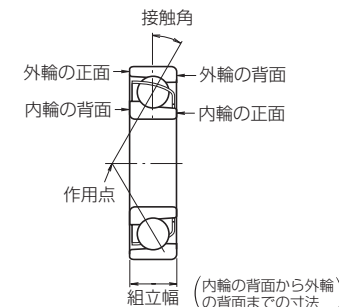
転がり軸受は、滑り軸受と比較した場合、次のような特長をもっている。

- (1) 起動摩擦が小さく、かつ、動摩擦との差も小さい。
- (2) 国際的に標準化、規格化が進んでいるので、互換性があり、交換使用が可能である。
- (3) 軸受周りの構造を簡略にすることができ、保守・点検が容易である。
- (4) 一般には、ラジアル荷重とアキシャル荷重を同時に受けることができる。
- (5) 高温度、低温度での使用が比較的容易である。
- (6) 剛性を高めるため、負のすきま（予圧の状態）にしても使用できる。

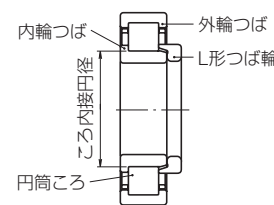
更に、転がり軸受は形式ごとに、それぞれ特徴をもっている。代表的な転がり軸受について、その特徴をA010～A013ページ及び表1.1（A014～A015ページ）に示す。



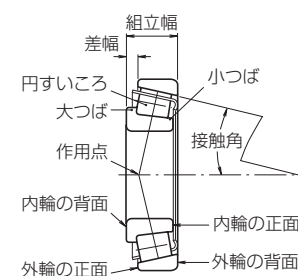
単列深溝玉軸受



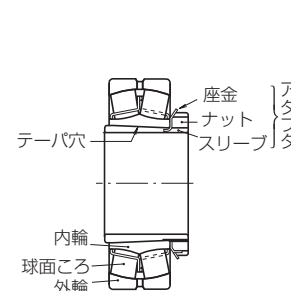
単列アンギュラ玉軸受



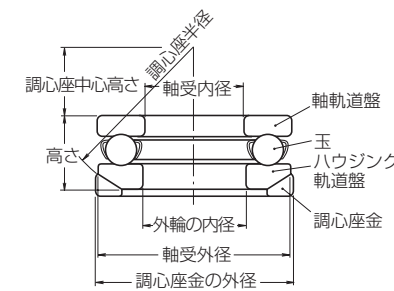
円筒ころ軸受



円すいころ軸受



自動調心ころ軸受



単式スラスト玉軸受

図 1.1 軸 受 各 部 の 名 称

■転がり軸受の形式と特徴

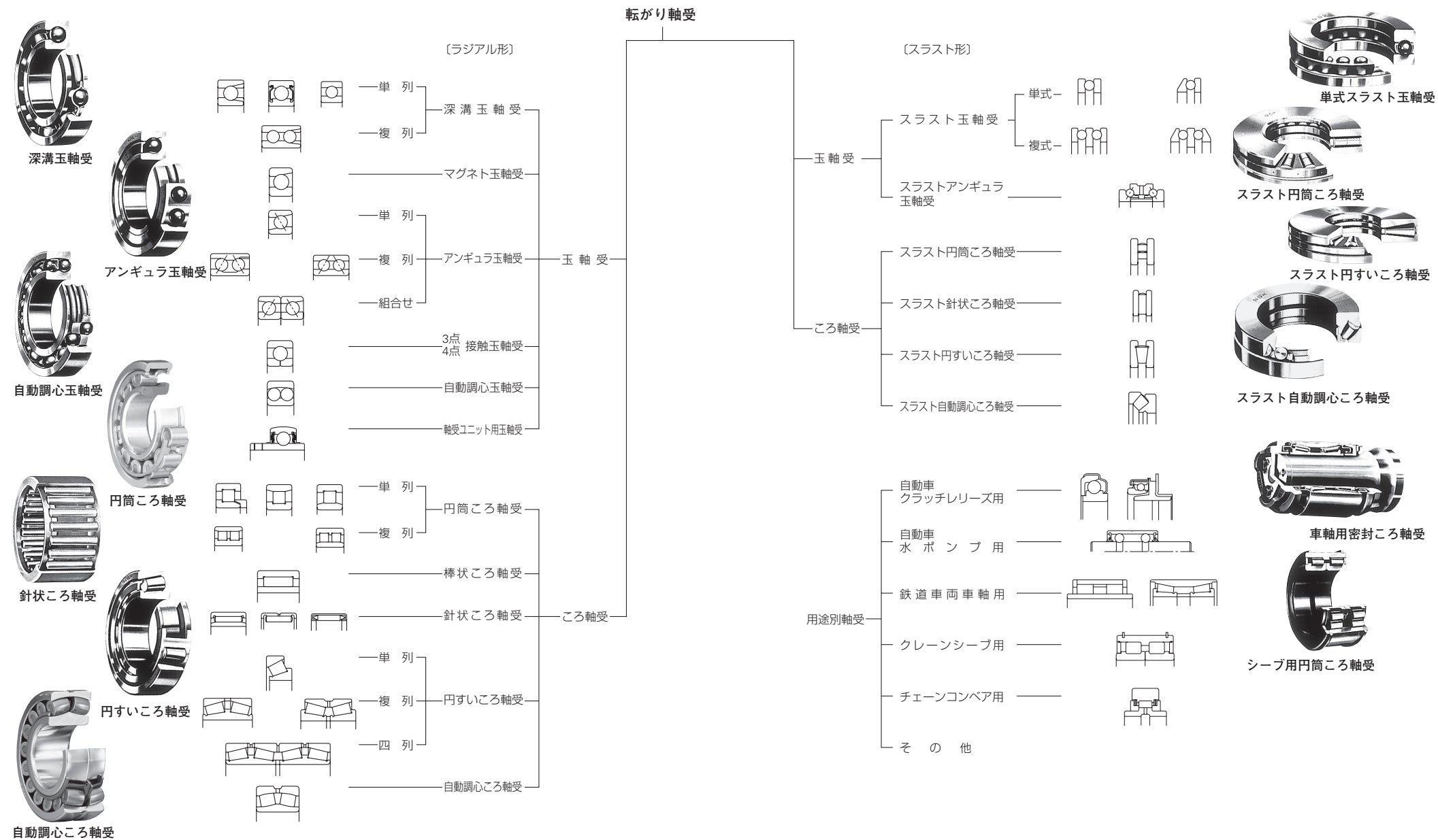
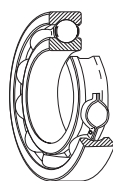


図 1.2 転がり軸受の分類

■転がり軸受の形式と特徴

単列深溝玉軸受



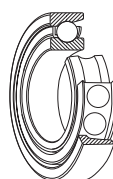
単列深溝玉軸受は、転がり軸受の中で最も代表的な形式であり、その用途は広い。内輪・外輪に設けられた軌道の溝は、転動する玉の半径より、わずかに大きい半径の円弧の横断面をなしている。

ラジアル荷重のほか、両方向のアクシアル荷重を負荷することができる。摩擦トルクが小さく、高速回転する箇所や低騒音、低振動が要求される用途に最も適している。

この軸受には、開放形のほかに、鋼板でシールドした軸受、ゴムシールで密封した軸受あるいは外輪外径に止め輪の付いた軸受がある。

一般に、鋼板の打抜き保持器が使用されている。

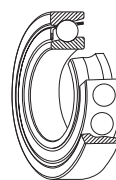
マグネット玉軸受



内輪の溝は深溝玉軸受より多少浅く、肩のない側の外輪内径は、外輪の溝底から円筒面になっている。したがって、外輪が分離できるので、軸受の取付けに便利である。通常、2個の軸受を対向させて使用する。軸受内径が4～20mmの小形の軸受である。主に、小形の発電機（マグネット）、ジャイロ、計器などに用いられている。

一般に、銅合金の打抜き保持器が使用されている。

単列アンギュラ玉軸受

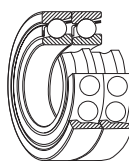


この形式の軸受は、ラジアル荷重と一方向のアクシアル荷重を負荷することができる。玉と内輪・外輪とは15°、25°、30°又は40°の接触角をもっている。接触角が大きくなるほどアクシアル荷重の負荷能力は大きくなり、接触角が小さいほど、高速回転には有利となる。

通常、2個の軸受を対向させ内部すきまを調整して使用する。

一般に、鋼板の打抜き保持器が用いられるが、接触角30°以下の高精度の軸受には、主にポリアミド成形保持器が使用されている。

組合せ軸受

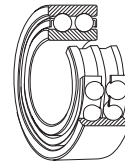


ラジアル軸受を2個以上組合せて一対にした軸受を組合せ軸受という。通常、アンギュラ玉軸受どうし又は円すいころ軸受どうしの組合せが多い。

組合せの種類として、外輪の正面を合わせた正面組合せ（DF形）、背面を合わせた背面組合せ（DB形）、及び同じ向きに並列組合せ（DT形）がある。

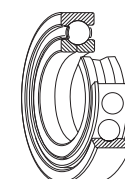
DF形及びDB形組合せの軸受は、ラジアル荷重と両方向のアクシアル荷重を負荷することができる。DT形は一方向のアクシアル荷重が大きい場合に用いられる。

複列アンギュラ玉軸受



複列アンギュラ玉軸受は、2個の単列アンギュラ玉軸受の外輪背面を合わせ、内輪及び外輪をそれぞれ一体とした構造の軸受である。したがって、両方向のスラスト負荷能力をもっている。

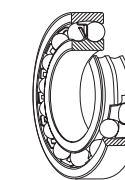
4点接触玉軸受



4点接触玉軸受は、中心軸に垂直な平面で内輪が2分割されている、内輪・外輪分離形の単列アンギュラ玉軸受である。1個の軸受で両方向のアクシアル荷重を負荷することができる。玉と内輪・外輪とは35°の接触角をもっている。この軸受1個で、正面組合せ又は背面組合せのアンギュラ玉軸受を置き換えることができる。

一般に、銅合金もみ抜き保持器が使用されている。

自動調心玉軸受



内輪は2列の軌道をもち、外輪の軌道は球面をなしている。球面の曲率中心は軸受中心と一致しているため、内輪、玉及び保持器は外輪に対して自由に傾くことができる。軸やハウジングの加工誤差や、取付不良などによって生じる軸心の狂いは、自動的に調整される。

なお、内輪テーパ穴の軸受もあり、アダプタによって取付けられる。

円筒ころ軸受



円筒状のころと軌道とが線接触をしている単純な形状の軸受である。負荷能力が大きく、主として、ラジアル荷重を負荷する。転動体と軌道輪のつばとの摩擦が小さいので、高速回転に適している。

軌道輪のつばの有無によって、NU、NJ、NUP、N、NF形などの単列軸受及びNNU、NN形の複列軸受がある。

いずれの形式も、内輪と外輪は分離できる。

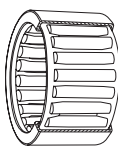
内輪又は外輪につばの無い形式の円筒ころ軸受は、内輪・外輪がアクシアル方向に相対移動できるので、自由側軸受として使用される。内輪又は外輪のいずれかに両つばがあり、他方の軌道輪が片つばの円筒ころ軸受は、一方向のアクシアル荷重をある程度負荷することができる。

複列の円筒ころ軸受は、ラジアル荷重に対する剛性が高く、主として、工作機械の主軸に用いられる。

主に鋼板打抜き保持器と銅合金もみ抜き保持器が用いられるが、一部にポリアミド成形保持器も使用されている。

## ■転がり軸受の形式と特徴

### 針状ころ軸受

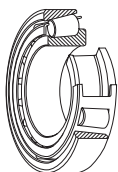


針状ころ軸受には、長さが直径の3～10倍の細長いころが数多く組み込まれている。したがって、軸受はころ内接円径に対する外径の割合が小さく、比較的大きなラジアル荷重能力をもっている。

針状ころ軸受には、外輪が特殊合金鋼板製のシェル形軸受、削り出し軌道輪のソリッド形軸受、軌道輪を省いたケージ&ローラ、カムフォロア形式の軸受などがある。また、内輪付き、内輪なしあるいは保持器付き、保持器なしなどの形式や区別がある。

保持器付きの軸受には、主として鋼板の打抜き保持器が使用される。

### 円すいころ軸受



円すい台形のころが転動体として組み込まれており、内輪の大つばによって案内される。

ラジアル荷重と一方向のアキシャル荷重とを負荷することができ、その能力は大きい。高負荷容量軸受として、ころ寸法ところ数を増加させたHRシリーズがある。

アンギュラ玉軸受と同様に、通常、2個の軸受を対向させて使用する。この場合、内輪どうし又は外輪どうしの間隔をアキシャル方向に調整することによって、適切な内部すきまを設定することができる。

分離形であるために、内輪と外輪とを別々に取付けることができる。

接触角の大きさにより、並こう配形、中こう配形及び急こう配形の軸受があり、ころの列数によって、複列及び四列の円すいころ軸受もある。

一般に、鋼板の打抜き保持器が用いられる。

### 自動調心ころ軸受



2列の軌道をもつ内輪と、軌道が球面の外輪との間に、転動面がたる形のころを組み込んだ軸受である。

外輪軌道面の曲率中心は、軸受中心と一致しているため、自動調心玉軸受と同様に調心性がある。したがって、軸やハウジングのたわみがある場合又は軸心の不一致がある場合には、自動的に調整され、軸受に無理な力が加わらない。

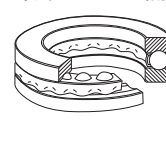
自動調心ころ軸受は、ラジアル荷重及び両方向のアキシャル荷重を負荷することができる。

ラジアル負荷能力が大きく、重荷重、衝撃荷重のかかる用途に適している。

内輪内径がテーパ穴の軸受は、直接テーパ軸に取付けるか、アダプタ又は取外しスリーブを使用して円筒軸に取付ける。

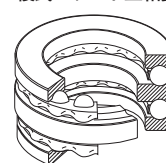
保持器には、鋼板打抜き保持器、銅合金もみ抜き保持器などが用いられる。

### 単式スラスト玉軸受



玉が転動する溝をもった座金状の軌道盤と玉を組み込んだ保持器とから構成されている。軸に取付ける軌道盤を軸軌道盤といい、ハウジングに取付ける軌道盤をハウジング軌道盤と呼ぶ。複式の軸受では、中央の軌道盤（中央軌道盤）を軸に取付けて使用する。

### 複式スラスト玉軸受



単式のスラスト玉軸受は、一方向のアキシャル荷重を受け、複式の軸受は、両方向のアキシャル荷重を負荷することができる。

取付誤差などの影響を軽減するため、ハウジング軌道盤に調心座金を付けた形式のスラスト玉軸受もある。

小形の軸受には、主として、鋼板の打抜き保持器が使われ、大形の軸受にはもみ抜き保持器が使用される。

### スラスト自動調心ころ軸受



転動面がたる形のころを斜めに配列したスラスト軸受である。ハウジング軌道盤の軌道が球面をなしているため、軸受は調心性をもっている。

スラスト負荷能力は非常に大きく、アキシャル荷重がかかっている場合、多少のラジアル荷重を負荷することができる。

鋼板打抜き保持器又は銅合金もみ抜き保持器が使用される。

## 1.3 軸受の大きさによる分類

転がり軸受の大きさは、次のように寸法区分される。

区分	呼び軸受内径	呼び軸受外径
ミニアチュア軸受	—	9mm未満
小径軸受	10mm未満	9mm以上
小形軸受	10mm以上	約80mmまで
中形軸受	—	約80mm~約180mmまで
大形軸受	—	約180mm~約800mmまで
超大形軸受	—	約800mmを超える

■転がり軸受の形式と特徴

表 1.1 転 が り 軸 受 の

軸受形式 特 性	深玉軸受	溝玉軸受	マグネット玉軸受	アンギュラ玉軸受	複列アンギュラ玉軸受	組合せアンギュラ玉軸受	4点接触玉軸受	自動調心玉軸受	円ころ軸受	筒ころ軸受	複列円筒ころ軸受	片つば付き筒ころ軸受
	ラジアル荷重	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	◎
アキシャル荷重	↔	←	←	↔	↔	↔	↔	↔	×	×	×	↔
合成荷重	○	○	○	○	○	○	○	○	×	×	×	○
高速回転	◎	○	◎	○	○	○	○	○	◎	◎	◎	◎
高精度	◎		◎		◎	◎	◎		◎	◎	◎	
低騒音 低トルク	◎								◎			
剛 性					◎				◎	◎	◎	◎
内輪・外輪の許容傾き	◎	○	○	○	○	○	◎	◎	◎	○	○	◎
調心作用							☆					
内輪・外輪の分離		☆					☆		☆	☆	☆	☆
固定側用	☆			☆	☆	☆	☆	☆				
自由側用	★			★	★	★	★	★	☆	☆		
内輪テーパ穴							☆			☆		
備 考		2個対向させて用いる。	接触角15°、25°、30°、40°、2個対向、すきま調整する。		ほかにDF、DT組合せがあるが、自由側には使用できない。	接触角は35°である。		N形を含む。	NNU形を含む。	NF形を含む。		
参照ページ	C005 C053	C005 C050	C072	C072 C106	C072	C072 C108	C114	C124	C124 C158	C124		

形 式 と 特 徴

つば付き筒ころ軸受	針状ころ軸受	円すいころ軸受	複列・多列円すいころ軸受	自動調心ころ軸受	スラスト玉軸受	調心座金付きスラスト玉軸受	複式スラストアンギュラ玉軸受	スラスト円ころ軸受	スラスト円すいころ軸受	スラスト自動調心ころ軸受	参 照
◎	◎	◎	◎	◎	×	×	×	×	×	○	—
↔	×	↔	↔	↔	←	←	↔	←	←	←	—
○	×	○	◎	◎	×	×	×	×	×	○	—
◎	◎	○	○	○	○	×	○	○	○	○	A022 A098
		◎			◎		◎				A023 A126 A151
											A023
◎	◎	◎	◎				◎	◎	◎		A023 A192
○	○	○	○	◎	×	◎	×	×	×	◎	A022 軸受形式別の小前文
				☆		☆				☆	A022
☆	☆	☆	☆		☆	☆	☆	☆	☆	☆	A023 A024
☆			☆	☆							A026～ A029
	☆		★	★							A026～ A029
					☆						A150 B008 B012
NUP形を含む。		2個対向させて用い、すきま調整する。	このほかKH、KV形があるが、ともに自由側に使用できない。					スラスト針状ころ軸受を含む。		油潤滑で使用する。	
C124	C341	C182	C182 C246	C258	C296	C296	—	C314	C322	C332	

凡 例 ◎ 特に可能 ○ 十分に可能 ◯ 可能 ◌ 少し可能 × 不可 ← 一方のみ ↔ 両方向  
☆ 適用可 ★ 適用可、ただし、軸受のはめあい面で軸の伸縮を逃がすようにする。

## ■転がり軸受の形式と特徴

### 1.4 軸受の接触角と軸受形式

軸受が荷重を負荷したときに転動体が内輪軌道面と接触する部分と外輪軌道面と接触する部分とを結んだ直線が、軸受回転軸に垂直な平面となす角を接触角 ( $\alpha$ ) と呼ぶ。

$\alpha$  の大きさによって、ラジアル軸受とスラスト軸受に区分される。

軸受にかかる荷重方向と接触角の関係を図1.3に示す。

ラジアル軸受  $\alpha : 0 \sim 45^\circ$   
(主にラジアル荷重をうける)

アキシアル軸受  $\alpha : 45 \sim 90^\circ$   
(主にアキシアル荷重をうける)

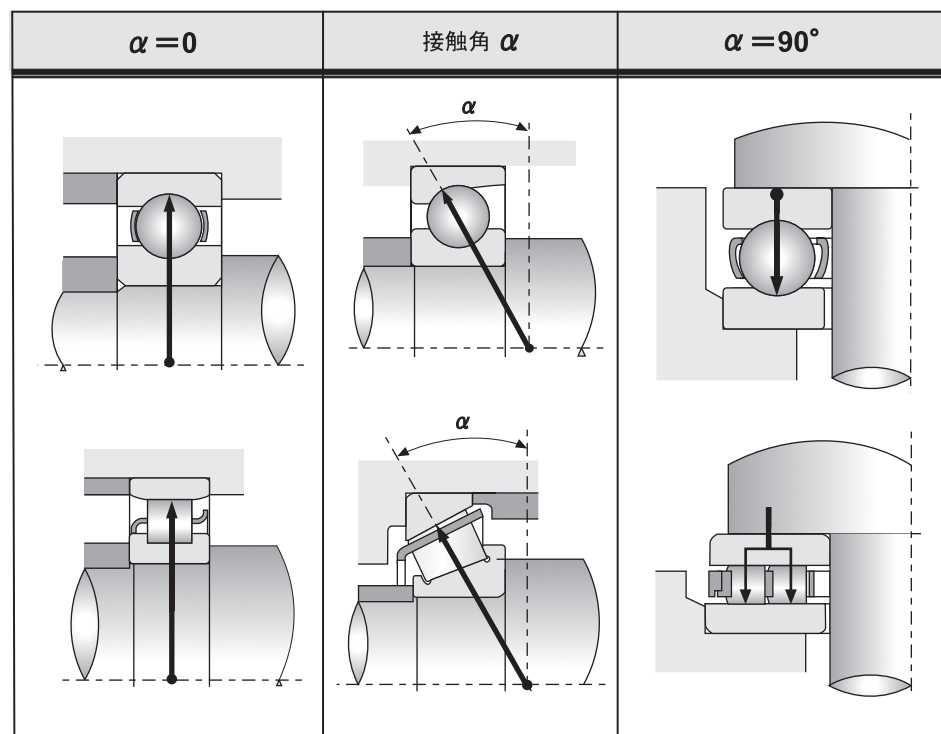


図 1.3 接触角 $\alpha$

### 1.5 軸受にかかる荷重の種類

深溝玉軸受の例を示す。

転がり軸受にかかる荷重の種類を図1.4に示す。

- (a) ラジアル荷重
- (b) アキシアル荷重
- (c) 合成荷重
- (d) モーメント荷重

荷重の種類や大きさによって、適切な軸受形式を選定することが重要である。

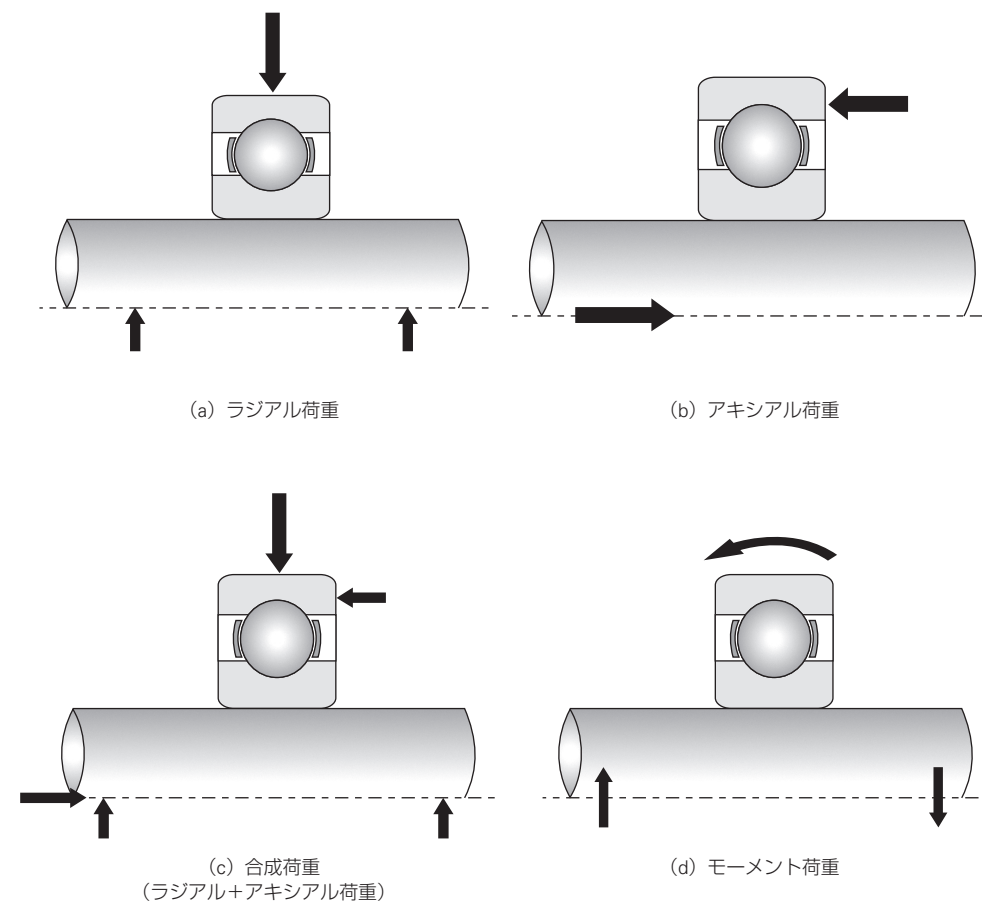


図 1.4 荷重の種類

## 2. 軸受の選定

2.1 軸受選定の概要 .....	A 020
2.2 軸受空間と軸受形式 .....	A 022
2.3 荷重と軸受形式 .....	A 022
2.4 許容回転数と軸受形式 .....	A 022
2.5 内輪・外輪の傾きと軸受形式 .....	A 022
2.6 剛性と軸受形式 .....	A 023
2.7 音響・トルクと軸受形式 .....	A 023
2.8 回転精度と軸受形式 .....	A 023
2.9 取付け・取外しと軸受形式 .....	A 023



■軸受の選定

2 軸受の選定

2.1 軸受選定の概要

転がり軸受を使用する各種機械装置、器具などに対する市場の要求性能はますます厳しくなり、軸受に要求される条件・性能も、ますます多様化している。

数多い形式と寸法の中から、それらの用途に最適な軸受を選定するためには、いろいろの角度から検討する必要がある。

軸受の選定に当たっては、通常、軸系としての軸受の配列、取付け・取外しの容易さ、軸受のために許容される空間、寸法、軸受の市場性などを考慮して、軸受形式を一応決定する。

次に、軸受を使用する各種機械の設計寿命と、軸受のさまざまな耐久限度とを比較検討しながら、軸受の寸法を決めていく。

軸受の選定に当たって、ややもすれば、軸受の疲れ寿命だけを考えがちであるが、グリースの劣化によるグリース寿命、摩耗、音響などについても、十分な検討を要することがある。

また、用途によっては、精度、(内部) すきま、保持器の形式、グリースなど、内部仕様に特別な考慮を払った軸受を選定する必要がある。

しかし、軸受の選定には一定の手順や規則はなく、軸受に要求される条件・性能に対して、最も関連する事項の検討を優先させるのが実際的である。新しい機械や特別な使用条件・環境条件で用いられる軸受を選定する場合には、NSKにご相談ください。

一般的な軸受選定の参考例として、その過程を図2.1に示す。

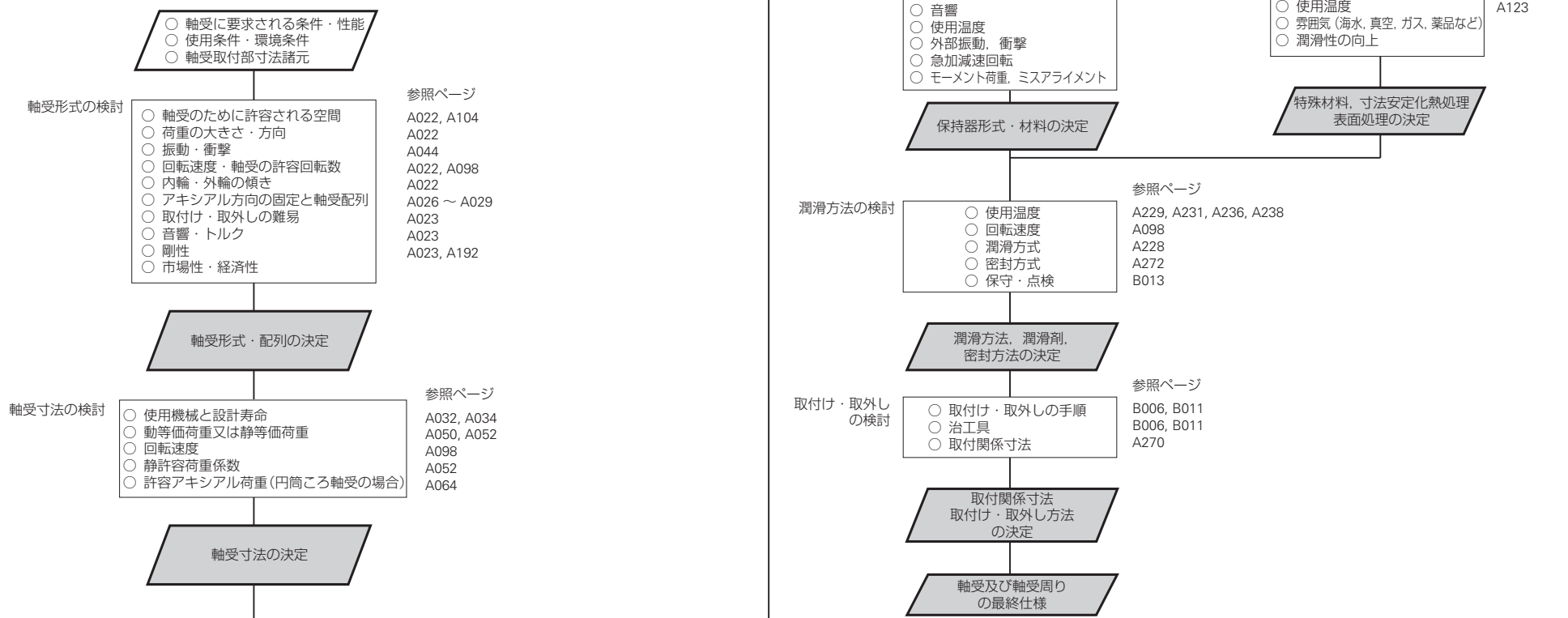


図 2.1 転がり軸受の選定過程の一例

## ■軸受の選定

### 2.2 軸受空間と軸受形式

転がり軸受とその周辺の設計とに許容される空間には制限があり、この範囲内で軸受の形式・寸法を選定しなければならない。多くの場合、機械の設計上、軸径が先に決められるので、軸受内径を基準に軸受を選定することが多い。

転がり軸受には標準化された多くの寸法系列と多くの形式とがあるため、この中から最適な軸受形式を選定することができる。

図2.2にラジアル軸受の寸法系列と、該当する軸受形式を示す。

### 2.3 荷重と軸受形式

軸受の荷重能力を表す基本定格荷重（A032ページ参照）と、それから求められるアキシャル荷重能力とを、軸受形式別に比較すれば、おおよそ図2.3に示すとおりである。したがって、同一寸法系列の軸受を比較した場合、玉軸受に比べころ軸受のほうが荷重能力は高く、

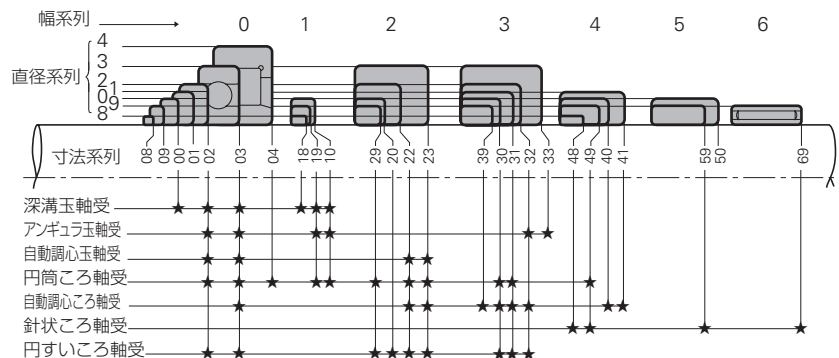


図 2.2 ラジアル軸受の寸法系列と軸受形式

軸受形式	ラジアル荷重能力				アキシャル荷重能力			
	1	2	3	4	1	2	3	4
単列深溝玉軸受	1	2	3	4	1	2	3	4
単列アンギュラ玉軸受	1	2	3	4	1	2	3	4
円筒ころ軸受 <sup>(1)</sup>	1	2	3	4	1	2	3	4
円すいころ軸受	1	2	3	4	1	2	3	4
自動調心ころ軸受	1	2	3	4	1	2	3	4

注<sup>(1)</sup> つば付き円筒ころ軸受は、ある程度のアキシャル荷重能力をもっている。

図 2.3 軸受形式による荷重能力比較

衝撃荷重のかかる用途には、有利である。

### 2.4 許容回転数と軸受形式

転がり軸受に許容される最高の回転数は、軸受の形式のほかに寸法、保持器の形式・材料、軸受荷重、潤滑方法、冷却状況などによって異なる。一般的な油浴潤滑の場合について、許容回転数の高い順に軸受形式を並べると、おおよそ図2.4のとおりである。

### 2.5 内輪・外輪の傾きと軸受形式

荷重による軸のたわみ、軸やハウジングの精度不良、取付誤差などにより、軸受の内輪と外輪との間に傾きが生じる。軸受に許容されるこの傾き角は、軸受形式や使用条件によって異なるが、通常0.0012ラジアン（4'）以下の小さな値である。

あらかじめ内輪・外輪に大きな傾きが予想される場合には、自動調心玉軸受、自動調心ころ軸受、軸受ユニツ

軸受形式	許容回転数の比較割合			
	1	4	7	10
深溝玉軸受	1	4	7	10
アンギュラ玉軸受	1	4	7	10
円筒ころ軸受	1	4	7	10
針状ころ軸受	1	4	7	10
円すいころ軸受	1	4	7	10
自動調心ころ軸受	1	4	7	10
スラスト玉軸受	1	4	7	10

備考 → は油浴潤滑の場合  
--- は軸受及び軸受周りに高速対策をした場合

図 2.4 軸受形式による許容回転数の比較

トなど、調心性のある軸受形式を選定する。

(図2.5、図2.6)

軸受の許容傾き角は、各形式の軸受寸法表の小前文に記載されている。

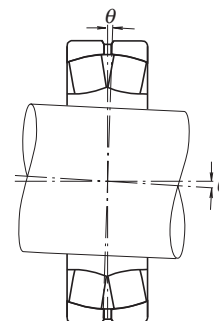


図 2.5 自動調心ころ軸受の許容調心角

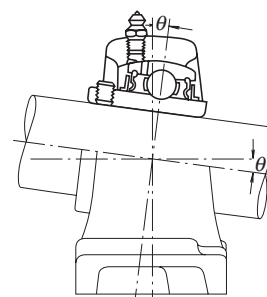


図 2.6 玉軸受ユニットの許容調心角

軸受形式	JISで規定されている最高の精度	内輪ラジアル振れの許容値の比較割合				
		1	2	3	4	5
深溝玉軸受	2級	1	2	3	4	5
アンギュラ玉軸受	2級	1	2	3	4	5
円筒ころ軸受	2級	1	2	3	4	5
円すいころ軸受	4級	1	2	3	4	5
自動調心ころ軸受	0級	1	2	3	4	5

図 2.7 軸受形式による内輪ラジアル振れ許容値の比較

### 2.6 剛性と軸受形式

転がり軸受が荷重を受けると、転動体と軌道との接触部に弾性変形を生じる。軸受の剛性は、軸受荷重と、内輪、外輪及び転動体の弾性変形量との割合によって決まる。

工作機械主軸などでは、軸の剛性ととも軸受の剛性をも高くする必要があります。玉軸受より荷重による変形の少ないころ軸受が選定されることが多い。

また、あらかじめ、軸受を負のすきまの状態にして使用する予圧法により、軸受の剛性を高めることができる。この方法には、アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受などが適している。

### 2.7 音響・トルクと軸受形式

転がり軸受は、精密加工技術によって製作されているので、音響やトルクが小さい。深溝玉軸受、円筒ころ軸受などには、用途に応じ音響等級が定められており、また、高精度ミニアチュア玉軸受には、起動トルクが規定されている。

電動機や計器などのように、低騒音・低トルクが要求される機器には、深溝玉軸受が適している。

### 2.8 回転精度と軸受形式

工作機械主軸など回転体の振れの精度が高く要求されたり、過給機などのように回転速度が速い用途には、精度等級が5級、4級、2級などの高精度な軸受が使用される。

転がり軸受の回転精度は、さまざまな項目について規定されており、軸受形式によって、規定されている精度等級が異なっている。軸受形式別に規格で定められている最も高い回転精度を、内輪のラジアル振れについて比較すれば、図2.7のとおりである。

したがって、高い回転精度が必要な用途には、主に深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受などが適している。

### 2.9 取付け・取外しと軸受形式

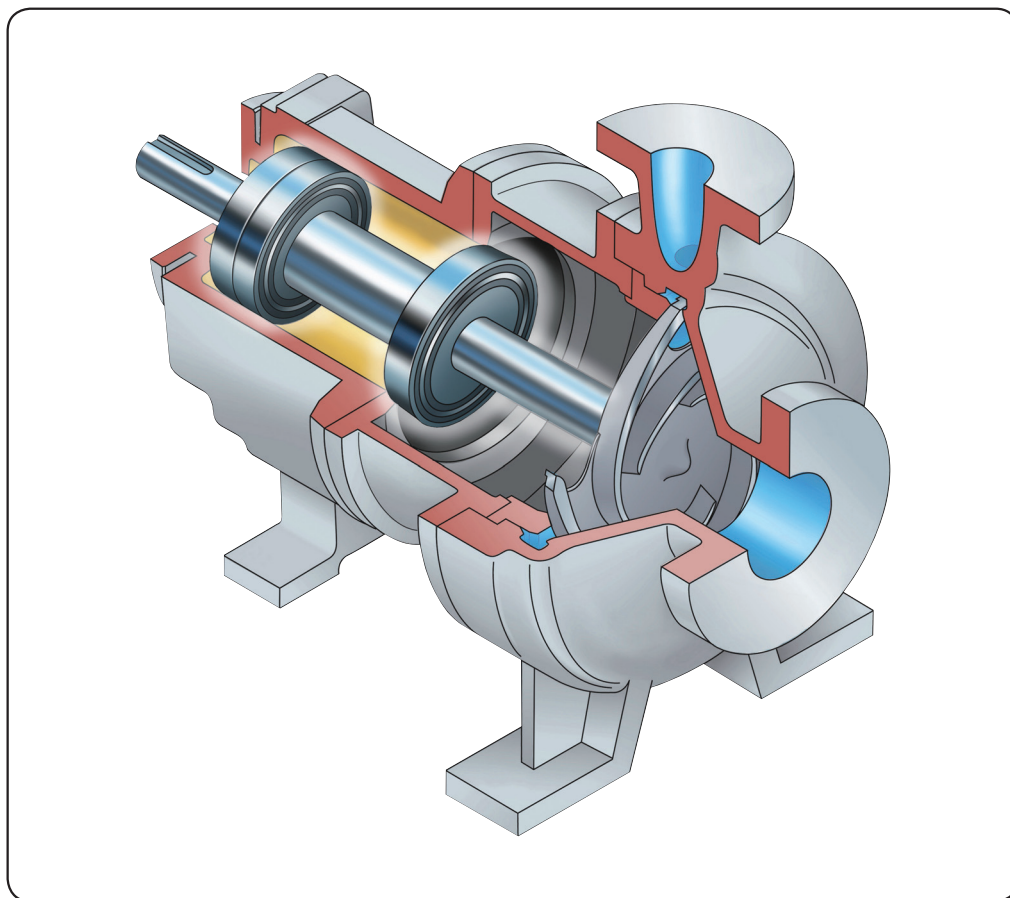
円筒ころ軸受、針状ころ軸受、円すいころ軸受など、内輪と外輪とが分離できる軸受形式のほうが、取付け・取外しに便利である。定期検査などにより、軸受の取外し・取付けを比較的多く行なう機械では、そのような軸受形式が適している。

テーパ穴の自動調心玉軸受、自動調心ころ軸受（小形のもの）などは、スリーブを用いることによって、比較的容易に取付け・取外しができる。

### 3. 軸受配列の選定

3.1 固定側軸受及び自由側軸受 ..... A 026

3.2 軸受配列の適用例 ..... A 027



■軸受配列の選定

3 軸受配列の選定

一般に、軸は2個の転がり軸受で支持される。軸受の配列を考える場合、次のような項目について検討が必要である。

- (1) 温度変化による軸の膨張・収縮
- (2) 軸受の取付け・取外しの容易さ
- (3) 軸のたわみや取付誤差による内輪と外輪との傾き
- (4) 軸受を含めた回転系全体としての剛性と予圧法
- (5) 最適な位置で荷重を負荷し伝達すること

3.1 固定側軸受及び自由側軸受

配列する軸受の中から1個だけ固定側軸受とし、軸受をアキシャル方向に位置決めし固定するために用いる。この固定側には、ラジアル荷重とともにアキシャル荷重も負荷できる形式の軸受を選定する。

固定側軸受を除く他の軸受は、ラジアル荷重のみを負荷する自由側軸受とし、温度変化による軸の膨張・収縮

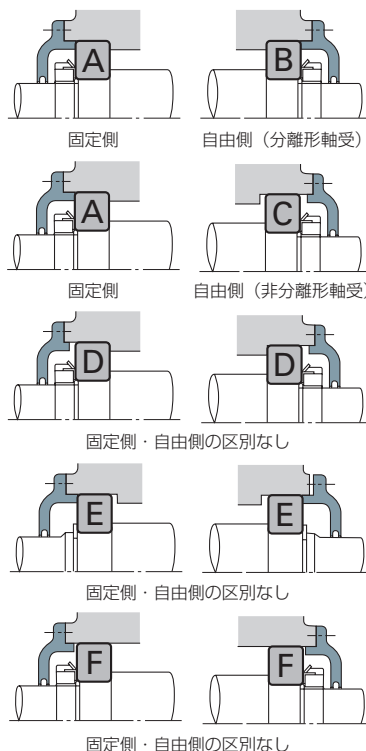
を逃がすようにする。また、アキシャル方向の取付位置の調整にも利用する。

温度変化による軸の伸縮対策が十分でないと、軸受に異常なアキシャル荷重がかかり、軸受の早期破損の原因ともなる。

自由側軸受としては、内輪と外輪とが分離でき、アキシャル方向にも移動できる形式の円筒ころ軸受 (NU, N形など)、ラジアル針状ころ軸受などが適しており、それらを用いると、取付け・取外しが容易になることも多い。

非分離形軸受を自由側に使用する場合には、普通、外輪とハウジングとの はめあい を すきまばめ とし、運転中の軸の膨張を軸受とともに逃がすようにする。また、内輪と軸との はめあい面 で逃がすこともある。

軸受間隔が短かく、軸の伸縮の影響が少ない場合には、一方だけアキシャル荷重を負荷できるアンギュラ玉軸受、円すいころ軸受などを、2個対向させて使用する。取付後のアキシャルすきま (アキシャル方向の動き量) は、ナットやシムなどで調整する。



<p><b>軸受 A</b> 深溝玉軸受 組合せアンギュラ玉軸受 複列アンギュラ玉軸受 自動調心玉軸受 つば輪付き円筒ころ軸受 (NH, NUP形)</p>	<p><b>軸受 B</b> 円筒ころ軸受 (NU, N形) 針状ころ軸受 (NA形など)</p>
<p><b>軸受 D, E (2)</b> アンギュラ玉軸受 円すいころ軸受 マグネット玉軸受 円筒ころ軸受 (NJ, NF形)</p>	<p><b>軸受 C (1)</b> 深溝玉軸受 組合せアンギュラ玉軸受 (背面組合せ) 複列アンギュラ玉軸受 自動調心玉軸受 複列円すいころ軸受 (KBE形) 自動調心ころ軸受</p>
	<p><b>軸受 F</b> 深溝玉軸受 自動調心玉軸受 自動調心ころ軸受</p>

注 (1) 図は外輪外径で軸の伸縮を逃がすようになっているが、内径側で逃がすこともある。

(2) 各形式ごとに軸受を2個対向させて使用する。

自由側・固定側の区別と、軸受配列及び軸受形式を図 3.1 に示す。

3.2 軸受配列の適用例

軸系としての予圧と剛性、軸の伸縮、取付誤差などを考慮した実際の軸受配列の代表的なものを、表 3.1 に示す。

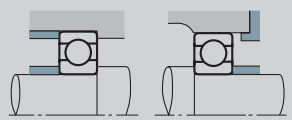
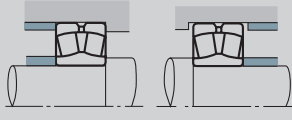
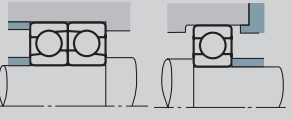
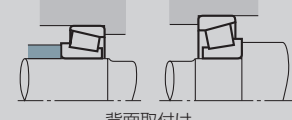
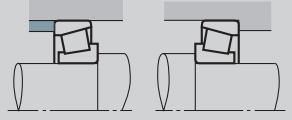
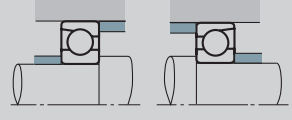
表 3.1 代表的な軸受配列と適用例

軸受配列		摘要	適用例 (参考)
固定側	自由側		
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○軸の伸縮があっても、軸受に異常なアキシャル荷重がかからない標準的な配列である。</li> <li>○取付誤差の少ない場合、高速の用途に適する。</li> </ul>	中形電動機、送風機など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○重荷重・衝撃荷重に耐え、アキシャル荷重もある程度負荷できる。</li> <li>○円筒ころ軸受は、各形式とも分離形であるため、内輪・外輪ともにしめしろが必要なときに適する。</li> </ul>	車両用主電動機など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○比較的荷重が大きな場合に用いられる。</li> <li>○固定側軸受に剛性を与えるため、背面取付けを用いる。</li> <li>○軸・ハウジングともに精度を良くし、取付誤差も少なくする必要がある。</li> </ul>	製鉄用テーブルローラ、旋盤主軸など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○あまり大きなアキシャル荷重がかからない場合で、内輪・外輪ともしめしろを必要とするときにも適用できる。</li> </ul>	製紙機械カレンダーロール、ディーゼル機関車車軸など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○高速回転でラジアル荷重が大きく、アキシャル荷重もかかるような用途に適している。</li> <li>○深溝玉軸受の外径と、ハウジング内径との間にすきまをもたせ、ラジアル荷重がかからないようにする。</li> </ul>	ディーゼル機関車変速機 など

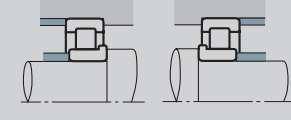
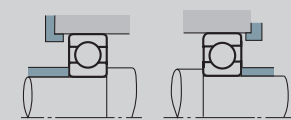
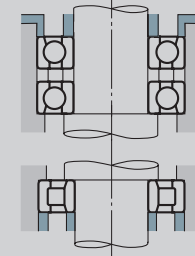
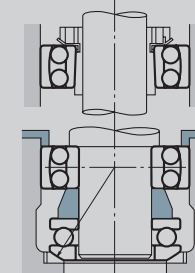
次ページに続く

■軸受配列の選定

表 3.1 代表的な軸受配列と適用例 (続き)

軸受配列		摘 要	適用例 (参考)
固定側	自由側		
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○極めて一般的な配列である。</li> <li>○ラジアル荷重のほかに、ある程度のアキシャル荷重も負荷できる。</li> </ul>	両吸込み形うす巻ポンプ、自動車変速機など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○取付誤差や軸のたわみのあるとき最も適した配列である。</li> <li>○荷重の大きい一般機械、産業機械などに多い。</li> </ul>	減速機、製鉄所テーブルローラ、木井クレーン走行車輪軸など
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○比較的大きなアキシャル荷重が、左右いずれの方向にも作用する場合に適する。</li> <li>○組合せアンギュラ玉軸受の代りに複列アンギュラ玉軸受を使用することもある。</li> </ul>	ウォームギヤ減速機など
固定側・自由側の区別のない場合		摘 要	適用例 (参考)
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○重荷重や衝撃荷重に耐えられるので、広く用いられる配列である。</li> <li>○背面取付けは、特に軸受間距離が短かくモーメント荷重の作用する場合に都合がよい。</li> <li>○正面取付けは、内輪にしめしろが必要な場合には、取付けが容易となる。また、一般に取付誤差があるときに有利である。</li> <li>○予圧の状態で使用する場合には、予圧の大きさと、すきま調整に注意を要する。</li> </ul>	自動車差動歯車装置ピニオン軸、自動車前輪・後輪、ウォームギヤ減速機など
			
			
		<ul style="list-style-type: none"> <li>○ラジアル荷重がそれほど大きくなく、比較的アキシャル荷重が大きいとき、高速用として用いられる。</li> <li>○予圧を与え軸に剛性をもたせる場合に適する。</li> <li>○モーメント荷重に対しては、正面取付けより背面取付けが有利である。</li> </ul>	研削盤のと石軸など

次ページに続く

固定側・自由側の区別のない場合	摘 要	適用例 (参考)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>○重荷重・衝撃荷重に耐える。</li> <li>○内輪・外輪とも しめしろ が必要なきにも使用できる。</li> <li>○運転中にアキシャルすきま が過小にならないよう注意する。</li> <li>○NF形+NF形の取付けもある。</li> </ul>	建設機械終減速装置など
	<ul style="list-style-type: none"> <li>○片方の軸受外輪の側面にばねを使用することもある。</li> </ul>	小形電動機、小形減速機、小形ポンプなど
たて形の場合	摘 要	適用例 (参考)
	<ul style="list-style-type: none"> <li>○組合せアンギュラ玉軸受が固定側。</li> <li>○円筒ころ軸受が自由側。</li> </ul>	たて形電動機など
	<ul style="list-style-type: none"> <li>○調心座の球面中心が自動調心玉軸受の中心に一致するようにする。</li> <li>○上部軸受は自由側である。</li> </ul>	たて形オーブナ (紡織機) など

## 4. 軸受寸法の選定

4.1 軸受の寿命	A 032	4.5.3 静許容荷重係数	A 052
4.1.1 転がり疲れ寿命・基本定格寿命	A 032	4.6 応用計算例	A 054
4.2 基本動定格荷重と疲れ寿命	A 032	4.7 軸受の形式と許容アキシアル荷重	A 058
4.2.1 基本動定格荷重	A 032	4.7.1 ラジアル玉軸受の接触角の変化と 許容アキシアル荷重	A 058
4.2.2 使用機械と設計寿命	A 034	(1) アキシアル荷重による接触角の変化	A 058
4.2.3 基本動定格荷重による軸受寸法の選定	A 035	(2) 深溝玉軸受の許容アキシアル荷重	A 062
4.2.4 温度による基本動定格荷重の補正	A 035	4.7.2 円筒ころ軸受の許容アキシアル荷重	A 064
4.2.5 基本定格寿命の補正	A 037	4.8 テクニカルデータ	A 066
4.2.6 複数個の軸受全体としての寿命計算	A 038	4.8.1 疲れ寿命と信頼度	A 066
4.2.7 NSK新寿命計算式	A 040	4.8.2 ラジアルすきまと疲れ寿命	A 068
4.2.8 NSK Micro-UT™を活用した高精度寿命予測技術	A 042	4.8.3 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命	A 070
4.3 軸受荷重の算定	A 044	4.8.4 円筒ころ軸受の内輪・外輪の傾きと 疲れ寿命	A 072
4.3.1 荷重係数	A 044	4.8.5 油膜パラメータと転がり疲れ寿命	A 074
4.3.2 ベルトまたはチェーン伝動のときの荷重	A 044	4.8.6 EHL油膜パラメータ計算図表	A 076
4.3.3 歯車伝動のときの荷重	A 045	(1) 油膜パラメータ	A 076
4.3.4 軸受への荷重配分	A 045	(2) 油膜パラメータ計算図表	A 076
4.3.5 変動する荷重の平均荷重	A 046	(3) 油不足及びせん断発熱の影響	A 080
4.3.6 回転荷重と静止荷重の合成	A 048	4.8.7 歯車の荷重計算	A 082
4.4 動等価荷重	A 050	(1) 平歯車、はすば歯車、やまば歯車にかかる 力の計算	A 082
4.4.1 動等価荷重の算定	A 050	(2) すぐばかさ歯車にかかる力の計算	A 086
4.4.2 アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の アキシアル方向分力	A 051	(3) まがりばかさ歯車にかかる力の計算	A 088
4.5 基本静定格荷重と静等価荷重	A 052	(4) ハイポイドギヤにかかる力の計算	A 090
4.5.1 基本静定格荷重	A 052	(5) ウォームギヤにかかる力の計算	A 094
4.5.2 静等価荷重	A 052		

## ■軸受寸法の選定

## 4 軸受寸法の選定

## 4.1 軸受の寿命

転がり軸受に要求される機能は、それぞれの用途によって異なっており、定められた期間を通して持続されることが必要である。軸受をある用途に正しく使用しても、ある時間を経過すると、音響・振動の増加、摩耗による精度低下、潤滑グリースの劣化、転がり面の疲労はく離 などによって、使用に耐えなくなる。この軸受の使用不能になるまでの期間が広義の軸受寿命であり、それぞれ音響寿命、摩耗寿命、グリース寿命、転がり疲れ寿命などと呼ばれている。

以上のような寿命のほか、軸受が使用に耐えなくなる現象には、焼付き、割れ・欠け、軌道輪の有害なかじり、保持器や密封シールの損傷などがある。これらは、軸受の故障として寿命と区別されるべき性質のものであり、軸受選定の誤り、軸・ハウジングと周辺的设计不良、取付不良、使用方法あるいは保守の誤りなどに起因することが多い。

## 4.1.1 転がり疲れ寿命・基本定格寿命

軸受が荷重を受けて回転すると、内輪・外輪の軌道面及び転動体の転道面は、絶えず繰返し荷重を受けるので、材料の疲れによって、フレーキングと呼ばれるうろこ状の損傷(図4.1)が、軌道面又は転動面に現われる。この最初のフレーキングが生じるまでの総回転数を、転がり疲れ寿命といい、狭義に寿命と呼ぶことが多い。

軸受の疲れ寿命は、寸法、構造、材料、熱処理、加工方法などを同じにした数多くの軸受を、同一条件で運転しても、相当大きなばらつきがある(図4.2)これは、材料の疲れそのものに本質的なばらつきがあるためである。したがって、この寿命のばらつきを統計的現象として取り扱い、次のように定義された基本定格寿命を用いる。

基本定格寿命とは、一群の同一呼び番号の軸受を、同一運転条件で個々に回転させたとき、そのうちの90%の軸受が、転がり疲れによるフレーキングを起こすことなく回転できる総回転数をいう。一定回転速度で運転される場合には、基本定格寿命を総回転時間で表わすことも多い。

軸受の寿命を検討する場合、この疲れ寿命だけを考えがちであるが、軸受に要求される機能によっては、いくつかの使用限度を併せて考えておく必要がある。例えば、グリース封入軸受のグリース寿命(11.潤滑A228ページ参照)は、おおよそ算定することができる。音響寿命や

摩耗寿命などは、軸受の用途によって使用限度の基準が異なるので、あらかじめ経験的な限度を決めておくことが多い。

## 4.2 基本動定格荷重と疲れ寿命

## 4.2.1 基本動定格荷重

転がり軸受の負荷能力を表わす基本動定格荷重とは、内輪を回転させ、外輪を静止させた条件で、定格疲れ寿命が100万回転(10<sup>6</sup> rev.)になるような、方向と大きさが変動しない荷重をいう。ラジアル軸受では方向と大きさが一定の中心ラジアル荷重を採り、スラスト軸受では中心軸に一致した方向で大きさが一定のアキシャル荷重を採る。基本動定格荷重  $C$  は、それぞれの軸受について、ラジアル軸受では  $C_r$ 、スラスト軸受では  $C_a$  として軸受寸法表に記載されている。

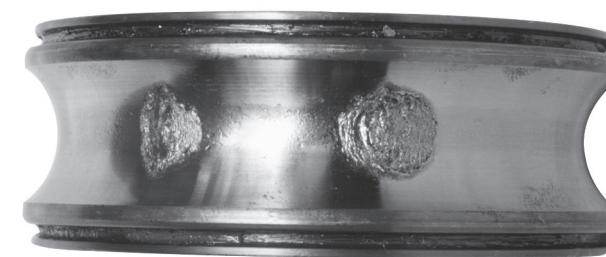


図 4.1 軌道面のフレーキング

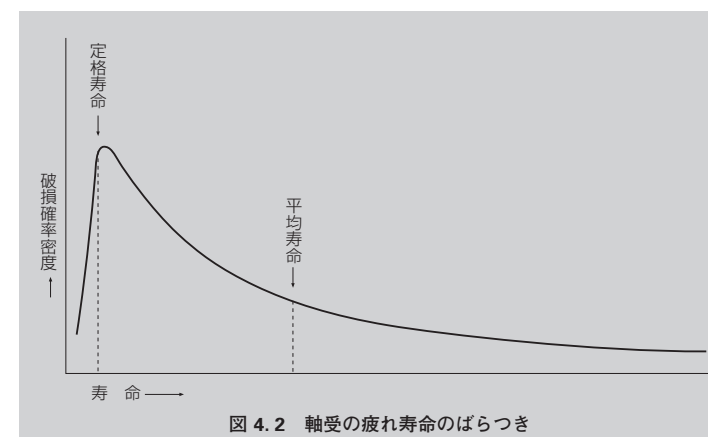


図 4.2 軸受の疲れ寿命のばらつき

## ■軸受寸法の選定

### 4.2.2 使用機械と設計寿命

軸受の選定にあたって、疲れ寿命をいたずらに長く採ることは、それだけ軸受が大きくなり経済的ではない。また、軸の強度、剛性、取付寸法などの点で、必ずしも

軸受の疲れ寿命だけを基準にできない場合もある。各種の機械に使われる軸受には、使用条件によって目安となる設計寿命があり、経験的な疲れ寿命係数（表4.2参照）で表わすと、表4.1のとおりである。

表 4.1 疲れ寿命係数  $f_h$  と使用機械例

条 件	$f_h$ の 値 と 使 用 機 械				
	～3	2～4	3～5	4～7	6～
ときどき又は短時間使用する	・家庭用掃除機、洗濯機などの小形電動機 ・電動工具	・農業機械			
常時使用しないが、確実な運転が要求される		・家庭用冷暖房機の電動機 ・建設機械	・コンベア ・エレベータ		
不連続であるが、比較的長時間運転する	・圧延機ローラネック	・小形電動機 ・デッキクレーン ・一般荷役クレーン ・ピニオンスタンド ・乗用車	・工場電動機 ・工作機械 ・一般歯車装置 ・振動ぶるい ・クラッシャ	・クレーンシーブ ・コンプレッサ ・重要な歯車装置	
1日8時間以上常時運転するか、連続で長時間運転する		・エスカレータ	・遠心分離機 ・空調設備 ・送風機 ・木工機械 ・大形電動機 ・客車車軸	・鉱山ホイスト ・プレスフライホイール ・車両用主電動機 ・機関車車軸	・製紙機械
24時間連続運転で、事故による停止が許されない					・水道設備 ・発電所設備 ・鉱山排水ポンプ

表 4.2 軸受の基本定格寿命・疲れ寿命係数・速度係数

区 分	玉 軸 受	ころ 軸 受
基本定格寿命	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_h^3$	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500f_h^{\frac{10}{3}}$
疲れ寿命係数	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
速度係数	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{1}{3}}$ $= (0.03n)^{-\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{3}{10}}$ $= (0.03n)^{-\frac{3}{10}}$

備考  $n, f_n$  ……図 4.3 (A036 ページ),  
付表 12 (E018 ページ) 参照  
 $L_h, f_h$  ……図 4.4 (A036 ページ),  
付表 13 (E019 ページ) 参照

### 4.2.3 基本動定格荷重による軸受寸法の選定

転がり軸受の基本動定格荷重、軸受荷重と基本定格寿命との間には、次のような関係がある。

$$\text{玉軸受では } L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\text{ころ軸受では } L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで  $L$  : 基本定格寿命 (10<sup>6</sup> 回転単位)  
 $P$  : 軸受荷重 (動等価荷重) (N), [kgf]  
…………… (A050ページ参照)  
 $C$  : 基本動定格荷重 (N), [kgf]  
ラジアル軸受では  $C_r$   
スラスト軸受では  $C_a$  で表わす。

軸受が一定回転速度で使用される場合、軸受の疲れ寿命は時間で表わしたほうが便利である。自動車、車両などでは一般に、走行軒数 (総回転数) で表わされる。

軸受の基本定格寿命を  $L_h$  (h) とし、回転速度を  $n$  (min<sup>-1</sup>)、疲れ寿命係数を  $f_h$ 、速度係数を  $f_n$  とすれば、表4.2のような関係が得られる。

軸受の使用条件として、軸受荷重  $P$  及び回転速度  $n$  が与えられ、機械に使われる軸受の設計寿命として疲れ寿命係数  $f_h$  を決定した場合、軸受に必要な基本動定格荷重  $C$  は、次式で求められる。

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (4.3)$$

この  $C$  を満足する軸受を、軸受寸法表の中から選定する。

### 4.2.4 温度による基本動定格荷重の補正

高温で転がり軸受を使用する場合、軸受の硬さが下がり、常温で使用する場合よりも、疲れ寿命が低下する。したがって、基本動定格荷重もそれだけ小さく見積っておく必要があり、次のように補正する。

$$C_t = f_t \cdot C \dots\dots\dots (4.4)$$

ここで  $C_t$  : 使用温度による補正をした基本動定格荷重 (N), [kgf]

$f_t$  : 温度係数 (表4.3)

$C$  : 基本動定格荷重 (N), [kgf]

軸受を120°C以上の高温で使用する場合、大形の軸受では寸法変化量が大いので、寸法安定化処理が必要である。

なお、寸法安定化処理を施した軸受の基本動定格荷重については、軸受寸法表に記載された基本動定格荷重より低くなるものもある。

表 4.3 温度係数  $f_t$  の値

軸受温度 °C	125	150	175	200	250
温度係数 $f_t$	1.00	1.00	0.95	0.90	0.75

■軸受寸法の選定

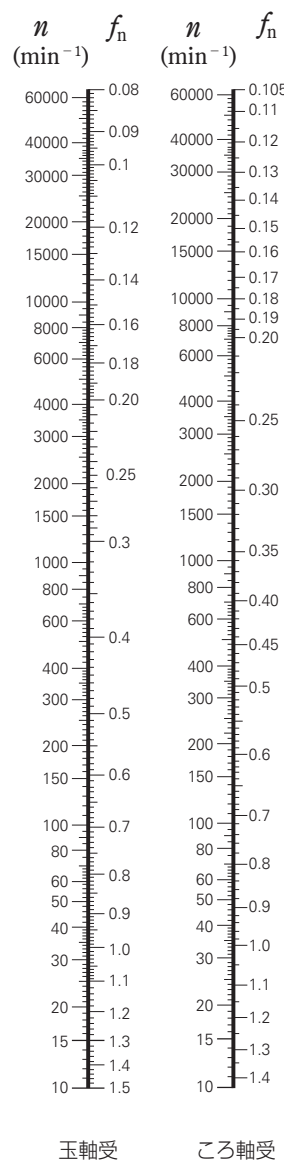


図 4.3 回転速度と速度係数

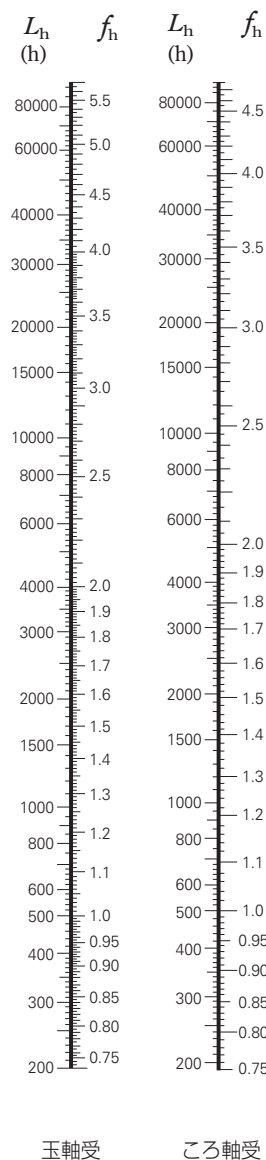


図 4.4 疲れ寿命係数と疲れ寿命

4.2.5 基本定格寿命の補正

基本定格寿命の基本式は前述のように

$$\text{玉軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (4.5)$$

$$\text{ころ軸受では } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (4.6)$$

で表わされ、 $L_{10}$ は信頼度90%の基本定格寿命と定義されている。しかし、使用する機械によっては、90%以上の高い信頼度で、疲れ寿命の推定を必要とする場合がある。

一方、軸受用鋼材の改良により、疲れ寿命も延びており、また、弾性流体潤滑理論の研究により軌道と転動体との接触部における潤滑油膜の厚さが疲れ寿命に影響することが解明されてきた。

これらを疲れ寿命計算に反映させるために、下記の補正係数を用いて基本定格寿命を補正することができる。

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots (4.7)$$

ここで  $L_{na}$ : 信頼度、材料の改良、潤滑条件などを考慮した疲れ寿命

$L_{10}$ : 信頼度90%の基本定格寿命

$a_1$ : 信頼度係数

$a_2$ : 軸受特性係数

$a_3$ : 使用条件係数

信頼度係数  $a_1$  は、90%以上の信頼度に対して、表4.4の値を採る。

軸受特性係数  $a_2$  は、材料の改良による疲れ寿命の延長を補正するための係数である。

NSKは厳選した真空脱ガス軸受鋼材を全面的に採用している。この材料を使用した標準軸受を当研究所において試験した結果、かなりの寿命改善の効果が認められている。軸受寸法表に記載した基本動定格荷重  $C_r$ 、 $C_a$  は材料及び製造技術の改良による寿命延長の効

果を考慮した数値である。したがって、式(4.7)を用いて寿命を推定する場合には、 $a_2$  は1以上の値とすればよい。

使用条件係数  $a_3$  は、軸受の使用条件、特に潤滑条件が疲れ寿命に及ぼす影響を補正する係数である。

軸受の内輪と外輪との間に傾きがなく、軸受の運転中に十分な油膜厚さが期待できる場合に、 $a_3 \geq 1$ とすることができる。しかしながら、次のような場合などでは、 $a_3 < 1$ となる。

- ・ 軌道輪と転動体との接触部における潤滑油の粘度が低い場合
- ・ 転動体の周速が非常に低い場合
- ・ 軸受温度が高い場合
- ・ 潤滑剤の中に異物、水分などが混入した場合
- ・ 内輪と外輪との間の傾きが大きい場合

使用条件係数  $a_3$  は、現状では未知の分野が多く、個々の使用条件によって定量的に示すのは難しい。また、軸受特性係数  $a_2$  は、使用条件に影響されるので、 $a_2$  及び  $a_3$  をそれぞれ独立の係数として取り扱わず、 $(a_2 \times a_3)$  の一つの値として一緒に扱う考え方もある。このとき一般的な潤滑条件、使用条件では、 $(a_2 \times a_3)$  の値として1を採ることができるが、潤滑油の粘度が低すぎる場合には0.2程度の小さな値ともなる。

軸受に傾きなどの影響もなく、高粘度の潤滑油が使用され、運転温度でも十分な流体油膜厚さが確保される場合には、 $(a_2 \times a_3)$  の値として2程度を採ることができる。

基本動定格荷重による軸受の選定については、それぞれの用途にふさわしい信頼度係数  $a_1$  を必要に応じ考慮し、従来からの同種機械での潤滑条件、温度条件、取付状態などを基準にして、機種別に、経験的に決められた  $\frac{C}{P}$  又は  $f_h$  の値から行なうことが望ましい。

なお、基本定格寿命を求める基本式(4.1)、(4.2)、(4.5)及び(4.6)は、非常に大きな荷重が作用する場合には、転動体と軌道との接触部に有害な塑性変形を生じるおそれがあり、ラジアル軸受では  $P_f$  が  $C_{or}$  (基本静定格荷重) 又は  $0.5C_r$  のいずれか小さいほうの値を超える場合、スラスト軸受では  $P_a$  が  $0.5C_a$  を超える場合には適用できないことがあります。ご注意ください。

表 4.4 信頼度係数  $a_1$  の値

信頼度 (%)	90	95	96	97	98	99
$a_1$	1.00	0.64	0.55	0.47	0.37	0.25

■軸受寸法の選定

4.2.6 複数個の軸受全体としての寿命計算

1台の機械に何個かの転がり軸受が使用されている場合、個々の軸受にかかる荷重がわかれば、それぞれの軸受の疲れ寿命を求めることができる。しかし、機械はその部分の軸受が破損しても運転できなくなるのが普通なので、1台の機械に使用されている軸受全体としての疲れ寿命を知ることが必要な場合もある。

軸受の疲れ寿命は、非常にばらつきの大きいものであり、我々の使っている疲れ寿命計算式  $L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$  は、軸受の90%寿命（数多くの同じ軸受を同じ条件で回転させたとき、90%の軸受が到達できる総回転数又は時間であり、定格疲れ寿命ともいう。）を表すものである。すなわち、1個の軸受に対する計算疲れ寿命の値は、90%の確率をもつものである。

複数個の軸受全体が、ある期間、耐え得る確率は個々の軸受が同じ期間、耐え得る確率の積になるので、複数個の軸受全体としての定格疲れ寿命は、単に、個々の軸受の定格疲れ寿命のうちの、最も短いものによって決まるのではなく、これより更に短いものになる。

いま、個々の軸受の定格疲れ寿命を  $L_1, L_2, L_3 \dots$  とし、軸受全体としての定格疲れ寿命を  $L$  とすれば、式 (4.8) のように表わされる。

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots \quad (4.8)$$

ここで、 $e=1.1$  (玉軸受、ころ軸受とも)

式 (4.8) の  $L$  は、図4.5を用いれば簡単に求めることができる。

式 (4.8) の  $L_1$  の値を図4.5の  $L_1$  尺に、 $L_2$  の値を  $L_2$  尺にとり、直線で結んで  $L$  尺との交点を読めば、

$$\frac{1}{L_A^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} \text{ の } L_A \text{ の値が求まる。この } L_A \text{ の値を}$$

$L_1$  尺にとり、 $L_3$  の値を  $L_2$  尺にとって直線で結び、 $L$  尺との交点を読めば、

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} \text{ の } L \text{ の値が求まる。}$$

例題

自動車前輪軸受の計算疲れ寿命が  
 内側軸受 280 000km  
 外側軸受 320 000km

であるとすれば、この車輪の軸受の疲れ寿命は、図 4.5 より160 000kmとなる。右側車輪の軸受の疲れ寿命がこの値であれば、左側車輪の軸受疲れ寿命も同じと考えられるので、前輪軸受全体としての疲れ寿命は図 4.5 より85 000kmとなる。

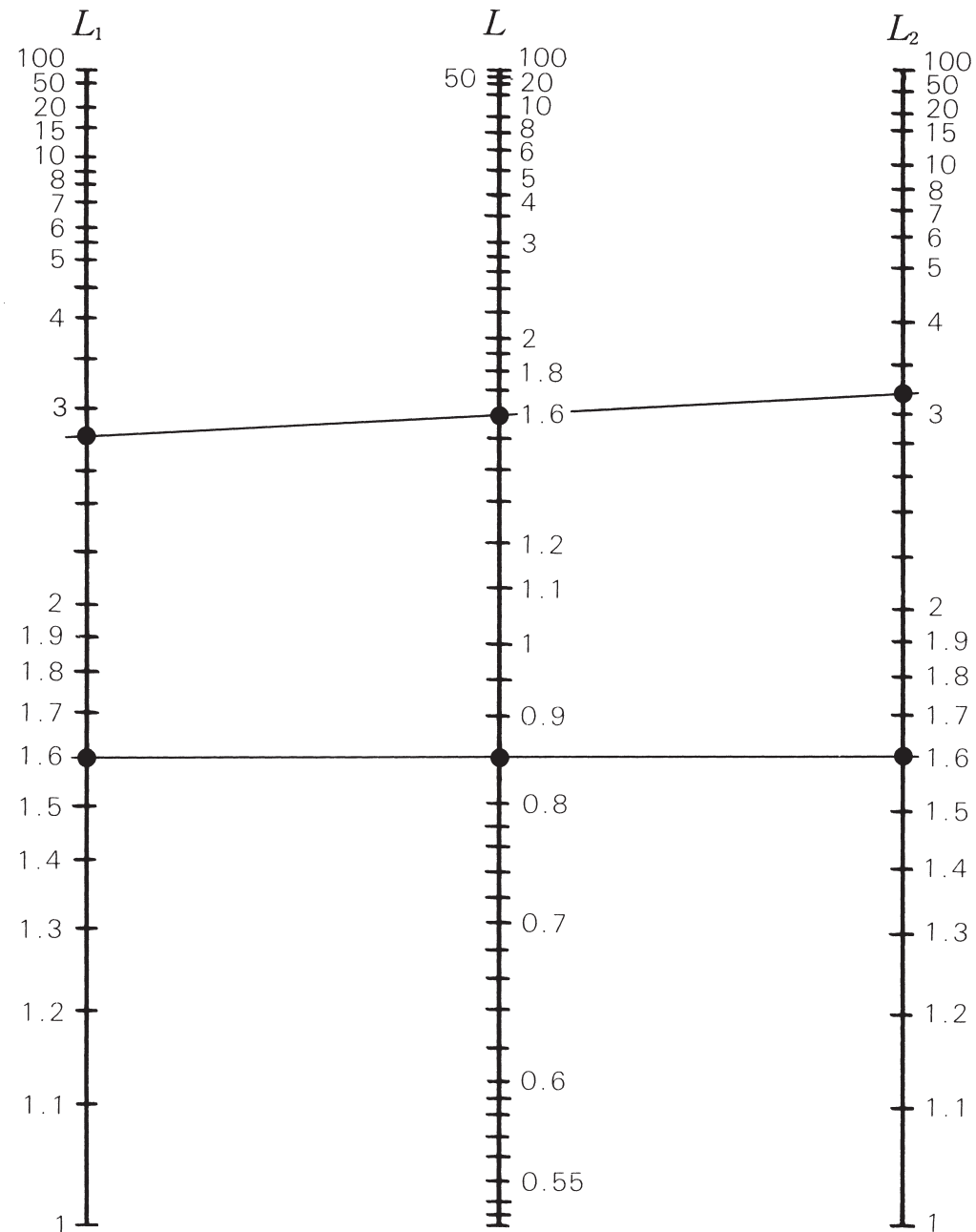


図 4.5 寿命計算図表

■軸受寸法の選定

4.2.7 NSK新寿命計算式

G. Lundberg, A. Palmgrenによる理論（以下L-P理論）から成る従来の寿命計算式は、材料内部転がり面直下の動的せん断応力によってクラックが発生し、このクラックが進展し表面に達してフレーキングに至るといった内部起点型フレーキングのみに対応している。

この式の発表当時と比較して、現在は軸受の技術開発が急激に進み、軸受の寸法精度や材料清浄度については、特に飛躍的に向上している。また、フィルタリング技術など、軸受周辺技術の進歩とあまった結果、比較的クリーンな使用環境下ではISO化された寿命計算式から求められる値よりも、長い転がり疲れ寿命値を有するようになってきた。

L-P理論に対し、NSK新寿命計算式では、転がり疲れ寿命を内部起点型フレーキングと表面起点型フレーキングの発生確率の和として理論化している。

新寿命計算式の構築

(1) 内部起点型フレーキング

転がり軸受が内部起点型のフレーキングを発生する条件として、クリーンな潤滑条件下で転動体が十分な油膜を介して、軌道輪と接触していることが前提となる。

図4.6は縦軸に最大接触面圧 ( $P_{max}$ )、横軸に応力繰返し数をとって、試験条件ごとの  $L_{10}$  寿命をプロットしたものである。図中の直線  $L_{10}$  理論線は、従来の寿命理論計算式による。最大接触面圧が低くなるにつれて、実際の寿命が従来の寿命理論計算値から長寿命側へかい離している。すなわちそれ以下の荷重では転がり疲れが発生しないという疲労限荷重  $P_u$  が存在すると考え、内部起点型フレーキングに対してはL-P理論に疲労限を導入した式 (4.9) を採用している。

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{Z_0^h} dV \dots\dots\dots (4.9)$$

(2) 表面起点型フレーキング

転がり軸受が実際に使用される条件では、潤滑剤が切粉、バリ、鋳砂等の異物で汚染されている場合が多い。潤滑油中に異物が混入していると軌道輪と転動体でこの異物をかみ込み、軌道面上・転動面上に圧こんが生じる。圧こんの縁では応力集中が引き起こされ、微小クラックが発生し、このクラックが進展してフレーキングに至る。図4.7から、異物混入潤滑条件下では最大接触面圧が低くなるにつれて、実際の寿命は従来の計算値より小さくなり、寿命理論線から短寿命側へかい離する。このことから異物混入潤滑条件下の実際の寿命は、最大接触面圧

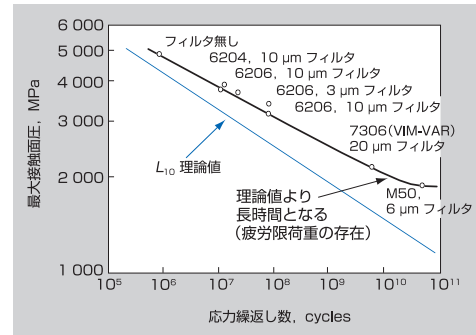


図 4.6 クリーン潤滑条件下での寿命試験結果

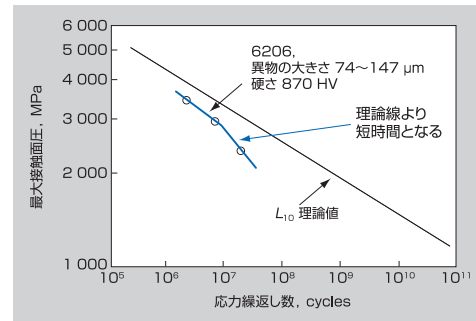


図 4.7 異物混入潤滑条件下での寿命試験結果

が下がっても寿命延長効果が小さいことが分かる。

新寿命計算式では図4.6に示されるクリーン環境下の低荷重域での寿命試験の傾向を考慮し、横軸を  $(P - P_u) / C$  の関数とし、潤滑パラメータの影響を受けた関数として整理した。また、異物環境下では異物の種類、形状の影響が軸受荷重や潤滑状態と深い関係にあり、荷重パラメータとして関数化できると仮定し、新寿命計算式としての横軸を  $(P - P_u) / C \cdot 1/a_c$  と定義して整理した。

以下に上記理念に基づいた表面起点型フレーキング式の計算式 (4.10) を示す。

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{Z_0^h} dV \times \left\{ \frac{1}{f(a_c, a_L)} - 1 \right\} \dots\dots\dots (4.10)$$

(3) 汚染度係数  $a_c$  の算出

グリース潤滑試験やフィルタを介したクリーン試験の玉軸受・ころ軸受試験の結果、従来の計算寿命と比較して数倍長寿命となる結果を得た。他方、Hv350以上の硬さの異物が混入した場合、軌道面に圧痕を形成し、疲労損傷が進行し短時間でフレーキングに至る場合もある。特に、異物混入条件下の玉軸受・ころ軸受試験の結果、

表 4.5 汚染度係数  $a_c$  の値

	極めて清浄	清 浄	普 通	汚 染	重汚染
$a_c$	1	0.8	0.5	0.4 ~ 0.1	0.05
適用の目安	10 µm未満フィルタ管理	10 ~ 30 µmフィルタ管理	30 ~ 100 µmフィルタ管理	100 µm超のフィルタ又はフィルタ管理無し(油浴、循環給油タイプ等)	フィルタ無し多量の粉塵混入
アプリケーション例	・電機情報用密封グリース軸受	・電動機用密封グリース軸受 ・鉄道車両用密封グリース軸受 ・工作機械用密封グリース軸受等	・通常使用 ・自動車ハブユニット軸受等	・自動車トランスミッション用 ・減速機用 ・土木建設機械用等	

従来の計算寿命の1/3 ~ 1/10に低下している。

これらの結果を踏まえ、NSK新寿命理論では、汚染度係数  $a_c$  を表4.5に示すような基本概念として、5段階に区分して定義した。

(4) 新寿命計算式  $L_{able}$

内部起点型フレーキング式 (4.9) と表面起点型フレーキング式 (4.10) を足して

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{Z_0^h} dV \times \left\{ \frac{1}{f(a_c, a_L)} \right\} \dots\dots\dots (4.11)$$

と表すことができる。この式(4.11)から、さらに式(4.12)を導くことができる。

$$L_{able} = a_1 \cdot a_{NSK} \cdot L_{10} \dots\dots\dots (4.12)$$

信頼度係数  $a_1$  はNSK新寿命計算式とISO281寿命計算式で用いる値は異なり、下記に示す表の値をとる。また、潤滑パラメータ  $a_L$  は潤滑油の粘度比  $K$  (= 運転粘度  $\nu$  / 必要粘度  $\nu_s$ ) の関数とし、潤滑条件が良好 ( $K$  が大) となれば寿命も長くなるとしている。

寿命補正係数  $a_{NSK}$  は式 (4.13) に示すように、パラメータ  $a_L$  と荷重パラメータ  $(P - P_u) / C \cdot 1/a_c$  の関数としている。

$$a_{NSK} \propto F \left[ \frac{P - P_u}{C} \cdot \frac{1}{a_c}, a_L \right] \dots\dots\dots (4.13)$$

新寿命計算式の補正係数  $a_{NSK}$  を関数化させた線図を図4.8及び図4.9に示す。

各記号の意味

$S$ :  $N$ 回の応力負荷でフレーキングが生じない確率,  $N$ : 応力繰返し数,  $\tau$ : 内部応力,  $\tau_u$ : 疲労限内部応力,  $V$ : 応力体積,  $Z_0$ : 最大せん断応力発生深さ,  $a_c$ : 汚染度係数,  $a_L$ : 潤滑係数 (粘度比  $K$  の関数),  $P$ : 軸受荷重,  $P_u$ :

疲労限荷重,  $C$ : 基本動定格荷重,  $e, c, h$ : 定数

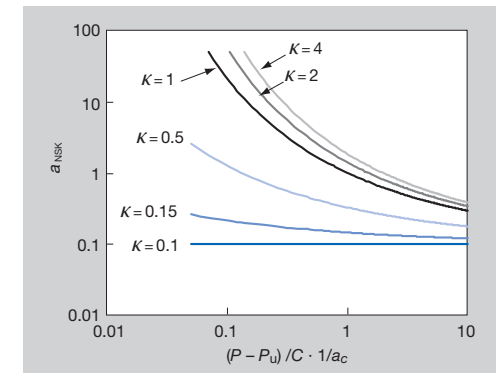


図 4.8 玉軸受に関する新寿命計算式線図

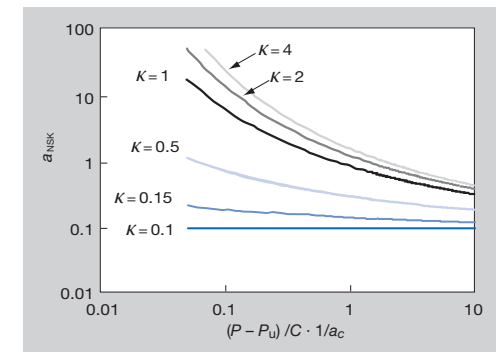


図 4.9 ころ軸受に関する新寿命計算式線図

NSK計算ツールにアクセスするには

弊社のWebサイトを訪問して下さい。  
http://www.nsk.com/jp/

## ■軸受寸法の選定

### 4.2.8 NSK Micro-UT™を活用した高精度寿命予測技術

#### オリジナルの材料評価技術：NSK Micro-UT™

A250ページに記載の図12.2に示したように、NSKは高信頼性・高浄度鋼をNSK軸受に採用してきた。さらに、独自の材料浄度評価技術（極値統計法など）を開発し、1990年代より転がり軸受用鋼の評価に適用して品質維持に努めてきた。しかし、非金属介在物を起点とするフレーキング寿命を数値的に予測することは依然として困難であった。加えて、損傷の起点となるMicroサイズの介在物を検出でき、且つ工業利用可能な検査技術も世の中になかった。そこで、NSKは上記課題を解決する独自の超音波探傷技術を開発し、これをNSK Micro-UTと名付け、実用化した。図4.10 (a) に示したように、NSK Micro-UTを用いると100μmを下回るサイズの介在物の大きさや量の情報を短時間で取得でき、分布に関わる信頼性の高い統計データの取得が可能となった。NSKは、このようにして得たデータを独自の手法で整理し、品質維持のツールとして利用することで、全世界で生産されるNSK軸受の高信頼性を確保している。さらには、NSK軸受の高信頼性の数値化（寿命予測）にも活用している。

#### 高精度寿命予測技術

高浄度鋼の採用によって転がり軸受のフレーキング寿命を延ばすことが出来るが、それを計算式によって精度よく推定する手段はこれまでになかった。そこで、NSK Micro-UT技術とともに、これによって得られる介在物の大きさや量の数値データを活用してフレーキング寿命を予測する技術の開発にも取り組み、実現した。

フレーキング寿命には、3つの主要影響因子＝[力][材料浄度][材料強さ]が影響を及ぼす。NSKはこれらのすべてを考慮出来るパラメータを使って寿命理論式(4.14)を構築し、NSK Micro-UTによって得た材料浄度データを使ってNSK軸受のフレーキング寿命を精度よく予測する技術を確立した。

$$L = A \left[ \frac{\tau}{\Delta K_{II} - \Delta K_{IIth}} \right]^B \left( \frac{C}{P} \right)^p \dots\dots\dots (4.14)$$

ここで、AおよびBは実験定数、τは軌道輪に作用するせん断応力である。ΔK<sub>II</sub>は欠陥サイズと応力によって決まるパラメータであり、非金属介在物の大きさとせん断応力の値を使って求められる。

図4.10 (b) に、NSK Micro-UTによって得た介在物分

布データと式(4.14)を組み合わせて得た予測寿命と、耐久試験によって得られた実寿命の比較を示す。ISO予測値を遥かに上回るNSK軸受の実力を高精度に予測できることが示されている。

NSK軸受の基本動定格荷重Cは、ISO281:2007に概説された手順に沿って求められているが、前述の技術によって証明された高信頼性を十分に享受するには係数を補正しなければならない。厳選された高品質な材料および工程で製造されたNSK軸受の基本動定格荷重は、こうした技術によって裏付けられており、本カタログPart Cおよび弊社Webサイトにて確認できる。

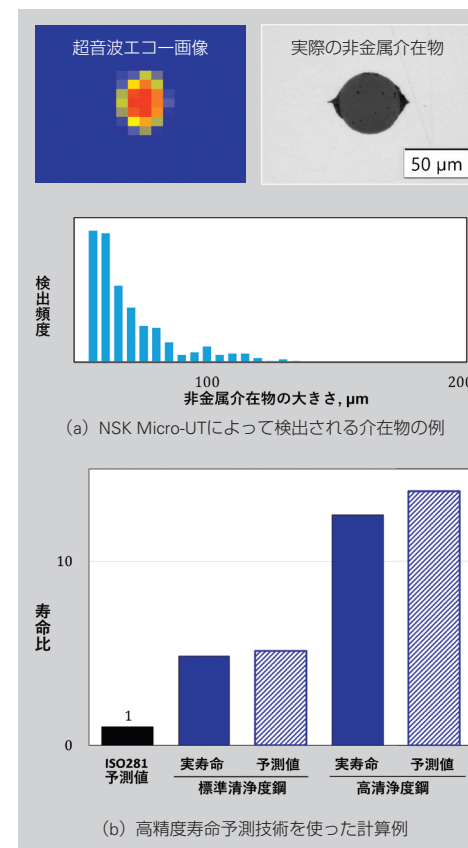


図 4.10 NSK Micro-UTによって得られるデータと寿命予測の例

## ■軸受寸法の選定

### 4.3 軸受荷重の算定

軸受に作用する荷重は、一般的に軸受が支える物体の重量、回転体の自重、歯車やベルトの伝達力及び機械の運転によって生じる荷重などである。これらの荷重は、理論的に数値計算できるものもあるが、計算が困難なものも多く、軸受に作用する荷重のすべてを正確に求めることは難しい。したがって、軸受荷重をより正しく求めるため、計算できる荷重に経験によって得られた種々の係数を考慮する。

#### 4.3.1 荷重係数

ラジアル荷重やアキシャル荷重が計算によって求められても、実際に軸受にかかる荷重は、機械の振動や衝撃によって計算値より大きくなることが多い。その荷重は、次の式で求められる。

$$\left. \begin{aligned} F_r &= f_w \cdot F_{rc} \\ F_a &= f_w \cdot F_{ac} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.15)$$

ここで  $F_r$ 、 $F_a$ ：軸受に作用する荷重 (N)、{kgf}  
 $F_{rc}$ 、 $F_{ac}$ ：理論上の計算荷重 (N)、{kgf}  
 $f_w$ ：荷重係数

荷重係数  $f_w$  は、表4.6に示す値を目安とする。

表 4.6 荷重係数  $f_w$  の値

運 転 条 件	使用箇所例	$f_w$
衝撃のない円滑運転のとき	電動機、工作機械、空調機械	1 ~ 1.2
普通の運転のとき	送風機、コンプレッサ、エレベータ、クレーン、製紙機械	1.2 ~ 1.5
衝撃・振動を伴う運転のとき	建設機械、クラッシャ、振動ふるい、圧延機	1.5 ~ 3

#### 4.3.2 ベルトまたはチェーン伝動のときの荷重

ベルト又はチェーンによって動力を伝えるとき、プーリやスプロケットホイールに作用する力は、次の式によって求める。

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000 H / n \dots (N \cdot mm) \\ &= 974\,000 H / n \dots\dots (kgf \cdot mm) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.16)$$

$$P_k = M / r \dots\dots\dots (4.17)$$

ここで  $M$ ：プーリ又はスプロケットホイールに作用するトルク (N・mm)、{kgf・mm}

$P_k$ ：ベルト又はチェーンの有効伝動力 (N)、{kgf}

$H$ ：伝動動力 (kW)

$n$ ：回転速度 (min<sup>-1</sup>)

$r$ ：プーリ又はスプロケットホイールの有効半径 (mm)

ベルト伝動の場合、プーリ軸にかかる荷重  $K_b$  は、有効伝動力にベルトの引張力を考慮したベルト係数  $f_b$  を乗じて求める。ベルト係数  $f_b$  の値は、ベルトの種類によって表4.7に示すような値を採る。

$$K_b = f_b \cdot P_k \dots\dots\dots (4.18)$$

チェーン伝動の場合は、 $f_b$  に相当する値を1.25 ~ 1.5 とする。

表 4.7 ベルト係数  $f_b$  の値

ベルトの種類	$f_b$
歯付きベルト	1.3 ~ 2
Vベルト	2 ~ 2.5
平ベルト (テンションプーリ付き)	2.5 ~ 3
平ベルト	4 ~ 5

#### 4.3.3 歯車伝動のときの荷重

歯車伝動のとき、歯車にかかる荷重は、歯車の種類によって計算方法が異なる。最も簡単な平歯車の場合を例にとれば、次のとおりである。

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000 H / n \dots (N \cdot mm) \\ &= 974\,000 H / n \dots\dots (kgf \cdot mm) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.19)$$

$$P_k = M / r \dots\dots\dots (4.20)$$

$$S_k = P_k \tan \theta \dots\dots\dots (4.21)$$

$$K_c = \sqrt{P_k^2 + S_k^2} = P_k \sec \theta \dots\dots\dots (4.22)$$

ここで  $M$ ：歯車に作用するトルク (N・mm)、{kgf・mm}

$P_k$ ：歯車の接線方向の力 (N)、{kgf}

$S_k$ ：歯車のラジアル方向の力 (N)、{kgf}

$K_c$ ：歯車にかかる合成力 (N)、{kgf}

$H$ ：伝動動力 (kW)

$n$ ：回転速度 (min<sup>-1</sup>)

$r$ ：駆動歯車のピッチ円半径 (mm)

$\theta$ ：圧力角

以上のように求めた理論上の荷重のほかに、歯車の精度によって生じる振動、衝撃が加わるので、歯車係数  $f_g$  を考え、理論上の荷重に歯車係数を乗じた値を実際にかかる荷重とする。

$f_g$  の値としては、普通、表4.8の値を採る。更に、振動を伴うときには、荷重係数をこの歯車係数に乗じて、荷重を求める。

表 4.8 歯車係数  $f_g$  の値

歯車の仕上程度	$f_g$
精密研削歯車	1 ~ 1.1
普通の切削歯車	1.1 ~ 1.3

#### 4.3.4 軸受への荷重配分

簡単な例として、図4.11及び図4.12のような場合、軸受Ⅰ及び軸受Ⅱにかかるラジアル荷重は、いずれの場合も次式によって求められる。

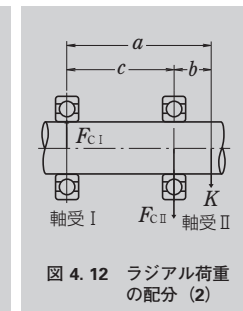
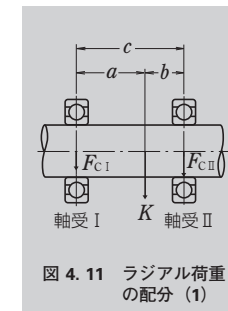
$$F_{C1} = \frac{b}{c} K \dots\dots\dots (4.23)$$

$$F_{C2} = \frac{a}{c} K \dots\dots\dots (4.24)$$

ここで  $F_{C1}$ ：軸受Ⅰにかかるラジアル荷重 (N)、{kgf}  
 $F_{C2}$ ：軸受Ⅱにかかるラジアル荷重 (N)、{kgf}

$K$ ：軸荷重 (N)、{kgf}

これらの場合が重なるときは、それぞれの場合のラジアル荷重を求め、荷重の方向に従って、そのベクトル和を計算すればよい。



■軸受寸法の選定

4.3.5 変動する荷重の平均荷重

軸受に作用する荷重がいろいろ変動する場合、その変動する荷重条件における軸受の疲れ寿命と等しい寿命となるような平均荷重を求めて、疲れ寿命を計算する。

(1) 荷重と回転速度との関係が段階的に分けられる場合 (図4.13)

荷重  $F_1$  を受けて、回転速度  $n_1$  で作動時間  $t_1$   
 荷重  $F_2$  を受けて、回転速度  $n_2$  で作動時間  $t_2$   
 ⋮  
 荷重  $F_n$  を受けて、回転速度  $n_n$  で作動時間  $t_n$   
 のとき

平均荷重  $F_m$  は、次式によって求める。

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \dots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \quad \dots \dots \dots (4.25)$$

ここで  $F_m$  : 変動する荷重の平均値 (N), {kgf}

$p=3$  玉軸受の場合  
 $p=10/3$  ころ軸受の場合

また、平均回転速度  $n_m$  は、次式によって求められる。

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad \dots \dots \dots (4.26)$$

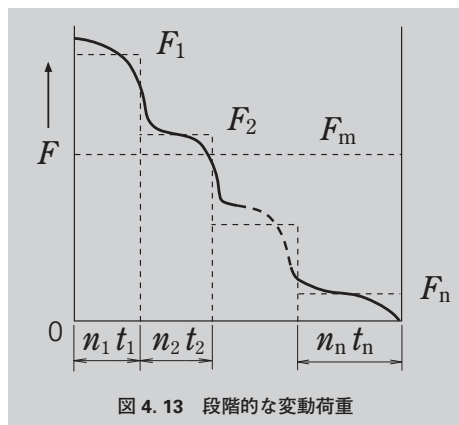


図 4.13 段階的な変動荷重

(2) 荷重がほぼ直線的に変動する場合 (図4.14)

平均荷重  $F_m$  は、近似的に次式によって求められる。

$$F_m \doteq \frac{1}{3} (F_{\min} + 2 F_{\max}) \quad \dots \dots \dots (4.27)$$

ここで  $F_{\min}$  : 変動荷重の最小値 (N), {kgf}

$F_{\max}$  : 変動荷重の最大値 (N), {kgf}

(3) 荷重が正弦曲線的に変動する場合 (図4.15)

平均荷重  $F_m$  は、近似的に次式によって求められる。

図4.15 (a) のとき  $F_m \doteq 0.65 F_{\max} \quad \dots \dots \dots (4.28)$

(b) のとき  $F_m \doteq 0.75 F_{\max} \quad \dots \dots \dots (4.29)$

(4) 回転荷重と静止荷重とがある場合 (図4.16)

$F_R$  : 回転荷重 (N), {kgf}

$F_S$  : 静止荷重 (N), {kgf}

平均荷重  $F_m$  は、近似的に次式によって求められる。

a)  $F_R \geq F_S$  の場合

$$F_m \doteq F_R + 0.3 F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad \dots \dots \dots (4.30)$$

b)  $F_R < F_S$  の場合

$$F_m \doteq F_S + 0.3 F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \quad \dots \dots \dots (4.31)$$

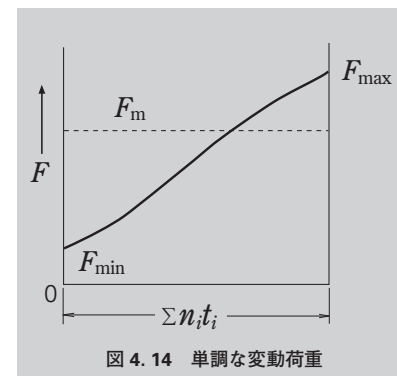


図 4.14 単調な変動荷重

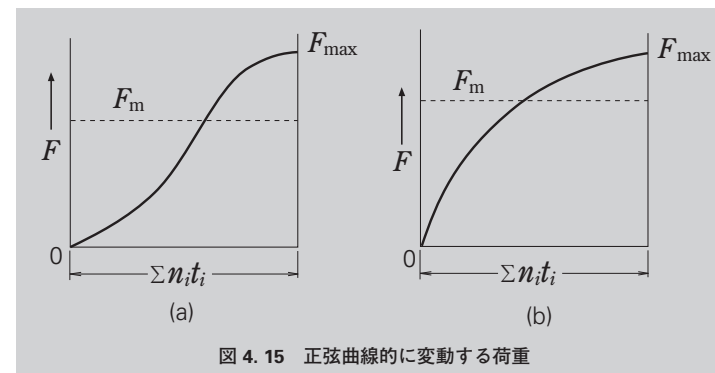


図 4.15 正弦曲線的に変動する荷重

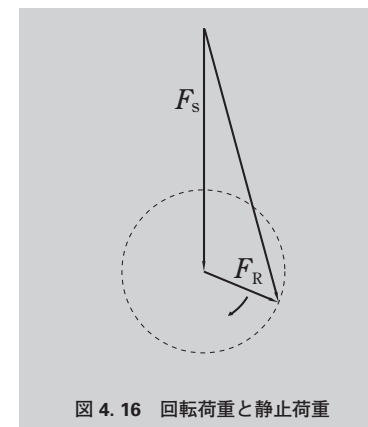


図 4.16 回転荷重と静止荷重

■軸受寸法の選定

4.3.6 回転荷重と静止荷重の合成

転がり軸受にかかる荷重として一般に回転荷重、静止荷重及び方向不定荷重とがある。

場合によっては不平衡あるいは振動源用おもりなどによる回転荷重と、重力あるいは動力伝達などによる静止荷重との両者が同時にかかることがある。このように回転荷重と静止荷重とによる方向不定荷重がかかった場合の合成平均荷重は、次のように求める。回転荷重と静止荷重との合成荷重は、それらの大小により図4.17のように二通りの場合がある。

すなわち、回転荷重>静止荷重の場合は図4.17 (a)のように大きさの変化する回転荷重により、回転荷重<静止荷重の場合には図4.17 (b)のように大きさの変化する揺動荷重となる。そして、これらいずれの場合にも合成荷重  $F$  は、次式で表わされる。

$$F = \sqrt{F_R^2 + F_S^2 - 2F_R F_S \cos\theta} \quad \text{..... (4.32)}$$

ここで、 $F_R$  : 回転荷重 (N), [kgf]  
 $F_S$  : 静止荷重 (N), [kgf]  
 $\theta$  : 回転荷重と静止荷重とのなす角度

この  $F$  は、 $F_R$  と  $F_S$  との大きさにより、 $F_R \gg F_S$  又は  $F_R \ll F_S$  の場合  $F_R + F_S$  を最大荷重  $F_{max}$ 、 $|F_R - F_S|$  を最小荷重  $F_{min}$  とする正弦曲線的に変動する荷重式 (4.33)、(4.34) で近似的に求めることができる。

$$F_R \gg F_S \text{ のとき } F = F_R - F_S \cos\theta \quad \text{..... (4.33)}$$

$$F_R \ll F_S \text{ のとき } F = F_S - F_R \cos\theta \quad \text{..... (4.34)}$$

また、 $F_R \doteq F_S$  の場合には、式 (4.35)、(4.36) で近似的に求められる。

$$F_R > F_S \text{ のとき } F = F_R - F_S + 2F_S \sin \frac{\theta}{2} \quad \text{..... (4.35)}$$

$$F_R < F_S \text{ のとき } F = F_S - F_R + 2F_R \sin \frac{\theta}{2} \quad \text{..... (4.36)}$$

式 (4.32)、(4.33)、(4.35)、(4.36) の曲線を示すと、図4.18のようになる。

式 (4.33)、(4.34) 又は式 (4.35)、(4.36) のように変動する荷重の平均値  $F_m$  は、それぞれ式 (4.37)、(4.38) 又は式 (4.39)、(4.40) で表わされる。

$$F_m = F_{min} + 0.65 (F_{max} - F_{min})$$

$$F_R \geq F_S \text{ のとき } F_m = F_R + 0.3F_S \quad \text{..... (4.37)}$$

$$F_R \leq F_S \text{ のとき } F_m = F_S + 0.3F_R \quad \text{..... (4.38)}$$

$$F_m = F_{min} + 0.75 (F_{max} - F_{min})$$

$$F_R \geq F_S \text{ のとき } F_m = F_R + 0.5F_S \quad \text{..... (4.39)}$$

$$F_R \leq F_S \text{ のとき } F_m = F_S + 0.5F_R \quad \text{..... (4.40)}$$

一般の場合、 $F$  は式 (4.37)、(4.38) ~ (4.39)、(4.40) の間にあるので、式 (4.37)、(4.38) 及び式 (4.39)、(4.40) の第2項の係数0.3又は0.5が、 $F_S/F_R$  又は  $F_R/F_S$  とともに直線的に変化するものとする、これら係数は、

$$0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}, \quad 0 \leq \frac{F_S}{F_R} \leq 1$$

又は  $0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}, \quad 0 \leq \frac{F_R}{F_S} \leq 1$  とする。

したがって  $F_m$  は、次式で表わすことができる。

$F_R \geq F_S$  のとき

$$F_m = F_R + (0.3 + 0.2 \frac{F_S}{F_R}) F_S$$

$$= F_R + 0.3F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad \text{..... (4.41)}$$

$F_R \leq F_S$  のとき

$$F_m = F_S + (0.3 + 0.2 \frac{F_R}{F_S}) F_R$$

$$= F_S + 0.3F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \quad \text{..... (4.42)}$$

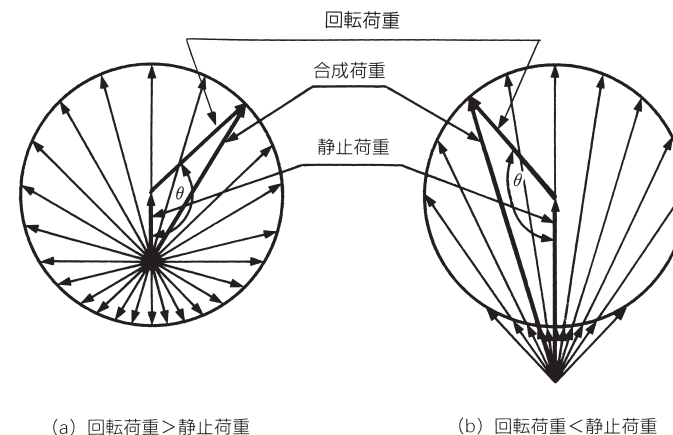


図 4.17 回転荷重と静止荷重との合成荷重

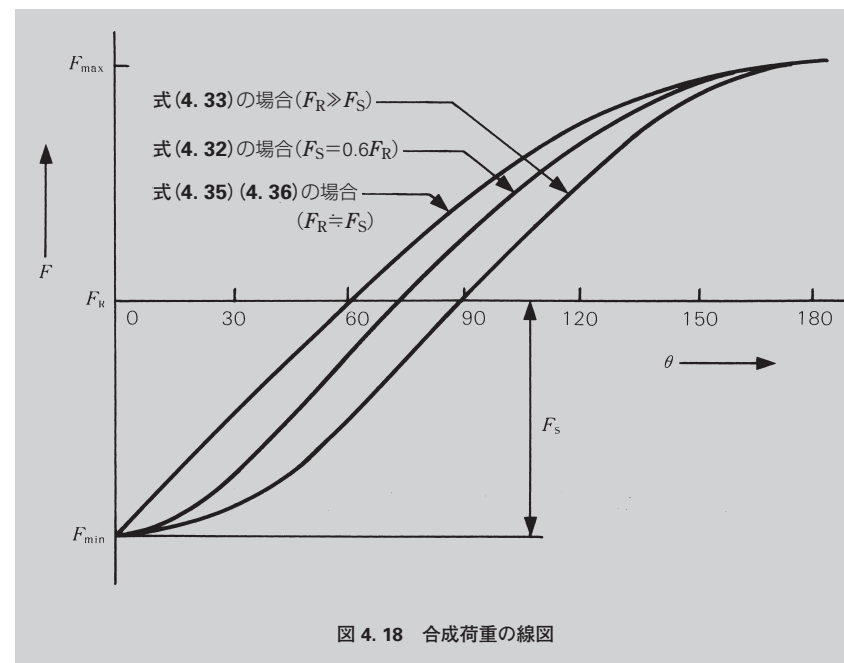


図 4.18 合成荷重の線図

■軸受寸法の選定

4.4 動等価荷重

軸受に作用する荷重は、ラジアル荷重又はアキシャル荷重が単独に加わる場合もあるが、実際にはラジアル荷重とアキシャル荷重とが同時にかかる合成荷重のことが多く、その大きさや方向が変動することもある。

このような場合、軸受の疲れ寿命計算には、軸受にかかる荷重をそのまま使うことができないので、いろいろな回転条件や荷重条件のもとで、軸受が実際にもつ疲れ寿命と等しい寿命を与えるような、大きさが一定の、軸受中心を通る仮想荷重を考える。この仮想荷重を動等価荷重という。

4.4.1 動等価荷重の算定

ラジアル軸受の動等価荷重は、次の式によって求められる。

$$P = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (4.43)$$

ここで  $P$  : 動等価荷重 (N), {kgf}  
 $F_r$  : ラジアル荷重 (N), {kgf}  
 $F_a$  : アキシャル荷重 (N), {kgf}  
 $X$  : ラジアル荷重係数  
 $Y$  : アキシャル荷重係数

$X$  及び  $Y$  の値は、軸受寸法表に記載されている。

なお、 $\alpha = 0^\circ$  のラジアルころ軸受では  $P = F_r$  とする。

一般のスラスト玉軸受は、ラジアル荷重を受けることはできないが、スラスト自動調心ころ軸受は、いくらかのラジアル荷重を負荷することができる。この場合の動等価荷重は次式によって求められる。

$$P = F_a + 1.2F_r \dots\dots\dots (4.44)$$

ただし  $\frac{F_r}{F_a} \leq 0.55$

4.4.2 アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受のアキシャル方向分力の

アンギュラ玉軸受及び円すいころ軸受では、荷重の作用点は図4.19に示すように、接触線の延長と軸中心線との交点になる。作用点位置は軸受寸法表に記載されている。

これらの形式の軸受にラジアル荷重が作用すると、アキシャル方向の分力が生じるので、同じ形式の軸受を2個対向させて使用する。この場合、アキシャル方向分力は次式によって求めることができる。

$$F_{ai} = \frac{0.6}{Y} F_r \dots\dots\dots (4.45)$$

ここで  $F_{ai}$  : アキシャル方向分力 (N), {kgf}  
 $F_r$  : ラジアル荷重 (N), {kgf}  
 $Y$  : アキシャル荷重係数

図4.20で、軸受 I, II にそれぞれラジアル荷重  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  がかり、更に、外部から図の矢印の方向に、アキシャル荷重  $F_{ae}$  が作用した場合を考える。アキシャル荷重係数を、それぞれ  $Y_1$ ,  $Y_2$  とし、ラジアル荷重係数を  $X$  とすれば、動等価荷重  $P_1$ ,  $P_2$  は、次式によって求められる。

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} \geq \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} \text{ のときは}$$

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= XF_{r1} + Y_1 \left( F_{ae} + \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} \right) \\ P_2 &= F_{r2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.46)$$

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_2} F_{r2} < \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} \text{ のときは}$$

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= F_{r1} \\ P_2 &= XF_{r2} + Y_2 \left( \frac{0.6}{Y_1} F_{r1} - F_{ae} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.47)$$

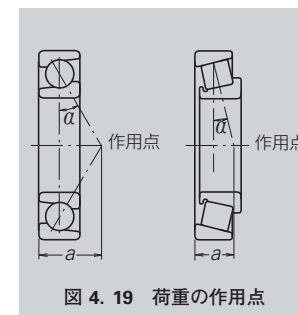


図 4.19 荷重の作用点

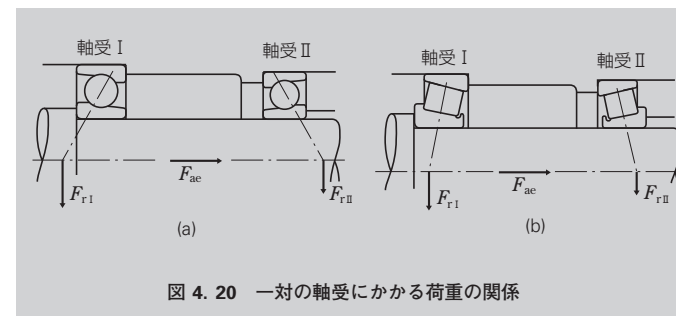


図 4.20 一對の軸受にかかる荷重の関係

■軸受寸法の選定

4.5 基本静定格荷重と静等価荷重

4.5.1 基本静定格荷重

転がり軸受が過大な荷重を受けたり瞬間的に大きな衝撃荷重を受けると、転動体と軌道面との間に、局部的な永久変形を生じる。その変形量は、荷重が大きくなるに従って大きくなり、ある限度を超えると、軸受の円滑な回転を妨げるようになる。

基本静定格荷重とは、最大応力を受けている転動体と軌道の接触部の中央において、次の計算上の接触応力を生じさせるような静荷重をいう。

自動調心玉軸受	4 600 MPa	{469 kgf/mm <sup>2</sup> }
その他の玉軸受	4 200 MPa	{428 kgf/mm <sup>2</sup> }
ころ軸受	4 000 MPa	{408 kgf/mm <sup>2</sup> }

この接触応力を受けている接触部において、転動体の永久変形量と軌道の永久変形量との和は、転動体の直径のほぼ0.0001倍となる。基本静定格荷重  $C_0$  の値は、それぞれの軸受について、ラジアル軸受では  $C_{or}$ 、スラスト軸受では  $C_{oa}$  として軸受寸法表に記載されている。

4.5.2 静等価荷重

静等価荷重とは、軸受が静止している場合（極低速回転、低速揺動を含む）、実際の荷重条件のもとで生じる最大の接触応力に等しい接触応力を、最大荷重を受ける転動体と軌道との接触部に生じさせるような大きさの仮想荷重をいう。ラジアル軸受では、軸受中心を通るラジアル荷重を採り、スラスト軸受では、中心軸に一致した方向のアキシャル荷重を採る。

(a) ラジアル軸受の静等価荷重

ラジアル軸受の静等価荷重は、次の二つの式から求めた値のうち、大きいほうの値を採る。

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (4.47)$$

$$P_0 = F_r \dots\dots\dots (4.48)$$

ここで  $P_0$  : 静等価荷重 (N), {kgf}

$F_r$  : ラジアル荷重 (N), {kgf}

$F_a$  : アキシャル荷重 (N), {kgf}

$X_0$  : 静ラジアル荷重係数

$Y_0$  : 静アキシャル荷重係数

(b) スラスト軸受の静等価荷重

$$P_0 = X_0 F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \dots\dots\dots (4.49)$$

ここで  $P_0$  : 静等価荷重 (N), {kgf}

$\alpha$  : 呼び接触角

ただし、 $F_a < X_0 F_r$  のときは、この式の正確さは低下する。

式 (4.47), (4.49) の  $X_0$ ,  $Y_0$  の値は、軸受寸法表に記載されている。

なお、 $\alpha = 90^\circ$  のスラスト軸受では、 $P_0 = F_a$  とする。

4.5.3 静許容荷重係数

軸受到許容される静等価荷重は、基本静定格荷重と軸受到要求される条件や軸受の使用条件によって異なる。

基本静定格荷重に対する安全度を検討するための静許容荷重係数  $f_s$  は、式 (4.50) によって求められ、一般に推奨される  $f_s$  の値を、表4.9に示す。

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \dots\dots\dots (4.50)$$

ここで  $C_0$  : 基本静定格荷重 (N), {kgf}

$P_0$  : 静等価荷重 (N), {kgf}

スラスト自動調心ころ軸受については、普通、 $f_s \geq 4$  とする。

表 4.9 静許容荷重係数  $f_s$  の値

軸受の使用条件	$f_s$ の下限	
	玉軸受	ころ軸受
音の静かな運転を特に必要とする場合	2	3
振動・衝撃がある場合	1.5	3
普通の運転条件の場合	1	1.5

## ■軸受寸法の選定

### 4.6 応用計算例

#### 【例 1】

単列深溝玉軸受 **6208** を、ラジアル荷重  $F_r = 2\,500\text{N}$ 、回転速度  $n = 900\text{min}^{-1}$  で使用する場合の基本定格寿命係数  $f_h$  を求める。

**6208**の基本動定格荷重  $C_r$  は  $32\,000\text{N}$  である（軸受寸法表 C024 ページ）。軸受にかかる荷重はラジアル荷重のみであるから、動等価荷重  $P$  は、次式となる。

$$P = F_r = 2\,500\text{N}$$

回転速度  $n = 900\text{min}^{-1}$  のとき、玉軸受の速度係数  $f_n$  は、表 4.2 (A034 ページ) の式又は図 4.3 (A036 ページ) より次の値が得られる。

$$f_n = 0.333$$

このときの疲れ寿命係数  $f_h$  として、

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{32\,000}{2\,500} = 4.26$$

が求められる。

この値は、常時使用される一般歯車装置、空調設備などに適する  $f_h$  の値であり、表 4.2 の計算式又は図 4.4 (A036 ページ) によれば、おおよそ 39 000 時間に相当する。

#### 【例 2】

軸受内径 50mm、外径 100mm 以下で次の条件を満足する単列深溝玉軸受を選定する。

ラジアル荷重  $F_r = 3\,000\text{N}$

回転速度  $n = 1\,900\text{min}^{-1}$

基本定格寿命  $L_h \geq 10\,000\text{h}$

$L_h \geq 10\,000\text{h}$  となるような玉軸受の疲れ寿命係数  $f_h$  は  $f_h \geq 2.72$  である。

$f_h = 0.26$ 、 $P = F_r = 3\,000\text{N}$  であるから、

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.26 \times \frac{C_r}{3\,000} \geq 2.72$$

したがって、 $C_r \geq 2.72 \times \frac{3\,000}{0.26} = 31\,380\text{N}$

となる。

軸受寸法表の C026 ページから上記の条件を満足する軸受として、**6210** を選定する。

#### 【例 3】

【例 1】の条件に、アキシアル荷重  $F_a = 1\,000\text{N}$  が加わった場合の  $\frac{C_r}{P}$  又は基本定格寿命係数  $f_h$  を求める。

単列深溝玉軸受 **6208** にラジアル荷重  $F_r$  とアキシアル荷重  $F_a$  がかかる場合、動等価荷重  $P$  は、次の手順で算定する。

深溝玉軸受各寸法表上部の付表より、 $f_0 F_a / C_{or}$  の大きさによって決められているラジアル荷重係数  $X$ 、アキシアル荷重係数  $Y$  及び定数  $e$  を求める。

玉軸受 **6208** の基本静定格荷重  $C_{or}$  は  $17\,900\text{N}$  (C024 ページ) であり、

$$\frac{f_0 F_a}{C_{or}} = \frac{14.0 \times 1\,000}{17\,900} = 0.782$$

$$e = 0.26$$

また、 $F_a / F_r = 1\,000 / 2\,500 = 0.4 > e$  であるため

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.67 \quad (Y \text{ の値は比例補間法による})$$

が得られる。

したがって、動等価荷重  $P$  は、

$$P = X F_r + Y F_a$$

$$= 0.56 \times 2\,500 + 1.67 \times 1\,000$$

$$= 3\,070\text{N} \text{ となり、}$$

$$\frac{C_r}{P} = \frac{32\,000}{3\,070} = 10.42$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{32\,000}{3\,070} = 3.47$$

が求められる。

この  $f_h$  の値は、玉軸受について、おおよそ 21 000 時間に相当する。

#### 【例 4】

軸受系列 231 の自動調心ころ軸受の中から、次の条件を満足する軸受を選定する。

ラジアル荷重  $F_r = 45\,000\text{N}$

アキシアル荷重  $F_a = 8\,000\text{N}$

回転速度  $n = 500\text{min}^{-1}$

基本定格寿命  $L_h \geq 30\,000\text{h}$

$L_h \geq 30\,000\text{h}$  となるようなころ軸受の疲れ寿命係数  $f_h$  の値は、図 4.4 (A036 ページ) より 3.45 以上である。

自動調心ころ軸受の動等価荷重  $P$  は、

$F_a / F_r \leq e$  のとき

$$P = X F_r + Y X_a = F_r + Y_3 F_a$$

$F_a / F_r > e$  のとき

$$P = X F_r + Y X_a = 0.67 F_r + Y_2 F_a$$

となる。（自動調心ころ軸受各寸法表上部の付表参照）

$$F_a / F_r = 8\,000 / 45\,000 = 0.18$$

であり、軸受寸法表からわかるように、 $e$  の値は系列 231 の軸受では 0.3 程度であり、 $Y_3$  の値は 2.2 程度である。

$$\text{したがって、} P = X F_r + Y F_a = F_r + Y_3 F_a$$

$$= 45\,000 + 2.2 \times 8\,000$$

$$= 62\,600\text{N}$$

となり、疲れ寿命係数  $f_h$  より必要な基本動定格荷重は、次のように求められる。

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.444 \times \frac{C_r}{62\,600} \geq 3.45$$

であるから、 $C_r \geq 490\,000\text{N}$

この  $C_r$  の値を満足する系列 231 の自動調心ころ軸受で、最も小さい軸受は **23126C E4** ( $C_r = 505\,000\text{N}$ ) である。

軸受が決定したら、改めて、 $Y_3$  の値を式に代入し、 $P$  を求める。

$$P = F_r + Y_3 F_a = 45\,000 + 2.4 \times 8\,000$$

$$= 64\,200\text{N}$$

$$L_h = 500 \left( f_n \frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$= 500 \left( 0.444 \times \frac{505\,000}{64\,200} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$= 500 \times 3.49^{\frac{10}{3}} \approx 32\,000\text{h}$$

となる。

#### 【例 5】

円すいころ軸受 **HR 30305 DJ** と **HR 30206 J** とを、図 4.21 のように背面取付けで使用し、外輪背面間の距離を 50mm とする。

ラジアル荷重  $F_r = 5\,500\text{N}$  のほかに、アキシアル荷重  $F_{ae} = 2\,000\text{N}$  が図 4.21 のように **HR 30305 DJ** にかかる。それぞれの軸受の基本定格寿命を求める。内輪の回転速度  $n$  は  $600\text{min}^{-1}$  とする。

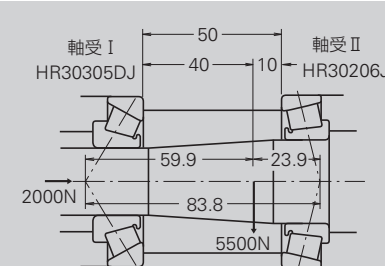


図 4.21 円すいころ軸受の荷重条件

ラジアル荷重  $F_r$  を軸受 I、軸受 II に配分する場合、円すいころ軸受では荷重の作用点位置を考えなければならない。軸受寸法表から、軸受 I、II の作用点位置  $a$  を求め、ラジアル荷重  $F_r$  と作用点の位置関係を求めると、図 4.21 のようになる。

したがって、軸受 I (**HR 30305 DJ**) 及び軸受 II (**HR 30206 J**) にかかるラジアル荷重は、次式によって求める。

$$F_{rI} = 5\,500 \times \frac{23.9}{83.8} = 1\,569\text{N}$$

$$F_{rII} = 5\,500 \times \frac{59.9}{83.8} = 3\,931\text{N}$$

軸受寸法表から、次の値が得られる。

軸 受	基本動定格荷重 $C_r$ (N)	アキシアル 荷重係数 $Y_1$	定 数 $e$
軸受 I ( <b>HR 30305 DJ</b> )	47 000	$Y_1 = 0.73$	0.83
軸受 II ( <b>HR 30206 J</b> )	53 000	$Y_2 = 1.6$	0.37

円すいころ軸受にラジアル荷重が作用すると、アキシアル方向の分力が生じるので、動等価ラジアル荷重を求めるとき、この分力を考慮しなければならない (4.4.2 項 A051 ページ参照)。

## ■軸受寸法の選定

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} = 2000 + \frac{0.6}{1.6} \times 3931$$

$$= 3474\text{N}$$

$$\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} = \frac{0.6}{0.73} \times 1569 = 1290\text{N}$$

であるから、この軸受系としては、アキシアル荷重

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII}$$

は、軸受 I に働き軸受 II には加わらない。

軸受 I において

$$F_{rI} = 1569\text{N}$$

$$F_{aI} = 3474\text{N}$$

$$F_{aI} / F_{rI} = 2.2 > e = 0.83 \quad \text{であるから}$$

動等価荷重  $P_I = XF_{rI} + Y_I F_{aI}$

$$= 0.4 \times 1569 + 0.73 \times 3474$$

$$= 3164\text{N}$$

疲れ寿命係数  $f_h = f_n \frac{C_r}{P_I}$

$$= 0.42 \times \frac{47000}{3164} = 6.24$$

定格疲れ寿命  $L_h = 500 \times 6.24^{\frac{10}{3}} = 223700\text{h}$

軸受 II においては

$$F_{rII} = 3931\text{N}, F_{aII} = 0 \quad \text{であるから}$$

動等価荷重  $P_{II} = F_{rII} = 3931\text{N}$

疲れ寿命係数  $f_h = f_n \frac{C_r}{P_{II}} = 0.42 \times \frac{53000}{3931} = 5.66$

定格疲れ寿命  $L_h = 500 \times 5.66^{\frac{10}{3}} = 161600\text{h}$

となる。

備考 正面組合せ (DF形) の場合は、NSKにご相談ください。

### 【例 6】

次の条件で減速機用軸受を選定する。

使用条件：ラジアル荷重  $F_r = 245000\text{N}$

アキシアル荷重  $F_a = 49000\text{N}$

回転速度  $n = 500\text{min}^{-1}$

寸法条件：軸径 300mm

ハウジング内径 500mm以下

衝撃荷重、重荷重が加わること、軸のたわみが予想されることなどから、軸受形式として自動調心ころ軸受を選定する。

上記の寸法条件を満たす自動調心ころ軸受には、次の軸受がある (C284ページ参照)。

$d$	$D$	$B$	呼び番号	基本動定格荷重 $C_r$ (N)	定数 $e$	係数 $Y_3$
300	420	90	<b>23960CAME4</b>	1540000	0.19	3.5
	460	118	<b>23060CAME4</b>	2400000	0.24	2.8
	460	160	<b>24060CAME4</b>	2890000	0.32	2.1
	500	160	<b>23160CAME4</b>	3350000	0.31	2.2
	500	200	<b>24160CAME4</b>	3900000	0.38	1.8

$F_a / F_r = 0.20 < e$  であるから、動等価荷重  $P$  は、

$$P = F_r + Y_3 F_a$$

である。

表 4.1 疲れ寿命係数  $f_h$  と使用機械例 (A034ページ参照) から  $f_h$  の値は、3 ~ 5 を目安とする。

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = \frac{0.444 C_r}{F_r + Y_3 F_a} = 3 \sim 5$$

となる。

$Y_3 = 2.1$  と仮定して、必要な基本動定格荷重  $C_r$  を求めると

$$C_r = \frac{(F_r + Y_3 F_a) \times (3 \sim 5)}{0.444}$$

$$= \frac{(245000 + 2.1 \times 49000) \times (3 \sim 5)}{0.444}$$

$$= 2350000 \sim 3900000\text{N}$$

となり、これを満足する軸受は**23060CAME4**、

**24060CAME4**、**23160CAME4**、**24160CAME4**である。

■軸受寸法の選定

4.7 軸受の形式と許容アキシャル荷重

4.7.1 ラジアル玉軸受の接触角の変化と許容アキシャル荷重

(1) アキシャル荷重による接触角の変化

ラジアル玉軸受にアキシャル荷重がかかると、転動体と軌道とに弾性変形を生じて接触角が増大し、接触幅も広がる。発熱、焼付きなどが生じたときに、軸受を分解し走行跡を観察して、その使用中の接触角の変化を調べて異常なアキシャル荷重がかかっていなかったかどうかを推定することができる。

軸受にかかるアキシャル荷重  $F_a$  と転動体荷重  $Q$ 、荷重がかかったときの接触角  $\alpha$  の間には、次の関係がある。

$$F_a = Z Q \sin \alpha$$

$$= K Z D_w^2 \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \cdot \sin \alpha$$

..... (4.51)

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{\sin \alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0}}$$

..... (4.52)

ただし  $h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{r_e + r_i - D_w}$

すなわち、式 (4.52) において  $\delta_a$  を変化させて、軌道面を観察して得られた接触角に相当する  $\alpha$  を求め、その  $\delta_a$ 、 $\alpha$  を式 (4.51) に入れて軸受にかかったアキシャル荷重  $F_a$  を推定することができる。

しかし、この場合、軸受の設計諸元が分からないと求められないので、アキシャル荷重から、接触角  $\alpha$  を近似的に求められるようにした。

基本静定格荷重  $C_{0r}$  は、単列ラジアル玉軸受の場合、式 (4.53) で表わされる。

$$C_{0r} = f_0 Z D_w^2 \cos \alpha_0$$

..... (4.53)

ただし  $f_0$  : 軸受各部の形状及び適用する応力水準によって定まる係数

式 (4.51)、(4.53) より、式 (4.54) が求められる。

$$\frac{f_0}{C_{0r}} F_a = A F_a$$

$$= K \{ \sqrt{(\sin \alpha_0 + h)^2 + \cos^2 \alpha_0} - 1 \}^{3/2} \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha_0}$$

..... (4.54)

$K$  : 軸受の材料・設計により決まる定数

すなわち、 $h$  を仮定し式 (4.52) より  $\alpha$  を求め、その  $h$  と  $\alpha$  を式 (4.54) に代入することにより、 $A F_a$  が求められる。

この関係を利用して、アンギュラ玉軸受の内径番号ごとに  $A$  の値を表 4.10 に示し、図 4.22 に  $A F_a$  と  $\alpha$  の関係を示す。

例題 1

アンギュラ玉軸受 7315AW に純アキシャル荷重  $F_a = 53.0 \text{ kN}$  (基本静定格荷重の50%) がかったときの接触角の変化を算出してみる。

表 4.10 より  $A = 0.132$  が求められ、図 4.22 より  $A F_a = 0.132 \times 53 = 7.00$ 、 $\alpha \approx 35^\circ$  が得られる。

初期接触角  $30^\circ$  であったものがアキシャル荷重がかかったことにより  $35^\circ$  に変化したことになる。

備考 初期接触角  $15^\circ$  (接触角記号C) のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

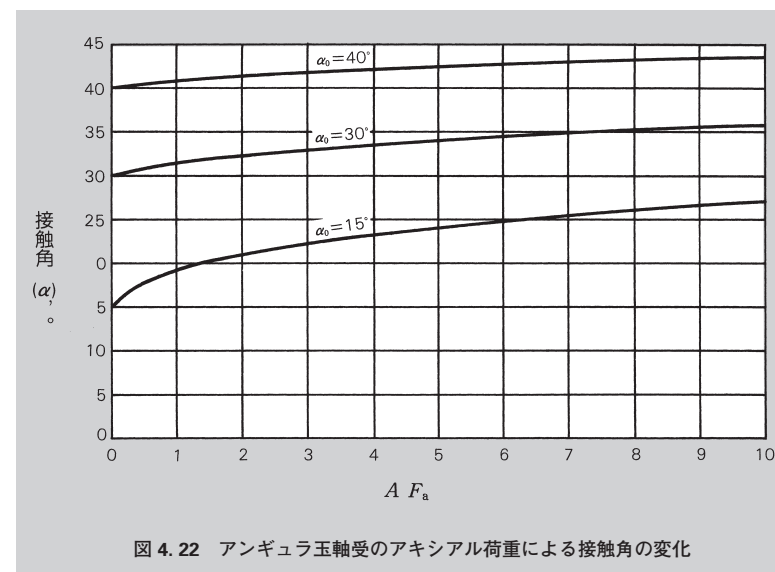


図 4.22 アンギュラ玉軸受のアキシャル荷重による接触角の変化

表 4.10 アンギュラ玉軸受における定数 A の値

単位 :  $\text{kN}^{-1}$

軸受の内径番号	軸受系列 70			軸受系列 72			軸受系列 73		
	15°	30°	40°	15°	30°	40°	15°	30°	40°
05	1.97	2.05	2.31	1.26	1.41	1.59	0.838	0.850	0.961
06	1.45	1.51	1.83	0.878	0.979	1.11	0.642	0.651	0.736
07	1.10	1.15	1.38	0.699	0.719	0.813	0.517	0.528	0.597
08	0.966	1.02	1.22	0.562	0.582	0.658	0.414	0.423	0.478
09	0.799	0.842	1.01	0.494	0.511	0.578	0.309	0.316	0.357
10	0.715	0.757	0.901	0.458	0.477	0.540	0.259	0.265	0.300
11	0.540	0.571	0.681	0.362	0.377	0.426	0.221	0.226	0.255
12	0.512	0.542	0.645	0.293	0.305	0.345	0.191	0.195	0.220
13	0.463	0.493	0.584	0.248	0.260	0.294	0.166	0.170	0.192
14	0.365	0.388	0.460	0.226	0.237	0.268	0.146	0.149	0.169
15	0.348	0.370	—	0.212	0.237	0.268	0.129	0.132	0.149
16	0.284	0.302	0.358	0.190	0.199	0.225	0.115	0.118	0.133
17	0.271	0.288	0.341	0.162	0.169	0.192	0.103	0.106	0.120
18	0.228	0.242	0.287	0.140	0.146	0.165	0.0934	0.0955	0.108
19	0.217	0.242	0.273	0.130	0.136	0.153	0.0847	0.0866	0.0979
20	0.207	0.231	0.261	0.115	0.119	0.134	0.0647	0.0722	0.0816

■軸受寸法の選定

同様に深溝玉軸受についてはそれらの値を、  
表 4.11 及び図 4.23 に示す。

例題 2

深溝玉軸受 6215 に純アキシャル荷重  $F_a=24.75$  kN (基本静定格荷重の 50%) がかったときの接触角の変化を算出してみる。ただし、ラジアル内部すきまは普通すきまの中央値 (0.020mm) として計算する。

C015ページ図 3より初期接触角  $10^\circ$  が得られる。また、表 4.11 より  $A=0.303$  が求められ、図 4.23 より  $AF_a=0.303 \times 24.75 \approx 7.5$ 、 $\alpha \approx 24^\circ$  が得られる。

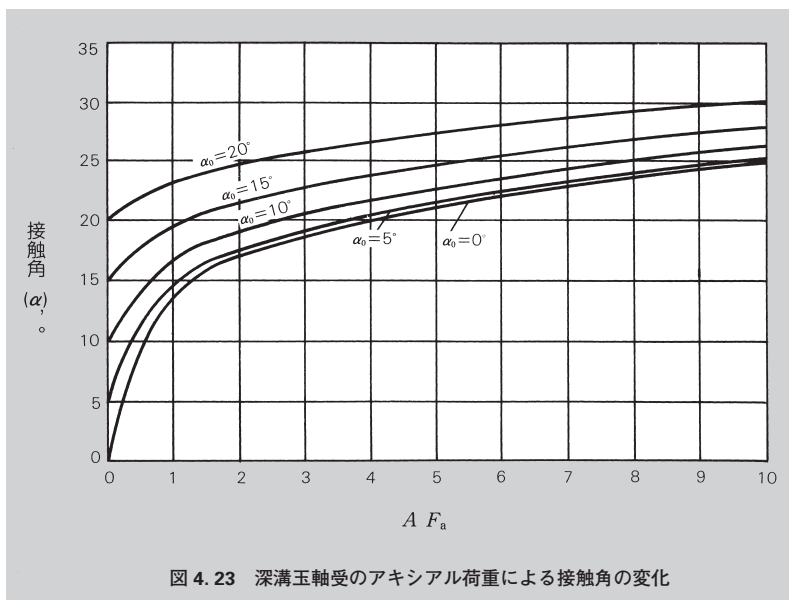


表 4.11 深溝玉軸受における定数 A の値

単位: kN<sup>-1</sup>

軸受の内径番号	軸受系列 62				
	0°	5°	10°	15°	20°
05	1.76	1.77	1.79	1.83	1.88
06	1.22	1.23	1.24	1.27	1.30
07	0.900	0.903	0.914	0.932	0.958
08	0.784	0.787	0.796	0.811	0.834
09	0.705	0.708	0.716	0.730	0.751
10	0.620	0.622	0.630	0.642	0.660
11	0.490	0.492	0.497	0.507	0.521
12	0.397	0.398	0.403	0.411	0.422
13	0.360	0.361	0.365	0.373	0.383
14	0.328	0.329	0.333	0.340	0.349
15	0.298	0.299	0.303	0.309	0.317
16	0.276	0.277	0.280	0.285	0.293
17	0.235	0.236	0.238	0.243	0.250
18	0.202	0.203	0.206	0.210	0.215
19	0.176	0.177	0.179	0.183	0.188
20	0.155	0.156	0.157	0.160	0.165

■軸受寸法の選定

(2) 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

ここで言う許容アキシャル荷重とは、ラジアル軸受にアキシャル荷重がかかると接触角が変化し、玉と軌道との接触部に生じる接触だ円が、軌道溝の肩に乗り上げる限界の荷重を指し、基本静定格荷重  $C_{0r}$  から静アキシャル荷重係数  $Y_0$  を利用して求めた静等価荷重  $P_0$  の限界値とは異なる。また、軸受にかかるアキシャル荷重が  $P_0$  の限界値以下でも接触だ円が溝の肩をこえることがあるので注意を要する。

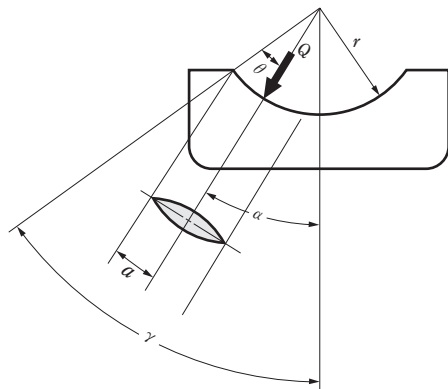


図 4.24

ラジアル玉軸受の許容アキシャル荷重  $F_{a \max}$  は、次のように求めることができる。

(1) 項の式 (4.51) の右辺と式 (4.52) より  $F_a$  に対する接触角  $\alpha$  が求められ、 $Q$  は

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha}$$

より求められる。

また、図 4.24 の  $\theta$  は、次のように求められる。

$$2a = A_2 \mu \left( \frac{Q}{\Sigma \rho} \right)^{1/3}$$

$$\therefore \theta \doteq \frac{a}{r}$$

したがって、許容アキシャル荷重は

$$\gamma \geq \alpha + \theta$$

となる最大のアキシャル荷重を求めればよい。しかしながら、この計算では軸受の内部諸元がわからないと、許容アキシャル荷重が求められないので、図 4.25 に深溝ラジアル玉軸受の許容アキシャル荷重を求めた結果を示す。

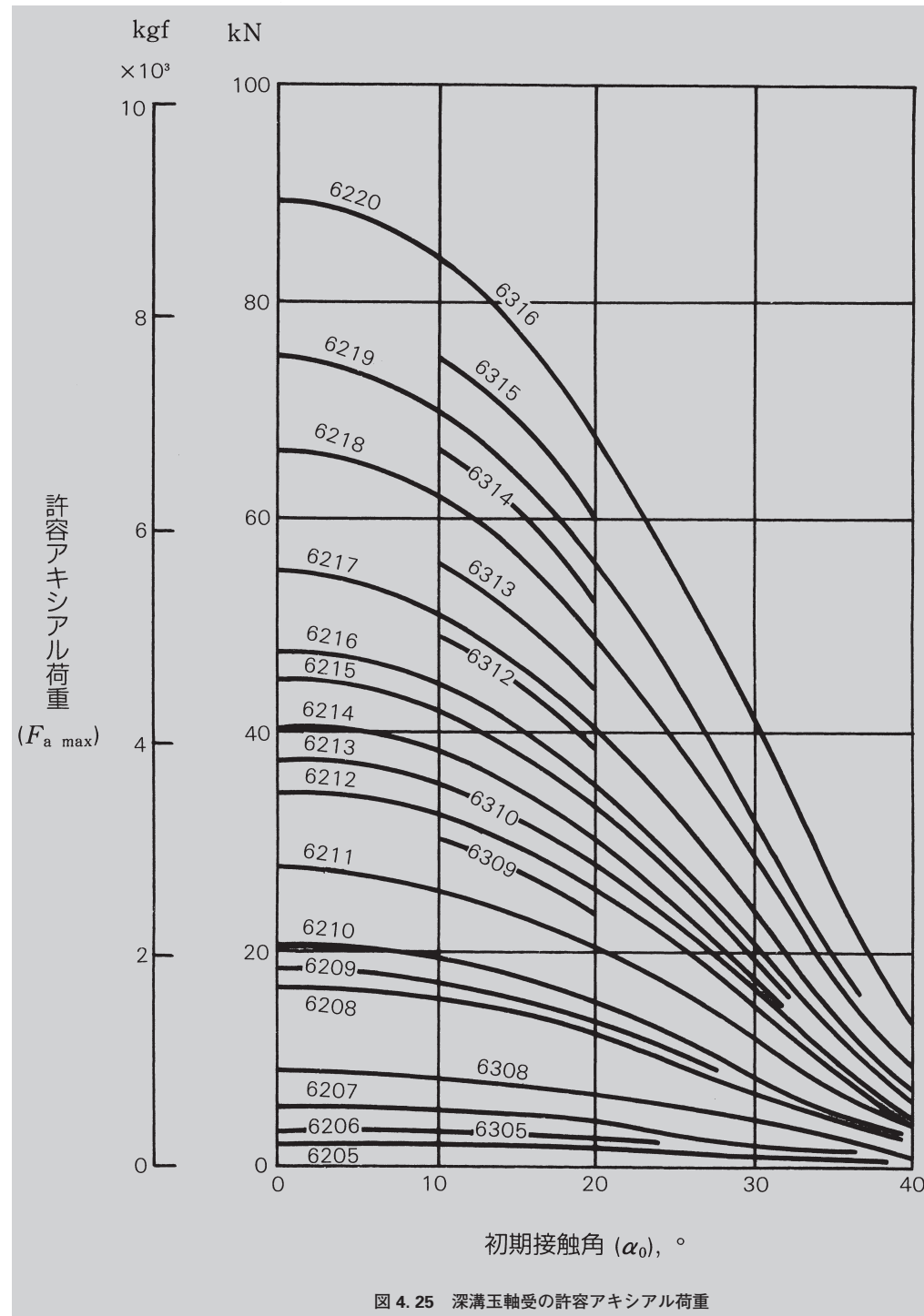


図 4.25 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

## ■軸受寸法の選定

### 4.7.2 円筒ころ軸受の許容アキシャル荷重

円筒ころ軸受で内輪、外輪ともに つば 又はつば輪をもつ形式の軸受は、ラジアル荷重と同時にある程度のアキシャル荷重を受けることができる。

その許容アキシャル荷重は、ころ端面と つば面との滑りによる発熱、焼付き、つば強度などによって制約される。

直径系列 3 の軸受にグリース潤滑又は油潤滑で、連続的に負荷させたときの許容アキシャル荷重（ころ端面とつば面との発熱を考慮した荷重）を図 4.26 に示す。

グリース潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \text{ {kgf}}$$

..... (4.55)

油潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ (N)}$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \text{ {kgf}}$$

..... (4.56)

ここで  $C_A$  : 許容アキシャル荷重 (N), {kgf}  
 $d$  : 呼び軸受内径 (mm)  
 $n$  : 軸受の回転速度 (min<sup>-1</sup>)  
 $f$  : 負荷係数  
 $k$  : 寸法係数

式 (4.55) (4.56) には、つば強度に関する検討は含まれておりません。つば強度に関しては、NSK にご相談ください。

なお、円筒ころ軸受に安定した耐アキシャル荷重能力を発揮させるためには、軸受及び軸受周りに次のような配慮が必要である。

- ラジアル荷重は、アキシャル荷重の2.5倍以上負荷されていること。
- ころ端面と つば面との間に、潤滑剤が十分行きわたるようにすること。
- 極圧性の高い潤滑剤を使用すること。
- 慣らし運転を十分に行なうこと。
- 軸受の取付精度を良くすること。
- 必要以上にラジアルすきま を大きく採らないこと。

また、下記の場合は、潤滑、冷却などについて個々に十分な検討が必要である。このような場合は NSK にご相談ください。

- 軸受の回転速度が200min<sup>-1</sup> 未満の場合
- 許容回転数の50%を超える場合
- 呼び軸受内径200mm を超える大形円筒ころ軸受の場合

負荷係数  $f$  の値

区 分	$f$ の値
連続負荷のとき	1
間欠負荷のとき	2
短時間負荷のとき	3

寸法係数  $k$  の値

区 分	$k$ の値
軸受の直径系列2	0.75
軸受の直径系列3	1
軸受の直径系列4	1.2

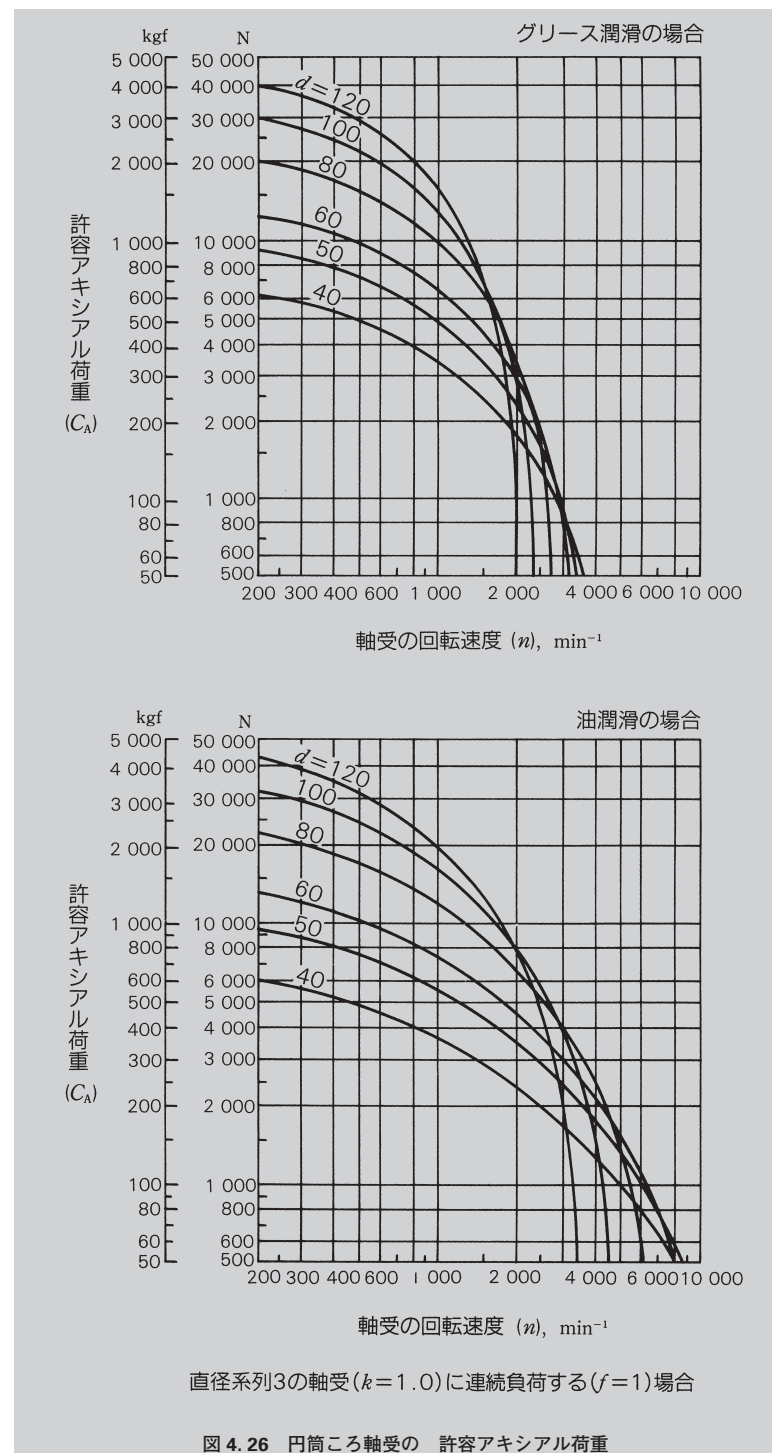


図 4.26 円筒ころ軸受の 許容アキシャル荷重

## ■軸受寸法の選定

### 4.8 テクニカルデータ

#### 4.8.1 疲れ寿命と信頼度

航空機、人工衛星、あるいはロケットなどのように部品の故障が全体の損傷を引き起こすおそれがあり、しかも故障の修理ができないような場合には、一段と高い信頼性が各構成部品に要求されている。この考え方は、一般の耐久消費材にも適用されつつあり、また機械設備に対する効果的な予防保全にも活用し得るものである。

転がり軸受の定格疲れ寿命 (rating life) とは一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき、そのうちの90%の軸受が材料の転がり疲れによる損傷を起こさずに回転できる総回転数、あるいは、一定回転速度では総回転時間をいう。すなわち、信頼度90%と定められている。90%にとった理由としては、人間の寿命などによく使われる平均値では、その寿命値よりもだいぶ前に寿命に達してしまうものが多く、また最小値を基準にした場合にはその寿命値よりもはるかに長い寿命を示すものが多過ぎるからである。また統計的な信頼度としては95%をとることが多いが、軸受の場合には、実用上と経済的な点から、経験的に90%とやや信頼度をゆるめて採ったものである。しかしながら90%の信頼度は、今日の航空機や電子計算機あるいは通信設備などの部品には許されず99%とか99.9%信頼度という要求もある。

一群の同じ軸受を同一条件で個々に運転したときの疲れ寿命の分布は、図 4.27 のとおりである。ワイブル方程式は、損傷率10～60% (残存確率90～40%) の範囲ではその疲れ寿命分布によく適合する。しかし、損傷率10%以下 (残存確率90%以上) の範囲においては、図 4.28 に示すように転がり疲れ寿命はワイブル分布の理論曲線よりも寿命が長くなる。これは、非常に数多くの各種軸受を寿命試験し、データを集積、解析した結果得られた結論である。

これらをもとに損傷率10%以下の軸受寿命、例えば95%寿命、あるいは98%寿命を検討する場合には、下表に示す信頼度係数 $a_1$ を寿命検討に際し用いる。いま、定格疲れ寿命 $L_{10}$ が10 000時間と計算された軸受を98%寿命 $L_2$ にて検討したいときには $L_2=0.37 \times L_{10}=3 700$ 時間と算出できる。これにより機械設備に必要な信頼性の大小、あるいは分解点検の難易などに軸受寿命の信頼度をマッチさせることが可能となる。

表 4.12 信頼度係数

信頼度 %	90	95	96	97	98	99
寿命 $L$	$L_{10}$ 定格寿命	$L_5$	$L_4$	$L_3$	$L_2$	$L_1$
信頼度係数 $a_1$	1	0.64	0.55	0.47	0.37	0.25

転がり疲れ以外に軸受の耐久性を決定づけるものに、潤滑、摩耗、音響、精度などがある。広い意味での軸受寿命はこれらについても当然考えなければならないが、これらの耐久限界は使用箇所、使用条件により異なる。

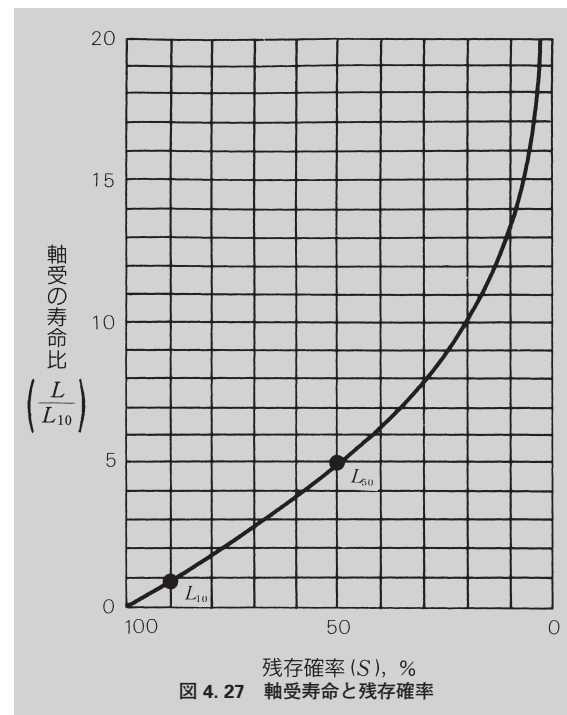


図 4.27 軸受寿命と残存確率

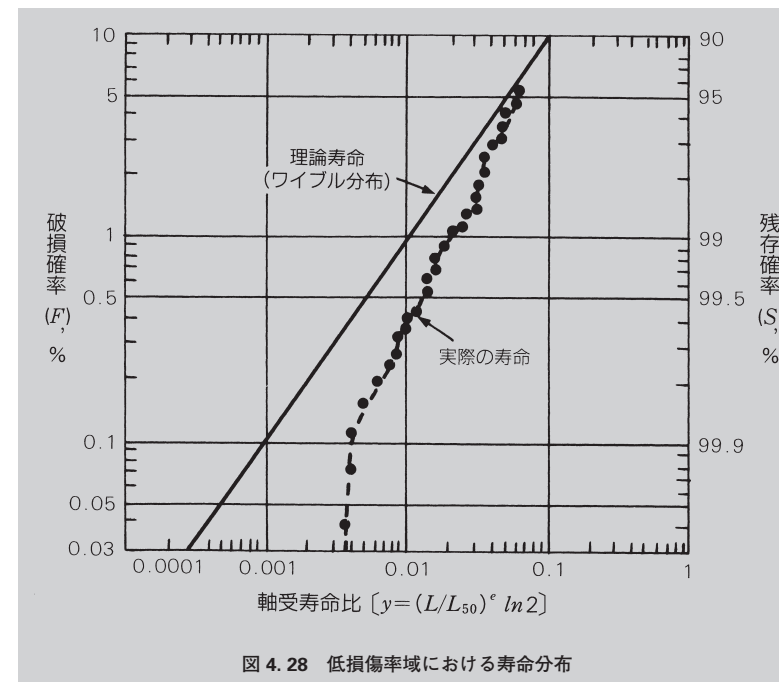


図 4.28 低損傷率域における寿命分布

■軸受寸法の選定

4.8.2 ラジアルすきまと疲れ寿命

転がり軸受の疲れ寿命計算式は、カタログなどに示されているとおり、式(4.57)で表わされる。

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \dots\dots\dots (4.57)$$

ここで、L：定格疲れ寿命 (10<sup>6</sup> rev.)

C：基本動定格荷重 (N), [kgf]

P：動等価荷重 (N), [kgf]

p：指数 (玉軸受 p=3  
ころ軸受 p=10/3)

この場合の定格疲れ寿命Lは、ラジアル軸受では軸受内部の荷重分布が負荷率ε=0.5の状態(図4.29)にあることが前提になっている。

軸受内部すきまが零のときε=0.5の荷重分布状態が得られる。したがって、通常行なう疲れ寿命計算はすきま零としての値を計算しているものである。ラジアルすきまの影響を考慮した場合の軸受の疲れ寿命は次のようにして求める。

軸受のラジアルすきまΔ<sub>r</sub>と負荷率εの関数f(ε)との間には式(4.58)、式(4.59)が成り立つ。

深溝玉軸受の場合

$$\left. \begin{aligned} f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.00044 \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot D_w^{1/3}}{0.002 \left(\frac{F_r}{Z}\right)^{2/3}} \dots\dots\dots [\text{kgf}] \end{aligned} \right\} \dots\dots (4.58)$$

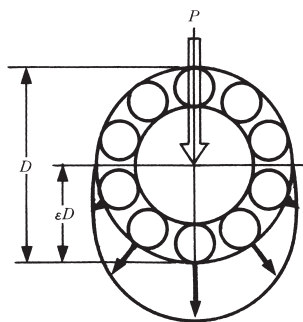


図 4.29 ε=0.5 の荷重分布

円筒ころ軸受の場合

$$\left. \begin{aligned} f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.000077 \left(\frac{F_r}{Z \cdot i}\right)^{0.9}} \dots\dots\dots (N) \\ f(\varepsilon) &= \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0.8}}{0.0006 \left(\frac{F_r}{Z \cdot i}\right)^{0.9}} \dots\dots\dots [\text{kgf}] \end{aligned} \right\} \dots\dots (4.59)$$

ここで、Δ<sub>r</sub>：ラジアルすきま (mm)

F<sub>r</sub>：ラジアル荷重 (N), [kgf]

Z：転動体の数

i：転動体の列数

D<sub>w</sub>：玉の直径 (mm)

L<sub>we</sub>：ころの有効長さ (mm)

Lε：すきまΔ<sub>r</sub>のときの寿命

L：すきま零のときの寿命で式(4.57)より求まる

ラジアル内部すきまΔ<sub>r</sub>のときの負荷率εとf(ε)及びLε/Lの関係は、表4.13に示すとおりである。

上式よりf(ε)を求めてε及びLε/Lを知ることができる。

例として6208、及びNU208EWについて、ラジアルすきまと軸受の疲れ寿命との関係を示すと、図4.30のようになる。

表 4.13 εとf(ε), Lε/L

ε	深溝玉軸受		円筒ころ軸受	
	f(ε)	Lε/L	f(ε)	Lε/L
0.1	33.713	0.294	51.315	0.220
0.2	10.221	0.546	14.500	0.469
0.3	4.045	0.737	5.539	0.691
0.4	1.408	0.889	1.887	0.870
0.5	0	1.0	0	1.0
0.6	- 0.859	1.069	- 1.133	1.075
0.7	- 1.438	1.098	- 1.897	1.096
0.8	- 1.862	1.094	- 2.455	1.065
0.9	- 2.195	1.041	- 2.929	0.968
1.0	- 2.489	0.948	- 3.453	0.805
1.25	- 3.207	0.605	- 4.934	0.378
1.5	- 3.877	0.371	- 6.387	0.196
1.67	- 4.283	0.276	- 7.335	0.133
1.8	- 4.596	0.221	- 8.082	0.100
2.0	- 5.052	0.159	- 9.187	0.067
2.5	- 6.114	0.078	-11.904	0.029
3	- 7.092	0.043	-14.570	0.015
4	- 8.874	0.017	-19.721	0.005
5	-10.489	0.008	-24.903	0.002
10	-17.148	0.001	-48.395	0.0002

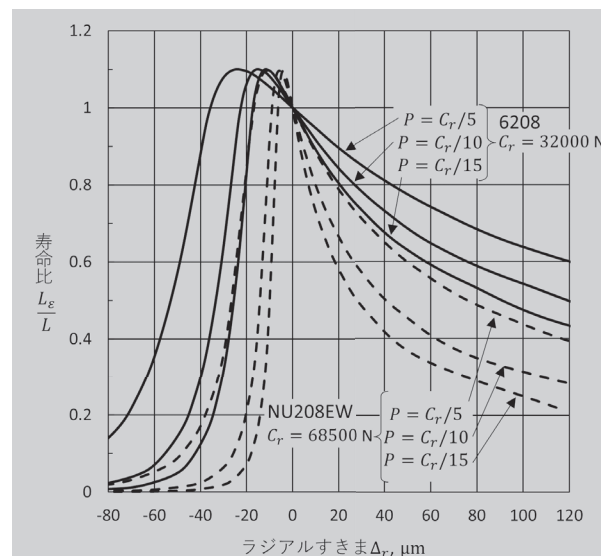


図 4.30 ラジアル内部すきまと寿命比

■軸受寸法の選定

4.8.3 深溝玉軸受の内輪・外輪の傾きと  
疲れ寿命

転がり軸受は高い精度で作られているので、使用状態でも、この精度が維持されるように、取付周りの軸やハウジングの加工精度、組立精度に留意しなければならない。実際には、軸受周りの加工精度にも限度があり、外部からの荷重などによる軸のたわみなどによって、内輪・外輪に傾きのある状態で使われることが多い。

深溝玉軸受の寸法、運転時の内部すきま、荷重などによって異なるが、許容される傾き角は、一般に、 $0.0006 \sim 0.003\text{rad}$  ( $2' \sim 10'$ ) である。

ここでは62系列、63系列の深溝玉軸受の中から代表例として4形番について、ある範囲以下の内輪・外輪の傾きと疲れ寿命との関係を紹介する。

傾きがないときの疲れ寿命を  $L_{\theta=0}$

傾きがあるときの疲れ寿命を  $L_{\theta}$  として

$L_{\theta}/L_{\theta=0}$  を計算によって求めると、傾きによる疲れ寿命への影響がわかる。この結果を図4.31～図4.34に示す。

計算上、荷重条件として、ラジアル荷重  $F_r$  (N), [kgf]、アキシアル荷重  $F_a$  (N), [kgf] を一般的な使用条件の一例として、それぞれ軸受の動定格荷重  $C_r$  (N), [kgf] のおおよそ9% (普通荷重)、1% (軽予圧程度) とした。ラジアル内部すきまを普通すきまとし、軸をj5程度とし

て、内輪の膨張による内部すきまの減少も考慮した。

更に、内輪・外輪の温度差が運転時に5℃ある状態を想定し、有効すきまが、最小、最大及び平均値のおおのの場合について  $L_{\theta}/L_{\theta=0}$  を算出した。

図4.31～図4.34に示されるとおり、傾きがおおよそ  $0.0006 \sim 0.003\text{rad}$  ( $2' \sim 10'$ ) の範囲では、疲れ寿命の低下が5～10%以内にとどまるので、大きな影響はない。

しかし、傾きがある範囲を超えると、疲れ寿命が急激に低下することが図からわかるので、十分な注意が必要である。

さらに、すきまが小さい場合、図示されているように、傾きの小さい時は、ほとんど影響がないが、傾きが大きくなると、寿命の低下の度合いが大きい。

このようなことから、軸受を使用する場合は、取付誤差を可能な限り、小さくするよう配慮すべきである。

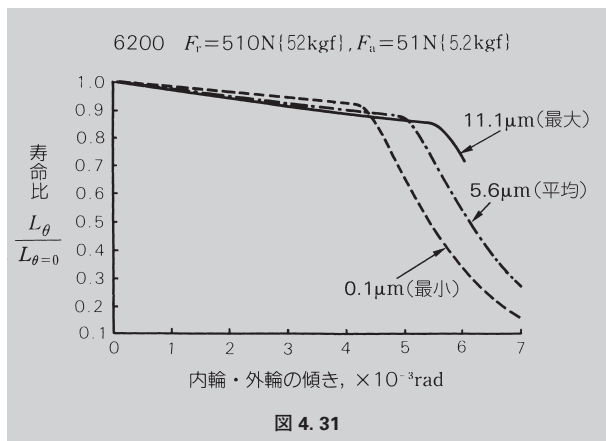


図 4.31

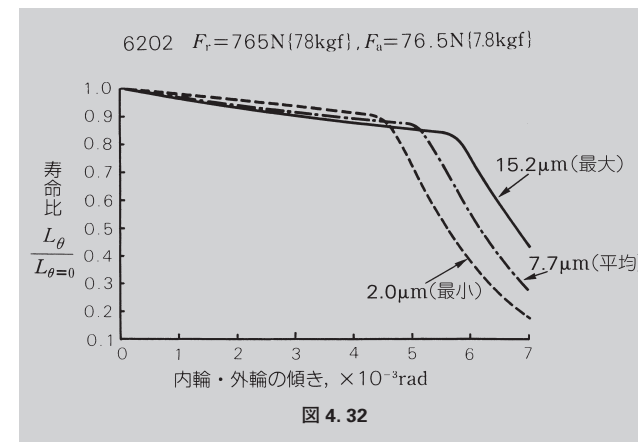


図 4.32

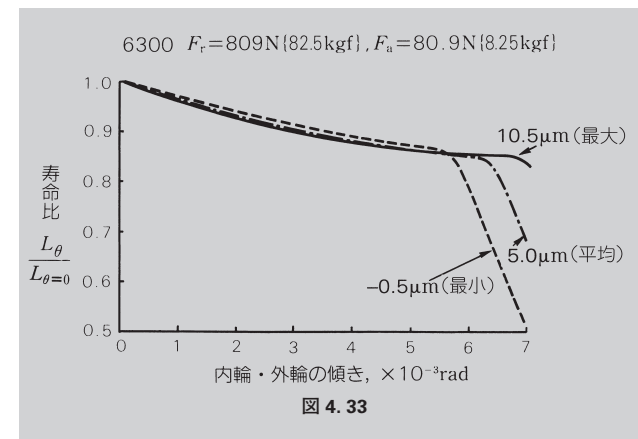


図 4.33

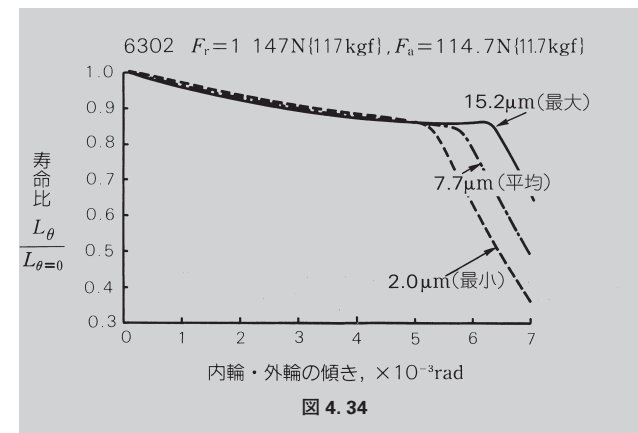


図 4.34

■軸受寸法の選定

4.8.4 円筒ころ軸受の内輪・外輪の傾きと  
疲れ寿命

転がり軸受で支持されている軸に たわみ がある場合や、取付部の肩に精度不良がある場合には、軸受の内輪と外輪との間に傾きを生じ、軸受の疲れ寿命が低下する。寿命低下の割合は、軸受の形式や内部設計によって異なり、また使用時のラジアル内部すきま や負荷する荷重の大きさによっても相違がある。

標準設計の円筒ころ軸受NU215とNU315について、内輪・外輪の傾きと疲れ寿命の関係を求めると、図 4.35～図 4.38 のようになる。

ここで、横軸は 内輪・外輪の傾き (rad)

縦軸は 疲れ寿命比  $L_{\theta}/L_{\theta=0}$  で

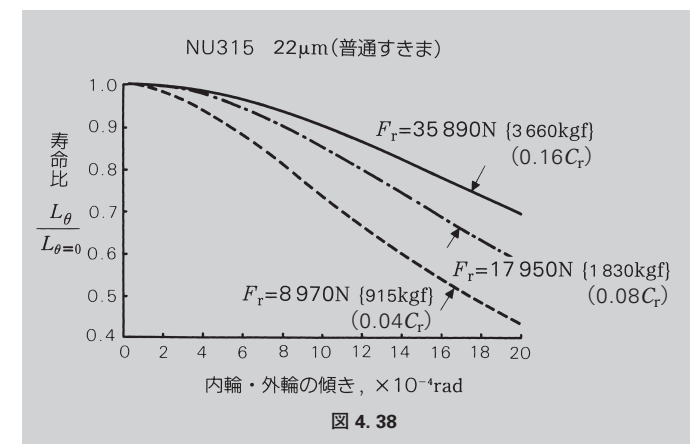
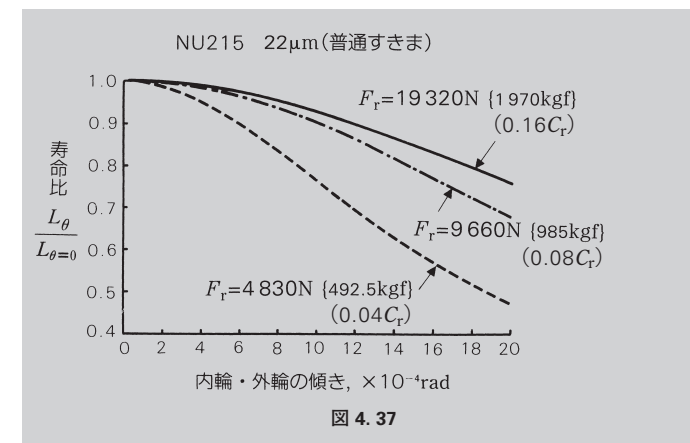
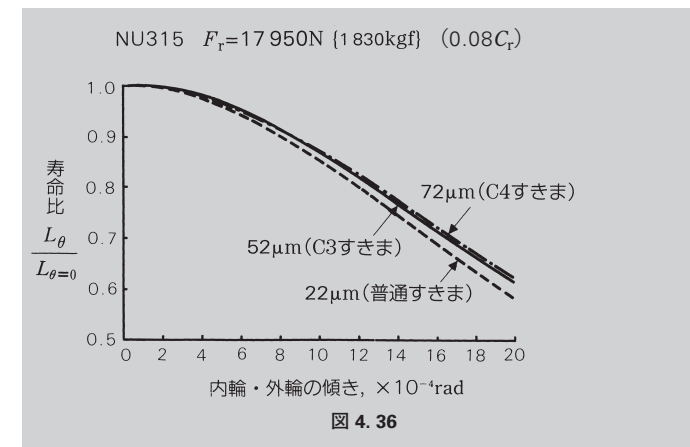
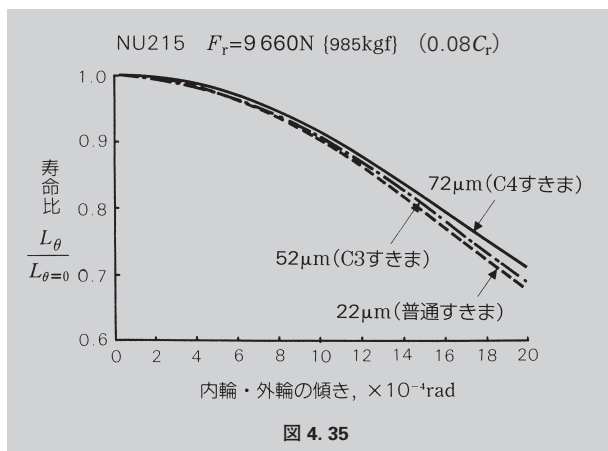
傾きがないときの疲れ寿命  $L_{\theta=0}$

傾きがあるときの疲れ寿命  $L_{\theta}$  とする。

図 4.35 及び図 4.36 は、荷重一定（軸受の基本動定格荷重  $C_r$  の 8%）で、内部すきまが普通すきま、C3すきま、C4すきまの場合を示し、図 4.37 及び図 4.38 は、すきま一定（普通すきま）で、荷重が基本動定格荷重  $C_r$  のそれぞれ 4%、8%、16% の場合を示している。

なお、すきまの値としては、はめあい が m5/H7、内輪・外輪の温度差を 5℃ としたときの有効すきまの中央値を使用している。

すきまや荷重に対する疲れ寿命比の傾向は、他の円筒ころ軸受も同様であるが、寿命比そのものは軸受系列・寸法によって異なり、広幅の 22、23 系列の軸受では、寿命低下が急激である。大きな傾きが予想される用途には、特別に設計された軸受を用いることが望ましい。



■軸受寸法の選定

4.8.5 油膜パラメータと転がり疲れ寿命

多くの実験や経験によれば、転がり軸受の転がり疲れ寿命は潤滑と密接に関係する。

転がり疲れ寿命は、軸受の軌道面・転動面が回転に伴い繰返し応力を受けることによって材料が疲労し、その表面の一部にはく離が生じるまでの総回転数である。

このはく離の起点となり得るものとしては、非金属介在物や空孔などの材料内部のミクロな不均質部がある場合と、軌道面・転動面の微小突起間の接触により生じる極めて微小なき裂や表面の傷・圧こんなど、材料表面のミクロな欠陥のある場合とがある。そして、前者によるはく離は内部起点はく離、後者によるはく離は、表面起点はく離と呼ばれている。

転がり接触面の潤滑状態の良否は、形成される油膜厚さと表面粗さとの比である油膜パラメータ  $A$  によって表わされ、 $A$  が大きいほど潤滑状態は良い。すなわち、 $A$  が大きい（一般には3程度以上）場合には、表面の微小突起間の接触による表面起点はく離が起りにくくなり、表面に傷・圧こん等の欠陥がなければ、寿命は主として内部起点はく離によって決まる。逆に  $A$  の減少につれて表面微小突起間の接触による表面起点はく離が生じやすくなり、寿命も短縮する。この様子を示すと、図4.39 のようになる。

NSKでは、約370個のころ軸受について  $A=0.3 \sim 3$  の範囲で潤滑剤・軸受材料等を変えた寿命実験を行い、この関係を明らかにした（図4.40の●▲）。これまでに報告されている同様な実験の中から主なものをまとめて示すと、図4.40 のようになる。これによると、寿命変化の少ない  $A=3 \sim 4$  付近の寿命値に較べて、 $A \approx 1$  付近になると寿命は急激に減少し、 $A \leq 0.5$  付近ではおよそ1/10以下にもなってしまう。これは表面起点はく離が支配的となった結果である。

したがって、転がり軸受の疲れ寿命を延長する立場からいえば、潤滑条件を良好にして油膜パラメータが大きく（理想的には3程度以上に）なるようにすることが望ましい。

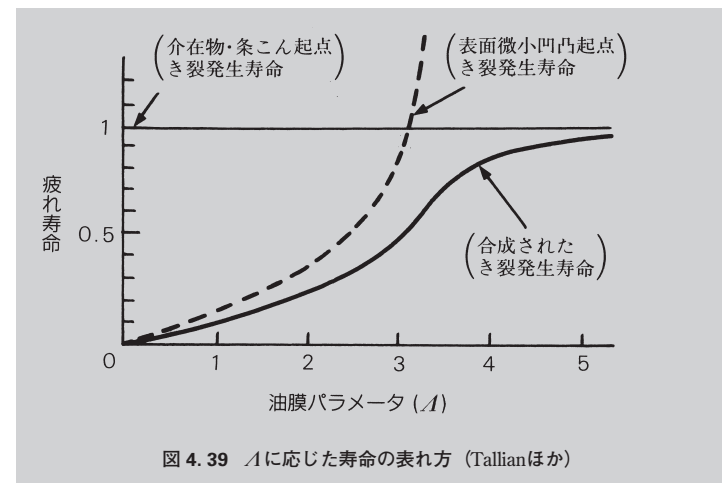


図 4.39  $A$  に応じた寿命の表れ方 (Tallianほか)

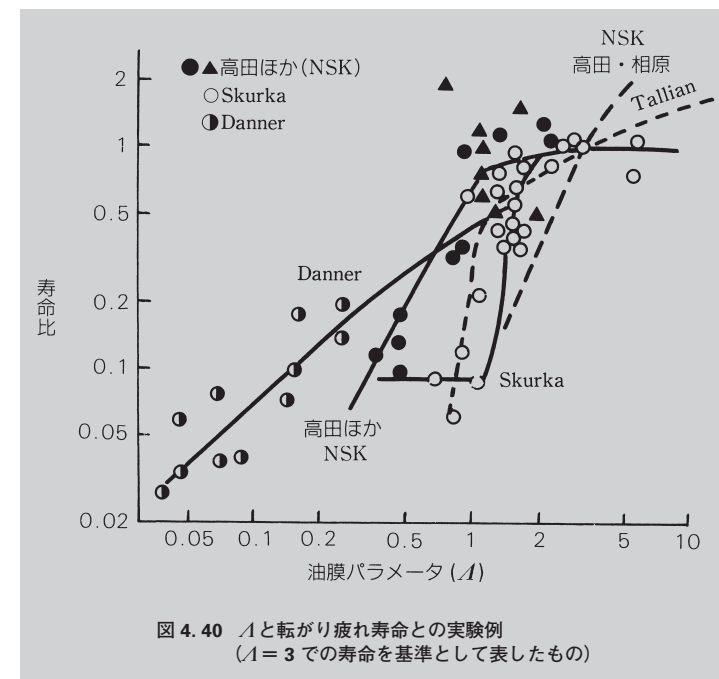


図 4.40  $A$  と転がり疲れ寿命との実験例 ( $A=3$  での寿命を基準として表したものを)

■軸受寸法の選定

4.8.6 EHL油膜パラメータの計算図表

転がり軸受の潤滑は、弾性流体潤滑 (Elasto-hydrodynamic Lubrication EHL) 理論で説明される。EHLに関する諸量の中で最も重要な油膜パラメータ(油膜-表面粗さ比)を簡略に求める方法を、紹介する。

(1) 油膜パラメータ

軸受の軌道面・転動面は非常に滑かであるが、ミクロ的にみると細かい凹凸をもっている。EHL油膜厚さは、ちょうどこの表面粗さと同じオーダーであるので、表面粗さを抜きにしては潤滑条件を論じられない。例えば、平均油膜厚さが同じでも、表面粗さにより2面が完全に分離される場合〔図 4.41 (a)〕と、表面突起間で金属接触する場合〔同 (b)〕とがある。潤滑の効果、表面の損傷に関して (b) が劣ることは、容易に理解される。

そこで導入されたのが油膜厚さと粗さとの比であり、次に示す油膜パラメータ (A) として、EHLの研究・応用面で広く使われている。

$$A = h/\sigma \dots\dots\dots (4.60)$$

ここで  $h$  : EHL油膜厚さ

$$\sigma : \text{合成表面粗さ } \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

$\sigma_1, \sigma_2$  は接触する2面の粗さ(2乗平均粗さ)(rms)

油膜パラメータと油膜形成の間には、図 4.42 の関係があり、潤滑の程度は図中の3領域に分けられる。

(2) 油膜パラメータ計算図表

図表化には、Dowson-Higginsonの最小油膜厚さ式

$$H_{\min} = 2.65 \frac{G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}} \dots\dots\dots (4.61)$$

を用いる。油膜厚さについては、最も薄くなる最大転動体荷重下の内輪油膜厚さを考える。

式 (4.61) は速度の項  $R$ 、粘度の項  $A$ 、負荷に関する項  $F$ 、軸受諸元に関する項  $J$  にグループ化すると、

$$A = t \cdot R \cdot A \cdot F \cdot J \dots\dots\dots (4.62)$$

のように表現できる。 $t$  は定数である。

$R$  と  $A$  は軸受によらない量にできる。また、 $F$  は、荷重  $P$  を 98N {10kgf} と 98kN {10tf} の間で考えると、 $F \propto P^{-0.13}$  として 2.54 倍変化するが、実用荷重は軸受寸法で大体決まってくるので、20 ~ 30% の変化におさまる。そこで、 $F$  は軸受諸元の項  $J$  と一括して考える [ $F = F(J)$ ]。その結果、従来からの考えに基づいた (traditional) 式 (4.62) は、次のようにグループ化できた。

$$A = T \cdot R \cdot A \cdot D \dots\dots\dots (4.63)$$

ここで  $T$  : 軸受の形式 (Type) で決まる係数  
 $R$  : 速度 (Rotation) に関する係数  
 $A$  : 粘度 (圧力、粘度係数  $d$  : Alpha) に関する係数  
 $D$  : 軸受寸法 (Dimension) に関する係数

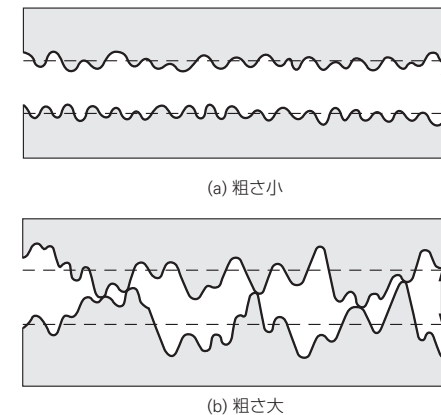


図 4.41 油膜と表面粗さ

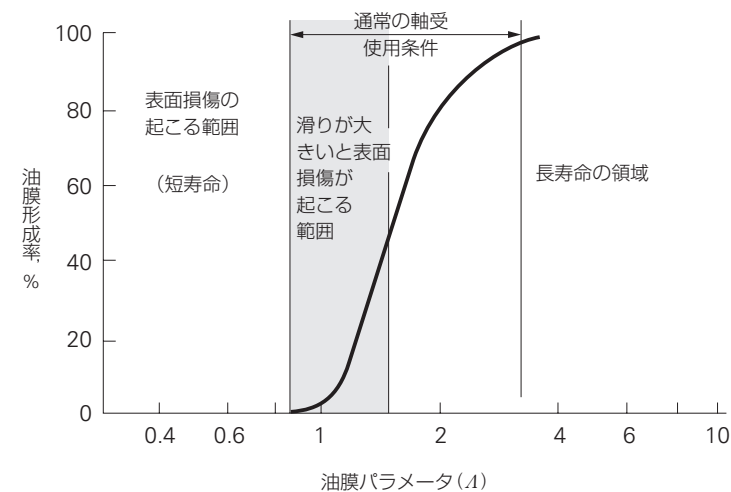


図 4.42 軸受特性に与える潤滑油膜の効果

## ■軸受寸法の選定

EHLに関する諸量で最も重要な油膜パラメータ $A$ は、先の簡略式で表われ、 $A$ が小さい領域では転がり軸受の疲れ寿命が短くなる。

$A = T \cdot R \cdot A \cdot D$ の式で、 $R \cdot A \cdot D$ の各項については、 $R$ が回転速度 $n$  ( $\text{min}^{-1}$ )、 $A$ が油の粘度 $\eta_0$  ( $\text{mPa} \cdot \text{s}$ )、 $\{\text{cp}\}$ 、 $D$ は軸受内径 $d$  ( $\text{mm}$ ) で表われ、以下に計算手順を示す。

- (1) 軸受の形式より、 $T$ の値を求める (表 4.14)。
- (2) 図 4.43 より、 $n$  ( $\text{min}^{-1}$ ) に対する  $R$  値を求める。
- (3) 図 4.44 より、絶対粘度 ( $\text{mPa} \cdot \text{s}$ )、 $\{\text{cp}\}$  と油の種類から  $A$  の値を求める。

一般には、動粘度 $\nu_0$  ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )、 $\{\text{cSt}\}$  が用いられるので、次式で換算する。

$$\eta_0 = \rho \cdot \nu_0 \dots\dots\dots (4.64)$$

$\rho$  は密度 ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ) であるが、概略として次の値を用いる。

- 鉱油  $\rho = 0.85$
- ジエスエル油  $\rho = 0.9$
- シリコン油  $\rho = 1.0$

また、鉱油がナフテン系かパラフィン系か不明のときは、図 4.44 でパラフィン系の線図を用いる。

- (4) 図 4.45 より、軸受の直径系列と内径  $d$  ( $\text{mm}$ ) から  $D$  の値を求める。

表 4.14  $T$  値

軸受形式	$T$ 値
玉軸受	1.5
円筒ころ軸受	1.0
円すいころ軸受	1.1
自動調心ころ軸受	0.8

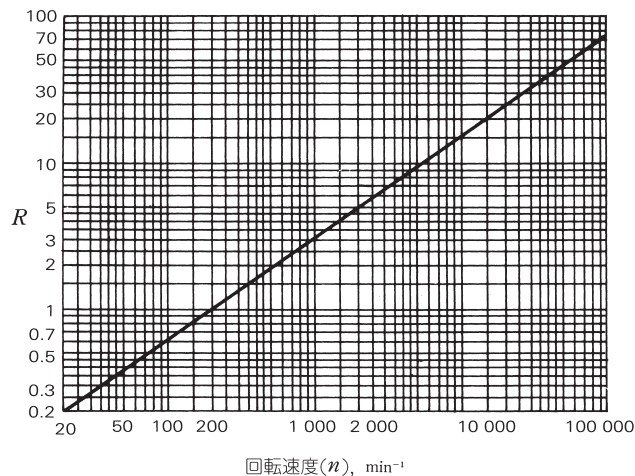


図 4.43 速度項に関する係数 ( $R$ )

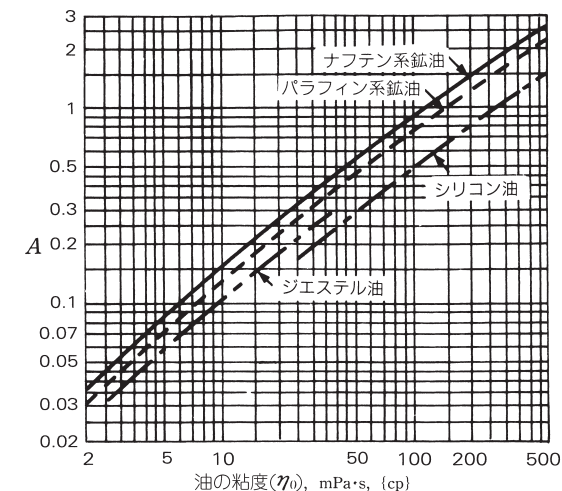


図 4.44 潤滑剤粘度に関する係数 ( $A$ )

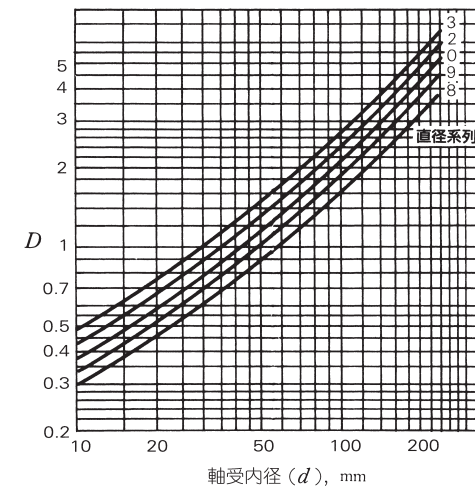


図 4.45 軸受諸元に関する係数 ( $D$ )

## ■軸受寸法の選定

EHL油膜パラメータの計算例を、次に示す。

〔例 1〕 深溝玉軸受6312をパラフィン系鉱油 ( $\eta_0 = 30\text{mPa}\cdot\text{s}$ , {cp}) を用いて、回転速度  $n = 1\,000\text{min}^{-1}$  で使用するときの油膜パラメータを求める。

(解) 軸受カタログより  $d = 60\text{mm}$ ,  $D = 130\text{mm}$

表 4.16  $T = 1.5$

図 4.43  $R = 3.0$

図 4.44  $A = 0.31$

図 4.45  $D = 1.76$

よって、  $A = 2.5$

〔例 2〕 円筒ころ軸受NU240 をパラフィン系鉱油 ( $\eta_0 = 10\text{mPa}\cdot\text{s}$ , {cp}) を用いて、  $n = 2\,500\text{min}^{-1}$  で使用するときの油膜パラメータを求める。

(解) 軸受カタログより  $d = 200\text{mm}$ ,  $D = 360\text{mm}$

表 4.16  $T = 1.0$

図 4.43  $R = 5.7$

図 4.44  $A = 0.13$

図 4.45  $D = 4.8$

よって、  $A = 3.6$

### (3) 油不足及びせん断発熱の影響

上で得た油膜パラメータは、接触部の入口部に油が十分に満ちている (fully flooded) という条件と、入口部の温度が一定 (isothermal) という条件を満足しているときの値である。しかし、潤滑条件、運転条件によっては、これらの条件が満たされない場合がある。

一つは、油不足 (starvation) と言われる状態であり、図表から求まる油膜パラメータより、実際の値は小さくなる。潤滑に供される油量が限られている場合、油不足になる可能性がある。グリース潤滑も油不足条件になると考えられる。このような条件では、油膜パラメータは図表から得られる値の50 ~ 70%が目安となる。

いま一つの影響は、特に高速時における接触部入口での激しいせん断による油の局所的な温度上昇で、このため油の粘度が低下し、油膜パラメータが等温理論の値より小さくなる。せん断発熱の影響については、MurchとWilsonの解析があり、油膜パラメータの減少係数が与えられている。いま、粘度と速度(転動体セットのピッチ径  $D_{pw} \times$  毎分回転数  $n$ , ( $d_m n$ )) をパラメータとして計算すると、概略値として図 4.46 を得る。この減少係数  $Hi$  を前項で求めた油膜パラメータに乗ずれば、せん断発熱を考慮した油膜パラメータが求まる。すなわち、

$$A = Hi \cdot T \cdot R \cdot A \cdot D \dots\dots\dots (4.65)$$

である。

なお、転動体のピッチ径  $D_{pw}$  ( $d_m$ ) は、軸受内径・外径の平均値 (mm) としてもよい。

計算 (例 1) の条件は、  $d_m n = 9.5 \times 10^4$ ,  $\eta_0 = 30\text{mPa}\cdot\text{s}$ , {cp} であり、図 4.46 からは  $Hi$  は 1 に近く、せん断発熱の影響はほとんどない。(例 2) の条件は、  $d_m n = 7 \times 10^5$ ,  $\eta_0 = 10\text{mPa}\cdot\text{s}$ , {cp} で  $Hi = 0.76$  と油膜パラメータが25%ほど小さくなっている。それゆえ  $A$  は3.6でなく、実際には2.7となる。

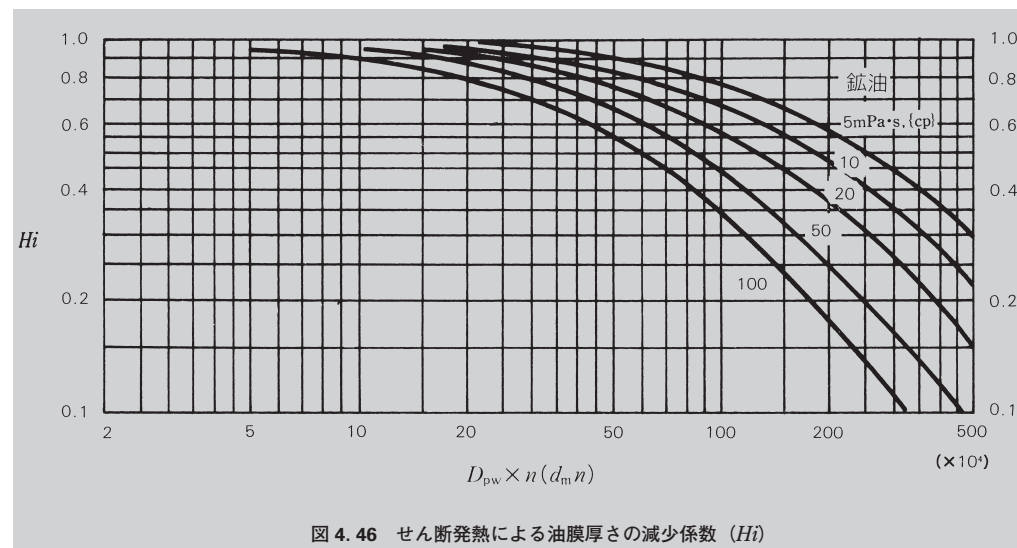


図 4.46 せん断発熱による油膜厚さの減少係数 ( $Hi$ )

## ■軸受寸法の選定

### 4.8.7 歯車の荷重計算

(1) 平歯車、はすば歯車、やまば歯車

にかかる力の計算

歯車と転がり軸受の二つの機械要素の間には、非常に密接な関係があり、多くの機械に使用されている歯車装置には、軸受がほとんど使われている。これらの歯車装置に使用する軸受の定格寿命計算、軸受の選定は、歯車のかみあい点における力が基本となる。

歯車のかみあい点における力は、次のように計算される。

平歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{(N)}$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{[kgf]}$$

$$S_1 = S_2 = P_1 \tan \alpha$$

被動歯車に作用する力  $P_2, S_2$  の大きさはそれぞれ  $P_1, S_1$  に等しく、方向が反対である。

はすば歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{(N)}$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{[kgf]}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$T_1 = T_2 = P_1 \tan \beta$$

被動歯車に作用する力  $P_2, S_2, T_2$  の大きさは、それぞれ  $P_1, S_1, T_1$  に等しく方向が反対である。

やまば歯車：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{(N)}$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \text{[kgf]}$$

$$S_1 = S_2 = \frac{P_1 \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

ここで、 $P$ ：接線力 (N), [kgf]  
 $S$ ：分離力 (N), [kgf]  
 $T$ ：スラスト (N), [kgf]  
 $H$ ：伝動動力 (kw)  
 $n$ ：回転数 ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $d_p$ ：ピッチ径 (mm)  
 $\alpha$ ：歯車圧力角  
 $\alpha_n$ ：歯直角圧力角  
 $\beta$ ：ねじれ角

添字 1：駆動歯車のときを示す。  
 添字 2：被動歯車のときを示す。

やまば歯車の場合、はすば歯車におけるスラストが互に打消し合うので接線力、分離力のみが働く。

接線力、分離力、スラストの力の方向は、図 4.47 及び図 4.48 のようになる。

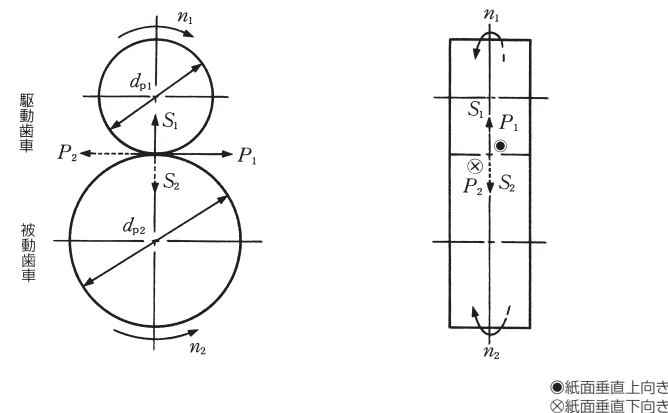


図 4.47 平歯車

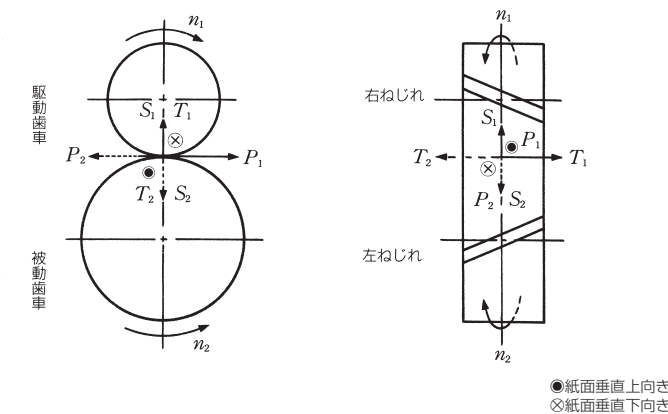


図 4.48 はすば歯車

■軸受寸法の選定

はすば歯車のスラストの方向については、歯車の回転方向、歯のねじれ方向及び駆動するか、駆動されるかによって、いろいろの場合があり、それぞれの力の方向は、次のようになる。

軸受にかかる荷重は、次のようにして求める。

接線力：

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

分離力： $S_1 = S_2 = P_1 \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$

スラスト： $T_1 = T_2 = P_1 \cdot \tan\beta$

軸受 C、Dについても、同じ方法で求めることができる。

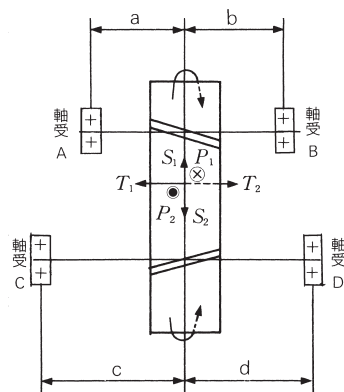


図 4.49

表 4.15

荷重の区分	軸 受 A	軸 受 B
ラジアル荷重	$P_1$ により $P_A = \frac{b}{a+b} P_1 \otimes$	$P_B = \frac{a}{a+b} P_1 \otimes$
	$S_1$ により $S_A = \frac{b}{a+b} S_1 \uparrow$	$S_B = \frac{a}{a+b} S_1 \uparrow$
	$T_1$ により $U_A = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \uparrow$	$U_B = \frac{d_{p1}/2}{a+b} T_1 \downarrow$
合成ラジアル荷重	$F_A = \sqrt{P_A^2 + (S_A + U_A)^2}$	$F_B = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$
アキシャル荷重	$F_a = T_1 \leftarrow$	

力の方向は図 4.49 の左側の図に対して示したものである。

●紙面垂直上向き  
⊗紙面垂直下向き

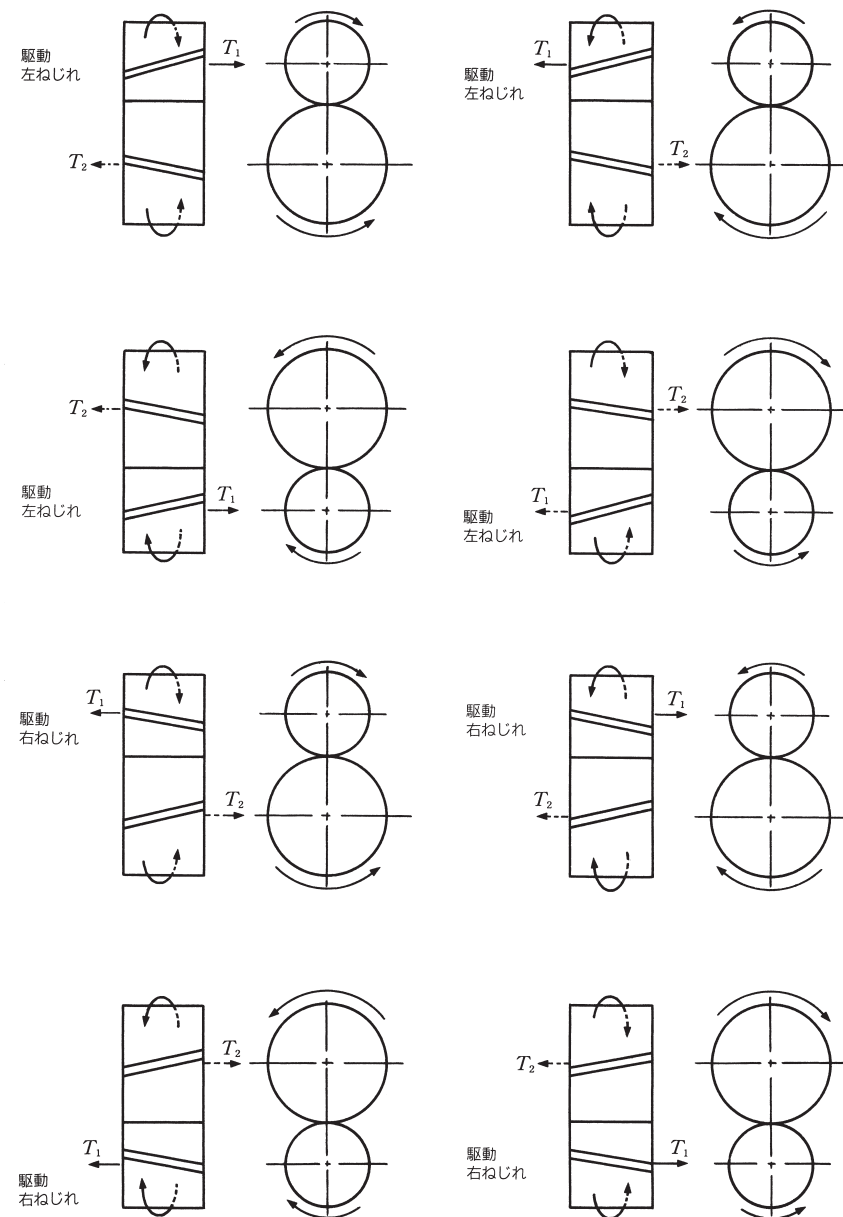
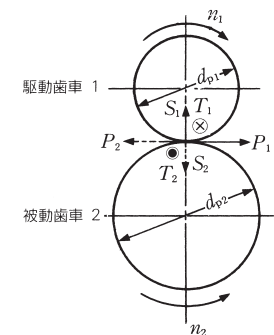


図 4.50 スラストの方向

■軸受寸法の選定

(2) すぐばかさ歯車にかかる力の計算

すぐばかさ歯車のかみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right) n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right) n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right) n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

ただし、 $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$   
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

$S_1 = P_1 \tan \alpha_n \cos \delta_1$   
 $S_2 = P_2 \tan \alpha_n \cos \delta_2$

$T_1 = P_1 \tan \alpha_n \sin \delta_1$   
 $T_2 = P_2 \tan \alpha_n \sin \delta_2$

ここで、 $D_m$ ：平均ピッチ径 (mm)  
 $d_p$ ：ピッチ径 (mm)  
 $w$ ：歯幅 (ピッチ母線長さ) (mm)  
 $\alpha_n$ ：歯直角圧力角  
 $\delta$ ：ピッチ円すい角  
 一般には  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  が多い。このとき  $S_1$  と  $T_2$  (あるいは  $S_2$  と  $T_1$ ) とは大きさが等しく方向が反対である。  
 $\delta$  に対する  $S/P$  及び  $T/P$  を図 4.53 に示す。  
 軸受にかかる荷重は、次のようにして求めることができる。

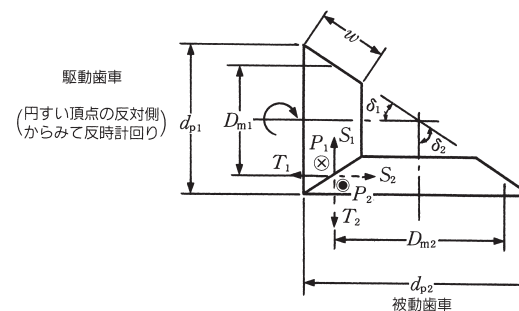


図 4.51

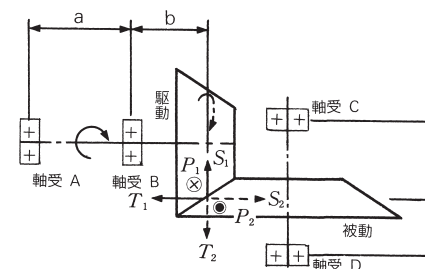


図 4.52

表 4.16

●紙面垂直上向き  
 ⊗紙面垂直下向き

荷重の区分		軸受 A	軸受 B	軸受 C	軸受 D
ラジアル荷重	Pにより	$P_A = \frac{b}{a} P_1$ ●	$P_B = \frac{a+b}{a} P_1$ ⊗	$P_C = \frac{d}{c+d} P_2$ ●	$P_D = \frac{c}{c+d} P_2$ ●
	Sにより	$S_A = \frac{b}{a} S_1$ ↓	$S_B = \frac{a+b}{a} S_1$ ↑	$S_C = \frac{d}{c+d} S_2$ →	$S_D = \frac{c}{c+d} S_2$ →
	Tにより	$U_A = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↑	$U_B = \frac{D_{m1}}{2 \cdot a} T_1$ ↓	$U_C = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ ←	$U_D = \frac{D_{m2}}{2(c+d)} T_2$ →
合成ラジアル荷重		$F_A = \sqrt{P_A^2 + (S_A - U_A)^2}$	$F_B = \sqrt{P_B^2 + (S_B - U_B)^2}$	$F_C = \sqrt{P_C^2 + (S_C - U_C)^2}$	$F_D = \sqrt{P_D^2 + (S_D + U_D)^2}$
アキシャル荷重		$F_a = T_1$ ←		$F_a = T_2$ ↓	

力の方向は図 4.52 に対して示したものである。

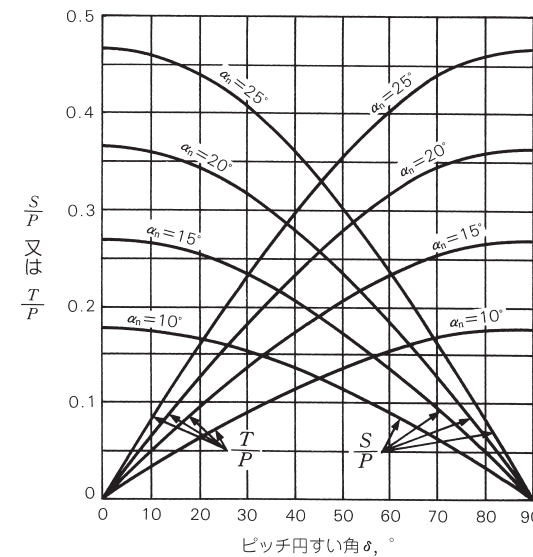


図 4.53

■軸受寸法の選定

(3) まがりばかさ歯車にかかる力の計算

まがりばかさ歯車の場合、回転方向と歯のねじれ方向によって、かみあい点における力の大きさと方向とが変化する。

回転方向は歯車に対し円すいの頂点と反対側から見て、時計回り、反時計回りに区別する(図 4.54 参照)。歯のねじれ方向は図 4.55 のとおりに区別する。

かみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

ここで、 $\alpha_n$ : 歯直角圧力角  
 $\beta$ : ねじれ角  
 $\delta$ : ピッチ円すい角  
 $w$ : 歯幅 (mm)  
 $D_m$ : 平均ピッチ径 (mm)  
 $d_p$ : ピッチ径 (mm)

ただし、 $D_{m1} = d_{p1} - w \sin \delta_1$   
 $D_{m2} = d_{p2} - w \sin \delta_2$

分離力  $S$ 、スラスト  $T$  は回転方向及び歯のねじれ方向によって、次のようになる。

(i) 右ねじれ時計回り、又は左ねじれ反時計回り

駆動歯車  
 分離力  

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 + \sin \beta \sin \delta_1)$$

スラスト  

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta \cos \delta_1)$$

被動歯車  
 分離力  

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 - \sin \beta \sin \delta_2)$$

スラスト  

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 + \sin \beta \cos \delta_2)$$

(ii) 右ねじれ反時計回り、又は左ねじれ時計回り

駆動歯車  
 分離力  

$$S_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \beta \sin \delta_1)$$

スラスト  

$$T_1 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta \cos \delta_1)$$

被動歯車  
 分離力  

$$S_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 + \sin \beta \sin \delta_2)$$

スラスト  

$$T_2 = \frac{P}{\cos \beta} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 - \sin \beta \cos \delta_2)$$

計算結果が正(プラス)のときは力は歯車を引き離す方向にかかることを示し、負(マイナス)のときは歯車を引き寄せる方向にかかることを示す。

一般には、 $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ が多い。このとき  $T_1$  と  $S_2$ (あるいは  $S_1$  と  $T_2$ ) とは大きさが等しく方向が反対である。

軸受にかかる荷重は、(2) すぐばかさ歯車にかかる力の計算と同じ方法で求めることができる。

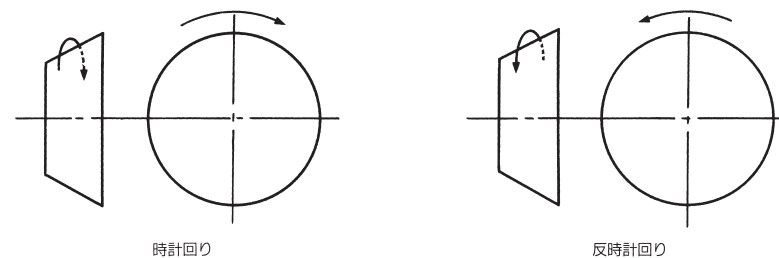


図 4.54

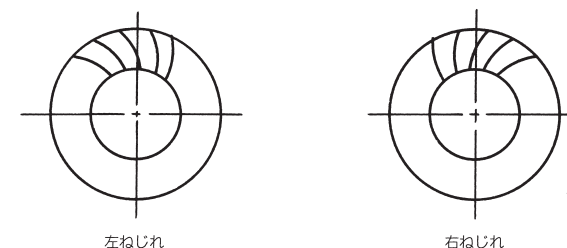


図 4.55

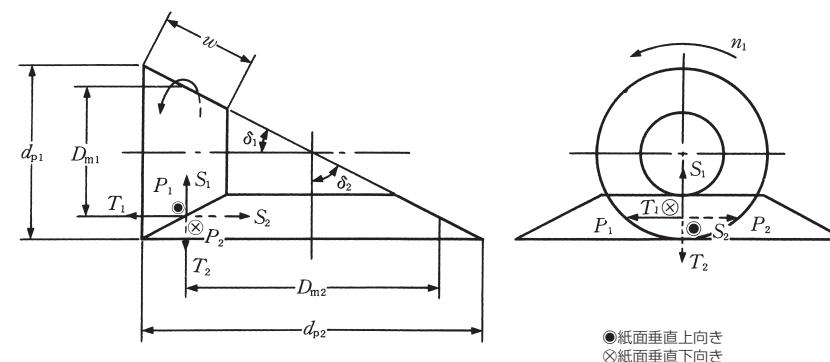


図 4.56

■軸受寸法の選定

(4) ハイポイドギヤにかかる力の計算

ハイポイドギヤーのかみあい点における力は、次のように計算される。

$$P_1 = \frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots (N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{D_{m1}}{2}\right)} = \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} P_2 \dots\dots\dots \{kgf\}$$

$$P_2 = \frac{9\,550\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$$

$$= \frac{974\,000H}{n_2 \left(\frac{D_{m2}}{2}\right)} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

ただし

$$D_{m1} = D_{m2} \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$$

$$D_{m2} = d_{p2} - w_2 \sin\delta_2$$

ここで、 $\alpha_n$ : 歯直角圧力角  
 $\beta$ : ねじれ角  
 $\delta$ : ピッチ円すい角  
 $w$ : 歯幅 (mm)  
 $D_m$ : 平均ピッチ径 (mm)  
 $d_p$ : ピッチ径 (mm)  
 $z$ : 歯数

分離力  $S$ 、スラスト  $T$  は、回転方向及び歯のねじれ方向によって、次のようになる。

(i) 右ねじれ時計回り、又は左ねじれ反時計回り

駆動歯車

分離力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 + \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 - \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

被動歯車

分離力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 - \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 + \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

(ii) 右ねじれ反時計回り、又は左ねじれ時計回り

駆動歯車

分離力

$$S_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \cos\delta_1 - \sin\beta_1 \sin\delta_1)$$

スラスト

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\tan\alpha_n \sin\delta_1 + \sin\beta_1 \cos\delta_1)$$

被動歯車

分離力

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \cos\delta_2 + \sin\beta_2 \sin\delta_2)$$

スラスト

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos\beta_2} (\tan\alpha_n \sin\delta_2 - \sin\beta_2 \cos\delta_2)$$

計算結果が正（プラス）のときには、力は歯車を引き離す方向にかかることを示し、負（マイナス）のときには、歯車を引き寄せ方向にかかることを示す。

なお、回転方向及び歯のねじれ方向については、(3) まがりばかさ歯車にかかる力の計算と同様である。

軸受にかかる荷重は、(2) すぐばかさ歯車にかかる力の計算と同じ方法で求めることができる。

■軸受寸法の選定

分離力  $S$  及びスラスト  $T$  の概略値並びに方向を求めるための計算図表を、次に示す。

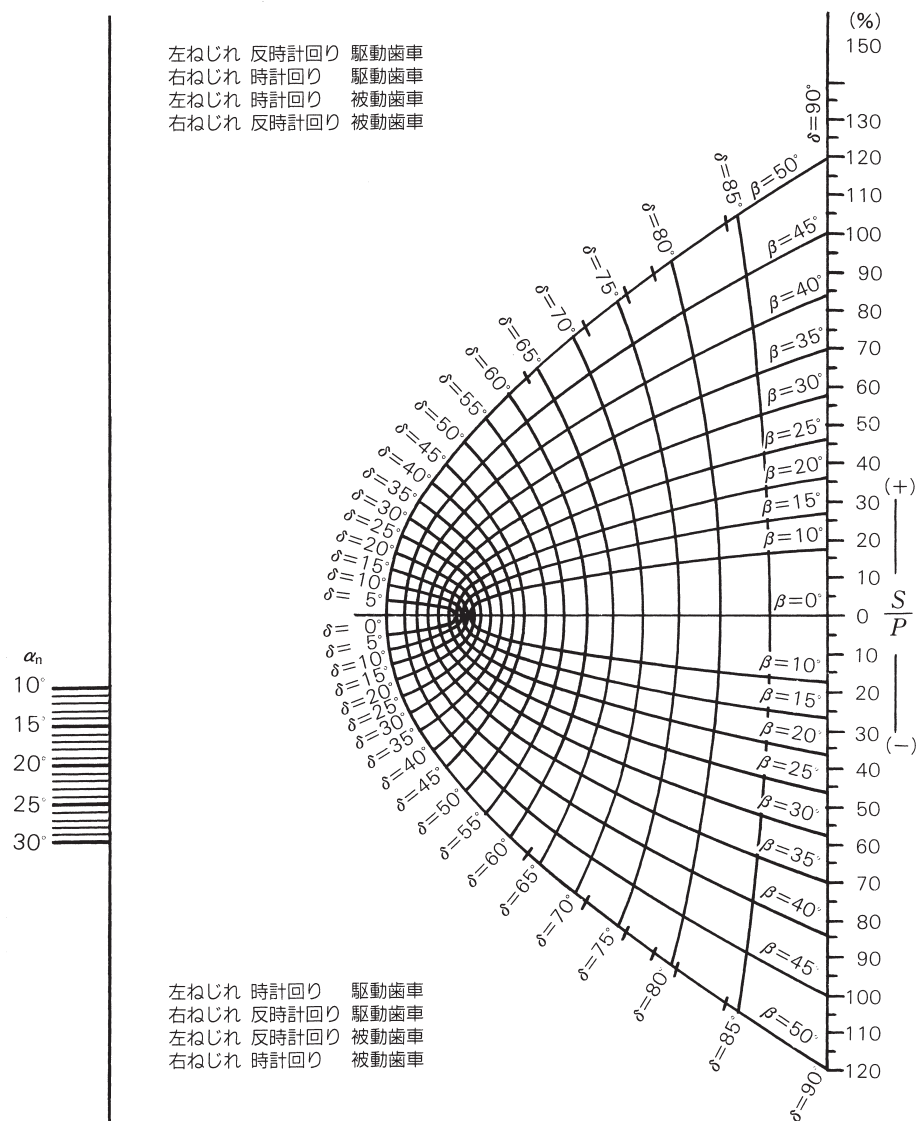
〔利用の仕方〕

分離力  $S$  の求め方について示す。スラスト  $T$  も全く同様にして求める。

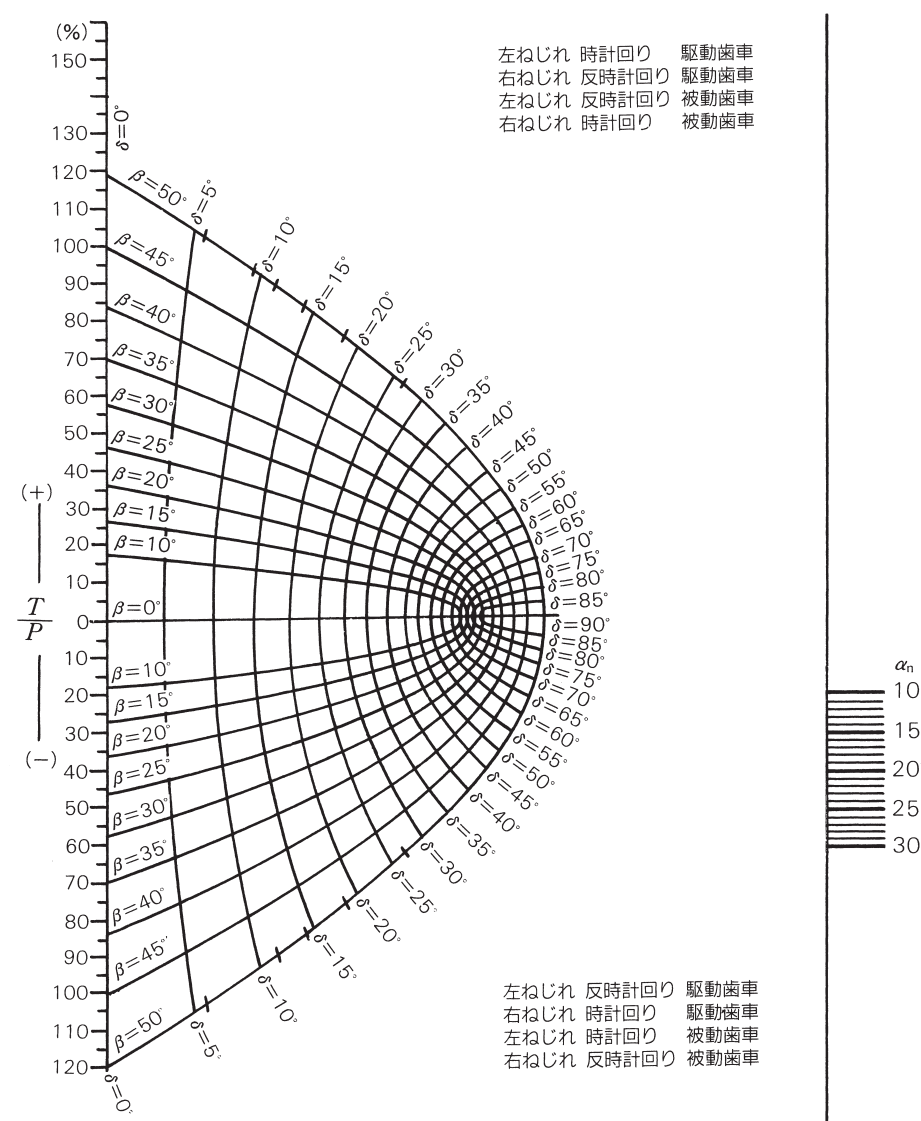
1. 図の左の縦尺の上に歯直角圧力角  $\alpha_n$  の値を探る。

2. 次に、ピッチ円すい角  $\delta$  とねじれ角  $\beta$  との交点を求める。2点のうち回転方向及び歯のねじれ方向により  $\beta=0$  の線より上方か下方の1点が決定される。

3. 上の2点を結び直線を引き右側の縦尺を切る点を読む。この読みが接線力  $P$  に対する分離力  $S$  の割合を百分化にて与えるものである。



分離力  $S$  の計算図表



スラスト  $T$  の計算図表

■軸受寸法の選定

(5) ウォームギヤにかかる力の計算

ウォームギヤは食違い軸歯車的一种であり、小さい容積で大きい減速比が容易に得られる。このウォームギヤのかみあい点における力は、表 4.17 に示すように計算される。

なお、表 4.17 における記号は、次のとおりである。

$i$  : 歯数比 ( $i = \frac{Z_2}{Z_w}$ )

$\eta$  : ウォームギヤの効率

$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \psi)}$

$\gamma$  : 進み角 ( $\gamma = \tan^{-1} \frac{d_{p2}}{i d_{p1}}$ )

$\psi$  : 摩擦角  $\psi$  は  $V_R = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cos \psi} \times 10^{-3}$

の値によって図 4.57 に示す値を用いる。

滑り速度  $V_R$  が 0.2m/s 以下の場合には  $\psi = 8^\circ$ 、 $V_R$  が 6m/s を超えるときは  $\psi = 1^\circ 4'$  を用いる。

$\alpha_n$  : 歯直角圧力角

$\alpha_a$  : 軸平面圧力角

$Z_w$  : 条数 (ウォームの歯数)

$Z_2$  : ウォームホイールの歯数

添字 1 : ウォーム (駆動歯車) のとき

添字 2 : ウォームホイール (被動歯車) のとき

ウォームギヤでは、ウォームのねじれ方向及び回転方向によって、かみあい点に作用する力の方向は、図 4.57 ~ 図 4.61 の 4 とおり の場合がある。

軸受にかかる荷重は、ウォームギヤのかみあい点におけるこれらの各分力の大きさと、方向から (1) 平歯車、または歯車、やまば歯車にかかる力の計算 の表 4.17 と同じ方法で求めることができる。

表 4.17

力	ウォーム	ウォームホイール
接線力 $P$	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$ $\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots [kgf]$	$\frac{9\,550\,000H\eta}{n_1 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N)$ $\frac{974\,000H\eta}{n_1 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots [kgf]$
スラスト $T$	$\frac{9\,550\,000H\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N)$ $\frac{974\,000H\eta}{n_2 \left(\frac{d_{p2}}{2}\right)} = \frac{P_1 \eta}{\tan \gamma} = \frac{P_1}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots [kgf]$	$\frac{9\,550\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots (N)$ $\frac{974\,000H}{n_1 \left(\frac{d_{p1}}{2}\right)} \dots\dots\dots [kgf]$
分離力 $S$	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N), [kgf]$	$\frac{P_1 \tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \psi)} = \frac{P_1 \tan \alpha_a}{\tan(\gamma + \psi)} \dots\dots\dots (N), [kgf]$

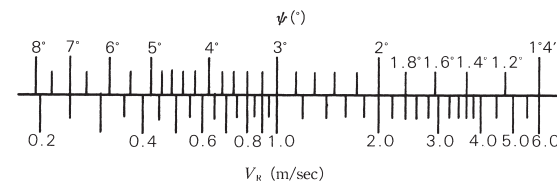


図 4.57

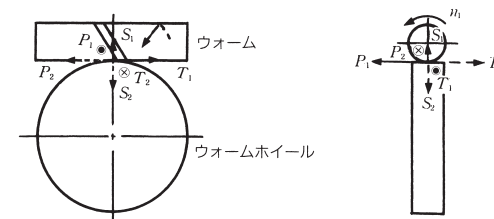


図 4.58 右ねじれウォーム

●紙面垂直上向き  
⊗紙面垂直下向き

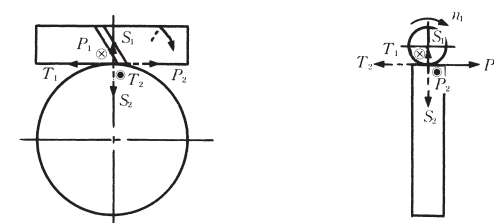


図 4.59 右ねじれウォーム (ウォームの回転が図4.58と逆向き)

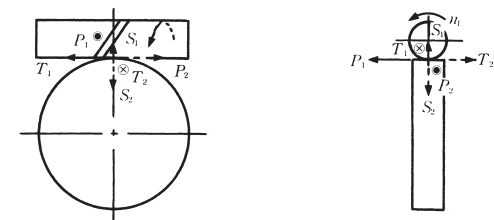


図 4.60 左ねじれウォーム

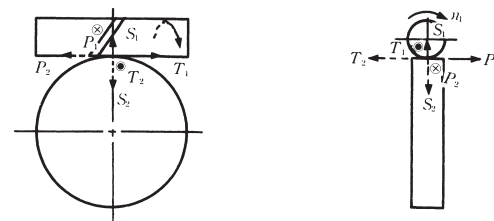
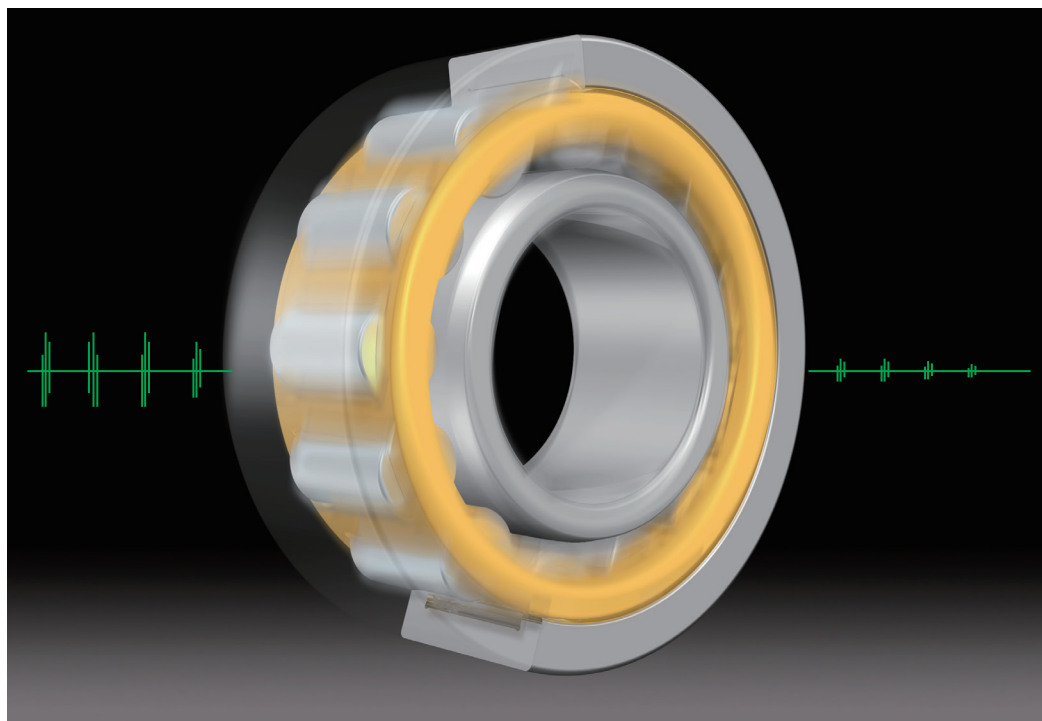


図 4.61 左ねじれウォーム (ウォームの回転が図4.60と逆向き)

## 5. 回転速度

5.1 許容回転数（グリース潤滑／油潤滑） .....	A 098
5.1.1 許容回転数（グリース潤滑／油潤滑）の補正 .....	A 098
5.1.2 接触ゴムシール玉軸受の許容回転数 （グリース潤滑／油潤滑） .....	A 099
5.2 熱定格回転数 .....	A 099
5.3 機械的限界回転数 .....	A 099
5.4 テクニカルデータ .....	A 100
5.4.1 転動体の自転・公転速度 .....	A 100



■回転速度

5 回転速度

NSKでは、回転速度の基準として表5.1に示す4つの速度を定義している。

表 5.1 回転速度基準概要

回転速度	概要	適用潤滑方式
許容回転数 (グリース潤滑)	グリース潤滑において、速度上昇による様々な要因やトラブルを包括した経験的な速度の許容値。	グリース潤滑
許容回転数 (油潤滑)	油潤滑において、速度上昇による様々な要因やトラブルを包括した経験的な速度の許容値。	油潤滑
熱定格回転数 (1)	基準条件下で軸受から発生する熱量と軸及びハウジングを通じて放出される熱量とが釣り合う回転速度。ISO15312/JIS B 1550に定められた軸受の高速運転適用性の高さを示す基準値である。	ISO15312/JIS B1550に定められた油潤滑
機械的限界回転数 (1)	軸受にとって理想的な潤滑条件・放熱条件・温度条件下で達成し得る機械的強度及び動力学的基準による限界回転速度。	高速運転に適切な設計・管理された強制循環給油法など

注(1) 単列円筒ころ軸受及び自動調心ころ軸受にのみ設定。

5.1 許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑)

軸受を運転した場合、その回転速度が速くなるにしたがって、軸受内部の摩擦熱による温度上昇が大きくなる。許容回転数は、焼付きや、ある程度以上の発熱を生じさせないで軸受の運転を続けうる経験的な速度の許容値である。したがって、各軸受の許容回転数 (min<sup>-1</sup>) は、軸受の形式・寸法、保持器の形式・材料、軸受荷重、潤滑方法、軸受周辺を含めた冷却状況などによって異なる。

軸受寸法表に記載されている許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) の値は、標準設計の軸受を普通の荷重条件 (玉軸受:  $C/P \geq 13$ ,  $F_a/F_r \leq 0.2$ 程度, 円筒ころ軸受, 円すいころ軸受:  $C/P \geq 15$ ,  $F_a/F_r \leq 0.2$ 程度, 自動調心ころ軸受:  $C/P \geq 12$ ,  $F_a/F_r \leq 0.2$ 程度) のもとで、それぞれグリース潤滑あるいは油潤滑で運転する場合に、許容される回転数である。油潤滑の基準は、油潤滑が基準になっている。

なお、潤滑剤の種類・銘柄によっては、他の性能に優れているが、高速回転に適さないものもある。したがって、軸受の運転速度が軸受寸法表に記載されている許容回転数 (グリース / 油潤滑) の70%を超えるような場合には、高速性能に優れた潤滑グリース、潤滑油を選定する必要がある。

[参考]

- 表11.2 各種グリースの一般性能(A236及びA237ページ)
- 表11.5 軸受の使用条件と潤滑油の選定例 (A239ページ)
- 表11.6 潤滑グリースの銘柄と性能 (A240及びA241ページ)

5.1.1 許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) の補正

軸受荷重  $P$  が基本動定格荷重  $C$  のおおよそ70%を超える場合、あるいは、アキシアル荷重  $F_a$  がラジアル荷重  $F_r$  の20%を超えるような使用条件では、軸受寸法表に記載されている許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) に、図5.1及び図5.2の補正係数を乗じて、許容回転数を補正する必要がある。

また、軸受の回転数が許容回転数 (グリース潤滑 / 油

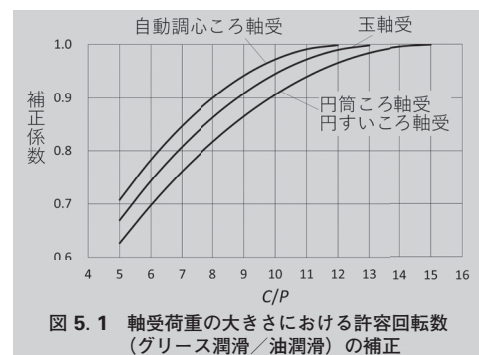


図 5.1 軸受荷重の大きさにおける許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) の補正

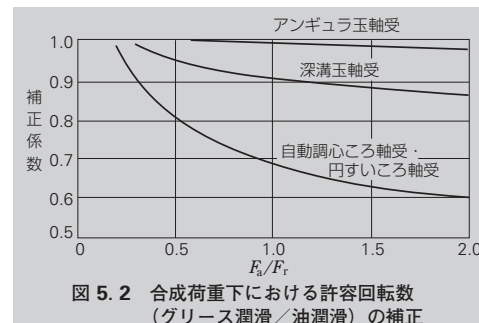


図 5.2 合成荷重下における許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) の補正

表 5.2 高速対策による許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) の補正

軸受形式	補正値
円筒ころ軸受 (単列)	2
針状ころ軸受 (広幅を除く)	2
円すいころ軸受	2
自動調心ころ軸受	1.5
深溝玉軸受	2.5
アンギュラ玉軸受 (組合せ軸受を除く)	1.5

潤滑) を超えるような使用条件では、軸受の精度 (内部) すきま、保持器の形式・材料などについて、十分な検討を行ない、軸受を選定する。潤滑方法についても、強制循環給油法、ジェット給油法、噴霧給油法あるいはオイルエア給油法などを採用する必要がある。

このような高速条件に対する配慮を行った場合には、許容回転数を高く採ることができる。すなわち、軸受寸法表に記載されている許容回転数 (油潤滑) に表 5.2の補正値を乗じた値まで採用することができる。

なお、このような場合には、NSKにご相談ください。

5.1.2 接触ゴムシール玉軸受の許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑)

密封玉軸受のうち、接触ゴムシール形 (DDU形) の許容回転数は、主として、シール先端のしゅう動速度によって決められる。軸受寸法表には、その値が記載されている。

5.2 熱定格回転数

基準条件下で軸受から発生する熱量と軸及びハウジングを通じて放出される熱量とが釣り合う回転速度。

ISO15312 / JIS B 1550に定められた軸受の高速運転適用性の高さを示す基準値である。

ISO15312:2003 / JIS1550:2010で下記基準条件が規定されている。

- 外輪固定、内輪回転条件
- 周囲温度20℃
- 軸受外輪温度70℃
- 軸受荷重 静定格荷重Corの5% (ラジアル軸受)
- 油潤滑

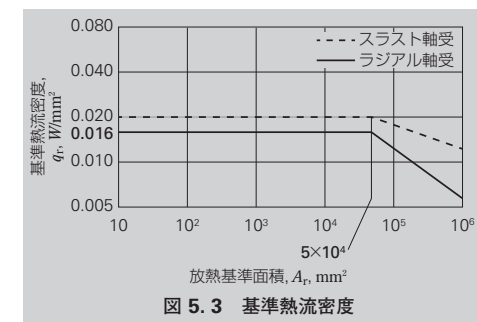


図 5.3 基準熱流密度

-潤滑油 ISO VG 32 (ラジアル軸受)  
-普通すきま

ハウジング・軸を通じて外部へ放出される熱量は、図 5.3より計算される。図中  $A_r$  (mm<sup>2</sup>) が放熱基準表面積、 $q_r$  (W/mm<sup>2</sup>) が基準熱流密度で、放熱基準表面積と基準熱流密度の積が外部へ放出される熱量となる。ここで、放熱基準表面積は軸受の内輪内径面と外輪外径面の面積の和である。

5.3 機械的限界回転数

機械的限界回転数は、軸受にとって理想的な潤滑条件・放熱条件・温度条件下で達成し得る 機械的強度及び動力学的基準による軸受の限界回転速度である。

高速運転用に適切に設計されかつ運用される強制循環給油などで、標準仕様軸受に、円筒ころ軸受では  $C/P = 15$ 程度、自動調心ころ軸受では  $C/P = 12$ 程度の荷重が負荷された場合を想定し、かつ著しい外部振動の影響がない環境下において、各部品間で生じる滑り・衝突力、駆動体の遠心力・ジャイロモーメントなどを考慮し算出される。

本カタログの軸受寸法表には、軸受ごとに許容回転数 (グリース潤滑 / 油潤滑) が記載されている。熱定格回転数及び機械的限界回転数の値については、単列円筒ころ軸受及び自動調心ころ軸受のみに設定。

■回転速度

5.4 テクニカルデータ

5.4.1 転動体の自転・公転速度

転動体が、軌道輪の間で、滑ることなく転がっている場合、内輪軌道上を転がった距離と外輪軌道上を転がった距離が等しいことから、内輪及び外輪の回転速度  $n_i$ 、 $n_e$  と転動体の自転数  $n_a$  との関係が求められる。

また、転動体の公転速度は、内輪軌道の周速と外輪軌道の周速（一般には内輪、外輪のいずれかが静止である）との算術平均であることから求められる。

転動体の自転及び公転の関係は、式 (5.1) ~ (5.4) のように表される。

自転数

$$n_a = \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

自転周速度

$$v_a = \frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{D_w \cos^2 \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e - n_i}{2} \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

公転数（保持器回転数）

$$n_c = \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left( 1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \quad (\text{min}^{-1}) \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

公転周速度（転動体ピッチ径における保持器周速）

$$v_c = \frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} \left[ \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_i}{2} + \left( 1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}} \right) \frac{n_e}{2} \right] (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

ここで、 $D_{pw}$ ：転動体ピッチ径 (mm)

$D_w$ ：転動体直径 (mm)

$\alpha$ ：接触角 (°)

$n_e$ ：外輪回転速度 (min<sup>-1</sup>)

$n_i$ ：内輪回転速度 (min<sup>-1</sup>)

$0 \leq \alpha < 90^\circ$  の場合及び  $\alpha = 90^\circ$  の場合について内輪回転 ( $n_e=0$ )、外輪回転 ( $n_i=0$ ) のときの転動体の自転、公転は、表 5.3 のようになる。

一例として、玉軸受 6210、6310 の内輪回転の場合の転動体自転数  $n_a$ 、公転数  $n_c$  を示すと、表 5.4 のようである。

表 5.3 転動体の

自転数  $n_a$ 、自転周速度  $v_a$ 、公転数  $n_c$  及び公転周速度  $v_c$

接 触 角	自 転・公 転 速 度	内 輪 回 転 ( $n_e=0$ )	外 輪 回 転 ( $n_i=0$ )
$0^\circ \leq \alpha < 90^\circ$	$n_a$ (min <sup>-1</sup> )	$-\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_i}{2} \cdot \cos \alpha$	$\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right) \frac{n_e}{2} \cdot \cos \alpha$
	$v_a$ (m/s)	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	$n_c$ (min <sup>-1</sup> )	$(1 - \gamma) \frac{n_i}{2}$	$(1 + \gamma) \frac{n_e}{2}$
	$v_c$ (m/s)	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	
$\alpha = 90^\circ$	$n_a$ (min <sup>-1</sup> )	$-\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_i}{2}$	$\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{n_e}{2}$
	$v_a$ (m/s)	$\frac{\pi D_w}{60 \times 10^3} n_a$	
	$n_c$ (min <sup>-1</sup> )	$\frac{n_i}{2}$	$\frac{n_e}{2}$
	$v_c$ (m/s)	$\frac{\pi D_{pw}}{60 \times 10^3} n_c$	

備考 1. 土符号は時計方向回転のとき+、反時計方向回転のとき-とする。

2.  $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$  ( $0 \leq \alpha < 90^\circ$  の場合),  $\gamma = -\frac{D_w}{D_{pw}}$  ( $\alpha = 90^\circ$  の場合)

表 5.4 玉軸受 6210、6310 の  $n_a$  及び  $n_c$

玉 軸 受	$\gamma$	$n_a$	$n_c$
6210	0.181	$-2.67n_i$	$0.41n_i$
6310	0.232	$-2.04n_i$	$0.38n_i$

備考  $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$

## 6. 軸受の主要寸法と呼び番号

6.1 主要寸法及び輪溝の寸法 .....	A 104
6.1.1 主要寸法 .....	A 104
6.1.2 輪溝及び止め輪の寸法 .....	A 104
6.2 呼び番号 .....	A 120



■軸受の主要寸法と呼び番号

6 軸受の主要寸法と呼び番号

6.1 主要寸法及び輪溝の寸法

6.1.1 主要寸法

転がり軸受の主要寸法とは、図 6.1～図 6.5に示すように、その主なものは軸受内径  $d$ 、軸受外径  $D$ 、軸受幅  $B$ 、組立幅（又は高さ） $T$ 、面取寸法  $r$  などの軸受の境界を定める輪郭を示す寸法であり、軸受を軸及びハウジングに取り付けるときに重要な寸法である。

国際規格 (ISO15) には、この主要寸法の全体計画が規定されており、JIS B 1512 (転がり軸受の主要寸法) もこれと整合している。

ラジアル軸受、円すいころ軸受及びスラスト軸受の主要寸法と寸法系列を、表 6.1～表 6.3 (A106～A115 ページ) に示す。

主要寸法表には、内径番号・内径寸法に対する他の寸法が、直径系列及び寸法系列ごとに示されている。

軸受の直径系列とは、標準の軸受内径に対する段階的な軸受外径の系列をいい、軸受の寸法系列とは、幅又は高さ系列と直径系列とを組み合わせたものである。

この寸法系列は数多く規定されているが、これは標準化のため将来に備えたものであり、現在、実用されているのは、これらの寸法群のすべてではない。

それぞれの主要寸法表の上部には、代表的な軸受形式と、軸受系列記号 (形式と寸法系列とを示す記号、A121ページ表 6.5参照) が記載されている。

ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く) 及びスラスト軸受の断面寸法の寸法系列による相違を、図 6.6及び図 6.7に示す。

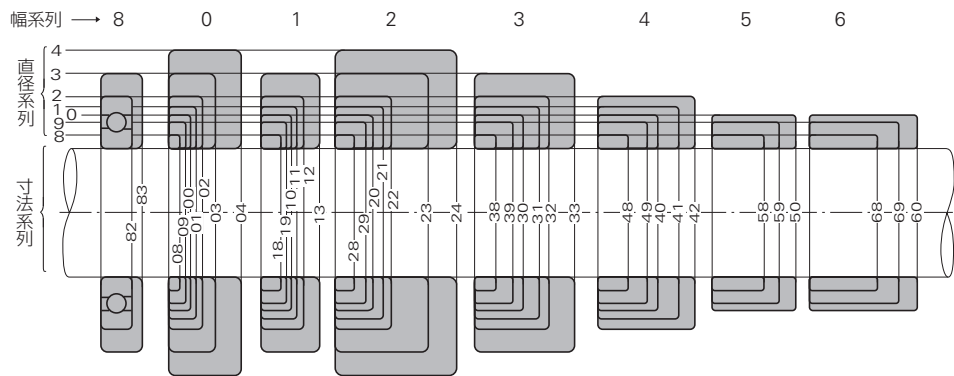


図6.6 ラジアル軸受の断面の寸法系列による相違 (円すいころ軸受を除く)

6.1.2 輪溝及び止め輪の寸法

軸受外径に位置決め止め輪を取り付けるための輪溝寸法と、止め輪の寸法及び公差は、JIS B 1509に規定されている。

直径系列 8,9 及び 0,2,3,4 の軸受について、輪溝及び止め輪の寸法を表 6.4 (A116～A119ページ) に示す。

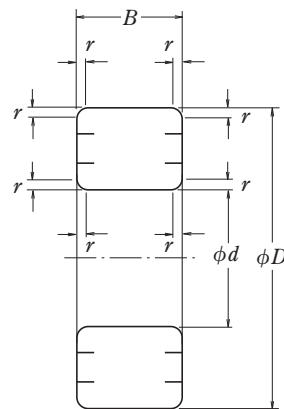


図6.1 ラジアル玉軸受・ラジアルころ軸受

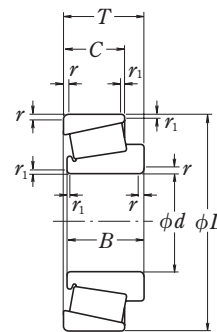


図6.2 円すいころ軸受

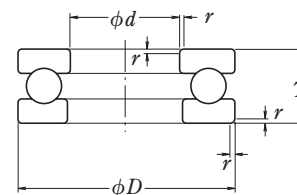


図6.3 単式スラスト玉軸受

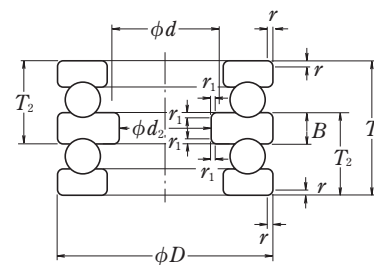


図6.4 複式スラスト玉軸受

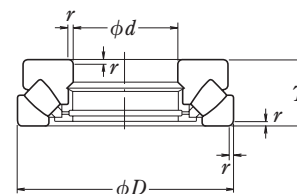


図6.5 スラスト自動調心ころ軸受

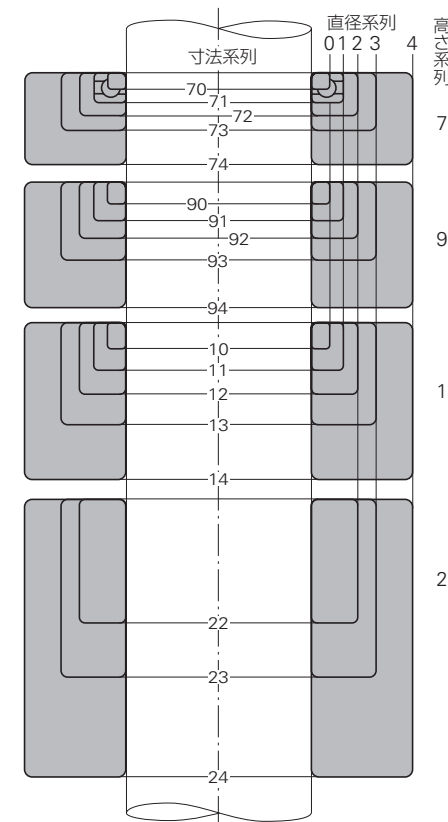


図6.7 スラスト軸受の断面の寸法系列による相違 (直径系列5を除く)



■ 軸受の主要寸法と呼び番号

表 6.1 ラジアル軸受の主要寸法 (円すいころ軸受を除く) — その2 —

単列ラジアル玉軸受 複列ラジアル玉軸受 円筒ころ軸受 針状ころ軸受 自動調心ころ軸受	直徑系列1											直徑系列2											直徑系列3											直徑系列4																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																														
	呼び内径		寸法系列			呼び幅 B			呼び外径 D		寸法系列			呼び幅 B			呼び外径 D		寸法系列			呼び幅 B			呼び外径 D		寸法系列			呼び幅 B			呼び外径 D		寸法系列			呼び幅 B			呼び外径 D																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																							
	d	01	11	21	31	41	01	11~41	82	02	12	22	32	42	82	03	13	23	33	83	03	13	23	33	83	03~33	83	03	13	23	33	83	04	14	24	34	84	04~24																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
1	175	22	33	42	56	69	1.1	2	190	27	36	46	55	65	77	88	100	110	125	140	155	170	185	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	440	480	520	560	600	640	680	720	760	800	840	880	920	960	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000	2050	2100	2150	2200	2250	2300	2350	2400	2450	2500	2550	2600	2650	2700	2750	2800	2850	2900	2950	3000	3050	3100	3150	3200	3250	3300	3350	3400	3450	3500	3550	3600	3650	3700	3750	3800	3850	3900	3950	4000	4050	4100	4150	4200	4250	4300	4350	4400	4450	4500	4550	4600	4650	4700	4750	4800	4850	4900	4950	5000	5050	5100	5150	5200	5250	5300	5350	5400	5450	5500	5550	5600	5650	5700	5750	5800	5850	5900	5950	6000	6050	6100	6150	6200	6250	6300	6350	6400	6450	6500	6550	6600	6650	6700	6750	6800	6850	6900	6950	7000	7050	7100	7150	7200	7250	7300	7350	7400	7450	7500	7550	7600	7650	7700	7750	7800	7850	7900	7950	8000	8050	8100	8150	8200	8250	8300	8350	8400	8450	8500	8550	8600	8650	8700	8750	8800	8850	8900	8950	9000	9050	9100	9150	9200	9250	9300	9350	9400	9450	9500	9550	9600	9650	9700	9750	9800	9850	9900	9950	10000	10050	10100	10150	10200	10250	10300	10350	10400	10450	10500	10550	10600	10650	10700	10750	10800	10850	10900	10950	11000	11050	11100	11150	11200	11250	11300	11350	11400	11450	11500	11550	11600	11650	11700	11750	11800	11850	11900	11950	12000	12050	12100	12150	12200	12250	12300	12350	12400	12450	12500	12550	12600	12650	12700	12750	12800	12850	12900	12950	13000	13050	13100	13150	13200	13250	13300	13350	13400	13450	13500	13550	13600	13650	13700	13750	13800	13850	13900	13950	14000	14050	14100	14150	14200	14250	14300	14350	14400	14450	14500	14550	14600	14650	14700	14750	14800	14850	14900	14950	15000	15050	15100	15150	15200	15250	15300	15350	15400	15450	15500	15550	15600	15650	15700	15750	15800	15850	15900	15950	16000	16050	16100	16150	16200	16250	16300	16350	16400	16450	16500	16550	16600	16650	16700	16750	16800	16850	16900	16950	17000	17050	17100	17150	17200	17250	17300	17350	17400	17450	17500	17550	17600	17650	17700	17750	17800	17850	17900	17950	18000	18050	18100	18150	18200	18250	18300	18350	18400	18450	18500	18550	18600	18650	18700	18750	18800	18850	18900	18950	19000	19050	19100	19150	19200	19250	19300	19350	19400	19450	19500	19550	19600	19650	19700	19750	19800	19850	19900	19950	20000	20050	20100	20150	20200	20250	20300	20350	20400	20450	20500	20550	20600	20650	20700	20750	20800	20850	20900	20950	21000	21050	21100	21150	21200	21250	21300	21350	21400	21450	21500	21550	21600	21650	21700	21750	21800	21850	21900	21950	22000	22050	22100	22150	22200	22250	22300	22350	22400	22450	22500	22550	22600	22650	22700	22750	22800	22850	22900	22950	23000	23050	23100	23150	23200	23250	23300	23350	23400	23450	23500	23550	23600	23650	23700	23750	23800	23850	23900	23950	24000	24050	24100	24150	24200	24250	24300	24350	24400	24450	24500	24550	24600	24650	24700	24750	24800	24850	24900	24950	25000	25050	25100	25150	25200	25250	25300	25350	25400	25450	25500	25550	25600	25650	25700	25750	25800	25850	25900	25950	26000	26050	26100	26150	26200	26250	26300	26350	26400	26450	26500	26550	26600	26650	26700	26750	26800	26850	26900	26950	27000	27050	27100	27150	27200	27250	27300	27350	27400	27450	27500	27550	27600	27650	27700	27750	27800	27850	27900	27950	28000	28050	28100	28150	28200	28250	28300	28350	28400	28450	28500	28550	28600	28650	28700	28750	28800	28850	28900	28950	29000	29050	29100	29150	29200	29250	29300	29350	29400	29450	29500	29550	29600	29650	29700	29750	29800	29850	29900	29950	30000	30050	30100	30150	30200	30250	30300	30350	30400	30450	30500	30550	30600	30650	30700	30750	30800	30850	30900	30950	31000	31050	31100	31150	31200	31250	31300	31350	31400	31450	31500	31550	31600	31650	31700	31750	31800	31850	31900	31950	32000	32050	32100	32150	32200	32250	32300	32350	32400	32450	32500	32550	32600	32650	32700	32750	32800	32850	32900	32950	33000	33050	33100	33150	33200	33250	33300	33350	33400	33450	33500	33550	33600	33650	33700	33750	33800	33850	33900	33950	34000	34050	34100	34150	34200	34250	34300	34350	34400	34450	34500	34550	34600	34650	34700	34750	34800	34850	34900	34950	35000	35050	35100	35150	35200	35250	35300	35350	35400	35450	35500	35550	35600	35650	35700	35750	35800	35850	35900	35950	36000	36050	36100	36150	36200	36250	36300	36350	36400	36450	36500	36550	36600	36650	36700	36750	36800	36850	36900	36950	37000	37050	37100	37150	37200	37250	37300	37350	37400	37450	37500	37550	37600	37650	37700	37750	37800	37850	37900	37950	38000	38050	38100	38150	38200	38250	38300	38350	38400	38450	38500	38550	38600	38650	38700	38750	38800	38850	38900	38950	39000	39050	39100	39150	39200	39250	39300	39350	39400	39450	39500	39550	39600	39650	39700	39750	39800	39850	39900	39950	40000	40050	40100	40150	40200	40250	40300	40350	40400	40450	40500	40550	40600	40650	40700	40750	40800	40850	40900	40950	41000	41050	41100	41150	41200	41250	41300	41350	41400	41450	41500	41550	41600	41650	41700	41750	41800	41850	41900	41950	42000	42050	42100	42150	42200	42250	42300	42350	42400	42450	42500	42550	42600	42650	42700	42750	42800	42850	42900	42950	43000	43050	43100	43150	43200	43250	43300	43350	43400	43450	43500	43550	43600	43650	43700	43750	43800	43850	43900	43950	44000	44050	44100	44150	44200	44250	44300	44350	44400	44450	44500	44550	44600	44650	44700	44750	44800	44850	44900	44950	45000	45050	45100	45150	45200	45250	45300	45350	45400	45450	45500	45550	45600	45650	45700	45750	45800	45850	45900	45950	46000	46050	46100	46150	46200	46250	46300	46350	46400	46450	46500	46550	46600	46650	46700	46750	46800	46850	46900	46950	47000	47050	47100	47150	47200	47250	47300	47350	47400	47450	47500	47550	47600	47650	47700	47750	47800	47850	47900	47950	48000	48050	48100	48150	48200	48250	48300	48350	48400	48450	48500	48550	48600	48650	48700	48750	48800	48850	48900	48950	49000	49050	49100	49150	49200	49250	49300	49350	49400	49450	49500	49550	49600	49650	49700	49750	49800	49850	49900	49950	50000	50050	50100	50150	50200	50250	50300	50350	50400	50450	50500	50550	50600	50650	50700	50750	50800	50850	50900	50950	51000	51050	51100	51150	51200	51250	51300	51350	51400	51450	51500	51550	51600	51650	51700	51750	51800	51850	51900	51950	52000	52050	52100	52150	52200	52250	52300	52350	52400	52450	52500	52550	52600	52650	52700	52750	52800	52850	52900	52950	53000	53050	53100	53150	53200	53250	53300	53350	53400	53450	53500	53550	53600	53650	53700	53750	53800	53850	53900	53950	54000	54050	54100	54150	54200	54250	54300	54350	54400	54450	54500	54550	54600	54650	54700	54750	54800	54850	54900	54950	55000	55050	55100	55150	55200	55250	55300	55350	55400	55450	55500	55550	55600	55650	55700	55750	55800	55850	55900	55950	56000	56050	56100	56150	56200	56250	56300	56350	56400	56450	56500	56550	56600	56650	56700	56750	56800	56850	56900	56950	57000	57050	57100	57150	57200	57250	57300	57350	57400	57450	57500	57550	57600	57650	57700	57750

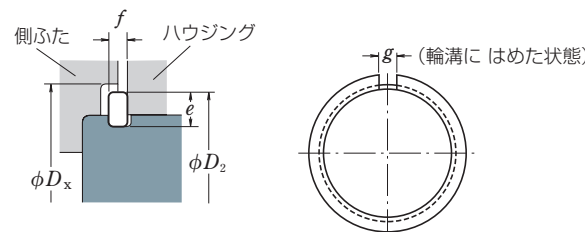
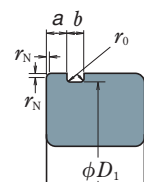






■軸受の主要寸法と呼び番号

表 6.4 輪溝及び止め輪の寸法 — その1 — 寸法系列 18, 19 の軸受



単位 mm

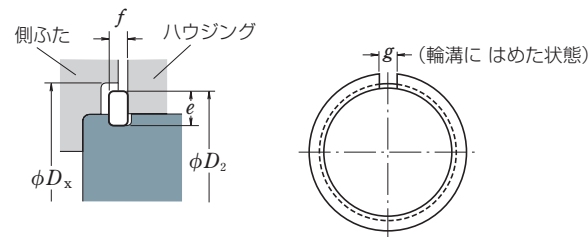
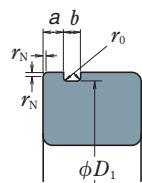
適用軸受		輪溝									
呼び内径 <i>d</i>	呼び外径 <i>D</i>	輪溝径 <i>D<sub>1</sub></i>		輪溝の位置 <i>a</i>				輪溝幅 <i>b</i>		隅の丸みの半径 <i>r<sub>0</sub></i>	
				軸受の寸法系列							
				18		19					
18	19	(最大)	(最小)	(最大)	(最小)	(最大)	(最小)	(最大)	(最小)		
—	10	<b>22</b>	20.8	20.5	—	—	1.05	0.9	1.05	0.8	0.2
—	12	<b>24</b>	22.8	22.5	—	—	1.05	0.9	1.05	0.8	0.2
—	15	<b>28</b>	26.7	26.4	—	—	1.3	1.15	1.2	0.95	0.25
—	17	<b>30</b>	28.7	28.4	—	—	1.3	1.15	1.2	0.95	0.25
20	—	<b>32</b>	30.7	30.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
22	—	<b>34</b>	32.7	32.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
25	20	<b>37</b>	35.7	35.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
—	22	<b>39</b>	37.7	37.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
28	—	<b>40</b>	38.7	38.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
30	25	<b>42</b>	40.7	40.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
32	—	<b>44</b>	42.7	42.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	28	<b>45</b>	43.7	43.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
35	30	<b>47</b>	45.7	45.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
40	32	<b>52</b>	50.7	50.4	1.3	1.15	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
—	35	<b>55</b>	53.7	53.4	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
45	—	<b>58</b>	56.7	56.4	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	40	<b>62</b>	60.7	60.3	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
50	—	<b>65</b>	63.7	63.3	1.3	1.15	—	—	1.2	0.95	0.25
—	45	<b>68</b>	66.7	66.3	—	—	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
55	50	<b>72</b>	70.7	70.3	1.7	1.55	1.7	1.55	1.2	0.95	0.25
60	—	<b>78</b>	76.2	75.8	1.7	1.55	—	—	1.6	1.3	0.4
—	55	<b>80</b>	77.9	77.5	—	—	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
65	60	<b>85</b>	82.9	82.5	1.7	1.55	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
70	65	<b>90</b>	87.9	87.5	1.7	1.55	2.1	1.9	1.6	1.3	0.4
75	—	<b>95</b>	92.9	92.5	1.7	1.55	—	—	1.6	1.3	0.4
80	70	<b>100</b>	97.9	97.5	1.7	1.55	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
—	75	<b>105</b>	102.6	102.1	—	—	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
85	80	<b>110</b>	107.6	107.1	2.1	1.9	2.5	2.3	1.6	1.3	0.4
90	—	<b>115</b>	112.6	112.1	2.1	1.9	—	—	1.6	1.3	0.4
95	85	<b>120</b>	117.6	117.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
100	90	<b>125</b>	122.6	122.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
105	95	<b>130</b>	127.6	127.1	2.1	1.9	3.3	3.1	1.6	1.3	0.4
110	100	<b>140</b>	137.6	137.1	2.5	2.3	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
—	105	<b>145</b>	142.6	142.1	—	—	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
120	110	<b>150</b>	147.6	147.1	2.5	2.3	3.3	3.1	2.2	1.9	0.6
130	120	<b>165</b>	161.8	161.3	3.3	3.1	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
140	—	<b>175</b>	171.8	171.3	3.3	3.1	—	—	2.2	1.9	0.6
—	130	<b>180</b>	176.8	176.3	—	—	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
150	140	<b>190</b>	186.8	186.3	3.3	3.1	3.7	3.5	2.2	1.9	0.6
160	—	<b>200</b>	196.8	196.3	3.3	3.1	—	—	2.2	1.9	0.6

備考 外輪の輪溝側の面取寸法  $r_N$  の最小許容値は、次のとおりとする。  
 寸法系列 18 の呼び外径 78mm以下は 0.3mm、呼び外径 78mmを超えるものは 0.5mm  
 寸法系列 19 の呼び外径 24mm以下は 0.2mm、呼び外径 24mmを超え 47mm以下は 0.3mm、呼び外径47mmを超えるものは 0.5mm (但し、呼び外径 68mmのみ 0.3mmであり、JIS B 1519 に準じていない。)

呼び番号	止め輪				輪溝にはめた状態 (参考)		側ふた 段部内径 (参考) <i>D<sub>x</sub></i>
	断面高さ <i>e</i>		厚さ <i>f</i>		切割り寸法 <i>g</i>		
	(最大)	(最小)	(最大)	(最小)	(約)	(最大)	
<b>NR 1022</b>	2.0	1.85	0.7	0.6	2	24.8	25.5
<b>NR 1024</b>	2.0	1.85	0.7	0.6	2	26.8	27.5
<b>NR 1028</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	30.8	31.5
<b>NR 1030</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	32.8	33.5
<b>NR 1032</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	34.8	35.5
<b>NR 1034</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	36.8	37.5
<b>NR 1037</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	39.8	40.5
<b>NR 1039</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	41.8	42.5
<b>NR 1040</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	42.8	43.5
<b>NR 1042</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	3	44.8	45.5
<b>NR 1044</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	46.8	47.5
<b>NR 1045</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	47.8	48.5
<b>NR 1047</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	49.8	50.5
<b>NR 1052</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	54.8	55.5
<b>NR 1055</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	57.8	58.5
<b>NR 1058</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	60.8	61.5
<b>NR 1062</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	64.8	65.5
<b>NR 1065</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	4	67.8	68.5
<b>NR 1068</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	5	70.8	72
<b>NR 1072</b>	2.05	1.9	0.85	0.75	5	74.8	76
<b>NR 1078</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	82.7	84
<b>NR 1080</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	84.4	86
<b>NR 1085</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	89.4	91
<b>NR 1090</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	94.4	96
<b>NR 1095</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	99.4	101
<b>NR 1100</b>	3.25	3.1	1.12	1.02	5	104.4	106
<b>NR 1105</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	5	110.7	112
<b>NR 1110</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	5	115.7	117
<b>NR 1115</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	5	120.7	122
<b>NR 1120</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	7	125.7	127
<b>NR 1125</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	7	130.7	132
<b>NR 1130</b>	4.04	3.89	1.12	1.02	7	135.7	137
<b>NR 1140</b>	4.04	3.89	1.7	1.6	7	145.7	147
<b>NR 1145</b>	4.04	3.89	1.7	1.6	7	150.7	152
<b>NR 1150</b>	4.04	3.89	1.7	1.6	7	155.7	157
<b>NR 1165</b>	4.85	4.7	1.7	1.6	7	171.5	173
<b>NR 1175</b>	4.85	4.7	1.7	1.6	10	181.5	183
<b>NR 1180</b>	4.85	4.7	1.7	1.6	10	186.5	188
<b>NR 1190</b>	4.85	4.7	1.7	1.6	10	196.5	198
<b>NR 1200</b>	4.85	4.7	1.7	1.6	10	206.5	208

■軸受の主要寸法と呼び番号

表 6.4 輪溝及び止め輪の寸法 — その2 — 直径系列 0, 2, 3, 4 の軸受



単位 mm

適用軸受				輪溝									
呼び内径 d 直径系列				呼び外径 D	輪溝径 D <sub>1</sub> (最大) (最小)		輪溝の位置 a				輪溝幅 b (最大) (最小)		隅の丸みの半径 r <sub>0</sub> (最大)
							軸受の寸法系列						
							0		2, 3, 4				
0	2	3	4		(最大)	(最小)	(最大)	(最小)	(最大)	(最小)	(最大)	(最大)	
10	—	—	—	26	24.5	24.25	1.35	1.19	—	—	1.17	0.87	0.2
12	—	—	—	28	26.5	26.25	1.35	1.19	—	—	1.17	0.87	0.2
—	10	9	8	30	28.17	27.91	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
15	12	—	9	32	30.15	29.9	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
17	15	10	—	35	33.17	32.92	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
—	—	12	10	37	34.77	34.52	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
—	—	17	—	40	38.1	37.85	—	—	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
20	—	15	12	42	39.75	39.5	2.06	1.9	2.06	1.9	1.65	1.35	0.4
22	—	—	—	44	41.75	41.5	2.06	1.9	—	—	1.65	1.35	0.4
25	20	17	—	47	44.6	44.35	2.06	1.9	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
—	22	—	—	50	47.6	47.35	—	—	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
28	25	20	15	52	49.73	49.48	2.06	1.9	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
30	—	—	—	55	52.6	52.35	2.08	1.88	—	—	1.65	1.35	0.4
—	—	22	—	56	53.6	53.35	—	—	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
32	28	—	—	58	55.6	55.35	2.08	1.88	2.46	2.31	1.65	1.35	0.4
35	30	25	17	62	59.61	59.11	2.08	1.88	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	32	—	—	65	62.6	62.1	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
40	—	28	—	68	64.82	64.31	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	35	30	20	72	68.81	68.3	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
45	—	32	—	75	71.83	71.32	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
50	40	35	25	80	76.81	76.3	2.49	2.29	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
—	45	—	—	85	81.81	81.31	—	—	3.28	3.07	2.2	1.9	0.6
55	50	40	30	90	86.79	86.28	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
60	—	—	—	95	91.82	91.31	2.87	2.67	—	—	3	2.7	0.6
65	55	45	35	100	96.8	96.29	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
70	60	50	40	110	106.81	106.3	2.87	2.67	3.28	3.07	3	2.7	0.6
75	—	—	—	115	111.81	111.3	2.87	2.67	—	—	3	2.7	0.6
—	65	55	45	120	115.21	114.71	—	—	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
80	70	—	—	125	120.22	119.71	2.87	2.67	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
85	75	60	50	130	125.22	124.71	2.87	2.67	4.06	3.86	3.4	3.1	0.6
90	80	65	55	140	135.23	134.72	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
95	—	—	—	145	140.23	139.73	3.71	3.45	—	—	3.4	3.1	0.6
100	85	70	60	150	145.24	144.73	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
105	90	75	65	160	155.22	154.71	3.71	3.45	4.9	4.65	3.4	3.1	0.6
110	95	80	—	170	163.65	163.14	3.71	3.45	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
120	100	85	70	180	173.66	173.15	3.71	3.45	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
—	105	90	75	190	183.64	183.13	—	—	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6
130	110	95	80	200	193.65	193.14	5.69	5.44	5.69	5.44	3.8	3.5	0.6

呼び番号	止め輪				側ふた		
	断面高さ e (最大) (最小)		厚さ f (最大) (最小)		輪溝にはめた状態 (参考) 切取り寸法 g (約) (最大)		
	段部内径 (参考) D <sub>X</sub> (最小)						
NR 26 <sup>(1)</sup>	2.06	1.91	0.84	0.74	3	28.7	29.4
NR 28 <sup>(1)</sup>	2.06	1.91	0.84	0.74	3	30.7	31.4
NR 30	3.25	3.1	1.12	1.02	3	34.7	35.5
NR 32	3.25	3.1	1.12	1.02	3	36.7	37.5
NR 35	3.25	3.1	1.12	1.02	3	39.7	40.5
NR 37	3.25	3.1	1.12	1.02	3	41.3	42
NR 40	3.25	3.1	1.12	1.02	3	44.6	45.5
NR 42	3.25	3.1	1.12	1.02	3	46.3	47
NR 44	3.25	3.1	1.12	1.02	3	48.3	49
NR 47	4.04	3.89	1.12	1.02	4	52.7	53.5
NR 50	4.04	3.89	1.12	1.02	4	55.7	56.5
NR 52	4.04	3.89	1.12	1.02	4	57.9	58.5
NR 55	4.04	3.89	1.12	1.02	4	60.7	61.5
NR 56	4.04	3.89	1.12	1.02	4	61.7	62.5
NR 58	4.04	3.89	1.12	1.02	4	63.7	64.5
NR 62	4.04	3.89	1.7	1.6	4	67.7	68.5
NR 65	4.04	3.89	1.7	1.6	4	70.7	71.5
NR 68	4.85	4.7	1.7	1.6	5	74.6	76
NR 72	4.85	4.7	1.7	1.6	5	78.6	80
NR 75	4.85	4.7	1.7	1.6	5	81.6	83
NR 80	4.85	4.7	1.7	1.6	5	86.6	88
NR 85	4.85	4.7	1.7	1.6	5	91.6	93
NR 90	4.85	4.7	2.46	2.36	5	96.5	98
NR 95	4.85	4.7	2.46	2.36	5	101.6	103
NR 100	4.85	4.7	2.46	2.36	5	106.5	108
NR 110	4.85	4.7	2.46	2.36	5	116.6	118
NR 115	4.85	4.7	2.46	2.36	5	121.6	123
NR 120	7.21	7.06	2.82	2.72	7	129.7	131.5
NR 125	7.21	7.06	2.82	2.72	7	134.7	136.5
NR 130	7.21	7.06	2.82	2.72	7	139.7	141.5
NR 140	7.21	7.06	2.82	2.72	7	149.7	152
NR 145	7.21	7.06	2.82	2.72	7	154.7	157
NR 150	7.21	7.06	2.82	2.72	7	159.7	162
NR 160	7.21	7.06	2.82	2.72	7	169.7	172
NR 170	9.6	9.45	3.1	3	10	182.9	185
NR 180	9.6	9.45	3.1	3	10	192.9	195
NR 190	9.6	9.45	3.1	3	10	202.9	205
NR 200	9.6	9.45	3.1	3	10	212.9	215

注 (1) この止め輪及び適用する軸受の輪溝については、JIS B 1519 に準じていない。  
備考 1. この輪溝の寸法は、寸法系列 00, 82 及び 83 の軸受には適用しない。  
2. 外輪の輪溝側の面取寸法 r<sub>N</sub> の最小許容値は、0.5mmとする。ただし、直径系列 0 の呼び外径35mm以下については、0.3mmとする。

## ■軸受の主要寸法と呼び番号

### 6.2 呼び番号

転がり軸受の呼び番号は、軸受の形式、主要寸法、寸法・回転精度、内部すきま、その他の仕様を表示する呼び名であり、基本番号と補助記号とから構成されている。

一般に多く用いられる軸受の主要寸法は、ISO規格の主要寸法全体計画に準拠している場合が多く、それらの標準軸受の呼び番号は、JIS B 1513（転がり軸受の呼び番号）に規定されている。

軸受の仕様を細かく区分する必要があるため、NSKではJIS以外の補助記号も併用している。

呼び番号を構成する基本番号のうち、軸受の形式、寸法系列を表わす軸受系列記号は、表6.5による。

基本番号及び補助記号の配列並びに代表的な番号及び記号の内容を、表6.6（A122～A123ページ）に示す。

なお、接触角記号及び補助記号については、該当するものだけを左から順に配列する。

参考として、呼び番号の例を以下に示す。

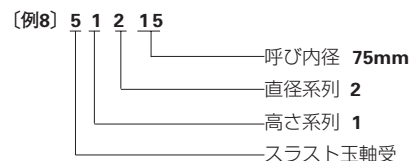
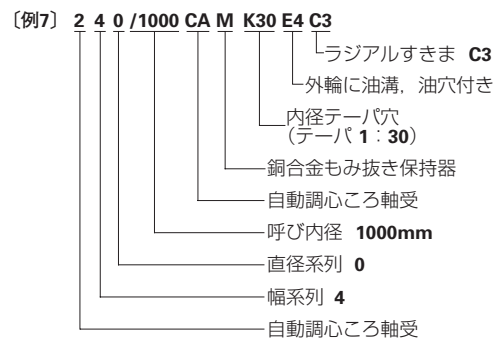
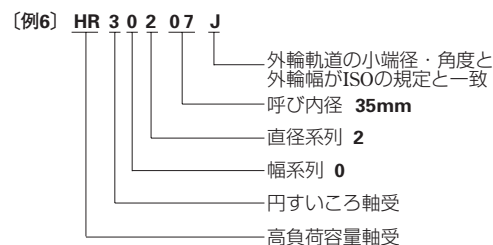
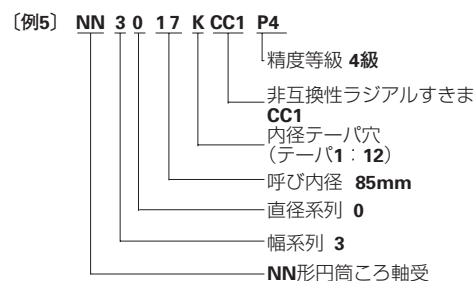
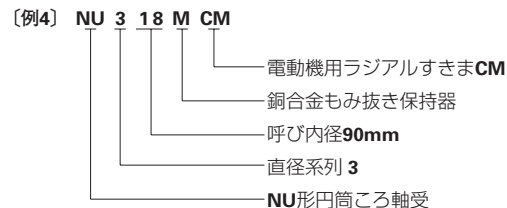
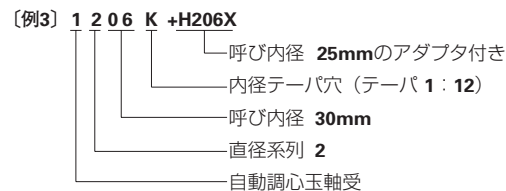
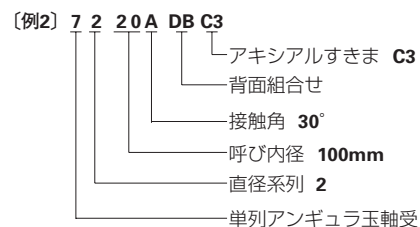
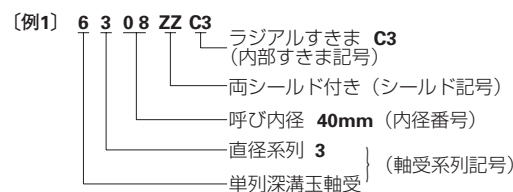


表6.5 軸受系列記号

軸受形式	軸受系列記号	形式記号	寸法系列記号		
			幅系列記号	直径系列記号	
単列深溝玉軸受	<b>68</b>	6	(1)	8	
	<b>69</b>	6	(1)	9	
	<b>60</b>	6	(1)	0	
	<b>62</b>	6	(0)	2	
	<b>63</b>	6	(0)	3	
単列アンギュラ玉軸受	<b>79</b>	7	(1)	9	
	<b>70</b>	7	(1)	0	
	<b>72</b>	7	(0)	2	
	<b>73</b>	7	(0)	3	
自動調心玉軸受	<b>12</b>	1	(0)	2	
	<b>13</b>	1	(0)	3	
	<b>22</b>	(1)	2	2	
	<b>23</b>	(1)	2	3	
	単列円筒ころ軸受	<b>NU10</b>	NU	1	0
<b>NU2</b>		NU	(0)	2	
<b>NU22</b>		NU	2	2	
<b>NU3</b>		NU	(0)	3	
<b>NU23</b>		NU	2	3	
<b>NU4</b>		NU	(0)	4	
<b>NJ2</b>		NJ	(0)	2	
<b>NJ22</b>		NJ	2	2	
<b>NJ3</b>		NJ	(0)	3	
<b>NJ23</b>		NJ	2	3	
<b>NJ4</b>	NJ	(0)	4		
円すいころ軸受	<b>NUP2</b>	NUP	(0)	2	
	<b>NUP22</b>	NUP	2	2	
	<b>NUP3</b>	NUP	(0)	3	
	<b>NUP23</b>	NUP	2	3	
自動調心ころ軸受	<b>N10</b>	N	1	0	
	<b>N2</b>	N	(0)	2	
	<b>N3</b>	N	(0)	3	
	<b>N4</b>	N	(0)	4	
平面座スラスト玉軸受	<b>NF2</b>	NF	(0)	2	
	<b>NF3</b>	NF	(0)	3	
	<b>NF4</b>	NF	(0)	4	
	円すいころ軸受	<b>329</b>	3	2	9
<b>320</b>		3	2	0	
<b>330</b>		3	3	0	
<b>331</b>		3	3	1	
<b>302</b>		3	0	2	
<b>322</b>		3	2	2	
<b>332</b>		3	3	2	
<b>303</b>		3	0	3	
<b>323</b>		3	2	3	
自動調心ころ軸受		<b>230</b>	2	3	0
		<b>231</b>	2	3	1
		<b>222</b>	2	2	2
	<b>232</b>	2	3	2	
	<b>213<sup>(1)</sup></b>	2	0	3	
	<b>223</b>	2	2	3	
平面座スラスト玉軸受	<b>511</b>	5	1	1	
	<b>512</b>	5	1	2	
	<b>513</b>	5	1	3	
	<b>514</b>	5	1	4	
スラスト自動調心ころ軸受	<b>522</b>	5	2	2	
	<b>523</b>	5	2	3	
	<b>524</b>	5	2	4	
	<b>292</b>	2	9	2	
<b>293</b>	2	9	3		
<b>294</b>	2	9	4		

注 (1) 軸受系列記号 213 は、203 となるところであるが、慣用的に 213 となっている。

備考 幅系列記号欄中の ( ) で示した幅系列記号は、省略されている。

■軸受の主要寸法と呼び番号

表 6.6 軸受の呼び

基本番号																
軸受系列記号 <sup>(1)</sup>	内径番号	接触角記号	内部記号	材料記号	保持器記号	外観										
						シール・シールド記号										
記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容									
68	単列深溝玉軸受	1	内径1mm	(アンギュラ玉軸受)	A	標準接触角 30°	J	円すいころ軸受の外輪軌道の小端径・角度と外輪幅がISO355規定と一致するもの	g	軌道輪、転動体が浸炭鋼	M	銅合金もみ抜き保持器	Z	片側鋼板シールド付き		
69	...	2	2	...	...	...	...	...	...	...	...	...	ZS			
70	...	3	3	...	...	...	...	...	...	...	...	...	ZZ	両側鋼板シールド付き		
72	...	9	9	...	...	...	...	...	...	...	...	...	ZZS			
73	...	00	10	...	...	...	...	...	...	h	軌道輪、転動体がステンレス鋼	W	帯鋼板1枚打抜き保持器	DU	片側接触ゴムシール付き	
12	自動調心玉軸受	01	12	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	DDU	両側接触ゴムシール付き	
13	...	02	15	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	V	保持器なし	
22	...	03	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	VV	両側非接触ゴムシール付き	
NU10	円筒ころ軸受	/22	22	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
NJ 2	...	/28	28	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
N 3	...	/32	32	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
NN 30	...	04 <sup>(2)</sup>	20	(円すいころ軸受)	CA	自動調心ころ軸受	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
NA48	針状ころ軸受	05	25	...	...		...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
NA49	...	06	30	...	...		...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
NA69	...	08	440	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
320	円すい <sup>(2)</sup> ころ軸受	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
322	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
323	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
230	自動調心ころ軸受	92	460	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
222	...	96	480	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
223	...	/500	500	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
511	平面座	/530	530	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
512	スラスト玉軸受	/560	560	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
513	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
292	スラスト自動調心ころ軸受	/2 360	2 360	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
293	...	/2 500	2 500	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
294	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
HR <sup>(4)</sup>	高負荷容量円すいころ軸受など	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
記号及び番号はJISに準ずる			NSK記号			NSK記号										
軸受に表示する					表示しない											

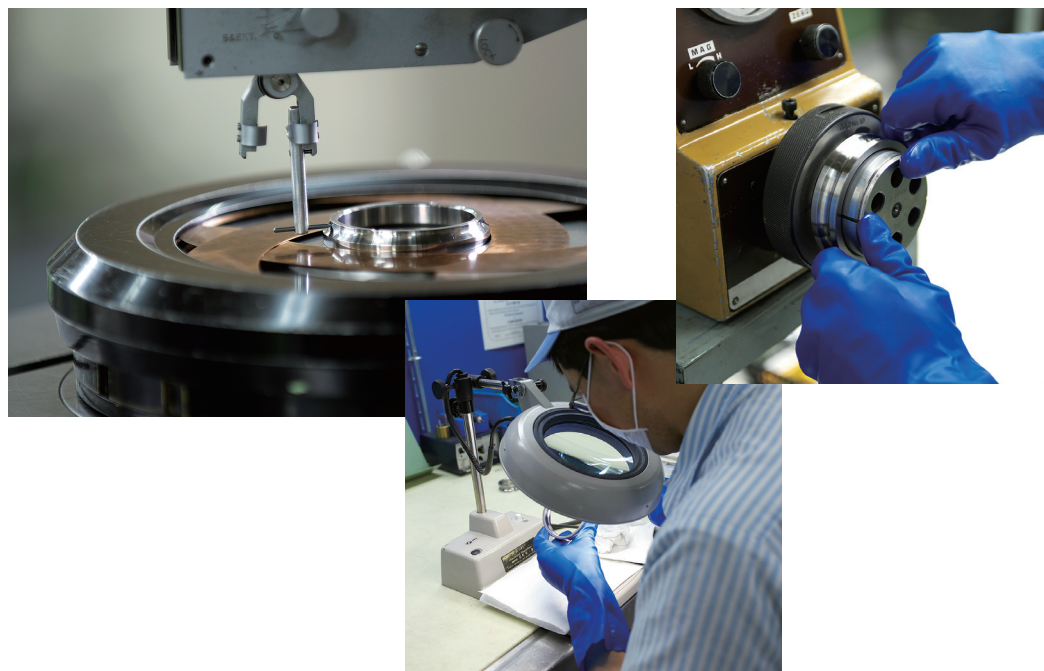
注 (1) 軸受系列記号は表 6.5による。  
 (2) ISO の新しい系列の円すいころ軸受の基本番号については、C182ページ参照。  
 (3) 内径番号 04 から 96 までは、内径番号を 5倍すると内径寸法 (mm) となる。(複式スラスト玉軸受を除く)。  
 (4) HR は軸受系列記号の前に付きNSK記号である。

番号の内容と配列

補助記号														
記号	軌道輪形状記号	組合せ記号	内部すきま記号 予任記号		公差等級記号	特殊仕様記号	間座・スリーブ記号	グリース記号						
			記号	内容(ラジアル内部すきま)										
記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容	記号	内容					
K	内輪内径テーパー穴基準テーパー 1:12	DB	背面組合せ	C1	C2すきまより小	省略	JIS 0級	(寸法安定化処理した軸受)	+K	外輪間座付き	AS2	シエールアルバニアグリースS2		
				C2	CNすきまより小	P6	JIS 6級	X26	使用温度限界 150℃以下	+L	内輪間座付き	ENS	ENSグリース	
			DF	正面組合せ	C3	CNすきま	P6X	JIS 6X級	X28	使用温度限界 200℃以下				
K30	内輪内径テーパー穴基準テーパー 1:30			C4	C3すきまより大	P5	JIS 5級	X29	使用温度限界 250℃以下	+KL	内輪・外輪間座付き	NS7	NSハイリュープ	
			DT	並列組合せ	C5	C4すきまより大	P4	JIS 4級			H	アダプタの形式記号	PS2	マルテンソ PS No.2
E	軌道輪に切欠き又は油穴付き			CC1	円筒ころ軸受(非互換性)	P2	JIS 2級	S11	寸法安定化処理使用温度限界 200℃以下	AH	取外しスリーブの形式記号			
				CC2	CCすきまより小									
				CC3	標準的なすきま									
				CC4	CCすきまより大									
E4	外輪に油溝(外径側)、油穴付き			CC5	CC4すきまより大									
				MC1	小径ミニラブリック軸受	省略	CLASS 4				HJ	L形つば輪の形式記号		
				MC2	MC3すきまより小	PN2	CLASS 2							
				MC3	標準的なすきま	PN3	CLASS 3							
				MC4	MC3すきまより大	PN0	CLASS 0							
				MC5	MC4すきまより大	PN00	CLASS 00							
				MC6	MC5すきまより大									
				CM	電動機用深溝玉軸受のすきま									
				CT	電動機用円筒ころ軸受のすきま									
				CM	(アンギュラ玉軸受)									
				EL	微予圧									
				L	軽予圧									
				M	中予圧									
				H	重予圧									
一部JISと同じ	JISと同じ	NSK記号 一部JISと同じ	JISと同じ 一部NSK記号	NSK記号 一部JISと同じ	NSK記号 一部JISと同じ									
原則として軸受に表示する								軸受に表示しない						

## 7. 軸受の主要寸法の公差及び回転精度

- 7.1 軸受公差の規定 ..... A 126
- 7.2 公差等級の選定 ..... A 151



■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

7 軸受の主要寸法の公差及び回転精度

7.1 軸受公差の規定

転がり軸受の主要寸法についての許容差及び許容値並びに回転精度は、JIS B 1514（転がり軸受の公差）に規定されている。許容差及び許容値は、それぞれ次のような項目について定められている。

軸受の公差等級には、普通公差のJIS 0級のほか、公差が厳しくなるに従って、JIS 6X級（円すいころ軸受）、6級、5級、4級及び2級があり、2級がJISでは最高精度である。これらの公差は、ISO規格に準拠している。軸受形式ごとに適用される公差等級と、その等級の比較対照を、表 7.1 に示す。

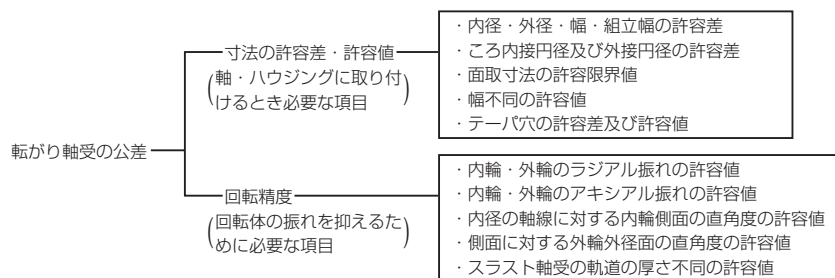


表 7.1 軸受形式と公差等級の適用

軸受形式		適用規格	適用公差等級						適用表	ページ		
深溝玉軸受		JIS B 1514-1:2006	0級	—	6級	5級	4級	2級	表 7.2	A128 ~A131		
アンギュラ玉軸受			0級	—	6級	5級	4級	2級				
自動調心玉軸受			0級	—	—	—	—	—				
円筒ころ軸受			0級	—	6級	5級	4級	2級				
自動調心ころ軸受			0級	—	—	—	—	—				
針状ころ軸受（ノリッド形）		JIS B 1536-1:2008	0級	—	—	—	—	—				
円すいころ軸受	メートル系	単列	JIS B 1514-1:2006	0級	6X級（6級）	5級	4級	—	表 7.3	A132 ~A135		
		複列・四列	BAS 1002	0級	—	—	—	—	—	C184, C185		
	Jシリーズ		ANSI/ABMA Std. 19.1	Class K	Class N	—	Class C	Class B	—	—		
	インチ系	単列・複列・四列	ANSI/ABMA Std. 19.2	Class 4	—	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00	表 7.4	A136, A137	
マグネット玉軸受		—	0級相当	—	6級相当	5級相当	—	—	表 7.5	A138, A139		
スラスト玉軸受		—	0級	—	6級	5級	4級	—	表 7.6	A140 ~A142		
スラスト円筒ころ軸受		JIS B 1514-2:2006	0級	—	—	—	—	—	表 7.7	A143, A144		
スラスト自動調心ころ軸受		—	0級	—	—	—	—	—	表 7.8	A145		
比較等級（参考）	ISO <sup>(1)</sup>	ラジアル軸受	ISO 492	Normal class	Class 6X	Class 6	Class 5	Class 4	Class 2	—	—	
		スラスト軸受	ISO 199	Normal class	—	Class 6	Class 5	Class 4	—	—	—	
	DIN <sup>(2)</sup>	ラジアル及びスラスト軸受	DIN 620	P0	—	P6	P5	P4	P2	—	—	
	ANSI <sup>(3)</sup> / ABMA <sup>(4)</sup>	玉軸受	ANSI/ABMA Std. 20	ABEC 1	—	ABEC 3	ABEC 5	ABEC 7	ABEC 9	表 7.2	A128 ~A131	
		ころ軸受		RBEC 1	—	RBEC 3	RBEC 5	—	—			
		計器用玉軸受	インチ系	ANSI/ABMA Std. 12.2	—	—	Class 5P	Class 7P	Class 9P	表 7.9	A146, A147	
		円すいころ軸受	メートル系	ANSI/ABMA Std. 19.1	Class K	Class N	—	Class C	Class B	Class A	（表 7.4）	A136, A137
			インチ系	ANSI/ABMA Std. 19.2	Class 4	—	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00		

注 (1) 国際標準化機構（International Organization for Standardization） (2) ドイツ工業規格（Deutsche Industrie Norm）  
 (3) 米国国家規格協会（American National Standards Institute）  
 (4) 米国軸受製造業者協会（American Bearing Manufacturers Association）  
 備考 面取寸法の許容限界値は表 7.10（A148, A149ページ）により、テーパ穴の許容差及び許容値は表 7.11（A150, A151ページ）による。

【参考】 回転精度に規定されている項目の概略の意味と測定方法は図 7.1に示すとおりであり、JIS B 0104（転がり軸受の用語）、JIS B 1515（転がり軸受の測定方法）などに詳しく述べられている。

付 表

回転精度	内輪	外輪	ダイヤルゲージ	
内輪のラジアル振れ	$K_{ia}$	回転	静止	A
外輪のラジアル振れ	$K_{ea}$	静止	回転	A
内輪のアキシャル振れ	$S_{ia}$	回転	静止	B <sub>1</sub>
外輪のアキシャル振れ	$S_{ea}$	静止	回転	B <sub>2</sub>
内径の軸線に対する内輪側面の直角度	$S_d$	回転	静止	C
側面に対する外輪外径面の直角度	$S_D$	—	回転	D
スラスト軸受の軸軌道盤・ハウジング軌道盤の軌道の厚さ不同	$S_f, S_e$	軸軌道盤又はハウジング軌道盤を単独に回転	—	E

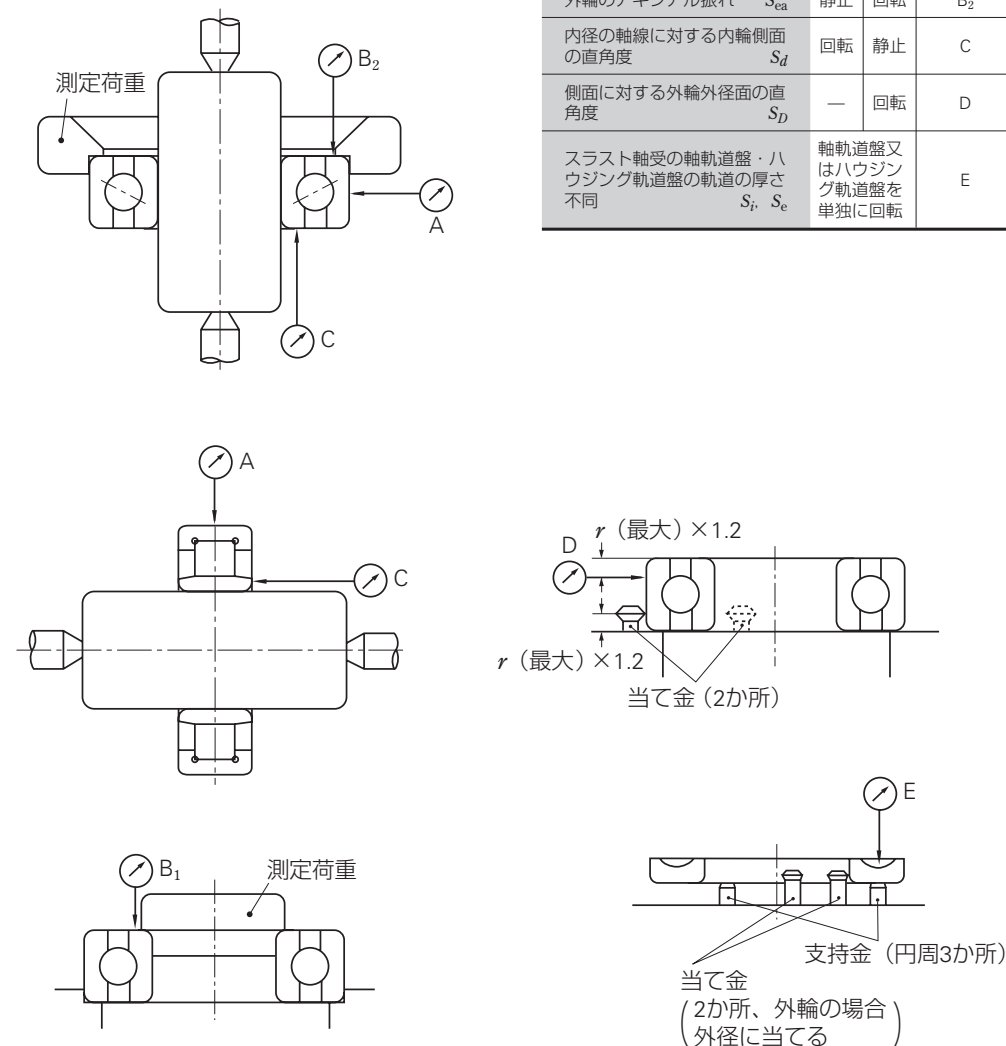


図 7.1 回転精度の測定方法（概略）

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.2 ラジアル軸受 (円すい)

ころ軸受を除く)の許容差及び許容値

表 7.2.1 内輪の許容差及び許容値

並びに外輪の幅の許容差及び許容値

呼び径 <i>d</i> (mm)	平面内平均内径の寸法差 <sup>(2)</sup> $\Delta d_{mp}$										実測内径の寸法差 <sup>(2)</sup> $\Delta d_s$				
	0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		4 級		2 級		
	直径系列		直径系列		直径系列		直径系列		直径系列		直径系列		直径系列		
	0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限
<b>0.6<sup>(1)</sup></b>	<b>2.5</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	0	-2.5	0	-2.5
<b>2.5</b>	<b>10</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	0	-2.5	0	-2.5
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	0	-2.5	0	-2.5
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-2.5	0	-2.5	0	-2.5
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-2.5	0	-2.5	0	-2.5
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0	-4	0	-4	0	-4
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0	-5	0	-5	0	-5
<b>120</b>	<b>150</b>	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	0	-7	0	-7
<b>150</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	0	-7	0	-7
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0	-8	0	-8	0	-8
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-25	0	-18	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-30	0	-23	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	0	-35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	0	-40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	-100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1000</b>	<b>1250</b>	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1250</b>	<b>1600</b>	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1600</b>	<b>2000</b>	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

平面内径不同 <sup>(2)</sup> $V_{dsp}$										平面内平均内径の不同 <sup>(2)</sup> $V_{dmp}$						
0 級			6 級			5 級		4 級		2 級		0級	6級	5級	4級	2級
直径系列			直径系列			直径系列		直径系列		直径系列						
9	0, 1	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	9	0,1,2,3,4	9	0,1,2,3,4	0,1,2,3,4	最大	最大	最大	最大	最大	
最大			最大			最大		最大		最大		最大	最大	最大	最大	最大
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
13	10	8	10	8	6	6	5	5	4	2.5	8	6	3	2.5	1.5	
15	12	9	13	10	8	8	6	6	5	2.5	9	8	4	3	1.5	
19	19	11	15	15	9	9	7	7	5	4	11	9	5	3.5	2	
25	25	15	19	19	11	10	8	8	6	5	15	11	5	4	2.5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
38	38	23	28	28	17	15	12	12	9	8	23	17	8	6	4	
44	44	26	31	31	19	18	14	—	—	—	26	19	9	—	—	
50	50	30	38	38	23	23	18	—	—	—	30	23	12	—	—	
56	56	34	44	44	26	—	—	—	—	—	34	26	—	—	—	
63	63	38	50	50	30	—	—	—	—	—	38	30	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

実測内輪 (又は外輪) 幅の寸法差 <sup>(3)</sup> $\Delta B_s$ (又は $\Delta C_s$ )										内輪 (又は外輪) 幅不同 $V_{Bs}$ (又は $V_{Cs}$ )															
単体軸受					組合せ軸受					内輪(又は外輪) <sup>(5)</sup>		内輪													
0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		0 級 <sup>(5)</sup>		6 級 <sup>(5)</sup>		5 級 <sup>(5)</sup>		4 級 <sup>(4)</sup>		2 級 <sup>(4)</sup>		0級	6級	5級	4級	2級	
上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大						最大
0	-40	0	-40	0	-40	—	—	—	—	0	-250	0	-250	0	-250	12	12	5	2.5	1.5	—	—	—	—	—
0	-120	0	-120	0	-40	—	—	0	-250	0	-250	0	-250	0	-250	15	15	5	2.5	1.5	—	—	—	—	—
0	-120	0	-120	0	-80	—	—	0	-250	0	-250	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5	—	—	—	—	—
0	-120	0	-120	0	-120	—	—	0	-250	0	-250	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5	—	—	—	—	—
0	-120	0	-120	0	-120	—	—	0	-250	0	-250	0	-250	0	-250	20	20	5	3	1.5	—	—	—	—	—
0	-150	0	-150	0	-150	—	—	0	-380	0	-380	0	-250	0	-250	25	25	6	4	1.5	—	—	—	—	—
0	-200	0	-200	0	-200	—	—	0	-380	0	-380	0	-380	0	-380	25	25	7	4	2.5	—	—	—	—	—
0	-250	0	-250	0	-250	—	—	0	-500	0	-380	0	-380	0	-380	30	30	8	5	2.5	—	—	—	—	—
0	-250	0	-250	0	-250	—	—	0	-500	0	-500	0	-380	0	-380	30	30	8	5	4	—	—	—	—	—
0	-300	0	-300	0	-300	—	—	0	-500	0	-500	0	-500	0	-500	30	30	10	6	5	—	—	—	—	—
0	-350	0	-350	0	-350	—	—	0	-500	0	-500	0	-500	—	—	35	35	13	—	—	—	—	—	—	—
0	-400	0	-400	0	-400	—	—	0	-630	0	-630	0	-630	—	—	40	40	15	—	—	—	—	—	—	—
0	-450	0	-450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	50	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-500	0	-500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	60	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-1 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-1 250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-1 600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0	-2 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

内輪のラジアル振れ $K_{ia}$										内径の軸線に対する 内輪側面の直角度 $S_d$			内輪のアキシャル振れ <sup>(6)</sup> $S_{ia}$			呼び径 <i>d</i> (mm)								
0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		5 級		4 級		2 級		5 級		4 級		2 級		を 超え	以下	
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大				
10	5	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0.6 <sup>(1)</sup>	2.5
10	6	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	2.5	10
10	7	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	10	18
13	8	4	3	2.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	18	30
15	10	5	4	2.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	8	4	1.5	30	50
20	10	5	4	2.5	8	5	1.5																	

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.2 ラジアル軸受 (円すい

表 7.2.2 外輪の許容差

呼び外径 D (mm)	平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$										実測外径の寸法差 $\Delta D_s$			
	0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		4 級	2 級		
	0 級		6 級		5 級		4 級		2 級		直径系列	直径系列		
	0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4		0, 1, 2, 3, 4			
を 超 え	以 下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	
2.5 <sup>(1)</sup>	6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	0	-2.5	
6	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	0	-2.5	
18	30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	0	-4	
30	50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4	0	-4	
50	80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4	0	-4	
80	120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5	0	-5	
120	150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5	0	-5	
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	0	-7	
180	250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8	0	-8	
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-8	0	-8	
315	400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-10	0	-10	
400	500	0	-45	0	-33	0	-23	—	—	—	—	—	—	
500	630	0	-50	0	-38	0	-28	—	—	—	—	—	—	
630	800	0	-75	0	-45	0	-35	—	—	—	—	—	—	
800	1 000	0	-100	0	-60	—	—	—	—	—	—	—	—	
1 000	1 250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1 250	1 600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1 600	2 000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
2 000	2 500	0	-250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

注 (1) 2.5mm は、この寸法区分に含まれる。

(2) 止め輪が取り付けられていないときに適用する。

(3) 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受などの玉軸受に適用する。

(4) フランジ付き軸受には適用しない。

(5) 0 級及び 6 級の外輪の幅不同は、表 7.2.1 による。

備 考

- この表に定める軸受外径の下限の許容差は、軌道輪側面から面取寸法  $r$ (最大)の 1.2 倍の距離以内には適用しない。
- AISI/ABMA Std.20:1996 より、ABEC 1・RBEC 1、ABEC 3・RBEC 3、ABEC 5・RBEC 5、ABEC 7・RBEC 7及び ABEC 9・RBEC 9 は、それぞれ 0 級、6 級、5 級、4 級及び 2 級に相当する。

ころ軸受を除く)の許容差及び許容値

及び許容値

平面内外径不同 <sup>(2)</sup> $V_{Dsp}$														平面内平均外径の不同 <sup>(2)</sup> $V_{Dmp}$				
0 級		6 級				5 級		4 級		2 級		0 級	6 級	5 級	4 級	2 級		
開放軸受		シール付軸受		開放軸受		シール付軸受		開放軸受		開放軸受								
直径系列		直径系列		直径系列		直径系列		直径系列										
9	0, 1	2, 3, 4	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	0, 1, 2, 3, 4	9	0, 1, 2, 3, 4	9	0, 1, 2, 3, 4							
最大		最大		最大		最大		最大										
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2.5	6	5	3	2	1.5	
12	9	7	12	10	8	6	10	6	5	5	4	4	7	6	3	2.5	2	
14	11	8	16	11	9	7	13	7	5	6	5	4	8	7	4	3	2	
16	13	10	20	14	11	8	16	9	7	7	5	4	10	8	5	3.5	2	
19	19	11	26	16	16	10	20	10	8	8	6	5	11	10	5	4	2.5	
23	23	14	30	19	19	11	25	11	8	9	7	5	14	11	6	5	2.5	
31	31	19	38	23	23	14	30	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3.5	
38	38	23	—	25	25	15	—	15	11	11	8	8	23	15	8	6	4	
44	44	26	—	31	31	19	—	18	14	13	10	8	26	19	9	7	4	
50	50	30	—	35	35	21	—	20	15	15	11	10	30	21	10	8	5	
56	56	34	—	41	41	25	—	23	17	—	—	—	34	25	12	—	—	
63	63	38	—	48	48	29	—	28	21	—	—	—	38	29	14	—	—	
94	94	55	—	56	56	34	—	35	26	—	—	—	55	34	18	—	—	
125	125	75	—	75	75	45	—	—	—	—	—	—	75	45	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

単位  $\mu\text{m}$

外輪のラジアル振れ $K_{ea}$					側面に対する外輪 外径面の直角度 <sup>(4)</sup> $S_D$			外輪のアキシャル振れ <sup>(3)(4)</sup> $S_{ea}$			外輪幅不同 <sup>(5)</sup> $V_{Cs}$			呼び外径 D (mm)	
0 級	6 級	5 級	4 級	2 級	5 級	4 級	2 級	5 級	4 級	2 級	5 級	4 級	2 級		
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大		
15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5	2.5 <sup>(1)</sup>	6
15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5	6	18
15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5	18	30
20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5	30	50
25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4	6	3	1.5	50	80
35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5	8	4	2.5	80	120
40	20	11	7	5	10	5	2.5	13	7	5	8	5	2.5	120	150
45	23	13	8	5	10	5	2.5	14	8	5	8	5	2.5	150	180
50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7	10	7	4	180	250
60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7	11	7	5	250	315
70	35	20	13	8	13	10	7	20	13	8	13	8	7	315	400
80	40	23	—	—	15	—	—	23	—	—	15	—	—	400	500
100	50	25	—	—	18	—	—	25	—	—	18	—	—	500	630
120	60	30	—	—	20	—	—	30	—	—	20	—	—	630	800
140	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	800	1 000
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 000	1 250
190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 250	1 600
220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 600	2 000
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 000	2 500

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.3 メートル系 円すいころ軸受の許容差及び許容値

表 7.3.1 内輪の内径の許容差及び回転精度の許容値

呼び内径 <i>d</i> (mm)	平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$								実測内径の寸法差 $\Delta d_s$				平面内内径不同 $V_{dsp}$				平面内平均内径の不同 $V_{dmp}$			
	0級 6X級		(6級)		5級		4級		4級		0級 6X級	(6級)	5級	4級	0級 6X級	(6級)	5級	4級		
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大		
を 超え	以下																			
<b>10<sup>(1)</sup></b>	<b>18</b>	0	-12	0	-7	0	-7	0	-5	12	7	5	4	9	5	5	4			
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-12	0	-8	0	-8	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4			
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-12	0	-10	0	-10	0	-8	12	10	8	6	9	8	5	5			
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	0	-12	0	-12	0	-9	15	12	9	7	11	9	6	5			
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	0	-15	0	-15	0	-10	20	15	11	8	15	11	8	5			
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-18	0	-18	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7			
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-22	0	-22	0	-15	30	22	17	11	23	16	11	8			
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	—	—	0	-25	0	-18	35	—	19	12	26	—	13	9			
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	—	—	0	-30	—	—	40	—	23	—	30	—	15	—			
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	—	—	0	-35	—	—	45	—	28	—	34	—	17	—			
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-60	—	—	0	-40	—	—	60	—	35	—	40	—	20	—			
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	—	—	0	-50	—	—	75	—	45	—	45	—	25	—			
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	-100	—	—	0	-60	—	—	100	—	60	—	55	—	30	—			
<b>1000</b>	<b>1250</b>	0	-125	—	—	0	-75	—	—	125	—	75	—	65	—	37	—			
<b>1250</b>	<b>1600</b>	0	-160	—	—	0	-90	—	—	160	—	90	—	80	—	45	—			
<b>1600</b>	<b>2000</b>	0	-200	—	—	—	—	—	—	200	—	—	—	100	—	—	—			

注 (1) 10mm は、この寸法区分に含まれる。

- 備考 1. この表に定める軸受内径の上限の許容差は、軌道輪側面から面取寸法  $\gamma$ (最大)の1.2倍の距離以内には適用しない。  
2. 許容差及び許容値の一部は、NSK規格によっている。

表 7.3.2 外輪の外径の許容差及び回転精度の許容値

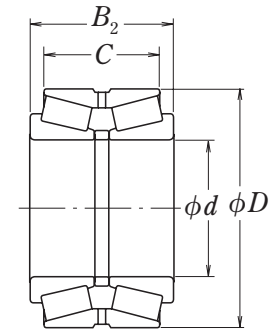
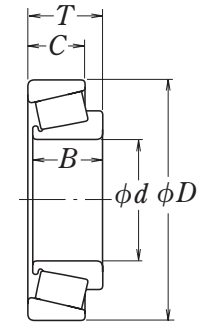
呼び外径 <i>D</i> (mm)	平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$								実測外径の寸法差 $\Delta D_s$				平面内外径不同 $V_{Dsp}$				平面内平均外径の不同 $V_{Dmp}$			
	0級 6X級		(6級)		5級		4級		4級		0級 6X級	(6級)	5級	4級	0級 6X級	(6級)	5級	4級		
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大		
を 超え	以下																			
<b>18<sup>(1)</sup></b>	<b>30</b>	0	-12	0	-8	0	-8	0	-6	12	8	6	5	9	6	5	4			
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-14	0	-9	0	-9	0	-7	14	9	7	5	11	7	5	5			
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-16	0	-11	0	-11	0	-9	16	11	8	7	12	8	6	5			
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-18	0	-13	0	-13	0	-10	18	13	10	8	14	10	7	5			
<b>120</b>	<b>150</b>	0	-20	0	-15	0	-15	0	-11	20	15	11	8	15	11	8	6			
<b>150</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-18	0	-18	0	-13	25	18	14	10	19	14	9	7			
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-20	0	-20	0	-15	30	20	15	11	23	15	10	8			
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-25	0	-25	0	-18	35	25	19	14	26	19	13	9			
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-28	0	-28	0	-20	40	28	22	15	30	21	14	10			
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	—	—	0	-33	—	—	45	—	26	—	34	—	17	—			
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	—	—	0	-38	—	—	60	—	30	—	38	—	20	—			
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	—	—	0	-45	—	—	80	—	38	—	55	—	25	—			
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	-100	—	—	0	-60	—	—	100	—	50	—	75	—	30	—			
<b>1000</b>	<b>1250</b>	0	-125	—	—	0	-80	—	—	130	—	65	—	90	—	38	—			
<b>1250</b>	<b>1600</b>	0	-160	—	—	0	-100	—	—	170	—	90	—	100	—	50	—			
<b>1600</b>	<b>2000</b>	0	-200	—	—	0	-125	—	—	210	—	120	—	110	—	65	—			
<b>2000</b>	<b>2500</b>	0	-250	—	—	—	—	—	—	265	—	—	—	120	—	—	—			

注 (1) 18mm は、この寸法区分に含まれる。

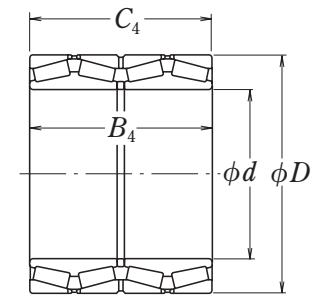
(2) フランジ付き軸受には適用しない。

- 備考 1. この表に定める軸受外径の下限の許容差は、軌道輪側面から面取寸法  $\gamma$ (最大)の1.2倍の距離以内には適用しない。  
2. 許容差の一部は、NSK規格によっている。

単位 $\mu\text{m}$							
内輪のラジアル振れ $K_{ia}$				内径の軸線に対する 内輪側面の直角度 $S_d$		内輪のアキ シアル振れ $S_{ia}$	
0級 6X級	(6級)	5級	4級	5級	4級	4級	
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	
15	7	5	3	7	3	3	
18	8	5	3	8	4	4	
20	10	6	4	8	4	4	
25	10	7	4	8	5	4	
30	13	8	5	9	5	5	
35	18	11	6	10	6	7	
50	20	13	8	11	7	8	
60	—	13	9	13	8	9	
70	—	15	—	15	—	—	
80	—	20	—	17	—	—	
90	—	25	—	20	—	—	
100	—	30	—	25	—	—	
115	—	37	—	30	—	—	
130	—	45	—	40	—	—	
150	—	55	—	50	—	—	
170	—	—	—	—	—	—	



単位 $\mu\text{m}$							
外輪のラジアル振れ $K_{ea}$				側面に対する外輪 外径の直角度(°) $S_D$		外輪のアキ シアル振れ(°) $S_{ea}$	
0級 6X級	(6級)	5級	4級	5級	4級	4級	
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	
18	9	6	4	8	4	5	
20	10	7	5	8	4	5	
25	13	8	5	8	4	5	
35	18	10	6	9	5	6	
40	20	11	7	10	5	7	
45	23	13	8	10	5	8	
50	25	15	10	11	7	10	
60	30	18	11	13	8	10	
70	35	20	13	13	10	13	
80	—	24	—	17	—	—	
100	—	30	—	20	—	—	
120	—	36	—	25	—	—	
140	—	43	—	30	—	—	
160	—	52	—	38	—	—	
180	—	62	—	50	—	—	
200	—	73	—	65	—	—	
220	—	—	—	—	—	—	



■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

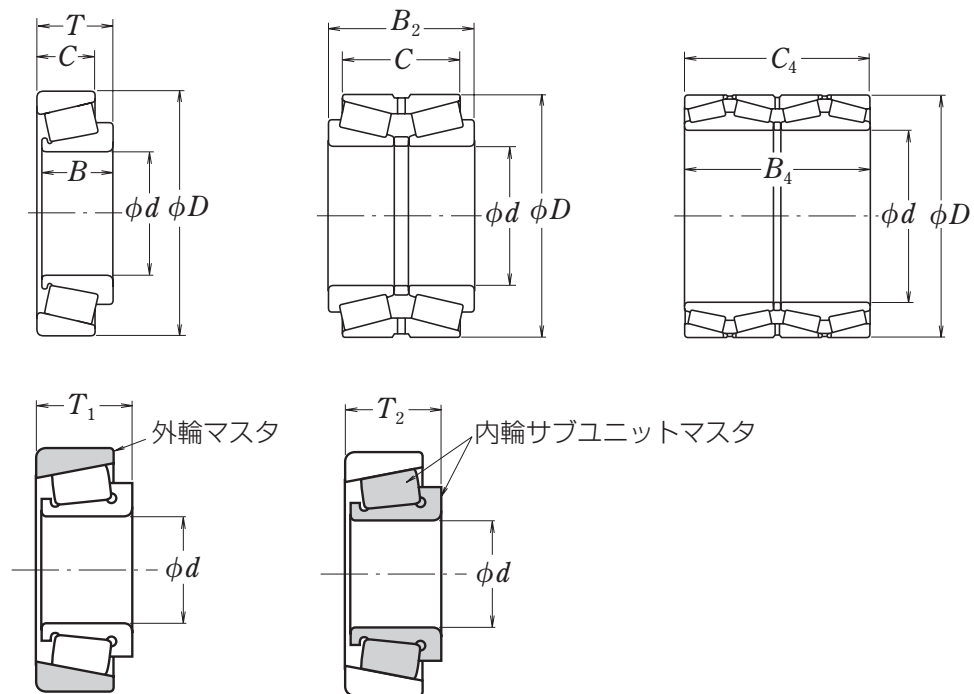
表 7.3 メートル系 円すい

表 7.3.3 幅、組立幅及び

呼び径 <i>d</i> (mm)	実測内輪幅の寸法差 $\Delta B_s$										実測外輪幅の寸法差 $\Delta C_s$									
	0 級		6X 級		(6 級)		5 級		4 級		0 級		(6 級)		6X 級		5 級			
	を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限		
<b>10<sup>(1)</sup> 18</b>	0	-120	0	-50	0	-120	0	-200	0	-200	0	-120	0	-120	0	-100	0	-200		
<b>18 30</b>	0	-120	0	-50	0	-120	0	-200	0	-200	0	-120	0	-120	0	-100	0	-200		
<b>30 50</b>	0	-120	0	-50	0	-120	0	-240	0	-240	0	-120	0	-120	0	-100	0	-240		
<b>50 80</b>	0	-150	0	-50	0	-150	0	-300	0	-300	0	-150	0	-150	0	-100	0	-300		
<b>80 120</b>	0	-200	0	-50	0	-200	0	-400	0	-400	0	-200	0	-200	0	-100	0	-400		
<b>120 180</b>	0	-250	0	-50	0	-250	0	-500	0	-500	0	-250	0	-250	0	-100	0	-500		
<b>180 250</b>	0	-300	0	-50	0	-300	0	-600	0	-600	0	-300	0	-300	0	-100	0	-600		
<b>250 315</b>	0	-350	0	-50	0	-350	0	-700	0	-700	0	-350	0	-350	0	-100	0	-700		
<b>315 400</b>	0	-400	0	-50	0	-400	0	-800	0	-800	0	-400	0	-400	0	-100	0	-800		
<b>400 500</b>	0	-450	0	-50	0	-450	0	-900	0	-900	0	-450	0	-450	0	-100	0	-900		
<b>500 630</b>	0	-500	0	-50	0	-500	0	-1 100	0	-1 100	0	-500	0	-500	0	-100	0	-1 100		
<b>630 800</b>	0	-750	0	-50	0	-750	0	-1 600	0	-1 600	0	-750	0	-750	0	-100	0	-1 600		
<b>800 1 000</b>	0	-1 000	0	-50	0	-1 000	0	-2 000	0	-2 000	0	-1 000	0	-1 000	0	-100	0	-2 000		
<b>1 000 1 250</b>	0	-1 250	0	-50	0	-1 250	0	-2 000	0	-2 000	0	-1 250	0	-1 250	0	-100	0	-2 000		
<b>1 250 1 600</b>	0	-1 600	0	-50	0	-1 600	0	-2 000	0	-2 000	0	-1 600	0	-1 600	0	-100	0	-2 000		
<b>1 600 2 000</b>	0	-2 000	0	-50	0	-2 000	0	-2 000	0	-2 000	0	-2 000	0	-2 000	0	-100	0	-2 000		

注 (1) 10mm は、この寸法区分に含まれる。

備考 内輪サブユニットの呼び有効幅  $T_1$  は、内輪サブユニットを外輪マスタと組み合わせたときの組立幅をいう。  
外輪の呼び有効幅  $T_2$  は、外輪を内輪サブユニットマスタと組み合わせたときの組立幅をいう。



ころ軸受の許容差

組合せ幅の許容差

呼び径 <i>d</i> (mm)	実組立幅の寸法差 $\Delta T_s$										内輪サブユニットの実有効幅の寸法差 $\Delta T_{1s}$									
	4 級		0 級		6X 級		(6 級)		5 級		4 級		0 級		6X 級		5 級		4 級	
	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限
<b>10<sup>(1)</sup> 18</b>	0	-200	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
<b>18 30</b>	0	-200	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
<b>30 50</b>	0	-240	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
<b>50 80</b>	0	-300	+200	0	+100	0	+200	0	+200	-200	+200	-200	+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100
<b>80 120</b>	0	-400	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200	+200	-200	+100	-100	+50	0	+100	-100	+100	-100
<b>120 180</b>	0	-500	+350	-250	+150	0	+350	-250	+350	-250	+350	-250	+150	-150	+50	0	+150	-150	+150	-150
<b>180 250</b>	0	-600	+350	-250	+150	0	+350	-250	+350	-250	+350	-250	+150	-150	+50	0	+150	-150	+150	-150
<b>250 315</b>	0	-700	+350	-250	+150	0	+350	-250	+350	-250	+350	-250	+150	-150	+100	0	+150	-150	+150	-150
<b>315 400</b>	0	-800	+400	-400	+200	0	+400	-400	+400	-400	+400	-400	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>400 500</b>	0	-900	+400	-400	+200	0	+400	-400	+400	-400	+400	-400	+225	-225	+100	0	+225	-225	+225	-225
<b>500 630</b>	0	-1 100	+500	-500	+200	0	+500	-500	+500	-500	+500	-500	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>630 800</b>	0	-1 600	+600	-600	+200	0	+600	-600	+600	-600	+600	-600	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>800 1 000</b>	0	-2 000	+750	-750	+200	0	+750	-750	+750	-750	+750	-750	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>1 000 1 250</b>	0	-2 000	+900	-900	+200	0	+900	-900	+900	-900	+900	-900	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>1 250 1 600</b>	0	-2 000	+1 050	-1 050	+200	0	+1 050	-1 050	+1 050	-1 050	+1 050	-1 050	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200
<b>1 600 2 000</b>	0	-2 000	+1 200	-1 200	+200	0	+1 200	-1 200	+1 200	-1 200	+1 200	-1 200	+200	-200	+100	0	+200	-200	+200	-200

単位  $\mu\text{m}$

外輪の実有効幅の寸法差 $\Delta T_{2s}$								軸受の実組合せ幅の寸法差				呼び径 <i>d</i> (mm)
0 級		6X 級		5 級		4 級		$\Delta B_{2s}$		$\Delta B_{1s}, \Delta C_{1s}$		
上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	上 限	下 限	
+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100	+200	-200	—	—	<b>10<sup>(1)</sup> 18</b>
+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100	+200	-200	—	—	<b>18 30</b>
+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100	+200	-200	—	—	<b>30 50</b>
+100	0	+50	0	+100	-100	+100	-100	+300	-300	+300	-300	<b>50 80</b>
+100	-100	+50	0	+100	-100	+100	-100	+300	-300	+400	-400	<b>80 120</b>
+200	-100	+100	0	+200	-100	+200	-100	+400	-400	+500	-500	<b>120 180</b>
+200	-100	+100	0	+200	-100	+200	-100	+450	-450	+600	-600	<b>180 250</b>
+200	-100	+100	0	+200	-100	+200	-100	+550	-550	+700	-700	<b>250 315</b>
+200	-200	+100	0	+200	-200	—	—	+600	-600	+800	-800	<b>315 400</b>
+225	-225	+100	0	+225	-225	—	—	+700	-700	+900	-900	<b>400 500</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	+800	-800	+1 000	-1 000	<b>500 630</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	+1 200	-1 200	+1 500	-1 500	<b>630 800</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1 500	-1 500	<b>800 1 000</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1 500	-1 500	<b>1 000 1 250</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	+1 500	-1 500	<b>1 250 1 600</b>
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>1 600 2 000</b>

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.4 インチ系 円すいころ軸受の許容差及び許容値

(公差等級 Class .. は、ANSI/ABMAの等級で、一覧はA126ページ表7.1を参照ください。)

表 7.4.1 内輪の内径の許容差

呼び内径 $d$		実測内径の寸法差 $\Delta d_s$							
を越え		以下		Class 4, 2		Class 3, 0		Class 00	
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上限	下限	上限	下限	上限	下限
—	—	<b>76.200</b>	3.0000	+13	0	+13	0	+8	0
<b>76.200</b>	3.0000	<b>266.700</b>	10.5000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>266.700</b>	10.5000	<b>304.800</b>	12.0000	+25	0	+13	0	—	—
<b>304.800</b>	12.0000	<b>609.600</b>	24.0000	+51	0	+25	0	—	—
<b>609.600</b>	24.0000	<b>914.400</b>	36.0000	+76	0	+38	0	—	—
<b>914.400</b>	36.0000	<b>1 219.200</b>	48.0000	+102	0	+51	0	—	—
<b>1 219.200</b>	48.0000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

単位  $\mu\text{m}$

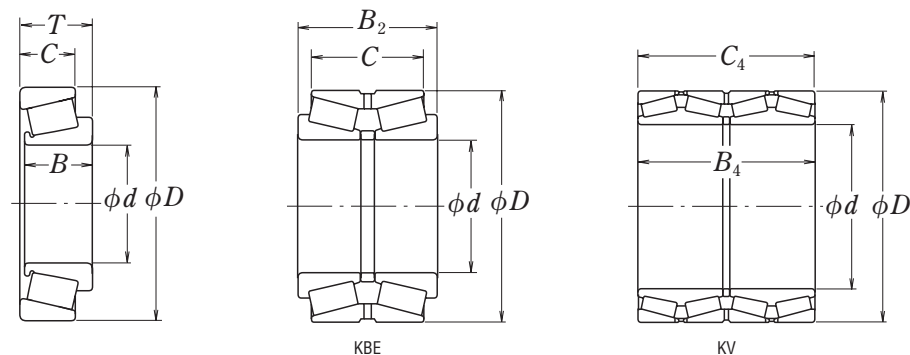


表 7.4.2 外輪の外径の許容差及び

呼び外径 $D$		実測外径の寸法差 $\Delta D_s$							
を越え		以下		Class 4, 2		Class 3, 0		Class 00	
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上限	下限	上限	下限	上限	下限
—	—	<b>266.700</b>	10.5000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>266.700</b>	10.5000	<b>304.800</b>	12.0000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>304.800</b>	12.0000	<b>609.600</b>	24.0000	+51	0	+25	0	—	—
<b>609.600</b>	24.0000	<b>914.400</b>	36.0000	+76	0	+38	0	—	—
<b>914.400</b>	36.0000	<b>1 219.200</b>	48.0000	+102	0	+51	0	—	—
<b>1 219.200</b>	48.0000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

内輪・外輪のラジアル振れの許容値

単位  $\mu\text{m}$

内輪のラジアル振れ及び外輪のラジアル振れ $K_{ra}$ 及び $K_{ea}$				
Class 4	Class 2	Class 3	Class 0	Class 00
最大	最大	最大	最大	最大
51	38	8	4	2
51	38	8	4	2
51	38	18	—	—
76	51	51	—	—
76	—	76	—	—
76	—	76	—	—

表 7.4.3 組立幅及び

呼び内径 $d$		単列軸受の実組立幅の寸法差 $\Delta T_s$											
を越え		以下		Class 4		Class 2		Class 3				Class 0, 00	
(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4	上限	下限	上限	下限	$D \leq 508.000$ (mm)		$D > 508.000$ (mm)		上限	下限
—	—	<b>101.600</b>	4.0000	+203	0	+203	0	+203	-203	+203	-203	+203	-203
<b>101.600</b>	4.0000	<b>304.800</b>	12.0000	+356	-254	+203	0	+203	-203	+203	-203	+203	-203
<b>304.800</b>	12.0000	<b>609.600</b>	24.0000	+381	-381	+381	-381	+203	-203	+381	-381	—	—
<b>609.600</b>	24.0000	—	—	+381	-381	—	—	+381	-381	+381	-381	—	—

組合せ幅の許容差

単位  $\mu\text{m}$

複列軸受 (KBE 形) の実組合せ幅の寸法差 $\Delta B_{rs}$										四列軸受 (KV 形) の実組合せ幅の寸法差 $\Delta B_{rs}, \Delta C_{rs}$	
Class 4		Class 2		Class 3				Class 0, 00		Class 4, 3	
上限		下限		$D \leq 508.000$ (mm)		$D > 508.000$ (mm)		上限		下限	
+406	0	+406	0	+406	-406	+406	-406	+406	-406	+1524	-1524
+711	-508	+406	-203	+406	-406	+406	-406	+406	-406	+1524	-1524
+762	-762	+762	-762	+406	-406	+762	-762	—	—	+1524	-1524
+762	-762	—	—	+762	-762	+762	-762	—	—	+1524	-1524

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.5 マグネット玉軸受の許容差

表 7.5.1 内輪の許容差・許容値及び外輪の幅の許容差・

呼び内径 <i>d</i> (mm)	平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$						平面内内径不同 $V_{dsp}$			平面内平均内径の不同 $V_{dmp}$			実測内輪 (又は外輪) 幅の寸法差 (1) $\Delta B_s$ (又は $\Delta C_s$ )				
	0 級相当		6 級相当		5 級相当		0 級相当	6 級相当	5 級相当	0 級相当	6 級相当	5 級相当	0 級, 6 級相当		5 級相当		
	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大	上限	下限	上限	下限	
を 超え	以下																
<b>2.5</b>	<b>10</b>	0	-8	0	-7	0	-5	6	5	4	6	5	3	0	-120	0	-40
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-8	0	-7	0	-5	6	5	4	6	5	3	0	-120	0	-80
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-10	0	-8	0	-6	8	6	5	8	6	3	0	-120	0	-120

注 (1) 実測外輪幅の寸法差及び幅不同は、同じ軸受の内輪の値による。

備考 この表に定める軸受内径の上限の許容差は、軌道輪側面から面取寸法  $\gamma$  (最大) の 1.2 倍の距離以内には適用しない。

表 7.5.2 外輪の許容差

呼び外径 <i>D</i> (mm)	平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$											平面内外径不同 $V_{Dsp}$				
	軸受系列 E						軸受系列 EN					0 級相当	6 級相当	5 級相当		
	0 級相当		6 級相当		5 級相当		0 級相当		6 級相当		5 級相当					
上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大		
<b>6</b>	<b>18</b>	+8	0	+7	0	+5	0	0	-8	0	-7	0	-5	6	5	4
<b>18</b>	<b>30</b>	+9	0	+8	0	+6	0	0	-9	0	-8	0	-6	7	6	5
<b>30</b>	<b>50</b>	+11	0	+9	0	+7	0	0	-11	0	-9	0	-7	8	7	5

備考 この表に定める軸受外径の下限の許容差は、軌道輪側面から面取寸法  $\gamma$  (最大) の 1.2 倍の距離以内には適用しない。

及び許容値

許容値並びに組立幅の許容差

単位 $\mu\text{m}$									
内輪 (又は外輪) 幅不同 (1) $V_{Bs}$ (又は $V_{Cs}$ )		実組立幅の寸法差 $\Delta T_s$		内輪のラジアル振れ $K_{ia}$			内径の軸線 に対する内輪 側面の直角度 $S_d$	内輪のア キシアル 振れ $S_{ia}$	
0 級相当	6 級相当	0 級, 6 級, 5 級相当	0 級相当	6 級相当	5 級相当	5 級相当	5 級相当		
最大	最大	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	
15	5	+120	-120	10	6	4	7	7	
20	5	+120	-120	10	7	4	7	7	
20	5	+120	-120	13	8	4	8	8	

及び許容値

単位 $\mu\text{m}$								
平面内平均外径の不同 $V_{Dmp}$			外輪のラジアル振れ $K_{ea}$			外輪のア キシアル 振れ $S_{ea}$	側面に対す る外輪外 径の直 角度 $S_D$	
0 級相当	6 級相当	5 級相当	0 級相当	6 級相当	5 級相当	5 級相当	5 級相当	
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	
6	5	3	15	8	5	8	8	
7	6	3	15	9	6	8	8	
8	7	4	20	10	7	8	8	

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.6 スラスト玉軸受の許容差及び許容値

表 7.6.1 軸軌道盤の内径の許容差・許容値及び回転精度の許容値

単位  $\mu\text{m}$

呼び内径 $d$ 又は $d_2$ (mm)		平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$ 又は $\Delta d_{2mp}$				平面内内径不同 $V_{d_{sp}}$ 又は $V_{d_{2sp}}$		軸軌道盤又は中央軌道盤及びハウジング軌道盤の軌道の厚さ不同 (1) $S_i$ 又は $S_e$			
		0 級, 6 級, 5 級		4 級		0 級 6 級 5 級	4 級	0 級	6 級	5 級	4 級
		上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大
を 超え	以下										
—	<b>18</b>	0	-8	0	-7	6	5	10	5	3	2
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-10	0	-8	8	6	10	5	3	2
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-12	0	-10	9	8	10	6	3	2
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	0	-12	11	9	10	7	4	3
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	0	-15	15	11	15	8	4	3
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-18	19	14	15	9	5	4
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-22	23	17	20	10	5	4
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-25	26	19	25	13	7	5
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-30	30	23	30	15	7	5
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	0	-35	34	26	30	18	9	6
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	0	-40	38	30	35	21	11	7
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	0	-50	—	—	40	25	13	8
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-100	—	—	—	—	45	30	15	—
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	0	-125	—	—	—	—	50	35	18	—

注 (1) 複式軸受では  $d_2$  の区分によらず、同じ直径系列で同じ  $D$  の単式軸受の  $d$  の区分による。  
また、ハウジング軌道盤の軌道の厚さ不同  $S_e$  は、平面座軸受だけに適用する。

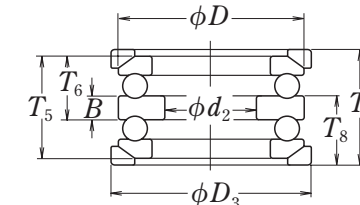
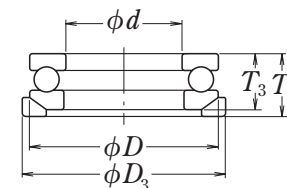
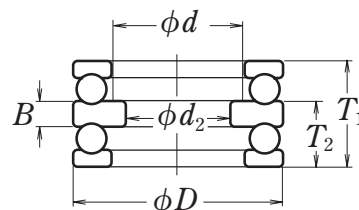
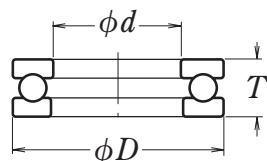


表 7.6.2 ハウジング軌道盤の外径の許容差・許容値及び調心座金外径の許容差

単位  $\mu\text{m}$

呼び外径又は 調心座金呼び外径 $D$ 又は $D_3$ (mm)		平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$						平面内外径不同 $V_{D_{sp}}$		調心座金外径の寸法差 $\Delta D_{3s}$	
		平面座形			調心座形			0 級 6 級 5 級	4 級	0 級, 6 級	
		0 級, 6 級, 5 級	4 級		0 級, 6 級		0 級 6 級 5 級	4 級	0 級, 6 級		
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	上限	下限
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-11	0	-7	0	-17	8	5	0	-25
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-13	0	-8	0	-20	10	6	0	-30
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-16	0	-9	0	-24	12	7	0	-35
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-19	0	-11	0	-29	14	8	0	-45
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-22	0	-13	0	-33	17	10	0	-60
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-15	0	-38	19	11	0	-75
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-20	0	-45	23	15	0	-90
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-25	0	-53	26	19	0	-105
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-28	0	-60	30	21	0	-120
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	0	-33	0	-68	34	25	0	-135
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	0	-38	0	-75	38	29	0	-180
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	0	-45	0	-113	55	34	0	-225
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-100	0	-60	—	—	75	—	—	—
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1 250</b>	<b>1 600</b>	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.6.3 スラスト玉軸受の高さ及び中央軌道盤の高さの許容差

呼び内径 $d^{(1)}$ (mm)	平面座形		調心座形				調心座金付き				中央軌道盤の高さの寸法差 $\Delta B_s$				
	高さ $T_2$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$ 又は $\Delta T_{Ts}$		高さ $T_1$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$		高さ $T_3, T_6$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$ 又は $\Delta T_{Ts}$		高さ $T_5$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$		高さ $T_4, T_8$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$ 又は $\Delta T_{Ts}$		高さ $T_7$ の寸法差 $\Delta T_{Ts}$				
	0級, 6級, 5級, 4級		0級, 6級, 5級, 4級		0級, 6級		0級, 6級		0級, 6級		0級, 6級				
を超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限		
—	<b>30</b>	0	-75	+50	-150	0	-75	+50	-150	+50	-75	+150	-150	0	-50
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-100	+75	-200	0	-100	+75	-200	+50	-100	+175	-200	0	-75
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-125	+100	-250	0	-125	+100	-250	+75	-125	+250	-250	0	-100
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-150	+125	-300	0	-150	+125	-300	+75	-150	+275	-300	0	-125
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-175	+150	-350	0	-175	+150	-350	+100	-175	+350	-350	0	-150
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-200	+175	-400	0	-200	+175	-400	+100	-200	+375	-400	0	-175
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-225	+200	-450	0	-225	+200	-450	+125	-225	+450	-450	0	-200
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-300	+250	-600	0	-300	+250	-600	+150	-275	+550	-550	0	-250

注 (1) 複式軸受では、同じ直径系列で同じ  $D$  の単式軸受の  $d$  の区分による。

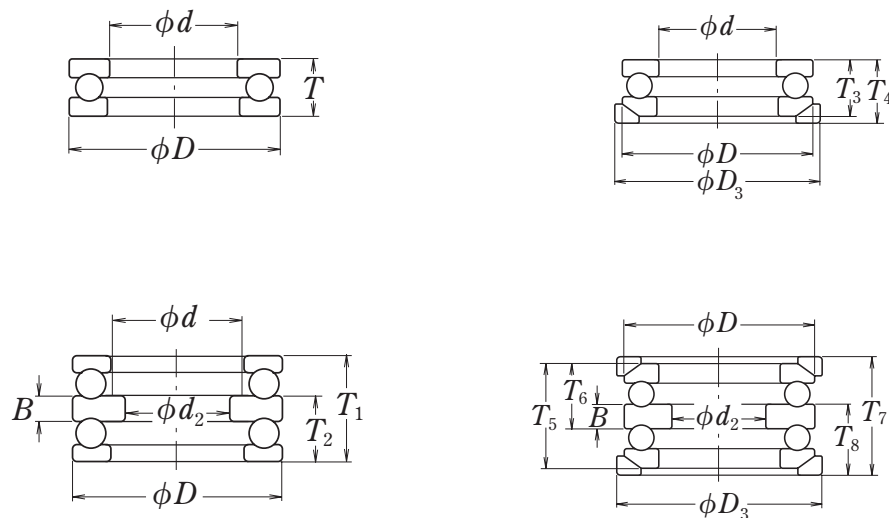


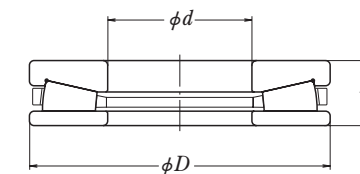
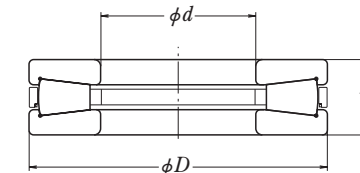
表 7.7 スラスト円すいころ軸受の許容差

表 7.7.1 軸受内径及び高さの許容差 (0級) (メートル系)

呼び内径 $d$ (mm)		平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$		軸受高さの寸法差 $\Delta T_s$	
を超え	以下	上限	下限	上限	下限
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	0	-150
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-175
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-200
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-225
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-300
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	0	-350
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	0	-450
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	0	-550
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-100	0	-700
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	0	-125	0	-900
<b>1 250</b>	<b>1 600</b>	0	-160	0	-1 200

表 7.7.2 軸受外径の許容差 (0級) (メートル系)

呼び外径 $D$ (mm)		平面円平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$	
を超え	以下	上限	下限
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-100
<b>1 000</b>	<b>1 250</b>	0	-125
<b>1 250</b>	<b>1 600</b>	0	-160
<b>1 600</b>	<b>2 000</b>	0	-200



■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.7 スラスト円すいころ軸受の許容差 (NSK 規格)

表 7.7.3 軸受内径及び高さの許容差 (Class 4 相当)  
(インチ系)

呼び内径 $d$				単位 $\mu\text{m}$			
を越え		以下		平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$		軸受高さの寸法差 $\Delta T_s$	
(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	上限	下限	上限	下限
—	—	<b>304.800</b>	12.0000	+25	0	+381	-381
<b>304.800</b>	12.0000	<b>609.600</b>	24.0000	+51	0	+381	-381
<b>609.600</b>	24.0000	<b>914.400</b>	36.0000	+76	0	+381	-381
<b>914.400</b>	36.0000	<b>1 219.200</b>	48.0000	+102	0	+381	-381

表 7.7.4 軸受外径の許容差 (Class 4 相当)  
(インチ系)

呼び外径 $D$				単位 $\mu\text{m}$			
を越え		以下		平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$			
(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	上限	下限	上限	下限
—	—	<b>304.800</b>	12.0000	+25	0		
<b>304.800</b>	12.0000	<b>609.600</b>	24.0000	+51	0		
<b>609.600</b>	24.0000	<b>914.400</b>	36.0000	+76	0		
<b>914.400</b>	36.0000	<b>1 219.200</b>	48.0000	+102	0		
<b>1 219.200</b>	48.0000	—	—	+127	0		

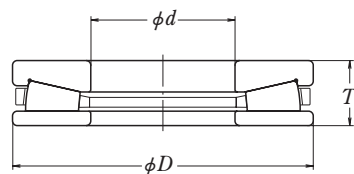
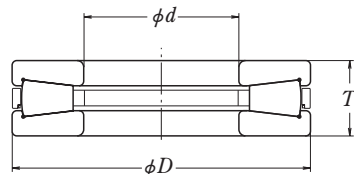


表 7.8 スラスト自動調心ころ軸受の許容差及び許容値

表 7.8.1 軸軌道盤の許容差・許容値及び高さの許容差 (0 級)

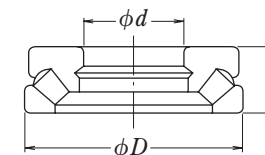
呼び内径 $d$ (mm)		平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$		平面内内径不同 $V_{dsp}$	単位 $\mu\text{m}$			
を越え	以下	上限	下限	最大	軸軌道盤の横振れ $S_d$		軸受高さの寸法差 $\Delta T_s$	
					最大	上限	下限	
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	11	25	+150	-150	
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	15	25	+200	-200	
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25	19	30	+250	-250	
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	23	30	+300	-300	
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	26	35	+350	-350	
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	30	40	+400	-400	
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	34	45	+450	-450	

備考 この表に定める軸受内径の上限の許容差は、軌道盤側面から面取寸法  $\gamma$  (最大の 1.2 倍の距離以内)には適用しない。

表 7.8.2 ハウジング軌道盤の許容差 (0 級)

呼び外径 $D$ (mm)		単位 $\mu\text{m}$	
を越え	以下	上限	下限
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-25
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75
<b>800</b>	<b>1 000</b>	0	-100

備考 この表に定める軸受外径の下限の許容差は、軌道盤側面から面取寸法  $\gamma$  (最大の 1.2 倍の距離以内)には適用しない。



■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.9 計器用玉軸受

(ANSI/ABMA 規格)

(1) 内輪の許容差, 許容値

呼び内径 <i>d</i> (mm)	平面内平均内径の寸法差 $\Delta d_{mp}$				実測内径の寸法差 $\Delta d_s$				平面内内径不同 $V_{dsp}$		平面内平均内径の不同 $V_{dmp}$		実測内輪 (又は外輪) $\Delta B_s$		
	Class 5P Class 7P		Class 9P		Class 5P Class 7P		Class 9P		Class 5P Class 7P	Class 9P	Class 5P Class 7P	Class 9P	単体軸受 Class 5P Class 7P Class 9P		
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	上限	下限		
—	10	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	-25.4
10	18	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	-25.4
18	30	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	0	-2.5	2.5	1.3	2.5	1.3	0	-25.4

注 (1) 2個の組合せで差幅調整する軸受に適用する。

備考 Class 3P (インチ系) とメートル系計器用精密軸受の許容差及び許容値については、NSKにご相談ください。

(2) 外輪の許容差

呼び外径 <i>D</i> (mm)	平面内平均外径の寸法差 $\Delta D_{mp}$				実測外径の寸法差 $\Delta D_s$				平面内外径不同 $V_{Dsp}$		平面内平均外径の不同 $V_{Dmp}$						
	Class 5P Class 7P		Class 9P		Class 5P Class 7P		Class 9P		Class 5P Class 7P	Class 9P	Class 5P Class 7P	Class 9P	Class 5P Class 7P	Class 9P			
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	上限	下限	上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大			
—	18	0	-5.1	0	-2.5	0	-5.1	+1	-6.1	0	-2.5	2.5	5.1	1.3	2.5	5.1	1.3
18	30	0	-5.1	0	-3.8	0	-5.1	+1	-6.1	0	-3.8	2.5	5.1	2	2.5	5.1	2
30	50	0	-5.1	0	-3.8	0	-5.1	+1	-6.1	0	-3.8	2.5	5.1	2	2.5	5.1	2

注 (1) フランジ付き軸受のフランジ幅不同にも適用する。

(2) フランジ背面に適用する。

の許容差及び許容値 (インチ系)

Class 5P, 7P, 9P)

及び外輪の幅の許容差

単位  $\mu\text{m}$

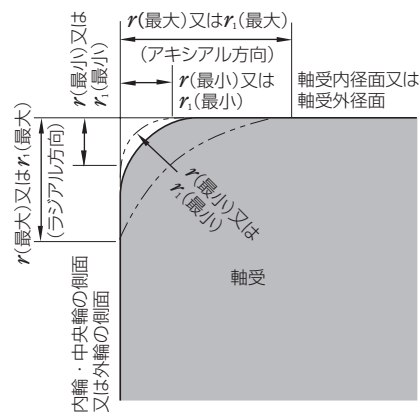
の幅の寸法差 (又は $\Delta C_s$ )	内輪幅不同 $V_{Bs}$			内輪のラジアル振れ $K_{ia}$			内輪のアキシャル振れ $S_{ia}$			内径の軸線に対する内輪側面の直角度 $S_d$			
	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	
組合せ軸受 (1)	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	
上限	下限	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3	7.6	2.5	1.3
0	-400	5.1	2.5	1.3	3.8	3.8	2.5	7.6	3.8	1.3	7.6	3.8	1.3

及び許容値

単位  $\mu\text{m}$

外輪幅不同 (1) $V_{Cs}$			側面に対する外輪外径面の直角度 $S_D$			外輪のラジアル振れ $K_{ea}$			外輪のアキシャル振れ $S_{ea}$			フランジ外径 の寸法差 $\Delta D_{is}$	フランジ幅の 寸法差 $\Delta C_{is}$	アキシャル 振れ (2) $S_{ea1}$		
Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	フランジ付き				
Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P	Class 7P	Class 9P	Class 5P Class 7P	Class 5P Class 7P	Class 5P Class 7P		
最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	最大	上限	下限	上限	下限	最大
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	3.8	1.3	7.6	5.1	1.3	0	-25.4	0	-50.8	7.6
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	3.8	2.5	7.6	5.1	2.5	0	-25.4	0	-50.8	7.6
5.1	2.5	1.3	7.6	3.8	1.3	5.1	5.1	2.5	7.6	5.1	2.5	0	-25.4	0	-50.8	7.6

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度



$r$ : 内輪・外輪の面取寸法  
 $r_1$ : 内輪・外輪(正面側など)又はスラスト玉軸受の中央輪の面取寸法

備考 面取表面の正確な形状は規定しないが、アキシャル平面におけるその輪郭は、内輪又は中央輪の側面と軸受内径面、もしくは外輪の側面と軸受外径面とに接する半径  $r$ (最小) 又は  $r_1$ (最小) の仮想的円弧の外へ出てはならない。

表 7.10 面取寸法の許容限界値 (メートル系)

表 7.10.1 ラジアル軸受(円すいころ軸受を除く)の面取寸法の許容限界値

内輪・外輪の最小許容面取寸法 $r$ (最小)又は $r_1$ (最小)	呼び内径 $d$		内輪・外輪の最大許容面取寸法 $r$ (最大)又は $r_1$ (最大)		参 考 軸又はハウジングの隅の丸みの半径 $r_a$
	を超え	以下	ラジアル方向	アキシャル方向 <sup>(1)</sup>	
0.05	—	—	0.1	0.2	0.05
0.08	—	—	0.16	0.3	0.08
0.1	—	—	0.2	0.4	0.1
0.15	—	—	0.3	0.6	0.15
0.2	—	—	0.5	0.8	0.2
0.3	—	40	0.6	1	0.3
	40	—	0.8	1	
0.6	—	40	1	2	0.6
	40	—	1.3	2	
1	—	50	1.5	3	1
	50	—	1.9	3	
1.1	—	120	2	3.5	1
	120	—	2.5	4	
1.5	—	120	2.3	4	1.5
	120	—	3	5	
2	—	80	3	4.5	2
	80	220	3.5	5	
	220	—	3.8	6	
2.1	—	280	4	6.5	2
	280	—	4.5	7	
2.5	—	100	3.8	6	2
	100	280	4.5	6	
	280	—	5	7	
3	—	280	5	8	2.5
	280	—	5.5	8	
4	—	—	6.5	9	3
5	—	—	8	10	4
6	—	—	10	13	5
7.5	—	—	12.5	17	6
9.5	—	—	15	19	8
12	—	—	18	24	10
15	—	—	21	30	12
19	—	—	25	38	15

注 (1) 呼び軸受幅が2mm以下の軸受のアキシャル方向の  $r$ (最大) の値は、ラジアル方向の値と同じとする。

表 7.10.2 円すいころ軸受の面取寸法の許容限界値

内輪・外輪の最小許容面取寸法 $r$ (最小)	呼び内径又は呼び外径 <sup>(1)</sup> $d$ 又は $D$		内輪・外輪の最大許容面取寸法 $r$ (最大)		参 考 軸又はハウジングの隅の丸みの半径 $r_a$
	を超え	以下	ラジアル方向	アキシャル方向	
0.15	—	—	0.3	0.6	0.15
0.3	—	40	0.7	1.4	0.3
	40	—	0.9	1.6	
0.6	—	40	1.1	1.7	0.6
	40	—	1.3	2	
1	—	50	1.6	2.5	1
	50	—	1.9	3	
1.5	—	120	2.3	3	1.5
	120	250	2.8	3.5	
	250	—	3.5	4	
2	—	120	2.8	4	2
	120	250	3.5	4.5	
	250	—	4	5	
2.5	—	120	3.5	5	2
	120	250	4	5.5	
	250	—	4.5	6	
3	—	120	4	5.5	2.5
	120	250	4.5	6.5	
	250	400	5	7	
	400	—	5.5	7.5	
4	—	120	5	7	3
	120	250	5.5	7.5	
	250	400	6	8	
	400	—	6.5	8.5	
5	—	180	6.5	8	4
	180	—	7.5	9	
6	—	180	7.5	10	5
	180	—	9	11	

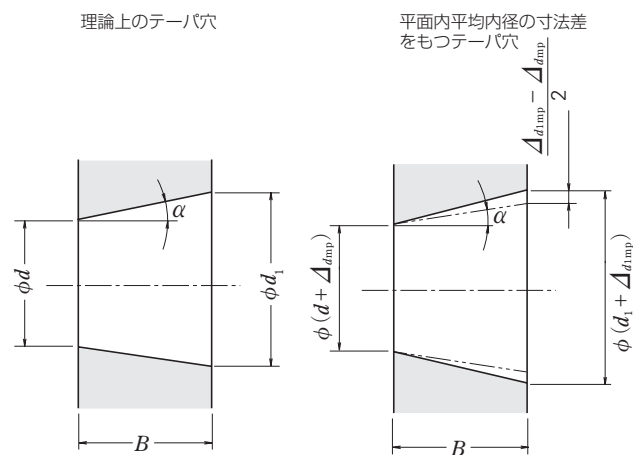
注 (1) 内輪は  $d$  の区分により、外輪は  $D$  の区分による。

表 7.10.3 スラスト軸受の面取寸法の許容限界値

軸軌道盤 (又は中央軌道盤)・ハウジング軌道盤の最小許容面取寸法 $r$ (最小) 又は $r_1$ (最小)	軸軌道盤 (又は中央軌道盤)・ハウジング軌道盤の最大許容面取寸法 $r$ (最大) 又は $r_1$ (最大)		参 考 軸又はハウジングの隅の丸みの半径 $r_a$
	ラジアル方向及びアキシャル方向	ラジアル方向又はアキシャル方向	
0.05	0.1	0.05	0.05
0.08	0.16	0.08	0.08
0.1	0.2	0.1	0.1
0.15	0.3	0.15	0.15
0.2	0.5	0.2	0.2
0.3	0.8	0.3	0.3
0.6	1.5	0.6	0.6
1	2.2	1	1
1.1	2.7	1	1
1.5	3.5	1.5	1.5
2	4	2	2
2.1	4.5	2	2
3	5.5	2.5	2.5
4	6.5	3	3
5	8	4	4
6	10	5	5
7.5	12.5	6	6
9.5	15	8	8
12	18	10	10
15	21	12	12
19	25	15	15

■軸受の主要寸法の公差及び回転精度

表 7.11 テーパー穴の許容差及び許容値 (0級…JIS B 1514-1)



$d$ : 呼び内径  
 $d_1$ : テーパー穴の理論上の大端における基準直径  
 基準テーパー比  $\frac{1}{12}$  では  $d_1 = d + \frac{1}{12}B$   
 基準テーパー比  $\frac{1}{30}$  では  $d_1 = d + \frac{1}{30}B$   
 $\Delta d_{mp}$ : テーパー穴の理論上の小端における平面内平均内径の寸法差  
 $\Delta d_{1mp}$ : テーパー穴の理論上の大端における平面内平均内径の寸法差  
 $V_{dsp}$ : 平面内内径不同  
 $B$ : 呼び内輪幅  
 $\alpha$ : テーパー穴の呼びテーパー角度の  $\frac{1}{2}$   
 $\frac{1}{12}$  テーパーのとき  $\frac{1}{30}$  テーパーのとき  
 $\alpha = 2^\circ 23' 9.4'' = 2.38594^\circ = 0.041643 \text{ rad}$   
 $\alpha = 57' 17.4'' = 0.95484^\circ = 0.016665 \text{ rad}$

基準テーパー比  $\frac{1}{12}$  のテーパー穴

$d$ (mm)		$\Delta d_{mp}$		$\Delta d_{1mp} - \Delta d_{mp}$		$V_{dsp}^{(1)(2)}$ (最大)
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	
—	10	+22	0	+15	0	9
10	18	+27	0	+18	0	11
18	30	+33	0	+21	0	13
30	50	+39	0	+25	0	16
50	80	+46	0	+30	0	19
80	120	+54	0	+35	0	22
120	180	+63	0	+40	0	40
180	250	+72	0	+46	0	46
250	315	+81	0	+52	0	52
315	400	+89	0	+57	0	57
400	500	+97	0	+63	0	63
500	630	+110	0	+70	0	70
630	800	+125	0	+80	0	—
800	1000	+140	0	+90	0	—
1000	1250	+165	0	+105	0	—
1250	1600	+195	0	+125	0	—

注 (1) テーパー穴の全ラジアル平面に適用する。  
 (2) 直径系列 7 及び 8 には適用しない。

基準テーパー比  $\frac{1}{30}$  のテーパー穴

単位  $\mu\text{m}$

$d$ (mm)		$\Delta d_{mp}$		$\Delta d_{1mp} - \Delta d_{mp}$		$V_{dsp}^{(1)(2)}$ (最大)
を 超え	以下	上限	下限	上限	下限	
—	50	+15	0	+30	0	19
50	80	+15	0	+30	0	19
80	120	+20	0	+35	0	22
120	180	+25	0	+40	0	40
180	250	+30	0	+46	0	46
250	315	+35	0	+52	0	52
315	400	+40	0	+57	0	57
400	500	+45	0	+63	0	63
500	630	+50	0	+70	0	70

注 (1) テーパー穴の全ラジアル平面に適用する。  
 (2) 直径系列 7 及び 8 には適用しない。

備考 内径 630mm を超えるものについては、NSKにご相談ください。

7.2 公差等級の選定

通常の用途に対しては、ほとんど0級の公差で十分な機能が得られるが、次のような条件・用途に対しては、5級、4級又はそれ以上の高い公差の軸受が適している。

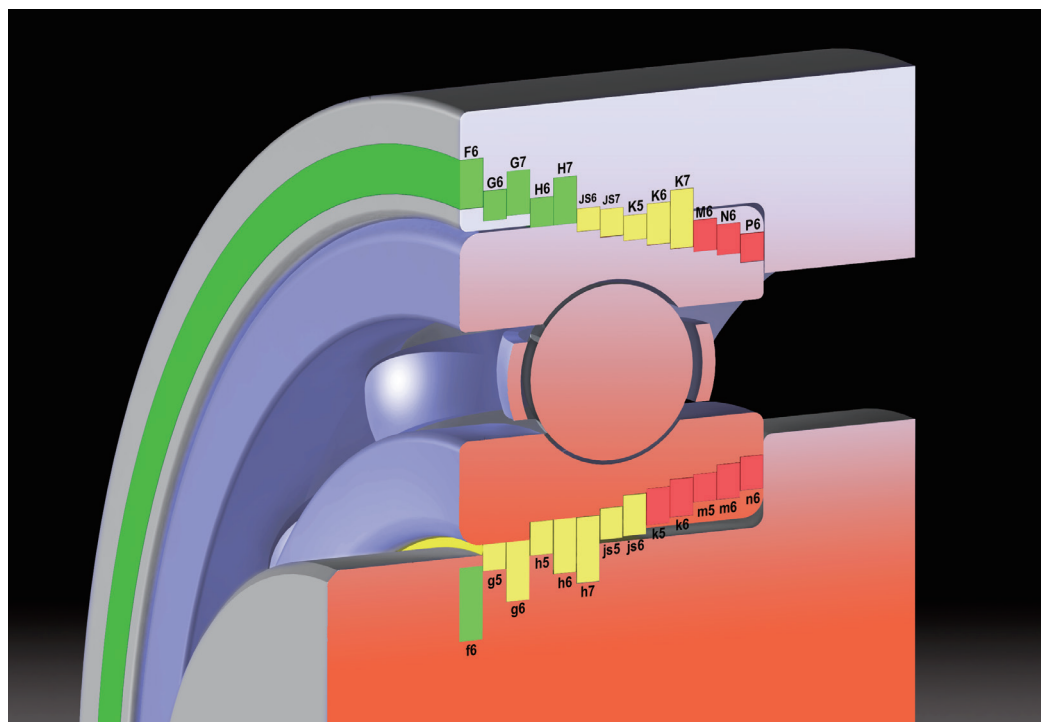
表7.12に、軸受に要求される性能、使用条件による用途例と、公差等級とを参考として示す。

表 7.12 高精度軸受の適用例 (参考)

要求性能・使用条件	用途例	軸受公差等級の適用例
回転体の振れ精度が高く要求される場合	VTRドラムスピンドル	P5
	電算機磁気ディスクスピンドル	P5, P4, P2
	工作機械主軸	P5, P4, P2
	印刷回転機ロール	P5
	たて旋盤などの回転テーブル	P5, P4
	冷延控えロールのロールネック パラボラアンテナ旋回座	P4 以上 P4 以上
軸受の回転速度が非常に速い場合	歯科用スピンドル	Class 7P, Class 5P
	ジャイロスコープ	Class 7P, P4
	高周波スピンドル	Class 7P, P4
	過給機	P5, P4
	遠心分離機	P5, P4
ジェットエンジン主軸	P4 以上	
軸受の摩擦と、その変動が少ないことを要求される場合	ジャイロジンバル	Class 7P, P4
	シンク口電機	Class 7P, Class 5P
	ポテンシオメータ	Class 7P

## 8. 軸受のはめあいとすきま

8.1 はめあい	A 154
8.1.1 はめあいの重要性	A 154
8.1.2 はめあいの選定	A 154
(1) 荷重の性質とはめあい	A 154
(2) 荷重の大きさとしめしろ	A 154
(3) 軸受と軸及びハウジングとの温度差がある場合のしめしろの変化	A 156
(4) 有効しめしろとはめあい面の仕上	A 156
(5) はめあいによる応力と軌道輪の膨張・収縮	A 156
(6) はめあい面の面圧と最大応力	A 158
(7) 圧入力・引抜力	A 160
8.1.3 推奨はめあい	A 162
8.2 軸受の内部すきま	A 168
8.2.1 内部すきまと規格値	A 168
8.2.2 内部すきまの選定	A 174
(1) はめあいによるラジアルすきまの減少量と残留すきま	A 174
(2) 内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量と有効すきま	A 175
8.3 テクニカルデータ	A 176
8.3.1 温度上昇と寸法変化	A 176
8.3.2 温度上昇によるしめしろの変化 (アルミハウジング・プラスチックハウジング)	A 178
8.3.3 残留すきまの求め方	A 180
8.3.4 はめあいによる軌道径の変化(内輪のはめあい)	A 182
8.3.5 はめあいによる軌道径の変化(外輪のはめあい)	A 184
8.3.6 組合せ円すいころ軸受の内部すきま測定方法 (差幅測定による方法)	A 186
8.3.7 円すいころ軸受の取付け時の内部すきま調整方法	A 188



■軸受のはめあいとすきま

8 軸受のはめあいとすきま

8.1 はめあい

8.1.1 はめあいの重要性

転がり軸受が少ないしめしろで軸に取り付けられ、内輪に荷重を受けて回転すると、内輪と軸との間で円周方向の有害な滑りを生じることがある。

クリープと呼ばれる軌道輪の滑り現象は、はめあい面にしめしろが不足している場合、荷重点が円周方向に移動することにより、軌道輪が軸又はハウジングに対して、円周方向に位置のずれを生じる現象である。

クリープが一度起こると、はめあい面は著しく摩耗し、軸又はハウジングを損傷させることが多い。また、軸受内部に摩耗粉が侵入したりして、異常発熱、振動などの原因となることもある。

したがって、普通、軸受のはめあいにおいては、荷重を受けて回転する軌道輪に適切なしめしろを与えて、軸又はハウジングに固定し、運転中のクリープを防止することが重要である。このクリープは、軸受をアキシャル方向に締め付けただけでは防止できないことも多い。一方、静止荷重を受ける軌道輪には、通常、しめし

ろをつけなくてもよい。また、使用条件や取付け・取外しの難易によっては、内輪、外輪にしめしろをつけずにはめあいを行なうことがある。この場合、クリープが予想されるはめあい面の損傷に対して、潤滑その他の別な配慮が必要である。

8.1.2 はめあいの選定

(1) 荷重の性質とはめあい

はめあいの選定は、軸受にかかる荷重の方向と、内輪・外輪の回転状態とによって決められ、一般には表8.1による。

(2) 荷重の大きさとしめしろ

内輪のしめしろは、ラジアル荷重がかかると減少する。内輪のしめしろの減少量は、一般に、次の式によって求めることができる。

$$\Delta d_r = 0.08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \dots\dots (N) \dots\dots (8.1)$$

$$\Delta d_r = 0.25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \times 10^{-3} \dots\dots \{kgf\}$$

ここで  $\Delta d_r$ : 内輪のしめしろ減少量 (mm)

$d$ : 呼び内径 (mm)

$B$ : 呼び内輪幅 (mm)

$F_r$ : 軸受にかかるラジアル荷重 (N), {kgf}

したがって、荷重に対する必要な有効しめしろ  $\Delta d$  は式 (8.1) で求められる値より大きくする必要がある。

ラジアル荷重が、基本静定格荷重  $C_{or}$  の20%を超えるような重荷重の場合には、しめしろ不足になることが経験されており、式 (8.2) により必要な最小しめしろを求める。

$$\Delta d \geq 0.02 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \dots\dots (N) \dots\dots (8.2)$$

$$\Delta d \geq 0.2 \frac{F_r}{B} \times 10^{-3} \dots\dots \{kgf\}$$

ここで  $\Delta d$ : 必要な有効しめしろ (mm)

$F_r$ : 軸受にかかるラジアル荷重 (N), {kgf}

$B$ : 呼び内輪幅 (mm)

NU219 を用いたNSKでのクリープ実験結果も、必要

な有効しめしろと軸受荷重 (クリープ発生限界の荷重) との関係は直線関係になり、式 (8.2) の直線とよく一致することを確認している。

図8.1に NU219 についての式 (8.1) と式 (8.2) との比較を示した。NU219 の場合、式 (8.1) によるしめしろでは、およそ  $0.25C_{or}$  以上の重荷重ではしめしろ不足となり、クリープを生じる。

荷重が大きい場合、式 (8.2) により、荷重による必要しめしろを計算する。この場合には、はめあいによる円周応力が大きくなり過ぎないように注意する必要がある。

計算例

NU219の場合、 $B=32$  (mm),

$F_r=98\ 100$ N とすると

$C_{or}=183\ 000$ N

$$\frac{F_r}{C_{or}} = \frac{98\ 100}{183\ 000} = 0.536 > 0.2$$

であるから、必要な有効しめしろは式 (8.2) より

$$\Delta d = 0.02 \times \frac{98\ 100}{32} \times 10^{-3} = 0.061 \text{ (mm)}$$

となり、図8.1のグラフと一致する。

表 8.1 荷重の性質とはめあい

荷重の方向	軸受の回転		荷重条件	はめあい	
	内輪	外輪		内輪	外輪
	回転	静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	しまりばめ	すきまばめ
	静止	回転		外輪回転荷重 内輪静止荷重	すきまばめ
	回転	静止	方向不定荷重		しまりばめ
荷重方向が変動したり、不つり合い荷重があるなど、荷重方向が一定しない場合	回転又は静止	回転又は静止	方向不定荷重	しまりばめ	しまりばめ

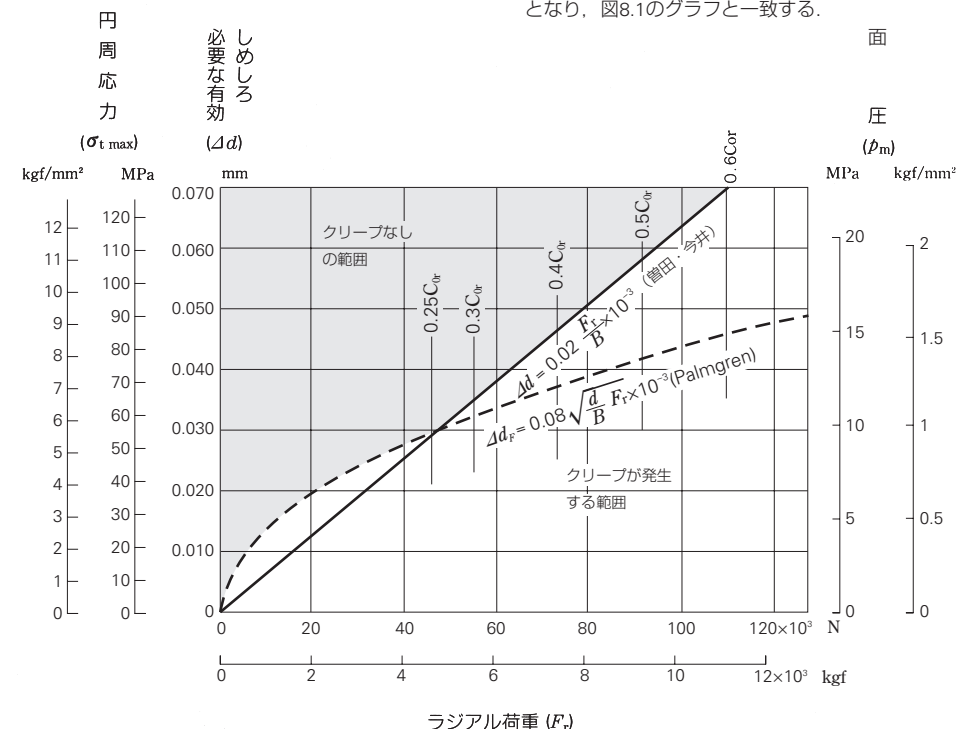


図 8.1 はめあいにおける荷重と必要な有効しめしろ

■軸受のはめあいとすきま

(3) 軸受と軸及びハウジングとの温度差がある場合のしめしろの変化

軸受内輪のはめあい面のしめしろは、運転中における軸受の温度上昇によって減少する。いま、軸受内部の温度とハウジング周囲の温度との温度差を  $\Delta T$  (°C) とすれば、軸が積極的に冷却される場合には軸と内輪とのはめあい面の温度差は、おおよそ  $(0.1 \sim 0.15) \Delta T$  と仮定することができる。したがって、この温度差による内輪のしめしろの減少量  $\Delta d_T$  は式 (8.3) で求められる。

$$\Delta d_T = (0.10 \sim 0.15) \Delta T \cdot \alpha \cdot d$$

$$\approx 0.0015 \Delta T \cdot d \times 10^{-3} \dots\dots\dots (8.3)$$

ここで  $\Delta d_T$  : 温度差によるしめしろの減少量 (mm)

$\Delta T$  : 軸受内部とハウジング周囲との温度差 (°C)

$\alpha$  : 軸受鋼の線膨張係数  $\approx 12.5 \times 10^{-6}$  (1/°C)

$d$  : 呼び内径 (mm)

また、外輪とハウジングとの間では、両者の温度差及び膨張係数の差によっては、逆にしめしろが増加する場合もある。

(4) 有効しめしろとはめあい面の仕上

はめあい面の凹凸は、はめあい作業の際につぶされるので、有効しめしろは、見かけのしめしろより小さくなる。この見かけのしめしろの減少量は、はめあい面の仕上程度によって異なるが、一般に、有効しめしろは次の式によって求めることができる。

$$\text{研削軸には } \Delta d = \frac{d}{d+2} \Delta d_a \dots\dots\dots (8.4)$$

$$\text{旋削軸には } \Delta d = \frac{d}{d+3} \Delta d_a \dots\dots\dots (8.5)$$

ここで  $\Delta d$  : 有効しめしろ (mm)

$\Delta d_a$  : 見かけのしめしろ (mm)

$d$  : 呼び内径 (mm)

式 (8.4), (8.5) によれば、軸受内径30 ~ 150mm程度の軸受では、有効しめしろは、見かけのしめしろのおおよそ95%ほどになる。

(5) はめあいによる応力と軌道輪の膨張・収縮

しめしろを与えて軸受を軸又はハウジングに取り付けると、軌道輪は膨張又は収縮し、応力を生じる。

しめしろが大き過ぎると、軌道輪が破損することもあるので、目安として、しめしろの最大を軸径の7/10 000以下にするのが安全である。

はめあい面の面圧、軌道輪の膨張・収縮量及び円周方向の応力は、表8.2に示す式で計算することができる。

表 8.2 はめあい計算

区分	内輪と軸	外輪とハウジング
面圧 $p_m$ (MPa) {kgf/mm <sup>2</sup> }	中空軸のとき $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[ \frac{m_s - 1}{m_s E_s} \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + 2 \left[ \frac{k_0^2}{E_s (1 - k_0^2)} + \frac{1}{E_i (1 - k^2)} \right]}$ 中実軸のとき $p_m = \frac{\Delta d}{d} \frac{1}{\left[ \frac{m_s - 1}{m_s E_s} \frac{m_i - 1}{m_i E_i} \right] + \frac{2}{E_i (1 - k^2)}}$	$p_m = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\left[ \frac{m_c - 1}{m_c E_c} \frac{m_h - 1}{m_h E_h} \right] + 2 \left[ \frac{h^2}{E_c (1 - h^2)} + \frac{1}{E_h (1 - h_0^2)} \right]}$
内輪軌道径膨張量 $\Delta D_i$ (mm) 外輪軌道径収縮量 $\Delta D_c$ (mm)	$\Delta D_i = 2d \frac{p_m}{E_i} \frac{k}{1 - k^2}$ $= \Delta d \cdot k \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \quad (\text{中空軸})$ $= \Delta d \cdot k \quad (\text{中実軸})$	$\Delta D_c = 2D \frac{p_m}{E_c} \frac{h}{1 - h^2}$ $= \Delta D \cdot h \frac{1 - h_0^2}{1 - h^2 h_0^2}$
最大応力 $\sigma_{t \max}$ (MPa) {kgf/mm <sup>2</sup> }	内輪内径ははめあい面の円周方向応力が最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{1 + k^2}{1 - k^2}$	外輪内径面の円周方向応力が最大 $\sigma_{t \max} = p_m \frac{2}{1 - h^2}$
記号	$d$ = 軸径, 内輪内径 $d_0$ = 中空軸内径 $D_i$ = 内輪軌道径 $k = d/D_i$ , $k_0 = d_0/d$ $E_i$ = 内輪の縦弾性係数 = 208 000MPa {21 200kgf/mm <sup>2</sup> } $E_s$ = 軸の縦弾性係数 $m_i$ = 内輪のポアソン数 = 3.33 $m_s$ = 軸のポアソン数	$D$ = ハウジング内径, 外輪外径 $D_0$ = ハウジング外径 $D_c$ = 外輪軌道径 $h = D_c/D$ , $h_0 = D_0/D_0$ $E_c$ = 外輪の縦弾性係数 = 208 000MPa {21 200kgf/mm <sup>2</sup> } $E_h$ = ハウジングの縦弾性係数 $m_c$ = 外輪のポアソン数 = 3.33 $m_h$ = ハウジングのポアソン数

■軸受のはめあいとすきま

(6) はめあい面の面圧と最大応力

転がり軸受が十分にその機能を発揮するためには、はめあいが適正でなければならない。通常、回転輪である内輪はしまりばめ、静止輪である外輪はすきまばめにする。はめあいを選ぶに際しては、荷重の大きさ、軸受と軸及びハウジングとの温度差、軸・ハウジングの材質、仕上程度、肉厚、軸受の取付・取外方法などが問題になる。

使用条件に対してしめしろが不足すると、軌道輪のゆるみ、クリープ、フレッチング、発熱などを生じる。しめしろ過大の場合には軌道輪に割れが生じることもある。しめしろの大きさは軸受メーカーのカタログその他に示されているような軸やハウジング穴の寸法にすれば普通問題ない。

はめあい面の面圧や応力を知りたい場合には、その計算は、均一な内圧又は外圧を受ける厚肉円筒の場合として扱われるが、これについては、表8.2に計算式がまとめられている。

これを更に利用しやすいように、普通いちばん問題になる軸受内輪と鋼中実軸のはめあいの場合について、面圧と最大応力を線図にしたのが、図8.3と図8.4である。

図8.3は、それぞれの公差域クラスの軸と軸受内径との寸法許容差によるしめしろが平均値の場合の、面圧  $p_m$  とそのときの最大応力  $\sigma_{t \max}$  (内径ははめあい面の円周方向応力が最大になる) とを軸径に対して示したものである。

図8.4は同じくしめしろが最大の場合の面圧  $p_m$  とそのときの最大応力  $\sigma_{t \max}$  を示したものである。

図8.4はそれぞれの はめあい 許容差の場合に  $\sigma_{t \max}$  が許容差を超える場合があるかどうかを検討するときには便利である。焼入軸受鋼の引張強さは1 570 ~ 1 960MPa (160 ~ 200kgf/mm<sup>2</sup>) ぐらいであるが、はめあいによる最大応力としては127MPa (13kgf/mm<sup>2</sup>) 程度を超えないようにするのが安全であろう。

なお、参考までにしまりばめした内輪の円周応力  $\sigma_t$ 、半径応力  $\sigma_r$  の分布を示すと図8.2のようである。

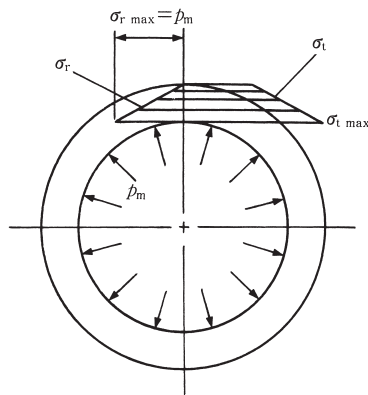


図 8.2 円周方向応力  $\sigma_t$  と半径応力  $\sigma_r$  の分布

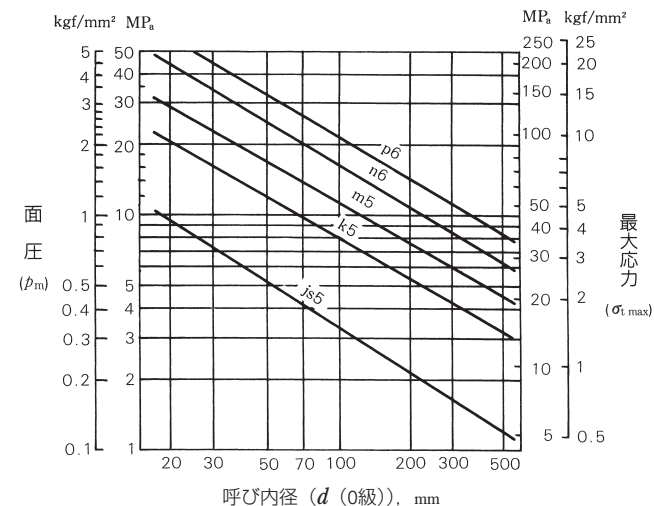


図 8.3 各はめあいにおける平均しめしろによる面圧  $p_m$  と最大応力  $\sigma_{t \max}$

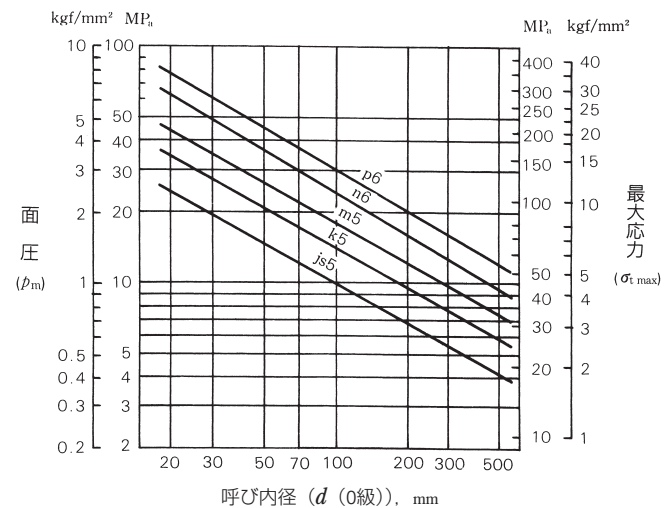


図 8.4 各はめあいにおける最大しめしろによる面圧  $p_m$  と最大応力  $\sigma_{t \max}$

■軸受のはめあいとすきま

(7) 圧入力・引抜力

転がり軸受を軸又はハウジング穴に しめしろをもって取り付ける際の圧入力は、厚肉円筒のはめあい理論から求めることができる。圧入力（又は引抜力）は、はめあい面の表面積と面圧と摩擦係数とによって決まる。

内輪を軸に圧入する際の圧入力（又は引抜力） $K$ は、式(8.6)のように表わされる。

$$K = \mu p_m \pi d B \text{ (N), [kgf]} \dots\dots\dots (8.6)$$

ここで、 $\mu$ ：はめあい面の摩擦係数

- $\mu = 0.12$  (内輪を円筒軸、外輪をハウジング穴に圧入するとき)
- $\mu = 0.18$  (内輪を円筒軸、外輪をハウジング穴から引抜くとき)

$p_m$ ：面圧 (MPa), [kgf/mm<sup>2</sup>]

例えば、内輪の場合、面圧 $p_m$ は表8.2より求められる。

$$p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta d}{d} \frac{(1-k^2)(1-k_0^2)}{1-k^2 k_0^2}$$

$d$ ：軸径 (mm)

$B$ ：呼び軸受幅 (mm)

$\Delta d$ ：有効しめしろ (mm)

$E$ ：鋼の縦弾性係数 (MPa), [kgf/mm<sup>2</sup>]

$E = 208\,000 \text{ MPa} [21\,200 \text{ kgf/mm}^2]$

$k$ ：内輪の肉厚比

$$k = d/D_i$$

$D_i$ ：内輪軌道径 (mm)

$k_0$ ：中空軸の肉厚比

$$k_0 = d_0/d$$

$d_0$ ：中空軸の内径 (mm)

中実軸では  $d_0 = 0$  したがって  $k_0 = 0$  である。

$k$ の値は軸受の形式や寸法系列によって異なるが、およそ  $k = 0.7 \sim 0.9$  の範囲内にある。

いま  $k = 0.8$  として、中実軸の場合について計算すると式(8.6)は、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} K &= 118\,000 \mu \Delta d B \text{ (N)} \\ &= 12\,000 \mu \Delta d B \text{ [kgf]} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8.7)$$

式(8.7)を線図にしたものが、図8.5である。

外輪とハウジング穴の間の圧入力、引抜力についても同様に求めると図8.6のようになる。

実際の圧入力や引抜力は、軌道輪と軸（又はハウジング穴）が傾いて取り付けられたり、加えられる力が軌道輪の円周上に一様に与えられなかったりすると、計算上の値より、はるかに大きくなる。したがって、図8.5、図8.6から得られる圧入力（引抜力）は、一つの目安と考えるべきで、引抜工具などを設計する場合には、図から得られる値の5～6倍の荷重に耐えられる強度（剛性）が必要である。

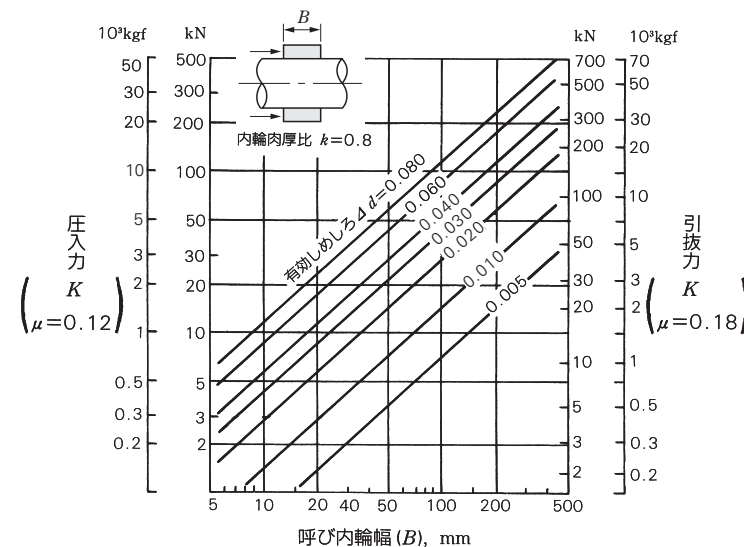


図 8.5 内輪の圧入力、引抜力

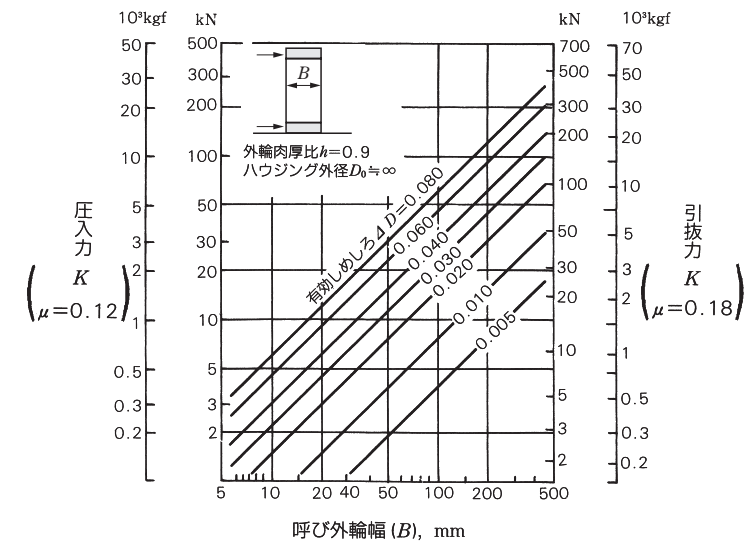


図 8.6 外輪の圧入力、引抜力

## ■軸受のはめあいとすきま

### 8.1.3 推奨はめあい

先に述べたように、用途に適したはめあいを選定するには、軸受荷重の性質、大きさ、温度条件、軸受の取付け・取外しなどの諸条件を考慮する。

ハウジングが薄肉の場合、中空軸に軸受を取り付ける場合などでは、普通よりしめしろを大きくする必要がある。二つ割りのハウジングは、しばしば軸受の外輪を变形させることがあるので、外輪にしまりばめを必要とする使用条件の場合には、二つ割りハウジングを使用しないほうがよい。

また、振動が大きい使用箇所では、内輪、外輪をしまりばめにする。

最も一般的な推奨はめあいを表8.3～8.8に示す。特別な使用条件の場合には、NSKにご相談ください。

なお、軸やハウジングの公差及び粗さについては、13.1項（A270ページ）をご参照ください。

■軸受のはめあいとすきま

表 8.3 ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) の軸との はめあい

条 件	適用例 (参考)	軸 径 (mm)			軸 の 公差域クラス	備 考		
		玉 軸 受	円筒ころ軸受 円すいころ軸受	自動調心ころ軸受				
円筒穴軸受と軸								
外 輪 回 転 荷 重	内輪が軸上に容易に動く必要がある。	静止軸の車輪	全 軸 径			g6	精密を要する場合には g5, h5を用いる。 大きな軸受の場合、軸受が容易に移動できるように h6 でもよい。	
	内輪が軸上に容易に動く必要がない。	テンションプーリー ロープシープ				h6		
内 輪 回 転 荷 重 又は 方 向 不 定 荷 重	軽 荷 重 又は変動荷重 (玉軸受、円筒ころ軸受、円すいころ軸受： 0.05 C <sub>r</sub> (1) 自動調心ころ軸受： 0.06 C <sub>r</sub> (1) 以下の荷重)	家電機器 ポンプ 送風機 運搬車 精密機械 工作機械	18以下	—	—	js5	精密を要する箇所には5級を用い、軸受も高精度のものを使用する。 また、内径18mm以下の高精度玉軸受には、h5を用いる。	
		—	18~100	40以下	—	js6 (j6)		
		—	100~200	40~140	—	k6		
		—	—	140~200	—	m6		
	普通荷重 (玉軸受： 0.05~0.12 C <sub>r</sub> (1) 円筒ころ軸受、 円すいころ軸受： 0.05~0.11 C <sub>r</sub> (1) 自動調心ころ軸受： 0.06~0.13 C <sub>r</sub> (1) の荷重)	一般の軸受部分 中大形電動機 (2) タービン ポンプ エンジンの主軸受 歯車伝動装置 木工機械	—	18以下	—	—	js5~6 (j5~6)	単列円すいころ軸受及び単列アンギュラ玉軸受の場合、k5, m5の代わりにk6, m6を用いることができる。
			—	18~100	40以下	40以下	k5~6	
			—	100~140	40~100	40~65	m5~6	
			—	140~200	100~140	65~100	m6	
			—	200~280	140~200	100~140	n6	
			—	—	200~400	140~280	p6	
重 荷 重 (玉軸受：0.12 C <sub>r</sub> (1) 円筒ころ軸受、円すい ころ軸受：0.11 C <sub>r</sub> (1) 自動調心ころ軸受： 0.13 C <sub>r</sub> (1) を超える荷重)	鉄道車両 産業車両 電車の主電動機 建設機械 粉砕機	—	—	—	500を超えるもの	r7	CN すきまより大きいすきまの軸受を必要とする。	
		—	—	50~140	50~100	n6		
		—	—	140~200	100~140	p6		
		—	—	200を超えるもの	140~200	r6		
—	—	—	—	200~500	r7			
アキシャル荷重のみがかかる。	各形式の軸受の使用箇所	全 軸 径			js6 (j6)	—		
テーパ穴軸受 (スリーブ付き) と軸								
各 荷 重	一般の軸受部分 鉄道車両 伝動軸 木工機械主軸	全 軸 径			h9/IT5 (2)	IT5, IT7 は、軸の形状偏差 (真円度、円筒度など) がそれぞれ IT5, IT7 の公差内になければならないことを表わす。		
					h10/IT7 (2)			

注 (1) C<sub>r</sub> は使用する軸受の基本動ラジアル定格荷重を表わす。  
 (2) IT の数値については、付表11 (E016ページ) をご参照ください。  
 (3) 呼び内径10 ~ 160mmの電動機用深溝玉軸受及び呼び内径24 ~ 200mmの電動機用円筒ころ軸受の軸の推奨はめあいにつきましては、表8.14.1, 表8.14.2をご参照ください。  
 備考 この表は、鋼製の中実軸に適用する。

表 8.4 スラスト軸受の軸との はめあい

条 件	適用例 (参考)	軸 径 (mm)	軸 の 公差域クラス	備 考	
アキシャル荷重のみがかかる。	旋盤主軸	全 軸 径	h6又は js6 (j6)	—	
合成荷重 (スラスト自動 調心ころ軸受)	内輪静止荷重	コーンクラッシャ	全 軸 径		js6 (j6)
	内輪回転荷重 又は 方向不定荷重	リファイナ 押出機	200以下		k6
			200~400		m6
400を超えるもの			n6		

表 8.5 ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) のハウジング穴との はめあい

条 件	適用例 (参考)	ハウジング穴の 公差域クラス	外輪の移動	備 考
一 体 形 ハウジング	薄肉ハウジングで重荷重 又は大きな衝撃荷重	自動車車輪 (ころ軸受) クレーンの走行車輪	P7	外輪はアキシャル方向に移動できない。
	普通荷重 又は重荷重 又は重荷重 振動が大きい	自動車車輪 (玉軸受) コンベアローラ 滑車 テンションプーリー	N7 M7	
方向不定 荷 重	大きな衝撃荷重	電車の主電動機	K7	外輪は原則として、アキシャル方向に移動できない。
	普通荷重 又は重荷重	ポンプ クランク軸の主軸受 中大形電動機 (1)	JS7 (J7)	外輪はアキシャル方向に移動できる。 外輪はアキシャル方向に移動できることが必要
一 体 形 ハウジング 又は 二つ割り ハウジング	普通荷重 又は軽荷重	一般の軸受部分 鉄道車両の軸受箱	H7	外輪はアキシャル方向に容易に移動できる。
	普通荷重 又は軽荷重	プランマブロック	H8	
内輪回転 荷 重	軸と内輪とが高温になる。	製紙ドライヤ	G7	—
	普通荷重又は軽荷重で 特に精密回転を要する。	研削スピンドルの 後部玉軸受 高速遠心圧縮機 の自由側軸受	JS6 (J6)	
一 体 形 ハウジング	研削スピンドルの 前部玉軸受 高速遠心圧縮機 の固定側軸受	K6	外輪は原則として、アキシャル方向に固定される。	荷重が大きい場合には、Kより、しめしろの大きいはめあいを適用する。特に高い精度が要求される場合には、更に小さな許容差を用途ごとに適用してはめあいを行なう。
	変動荷重で、特に精密な 回転と大きな剛性を要する。	工作機械主軸用 円筒ころ軸受	M6又はN6	外輪はアキシャル方向に固定される。
内輪回転 荷 重	静粛な運転が要求される。	家電機器	H6	外輪はアキシャル方向に容易に移動できる。

注 (1) 電動機用深溝玉軸受及び電動機用円筒ころ軸受のハウジング穴の推奨はめあいにつきましては、表8.14.1, 表8.14.2をご参照ください。

備考 1. この表は、鋳鉄又は鋼製ハウジングに適用する。軽合金製ハウジングに対しては、上表はめあいよりしめしろを大きくする。  
 2. シェル形針状ころ軸受などの特殊なはめあいについては、それぞれの軸受寸法表の小前文をご参照ください。

表 8.6 スラスト軸受のハウジング穴との はめあい

条 件	適用 軸 受	ハウジング穴の 公差域クラス	備 考	
アキシャル荷重のみがかかる。	スラスト玉軸受	すきま 0.25mm 以上 H8	普通の場合 精度を要する場合	
	スラスト自動調心 ころ軸受	外輪はラジアル方向に すきま を与える。	ラジアル荷重は別の軸受で負荷する場合	
合成荷重	外輪静止荷重	スラスト自動調心 ころ軸受	H7 又は JS7 (J7)	—
	外輪回転荷重又は方向不定荷重	K7 M7	普通の場合 比較的ラジアル荷重が大きい場合	

■軸受のはめあいとすきま

表 8.7 インチ系円すいころ軸受の軸との はめあい

(1) 精度等級CLASS 4, CLASS 2の軸受 単位 μm

条 件	呼び内径 $d$				軸受内径の寸法許容差 $\Delta d_s$		軸の寸法許容差		備 考	
	を 超 え		以 下		上	下	上	下		
	(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4						
内輪 普通荷重	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+38	+25	一般に、 $d \leq 152.4$ mmの軸受では、CNすきまより大きいすきまの軸受を用いる。	
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	+64	+38		
	609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	+127	+76		
	—	—	914.400	36.0000	+76	0	+190	+114		
	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+64	+38		一般に、CNすきまより大きいすきまの軸受を用いる。 ※は平均しめしろとして 0.0005 $d$ 程度の値を採る。
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	※	※		
609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	※	※			
外輪 普通荷重	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+13	0	内輪はアキシャル方向に移動できない。 重荷重、衝撃荷重がかかる場合には、上欄を適用する。	
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	+25	0		
	609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	+51	0		
	—	—	914.400	36.0000	+76	0	+76	0		
	—	—	76.200	3.0000	+13	0	0	-13		内輪はアキシャル方向に移動できる。
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	0	-25		
609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	0	-51			
外輪 普通荷重	—	—	76.200	3.0000	+13	0	0	-13	内輪はアキシャル方向に移動できる。	
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	0	-25		
	609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	0	-51		
	—	—	914.400	36.0000	+76	0	0	-76		
	—	—	76.200	3.0000	+13	0	0	-13		内輪はアキシャル方向に移動できる。
	304.800	12.0000	304.800	12.0000	+25	0	0	-25		
609.600	24.0000	609.600	24.0000	+51	0	0	-51			

表 8.8 インチ系円すいころ軸受のハウジング穴との はめあい

(1) 精度等級CLASS 4, CLASS 2の軸受 単位 μm

条 件	呼び外径 $D$				軸受外径の寸法許容差 $\Delta D_s$		ハウジング内径の寸法許容差		備 考
	を 超 え		以 下		上	下	上	下	
	(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4					
内輪 普通荷重	—	—	76.200	3.0000	+25	0	+76	+51	外輪はアキシャル方向に容易に移動できる。
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+25	0	+76	+51	
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	+76	+51	
	—	—	127.000	5.0000	+25	0	+76	+51	
	—	—	304.800	12.0000	+51	0	+152	+102	
	—	—	609.600	24.0000	+76	0	+229	+152	
内輪 重荷重	—	—	76.200	3.0000	+25	0	+25	0	外輪はアキシャル方向に移動できる。
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+25	0	+25	0	
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	+25	0	
	—	—	127.000	5.0000	+25	0	+51	0	
	—	—	304.800	12.0000	+51	0	+76	+25	
	—	—	609.600	24.0000	+76	0	+127	+51	
外輪 普通荷重	—	—	76.200	3.0000	+25	0	-13	-38	原則として、外輪はアキシャル方向に固定される。
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+25	0	-25	-51	
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	-25	-76	
	—	—	127.000	5.0000	+25	0	-25	-51	
	—	—	304.800	12.0000	+51	0	-25	-76	
	—	—	609.600	24.0000	+76	0	-25	-102	
外輪 重荷重	—	—	76.200	3.0000	+25	0	-13	-38	外輪はアキシャル方向に固定される。
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+25	0	-25	-51	
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	-25	-51	
	—	—	127.000	5.0000	+25	0	-25	-51	
	—	—	304.800	12.0000	+51	0	-25	-76	
	—	—	609.600	24.0000	+76	0	-25	-102	

(2) 精度等級CLASS 3, CLASS 0<sup>(1)</sup>の軸受

単位 μm

条 件	呼び内径 $d$				軸受内径の寸法許容差 $\Delta d_s$		軸の寸法許容差		備 考	
	を 超 え		以 下		上	下	上	下		
	(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4						
内輪 精密工作機械の主軸	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18	—	
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18		
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	+64	+38		
	—	—	914.400	36.0000	+38	0	+102	+64		
	—	—	76.200	3.0000	+13	0	—	—		最小しめしろとして 0.00025 $d$ 程度の値を採る。
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+13	0	—	—		
609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	—	—			
外輪 精密工作機械の主軸	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18	—	
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18		
	609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	+64	+38		
	—	—	914.400	36.0000	+38	0	+102	+64		
	—	—	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18		—
	304.800	12.0000	76.200	3.0000	+13	0	+30	+18		
609.600	24.0000	76.200	3.0000	+25	0	+64	+38			

注 (1)  $d$  が 304.8mm を超える軸受には、CLASS 0 はない。

(2) 精度等級CLASS 3, CLASS 0<sup>(1)</sup>の軸受

単位 μm

条 件	呼び外径 $D$				軸受外径の寸法許容差 $\Delta D_s$		ハウジング内径の寸法許容差		備 考	
	を 超 え		以 下		上	下	上	下		
	(mm)	1/25.4	(mm)	1/25.4						
内輪 普通荷重	—	—	152.400	6.0000	+13	0	+38	+25	外輪はアキシャル方向に容易に移動できる。	
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	+38	+25		
	609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	+64	+38		
	—	—	914.400	36.0000	+38	0	+89	+51		
	—	—	152.400	6.0000	+13	0	+25	+13		外輪はアキシャル方向に移動できる。
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	+25	+13		
609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	+51	+25			
内輪 重荷重	—	—	152.400	6.0000	+13	0	+13	0	原則として、外輪はアキシャル方向に固定される。	
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	+13	0		
	609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	+25	0		
	—	—	914.400	36.0000	+38	0	+38	0		
	—	—	152.400	6.0000	+13	0	0	-13		外輪はアキシャル方向に固定される。
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	0	-25		
609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	0	-25			
外輪 普通荷重	—	—	152.400	6.0000	+13	0	-13	-25	外輪はアキシャル方向に固定される。	
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	-13	-25		
	609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	-13	-38		
	—	—	914.400	36.0000	+38	0	-13	-38		
	—	—	152.400	6.0000	+13	0	-13	-25		外輪はアキシャル方向に固定される。
	304.800	12.0000	152.400	6.0000	+13	0	-13	-38		
609.600	24.0000	152.400	6.0000	+25	0	-13	-38			

注 (1)  $D$  が 304.8mm を超える軸受には、CLASS 0 はない。

■軸受のはめあいとすきま

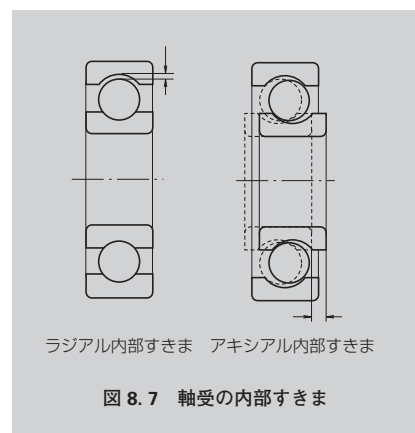
8.2 軸受の内部すきま

8.2.1 内部すきまと規格値

転がり軸受の運転中における内部すきま（すきまともいう。）の大小は、疲れ寿命、振動・騒音、発熱など軸受の性能に大きく影響する。

したがって、軸受の内部すきまの選定は、形式・寸法の決った軸受にとって、重要な検討項目の一つである。

そのすきまとは、軸受の内輪・外輪と転動体との間の遊び量である。すなわち、内輪、外輪のいずれか一方を固定し、他方の軌道輪を上下又は左右方向に動かしたときの動き量である。ラジアル方向及びアキシャル方向の動き量を、それぞれラジアル内部すきま、アキシャル内部すきまという（図8.7）。



一般に、安定した測定値を得るため、軸受に規定の測定荷重を加えて、すきまを測定する。そのため、測定されたすきまの値は、測定荷重による弾性変形量（接近量）分だけ、理論内部すきま（ラジアル軸受では、幾何すきまともいう。）の値より、わずかではあるが大きいことになる（測定すきまと呼んで区別することがある）。

したがって、理論内部すきまは、この弾性変形によるすきまの増加量を補正して求めることになる。ころ軸受では、この弾性変形量が小さいので無視することができる。

通常、取付け前のすきまは、理論内部すきまの値で規定されている。

表8.9に、軸受形式別の内部すきまの適用表をまとめて示す。

表 8.9 軸受形式とラジアル内部すきまの適用表

軸受形式	表の番号	参照ページ	
深溝玉軸受	表 8.10	A169	
小径玉軸受・ミニアチュア玉軸受	表 8.11	A169	
マグネット玉軸受	表 8.12	A169	
自動調心玉軸受	表 8.13	A170	
深溝玉軸受	電動機用	表 8.14.1	A170
		表 8.14.2	A170
円筒ころ軸受	円筒穴軸受	表 8.15	A171
	円筒穴軸受（非互換性）		
	テーパ穴軸受（非互換性）		
自動調心ころ軸受	円筒穴軸受	表 8.16	A172
	テーパ穴軸受		
複列及び組合せ円すいころ軸受	表 8.17	A173	
組合せアンギュラ玉軸受 <sup>(1)</sup>	表 8.18	A174	
4点接触玉軸受 <sup>(1)</sup>	表 8.19	A174	

注<sup>(1)</sup> アキシャル内部すきまの値で示す。

表 8.10 深溝玉軸受のラジアル内部すきま

呼び内径 d (mm)		すきま									
		C2		CN		C3		C4		C5	
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
10のみ		0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690
630	710	20	130	110	260	240	400	380	570	540	760
710	800	20	140	120	290	270	450	430	630	600	840

備考 測定すきまとして用いる場合、測定荷重によって生じるラジアル内部すきまの増加量を補正するものとし、そのすきま補正量は次による。

なお、C2すきまのすきま補正量のうち、小さいほうは最小すきまに、大きいほうは最大すきまに適用する。

呼び内径 d (mm)		測定荷重 (N) [kgf]	すきまの補正量					
			C2	CN	C3	C4	C5	
を 超え	以下							
10 <sup>(1)</sup>	18	24.5	2.5	3~4	4	4	4	4
18	50	49	5	4~5	5	6	6	6
50	280	147	15	6~8	8	9	9	9

注<sup>(1)</sup> 10mmは、この寸法区分に含まれる。

備考 280mmを超える数値については、NSKにご相談ください。

表 8.11 小径玉軸受・ミニアチュア玉軸受のラジアル内部すきま

呼び内径 d (mm)		すきま					
		MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大
10	18	0	5	3	8	5	10
18	24	0	5	5	10	8	13
24	30	1	3	3	8	13	20
30	40	1	3	5	10	13	20
40	50	1	3	5	10	13	20
50	65	1	3	5	10	13	20
65	80	1	3	5	10	13	20
80	100	1	3	5	10	13	20

備考 1. 標準的なすきまはMC3である。  
2. 測定すきまとして用いる場合、次表の補正量を加える。

呼び内径 d (mm)		すきまの補正量					
		MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
を 超え	以下	1	1	1	1	2	2

なお、測定荷重は、次のとおりである。  
ミニアチュア玉軸受\*の場合

2.5N [0.25kgf]

小径の玉軸受\*の場合4.4N [0.45kgf]

\*の区分についてはC054ページ表X参照。

表 8.12 マグネット玉軸受のラジアル内部すきま

呼び内径 d (mm)		軸受系列	すきま	
			最小	最大
を 超え	以下			
2.5	30	EN	10	50
		E	30	60

■軸受のはめあいとすきま

表 8.13 自動調心玉軸受のラジアル内部すきま

単位 μm

呼び内径 d (mm)	円筒穴軸受のすきま										テーパ穴軸受のすきま										
	C2		CN		C3		C4		C5		C2		CN		C3		C4		C5		
	を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	
<b>2.5</b>	<b>6</b>	1	8	5	15	10	20	15	25	21	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>6</b>	<b>10</b>	2	9	6	17	12	25	19	33	27	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>10</b>	<b>14</b>	2	10	6	19	13	26	21	35	30	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>14</b>	<b>18</b>	3	12	8	21	15	28	23	37	32	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>18</b>	<b>24</b>	4	14	10	23	17	30	25	39	34	52	7	17	13	26	20	33	28	42	37	55
<b>24</b>	<b>30</b>	5	16	11	24	19	35	29	46	40	58	9	20	15	28	23	39	33	50	44	62
<b>30</b>	<b>40</b>	6	18	13	29	23	40	34	53	46	66	12	24	19	35	29	46	40	59	52	72
<b>40</b>	<b>50</b>	6	19	14	31	25	44	37	57	50	71	14	27	22	39	33	52	45	65	58	79
<b>50</b>	<b>65</b>	7	21	16	36	30	50	45	69	62	88	18	32	27	47	41	61	56	80	73	99
<b>65</b>	<b>80</b>	8	24	18	40	35	60	54	83	76	108	23	39	35	57	50	75	69	98	91	123
<b>80</b>	<b>100</b>	9	27	22	48	42	70	64	96	89	124	29	47	42	68	62	90	84	116	109	144
<b>100</b>	<b>120</b>	10	31	25	56	50	83	75	114	105	145	35	56	50	81	75	108	100	139	130	170
<b>120</b>	<b>140</b>	10	38	30	68	60	100	90	135	125	175	40	68	60	98	90	130	120	165	155	205
<b>140</b>	<b>160</b>	15	44	35	80	70	120	110	161	150	210	45	74	65	110	100	150	140	191	180	240

表 8.14 電動機用軸受のラジアル内部すきま

表 8.14.1 電動機用深溝玉軸受

単位 μm

呼び内径 d (mm)	すきま	備考			
		CM	推奨はめあい		
を 超え	以下	最小	最大	軸	ハウジング穴
<b>10</b> (を含む)	<b>18</b>	4	11	js5 (j5)	H6~7 <sup>(1)</sup> 又は JS6~7 (J6~7) <sup>(2)</sup>
<b>18</b>	<b>30</b>	5	12	k5	
<b>30</b>	<b>50</b>	9	17		
<b>50</b>	<b>80</b>	12	22		
<b>80</b>	<b>100</b>	18	30	m5	
<b>100</b>	<b>120</b>	18	30		
<b>120</b>	<b>160</b>	24	38	n6	

注<sup>(1)</sup> 外輪はアキシャル方向に移動できることが必要な場合  
 注<sup>(2)</sup> 外輪がアキシャル方向に移動する必要がない場合  
 備考 測定荷重によって生じるラジアル内部すきまの増加量は、表8.10の備考のCNすきまの補正量と同じである。

表 8.14.2 電動機用円筒ころ軸受

単位 μm

呼び内径 d (mm)	すきま	備考					
		互換性 CT	非互換性 CM				
を 超え	以下	最小	最大	軸	ハウジング穴		
<b>24</b>	<b>40</b>	15	35	15	30	k5	JS6~7 (J6~7) <sup>(1)</sup> 又は K6~7 <sup>(2)</sup>
<b>40</b>	<b>50</b>	20	40	20	35	m5	
<b>50</b>	<b>65</b>	25	45	25	40		
<b>65</b>	<b>80</b>	30	50	30	45		
<b>80</b>	<b>100</b>	35	60	35	55	n6	
<b>100</b>	<b>120</b>	35	65	35	60		
<b>120</b>	<b>140</b>	40	70	40	65		
<b>140</b>	<b>160</b>	50	85	50	80		
<b>160</b>	<b>180</b>	60	95	60	90		
<b>180</b>	<b>200</b>	65	105	65	100		

注<sup>(1)</sup> 外輪はアキシャル方向に移動できることが必要な場合  
 注<sup>(2)</sup> 外輪がアキシャル方向に移動する必要がない場合

表 8.15 円筒ころ軸受・ソリッド形針状ころ軸受のラジアル内部すきま

単位 μm

呼び内径 d (mm)	円筒穴軸受の互換性すきま										円筒穴軸受の非互換性すきま												
	C2		CN		C3		C4		C5		CC1		CC2		CC <sup>(1)</sup>		CC3		CC4		CC5		
	を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	
<b>—</b>	<b>10</b>	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
<b>10</b>	<b>24</b>	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90	5	15	10	20	20	30	35	45	45	55	65	75
<b>24</b>	<b>30</b>	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95	5	15	10	25	25	35	40	50	50	60	70	80
<b>30</b>	<b>40</b>	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105	5	15	12	25	25	40	45	55	55	70	80	95
<b>40</b>	<b>50</b>	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125	5	18	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110
<b>50</b>	<b>65</b>	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140	5	20	15	35	35	50	55	75	75	90	110	130
<b>65</b>	<b>80</b>	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165	10	25	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150
<b>80</b>	<b>100</b>	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190	10	30	25	45	45	70	80	105	105	125	155	180
<b>100</b>	<b>120</b>	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220	10	30	25	50	50	80	95	120	120	145	180	205
<b>120</b>	<b>140</b>	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245	10	35	30	60	60	90	105	135	135	160	200	230
<b>140</b>	<b>160</b>	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275	10	35	35	65	65	100	115	150	150	180	225	260
<b>160</b>	<b>180</b>	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300	10	40	35	75	75	110	125	165	165	200	250	285
<b>180</b>	<b>200</b>	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330	15	45	40	80	80	120	140	180	180	220	275	315
<b>200</b>	<b>225</b>	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365	15	50	45	90	90	135	155	200	200	240	305	350
<b>225</b>	<b>250</b>	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395	15	50	50	100	100	150	170	215	215	265	330	380
<b>250</b>	<b>280</b>	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440	20	55	55	110	110	165	185	240	240	295	370	420
<b>280</b>	<b>315</b>	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485	20	60	60	120	120	180	205	265	265	325	410	470
<b>315</b>	<b>355</b>	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535	20	65	65	135	135	200	225	295	295	360	455	520
<b>355</b>	<b>400</b>	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600	25	75	75	150	150	225	255	330	330	405	510	585
<b>400</b>	<b>450</b>	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665	25	85	85	170	170	255	285	370	370	455	565	650
<b>450</b>	<b>500</b>	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735	25	95	95	190	190	285	315	410	410	505	625	720

注<sup>(1)</sup> CCは、円筒ころ軸受・ソリッド形針状ころ軸受の非互換性の標準的なすきまの記号である。

単位 μm

呼び内径 d (mm)	テーパ穴軸受の非互換性すきま																
	CC9 <sup>(1)</sup>		CC0		CC1		CC2		CC <sup>(2)</sup>		CC3		CC4		CC5		
	を 超え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	
<b>10</b>	<b>24</b>	5	10	—	—	10	20	20	30	35	45	45	55	55	65	75	85
<b>24</b>	<b>30</b>	5	10	8	15	10	25	25	35	40	50	50	60	60	70	80	95
<b>30</b>	<b>40</b>	5	12	8	15	12	25	25	40	45	55	55	70	70	80	95	110
<b>40</b>	<b>50</b>	5	15	10	20	15	30	30	45	50	65	65	80	80	95	110	125
<b>50</b>	<b>65</b>	5	15	10	20	15	35	35	50	55	75	75	90	90	110	130	150
<b>65</b>	<b>80</b>	10	20	15	30	20	40	40	60	70	90	90	110	110	130	150	170
<b>80</b>	<b>100</b>	10	25	20	35	25	45	45	70	80	105	105	125	125	150	180	205
<b>100</b>	<b>120</b>	10	25	20	35	25	50	50	80	95	120	120	145	145	170	205	230
<b>120</b>	<b>140</b>	15	30	25	40	30	60	60	90	105	135	135	160	160	190	230	260
<b>140</b>	<b>160</b>	15	35	30	50	35	65	65	100	115	150	150	180	180	215	260	295
<b>160</b>																	

■軸受のはめあいとすきま

表 8.16 自動調心ころ軸受のラジアル内部すきま

単位 μm

呼び内径 d (mm)	円筒穴軸受のすきま										テーパ穴軸受のすきま										
	C2		CN		C3		C4		C5		C2		CN		C3		C4		C5		
を 超 え	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大		
<b>24</b>	<b>30</b>	15	25	25	40	40	55	55	75	75	95	20	30	30	40	40	55	55	75	75	95
<b>30</b>	<b>40</b>	15	30	30	45	45	60	60	80	80	100	25	35	35	50	50	65	65	85	85	105
<b>40</b>	<b>50</b>	20	35	35	55	55	75	75	100	100	125	30	45	45	60	60	80	80	100	100	130
<b>50</b>	<b>65</b>	20	40	40	65	65	90	90	120	120	150	40	55	55	75	75	95	95	120	120	160
<b>65</b>	<b>80</b>	30	50	50	80	80	110	110	145	145	180	50	70	70	95	95	120	120	150	150	200
<b>80</b>	<b>100</b>	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225	55	80	80	110	110	140	140	180	180	230
<b>100</b>	<b>120</b>	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260	65	100	100	135	135	170	170	220	220	280
<b>120</b>	<b>140</b>	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300	80	120	120	160	160	200	200	260	260	330
<b>140</b>	<b>160</b>	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350	90	130	130	180	180	230	230	300	300	380
<b>160</b>	<b>180</b>	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390	100	140	140	200	200	260	260	340	340	430
<b>180</b>	<b>200</b>	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430	110	160	160	220	220	290	290	370	370	470
<b>200</b>	<b>225</b>	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470	120	180	180	250	250	320	320	410	410	520
<b>225</b>	<b>250</b>	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520	140	200	200	270	270	350	350	450	450	570
<b>250</b>	<b>280</b>	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570	150	220	220	300	300	390	390	490	490	620
<b>280</b>	<b>315</b>	110	190	190	280	280	370	370	500	500	630	170	240	240	330	330	430	430	540	540	680
<b>315</b>	<b>355</b>	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690	190	270	270	360	360	470	470	590	590	740
<b>355</b>	<b>400</b>	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750	210	300	300	400	400	520	520	650	650	820
<b>400</b>	<b>450</b>	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820	230	330	330	440	440	570	570	720	720	910
<b>450</b>	<b>500</b>	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900	260	370	370	490	490	630	630	790	790	1000
<b>500</b>	<b>560</b>	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1000	290	410	410	540	540	680	680	870	870	1100
<b>560</b>	<b>630</b>	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1100	320	460	460	600	600	760	760	980	980	1230
<b>630</b>	<b>710</b>	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1190	350	510	510	670	670	850	850	1090	1090	1360
<b>710</b>	<b>800</b>	210	390	390	580	580	770	770	1010	1010	1300	390	570	570	750	750	960	960	1220	1220	1500
<b>800</b>	<b>900</b>	230	430	430	650	650	860	860	1120	1120	1440	440	640	640	840	840	1070	1070	1370	1370	1690
<b>900</b>	<b>1000</b>	260	480	480	710	710	930	930	1220	1220	1570	490	710	710	930	930	1190	1190	1520	1520	1860
<b>1000</b>	<b>1120</b>	290	530	530	780	780	1020	1020	1330	—	—	530	770	770	1030	1030	1300	1300	1670	—	—
<b>1120</b>	<b>1250</b>	320	580	580	860	860	1120	1120	1460	—	—	570	830	830	1120	1120	1420	1420	1830	—	—
<b>1250</b>	<b>1400</b>	350	640	640	950	950	1240	1240	1620	—	—	620	910	910	1230	1230	1560	1560	2000	—	—

表 8.17 複列及び組合せ円すいころ軸受のラジアル内部すきま

単位 μm

呼び内径 d (mm)	円筒穴 テーパ穴	すきま											
		C1		C2		CN		C3		C4		C5	
を 超 え	以 下	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大	最 小	最 大
—	<b>18</b>	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
<b>18</b>	<b>24</b>	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
<b>24</b>	<b>30</b>	0	10	10	20	20	30	40	50	50	60	70	80
<b>30</b>	<b>40</b>	0	12	12	25	25	40	45	60	60	75	80	95
<b>40</b>	<b>50</b>	0	15	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110
<b>50</b>	<b>65</b>	0	15	15	35	35	55	60	80	80	100	110	130
<b>65</b>	<b>80</b>	0	20	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150
<b>80</b>	<b>100</b>	0	25	25	50	50	75	80	105	105	130	155	180
<b>100</b>	<b>120</b>	5	30	30	55	55	80	90	115	120	145	180	210
<b>120</b>	<b>140</b>	5	35	35	65	65	95	100	130	135	165	200	230
<b>140</b>	<b>160</b>	10	40	40	70	70	100	110	140	150	180	220	260
<b>160</b>	<b>180</b>	10	45	45	80	80	115	125	160	165	200	250	290
<b>180</b>	<b>200</b>	10	50	50	90	90	130	140	180	180	220	280	320
<b>200</b>	<b>225</b>	20	60	60	100	100	140	150	190	200	240	300	340
<b>225</b>	<b>250</b>	20	65	65	110	110	155	165	210	220	270	330	380
<b>250</b>	<b>280</b>	20	70	70	120	120	170	180	230	240	290	370	420
<b>280</b>	<b>315</b>	30	80	80	130	130	180	190	240	260	310	410	460
<b>315</b>	<b>355</b>	30	80	80	130	140	190	210	260	290	350	450	510
<b>355</b>	<b>400</b>	40	90	90	140	150	200	220	280	330	390	510	570
<b>400</b>	<b>450</b>	45	95	95	145	170	220	250	310	370	430	560	620
<b>450</b>	<b>500</b>	50	100	100	150	190	240	280	340	410	470	620	680
<b>500</b>	<b>560</b>	60	110	110	160	210	260	310	380	450	520	700	770
<b>560</b>	<b>630</b>	70	120	120	170	230	290	350	420	500	570	780	850
<b>630</b>	<b>710</b>	80	130	130	180	260	310	390	470	560	640	870	950
<b>710</b>	<b>800</b>	90	140	150	200	290	340	430	510	630	710	980	1060
<b>800</b>	<b>900</b>	100	150	160	210	320	370	480	570	700	790	1100	1200
<b>900</b>	<b>1000</b>	120	170	180	230	360	410	540	630	780	870	1200	1300
<b>1000</b>	<b>1120</b>	130	190	200	260	400	460	600	700	—	—	—	—
<b>1120</b>	<b>1250</b>	150	210	220	280	450	510	670	770	—	—	—	—
<b>1250</b>	<b>1400</b>	170	240	250	320	500	570	750	870	—	—	—	—

備考 アキシアル内部すきま  $\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha = \frac{1.5}{e} \Delta_r$

ここで  $\Delta_r$  : ラジアル内部すきま  
 $\alpha$  : 接触角  
 $e$  : 定数 (軸受寸法表に記載)

■軸受のはめあいとすきま

表 8.18 組合せアンギュラ玉軸受のアキシャル内部すきま (測定すきま)

単位 μm

呼び内径 d (mm)		アキシャルすきま											
		接触角30°						接触角40°					
		CN		C3		C4		CN		C3		C4	
を越え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大
—	10	9	29	29	49	49	69	6	26	26	46	46	66
10	18	10	30	30	50	50	70	7	27	27	47	47	67
18	24	19	39	39	59	59	79	13	33	33	53	53	73
24	30	20	40	40	60	60	80	14	34	34	54	54	74
30	40	26	46	46	66	66	86	19	39	39	59	59	79
40	50	29	49	49	69	69	89	21	41	41	61	61	81
50	65	35	60	60	85	85	110	25	50	50	75	75	100
65	80	38	63	63	88	88	115	27	52	52	77	77	100
80	100	49	74	74	99	99	125	35	60	60	85	85	110
100	120	72	97	97	120	120	145	52	77	77	100	100	125
120	140	85	115	115	145	145	175	63	93	93	125	125	155
140	160	90	120	120	150	150	180	66	96	96	125	125	155
160	180	95	125	125	155	155	185	68	98	98	130	130	160
180	200	110	140	140	170	170	200	80	110	110	140	140	170

備考 この表は精度等級0級及び6級の軸受に適用する。5級以上の軸受及び接触角15°、25°の軸受のアキシャル内部すきまについては、NSKにご相談ください。

表 8.19 4点接触玉軸受のアキシャル内部すきま (測定すきま)

単位 μm

呼び内径 d (mm)		アキシャルすきま					
		CN		C3		C4	
を越え	以下	最小	最大	最小	最大	最小	最大
10	18	45	85	75	125	115	165
18	40	56	106	96	146	136	186
40	60	76	126	116	166	156	206
60	80	86	136	126	176	166	226
80	100	96	156	136	196	186	246
100	140	116	176	156	216	206	266
140	180	136	196	176	246	226	296
180	220	156	226	206	276	256	326
220	260	175	245	225	305	285	365
260	300	195	275	255	335	315	395
300	350	215	305	275	365	345	425
350	400	245	335	315	405	385	475
400	500	285	385	355	455	435	525

8.2.2 内部すきまの選定

各表に示した内部すきまの中で、CNすきまの値は、一般的な使用条件に適するように定められており、この値を基準にして小さい側は、C2, C1の順に小さい値となり、大きい側はC3, C4, C5の順に大きくなっている。

一般的な使用条件とは、内輪にしめしろを与えて取り付けた軸受に、普通荷重 ( $P \approx 0.1 C_r$ ) 以下の荷重が加わり、内輪の回転数 ( $\text{min}^{-1}$ ) が、軸受寸法表の許容回転数の、ほぼ50%以下の場合をいう。

なお、電動機の騒音対策上、軸受のラジアル内部すきまの範囲をできるだけ小さくし、かつ、すきまの値も小さく採った電動機用深溝玉軸受及び円筒ころ軸受のラジアル内部すきまも決められている (表8.14.1及び表8.14.2)。

軸受の内部すきまは、はめあいや運転中の温度条件などによって変わるので、ころ軸受のラジアル内部すきまを一例として、すきまの変化を図8.8に示す。

(1) はめあいによるラジアルすきまの減少量と残留すきま

内輪又は外輪を、軸又はハウジングにしめしろを与えて取り付けると、軌道輪が膨張又は収縮し、ラジアルすきまは減少する。この減少量は、軸受の形式、寸法、軸及びハウジングの形状・寸法によって異なるが、おおよそしめしろの70~90%である (A156~A157ページ, 8.1.2項 はめあいの選定 (5) 参照)。理論内部すきま  $\Delta_0$  から、このはめあいによるすきまの減少量を差し引いたすきまを、残留すきま  $\Delta_f$  という。

(2) 内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量と有効すきま

軸受の回転により発生した摩擦熱は、軸及びハウジングを通して逃げる。一般には、軸よりハウジングのほうが放熱条件が良いので、外輪のほうが温度が低く、内輪及び回転体の温度は、外輪より5~10°C高くなる。また、中空軸に蒸気を通して軸受に軸から熱が伝わる場合や、高速回転の場合などでは、内輪、外輪の温度差は、更に大きくなる。内輪と外輪とに温度差があると、軌道輪の熱膨張の差によって、ラジアルすきまは減少する。このおおよそその減少量は、次の式で求めることができる。

$$\delta_t \approx \alpha \Delta_t D_e \dots\dots\dots (8.8)$$

ここで  $\delta_t$ : 内輪・外輪の温度差によるラジアルすきまの減少量 (mm)

$\alpha$ : 軸受鋼の線膨張係数  $\approx 12.5 \times 10^{-6}$  ( $1/^\circ\text{C}$ )

$\Delta_t$ : 内輪・外輪の温度差 ( $^\circ\text{C}$ )

$D_e$ : 外輪の軌道径 (mm)

$$D_e \approx \frac{1}{5} (4D+d) \text{ 玉軸受の場合 (mm) } \dots\dots (8.9)$$

$$D_e \approx \frac{1}{4} (3D+d) \text{ ころ軸受の場合 (mm) } \dots\dots (8.10)$$

残留すきま  $\Delta_f$  から、この  $\delta_t$  を差し引いたすきまを、有効すきま  $\Delta$  という。

理論的には、この有効すきま  $\Delta$  がわずかに負であるとき、疲れ寿命は最も長くなるが、実用的には、この理想的な状態を持続して軸受を使用することは困難である。また、負のすきま量が大きくなると、疲れ寿命の低下が著しいことから、一般には、有効すきまが零よりわずかに大きなすきまとなるように軸受すきまを選定する。

単列アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受などを対向させて使う場合にも、予圧して使用する場合を除いて、有効すきまがわずかに存在するようにする。

また、片側につばのある円筒ころ軸受を2個対向させて用いる場合には、運転中の軸の膨張を考慮して、あらかじめアキシャル方向に適当なすきまを与えておく必要がある。

参考として、表8.20にCNすきま以外のすきまの選定例を示す。特殊な使用条件の場合には、NSKにご相談ください。

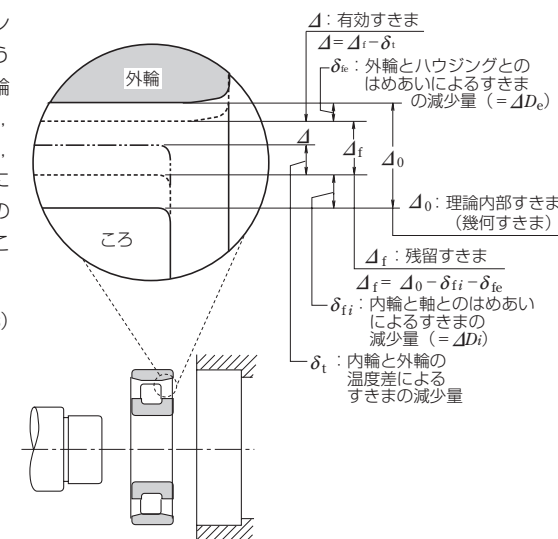


図 8.8 軸受のラジアル内部すきまの変化

表 8.20 CNすきま以外の内部すきまの選定例

使用条件	用途例	軸受すきまの例
軸のたわみが大きい場合	自動車半浮動後輪	C5相当
中空軸に蒸気を通る場合や、ロールが加熱される場合	製紙機ドライヤ 圧延機テーブルローラ	C3, C4 C3
衝撃・振動が大きい場合 内輪、外輪ともにしまりばめにする場合	車両用主電動機 振動ぶるい 液体継手 トラクター終減速装置	C4 C3, C4 C4 C4
内輪、外輪ともすきまばめにする場合	圧延機ロールネック	C2相当
回転時の音響・振動を厳しく抑える場合	小形電動機 (特殊仕様)	C1, C2, CM
軸の振れを抑えるなど、組立後のすきまを調整する場合	旋盤主軸	CC9, CC1

■軸受のはめあいとすきま

8.3 テクニカルデータ

8.3.1 温度上昇と寸法変化

転がり軸受は極めて精密な機械要素の一つであり、温度変化による軸受の寸法精度の変化は無視できない。

そのため、軸受に関する測定は、原則として 20°C において行うことが決められており、また規格に示された寸法も 20°C における値を表わすことになっている。

温度変化による寸法の変化は、寸法精度に影響するだけでなく、運転中の軸受内部すきまの変化や、内輪・外輪のしめしろにも変化をもたらす。

また、温度差による寸法変化を利用した焼ばめによって、大きいしめしろをもったはめあいを容易に行うこともできる。

温度上昇による寸法変化量  $\Delta l$  は、式 (8.11) のように表わされる。

$$\Delta l = \Delta T \alpha l \text{ (mm)} \dots\dots\dots (8.11)$$

ここで、 $\Delta l$  : 寸法変化量 (mm)

$\Delta T$  : 温度上昇 (°C)

$\alpha$  : 軸受鋼の線膨張係数

$$\alpha = 12.5 \times 10^{-6} \text{ (1/°C)}$$

$l$  : もとの寸法 (mm)

式 (8.11) を図で表わすと、図8.9のようになる。

次のような場合に、図8.9を利用して、簡単に寸法変化の目安の数値を得ることができる。

- (1) 雰囲気温度による寸法測定値の補正をしたいとき
- (2) 運転中の内輪・外輪温度差による軸受内部すきまの変化量を知りたいとき
- (3) 焼ばめの際、しめしろと加熱温度の関係を知らりたいとき
- (4) はめあい面に温度差が生じる場合に、しめしろの変化を知りたいとき

例題

内径 110mm の内輪を公差クラス n6 の軸に焼ばめしたいとき、内輪は何度に加熱すればよいか。

$\phi 110$  n6 の軸と内輪のしめしろの最大は 0.065 であるが、内輪を容易に軸に押し込むためには 0.03 ~ 0.04 程度すきまがなければならぬ。したがって、内輪を膨張させる量は、0.095 ~ 0.105 である。

いま、縦軸  $\Delta l = 0.105$  と、横軸  $l = 110$  との交点を図の上で求めると、 $\Delta T$  は 70°C と 80°C との間になる ( $\Delta T \approx 77^\circ\text{C}$  である)。したがって、内輪加熱温度は室温 +80°C にすれば十分である。

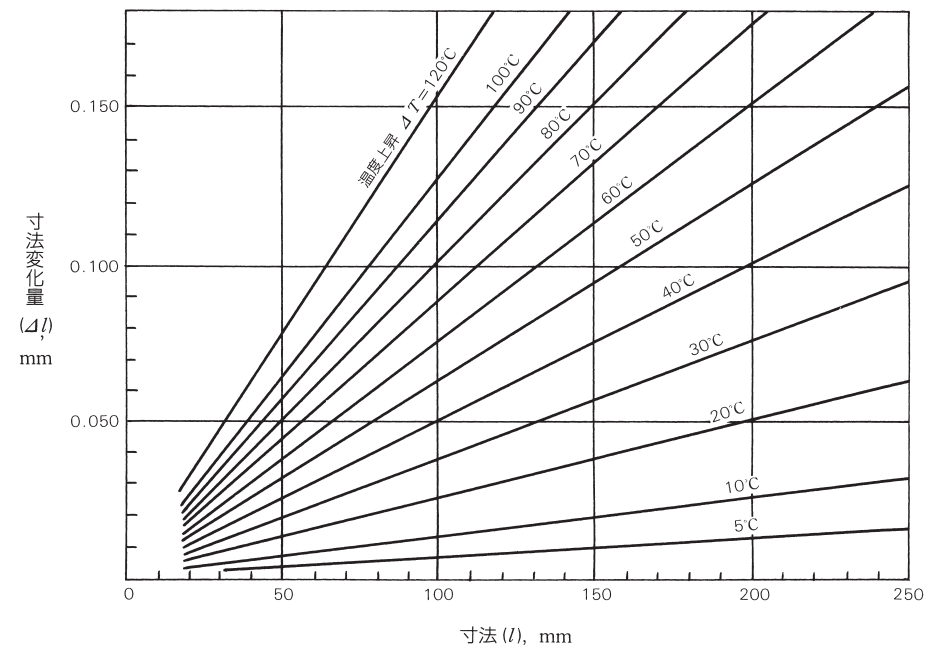


図 8.9 軸受鋼の温度上昇と寸法変化

■軸受のはめあいとすきま

8.3.2 温度上昇によるしめしろの変化  
(アルミハウジング・プラスチックハウジング)

装置の軽量化や量産性を目的として、転がり軸受用のハウジングにアルミ系の軽合金を使用したり、プラスチック(ポリアセタール樹脂など)を使用する例も多い。

ハウジングの材質として、非鉄材料を使用する場合には、軸受(外輪)との線膨張係数の相違から、運転時に軸受部の温度上昇があると、外輪はめあい面のすきま又はしめしろは、常温での状態とは異なってくる。線膨張係数の大きいプラスチック材料ではこの変化は特に顕著である。

温度上昇による外輪はめあい面のすきま又はしめしろの変化量 $\Delta D_T$ は式(8.12)で表わされる。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot \Delta T_2) D \text{ (mm)} \quad \dots \dots \dots (8.12)$$

- ここで、 $\Delta D_T$ : 温度上昇によるはめあい面のすきま又はしめしろの変化量
- $\alpha_1$ : ハウジングの線膨張係数 (1/°C)
- $\Delta T_1$ : はめあい面近傍におけるハウジングの温度上昇 (°C)
- $\alpha_2$ : 軸受外輪の線膨張係数…軸受鋼の場合  $\alpha_2 = 12.5 \times 10^{-6}$  (1/°C)
- $\Delta T_2$ : はめあい面近傍における外輪の温度上昇 (°C)
- D: 呼び外径 (mm)

ハウジングの温度上昇と外輪の温度上昇とは一般的に異なるが、はめあい面においては両者が近似的に等しいものと仮定すると ( $\Delta T_1 \approx \Delta T_2 = \Delta T$ とすると)、式(8.12)は式(8.13)のようになる。

$$\Delta D_T = (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T \cdot D \text{ (mm)} \quad \dots \dots \dots (8.13)$$

ここで、 $\Delta T$ : はめあい面における外輪及びハウジングの温度上昇 (°C)

ハウジングがアルミ製の場合 ( $\alpha_1 = 23.7 \times 10^{-6}$ )、式(8.13)の関係を図示すると、図8.10のようになる。

プラスチックハウジングに比較的好く使われる材質としては、ポリアセタール樹脂がある。プラスチックの線膨張係数は、温度によって変化したり方向性を示すことがあったりするが、ポリアセタール樹脂の場合成形品でおおよそ  $9 \times 10^{-5}$

とされている。いま仮に、 $\alpha_1 = 9 \times 10^{-5}$ とした場合の式(8.13)の関係を、図8.11に示すとおりである。

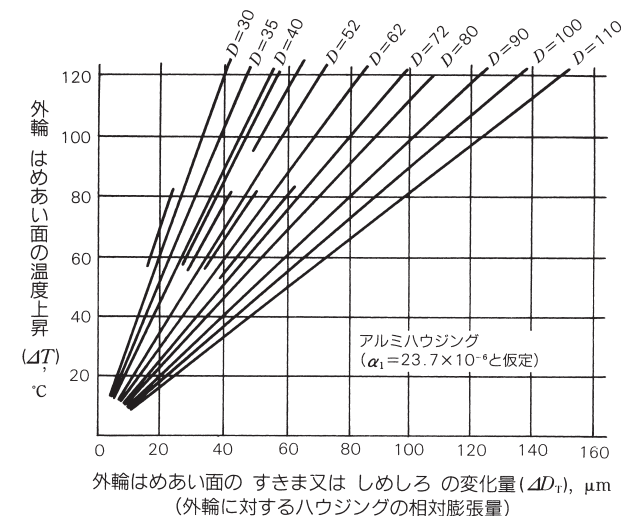


図 8.10 アルミ製ハウジングの場合

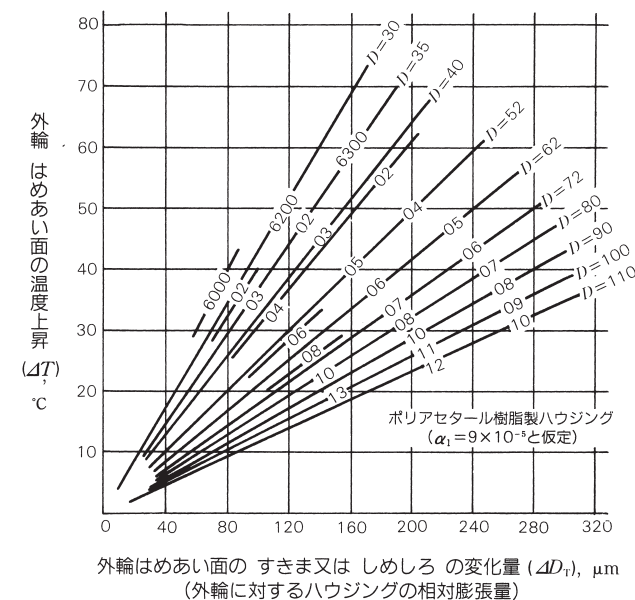


図 8.11 ポリアセタール樹脂製ハウジングの場合

## ■軸受のはめあいとすきま

### 8.3.3 残留すきまの求め方

8.2.2項において、軸受の内部すきまの種類について述べたが、残留内部すきまの求め方を例題によって以下に述べる。

内輪又は外輪を、軸又はハウジングに固い はめあいをすれば、軌道輪の膨張又は収縮によって当然ラジアル内部すきまが減少する。通常、軸受の使い方としては、内輪回転の場合が多いので、内輪と軸との はめあいは固く、外輪とハウジングとの はめあいは緩くする。したがって一般には、内輪の しめしろ による影響だけを考える。

いま、単列深溝玉軸受 6310 を例にとり、軸 k5、ハウジング穴を H7 とすれば、しめしろ は内輪のほうだけに生じる。

軸径、軸受内径及びラジアルすきま は、それぞれ正規分布をしており、その不良率を0.3%と仮定すれば、はめあい後の すきま (残留すきま) の平均値  $m_{\Delta f}$  及び標準偏差  $\sigma_{\Delta f}$  は、次式で与えられる。以下、単位はmmとする。

$$\sigma_s = \frac{R_s/2}{3} = 0.0018$$

$$\sigma_i = \frac{R_i/2}{3} = 0.0020$$

$$\sigma_{\Delta 0} = \frac{R_{\Delta 0}/2}{3} = 0.0028$$

$$\sigma_f^2 = \sigma_s^2 + \sigma_i^2$$

$$m_{\Delta f} = m_{\Delta 0} - \lambda_i(m_s - m_i) = 0.0035$$

$$\sigma_{\Delta f} = \sqrt{\sigma_{\Delta 0}^2 + \lambda_i^2 \sigma_f^2} = 0.0035$$

- ここで  $\sigma_s$  : 軸径の標準偏差  
 $\sigma_i$  : 軸受内径の標準偏差  
 $\sigma_f$  : しめしろの標準偏差  
 $\sigma_{\Delta 0}$  : ラジアルすきま (取付け前) の標準偏差  
 $\sigma_{\Delta f}$  : 残留すきま (取付け後) の標準偏差  
 $m_s$  : 軸径の平均値 ( $\phi 50 + 0.008$ )  
 $m_i$  : 軸受内径の平均値 ( $\phi 50 - 0.006$ )  
 $m_{\Delta 0}$  : ラジアルすきま (取付け前) の平均値 (0.014)  
 $m_{\Delta f}$  : 残留すきま (取付け後) の平均値  
 $R_s$  : 軸径の公差 (0.011)  
 $R_i$  : 軸受内径の公差 (0.012)  
 $R_{\Delta 0}$  : ラジアルすきま (取付け前) の範囲 (0.017)  
 $\lambda_i$  : 見かけの しめしろ による内輪軌道径の膨張率 (図8.12から0.75)

なお、見かけの しめしろ による すきま減少量の平均値は  $\lambda_i (m_s - m_i)$  で表わされる。

いま、残留すきま (取付け後のすきま) のばらつきが 99.7%の範囲内に入る範囲  $R_{\Delta f}$  を求めると、

$$R_{\Delta f} = m_{\Delta f} \pm 3\sigma_{\Delta f} = +0.014 \sim -0.007$$

すなわち、残留すきま  $\Delta f$  の平均値  $m_{\Delta f}$  は0.0035で、その範囲は+0.014 ~ -0.007となる。

単位: mm

軸 径	$\phi 50$	+0.013 +0.002
軸 受 内 径 ( $d$ )	$\phi 50$	0 -0.012
ラジアル内部すきま ( $\Delta_0$ )		0.006 ~ 0.023 <sup>(1)</sup>

注<sup>(1)</sup> 普通すきまの値

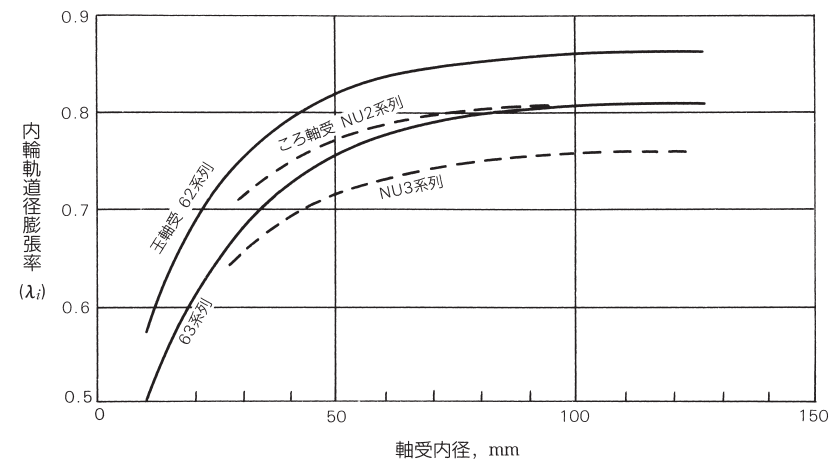


図 8.12 見かけのしめしろによる内輪軌道径の膨張率 $\lambda_i$

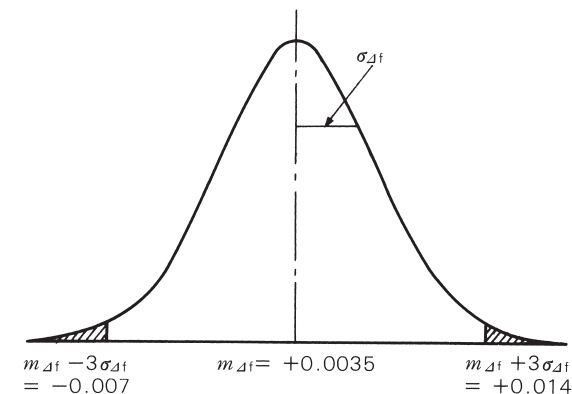


図 8.13 残留すきま量の分布

■軸受のはめあいとすきま

8.3.4 はめあいによる軌道径の変化  
(内輪のはめあい)

軸受のラジアル内部すきまを決定する際に検討すべき項目の一つとして はめあいによるラジアルすきまの減少がある。軸と内輪、ハウジング穴と外輪とを しまりばめすれば、内輪は膨張し、外輪は収縮する。

膨張量、収縮量の計算式は8.1.2 (5) 項に記載してあるが、内輪軌道径の膨張量  $\Delta D_i$  は式 (8.14) のように表わされる。

$$\Delta D_i = \Delta d k \frac{1 - k_0^2}{1 - k^2 k_0^2} \dots\dots\dots (8.14)$$

- ここで  $\Delta d$  : 有効しめしろ (mm)
- $k$  : 内輪の内径と軌道径との比  
 $k = d/D_i$
- $k_0$  : 中空軸の内径・外径の比  
 $k_0 = d_0/d$
- $d$  : 内輪内径 (軸径) (mm)
- $D_i$  : 内輪軌道径 (mm)
- $d_0$  : 中空軸内径 (mm)

式 (8.14) を実用的な線図にしたものを図8.14に示す。図8.14の縦軸は、内輪軌道径の膨張量を しめしろに対する割合で表わしたものである。横軸には中空軸の内径・外径比  $k_0$  をとり、内輪の内径/軌道径の比  $k$  をパラメータにして線図を画いてある。

通常、はめあい によるラジアルすきまの減少量は、しめしろの約80%程度として計算されるが、これは中実軸の場合であり、中空軸ではその内径・外径の比 によって しめしろ が軌道径に影響する割合が変わってくる。約80%という値は内輪内径と内輪軌道径の比であって、これも軸受の形式や大きさ、直径系列などによって異なる。その状況を単列深溝玉軸受と円筒ころ軸受について示すと、それぞれ図8.15、図8.16のようになる。

なお、図8.14の線図は、軸の材質が鋼の場合にだけ適用すべきものである。

一例として、玉軸受 6220 を中空軸 (軸径  $d=100$ 、軸内径  $d_0=65$ ) に 公差域クラス m5 で取り付ける場合のラジアルすきまの減少量を求める。

6220 の内径/軌道径の比  $k$  は図8.15より  $k=0.87$ 、軸の内径比  $k_0$  は  $k_0 = d_0/d = 0.65$  であるので、図8.14より軌道径膨張率は73%になる。

しめしろ は m5 の場合の平均値  $30\mu\text{m}$  であったとすると、内輪軌道径の膨張量、すなわち、はめあい によるラジアルすきまの減少量は  $0.73 \times 30 = 22\mu\text{m}$  である。

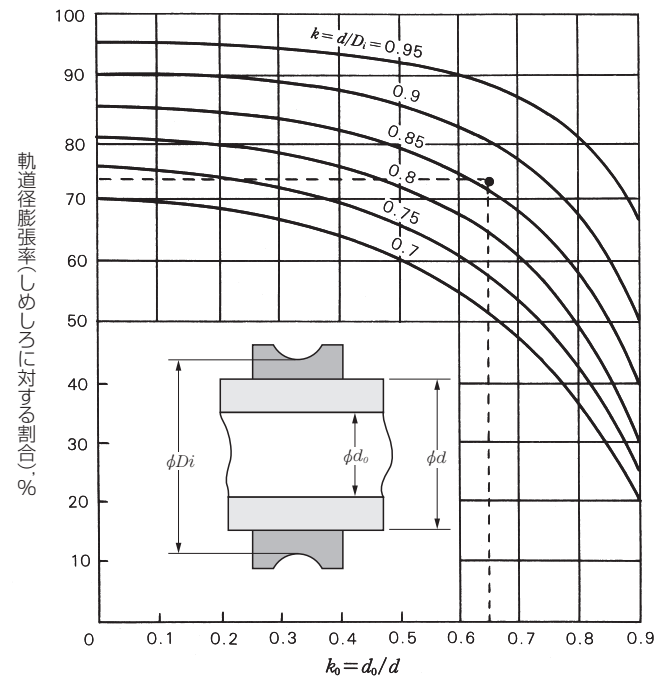


図 8.14 はめあいによる軌道径の膨張 (鋼製軸と内輪のはめあい)

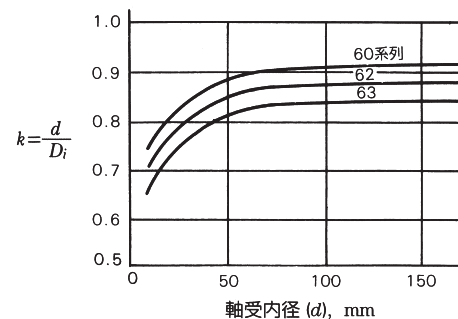


図 8.15 深溝玉軸受内輪の内径と軌道径との比

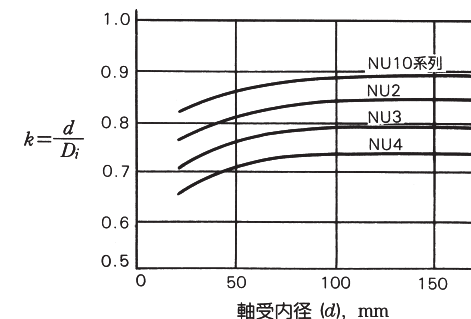


図 8.16 円筒ころ軸受内輪の内径と軌道径との比

■軸受のはめあいとすきま

8.3.5 はめあいによる軌道径の変化  
(外輪のはめあい)

8.3.4項の内輪のはめあいについて、外輪のはめあいによる軌道径の収縮について述べる。

軸受の荷重条件が内輪回転荷重(外輪静止荷重)であれば、内輪はしまりばめ、外輪は中間ばめ又はすきまばめで使用されるが、外輪回転荷重(内輪静止荷重)又は方向不定荷重の場合には、外輪はしまりばめにしなければならず、内輪しまりばめの場合と同様、はめあいによるラジアル内部すきまの減少が問題になる。ただし、外輪に与えるしめしろの量は応力的制約、取付上の制約などにより内輪のしめしろほど多くは与えにくい。また、外輪回転荷重、方向不定荷重は内輪回転荷重に比べて使用例としても少ないので、実際に外輪のしめしろによるラジアルすきまの減少量を検討する場合は少ない。

外輪軌道径の収縮量 $\Delta D_e$ は、式(8.15)のように表わされる。

$$\Delta D_e = \Delta D \cdot h \cdot \frac{1 - h_0^2}{1 - h^2 h_0^2} \dots\dots\dots (8.15)$$

ここで  $\Delta D$  : 有効しめしろ (mm)

$h$  : 外輪の軌道径と外径との比

$$h = D_e / D$$

$h_0$  : ハウジングの内径・外径の比

$$h_0 = D / D_0$$

$D$  : 軸受外径 (ハウジング内径) (mm)

$D_e$  : 外輪軌道径 (mm)

$D_0$  : ハウジング外径 (mm)

式(8.15)を線図にしたものが図8.17である。

縦軸は、外輪軌道径の収縮量をしめしろに対する割合で表わしたものである。横軸にはハウジングの内径・外径の比  $h_0$  をとり、外輪の軌道径と外径との比  $h$  を0.7から0.95まで0.05とびに変えて線図を画いてある。 $h$ の値は、軸受の形式や大きさや直径系列などによって異なるが、単列深溝玉軸受と円筒ころ軸受について示すと、それぞれ図8.18、図8.19のようである。

外輪回転荷重の例としては自動車前輪、テンションプーリ、コンベア、滑車などがある。

いま一例として、玉軸受6207をN7のはめあい公差で鋼製ハウジングに取り付ける場合のラジアルすきまの減少量を求める。ただし、ハウジングの外径は  $D_0 = 95$  と仮定する。軸受外径は  $D = 72$  である。玉軸受6207の場合図8.18より  $h = 0.9$  である。 $h_0 = D / D_0 = 0.76$  であるから、図8.17より軌道径収縮率は71%である。しめしろはN7の場合の平均値  $18\mu\text{m}$  であったとすると、外輪軌道径の収縮量すなわち はめあいによるラジアルすきまの減少量は、 $0.71 \times 18 \approx 13\mu\text{m}$  である。

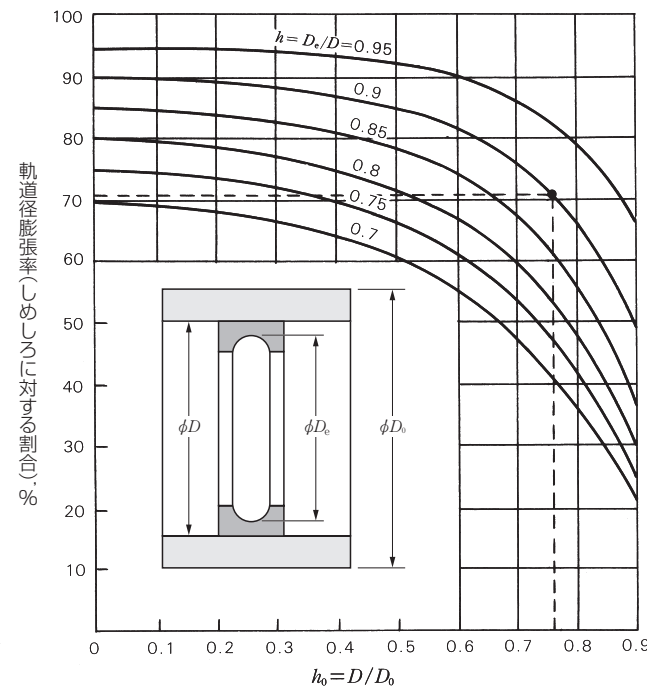


図 8.17 しまりばめによる軌道径の収縮  
(鋼製ハウジングと外輪のはめあい)

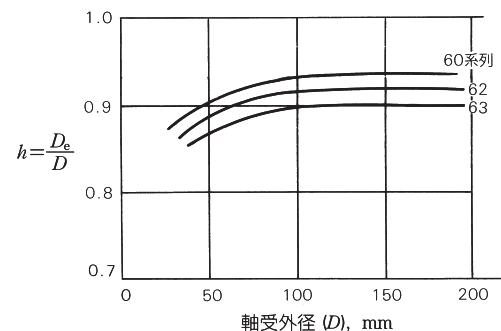


図 8.18 深溝玉軸受外輪の軌道径と  
外径との比

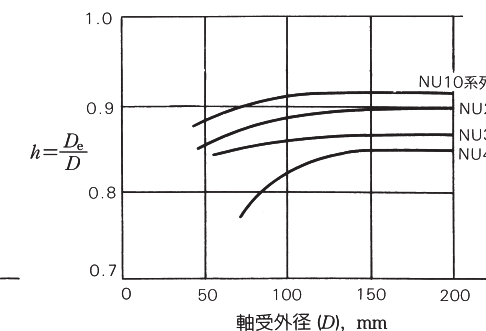


図 8.19 円筒ころ軸受外輪の軌道径と  
外径との比

■軸受のはめあいとすきま

8.3.6 組合せ円すいころ軸受の内部すきま測定方法 (差幅測定による方法)

組合せ円すいころ軸受には、背面組合せ (DB形) 正面組合せ (DF形) があり (図8.20, 図8.21), それらはそれぞれの特長をいかして、組合せ品 1 組として又は他の軸受と対にして、固定側又は自由側の軸受として用いられる。

組合せ円すいころ軸受は、DB形において、保持器が外輪背面より出張るので、外輪間座 (図8.20のK間座) を付けて、保持器同士が接触しないようにして用いる。内輪についても、これに対応して適正幅の内輪間座 (図8.20のL間座) を付けて、すきまを確保する。DF形についても、図8.21のようにK間座を付けて用いる。

一般に、このような軸受を用いる際には、運転中の発熱を考慮し、適正すきま を与えて使うことが多く、軸受支持部の剛性を高める必要のある場合には、予圧を与えて使う。これらの適正すきまを与えて組み付ける場合や、予圧 (負のすきま) にして組み付ける場合には、間座の寸法調整によって適正すきま を与える。

以下、DB組合せの場合のすきま測定方法について紹介する。

- (1) 図8.22のように、軸受Aを定盤の上にのせ、外輪を回転 (10回転以上) し、ころ を安定させてから、差幅  $f_A = T_A - B_A$  を測定する。
- (2) 次に、図8.23のようにもう一方の軸受Bを同様に、差幅  $f_B = T_B - B_B$  を測定する。
- (3) 次に図8.24のように K, L 間座の幅寸法を測定する。

以上の測定結果から、図8.22 ~ 8.24に示す記号を用いると、組合せ円すいころ軸受のアキシャルすきま  $\Delta_a$  は式 (8.16) により求めることができる。

$$\Delta_a = (L - K) - (f_A + f_B) \dots\dots\dots (8.16)$$

例えば、組合せ円すいころ軸受 HR32232JDB + KLR10AC3 について、規格と軸受現品の すきま を確認するには、まずC3すきま を表8.17より読みとると  $\Delta_r = 110 \sim 140 \mu\text{m}$  である。これを差幅測定方法の結果と比較するため、式 (8.17) を用いアキシャルすきま  $\Delta_a$  に換算する。

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e} \dots\dots\dots (8.17)$$

ここで  $e$  : 軸受呼び番号ごとに決まる定数 (総合カタログの軸受寸法表に記載)

同カタログ (C205ページ) より、 $e = 0.44$  を用いて

$$\Delta_a = (110 \sim 140) \times \frac{1.5}{e} \approx 380 \sim 480 \mu\text{m}$$

となる。

軸受の差幅測定による式 (8.16) のアキシャルすきま  $\Delta_a$  が、上記の範囲内であれば、軸受すきま は C3 であることが確認できる。

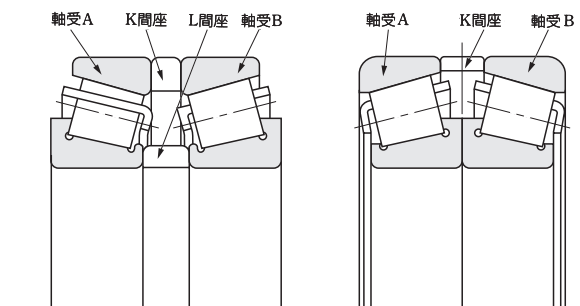


図 8.20 DB 組合せ

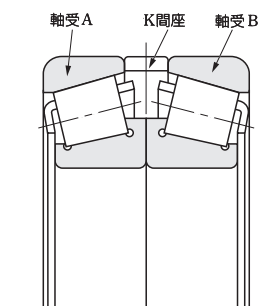


図 8.21 DF 組合せ

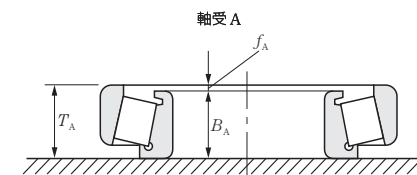


図 8.22

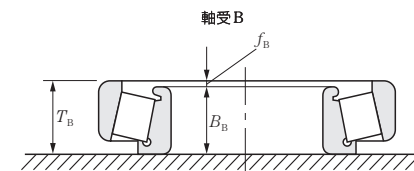


図 8.23

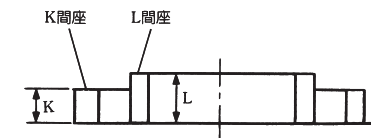


図8.24

■軸受のはめあいとすきま

8.3.7 円すいころ軸受の取付け時の  
内部すきま調整方法

単列の円すいころ軸受は、通常、2個対向させアキシャルすきまを調整して使用される。対向使用の方法には、背面組合せ（DB組合せ）と正面組合せ（DF組合せ）とがある。

背面組合せのすきま調整は、軸ナット又は軸端ボルトで内輪を締め付けることにより行う。図8.25に軸端ボルトを使用する例を示す。この場合、締付側の内輪と軸とのはめあいをすきまばめとし、内輪がアキシャル方向に移動できるようにしておかなければならない。

正面組合せにおいては、外輪をアキシャル方向に押さえるふたとハウジングとの間にシムを入れ、所定のアキシャルすきまに調整する（図8.26）。この場合、締付側の外輪とハウジングとのはめあいを、すきまばめとして、外輪がアキシャル方向に動くようにする必要がある。押えぶたに外輪を圧入する構造（図8.27）にすれば、その必要がなく、取付け・取外しも容易となる。

理論的には、軸受のすきまが、運転状態においてわずかに負であるとき、疲れ寿命が最も長くなるが、負のすきま量が大きくなると、疲れ寿命が急激に低下することと、発熱も大きくなることから、一般には、運転状態におけるすきまが零よりわずかに大きなすきまになるようにする。そのために、運転状態における軸受の内輪・外輪の温度差によるすきまの減少量、軸とハウジングとのアキシャル方向の熱膨張の差を考慮して、取付け後の軸受すきまを求める。

実用的には、表8.17のC1ないしC2すきまを採ることが多い。

なお、ラジアルすきま  $\Delta_r$  とアキシャルすきま  $\Delta_a$  との関係は、次のとおりである。

$$\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha \approx \Delta_r \frac{1.5}{e}$$

ここで  $\alpha$  : 接触角  
 $e$  : 軸受呼び番号ごとに決まる定数  
(総合カタログの軸受寸法表に記載)

工作機械の主軸、自動車の終減速機などに用いられる円すいころ軸受は、軸の回転精度、軸受の剛性を高めるなどの目的から負のすきまで使用される。このような使用方法を予圧法といい、その方法には、定位置予圧と定圧予圧とがある。通常、定位置予圧が主として用いられる。

定位置予圧には、適切な予圧量が得られるように、あらかじめ調整されている組合せ軸受を使用する方法と、ナットの締め加減やシムの調整などにより、所定の予圧を与える方法とがある。

定圧予圧は、ばねや油圧などを利用して、軸受に適切な予圧を与える方法である。

これらの予圧法を採用している幾つかの例を、次に示す。

図8.28は、自動車の終減速機である。小歯車の軸受は、内輪間座とシムにより予圧を調整し、大歯車の軸受では、外輪押えねじの締付トルクによって予圧を管理する。

図8.29は、トラックの後車輪で、軸ナットにより内輪をアキシャル方向に締め付けて、予圧をかけている例である。この場合、軸受の起動摩擦モーメントを測定して予圧を管理する。

図8.30は、旋盤主軸の例であり、軸ナットの締付けにより予圧を調整する。

図8.31は、あらかじめ予圧ばねの荷重と変位との関係を求めておき、ばねの変位量によって、予圧が調整されている定圧予圧の例である。

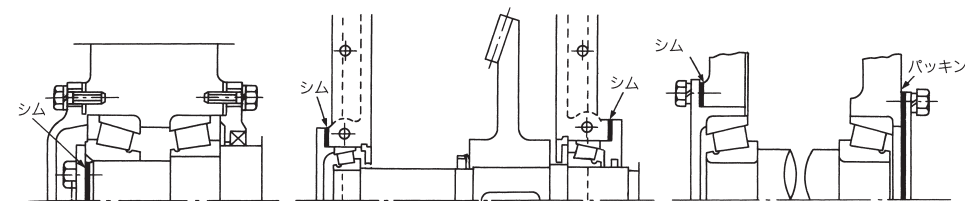


図 8.25 内輪ですきま調整した DB 組合せ      図 8.26 外輪ですきま調整した DF 組合せ      図 8.27 外輪圧入の押えぶたですきま調整した例

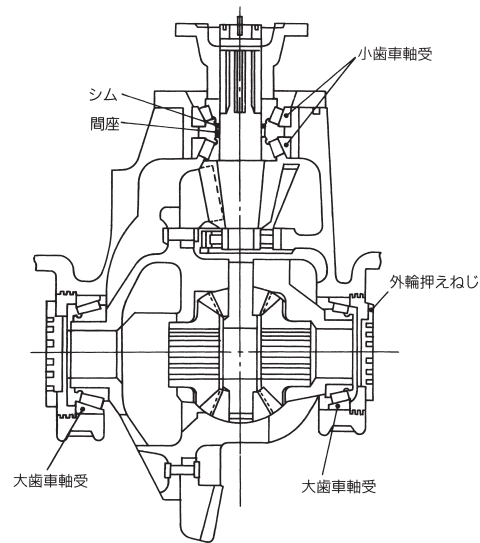


図 8.28 自動車終減速機

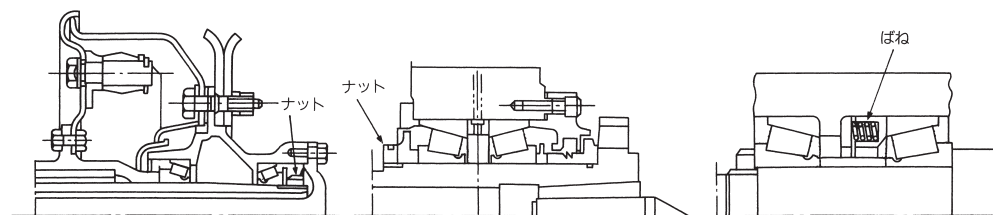
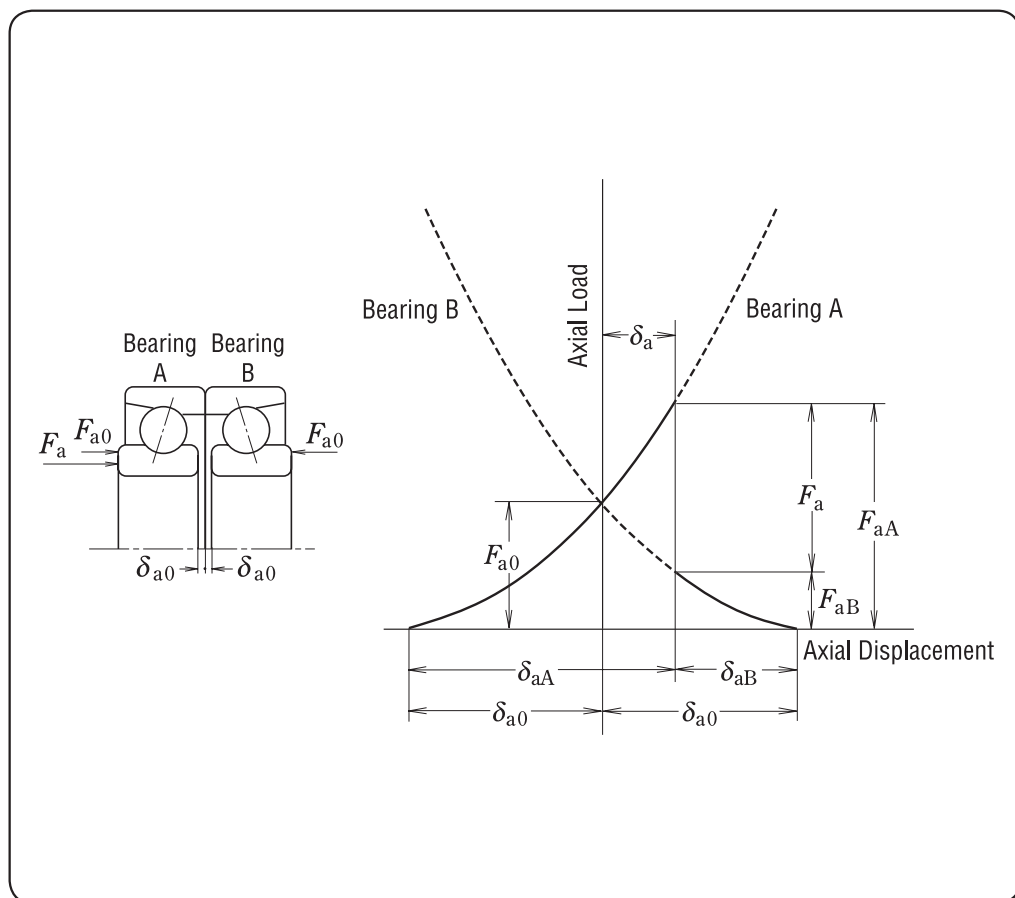


図 8.29 トラック後車輪      図 8.30 旋盤主軸      図 8.31 ばねによる定圧予圧

## 9. 軸受の予圧

9.1 予圧の目的 .....	A 192
9.2 予圧方法 .....	A 192
9.2.1 定位置予圧 .....	A 192
9.2.2 定圧予圧 .....	A 192
9.3 予圧と剛性 .....	A 192
9.3.1 定位置予圧と剛性 .....	A 192
9.3.2 定圧予圧と剛性 .....	A 193
9.4 予圧方法と予圧量の選定 .....	A 193
9.4.1 予圧方法の比較 .....	A 193
9.5 予圧量 .....	A 194
9.5.1 組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重 .....	A 194
9.5.2 スラスト玉軸受の予圧荷重 .....	A 198
9.5.3 スラスト自動調心ころ軸受の予圧荷重 .....	A 198
9.6 テクニカルデータ .....	A 200
9.6.1 定位置予圧された軸受の荷重と変位 .....	A 200
9.6.2 単列ラジアル玉軸受のアキシアル変位 .....	A 208
9.6.3 円すいころ軸受のアキシアル変位 .....	A 212



■軸受の予圧

9 軸受の予圧

転がり軸受は、多くの場合、運転状態において適当なすきまをもって使用される。目的によっては、軸受を組み付けたときに負のすきまとなるよう、あらかじめ内部応力を発生させた状態で使用される場合がある。このような使い方を予圧といい、アンギュラ玉軸受や円すいころ軸受のように、2個対向させてすきまの調整ができる形式の軸受に適用することが多い。

9.1 予圧の目的

予圧の主な目的と代表的な使用例を、次に示す。

- (1) 軸のラジアル方向及びアキシャル方向の位置決めを正確にするとともに、軸の振れを抑えるために行なう。……工作機械の主軸用軸受、測定器の軸受など
- (2) 軸受の剛性を高めるために行なう。……工作機械の主軸用軸受、自動車のデフピニオン用軸受など
- (3) アキシャル方向の振動及び共振による異音を防止するために行なう。……小形電動機用軸受など
- (4) 転動体の旋回滑り、公転滑り及び自転滑りを抑制するために行なう。……高速回転するアンギュラ玉軸受、スラスト玉軸受など
- (5) 軌道輪に対して、転動体を正しい位置に保つために行なう。……スラスト玉軸受やスラスト自動調心ころ軸受を横軸で使用する場合など

9.2 予圧方法

9.2.1 定位置予圧

定位置予圧は、対向した軸受のアキシャル方向の相対的位置が、使用中にも変化しない予圧方法であり、次のような方法による。

- (1) 予圧を与えるために、あらかじめ差幅寸法 (A007 ページ図1.1参照) 又はアキシャルすきまを調整した組合せ軸受を、締め付けて使用する方法。
- (2) 予圧を与えるように寸法調整した間座やシムを使用する方法 (図9.1)。
- (3) アキシャル方向のすきまが調整できるボルト・ナットなどを締め付けて使用する方法。この場合、適当な予圧量となるように、起動トルクを測定しながら調整する。

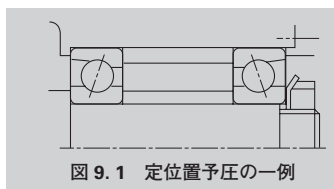


図 9.1 定位置予圧の一例

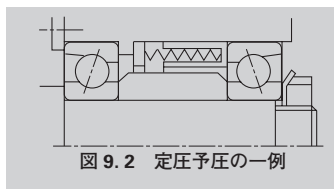


図 9.2 定圧予圧の一例

9.3 予圧と剛性

9.3.1 定位置予圧と剛性

図9.3の組合せ軸受の内輪を、アキシャル方向に締め付けると、軸受A及びBは、それぞれ $\delta_{a0}$ だけ変位して、内輪間のすきま $2\delta_{a0}$ がなくなる。この状態で予圧 $F_{a0}$ が与えられたことになる。

この予圧された軸受に、図に示すようなアキシャル荷重 $F_a$ が加わった場合の軸受の剛性、すなわち、荷重と変位との関係を表わす予圧線図が図9.4である。

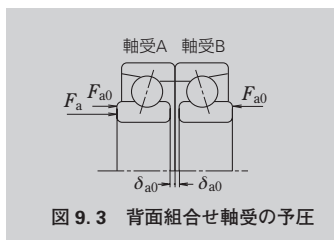


図 9.3 背面組合せ軸受の予圧

9.3.2 定圧予圧と剛性

図9.5は定圧予圧された軸受の予圧線図である。予圧ばねの剛性は、軸受の剛性に比較して、通常、十分小さいので、ばねの変位直線は、ほぼ横軸に平行となる。したがって、定圧予圧の剛性は、軸受単体にあらかじめ予圧量 $F_{a0}$ のアキシャル荷重を加えておいた場合の単体軸受の剛性にほぼ等しい。

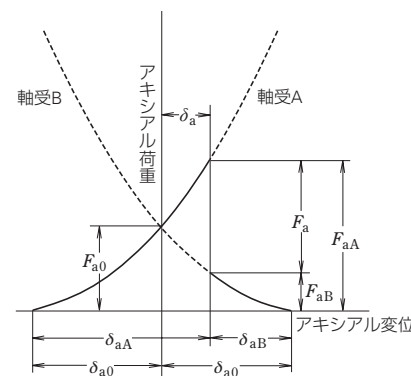
定位置予圧、定圧予圧された軸受及び軸受単体の剛性を比較すると、図9.6のようになる。

9.4 予圧方法と予圧量の選定

9.4.1 予圧方法の比較

図9.6に予圧方法による剛性の比較を示したが、定位置予圧と定圧予圧との比較は、次のとおりである。

- (1) 予圧量が等しい場合、軸受の剛性を増加させる効果は、定位置予圧のほうが大きい。すなわち、軸受荷重に対する変位量は、定位置予圧のほうが少ない。
- (2) 定位置予圧では、運転中の軸とハウジングとの温度差によるアキシャル方向の伸びの差、内輪と外輪との温度差によるラジアル方向の熱膨張の差、荷重



$F_a$  : 外部からのアキシャル荷重  $\delta_a$  : 組合せ軸受の変位量  
 $F_{aA}$  : 軸受Aの負荷するアキシャル荷重  $\delta_{aA}$  : 軸受Aの変位量  
 $F_{aB}$  : 軸受Bの負荷するアキシャル荷重  $\delta_{aB}$  : 軸受Bの変位量

図 9.4 定位置予圧の予圧線図

による変位などの影響によって、予圧量が変化する。

定圧予圧の場合には、軸の伸縮などによるばね荷重の変化が非常に少ないので、予圧荷重の変化は無視することができる。

したがって、一般に剛性を高める目的には、定位置予圧が適しており、高速回転の場合、アキシャル方向の振動防止が必要な場合、横軸でスラスト軸受を用いる場合などには、定圧予圧が適している。

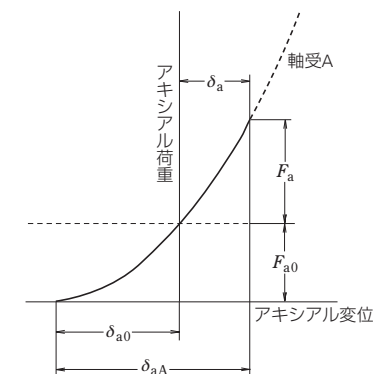


図 9.5 定圧予圧の予圧線図

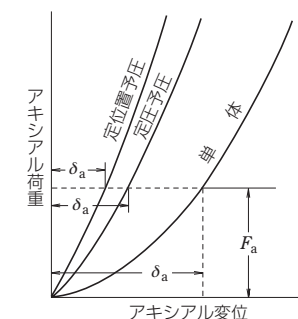


図 9.6 予圧方法による剛性の比較

■軸受の予圧

9.5 予圧量

予圧量を必要以上に大きくとると、異常発熱、摩擦モーメントの増大、疲れ寿命の低下などを招くので、使用条件、予圧の目的などをよく考慮して予圧量を決める必要がある。

9.5.1 組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重

アンギュラ玉軸受は、研削盤、フライス盤、高速旋盤などの主軸に広く使用されている。NSKでは、種々の用途に対して適当な予圧が自由に選択できるように予圧量をEL予圧、L予圧、M予圧、H予圧の4段階に分けている。これらの4段階の予圧を、DB、DFなどの組合せ軸受に適用する場合、そのアキシャルすきまをそれぞれ記号EL、L、M、Hで表わしている。

工作機械主軸に広く使用されている接触角15°の組合せアンギュラ玉軸受の平均予圧荷重及びアキシャルすきま（測定値）の平均値を表9.3～表9.5に示す。

なお、アキシャルすきま測定の際の測定荷重は、表9.1による。

これらの予圧を与えるためのアキシャルすきまは、工作機械主軸そのほかに用いられるJIS 5級以上の高精度組合せ軸受用として定められているもので、軸と内輪、ハウジング穴と外輪のはめあいには、表9.2の目標値による。

なお、ハウジング穴と外輪との はめあい には、軸受を固定側に使用する場合目標すきまの下限を、自由側に使用するには上限をねらう。

予圧量の選定の目安は、研削スピンドルやマシニングセンタ主軸軸受などでは通常、L予圧又はEL予圧が、剛性が必要な旋盤主軸用軸受ではM予圧程度が一般的である。

軸受の予圧荷重は、しまりばめの場合表9.3～表9.5に示された値より増大し、予圧荷重が過大になると軸受の温度上昇、焼付けなどの原因となるので、はめあいには十分注意する必要がある。

$D_{pw} \times n$  値 ( $d_m n$  値)  $50 \times 10^4$  を超えるような高速で回転するときには、より厳密な検討を行い予圧を選定する必要があるので、NSKにご相談ください。

表 9.1 アキシャルすきまの測定荷重

呼び外径 $D$ (mm)		測定荷重 (N)
を超え	以下	
10*	50	24.5
50	120	49
120	200	98
200	—	196

\*10mmはこの区分に含まれる。

表 9.2 はめあいの目標値

単位：μm

内径 $d$ 又は外径 $D$ (mm)		軸と内輪	ハウジング穴と外輪
を超え	以下	目標しめしろ	目標すきま
—	18	0~2	—
18	30	0~2.5	2~6
30	50	0~2.5	2~6
50	80	0~3	3~8
80	120	0~4	3~9
120	150	—	4~12
150	180	—	4~12
180	250	—	5~15

表 9.3 軸受系列79Cの予圧荷重とアキシャルすきまの平均値

軸受の呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシャルすきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャルすきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャルすきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシャルすきま (μm)
7900C	7	5	16	2	29	-1	58	-6
7901C	8.6	4	16	2	41	-3	77	-8
7902C	12	3	25	0	47	-4	104	-11
7903C	11	3	25	0	56	-5	119	-12
7904C	20	1	42	-3	80	-8	152	-15
7905C	19	1	37	-2	99	-9	203	-17
7906C	25	0	46	-3	95	-8	204	-16
7907C	33	2	67	-2	149	-9	297	-18
7908C	41	1	78	-3	196	-12	384	-22
7909C	49	0	104	-5	192	-11	391	-21
7910C	49	0	95	-4	240	-13	499	-24
7911C	60	-1	111	-5	296	-15	593	-26
7912C	60	-1	113	-5	305	-15	581	-25
7913C	74	-2	151	-7	348	-16	690	-27
7914C	101	-4	205	-10	503	-22	1 004	-36
7915C	103	-4	190	-9	489	-21	997	-35
7916C	104	-4	195	-9	503	-21	986	-34
7917C	138	-6	307	-14	629	-25	1 281	-41
7918C	153	-3	289	-9	740	-23	1 488	-39
7919C	154	-3	294	-9	800	-24	1 588	-40
7920C	191	-5	387	-13	905	-28	1 790	-46

備考 アキシャルすきま欄の数値は、測定値である。

初期接触角15°（接触角記号C）のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

■軸受の予圧

表 9.4 軸受系列70Cの予圧荷重とアキシアルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)
7000C	13	3	25	0	49	-5	96	-12
7001C	13	3	25	0	57	-6	120	-14
7002C	12	3	29	-1	66	-7	147	-16
7003C	15	2	30	-1	69	-7	156	-16
7004C	25	0	49	-4	119	-12	244	-22
7005C	30	-1	58	-5	148	-14	292	-24
7006C	41	1	75	-3	195	-13	386	-24
7007C	58	-1	121	-7	251	-16	493	-28
7008C	58	-1	114	-6	291	-17	594	-30
7009C	80	-3	144	-8	338	-19	695	-33
7010C	70	-2	152	-8	388	-20	791	-34
7011C	95	-4	200	-11	479	-24	971	-40
7012C	96	-4	189	-10	526	-25	1 092	-42
7013C	130	-6	260	-13	537	-24	1 062	-39
7014C	148	-7	285	-14	732	-30	1 460	-48
7015C	151	-7	294	-14	796	-31	1 573	-49
7016C	202	-6	382	-14	921	-31	1 880	-52
7017C	205	-6	393	-14	995	-32	1 956	-52
7018C	247	-8	502	-18	1 187	-37	2 373	-60
7019C	275	-9	549	-19	1 188	-36	2 348	-58
7020C	282	-9	534	-18	1 278	-37	2 572	-60

備考 アキシアルすきま欄の数値は、測定値である。

初期接触角15°（接触角記号C）のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

表 9.5 軸受系列72Cの予圧荷重とアキシアルすきまの平均値

軸受の 呼び番号	EL予圧		L予圧		M予圧		H予圧	
	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)	予圧荷重 (N)	アキシアル すきま (μm)
7200C	13	3	29	-1	68	-8	150	-18
7201C	20	1	39	-3	99	-12	197	-22
7202C	20	1	40	-3	97	-11	199	-21
7203C	25	0	46	-4	146	-16	296	-28
7204C	35	-2	68	-7	196	-20	384	-33
7205C	42	1	82	-4	193	-14	402	-27
7206C	57	-1	114	-7	292	-20	591	-35
7207C	75	-3	151	-10	385	-25	794	-43
7208C	98	-5	202	-13	501	-29	985	-47
7209C	123	-7	254	-16	534	-30	1 069	-49
7210C	127	-7	248	-15	590	-31	1 171	-50
7211C	142	-8	289	-17	788	-38	1 554	-60
7212C	190	-11	397	-22	928	-42	1 878	-67
7213C	219	-12	448	-23	1 069	-44	2 175	-70
7214C	243	-9	484	-20	1 164	-42	2 368	-69
7215C	270	-10	530	-21	1 224	-42	2 445	-68
7216C	305	-12	595	-24	1 367	-47	2 752	-76
7217C	355	-14	697	-27	1 658	-53	3 358	-85
7218C	384	-15	771	-29	1 865	-57	3 713	-90
7219C	448	-18	876	-33	2 081	-63	4 153	-99
7220C	503	-20	984	-36	2 337	-68	4 700	-107

備考 アキシアルすきま欄の数値は、測定値である。

初期接触角15°（接触角記号C）のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

■軸受の予圧

9.5.2 スラスト玉軸受の予圧荷重

スラスト玉軸受が比較的高速で回転しているとき、玉は旋回滑りを起こしやすい。玉が旋回滑りを起こさないために必要な最小アキシャル荷重は、次の式(9.1)及び式(9.2)で求めた値のうち、大きいほうを採る。

$$F_{a\ min} = \frac{C_{0a}}{100} \left( \frac{n}{N_{\max}} \right)^2 \dots\dots\dots(9.1)$$

$$F_{a\ min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots(9.2)$$

ここで  $F_{a\min}$ : 最小アキシャル荷重 (N) {kgf}  
 $C_{0a}$ : 基本静アキシャル定格荷重 (N) {kgf}  
 $n$ : 軸受の回転速度 ( $\text{min}^{-1}$ )  
 $N_{\max}$ : 軸受の許容回転数 (油潤滑) ( $\text{min}^{-1}$ )

9.5.3 スラスト自動調心ころ軸受の予圧荷重

スラスト自動調心ころ軸受は、使用中にころと外輪軌道面との間の滑りによって、かじりなどの損傷を起こすことがある。この滑りを起こさないために必要とする最小アキシャル荷重  $F_{a\ min}$  は、次式によって求められる。

$$F_{a\ min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots(9.3)$$

■軸受の予圧

9.6 テクニカルデータ

9.6.1 定位置予圧された軸受の荷重と変位

一群の同じ玉軸受又は円すいころ軸受を2個以上並べて一組として機能させるときの軸受を組合せ軸受という。組合せ軸受としてもっとも多く用いられる軸受の形式は単列アンギュラ玉軸受で、主として工作機械の主軸のように荷重を受けたときの軸受の変位をできるだけ小さくしたい要求がある場合に使用される。

2列組合せの場合には背面組合せ、正面組合せ、及び並列組合せの3とおりがあり、それぞれ組合せ記号DB、DF、DTで表される(図9.7)。

DB及びDF組合せは、両方向のアクシアル荷重を受けることができる。DB組合せはDF組合せと比較して作用点距離が大きいため、モーメント荷重が作用する用途に適しており、多く使用される。

DT組合せは、一方向のアクシアル荷重しか受けられないが、2個の軸受にアクシアル荷重を等しく分担させることができるので、一方向の荷重が大きい場合に用いられる。

DB及びDF組合せ軸受では、あらかじめ予圧・調整された組合せ軸受の予圧水準の中から適当に選ぶことにより、内輪・外輪のラジアル及びアクシアル方向の変位を必要限度内に小さくすることができる。

なお、DT組合せ軸受だけでは予圧することはできない。

予圧の大きさは、図9.9～図9.11に示す軸受間のすきま $\delta_{a0}$ を変えることにより調整でき、標準的には、微予圧(EL)、軽予圧(L)、中予圧(M)、重予圧(H)と大きさが段階的に決められている。従って、軸の振れや荷重による変位を極力抑えたいところにDB、DF組合せ軸受が多く用いられている。

3列組合せの場合にも3とおりがあり、それぞれ組合せ記号DBD、DFD、DTDで表わされる(図9.8)。このほか、目的によっては、4列組合せ、5列組合せがある。

組合せ軸受は予圧を与えて用いることが多いが、予圧荷重の大きさは、回転による軸受温度上昇、起動トルク、

回転トルク、騒音、更に軸受寿命にも影響を及ぼすので、必要以上に予圧を大きくすることは避け、適切な予圧を与えるようにしなければならない。

単列アンギュラ玉軸受にアクシアル荷重 $F_a$ がかかった場合のアクシアル変位量 $\delta_a$ は、一般に次式によって求められる。

$$\delta_a = c F_a^{2/3} \dots\dots\dots (9.4)$$

ここで  $c$ : 個々の軸受の形式寸法によって決まる定数

図9.9に2列DB組合せ、図9.10及び図9.11に3列DBD組合せの予圧線図を示す。

図9.9の組合せ軸受の内輪を、アクシアル方向に締め付けると、A側・B側軸受は、それぞれ $\delta_{a0A}$ 、 $\delta_{a0B}$ だけ変位して、内輪間のすきま $\delta_{a0}$ がなくなる。この状態で予圧 $F_{a0}$ が与えられたことになる。この予圧された軸受に、外からアクシアル荷重 $F_a$ がA側にかかる、A側は更にアクシアル方向に $\delta_{a1}$ だけ変位し、B側は同じ量だけ変位が減少して、A側・B側軸受の変位はそれぞれ $\delta_{aA} = \delta_{a0A} + \delta_{a1}$ 、 $\delta_{aB} = \delta_{a0B} - \delta_{a1}$ となる。すなわちA側にかかっている力は、予圧を含めて $(F_{a0} + F_a - F_a')$ であり、B側には $(F_{a0} - F_a')$ がかかる。

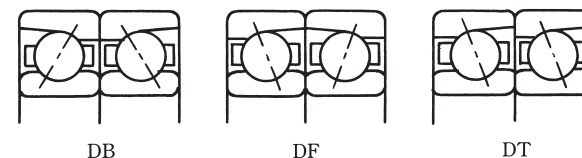


図9.7 2列組合せ

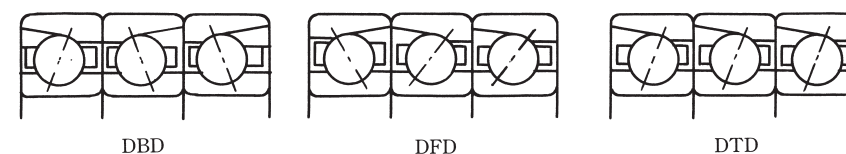


図9.8 3列組合せ軸受

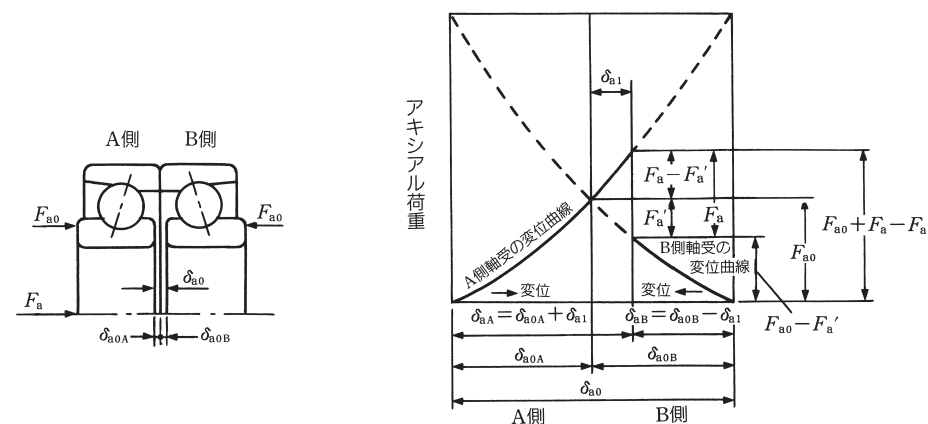


図9.9 2列DB組合せの予圧線図

■軸受の予圧

予圧する場合、A側には所定の寿命及び速度条件に対して、アキシャル荷重 ( $F_{a0} + F_a - F_a'$ ) に耐えられる負荷容量が必要である。 $\delta_{a0}$ は9. 5. 1項の表9.3～表9.5に示されている。

図9.10において外からアキシャル荷重  $F_a$  が軸受AA側にかかる場合、AA側、B側の軸受の変位、アキシャル荷重は、表9.6のようになる。

**表 9. 6**

方向	変位	アキシャル荷重
AA側	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F_a'$
B側	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F_a'$

**表 9. 7**

方向	変位	アキシャル荷重
A側	$\delta_{a0A} + \delta_{a1}$	$F_{a0} + F_a - F_a'$
BB側	$\delta_{a0B} - \delta_{a1}$	$F_{a0} - F_a'$

**備考** 初期接触角15° (接触角記号C) のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

図9.11において外からアキシャル荷重  $F_a$  が軸受A側にかかる場合、A側、BB側の軸受の変位、アキシャル荷重は、表9.7のようになる。

予圧の大きさに対するアキシャル荷重とアキシャル変位量の関係を7018C、7018Aの2列DBD組合せ及び3列DBD組合せについて示すと、図9.12～図9.17のようになる。

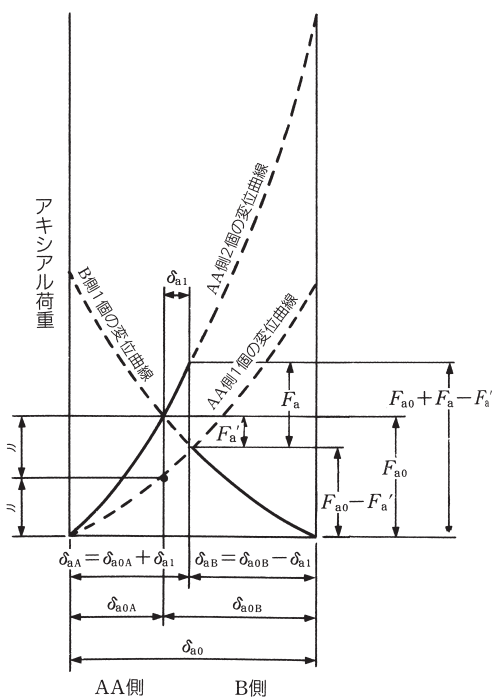
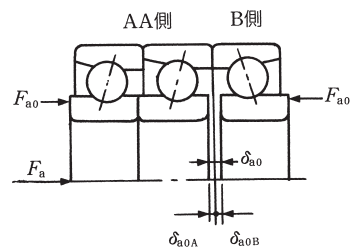


図 9. 10 3列 DBD 組合せの予圧線図  
(アキシャル荷重がAA側に加わる場合)

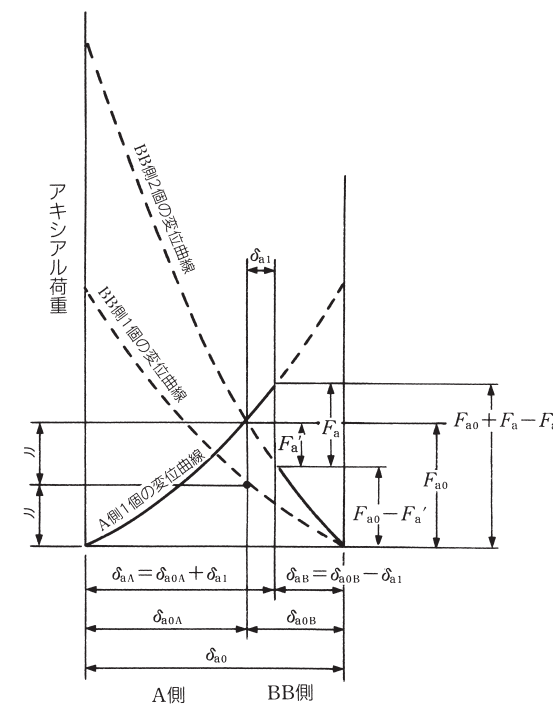
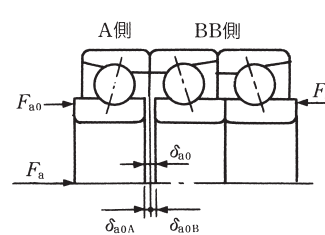


図 9. 11 3列 DBD 組合せの予圧線図  
(アキシャル荷重がA側に加わる場合)

■軸受の予圧

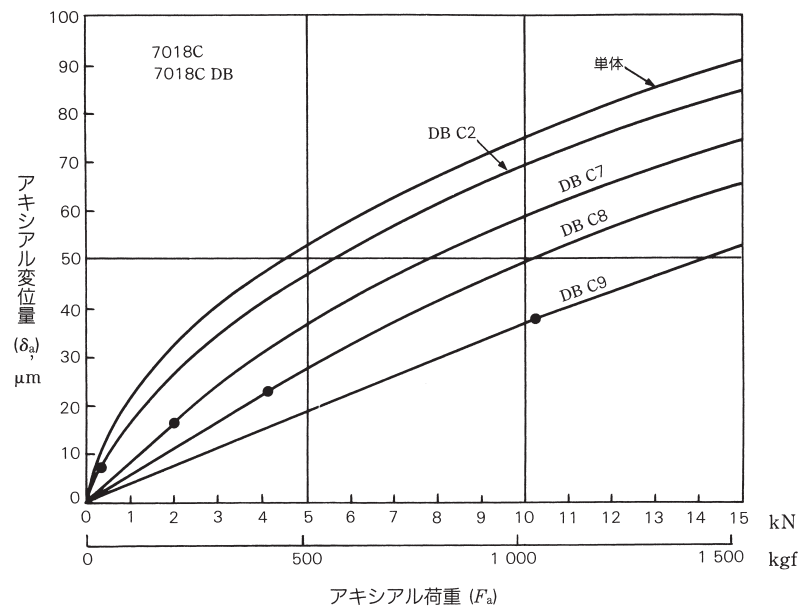


図 9.12

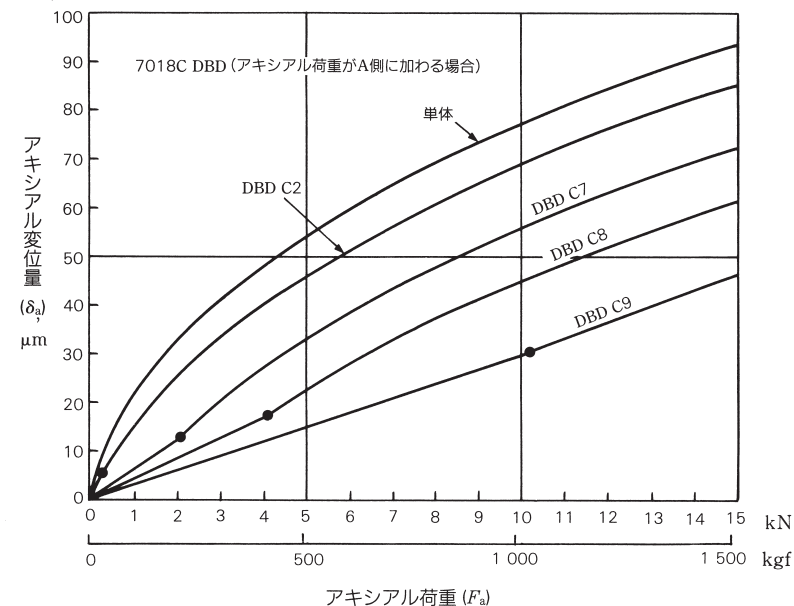


図 9.14

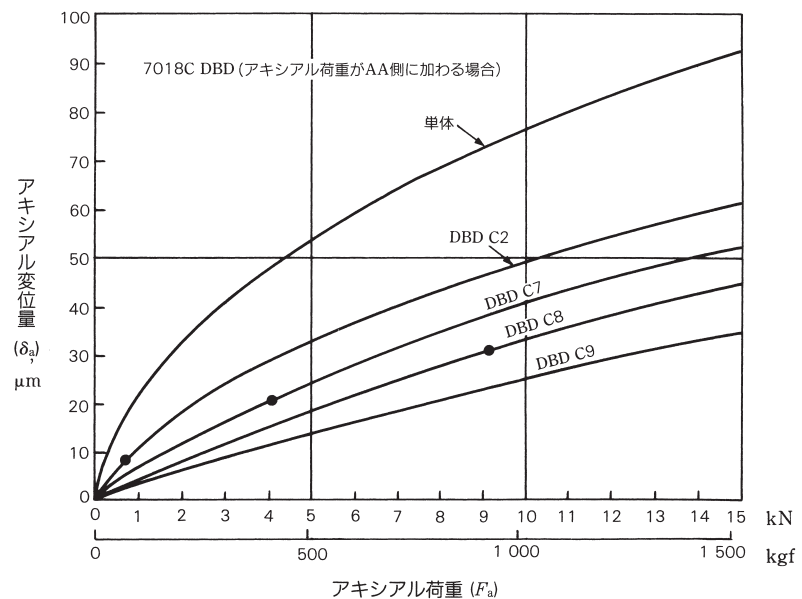


図 9.13

備考 図中荷重-変位曲線上に示した●は、予圧が抜ける点を示し、アキシャル荷重がこれより大きくなると、反スラスト側の軸受は荷重を受けない。

■軸受の予圧

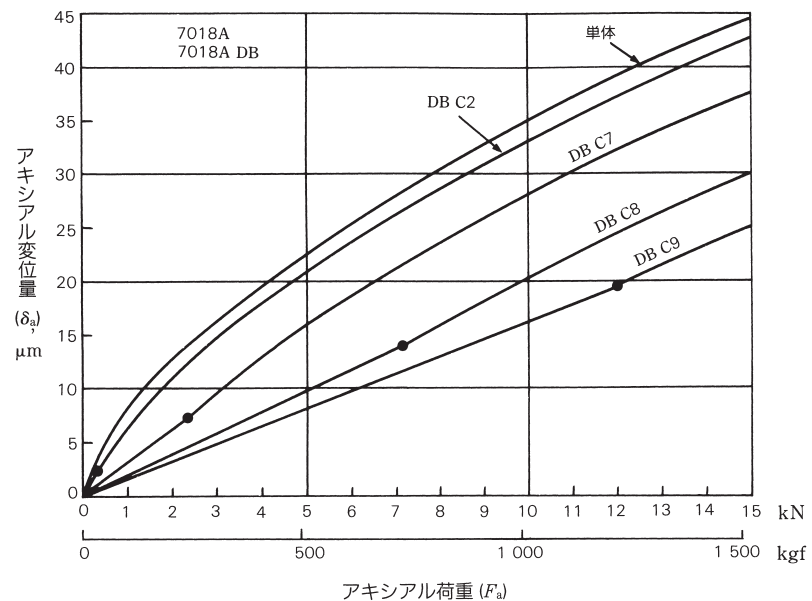


図 9.15

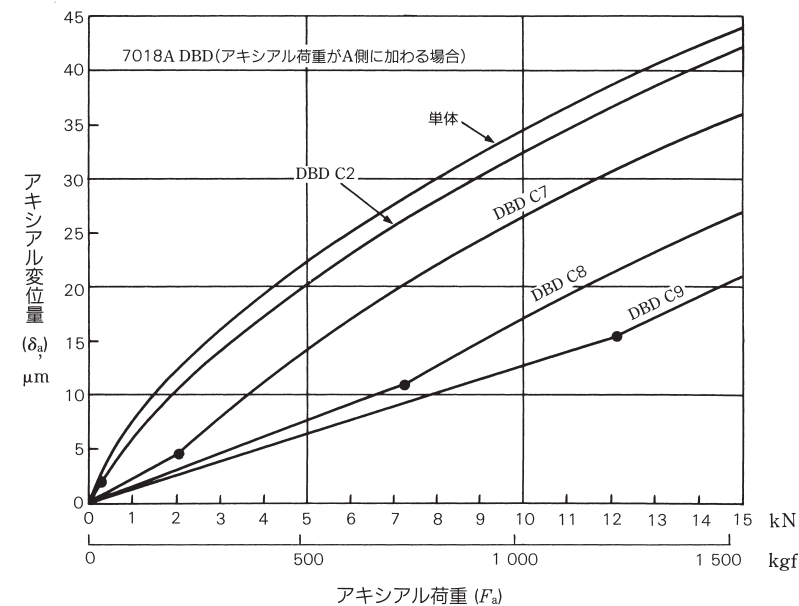


図 9.17

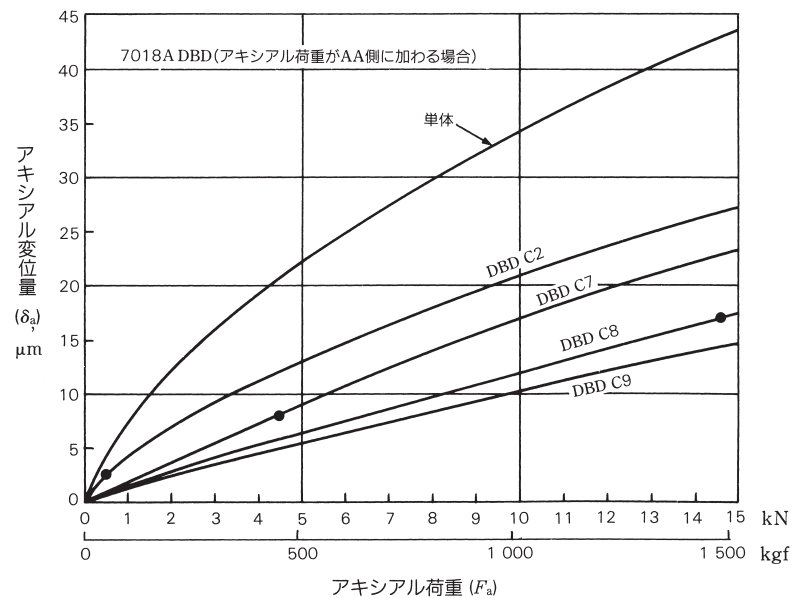


図 9.16

**備考** 図中荷重-変位曲線上に示した●は、予圧が抜ける点を示し、アキシャル荷重がこれより大きくなると、反スラスト側の軸受は荷重を受けなくなる。

■軸受の予圧

9.6.2 単列ラジアル玉軸受のアキシャル変位

接触角  $\alpha_0$  のラジアル玉軸受にアキシャル荷重  $F_a$  が加わり、内輪がアキシャル方向に  $\delta_a$  変位した場合、図9.18のように内輪の溝半径の中心  $O_i$  も  $\delta_a$  移動し、 $O_i'$  となり、接触角は  $\alpha$  となる。

このとき、転動体荷重  $Q$  方向の軌道溝及び転動体の弾性変形量を  $\delta_N$  とすると、図9.18より

$$(m_0 + \delta_N)^2 = (m_0 \cdot \sin\alpha_0 + \delta_a)^2 + (m_0 \cdot \cos\alpha_0)^2$$

$$\therefore \delta_N = m_0 \left\{ \sqrt{(\sin\alpha_0 + \frac{\delta_a}{m_0})^2 + \cos^2\alpha_0} - 1 \right\} \dots\dots(9.5)$$

また転動体荷重  $Q$  と弾性変形量  $\delta_N$  の間には、次の関係が成立する。

$$Q = K_N \cdot \delta_N^{3/2} \dots\dots(9.6)$$

ただし、 $K_N$  : 材料・寸法・形状により決まる定数

$$\therefore \text{ここで } m_0 = \left( \frac{r_e}{D_w} + \frac{r_i}{D_w} - 1 \right) D_w = B \cdot D_w$$

とおくと、式 (9.5)、(9.6) より

$$Q = K_N (B \cdot D_w)^{3/2} \left\{ \sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0} - 1 \right\}^{3/2}$$

$$\text{ただし、 } h = \frac{\delta_a}{m_0} = \frac{\delta_a}{B \cdot D_w}$$

また、 $K_N = K \cdot \frac{\sqrt{D_w}}{B^{3/2}}$  とおくと

$$Q = K \cdot D_w^2 \left\{ \sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \dots\dots(9.7)$$

一方、軸受にかかるアキシャル荷重と転動体荷重の関係は、図9.19より分かるように

$$F_a = Z \cdot Q \cdot \sin\alpha \dots\dots(9.8)$$

と表わされる。また、図9.18より

$$(m_0 + \delta_N) \sin\alpha = m_0 \cdot \sin\alpha_0 + \delta_a$$

$$\therefore \sin\alpha = \frac{m_0 \cdot \sin\alpha_0 + \delta_a}{m_0 + \delta_N} = \frac{\sin\alpha_0 + h}{1 + \frac{\delta_N}{m_0}}$$

式 (9.5) を代入すると

$$\sin\alpha = \frac{\sin\alpha_0 + h}{\sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0}} \dots\dots(9.9)$$

すなわち、軸受にかかるアキシャル荷重  $F_a$  とアキシャル方向変位  $\delta_a$  の関係は、式 (9.8) に式 (9.7)、(9.9) を代入して、次のように求めることができる。

$$F_a = K \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \frac{\left\{ \sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0} - 1 \right\}^{3/2} \times (\sin\alpha_0 + h)}{\sqrt{(\sin\alpha_0 + h)^2 + \cos^2\alpha_0}} \dots\dots(9.10)$$

ここで、 $K$  : 軸受の材料・設計により決まる定数

$D_w$  : 玉の直径

$Z$  : 玉数

$\alpha_0$  : 初期接触角 (単列深溝玉軸受の場合、(C012 ページ) の式 (5) より求める。)

しかし、実際のアキシャル変位は軸・ハウジングの肉厚及び材質や軸受との はめあい によって異なる。したがって、これら組立条件によってのアキシャル変位については、NSKにご相談ください。

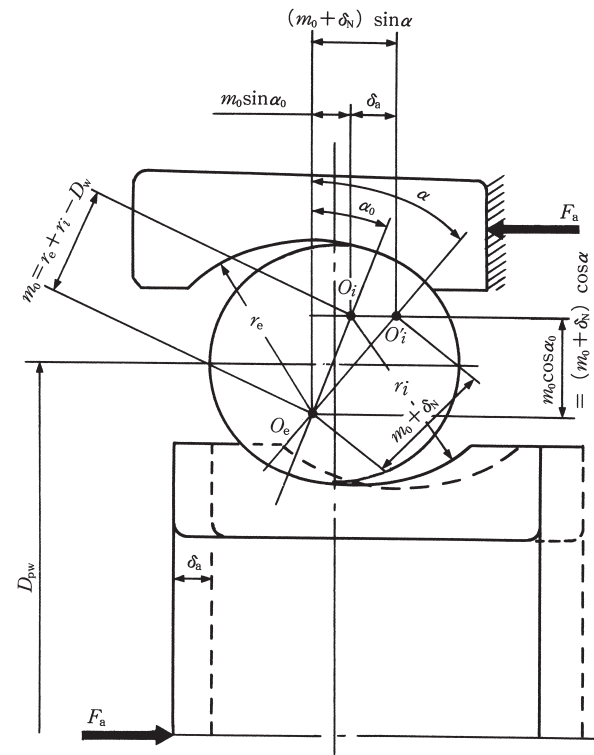


図 9.18

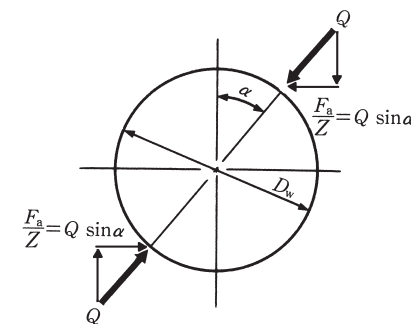


図 9.19

■軸受の予圧

図9.20に単列深溝玉軸受 6210 及び 6310 について、初期接触角  $\alpha_0=0^\circ, 10^\circ, 15^\circ$  の各々の場合のアキシアル荷重とアキシアル方向変位の関係を示す。初期接触角  $\alpha_0$  が大きいほど軸受のアキシアル方向剛性は大きくなり、6210 と 6310 の同じアキシアル荷重に対するアキシアル変位量の差が小さくなっている。また  $\alpha_0$  は軸受の溝半径とラジアルすきま によって決まる。

図9.21に 72系列の初期接触角  $15^\circ$  (C),  $30^\circ$  (A),  $40^\circ$  (B) のアキシアル荷重とアキシアル方向変位との関係を示す。

アンギュラ玉軸受の場合、初期接触角が大きいので、系列 70 と 73 の軸受についても接触角と内径番号が同じであれば 72系列とほとんど同じ値である。

アンギュラ玉軸受は回転精度を抑え、また外部荷重に対する軸受の弾性変形量を少なくするために組合せ軸受として予圧を与えて用いられることが多い。

外部荷重に対する弾性変形量を必要限度以下に抑えるため予圧量を決定するには荷重対変形の特性を知る必要がある。荷重と変位の関係は式 (9.10) より分かるように  $F_a \propto \delta_a^{3/2}$  又は  $\delta_a \propto F_a^{2/3}$  と表わすことができ、アキシアル方向変位量  $\delta_a$  は、アキシアル荷重  $F_a$  の2/3乗に比例する。このアキシアル荷重の指数が 1 より小さいことは、アキシアル荷重の増加に従ってアキシアル方向に変位する割合が小さくなることを意味し (図9.21参照)、予圧を与えて変位を抑えるという目的の裏付けとなっている。

**備考** 初期接触角 $15^\circ$  (接触角記号C) のアンギュラ玉軸受については、弊社Webサイトをご確認ください。

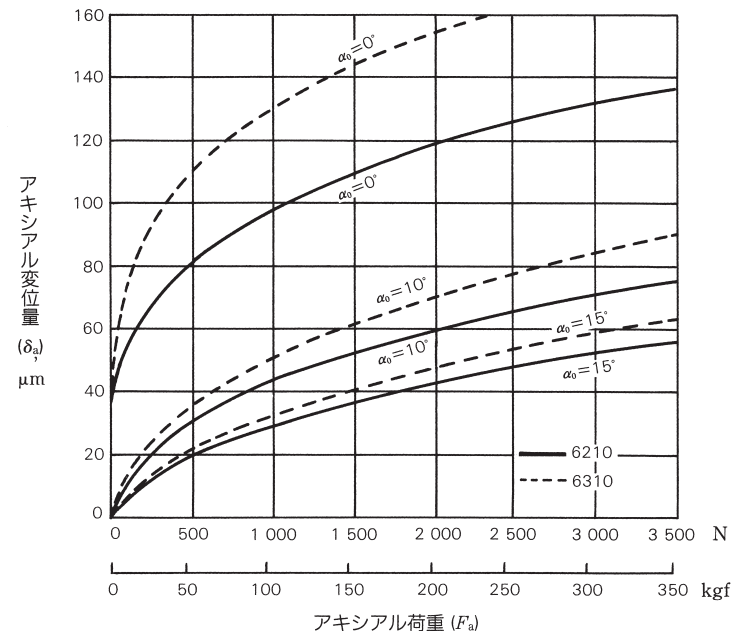


図 9.20 深溝玉軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位

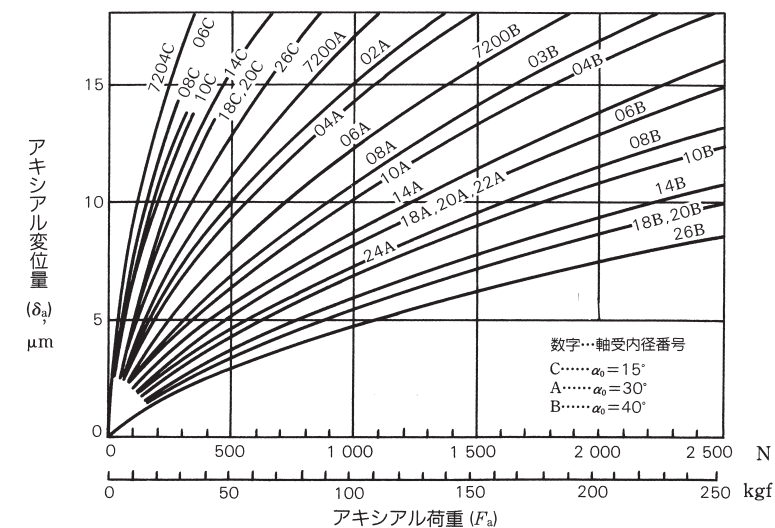


図 9.21 アンギュラ玉軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位

■軸受の予圧

9.6.3 円すいころ軸受のアキシャル変位

円すいころ軸受もアンギュラ玉軸受と同様に 2 個を一对に用いられるので、その取扱いもアンギュラ玉軸受と同様である。

例えば、工作機械主軸用軸受や自動車のデフピニオン軸受などの場合、軸の剛性を高めるために予圧を与えて使用することがある。

予圧を与えて軸受を使用する場合、アキシャル荷重とアキシャル変位の関係を知ることは重要なことである。

円すいころ軸受では軸受のみのアキシャル変位として、Palmgrenの実験式(9.11)が、実測とほぼ一致する。

しかし、実際のアキシャル変位は軸・ハウジングの肉厚及び材質や軸受との はめあい によって異なる。したがって、これら組立条件によつてのアキシャル変位については、NSKにご相談ください。

$$\left. \begin{aligned} \delta_a &= \frac{0.000077}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (\text{N}) \\ &= \frac{0.0006}{\sin\alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \quad (\text{kgf}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(9.11)$$

ここで、 $\delta_a$ ：内輪・外輪のアキシャル変位量 (mm)

$\alpha$ ：接触角=カップアングルの1/2 (°)

(図9.22参照)

$Q$ ：転動体荷重 (N), [kgf]

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin\alpha}$$

$L_{we}$ ：ころの有効長さ (mm)

$F_a$ ：アキシャル荷重 (N), [kgf]

$Z$ ：ころ数

式(9.11)は式(9.12)のように表わすことができる。

$$\delta_a = K_a \cdot F_a^{0.9} \dots\dots\dots(9.12)$$

ただし、

$$K_a = \frac{0.000077}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots\dots(\text{N})$$

$$= \frac{0.0006}{(\sin\alpha)^{1.9} Z^{0.9} L_{we}^{0.8}} \dots\dots\dots(\text{kgf})$$

ここで、 $K_a$ ：軸受の内部設計により決まる定数

円すいころ軸受におけるアキシャル荷重とアキシャル変位とをグラフにしたものが、図9.23である。

円すいころ軸受では変位量は、アキシャル荷重の0.9乗に比例するのに対し、玉軸受では2/3乗に比例するので、変位を抑えるために予圧を与える効果は玉軸受のほうが大きい。

円すいころ軸受の場合、むやみに大きな予圧を与えるると発熱、焼付き、寿命低下の原因となるので、特に注意が必要である。

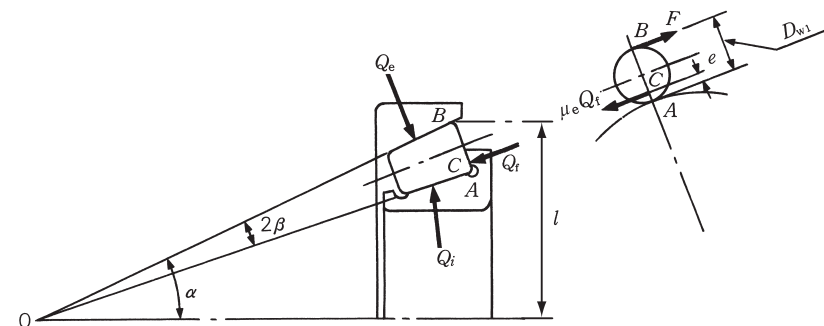


図 9.22

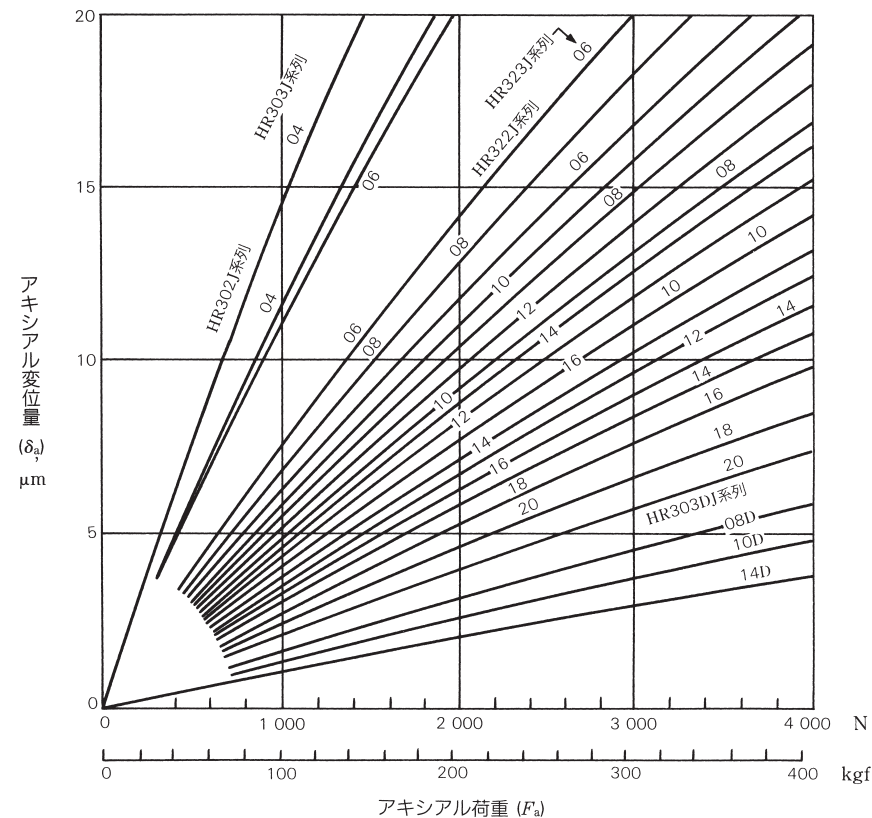
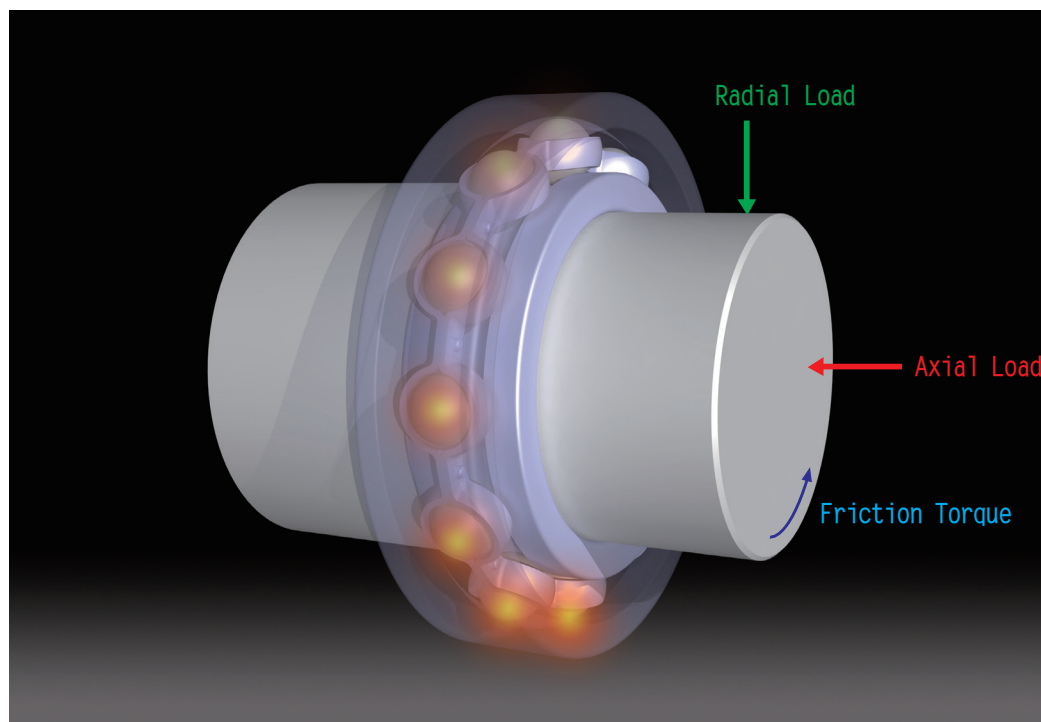


図 9.23 円すいころ軸受のアキシャル荷重とアキシャル変位

## 10. 軸受の摩擦

10.1 軸受の動摩擦係数 .....	A 216
10.1.1 軸受形式と動摩擦係数 $\mu$ .....	A 216
10.2 トルクの計算式 .....	A 216
10.3 テクニカルデータ .....	A 216
10.3.1 アンギュラ玉軸受の予圧と起動トルク .....	A 216
10.3.2 高速玉軸受の回転トルクの計算式 .....	A 218
10.3.3 円すいころ軸受の予圧と起動トルク .....	A 220
10.3.4 円すいころ軸受の回転トルクの計算式 .....	A 222



■軸受の摩擦

10 軸受の摩擦

10.1 軸受の動摩擦係数

10.1.1 軸受形式と動摩擦係数  $\mu$

$$\mu = \frac{M}{P \cdot \frac{d}{2}} \dots\dots\dots (10.1)$$

$M$  : 動摩擦トルク (N・mm), {kgf・mm}  
 $P$  : 軸受荷重 (動等価荷重) (N), {kgf}  
 $d$  : 軸径, 呼び内径 (mm)

表10.1 動摩擦係数

軸受形式	$\mu$ の概略値
深溝玉軸受	0.0013
アンギュラ玉軸受	0.0015
自動調心玉軸受	0.0010
スラスト玉軸受	0.0011
円筒ころ軸受	0.0010
円すいころ軸受	0.0022
自動調心ころ軸受	0.0028
保持器付き針状ころ軸受	0.0015
総ころ形針状ころ軸受	0.0025
スラスト自動調心ころ軸受	0.0028

10.2 トルクの計算式

軸受の動摩擦トルク (発熱)  
 $M = M_l + M_v$

荷重項 (軸受の形式や荷重によって決まる)  
 $M_l = f_1 F d_m$   
 $f_1$  : 軸受形式や荷重により決まる係数  
 $F$  : 荷重  
 $d_m$  : 軸受のピッチ径

速度項 (油の粘度, 量, 回転速度によって決まる)  
 $M_v = f_0 (v_0 n)^{2/3} d_m^3$   
 $f_0$  : 軸受形式と潤滑法により決まる係数  
 $v_0$  : 油の動粘度  
 $n$  : 回転速度

10.3 テクニカルデータ

10.3.1 アンギュラ玉軸受の予圧と起動トルク

アンギュラ玉軸受は, 円すいころ軸受と同様に, 単体で用いることはなく, 2個を対向させて使うか, 2個以上の組合せ軸受として使われる。

背面組合せ軸受, 正面組合せ軸受は, 予圧により軸受の剛性を調整することができ, その予圧には微予圧 (EL), 軽予圧 (L), 中予圧 (M), 重予圧 (H) の標準予圧がある。予圧を大きくすれば, 軸受の摩擦トルクも増える。

アンギュラ玉軸受の起動トルクは, 玉と内輪・外輪の接触面におけるスピン摩擦によるトルクが大部分を占める。

スピンによる軸受の起動トルク  $M$  は, 式 (10.2) のように表わされる。

$$M = M_s \cdot Z \sin \alpha \quad (\text{mN} \cdot \text{m}), \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\} \dots\dots\dots (10.2)$$

ここで,  $M_s$  : 接触角  $\alpha$  の軸を中心としたスピン摩擦

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s \cdot Q \cdot a \cdot E(k) \quad (\text{mN} \cdot \text{m}), \{\text{kgf} \cdot \text{mm}\}$$

$\mu_s$  : 接触面の滑り摩擦係数  
 $Q$  : 転動体荷重 (N), {kgf}  
 $a$  : 接触だ円の長半径 (mm)

$$E(k) : k = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$$

を母数とする第2種完全だ円積分  
 $b$  : 接触だ円の短半径 (mm)  
 $Z$  : 玉の数  
 $\alpha$  : 接触角 (°)

接触角 15° のアンギュラ玉軸受の実験結果は, 式 (10.2) で  $\mu_s = 0.15$  としたときの計算結果とよく合う。図10.1に 70C 及び 72C系列の軸受の摩擦トルクの計算結果を示す。

**備考** 初期接触角15° (接触角記号C) のアンギュラ玉軸受については, 弊社Webサイトをご確認ください。

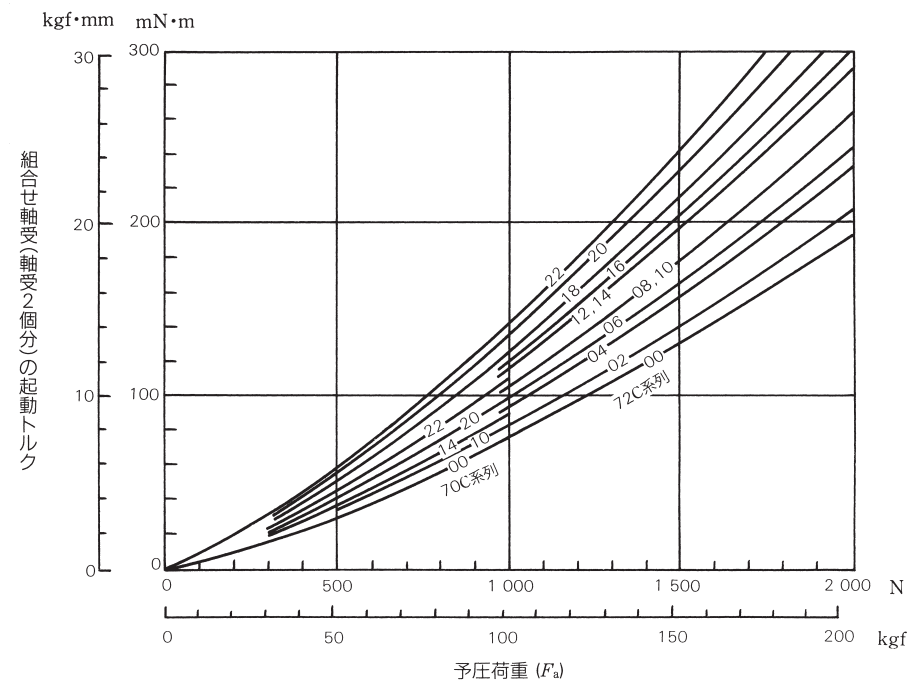


図10.1 アンギュラ玉軸受 ( $\alpha = 15^\circ$ ) 背面又は正面組合せの予圧荷重と起動トルク

■軸受の摩擦

10.3.2 高速玉軸受の回転トルクの計算式

ジェット潤滑されたアキシャル荷重下的高速玉軸受の回転トルクの計算式を紹介する。この計算式は、内径10～30mmのアンギュラ玉軸受の実験結果によっているが、より大きい寸法の軸受に対しても適用できる。

回転トルク  $M$  は、式 (10.3) のように荷重項  $M_I$  と高速項  $M_v$  の和として求められる。

$$M = M_I + M_v \text{ (mN}\cdot\text{m), [kgf}\cdot\text{mm]} \quad \dots\dots\dots (10.3)$$

荷重項  $M_I$  は流体摩擦以外の速度に無関係な摩擦項であり、実験により式 (10.4) のように表わされる。

$$M_I = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \text{ (mN}\cdot\text{m)} \left. \begin{array}{l} \\ = 1.06 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \text{ [kgf}\cdot\text{mm]} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (10.4)$$

ここで  $D_{pw}$ : 転動体のピッチ径 (mm)  
 $F_a$ : アキシャル荷重 (N), [kgf]

速度項  $M_v$  は流体摩擦項であり、回転速度の影響を受け、式 (10.5) のように表わされる。

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \text{ (mN}\cdot\text{m)} \left. \begin{array}{l} \\ = 3.54 \times 10^{-11} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \text{ [kgf}\cdot\text{mm]} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (10.5)$$

ここで  $n_i$ : 内輪の回転速度 (min<sup>-1</sup>)  
 $Z_B$ : 外輪温度における油の絶対粘度 (mPa·s) {cp}  
 $Q$ : 給油量 (kg/min)

粘度及び給油量の影響する指数  $a$  と  $b$  は、回転速度によって変化し、それぞれ式 (10.6), (10.7) のように表わされる。

$$a = 24n_i^{-0.37} \dots\dots\dots (10.6)$$

$$b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \dots\dots\dots (10.7)$$

高速玉軸受の回転トルクの測定結果の一例を図10.2に示す。また、この計算式による値と測定結果の比較を図10.3に示す。なお、接触角が30°を超えるとスピン摩擦

の影響が大きく、この計算式では回転トルクが多少小さめに計算される。

例題

高速アンギュラ玉軸受 20BNT02 (φ20×φ47×14) を次の条件で使用するときの回転トルクを求め。

$n_i = 70\,000 \text{ min}^{-1}$   
 $F_a = 590 \text{ N, [60 kgf]}$   
 ジェット潤滑油の粘度 10 mPa·s {10 cp}  
 給油量 1.5 kg/min

式 (10.4) より

$$M_I = 0.672 \times 10^{-3} D_{pw}^{0.7} F_a^{1.2} \\ = 0.672 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (590)^{1.2} \\ = 16.6 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M_I = 1.06 \times 10^{-3} \times (33.5)^{0.7} \times (60)^{1.2} \\ = 1.7 \text{ [kgf}\cdot\text{mm]}$$

式 (10.6) 及び (10.7) より

$$a = 24n_i^{-0.37} \\ = 24 \times (70\,000)^{-0.37} = 0.39 \\ b = 4 \times 10^{-9} n_i^{1.6} + 0.03 \\ = 4 \times 10^{-9} \times (70\,000)^{1.6} + 0.03 = 0.26$$

式 (10.5) より

$$M_v = 3.47 \times 10^{-10} D_{pw}^3 n_i^{1.4} Z_B^a Q^b \\ = 3.47 \times 10^{-10} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4} \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26} \\ = 216 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M_v = 3.54 \times 10^{-11} \times (33.5)^3 \times (70\,000)^{1.4} \times (10)^{0.39} \times (1.5)^{0.26} \\ = 22.0 \text{ [kgf}\cdot\text{mm]}$$

$$M = M_I + M_v = 16.6 + 216 = 232.6 \text{ (mN}\cdot\text{m)}$$

$$M = M_I + M_v = 1.7 + 22 = 23.7 \text{ [kgf}\cdot\text{mm]}$$

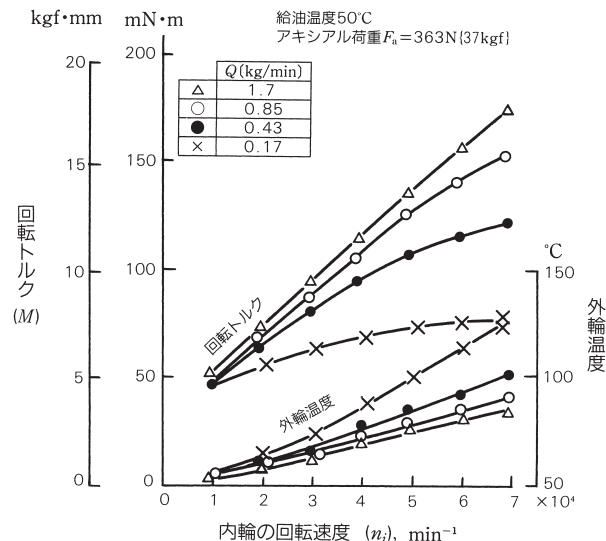


図10.2 実測例

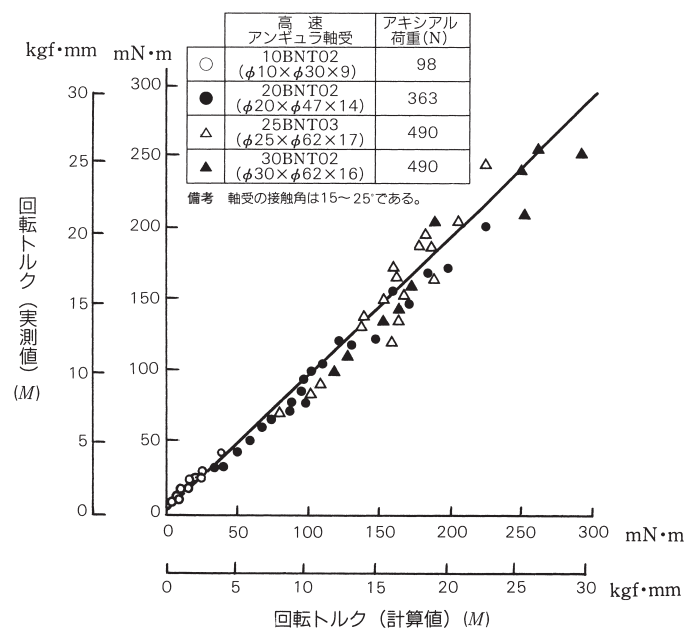


図10.3 実測値と計算値の比較

■軸受の摩擦

10.3.3 円すいころ軸受の予圧と起動トルク

円すいころ軸受にアキシャル荷重  $F_a$  が加わるとき、ころに生じる力の釣合いは、式 (10.8)、(10.9) 及び (10.10) のように表わされる。

$$Q_e = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (10.8)$$

$$Q_i = Q_e \cos 2\beta = \frac{\cos 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \quad \dots\dots\dots (10.9)$$

$$Q_f = Q_e \sin 2\beta = \frac{\sin 2\beta}{Z \sin \alpha} F_a \quad \dots\dots\dots (10.10)$$

- ここで  $Q_e$ : 外輪にかかる転動体荷重 (N), {kgf}
- $Q_i$ : 内輪にかかる転動体荷重 (N), {kgf}
- $Q_f$ : 内輪大つばにかかる転動体荷重 (N), {kgf}
- ( $Q_f \perp Q_i$  とする)
- $Z$ : ころ数
- $\alpha$ : 接触角=カップアングルの1/2 (°)
- $\beta$ : ころ円すい角の1/2 (°)
- $D_{w1}$ : ころ最大径 (mm) (図10.4)
- $e$ : ころ端面とつばとの接触位置 (図10.4)

図10.4において、外輪に円周方向の力  $F$  を加えて、ころがその方向に転がるとき、ころ回転の瞬間中心  $A$  に関する接触点  $C$  の起動トルクは、 $e \mu_e Q_f$  である。したがって、摩擦トルクとの釣合いは

$$D_{w1} F = e \mu_e Q_f \quad \{mN \cdot m\}, \{kgf \cdot mm\} \quad \dots\dots\dots (10.11)$$

ここで  $\mu_e$ : ころ端面と内輪大つばとの摩擦係数

軸受1個の起動トルク  $M$  は式 (10.12) のように表わされる。

$$M = F Z l$$

$$= \frac{e \mu_e l \sin 2\beta}{D_{w1} \sin \alpha} F_a \quad \{mN \cdot m\}, \{kgf \cdot mm\} \quad \dots\dots\dots (10.12)$$

$D_{w1} = 2 \overline{OB} \sin \beta$ ,  $l = \overline{OB} \sin \alpha$  であるから、式 (10.12) へ代入することにより

$$M = e \mu_e \cos \beta F_a \quad \{mN \cdot m\}, \{kgf \cdot mm\} \quad \dots\dots\dots (10.13)$$

この起動トルク  $M$  はころ端面と内輪大つばとの滑り摩擦抵抗だけを考慮して求めたものであるが、円すいころ軸受では荷重の大きさがある程度以上 (予圧として云々する程度の大きさ) では、ころ端面と内輪大つばとの間の滑り摩擦抵抗が軸受の起動トルクにとって決定的であり、その他の原因による起動トルクは無視し得るものと考えられる。式 (10.12) において、 $e$  及び  $\beta$  は軸受の設計上決まる値であり、したがって、 $\mu_e$  の値を仮定すれば起動トルクを計算することができる。

$\mu_e$  や  $e$  の値はばらつきなしには考えられず、同一呼び番号の軸受でも、個々の軸受の起動トルクはばらつくものである。 $e$  の値として設計上の値を用いる場合、いくつかの実験例によれば、平均的には  $\mu_e = 0.20$  として計算すると、軸受の起動トルクの平均的な値を推定できる。円すいころ軸受の各系列について計算した結果を、図10.5に示す。

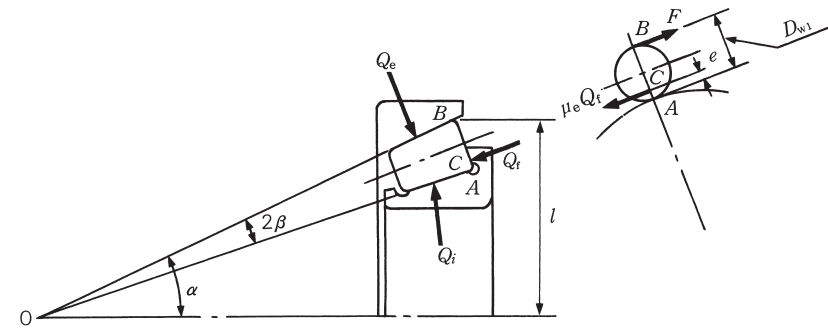


図10.4

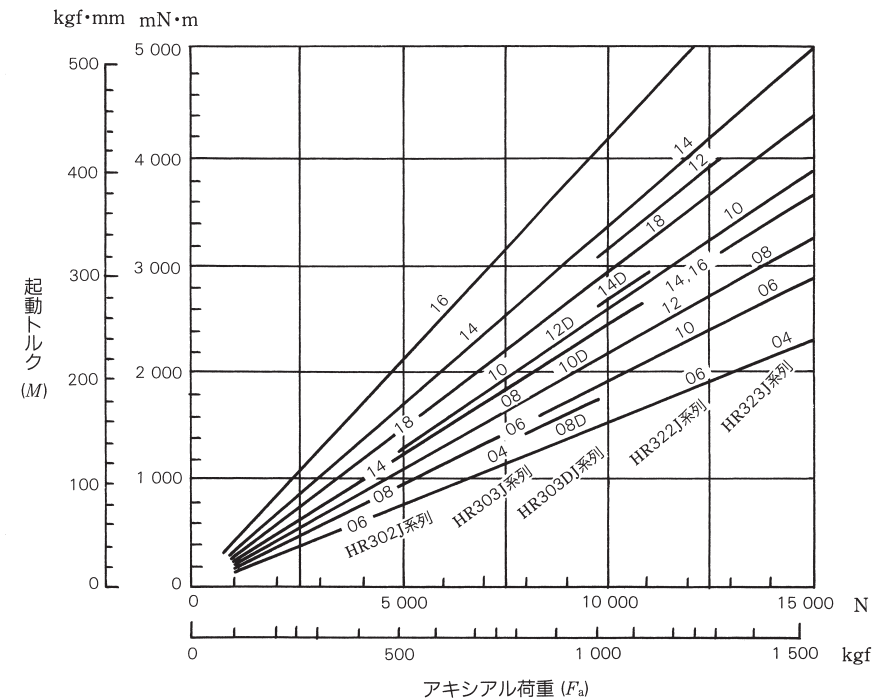


図10.5 円すいころ軸受のアキシャル荷重と起動トルク

■軸受の摩擦

10.3.4 円すいころ軸受の回転トルクの計算式

円すいころ軸受をアキシャル荷重下で使用する場合の回転トルクの計算式をその主体である次の二つの摩擦を基礎にして解析した。

(1) ころと内輪・外輪軌道面の転がり抵抗(摩擦)  
——弾性ヒステリシスと EHL の粘性転がり抵抗——

(2) 内輪つばところ端面間の滑り摩擦

円すいころ軸受にアキシャル荷重  $F_a$  が加わると、力の釣合いにより、図10.6の力がころにかかる。

$$Q_e \doteq Q_i = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (10.14)$$

$$Q_i = \frac{F_a \sin 2\beta}{Z \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (10.15)$$

- ここで  $Q_e$ : 外輪にかかる転動体荷重
- $Q_i$ : 内輪にかかる転動体荷重
- $Q_f$ : 内輪大つばにかかる転動体荷重
- $Z$ : ころ数
- $\alpha$ : 接触角(カップアングルの $\frac{1}{2}$ )
- $\beta$ : ころ円すい角の $\frac{1}{2}$

一方、各部に働く摩擦力を考えるとき、単純化のためころ中央の直径  $D_w$  を用いてモデル化すると、図10.7のようになる。

- ここで  $M_i, M_e$ : 転がり抵抗(モーメント)
- $F_{si}, F_{se}, F_{sf}$ : 滑り摩擦
- $R_i, R_e$ : 内輪・外輪の軌道中央の半径
- $e$ : ころ端面とつばとの接触高さ

図10.7において、ころの滑り摩擦力とモーメントとの釣合いを考えると、次式が得られる。

$$F_{se} - F_{si} = F_{sf} \quad \dots\dots\dots (10.16)$$

$$M_i + M_e = \frac{D_w}{2} F_{se} + \frac{D_w}{2} F_{si} + \left( \frac{D_w}{2} - e \right) F_{sf} \quad \dots\dots\dots (10.17)$$

式(10.16)及び(10.17)を用いて外輪(内輪)にかかる回転トルク  $M$  を求めると、ころ数  $Z$  倍して、

$$\begin{aligned} M &= Z (R_e F_{se} - M_e) \\ &= \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \\ &= M_R + M_S \end{aligned}$$

となり、軌道面の摩擦  $M_R$  とつば部の摩擦  $M_S$  とに分離される。また、 $M_R$  と  $M_S$  はそれぞれ転がり摩擦と滑り摩擦でもある。

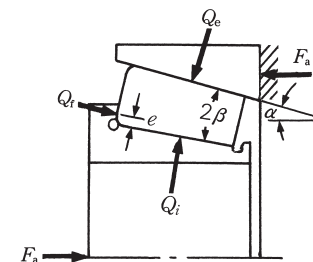


図10.6 ころにかかる力

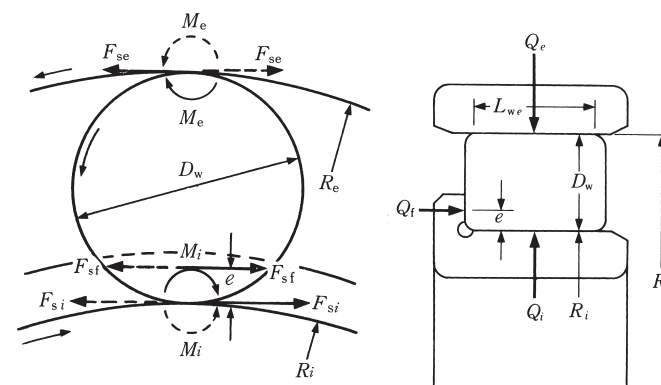


図10.7 摩擦発生箇所のモデル

■軸受の摩擦

円すいころ軸受の回転トルク  $M$  は、軌道面の転がり摩擦  $M_R$  とつば面の滑り摩擦  $M_S$  とで表わされる。

$$M = M_R + M_S = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + \frac{Z}{D_w} R_e e F_{sf} \dots\dots\dots (10.18)$$

つば面の滑り摩擦  $M_S$

$M_S$  中の  $F_{sf}$  は滑りによる接線力なので、動摩擦係数  $\mu$  を用い  $F_{sf} = \mu Q_f$  と直す。更に、アキシャル荷重  $F_a$  に置き換えると、次式のようになる。

$$M_S = e \mu \cos \beta F_a \dots\dots\dots (10.19)$$

これは起動トルクの式と同じ形であるが、 $\mu$  は一定でなく、回転条件やなじみにより減少する。その意味では、式 (10.19) は次式で表わせる。

$$M_S = e \mu_0 \cos \beta F_a f'(A, t, \sigma) \dots\dots\dots (10.20)$$

ここで、 $\mu_0 \approx 0.2$  とし、 $f'(A, t, \sigma)$  はなじみや油膜形成によって減少する関数で、起動時には 1 とする。

軌道面の転がり摩擦  $M_R$

軌道部分の転がり抵抗は、そのほとんどが油の粘性抵抗 (EHL 転がり抵抗) である。式 (10.18) 中の  $M_i$ 、 $M_e$  がこれに相当し、理論式も存在するが実験の結果修正を要し、補正項を付け次式を導いた。

$$M_{i,e} = \left[ f(w) \left( \frac{1}{1 + 0.29L^{0.78}} \right) \frac{4.318}{\alpha_0} (G \cdot U)^{0.658} W^{0.0126} R^2 L_{we} \right]_{i,e} \dots\dots\dots (10.21)$$

$$f(w) = \left( \frac{k F_a}{E' D_w L_{we} Z \sin \alpha} \right)^{0.3} \dots\dots\dots (10.22)$$

したがって、 $M_R$  は式 (10.21)、(10.22) を用いて

$$M_R = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e)$$

から求まる。

軸受の回転トルク  $M$

上記により、円すいころ軸受の回転トルク  $M$  は、式 (10.23) のように表わせる。

$$M = \frac{Z}{D_w} (R_e M_i + R_i M_e) + e \mu_0 \cos \beta F_a f'(A, t, \sigma) \dots\dots\dots (10.23)$$

図10.8、図10.9のように、式 (10.23) による値と実測値とはかなりよく一致し、精度の高い回転トルクの見積りが可能となった。必要に応じ、NSKにご相談ください。

[記号の説明]

- $G, W, U$ : EHL無次元量
- $L$ : 熱負荷係数
- $\alpha_0$ : 潤滑油粘度の圧力係数
- $R$ : 等価半径
- $k$ : 定数
- $E'$ : 等価弾性係数
- $\alpha$ : 接触角=カップアングルの1/2
- $R_i, R_e$ : 内輪外輪軌道半径 (中央)
- $\beta$ : ころ円すい角の1/2
- $i, e$ : それぞれ内輪・外輪を示す。
- $L_{we}$ : ころの有効長さ

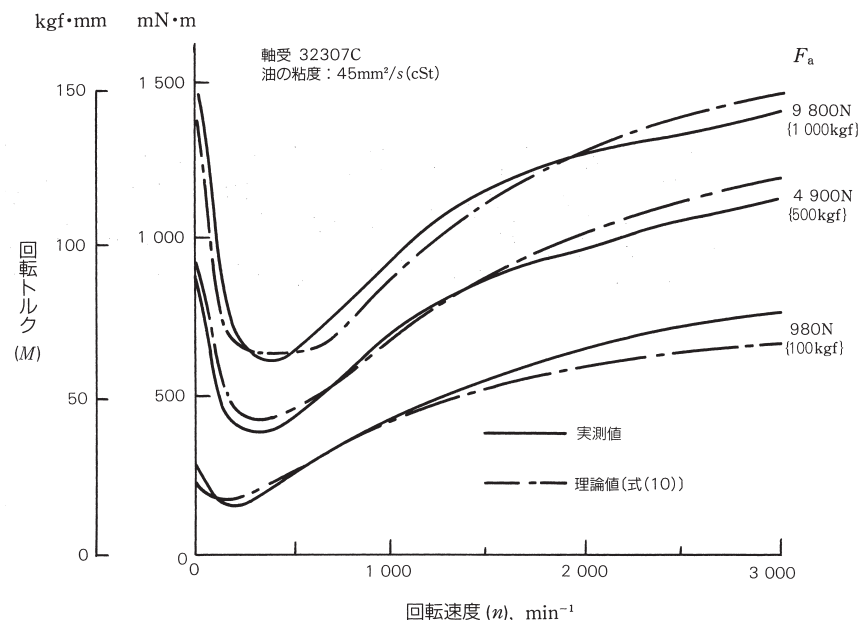


図10.8 理論値と実測値との比較

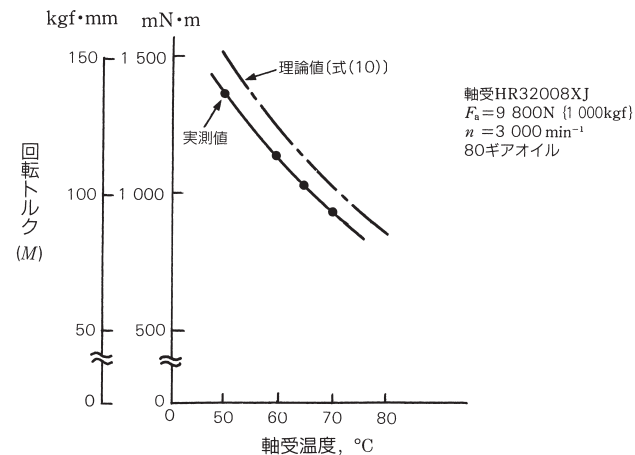


図10.9 粘度変化と回転トルク



## 11. 潤滑

11.1 潤滑の目的	A 228
11.2 潤滑方法	A 228
11.2.1 グリース潤滑	A 228
(1) ハウジング内へのグリースの充てん量	A 228
(2) グリースの補給	A 229
(3) グリースの補給間隔	A 229
(4) 密封玉軸受のグリース寿命	A 231
11.2.2 油潤滑	A 232
(1) 油浴法	A 232
(2) 滴下給油法	A 232
(3) 飛まつ給油法	A 232
(4) 循環給油法	A 233
(5) ジェット給油法	A 234
(6) 噴霧給油法	A 235
(7) オイルエア給油法	A 235
11.3 潤滑剤	A 236
11.3.1 潤滑グリース	A 236
(1) 基油	A 236
(2) 増ちょう剤	A 236
(3) 添加剤	A 236
(4) ちょう度	A 236
(5) 異種グリースの混合	A 238
11.3.2 潤滑油	A 238
11.4 テクニカルデータ	A 240
11.4.1 潤滑グリースの銘柄と性能	A 240

## 11 潤滑

### 11.1 潤滑の目的

転がり軸受の潤滑の目的は、軸受内部の摩擦及び摩耗を減らし、焼付きを防止することである。潤滑の効用は、次のとおりである。

(1) 摩擦及び摩耗の減少

軸受を構成する軌道輪、転動体及び保持器の、相互に接触する部分において、金属接触を防止し、摩擦、摩耗を減らす。

(2) 疲れ寿命の延長

軸受の転がり疲れ寿命は、回転中の転がり接触面が十分に潤滑されているときには長くなる。逆に、潤滑油の粘度が低く、潤滑油膜の厚さが不十分な場合には短くなる。

(3) 摩擦熱の搬出、冷却

循環給油法などでは、摩擦により発生した熱、あるいは外部から伝わる熱を、油によって搬出、冷却し、軸受の過熱を防ぎ、潤滑油自身の劣化を防止する。

(4) その他

軸受内部に異物が侵入するのを防止し、あるいはさびや腐食の発生を防ぐという効果もある。

### 11.2 潤滑方法

軸受の潤滑方法は、グリース潤滑と油潤滑に大別される。軸受の機能を十分に発揮させるためには、その使用条件、使用目的によく適合した潤滑方法を用いることが第一である。

潤滑だけを考えれば、油潤滑が優れているが、グリース潤滑は、軸受周辺の構造を簡略化できる特長がある。グリース潤滑と油潤滑との得失を比較して表11.1に示す。

表11.1 グリース潤滑と油潤滑の得失

項目	グリース潤滑	油潤滑
ハウジング構造 密封装置	簡略化できる	やや複雑になり、保守に注意が必要
回転速度	許容回転数は、油潤滑の場合の65~80%	グリース潤滑に比べ、高い回転数でも使用可能
冷却作用 冷却効果	なし	熱を効果的に放出できる (循環給油法の場合など)
潤滑剤の流動性	劣る	非常によい
潤滑剤の取替え	やや複雑	比較的簡単
ごみのろ過	困難	容易
潤滑剤の漏れ汚染	漏れによる汚染が少ない	油漏れにより汚染を嫌う箇所には不適

#### 11.2.1 グリース潤滑

(1) ハウジング内へのグリースの充てん量

ハウジング内へ充てんするグリース量は、軸受の回転速度、ハウジングの構造、空間容積、グリース銘柄、雰囲気などによって異なる。温度上昇を極度に嫌う工作機械の主軸用軸受などでは、グリースの充てん量を少な目にするが、一般的な目安は、以下のとおりとする。

まず、軸受内部には十分にグリースを詰める。このとき、保持器案内面などにもグリースを押し込むことが必要である。次に、ハウジング内部の軸及び軸受を除いた空間容積に対して、

1/2~2/3 (許容回転数の50%以下の回転のとき)

1/3~1/2 (許容回転数の50%以上の回転のとき)

程度の量を充てんする。

(2) グリースの補給

一般に、グリースを一度充てんすれば、長期間補給しなくてもよいが、運転条件によっては、たびたびグリースの補給又は交換を必要とすることがある。したがって、ハウジングの設計にはこの点の配慮が必要である。

補給間隔が短い場合、ハウジングの適正な位置に、補給口及び排出口を設け、劣化したグリースが新しいグリースと置き換えられるようにする。例えば、グリース補給側のハウジング空間を、グリースセクターによって数か所に仕切っておき、一つの仕切り内にだけ充満したグリースが、軸受内部へ流れ込むようにする。軸受内部から押し出されたグリースは、グリースバルブによって、ハウジング外へ排出される(図11.1)。グリースバルブを用いない場合には、排出側のハウジング空間を広くしておき、古いグリースをここにため、定期的にかバーを外して取り出す。

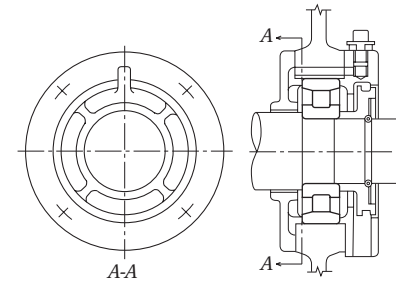


図11.1 グリースセクターとグリースバルブの併用例

(3) グリースの補給間隔

高品質のグリースであっても、使用時間の経過とともに性状は劣化し、潤滑機能が低下するので、適宜、グリースの補給を行わなければならない。グリースの補給間隔を運転時間で示すと、図11.2の(1)、(2)がおおよその目安となる。図11.2は、高品質のリチウム石けん-鉱油系のグリースを用いて、温度70℃、荷重は普通荷重(玉軸受:P/C=0.09、円筒ころ軸受、円すいころ軸受:P/C=0.08、自動調心ころ軸受:P/C=0.10)の場合のグラフである。

・温度

70℃を超える場合には、軸受温度が15℃上がるごとに、グリースの補給間隔を半減させる必要がある。

・グリース

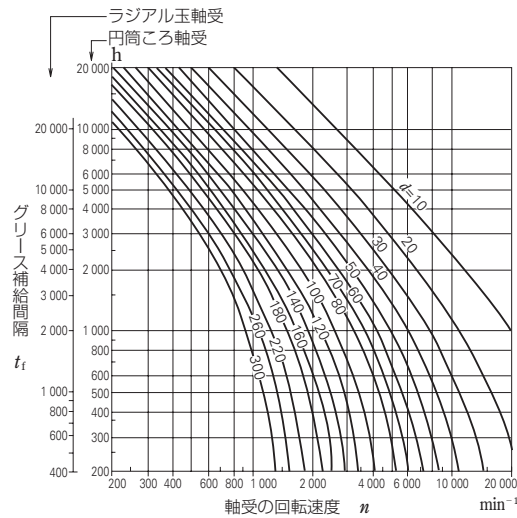
特に玉軸受の場合、使用するグリースによって更に補給間隔を延ばすことができます。(例えば、高品質の合成油系リチウム石けんグリースでは図11.2に対して約2倍の補給間隔をとることができます。

また、70℃以下で使用する場合は鉱油系リチウム石けんグリースや合成油系リチウム石けんグリースを用いることが適当です)

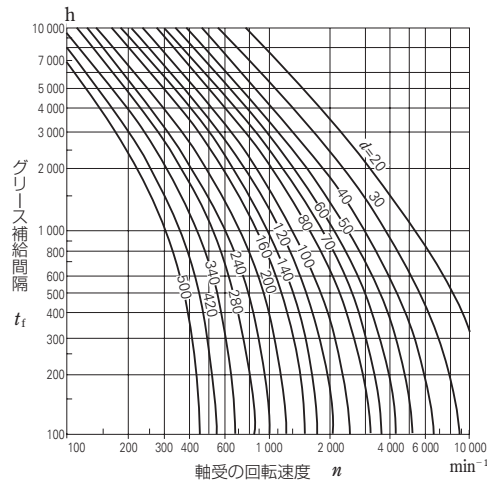
詳しくはNSKにご相談下さい。

・荷重

荷重により補給間隔は変わります。図11.2(3)参照  
P/Cが0.16を超える場合はNSKにご相談下さい。



(1) ラジアル玉軸受・円筒ころ軸受



(2) 円すいころ軸受・自動調心ころ軸受

(3) 荷重係数

P/C	玉軸受	≤0.05	0.09	0.12	0.15
	円筒ころ軸受	≤0.05	0.08	0.11	0.13
	円すいころ軸受				
	自動調心ころ軸受	≤0.06	0.10	0.13	0.16
係数		1.5	1	0.65	0.45

図11.2 グリースの補給間隔

(4) 密封玉軸受のグリース寿命

単列深溝玉軸受にグリースを封入し、シール又はシールドで密封した玉軸受のグリース寿命は、式(11.1)、式(11.2)又は図11.3により推定できる。

〔はん用グリース<sup>(1)</sup>〕

$$\log t = 6.54 - 2.6 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0.025 - 0.012 \frac{n}{N_{\max}}\right) T \dots\dots\dots (11.1)$$

〔ワイドレンジグリース<sup>(2)</sup>〕

$$\log t = 6.12 - 1.4 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0.018 - 0.006 \frac{n}{N_{\max}}\right) T \dots\dots\dots (11.2)$$

ここで t: 平均グリース寿命 (h)

n: 軸受の回転速度 (min<sup>-1</sup>)

N<sub>max</sub>: グリース潤滑の許容回転数 (min<sup>-1</sup>)

(軸受寸法表記載のZZ形, VV形の数値)

T: 軸受の運転温度 (°C)

なお、式(11.1)及び式(11.2)又は図11.3の適用範囲は、およそ次のとおりである。

(a) 軸受の回転速度 n

$$0.25 \leq \frac{n}{N_{\max}} \leq 1$$

$$\frac{n}{N_{\max}} < 0.25 \text{ のときは } \frac{n}{N_{\max}} = 0.25 \text{ とする。}$$

(b) 軸受の運転温度 T

はん用グリース<sup>(1)</sup>の場合 70°C ≤ T ≤ 110°C

ワイドレンジグリース<sup>(2)</sup>の場合 70°C ≤ T ≤ 130°C

T < 70°C のときは T = 70°C とする。

(c) 軸受荷重

軸受荷重は、基本動定格荷重 C<sub>r</sub> の1/10程度あるいはそれ以下とする。

注<sup>(1)</sup> -10~110°C程度で使用されることが多い鉱油系のグリース(例えばリチウムグリースなど)。

注<sup>(2)</sup> -40~130°C程度の広い温度範囲で使える合成油系のグリース。

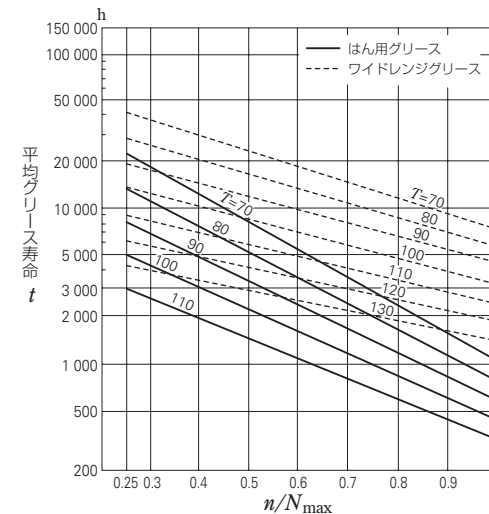


図11.3 密封玉軸受のグリース寿命

### 11.2.2 油潤滑

#### (1) 油浴法

油浴法は、低速、中速回転の場合に多く使用される一般的な潤滑方法である。油面は原則として最下位の転動体の中心にあるようにする。オイルゲージを設けて、油面が容易に確認できるようにすることが望ましい(図11.4)。

#### (2) 滴下給油法

滴下給油法は、比較的高速回転の小形玉軸受などに多く使用される方法であり、図11.5に示すように、可視式のオイルに油が貯蔵されている。滴下する油量は、上部のねじによって調節される。

#### (3) 飛まつ給油法

飛まつ給油法は、軸受を直接油に浸さず、周囲にある歯車や回転リングなどの回転によって生じる飛まつで軸受を潤滑する方法である。自動車の変速機や差動歯車装置などには広く用いられている。図11.6に歯車装置の一例を示す。

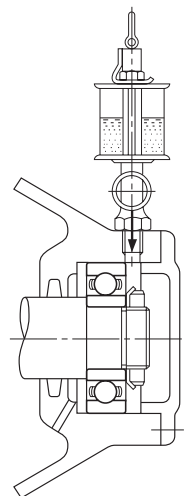


図11.5 滴下給油法の例

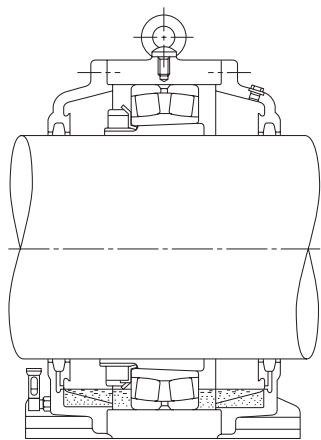


図11.4 油浴法の例

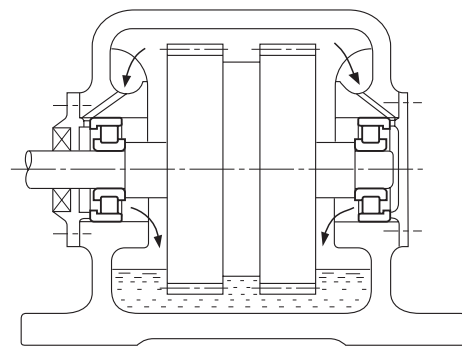
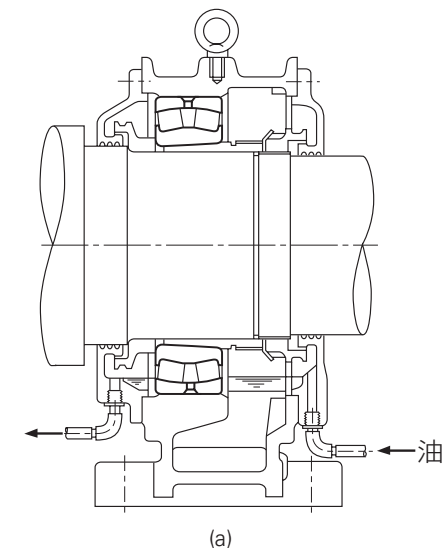


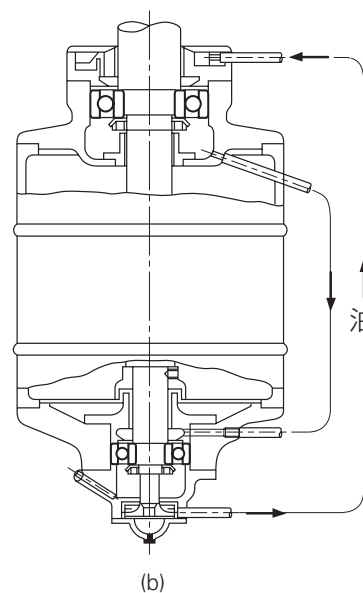
図11.6 飛まつ給油法の例

#### (4) 循環給油法

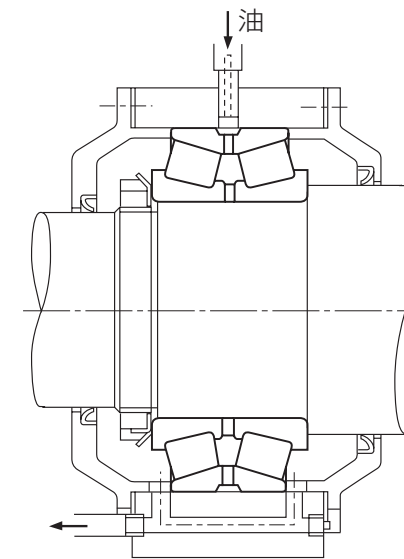
油で軸受部分の冷却を行う必要がある高速回転の使用条件に対して、あるいは周囲が高温の用途に対して循環給油が多く用いられる。図11.7の(a)に示すように、右側給油管からの油は、一定レベルになると、左側の排油管に流れる。図11.7の(b)(c)は油をためることなく、排油管に流れタンクに戻る。冷却された油は、再びポンプやフィルターを通して給油される。油がハウジング内にたまり過ぎないように、排油管を給油管より十分太くする。



(a)



(b)

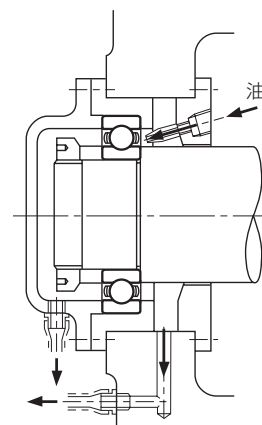


(c)

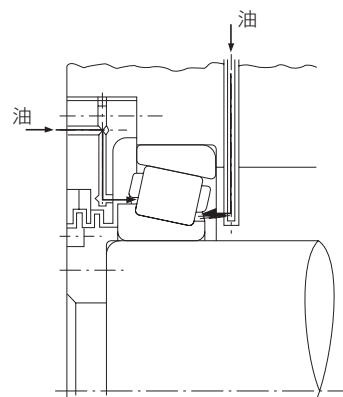
図11.7 循環給油法の例

(5) ジェット給油法

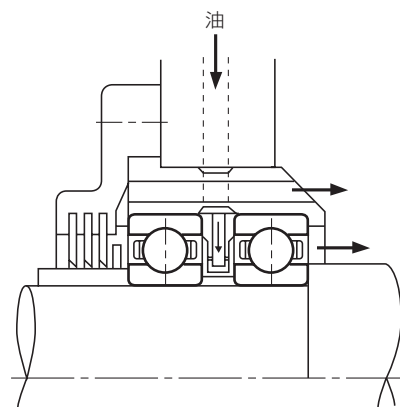
ジェット給油法は、高速回転用軸受に多く用いられており、例えば、ジェットエンジンのように、 $d_m n$  値（転動体ピッチ円径 mm×回転数 $\text{min}^{-1}$ ）が100万を超えるような軸受などの潤滑方式である。1個ないし数個のノズルから、一定の圧力で潤滑油を噴射し、軸受内部を貫通させる。図11.8は一般的なジェット給油の一例で、内輪と保持器との案内面に向かって油を噴射している。高速の場合、軸受付近の空気が軸受とともに回り、空気の壁を作るので、潤滑油のノズルからの噴出速度は、内輪外径面（保持器案内面でもある）の周速の20%以上の速度が必要である。ノズル本数の多いほうが、同一油量に対して冷却のむらが少ない、効果は大きい。ジェット給油法では油量が多いので、油の かくはん抵抗を少なくし、熱を効果的に搬出するように排油口を大きくしたり、強制排油を行なうなどの配慮が望まれる。



(a)



(b)



(c)

図11.8 ジェット給油法の例

(6) 噴霧給油法

噴霧給油法は、空気で潤滑油を霧状にして軸受に吹きつける方法であり、オイルミスト潤滑法とも呼ばれている。噴霧給油法の主な利点は、

- (a) 潤滑油が少量のため、かくはん抵抗が少なく、高速回転に適している。
- (b) 軸受部分から漏れ出る油が少ないので、設備や製品の汚染が少ない。
- (c) 常に新しい潤滑油を供給でき、軸受寿命を長くすることができる。

などである。したがって、工作機械の高速スピンドル、高速回転ポンプ、圧延機ロールネック用軸受などの潤滑に用いられている（図11.9）。

なお、大形軸受に対する噴霧給油法については、NSKにご相談ください。

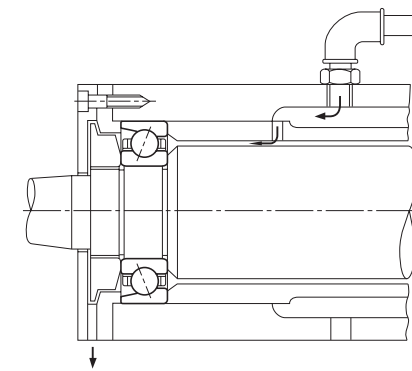


図11.9 噴霧給油法の例

(7) オイルエア給油法

オイルエア給油法は、微量の潤滑油を定量ピストンで間欠的に吐出し、ミキシングバルブによって圧縮空気の中に潤滑油を徐々に引き出し、連続的な流れとして軸受に供給する潤滑法である。

オイルエア給油法の主な特長は、

- (a) 油の微量定量管理が可能のため最適油量にコントロールでき、発熱が少なく高速回転に適している。
- (b) 微量の油が連続的に供給されるため、軸受温度が安定する。

また、油は給油管の壁面を伝わり流れるため、雰囲気汚染が非常に少ない。

- (c) 常に新しい油が軸受に送られるため、油の劣化を心配しなくてよい。
  - (d) スピンドル内部に圧縮空気が常時送り込まれているので、スピンドルの内圧が高く、外部からのごみや切削液が侵入しにくい。
- などである。したがって、工作機械の主軸に多く用いられており、その他の高速回転の用途にも採用されている（図11.10）。

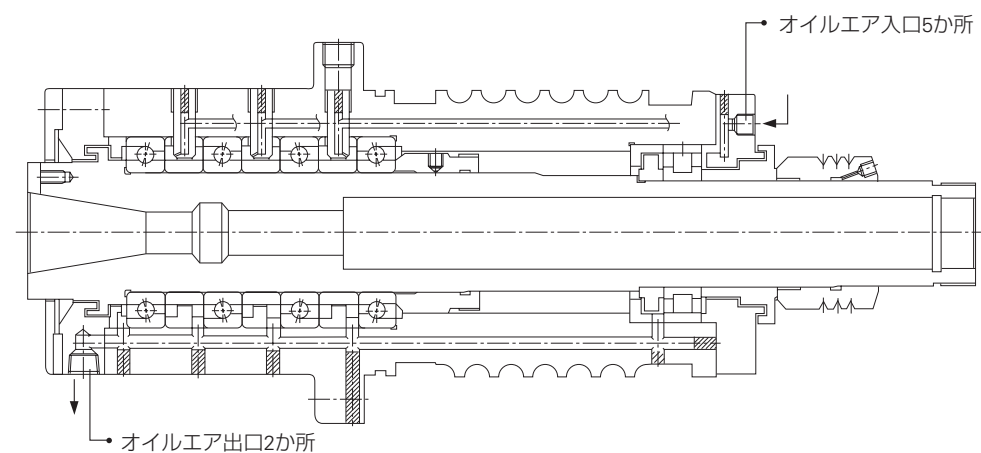


図11.10 オイルエア給油法の例

■潤滑

11.3 潤滑剤

11.3.1 潤滑グリース

グリースは、基油、増ちょう剤及び添加剤から成る半固体状の潤滑剤である。グリースの種類と一般的な特性を、表11.2に示す。

同種類のグリースも、銘柄による性能の差が大きいので、選定上注意が必要である。

(1) 基油

グリースの基油には、鉱油又はシリコン油、ジエステル油などの合成油が使われる。

グリースの潤滑性能は、主として基油の潤滑性能によって決まるので、潤滑油の選定の場合と同様に基油粘度を重視しなければならない。一般に、低温や高速には低粘度基油のグリースが適しており、高温や高荷重には高粘度基油のグリースが適している。しかし、グリースでは、増ちょう剤も潤滑性能に関係するので、潤滑油の場合と同一に扱うことはできない。又、エステル系グリースは、アクリル系材料を膨潤させ、シリコン系グリースは、シリコン系材料を膨潤させる可能性があるので注意が必要である。

(2) 増ちょう剤

潤滑グリースの増ちょう剤として、各種の金属石けんのほかにベントナイトなどの無機質増ちょう剤、あるいはウレア、ふっ素化合物などの耐熱性有機質増ちょう剤が使われる。

増ちょう剤の種類とグリースの滴点<sup>(1)</sup>とは密接な関係があり、一般には、滴点の高いグリースは使用可能の上限温度が高い。しかし、高滴点増ちょう剤を使ったグリースでも、基油の耐熱性が低い場合には、その上限温度は低くなる。

グリースの耐水性は、増ちょう剤の耐水性によって決まる。ナトリウム石けんグリースやナトリウム石けんを含む混合基グリースは、水のかかる所や高湿度の使用箇所では乳化するので使用に適さない。又、ウレア系グリースは、ふっ素系材料を劣化させる可能性があるので注意が必要である。

注<sup>(1)</sup> 滴点とは、規定の小容器中でグリースを加熱した場合、グリースが流動状態となり、滴下するようになる温度。

名称 (通称) 増ちょう剤 基油	リチウム グリース			ナトリウム グリース (ファイバー グリース)	カルシウム グリース (カップ グリース)	混合基グリース	複合基グリース (コンプレックス グリース)	非石けん基グリース (ノンソープグリース)		
	リチウム石けん	リチウム石けん	リチウム石けん	ナトリウム石けん	カルシウム石けん	Na+Ca石けん Li+Ca石けん など	Ca複合石けん Al複合石けん Li複合石けん など	ウレア、ベントナイト、カーボンブラック、ふっ素化合物、耐熱性有機化合物など		
性能	鉱油	ジエステル油 多価エステル油	シリコン油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	鉱油	合成油(ジエステル油、 多価エステル油、合成 炭化水素油、シリコー ン油、ふっ素油)	
滴点 <sup>°C</sup>	170~195	170~195	200~210	170~210	70~90	160~190	180~300	230~	230~	
使用温度範囲 <sup>°C</sup>	-20~+110	-50~+130	-50~+160	-20~+130	-20~+60	-20~+80	-20~+130	-10~+130	~+220	
許容回転数 <sup>(%)</sup>	70	100	60	70	40	70	70	70	40~100	
機械的安定性	良	良	良	良	劣	良	良	良	良	
耐圧性	中	中	弱	中	弱	強~中	強~中	中	中	
耐水性	良	良	良	劣	良	Na入りは劣る	良	良	良	
防せい性	良	良	劣	良~劣	良	良~中	良~中	良~劣	良~劣	
備考	各種転がり軸受用として最も用途が広い。 低温特性、摩擦特性が優れている。 計器用小形軸受、小形電動機用軸受に適する。 ただし、絶縁ワニスによるさびの発生には注意を要す。			主として高温用に使われる。 高速、低速、高荷重条件や、滑り部分の多い軸受(ころ軸受など)には適さない。		長繊維状と短繊維状とがある。長繊維状のグリースは高速には使えない。水、高湿度条件に対して注意を要す。	高粘度の鉱油を基油とし、極圧添加剤を使用したグリースは耐圧性大。	大形玉軸受、ころ軸受に使われる。	耐圧性、機械的安定性が大。	鉱油を基油としたグリースは、中高温用に用い、合成油を基油としたグリースは、低温用あるいは高温用として用いられる。シリコン油やふっ素油を基油としたグリースは、防せい性や音響性能に劣るものもある。

注<sup>(1)</sup> 軸受寸法表に記載されているグリース潤滑の許容回転数に対する使用限界を%で表わしている。  
備考 各性能は銘柄による差が大きい。

(3) 添加剤

グリースには、必要に応じて酸化防止剤、防せい剤、極圧剤などが添加されている。

重荷重や衝撃荷重を受ける使用条件では、極圧添加剤の入ったグリースを使用し、長期間グリースを補給しない場合には、酸化防止剤の入ったグリースを選定する。

(4) ちょう度

ちょう度は、グリースの「軟らかさ」を示す値であり、使用中の流動性を表わす目安となる。表11.3にグリースの ちょう度番号、ちょう度と使用条件との一般的な関係を示す。

表11.3 グリースの ちょう度と使用条件・用途

ちょう度番号	0号	1号	2号	3号	4号
ちょう度 <sup>(1)</sup> $\frac{1}{10}$ mm	355~385	310~340	265~295	220~250	175~205
使用条件・用途	集中給脂用 フレッチングを起こしやすい場合	集中給脂用 フレッチングを起こしやすい場合 低温用	一般用 密封玉軸受用	一般用 密封玉軸受用 高温用	高温用 グリースでシールする場合

注<sup>(1)</sup> ちょう度：規定重量の円すい形コーンが、グリースに侵入した深さ(1/10mm単位)を表わし、数値が大きいほど軟らかい。

■潤滑

(5) 異種グリースの混合

原則として、銘柄の異なるグリースを混合してはならない。異種類の増ちょう剤を使ったグリースを混合すると、グリース構造を破壊することがある。

また、増ちょう剤が同種類のグリースでも、添加剤などが異なるために、お互いに悪影響を及ぼすことがある。

11.3.2 潤滑油

軸受の潤滑油には、耐荷重能が高く酸化安定性が良く、防せい性能の良い高度精製鉱油又は合成油が用いられる。

潤滑油の選定に当っては、運転温度において適正な粘度となる油の選定がまず重要なことである。

粘度が低過ぎると、油膜形成が不十分となり、異常摩擦、焼付きの原因となる。逆に粘度が高過ぎると、粘性抵抗により発熱したり、動力損失を大きくする。油膜の形成には軸受の回転速度や荷重も影響する。

一般には、回転速度が速いほど低粘度油を用い、荷重が大きくなるほど、軸受が大形になるほど高粘度の潤滑油を使用する。

普通の使用条件では、運転中の軸受周りの油温において表11.4に示す粘度が目安となる。

選定の参考として、潤滑油の温度と粘度との関係を図11.11に示し、軸受の使用条件における潤滑油の選定例を表11.5に示す。

表11.4 軸受形式と潤滑油の必要粘度

軸受の形式	運転時の動粘度
玉軸受・円筒ころ軸受	13 mm <sup>2</sup> /s以上
円すいころ軸受・自動調心ころ軸受	20 mm <sup>2</sup> /s以上
スラスト自動調心ころ軸受	32 mm <sup>2</sup> /s以上

備考 1mm<sup>2</sup>/s=1cSt (センチストークス)

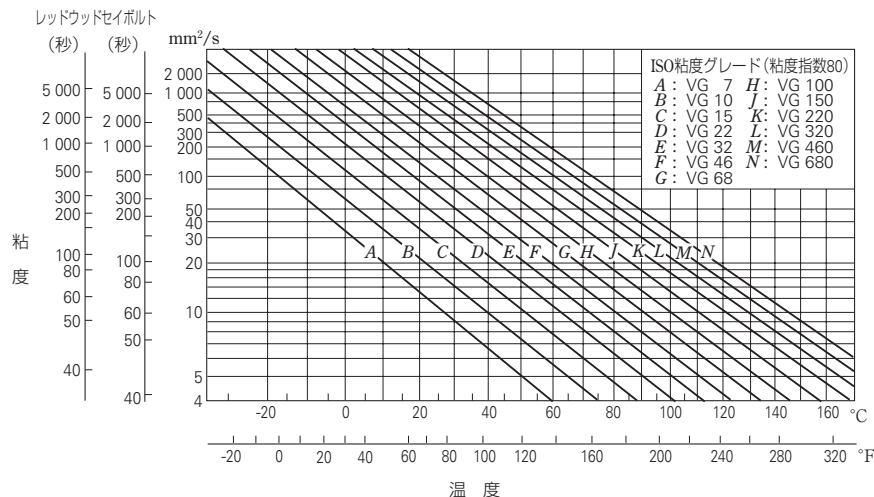


図11.11 潤滑油の粘度と温度との関係

油の交換周期

油の交換周期は、使用条件や油量などによって異なる。一般に、運転温度が50°C以下で、ごみの少ない良好な環境下で使用される場合は、1年に1回程度の交換でよい。しかし、油温が100°C程度になるような場合には、3か月ごとかそれ以内で交換するようにする。

また、水分の浸入がある場合や、油浴潤滑で異物の混入がある場合には、更に交換の周期を短くする必要がある。

銘柄の異なる潤滑油の混合は、グリースの場合と同様に避けなければならない。

表11.5 軸受の使用条件と潤滑油の選定例

運転温度	回転速度	軽荷重又は普通荷重	重荷重又は衝撃荷重
-30~ 0°C	許容回転数以下	ISO VG 15, 22, 32 (冷凍機油)	—
	許容回転数の50%以下	ISO VG 32, 46, 68 (軸受油) (タービン油)	ISO VG 46, 68, 100 (軸受油) (タービン油)
0~ 50°C	許容回転数の50~100%	ISO VG 15, 22, 32 (軸受油) (タービン油)	ISO VG 22, 32, 46 (軸受油) (タービン油)
	許容回転数以上	ISO VG 10, 15, 22 (軸受油)	—
50~ 80°C	許容回転数の50%以下	ISO VG 100, 150, 220 (軸受油)	ISO VG 150, 220, 320 (軸受油)
	許容回転数の50~100%	ISO VG 46, 68, 100 (軸受油) (タービン油)	ISO VG 68, 100, 150 (軸受油) (タービン油)
80~110°C	許容回転数の50%以下	ISO VG 320, 460 (軸受油)	ISO VG 460, 680 (軸受油) (ギヤ油)
	許容回転数の50~100%	ISO VG 150, 220 (軸受油)	ISO VG 220, 320 (軸受油)
	許容回転数以上	ISO VG 68, 100 (軸受油) (タービン油)	—

備考 1. 許容回転数は、軸受寸法表に記載されている油潤滑の場合の値を用いる。  
 2. 冷凍機油 (JIS K 2211), 軸受油 (JIS K 2239), タービン油 (JIS K 2213), ギヤ油 (JIS K 2219) 参照。  
 3. 上表の左欄に示す温度範囲で、運転温度が高温側の場合には、高粘度の油を使用する。  
 4. 運転温度が-30°C以下又は110°C以上の場合には、NSKにご相談ください。

11.4 テクニカルデータ

11.4.1 潤滑グリースの銘柄と性能

表11.6 潤滑グリースの銘柄と性能参考表

銘柄	増ちょう剤	基油	滴点(°C)	ちょう度	使用温度範囲 <sup>(1)</sup> (°C)	耐圧性	許容回転数に対する使用限界 <sup>(2)</sup> (%)
EA3 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	230	-40 ~ +150	中	100
EA5 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	251	-40 ~ +160	強	60
EA6 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	220	-40 ~ +160	中	70
EA7 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	243	-40 ~ +160	中	100
EA9 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	314	-40 ~ +140	中	100
ENS グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリオールエステル油 <sup>(4)</sup>	260以上	264	-40 ~ +160	弱	100
ECE グリース	リチウム	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	235	-10 ~ +120	弱	100
SH 44 M グリース	リチウム	シリコン油 <sup>(5)</sup>	210	260	-30 ~ +130	弱	60
NS ハイリュープ	リチウム	エステル油+ジエステル油 <sup>(4)</sup>	192	250	-40 ~ +130	弱	100
LG2 グリース	リチウム	ポリ $\alpha$ オレフィン油+鉱油	201	199	-20 ~ + 70	弱	100
LGU グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	201	-40 ~ +120	中	70
KP1 グリース	PTFE	パーフルオロポリエーテル油	滴点なし	290	-20 ~ +230	中	60
シェル アルバニア グリース S2	リチウム	鉱油	181	275	-10 ~ +110	中	70
シェル アルバニア グリース S3	リチウム	鉱油	182	242	-10 ~ +110	中	70
シェルサンライト グリース 2	リチウム	鉱油	200	274	-10 ~ +110	中	70
WPH グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	259	240	-40 ~ +150	中	70
バルマックス RBG	リチウムコンプレックス	鉱油	216	300	-10 ~ +130	強	70
マルテンブ PS No.2	リチウム	ポリ $\alpha$ オレフィン油+ジエステル油 <sup>(4)</sup>	190	275	-50 ~ +110	弱	100
モリコート(R) FS-3451 グリース	PTFE	フルオロシリコン油 <sup>(5)</sup>	滴点なし	285	0 ~ +180	中	70
UME グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	鉱油	260以上	272	-10 ~ +130	中	70
RW1 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	鉱油	260以上	300	-10 ~ +130	中	70
HA1 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	エーテル油	260以上	290	-40 ~ +160	中	70
HA2 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	エーテル油+ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	295	-30 ~ +170	中	70
KLUBERSYNTH HB 72-52	ウレア <sup>(3)</sup>	エステル油 <sup>(4)</sup>	250	295	-30 ~ +160	中	70
NOXLUB KF0921	PTFE	パーフルオロポリエーテル油	滴点なし	280	-60 ~ +200	中	70
ECH グリース	カーボンブラック	パーフルオロポリエーテル油	滴点なし	205	-30 ~ +260	中	60
FWG グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	鉱油+ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	268	-30 ~ +150	中	70
HT1 グリース	ウレア <sup>(3)</sup>	ポリ $\alpha$ オレフィン油	260以上	236	-40 ~ +150	中	100
アラベン RB320	リチウム+カルシウム石けん	鉱油	180	305	-10 ~ + 80	中	70
ネリタ 2858	リチウム	鉱油	188	266	-10 ~ +110	中	100

注 (1) 温度範囲の上限又は下限に近いところ、あるいは真空中などの特殊環境で使用する場合には、NSKにご相談下さい。  
 (2) 短時間運転の場合や冷却条件が良好な場合には、グリースの補給が適切であれば、この限界を超えて使用できる。  
 (3) ウレア系グリースは、フッ素系材料を劣化させるので注意が必要である。  
 (4) エステル系グリースは、アクリル系材料を膨潤させるので注意が必要である。  
 (5) シリコン系グリースは、シリコン材料を膨潤させるので注意が必要である。

## 12. 軸受材料

12.1 軌道輪及び転動体の材料	A 244
12.2 保持器材料	A 245
12.3 軸受及び軸・ハウジング材料の性質	A 246
12.4 テクニカルデータ	A 248
12.4.1 転がり軸受用鋼の各国規格対照	A 248
12.4.2 長寿命軸受鋼 (NSK-Z鋼)	A 250
12.4.3 軸受鋼の寸法安定性	A 252
12.4.4 疲労解析	A 254
(1) 疲労度の計測	A 254
(2) 表面疲労と内部疲労	A 256
12.4.5 Hi-TF軸受・Super-TF軸受	A 258
(1) 軸受長寿命化技術におけるHi-TF・ Super-TF 軸受の位置付け	A 258
(2) TF化技術とは	A 258
(3) 材質的な特長	A 259
(4) 異物混入潤滑下での寿命	A 260
(5) クリーン潤滑下での寿命	A 260
(6) 境界潤滑下での寿命	A 261
(7) 耐摩耗・耐焼付性	A 261
(8) 高温耐久性	A 261
12.4.6 軸受材料に使用される代表的ポリマーの 特性	A 262
12.4.7 保持器用ナイロン材の特性	A 264
12.4.8 保持器用耐熱樹脂材料	A 266

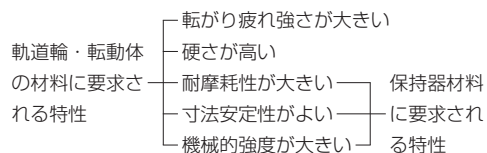


■軸受材料

12 軸受材料

転がり軸受の軌道輪と転動体とは、高い接触圧力を繰返し受けながら、滑りを伴う転がり接触をしている。保持器は、軌道輪及び転動体の両方と又はそのいずれか一方と、滑り接触をしながら引張力、圧縮力を受ける。

したがって、軸受の軌道輪、転動体及び保持器の材料には、主として次に示す特性が要求される。



そのほか、加工の容易性も必要であり、用途によっては耐衝撃性、耐熱性、耐食性なども要求される。

12.1 軌道輪及び転動体の材料

軌道輪及び転動体には、通常、高炭素クロム軸受鋼（表12.1）が用いられる。大部分の軸受には表12.1に示されるJIS鋼種のうち、SUJ 2が使用され、大形の軸受ではMn量を多くして焼入性を高めたSUJ 3が用いられる。SUJ 5は、SUJ 3にMoを添加してさらに焼入性を高めたものである。超大形軸受や肉厚が厚い軸受に用いられる。

SUJ 2の化学成分は、諸外国で軸受用材料として規格化されている鋼、例えばAISI 52100（アメリカ）、DIN 100 Cr6（ドイツ）、BS 535A99（イギリス）などと同等である。

耐衝撃性を更に必要とする場合には、軸受材料としてクロム鋼、クロム モリブデン鋼、ニッケル クロム モリブデン鋼などを使用し、浸炭焼入により表面から適当な

深さまで硬化させる。適切な硬化深さと、ち密な組織、適正な表面硬さ及び心部硬さをもった浸炭軸受は、軸受鋼を用いた軸受より優れた耐衝撃性をもっている。一般的な浸炭軸受用鋼の化学成分を、表12.2に示す。

NSKでは、真空脱ガス処理を施したもので、清浄度が高く、含有酸素量の少ない良質な材料を使用し、更に適切な熱処理を行なっているので、軸受の転がり疲れ寿命は著るしく向上している。

上に述べた鋼種のほか、特殊の用途には、耐熱性の優れた高速度鋼、耐食性のよいステンレス鋼などを使用することもある。これらの代表的な鋼の化学成分を、表12.3及び表12.4に示す。

12.2 保持器材料

打抜き保持器の材料には、表12.5に示すような低炭素鋼が用いられ、用途により黄銅板、ステンレス鋼板も使用される。もみ抜き保持器の材料には、高力黄銅（表12.6）、炭素鋼（表12.5）などが用いられる。そのほか、合成樹脂（12.4.6～12.4.8項参照）も使用される。

表12.1 高炭素クロム軸受鋼の化学成分（主要成分）

規格	記号	化学成分%						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4805	SUJ 2	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50 以下	0.025 以下	0.025 以下	1.30~1.60	0.08 以下
	SUJ 3	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.025 以下	0.025 以下	0.90~1.20	0.08 以下
	SUJ 4	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50 以下	0.025 以下	0.025 以下	1.30~1.60	0.10~0.25
	SUJ 5	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.025 以下	0.015 以下	0.90~1.20	0.10~0.25
ASTM A 295	52100	0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	0.025 以下	0.015 以下	1.35~1.60	0.10 以下

表12.2 浸炭軸受用鋼の化学成分（主要成分）

規格	記号	化学成分%							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
JIS G 4052	SCr 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.030 以下	0.030 以下	0.25 以下	0.85~1.25	—
	SCM 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.030 以下	0.030 以下	0.25 以下	0.85~1.25	0.15~0.35
	SNCM 220 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.030 以下	0.030 以下	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30
	SNCM 420 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	0.030 以下	0.030 以下	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30
JIS G 4053	SNCM 815	0.12~0.18	0.15~0.35	0.30~0.60	0.030 以下	0.030 以下	4.00~4.50	0.70~1.00	0.15~0.30
ASTM A 534	8620 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.025 以下	0.015 以下	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25
	4320 H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	0.025 以下	0.015 以下	1.55~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30
	9310 H	0.07~0.13	0.15~0.35	0.40~0.70	0.025 以下	0.015 以下	2.95~3.55	1.00~1.40	0.08~0.15

表12.3 高温軸受用高速度鋼の化学成分（主要成分）

規格	記号	化学成分%											
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Ni	Cu	Co	W
AISI	M50	0.77~0.85	0.25 以下	0.35 以下	0.015 以下	0.015 以下	3.75~4.25	4.00~4.50	0.90~1.10	0.10 以下	0.10 以下	0.25 以下	0.25 以下

表12.4 転がり軸受用ステンレス鋼の化学成分（主要成分）

規格	記号	化学成分%						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4303	SUS 440 C	0.95~1.20	1.00 以下	1.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	16.00~18.00	0.75 以下
SAE J 405	51440 C	0.95~1.20	1.00 以下	1.00 以下	0.040 以下	0.030 以下	16.00~18.00	0.75 以下

表12.5 保持器用鋼板及び炭素鋼の化学成分（主要成分）

区分	規格	記号	化学成分%				
			C	Si	Mn	P	S
打抜き保持器用鋼	JIS G 3141	SPCC	0.12 以下	—	0.50 以下	0.04 以下	0.045 以下
	BAS 361	SPB 2	0.13~0.20	0.30 以下	0.25~0.60	0.03 以下	0.030 以下
	JIS G 3311	S 50 CM	0.47~0.53	0.15~0.35	0.60~0.90	0.03 以下	0.035 以下
もみ抜き保持器用構造用炭素鋼	JIS G 4051	S 25 C	0.22~0.28	0.15~0.35	0.30~0.60	0.03 以下	0.035 以下

備考 表中のBASは日本ベアリング工業会規格である。

表12.6 もみ抜き保持器用高力黄銅の化学成分

規格	記号	化学成分%								不純物	
		Cu	Zn	Mn	Fe	Al	Sn	Ni	Pb	Si	
		JIS H 5120	CAC 301 (HBsC 1)	55.0~60.0	33.0~42.0	0.1~1.5	0.5~1.5	0.5~1.5	1.0 以下	1.0 以下	0.4 以下
JIS H 3250	C 6782	56.0~60.5	残部	0.5~2.5	0.1~1.0	0.2~2.0	—	—	0.5 以下	—	

備考 HBsC 1を改良した材料も使用している。

■軸受材料

12.3 軸受及び軸・ハウジング材料の性質

転がり軸受は高荷重に耐え、高速回転でき、かつ長期間の使用に耐えることが必要である。また、軸受の性能を十分に発揮させるためには、軸・ハウジングの材料の性質をよく知っていることも大切である。

軸受及び軸・ハウジングに用いられる代表的な材料の物理的・機械的性質を、参考として表12.7に示す。

表12.7 軸受及び軸・ハウジング材料の物理的・機械的性質

用途	材料	熱処理	密度 g/cm <sup>3</sup>	比熱 KJ/(kg·K)	熱伝導率 W/(m·K)	電気抵抗率 μΩ·cm	線膨張係数 (0~100℃) ×10 <sup>-6</sup> /℃	縦弾性係数 MPa {kgf/mm <sup>2</sup> }	降伏点 MPa {kgf/mm <sup>2</sup> }	引張強さ MPa {kgf/mm <sup>2</sup> }	伸び %	硬さ HB	備考						
軸	SUJ2	焼入れ、焼戻し	7.83	0.47	46	22	12.5	208 000 {21 200}	1 370 {140}	1 570 ~1 960 {160 ~200}	0.5以下	650 ~740	高炭素クロム軸受鋼2種						
	SUJ2	球状化焼なまし	7.86						420 {43}	647 {66}	27	180							
	SCr420	焼入れ、低温焼戻し	7.83						48	21	12.8	882 {90}	1 225 {125}	15	370	クロム鋼			
	SAE4320 (SNCM420)	焼入れ、低温焼戻し							44	20	11.7	902 {92}	1 009 {103}	16	**293 ~375	ニッケル・クロム・モリブデン鋼			
	SNCM815	焼入れ、低温焼戻し	7.89						40	35	—	—	*1 080 {110} 以上	*12以上	*311 ~375	同上			
受	SUS440C	焼入れ、低温焼戻し	7.68	0.46	24	60	10.1	200 000 {20 400}	1 860 {190}	1 960 {200}	—	*580	マルテンサイト系ステンレス鋼						
	SPCC	焼なまし	7.86	0.47	59	15	11.6	206 000 {21 000}	—	*275 {28} 以上	*32以上	—	冷間圧延鋼板						
	S25C	焼なまし		0.48	50	17	11.8		323 {33}	431 {44}	33	120	機械構造用炭素鋼						
	CAC301 (HBsC1)	—	8.5	0.38	123	6.2	19.1	103 000 {10 500}	—	*431 {44} 以上	*20以上	—	高力黄銅鋳物						
軸	S45C	焼入れ、650℃焼戻し	7.83	0.48	47	18	12.8	207 000 {21 100}	440 {45}	735 {75}	25	217	機械構造用炭素鋼						
	SCr430	焼入れ、520~620℃急冷							22	—	*637 {65} 以上	*784 {80} 以上	*18以上	*229 ~293	クロム鋼				
	SCr440	焼入れ、520~620℃急冷							45	23	12.5	*784 {80} 以上	*930 {95} 以上	*13以上	*269 ~331	同上			
	SCM420	焼入れ、150~200℃空冷							48	21	12.8	—	*930 {95} 以上	*14以上	*262 ~352	クロム・モリブデン鋼			
	SNCM439	焼入れ、650℃焼戻し							38	30	11.3	207 000 {21 100}	920 {94}	1 030 {105}	18	320	ニッケル・クロム・モリブデン鋼		
	SC46	焼ならし							—	—	—	—	—	206 000 {21 000}	294 {30}	520 {53}	27	143	低炭素鋳鋼
	SUS420J2	1 038℃油冷 400℃空冷							7.75	0.46	22	55	—	200 000 {20 400}	1 440 {147}	1 650 {168}	10	400	マルテンサイト系ステンレス鋼
ハウジング	FC200	鋳造のまま	7.3	0.50	43	—	10.4	98 000 {10 000}	—	*200 {20} 以上	—	*217 以下	ねずみ鋳鉄						
	FCD400	鋳造のまま	7.0	0.48	20	—	11.7	169 000 {17 200}	*250 {26} 以上	*400 {41} 以上	*12以上	*201 以下	球状黒鉛鋳鉄						
	A1100	焼なまし	2.69	0.90	222	3.0	23.7	70 600 {7 200}	34 {3.5}	78 {8}	35	—	工業用純アルミ						
	AC4C	鋳造のまま	2.68	0.88	151	4.2	21.5	72 000 {7 350}	88 {9}	167 {17}	7	—	砂型鋳物用アルミ合金						
	ADC10	鋳造のまま	2.74	0.96	96	7.5	22.0	71 000 {7 240}	167 {17}	323 {33}	4	—	ダイカスト用アルミ合金						
	SUS304	焼なまし	8.03	0.50	15	72	15.7~ 16.8	193 000 {19 700}	245 {25}	588 {60}	60	150	オーステナイト系ステンレス鋼						

注 \* JISの規格値又は参考値

\*\*ロックウェルCスケール硬さで表され

参考 SUJ2, SCr420の比例限は、それぞれ

るのが普通であるが、比較のためブリネル硬さに換算して示した。  
833MPa(85kgf/mm<sup>2</sup>)、440MPa(45kgf/mm<sup>2</sup>)とする。

■軸受材料

12.4 テクニカルデータ

12.4.1 転がり軸受用鋼の各国規格対照

転がり軸受は機械要素として、その寸法系列が国際的に標準化されており、これに用いられる材料についても、ISO 683/17（熱処理鋼、合金鋼及び快削鋼/Part 17 玉軸受及びころ軸受用鋼）がある。しかし、各国のそれぞれの規格体系の中で、軸受用などの材料として規格化されており、メーカーが独自の修正を加えている場合もある。

近年、軸受を用いる商品の国際化が進んでおり、これらの鋼種の規格の対照を行なう機会も多いので、代表的な軸受用鋼について、規格の対照と相違点・特徴について示す。

表12.8 高炭素クロム軸受鋼の各国規格対照と化学成分

JIS G 4805	ASTM	その他主要国規格	化 学 成 分 (%)							用 途	備 考
			C	Si	Mn	Cr	Mo	その他			
SUJ2	—	—	0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	≤0.08	※1	軸受鋼の代表鋼種で極小~中形のあらゆる軸受に使用されている。	規格範囲に若干の差異があるが、いずれも同等鋼種である。	
—	A 295-89 52100	—	0.93~1.05	0.15~0.35	0.25~0.45	1.35~1.60	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015			
—	—	100Cr6 (DIN)	0.90~1.05	0.15~0.35	0.25~0.40	1.40~1.65	—	—			
—	—	100C6 (NF)	0.95~1.10	0.15~0.35	0.20~0.40	1.35~1.60	≤0.08	P≤0.030 S≤0.025			
—	—	535A99 (BS)	0.95~1.10	0.10~0.35	0.40~0.70	1.20~1.60	—	※1			
SUJ3	—	—	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	≤0.08	※1	大形軸受用	SUJ3とGrade1は同等鋼種であるがGrade2はSUJ3より焼入性が高い。	
—	A 485-03 Grade 1	—	0.90~1.05	0.45~0.75	0.90~1.20	0.90~1.20	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015			
—	A 485-03 Grade 2	—	0.85~1.00	0.50~0.80	1.40~1.70	1.40~1.80	≤0.10	P≤0.025 S≤0.015			
SUJ4	—	—	0.95~1.10	0.15~0.35	≤0.50	1.30~1.60	0.10~0.25	※1	使用量は少ない	焼入性がSUJ2より高い。	
SUJ5	—	—	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	0.10~0.25	※1	超大形軸受用 肉厚が厚い軸受用	Grade3は、SUJ5の相当鋼種であるが焼入性は、Grade3の方が高い。	
—	A 485-03 Grade 3	—	0.95~1.10	0.15~0.35	0.65~0.90	1.10~1.50	0.20~0.30	P≤0.025 S≤0.015			

注※1：P ≤ 0.025, S ≤ 0.025

備考 ASTM：アメリカ材料試験協会規格, DIN：

ドイツ規格, NF：フランス規格, BS：イギリス規格

表12.9 浸炭軸受用鋼のJIS, ASTM 規格対照と化学成分

JIS G 4052 G 4053	ASTM A 534-90	C	化 学 成 分 (%)						用 途	備 考
			Si	Mn	Ni	Cr	Mo	その他		
SCr420H	—	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.25以下	0.85~1.25	—	※2	小形軸受用	類似鋼種である。
—	5120H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~1.00	—	0.60~1.00	—	※3		
SCM420H	—	0.17~0.23	0.15~0.35	0.55~0.95	0.25以下	0.85~1.25	0.15~0.35	※2	小形軸受用	類似鋼種であるが、4118HはSCM420Hより焼入性が劣る。
—	4118H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~1.00	—	0.30~0.70	0.08~0.15	※3		
SNCM220H	—	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.30	※2	小形軸受用	規格範囲に若干の差異があるが、同等鋼種である。
—	8620H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.60~0.95	0.35~0.75	0.35~0.65	0.15~0.25	※3		
SNCM420H	—	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.15~0.30	※2	中形軸受用	規格範囲に若干の差異があるが、同等鋼種である。
—	4320H	0.17~0.23	0.15~0.35	0.40~0.70	1.55~2.00	0.35~0.65	0.20~0.30	※3		
SNCM815	—	0.12~0.18	0.15~0.35	0.30~0.60	4.00~4.50	0.70~1.00	0.15~0.30	※2	大形軸受用	類似鋼種である。
—	9310H	0.07~0.13	0.15~0.35	0.40~0.70	2.95~3.55	1.00~1.45	0.08~0.15	※3		

注※2：P ≤ 0.030, S ≤ 0.030

注※3：P ≤ 0.025, S ≤ 0.015

■軸受材料

12.4.2 長寿命軸受鋼 (NSK-Z鋼)

転がり軸受に使用される高炭素クロム軸受鋼 (SUJ2, SAE52100) の転がり疲労寿命は、非金属介在物に強く依存することがよく知られている。

非金属介在物は硫化物系、酸化物系、窒化物系に大別されるが、長年の寿命試験から転がり疲労寿命に対し、酸化物系非金属介在物が特に有害であることが明らかとなった。

図12.1に酸化物系非金属介在物量を示すパラメータ鋼中酸素量と、寿命との関係を示す。

酸化物系非金属介在物量を低減させるため、鋼中酸素量を可能な限り低く抑え、Ti, Sなどの不純物も著しく低減させた長寿命材料がZ鋼である。

Z鋼は、数多くの寿命試験データをもとに、鋼材メーカーと共に製鋼設備・操作条件を改善して得られた成果である。

鋼中酸素量の推移を、図12.2に示す。

図12.2中のサンプル材を寿命試験した結果を、図12.3に示す。鋼中酸素量の低減につれて寿命は長くなる傾向を示し、高品質のZ鋼は従来の脱ガス鋼に比べ寿命で約1.8倍の長寿命になっている。

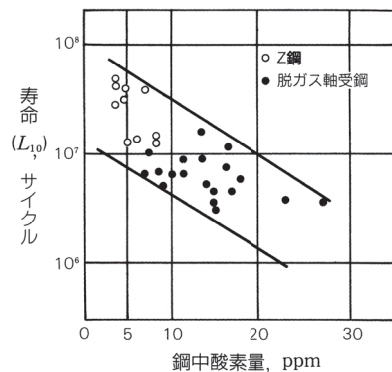


図 12.1 軸受鋼の鋼中酸素量と寿命

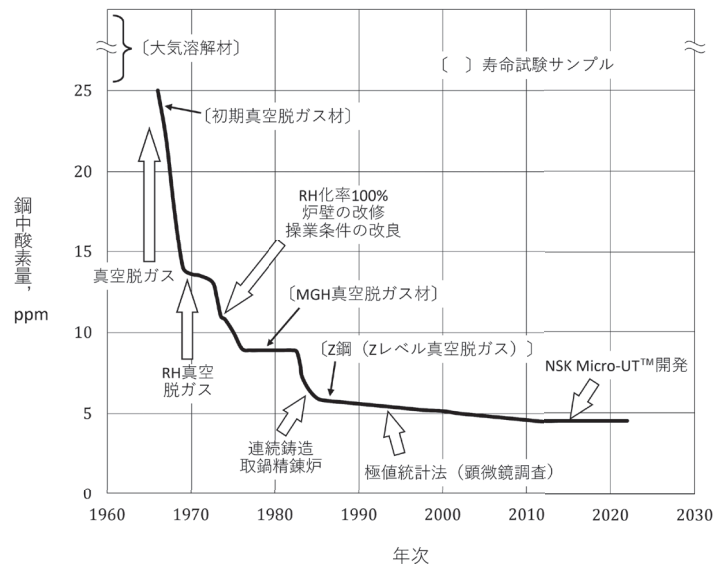
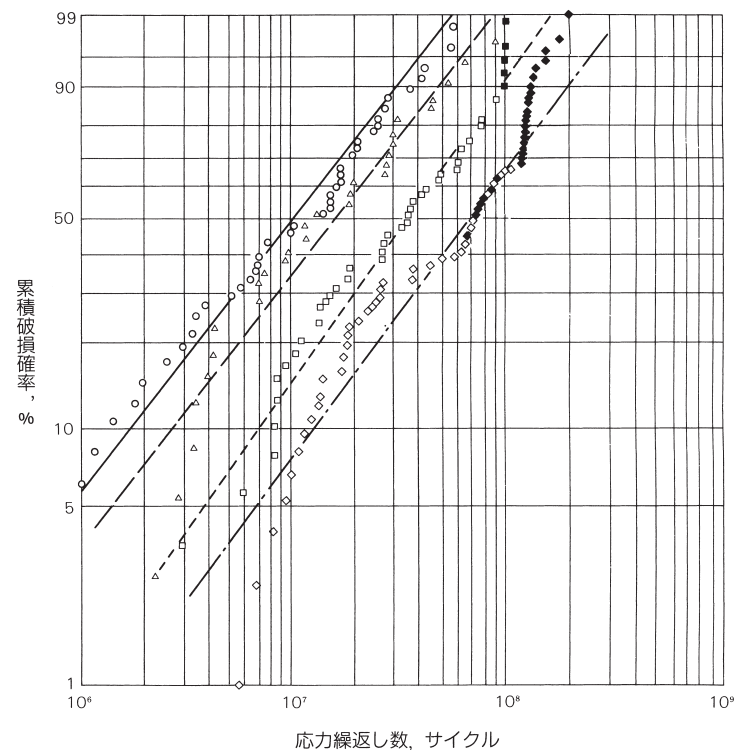


図12.2 NSK 軸受鋼の鋼中酸素量の推移



鋼の区分	試験個数	破損個数	ワイブルスロープ	$L_{10}$	$L_{50}$
○ 大気溶解材	44	44	1.02	$1.67 \times 10^6$	$1.06 \times 10^7$
△ 真空脱ガス材	30	30	1.10	$2.82 \times 10^6$	$1.55 \times 10^7$
□ MGH真空脱ガス材	46	41	1.16	$6.92 \times 10^6$	$3.47 \times 10^7$
◇ Z鋼	70	39	1.11	$1.26 \times 10^7$	$6.89 \times 10^7$

備考 グラフの■◆は試験継続中であることを表す。

図12.3 軸受鋼のスラスト寿命試験結果

■軸受材料

12.4.3 軸受鋼の寸法安定性

転がり軸受の寸法が使用中に経時変化を起こすことを、時効変形といっている。この時効変形により内輪が膨張すると、軸と内輪の間のしめしろが減少し、内輪クリープの原因の一つとなる。

軸と内輪が相対滑りを起こす、このクリープ現象が甚だしくなると、軸受は発熱から焼付きに至り、機械全体に重大な損傷を招くことになる。したがって、軸受の使用条件によっては、軸受の時効変形についても十分な対策を採ることが必要である。

軸受の時効変形の原因は、熱処理後の鋼中の残留オーステナイトの経時的な熱分解現象であり、相変態に伴い軸受が徐々に膨張することになる。

軸受の寸法安定性は、上記の理由から熱処理時の焼戻し温度と、軸受使用温度の相対関係で異なってくる。焼戻し温度が高いほど軸受の寸法安定性がよく、軸受使用温度が高いほど、残留オーステナイトの分解傾向は増加する。

図12.4は、軸受の寸法安定性に及ぼす軸受温度の影響を示した例である。図の右側には、さまざまな軸の公差域クラスによる内輪と軸とのしめしろを、軸径に対する%比率で付記している。図12.4に見られるように、軸受温度が高くなると寸法安定性は著しく不利になる。このような条件下では、一般の軸受では軸と内輪とのしめしろが徐々に減少することが予想される。そのために、寸法安定化処理を施した軸受を用いて、はめあい面が緩むことを防ぐ必要がある。

以上のように軸受温度が高くなる場合、内輪クリープのおそれがあるので、軸受選定には注意を要する。事前にNSKへご相談いただくことが望ましい。

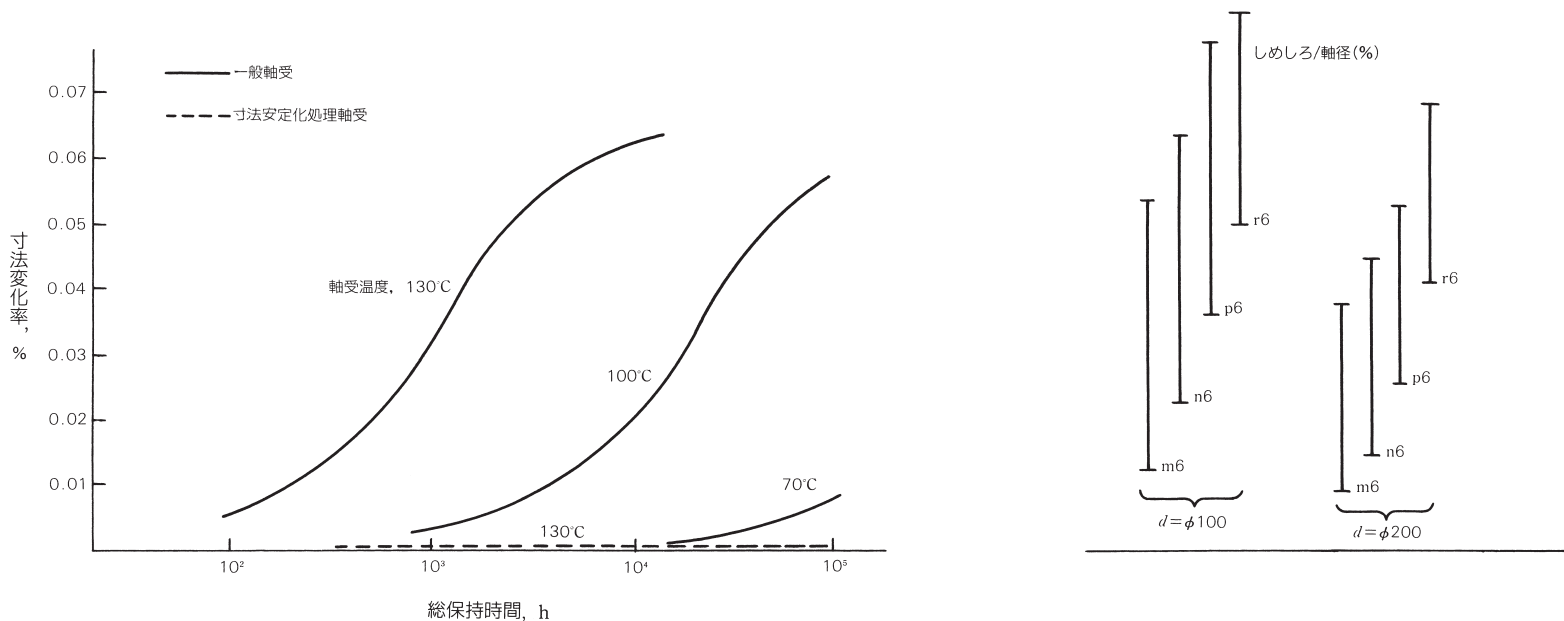


図12.4 軸受温度と寸法変化率

■軸受材料

12.4.4 疲労解析

転がり軸受の疲労寿命を予知し、残存寿命を推定するためには、軸受の疲労破壊現象をすべて説明することが必要であり、そのような段階に到達するには、まだ長い年月を要することであろう。しかし、転がり疲れは、接触点の圧縮応力下で進行する疲労なので、破壊するまでに生ずる材質変化の極めて大きいことが知られている。したがって、早期にクラックを発生する欠陥が軌道の表面にあるとか、軌道が化学的影響を受けるときなど、材質変化の蓄積よりクラックの進展が先行するような場合を除けば、材質変化を検出することによって、軸受の疲労度を推定することが可能である。

(1) 疲労度の計測

軸受の疲労の進行度は、X線装置によって軌道面の残留応力、回折線半価幅、残留オーステナイト量の変化を測定して求められる。

これらの値は、疲労の進行に伴い図12.5のように変化する。残留応力は、早期に増加し飽和値に近づくので、微小な疲労の検知に利用できるが、大きな疲労度の領域では、回折線半価幅と残留オーステナイトの変化が疲労の進行との関連を示す。これらのX線計測値を、まとめて一つのインデックス（疲労度インデックス）とし、軸受の耐久試験時間との関係を求めた。

多くの玉軸受、円すいころ軸受及び円筒ころ軸受を種々の荷重条件、潤滑条件下で耐久試験して、計測値を蓄積した。同時に、実機に使用されている軸受についても計測を重ねた。

図12.6は、それらのデータをまとめたものである。疲労現象の複雑さを反映して、ばらつきは大きい。疲労度インデックスと耐久試験時間あるいは使用時間とは相関があり、ある程度の不確かさを許容すれば、疲労度の判定を量的に取り扱うことができる。

図12.6で、内部疲労と示されているのは、疲労が内部のせん断応力に支配される場合であり、表面疲労とは潤滑油の汚れや油膜の破断によって、表面の疲労が内部より早く大きく発生する場合の相関を示したものである。

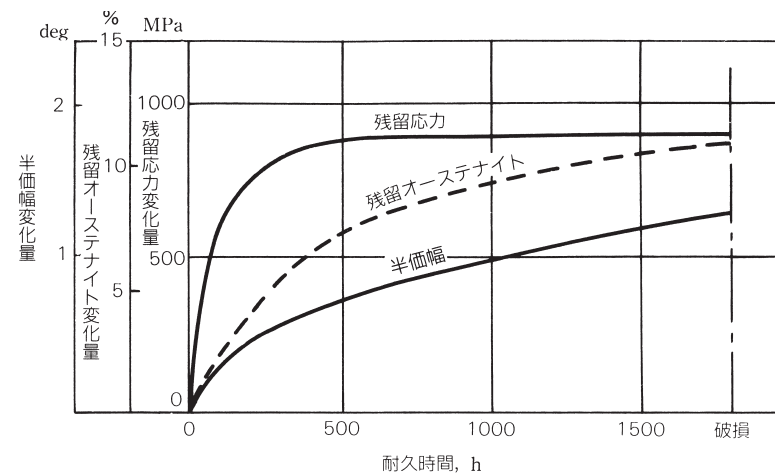


図12.5 X線計測値の変化

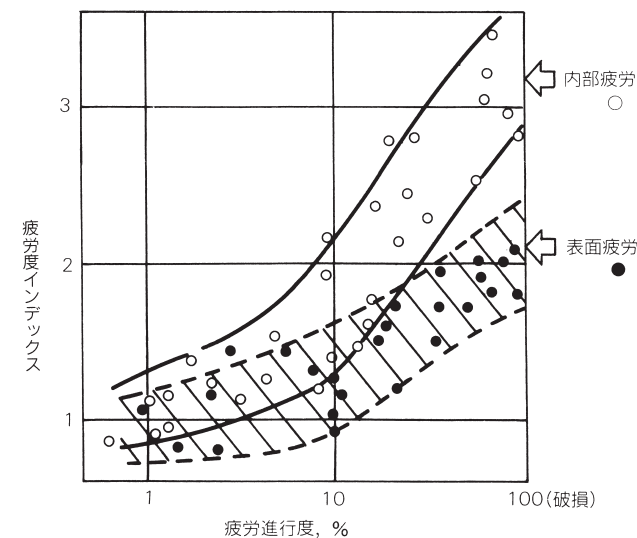


図12.6 疲労の進行度と疲労度インデックス

■軸受材料

(2) 表面疲労と内部疲労

転がり軸受は極めて滑らかな仕上げ面をもち、比較的良好な潤滑条件に恵まれているので、従来、転動面下の内部のせん断応力が、軸受の破損を支配すると考えられてきた。

転がり接触によるせん断応力は、表面下のある深さで最大値を示し、破損の起点となるクラックは、まず最初、内部に発生する。このような内部疲労によって、軌道が破損する場合、疲労度を深さ方向に測定すると、図12.7の玉軸受の例のように、疲労度はせん断応力の理論計算どおりに高くなっていることが確かめられる。

図12.7のような疲労度のパターンが見られるのは、潤滑条件が良く、転がり接触点に十分な厚さの油膜が形成されている場合が多い。

軸受のカタログに記載されている基本動定格荷重は、軸受がこのような内部疲労パターンで破損する場合のデータを用いて定められている。

図12.8は、油膜形成が不十分な潤滑条件下で、耐久試験をした円筒ころ軸受の例である。計算寿命よりはるかに早い時期から、表面の疲労度が上昇していることがわかる。

この試験においては、内部の疲労が大きく現れる以前に、軸受はすべて破損してしまっただ。

このように、表面の疲労により軸受が破損してしまうのは、潤滑剤の粘度が低過ぎて油膜の形成が不十分であったり、潤滑剤に異物や水分が混入する場合など、潤滑条件が原因となっていることが多い。

当然のことながら、表面疲労による軸受の破損は、内部疲労による破損に先立って生じるものである。

多くの機械装置に使用されている軸受では、この表面疲労を引き起す危険にさらされることが多く、軸受の本来の寿命ともいえる内部疲労による破損以前に、表面疲労によって破損する例が多い。

実際の機械に使用された軸受を疲労解析してみると、内部疲労のパターンではなく、図12.8のような表面疲労の形を示していることが圧倒的に多い。

このように、実際に使用された軸受の疲労度の分布を知ることによって、軸受の残存寿命だけでなく、潤滑条件、荷重条件などについても有効な情報を得ることが可能である。

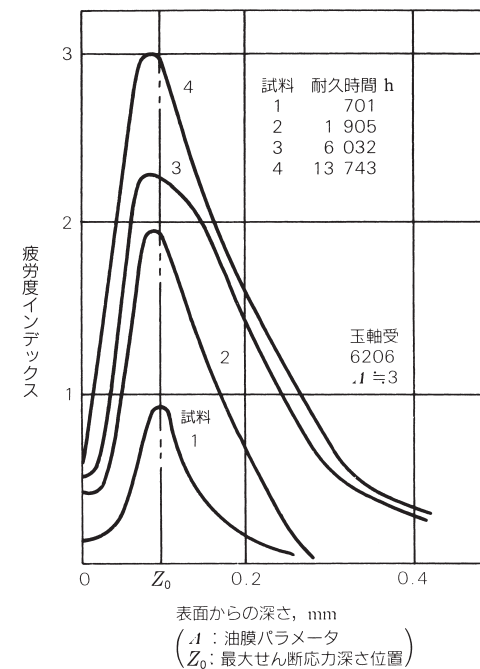


図12.7 内部疲労の進行

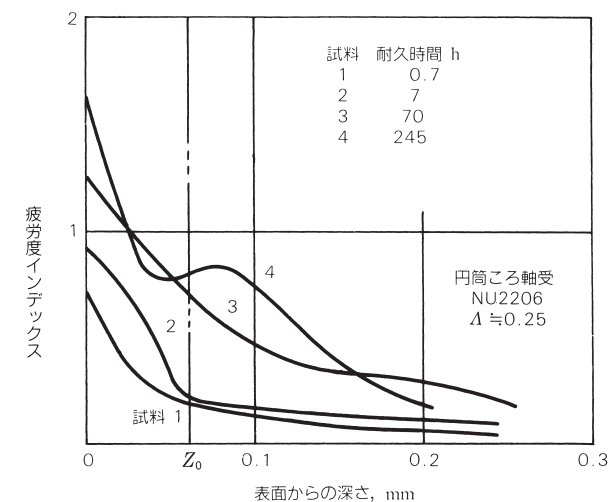


図12.8 表面疲労の進行

■軸受材料

12.4.5 Hi-TF軸受・Super-TF軸受

(1) 軸受長寿命化技術における

Hi-TF・Super-TF 軸受の位置付け

NSKでは、従来から軸受の長寿命化に対して、転がり疲労のメカニズムを解析し、材料、熱処理法、軸受環境などのさまざまな観点から研究・開発を進めている。

これらを体系的に整理すると図12.9のようになり、Hi-TF軸受・Super-TF軸受は、ゴミの入る環境で表面起点型フレーキングが発生する場合の長寿命化技術として位置付けられる。

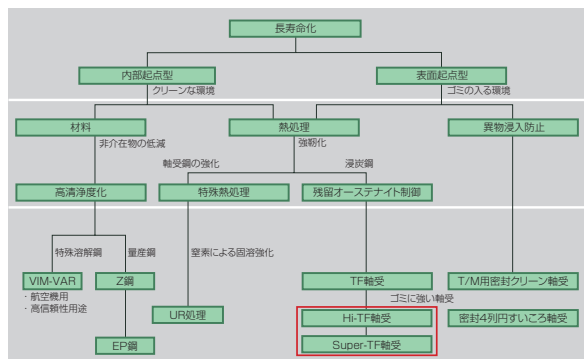


図12.9 軸受長寿命化技術におけるHi-TF軸受・Super-TF軸受の位置付け

(2) TF化技術とは

軸受の使用環境は、クリーンな環境とゴミが入る環境に大別される。

ゴミが入る環境下での長寿命化技術として、NSKが独自に開発した熱処理法がTF化技術である。

ゴミが入る環境において、フレーキングはゴミ圧痕を起点として発生する。

フレーキングは図12.10に示すように表面欠陥周縁の応力集中が原因となる。この応力集中は、 $r/c$ の関数  $[P/P_0 \propto (r/c)^{-0.24}]$  で表され、 $r/c$ 値が大きいほど応力集中が小さく、長寿命となる。

NSKは、世界で最初に応力集中を緩和させる効果のある材料の研究に取り組んだ。図12.11に示すように、残留オーステナイト量の増加とともに、 $r/c$ の値が大きくなることを明らかにした。

TF技術とは、上記の原理を応用したもので、残留オーステナイト量の最適値コントロールにより、異物混入潤滑条件下での長寿命を達成する技術である。

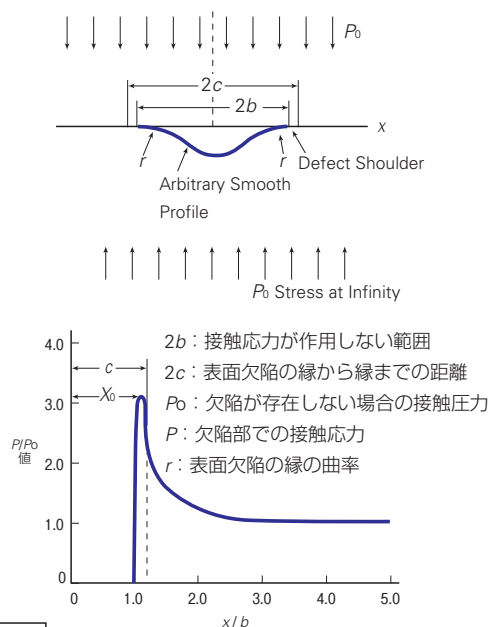


図12.10 表面欠陥周縁の応力集中  
(Y. P. Chiu Trans-ASME, Vol.92, (1970))

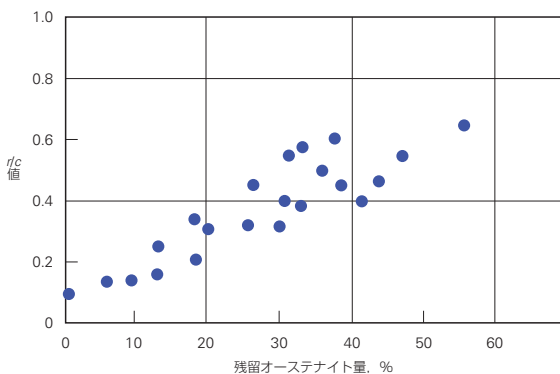


図12.11 r/c値と残留オーステナイト量の関係

(3) 材質的な特長

NSKはTF軸受を超える長寿命軸受としてHi-TF 軸受・Super-TF 軸受を開発した。

その開発に際して、圧痕の肩部での応力集中を更に低減させることにより、異物混入潤滑条件下での長寿命を図った。 $r/c$ 値を更に大きくする方法として残留オーステナイト量が多く、硬さが大きい材質を、材料・熱処理の両面から追求した。残留オーステナイトは軟らかい金属組織であり、総量を増やしながらかさを増加させるという相反する要求に対し、微細炭化物・窒化物の均一分散強化という技術を採用した。このため、炭化物形成元素を適量添加した新鋼種を開発するとともに、世界で初めて微細炭化物・窒化物を強制的に析出させる浸炭窒化熱処理法を開発した。Hi-TF軸受は素材に炭化物形成元素であるクロムを適量添加した新鋼種、Super-TF軸受では、クロム・モリブデンを適量添加した新鋼種を採用している。図12.12、図12.13にSuper-TF軸受と通常浸炭軸受の組織中における炭化物分布の画像解析結果を示すが、Super-TF軸受は炭化物・窒化物が微細で数が多いことを表している。Hi-TF軸受、Super-TF軸受では微細な炭化物・窒化物を多量に析出させることにより、図12.14に示すように、従来の「硬さ-残留オーステナイト量」の相関を上回る特性を得ることができる。その結果Hi-TF、Super-TF軸受では図12.15に示すように大きな $r/c$ 値を得ることが可能になった。

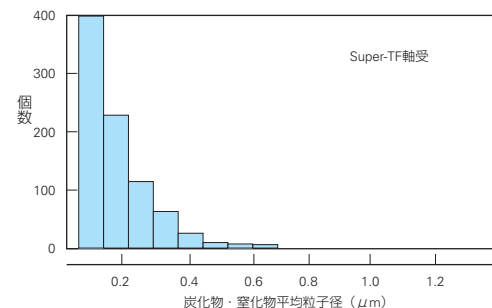


図12.12 Super-TF軸受の炭化物・窒化物平均粒子径分布

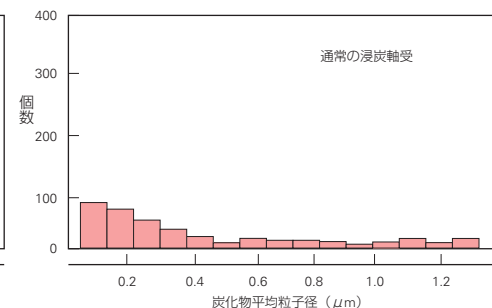


図12.13 通常の浸炭軸受の炭化物平均粒子径分布

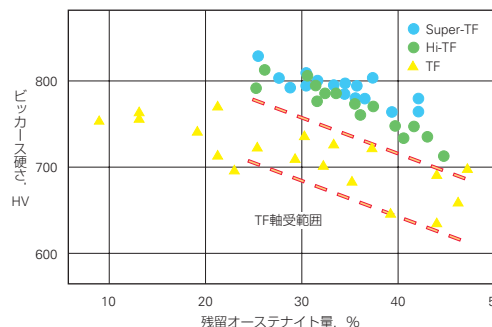


図12.14 硬さと残留オーステナイト量の関係

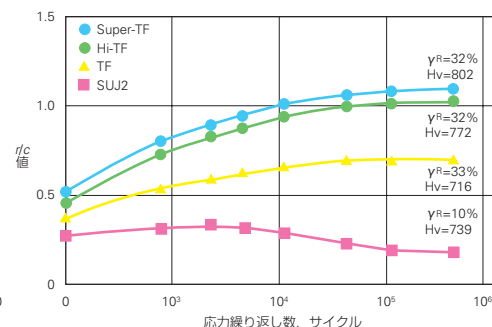


図12.15 応力繰返し数によるr/c値の変化

■軸受材料

(4) 異物混入潤滑下での寿命

円すいころ軸受L44649/10を用いて異物混入潤滑条件下において寿命試験を行った結果を、図12.17及び表12.10に示す。通常浸炭軸受を1としたときの、TF軸受、Hi-TF軸受及びSuper-TF軸受の $L_{10}$ 寿命比は表12.10のとおりである。Hi-TF軸受は通常浸炭品の7倍、Super-TF軸受は通常浸炭品の10倍という長寿命を示している。一般に軸受の寿命は使用される環境、潤滑剤の汚染度によって著しく影響を受け、悪環境下では現行カタログ寿命の約1/5まで寿命は低下してしまう。異物混入潤滑下での長寿命化を図った結果、Hi-TF軸受・Super-TF軸受は、初めて過酷潤滑環境下でも現行カタログ寿命を上回る寿命を達成することができる。

通常浸炭	TF	Hi-TF	Super-TF
1	4.5	7.1	10.2

表12.10 円すいころ軸受L44649/10の寿命比較

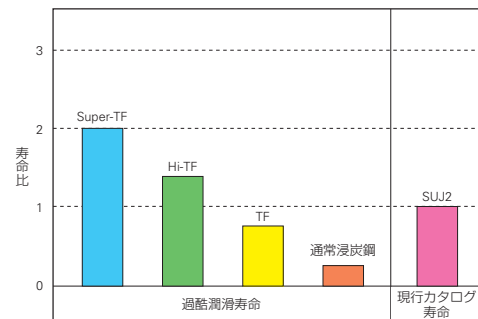


図12.16 各軸受の寿命比較

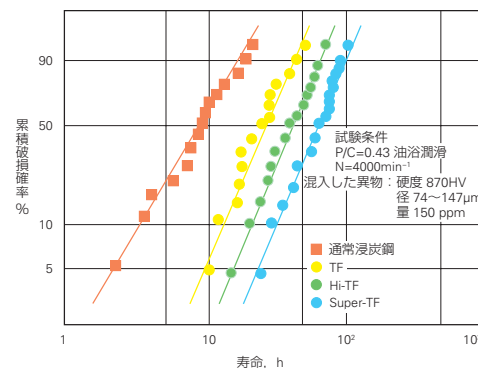


図12.17 L44649/10異物混入潤滑条件下寿命試験結果

(5) クリーン潤滑下での寿命

深溝玉軸受6206を用いたクリーン潤滑下の寿命試験を行なった結果を図12.18に示す。

Hi-TF軸受・Super-TF軸受は、SUJ2製軸受に比べ若干の寿命延長が認められる。クリーン潤滑下の寿命は鋼の清浄度に最も強く影響を受けるため、高清浄度化することにより更に長寿命化が可能となる。

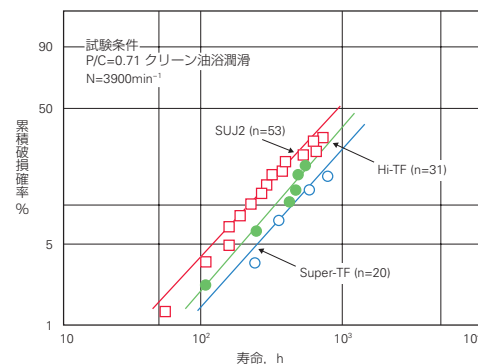


図12.18 6206クリーン潤滑下寿命試験

(6) 境界潤滑下での寿命

EHL油膜が十分に形成されない境界潤滑条件下においては、金属接触が起こり、軸受寿命が低下することが知られている。そこで、油膜厚さと表面の粗さとの比である油膜パラメータ ( $\Lambda$ ) が非常に小さい条件 ( $\Lambda=0.3$ ) で寿命試験を行った結果を図12.19に示す。このように $\Lambda$ が小さい場合、図12.20に示すようなピーリング損傷（微小はく離）が発生するが、Hi-TF軸受・Super-TF軸受は、粗さの突起部での応力集中が緩和されることにより、通常浸炭軸受に対し、Hi-TF軸受は4.7倍、Super-TF軸受は5.5倍という長寿命を示した。

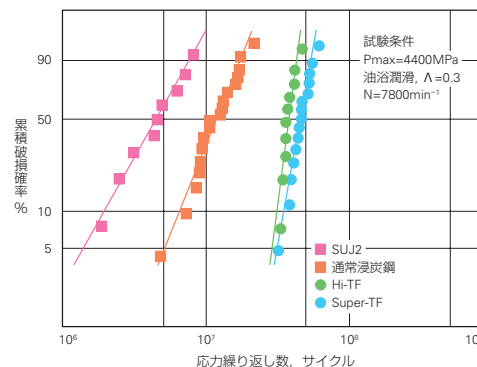


図12.19 境界潤滑条件下の寿命試験

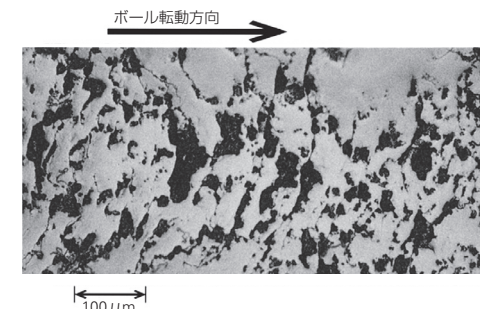


図12.20 ピーリング損傷

(7) 耐摩耗・耐焼付性

微細な炭化物・窒化物を多量に析出させる目的は、異物混入潤滑下での長寿命と同時に、耐摩耗・耐焼付き性の改善を図ることにある。サバン式摩耗試験機を用いて、比摩耗量及び焼付き限界を求めた。Super-TF軸受・Hi-TF軸受は、SUJ及びTF軸受に比べ耐摩耗性に優れている。また、Super-TF軸受・Hi-TF軸受は、SUJ2及びTF軸受に比べそれぞれ約40%・20%の焼付き限界の向上が認められる。

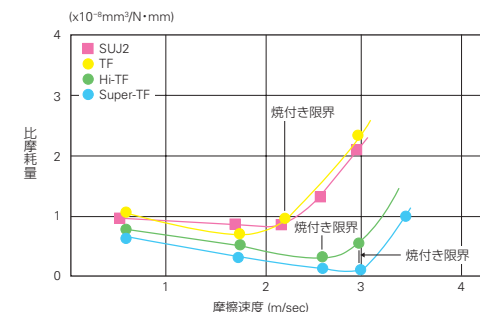


図12.21 耐摩耗特性比較

(8) 高温耐久性

160°Cにおいて玉軸受6206のクリーン潤滑下の寿命試験を行なった。Super-TF軸受（高温焼戻し品）は、SUJ2X26に比べ約4倍の長寿命を示している。

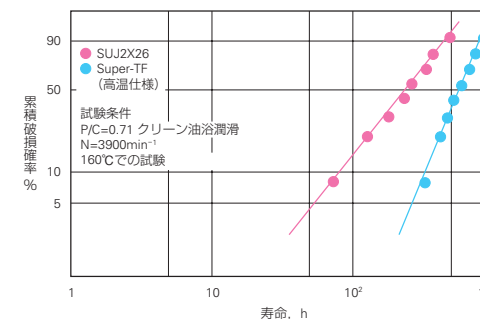


図12.22 高温下における玉軸受6206、クリーン潤滑下の寿命試験

■軸受材料

12.4.6 軸受材料に使用される代表的ポリマーの特性

軽量、易成形性、高耐食性などの観点から高分子材料は、保持器を含む軸受材料として広く使用されている。その場合、高分子材料は単独で使用されることもあるが、低摩擦、低摩耗、非スティックスリップ性、高限界PV値、相手材に対する非擦傷性、機械的特性、耐熱性などの軸受材料としての諸要求性能を満足させるために、各種の機能充てん剤を配合した複合材料として改質され使用されることが多い。

表12.11に軸受材料として使用されている代表的なポリマー材料の特性を示す。

表12.11 代表的ポリマーの特性

プラスチック	弾性率 (GPa) (1)	強度 (1) (GPa)	密度 (g/cm <sup>3</sup> )	比弾性率 (×10 <sup>4</sup> mm)	比強度 (×10 <sup>4</sup> mm)	融点 (°C)	ガラス転移温度 (°C)	荷重たわみ温度(2) (°C)	連続使用温度 (°C)	備考
ポリエチレン HDPE UHMWPE	0.115 0.5	0.03 0.025	0.96 0.94	12.6 53.2	3.3 2.7	132 136	-20 -20	75/50 75/50	— —	クリープ大、じん(韌)性大、軟化する
ポリアミド ナイロン6 ナイロン66 ナイロン11	2.5 3.0 1.25	0.07 0.08 0.04	1.13 1.14 1.04	221.2 263.2 120.2	6.2 7.0 3.8	215 264 180	50 60 —	150/57 180/60 150/55	80~120 80~120 ナイロン6, 66より低い	吸水性大、じん性大 吸水性小
ポリテトラフロロエチレン PTFE	0.40	0.028	2.16	18.5	1.3	327	115	120/—	260	クリープ大、焼結、低摩擦、低凝着、不活性、290°Cで安定
ポリブチレンテレフタレート PBT	2.7	0.06	1.31	206.1	4.6	225	30	230/215	155	
ポリアセタール POM ホモポリマー コポリマー	3.2 2.9	0.07 0.06	1.42 1.41	225.3 205.7	4.9 4.3	175 165	-13 —	170/120 155/110	— 104	硬い、じん性大、吸水性小
ポリエーテルスルホン PES	2.46	0.086	1.37	179.6	6.3	—	225	210/203	180	200°Cまで使用可。化学的に安定
ポリスルホン PSf	2.5	0.07	1.24	201.6	5.6	—	190	181/175	150	
ポリアリレート (芳香族ポリエステル)	1.3 3.0	0.07 0.075	1.35 1.40	96.3 214.3	5.2 5.4	350 350	— —	293 293	300 260~300	不活性、硬い、PTFEに対する充てん材として使用されているものである。320°Cまで安定
ポリフェニレンサルファイド PPS(GF40%)	4.2	0.14	1.64	256.1	8.5	275	94	>260	220	360°Cで熱硬化
ポリエーテルエーテルケトン PEEK	1.7	0.093	1.30	130.8	7.2	335	144	152	240	
ポリメタフェニレン インフタルアミド	10 (繊維) 7.7 (成形品)	0.7 0.18	1.38 1.33	724.6 579	50.7 13.5	375 415(分解)	>230 >230	280 280	220 220	難燃、耐熱繊維
ポリプロメリトイミド (芳香族ポリイミドPI)	3 (フィルム) 2.5~3.2 (成形品)	0.17 0.1	1.43 1.43	203 203	7.0 7.0	熱分解 熱分解	417(分解) 417(分解)	360/250 360/250	300(3) 260	350°Cまで不活性ガス中変化なし 300°Cまで軸受として使用。焼結、不溶解(成形品)
ポリアミドイミド PAI	4.7	0.2	1.41	333.3	14.2	—	280	260	210	接着剤、エナメルとして290°Cまで使用可。溶融成形性の改良ポリイミド
ポリエーテルイミド (芳香族ポリイミド)PI	3.6	0.107	1.27	240.9	—	—	215	210/200	170	溶融成形性の改良ポリイミド
ポリアミノビスマレイミ	—	0.35	1.6	—	21.9	—	—	330(3)	260	

注 (1) GPa≒10<sup>4</sup>kgf/cm<sup>2</sup>=10<sup>2</sup>kgf/cm<sup>2</sup>

(2) 荷重たわみ温度欄中の数値の/より左側

(3) は参考値である。

の値は451kPaのときの値であり、そのほかは1.82MPaのときの値である。

■軸受材料

12.4.7 保持器用ナイロン材の特性

近年、各種の転がり軸受において、金属製保持器に代えてプラスチック製保持器が多用されるようになってきた。プラスチック保持器を使用することの利点を要約すると、次のようになる。

- (1) 軽量であるため、高速回転用途に好適である。
- (2) 自己潤滑性があり、低摩擦であるため摩擦粉を出しにくく、軸受内部の高い清浄度を保持できる。
- (3) 低騒音であり、静かな環境に適す。
- (4) 高耐食性があり、さびることはない。
- (5) 耐衝撃性であり、高いモーメント負荷に耐える。
- (6) 複雑な形状の成形が容易であり、保持器性能向上に対する保持器形状選択の自由度が大きい。

一方、プラスチック保持器は金属製保持器と比較すれば耐熱性が低く、使用温度範囲（通常120℃以下）が限られている。また、ある種の化学薬品に侵されるため、使用に際しては十分注意する必要がある。

ポリアミド樹脂はプラスチック保持器材料の中でも代表的なものであるが、その中でもナイロン66 は高い耐熱性と機械的特性をもっているため多用されている。

ポリアミド樹脂の特徴は、分子鎖中に水素結合能を有するアミド結合（—NHCO—）を含み、その濃度と水素結合の存在状態が、材料の耐熱性、機械的諸特性、吸水性などを規制する点にある。ナイロン66 のもつ高い吸水性（図12.23）は、寸法変化や剛性低下をもたらすため一般的には短所と見なされている。しかし、保持器材料としてみると、吸水は材料の可とう（撓）性を向上させ、転動体に対して大きな抱き代を必要とする保持器に対して軸受組立時の保持器破損を防止する効果がある。また、使用時の衝撃吸収に有効なじん（靱）性を向上させ得るなど、むしろ長所と見なすことができる。

ナイロンは少量の繊維強化で強度や耐熱性が著しく改良されるため、保持器の形式や用途によってはガラス繊維強化材料が使用されるが、軸受組立に必要な保持器の変形性確保の観点から、比較的低いガラス繊維含有量の材料が多用されている（表12.12）。

ナイロン66 は、マイルドな使用条件の下では極めて優れた性能を示すことから、プラスチック保持器材料の主流として広い用途をもっている。しかしながら、高温の油中のような過酷な条件の下ではしばしば急激に劣化するため、使用に際して十分注意する必要がある。

表12.13には、種々の環境条件下での各種ナイロン66 材料の耐久性能を、強度が初期値の50%に低下するまでの時間として例示している。油中における材料の劣化は油の種類によって異なり、極圧添加剤を含む油中では劣化が著しい。硫黄系の極圧添加剤は、りん（燐）系の極圧添加剤よりも劣化を促進することが知られており、温度が高いほど劣化は顕著となる。

一方、グリース中や大気中では、油中と比較して材料の劣化は少ない。

また、ガラス繊維強化材料では、ガラス繊維による補強効果が材料劣化に基づく強度低下を抑制し、耐久時間を延長する。

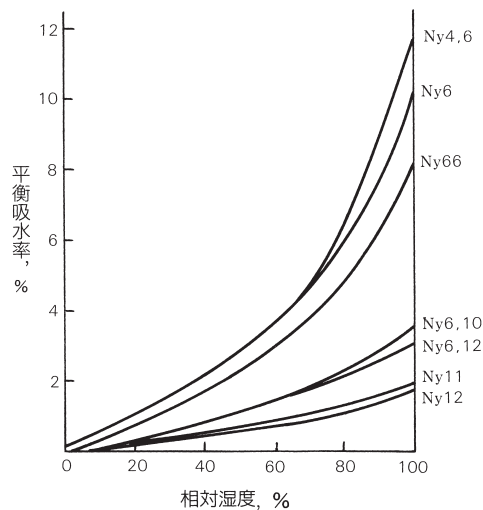


図12.23 各種ナイロンの平衡吸水率と相対湿度

表12.12 繊維強化ナイロン保持器の使用例

区分	軸受形式	主な用途例	保持器材料
玉軸受	ミニアチュア玉軸受	VTR, IC冷却ファン	ナイロン 66 (ガラス繊維含量0~10%)
	深溝玉軸受	オルタネータ, エアコンファンモータ	
	アングュラ玉軸受	電磁クラッチ, 自動車ホイール	
ころ軸受	針状ころ軸受	自動車トランスミッション	ナイロン 66 (ガラス繊維含量10~25%)
	円すいころ軸受	自動車ホイール	
	ET形円筒ころ軸受 H形自動調心ころ軸受	一般用 一般用	

表12.13 ナイロン 66 樹脂の環境耐久性

環境	温度 (°C)	ガラス含量	物性値が50%低下するまでの時間 (h)				備考
			500	1 000	1 500	2 000	
油中	120	D	~100	~150	~200	~250	極圧添加剤を含む
		A	~150	~200	~250	~300	
	100	A	~150	~200	~250	~300	極圧添加剤を含む
		A	~150	~200	~250	~300	
		A	~150	~200	~250	~300	
	130	A	~100	~150	~200	~250	極圧添加剤を含む
		A	~100	~150	~200	~250	
		A	~100	~150	~200	~250	
	150	B	~50	~100	~150	~200	極圧添加剤を含む
		D	~50	~100	~150	~200	
		D	~50	~100	~150	~200	
	80	D	~150	~200	~250	~300	極圧添加剤を含む
D		~150	~200	~250	~300		
D		~150	~200	~250	~300		
120	D	~100	~150	~200	~250	極圧添加剤を含む	
	D	~100	~150	~200	~250		
	D	~100	~150	~200	~250		
140	D	~50	~100	~150	~200	極圧添加剤を含む	
	A	~50	~100	~150	~200		
140	A	~50	~100	~150	~200	極圧添加剤を含む	
	D	~50	~100	~150	~200		
120	D	~150	~200	~250	~300	極圧添加剤を含む	
	D	~150	~200	~250	~300		
グリース中	80	D	~150	~200	~250	~300	極圧添加剤を含む
	120	D	~150	~200	~250	~300	
	130	A	~150	~200	~250	~300	
大気中	160	A	~150	~200	~250	~300	極圧添加剤を含む
	180	B	~100	~150	~200	~250	

ガラス含量：A<B<C<D

■軸受材料

12.4.8 保持器用耐熱樹脂材料

現在、ポリアミド樹脂は中程度の使用環境条件下では卓越した性能を示し、比較的低価格であることも相まって軸受保持器材料として多用されている。しかしながら、120℃以上での連続使用や極圧添加剤を含む油類や酸などの薬品類と常時又は間欠的に接触する条件下では、経時的に材料が劣化し使用上問題がある。

150℃を超える高温雰囲気や腐食性薬品類と接触する過酷な環境で使用される軸受の保持器には、スーパーエンジニアリングプラスチック材料を使用しなければならない。スーパーエンジニアリングプラスチックは、耐熱性、耐薬品性、高温剛性、機械的強度などの材料性能は優れているが、保持器に対して要求される特性、例えば、成形時や軸受組立時に必要なじん（韌）性、ウエルド強度、耐疲労性などに問題があり、また、材料価格が高価であるという難点がある。表12.14には、保持器材料として適するか否かという観点から、射出成形可能な代表的スーパーエンジニアリングプラスチック材料を評価した結果を示す。

表12.14の中で、分岐型PPS樹脂は、現在広く用いられているが、じん性が低く、ぜい（脆）弱であるため、成形時の金型からの無理抜きが困難であり、このため保持器形状が制限される。また、軸受組立工程で、保持器の爪、柱、リングまたはフランジ部などが折損しやすいという問題もあり、必ずしも保持器には適しない。

これに対して、NSKで開発した耐熱プラスチック保持器は、重合工程で分子鎖を直鎖状に高分子量にまで成長させたものであり、分子鎖は実質的に分岐や架橋を含まず、このため、前者と比較して高いじん性をもっている。この直鎖型PPS樹脂は、優れた耐熱・耐油性、耐薬品性をもつとともに、保持器に必要なスナップフィット性、高温剛性などの良好な機械的特性を備えている。

NSKでは、直鎖型PPS樹脂の短所であった金型からの離型の困難さや結晶化速度が遅いことなどを改良し、保持器用の材料グレードを確立した。

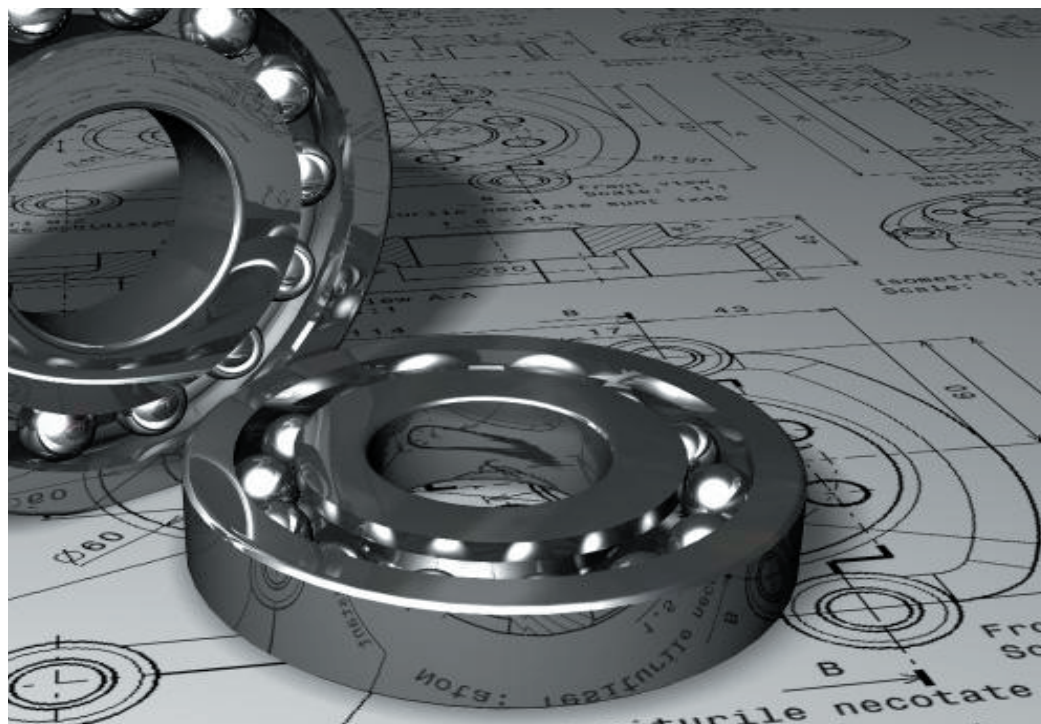
直鎖型L-PPS樹脂は、コスト/性能のバランスからみて、高温環境で使用できる耐熱保持器材料としての所要性能を最も満足していると言える。

表12.14 代表的超エンジニアリングプラスチック材料の保持器適性

区 分	ポリエーテルスルホン(PES)	ポリエーテルイミド(PEI)	ポリアミドイミド(PAI)	ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)	分岐型ポリフェニレンサルファイド(PPS)	直鎖型ポリフェニレンサルファイド(L-PPS)
分 類	非晶性樹脂	非晶性樹脂	非晶性樹脂	結晶性樹脂	結晶性樹脂	結晶性樹脂
連続使用温度	180℃	170℃	210℃	240℃	220℃	220℃
物 理 的 特 性	<ul style="list-style-type: none"> <li>・じん（韌）性に劣る（保持器形状設計に要注意）</li> <li>・ウエルド強度小</li> <li>・耐疲労性小</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・じん性に劣る</li> <li>・ウエルド強度小</li> <li>・耐疲労性小</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・極めて脆く無理抜き成形不可</li> <li>・性能適性化には長期の特殊熱処理が必要</li> <li>・熱処理物は高剛性</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・じん性、耐摩耗性、耐疲労性に優れる</li> <li>・ウエルド強度小</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・機械的特性に優れる</li> <li>・じん性が低い</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・機械的特性に優れる</li> <li>・じん性良好</li> <li>・寸法安定性良好（吸水性なし）</li> </ul>
耐 環 境 特 性	<ul style="list-style-type: none"> <li>・吸水性あり（寸法安定性に劣る）</li> <li>・耐老化性良好</li> <li>・耐ストレスクラッキング性に劣る</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・耐老化性良好</li> <li>・耐ストレスクラッキング性に劣る</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・耐環境特性良好</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・耐環境特性良好</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・耐環境特性良好</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・耐環境特性良好 （ほとんどの薬品に侵されない EP剤添加高温油中で劣化せず）</li> </ul>
材 料 価 格 優 位 性 順 位	3	2	5	4	1	1
保 持 器 材 料 としての 適 性	<ul style="list-style-type: none"> <li>・性能面で問題多い</li> <li>・材料価格高価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・性能面で問題多い</li> <li>・材料価格高価</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・性能面では良好</li> <li>・材料価格、成形価格が高い（特殊用途向）</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・性能面は極めて良好</li> <li>・材料価格が高い（特殊用途向）</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・じん性に問題あり</li> <li>・現状では性能/価格バランスとれていない</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・性能/価格バランス良好（汎用用途向）</li> </ul>

## 13. 軸及びハウジングの設計

13.1 軸・ハウジングの精度と粗さ .....	A 270
13.2 軸受の取付関係寸法 .....	A 270
13.3 密封装置 .....	A 272
13.3.1 非接触形式の密封装置 .....	A 272
(1) 油 溝 .....	A 272
(2) フリンガ (スリング) .....	A 273
(3) ラビリンス .....	A 273
13.3.2 接触形式の密封装置 .....	A 274
(1) オイルシール .....	A 274
(2) フェルトシール .....	A 275



■軸及びハウジングの設計

13 軸及びハウジングの設計

13.1 軸・ハウジングの公差と粗さ

軸やハウジングの精度不良がある場合、軸受はその影響を受け、必要な性能を発揮することができない。例えば、取付部の肩の精度不良があれば、軸受の内輪・外輪の傾きを生じ、軸受荷重のほかに端部集中荷重（エッジロード）が加わり、軸受の疲れ寿命を低下させる。更に、保持器の破損、焼付きなどの損傷を生ずる原因となることがある。

また、ハウジングは、外部荷重による変形が少なく、軸受を十分に支持するような剛性のあることが必要である。剛性が高いほど、軸受の音響や荷重配分などに有利である。

一般の使用条件では、はめあい面の加工は、旋削仕上げあるいは精密中ぐり仕上げなどでよいが、回転の振れや音響についての要求が厳しい使用箇所や、荷重条件の過酷な場合には、研削仕上げが必要である。

一体形ハウジングに軸受を2個以上配列する場合、ハウジングのはめあい面は、通し穴で加工できるように設計する。二つ割りハウジングでは、薄肉の外輪を変形させることがあるので、加工上注意が必要である。

表13.1 軸・ハウジングの公差と粗さ

項目	軸受の等級など	軸	ハウジング穴
真円度公差	0級, 6級	$\frac{IT3}{2} \sim \frac{IT4}{2}$	$\frac{IT4}{2} \sim \frac{IT5}{2}$
	5級, 4級	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$
円筒度公差	0級, 6級	$\frac{IT3}{2} \sim \frac{IT4}{2}$	$\frac{IT4}{2} \sim \frac{IT5}{2}$
	5級, 4級	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$	$\frac{IT2}{2} \sim \frac{IT3}{2}$
肩の振れ公差	0級, 6級	IT3	IT3~IT4
	5級, 4級	IT3	IT3
はめあい面の粗さ $R_a$	小形軸受	0.8	1.6
	大形軸受	1.6	3.2

**備考** 半径法による一般的な推奨であり、軸受の公差に対応して基本公差 IT の等級を選定する。IT の数値については、付表11 (E016ページ) をご参照ください。なお、ハウジング穴に しめしろ をもたせて軸受の外輪を取付ける場合及び薄肉軸受の内輪・外輪を取付ける場合などには、軸・ハウジングの公差が軸受軌道面に与える影響が大きいためさらに公差を向上させる必要がある。

通常の使用条件では、軸・ハウジングの公差と粗さは、表13.1による。

13.2 軸受の取付関係寸法

軸受を軸又はハウジングに取り付けて、アキシャル方向に位置を決める場合、軸受側面が接する軸の肩又はハウジング内径の肩は、軸心に対して直角に仕上げなければならない(表13.1参照)。また、円すいころ軸受正面側のハウジング内径は保持器との接触を避けるため軸受の外径面と平行に加工する。

軸及びハウジングの隅の丸みは、軸受の面取部分と干渉しないようにする必要がある。したがって、隅の丸みの半径  $r_a$  は、軸受の面取寸法  $r$  又は  $r_1$  の最小値を超えない値とする。

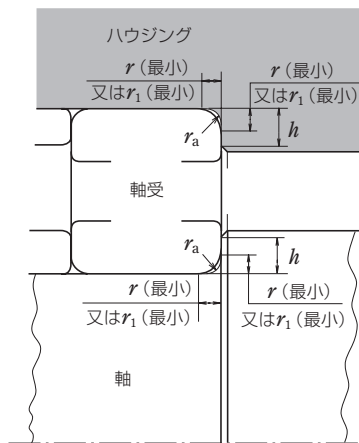


図13.1 ラジアル軸受の面取寸法と軸・ハウジングの隅の丸みの半径と肩の高さ

ラジアル軸受に対する軸の肩及びハウジングの肩の高さは、軌道輪の側面に十分接触し、かつ、取外工具などが当てられるような高さとする。その最小値は表13.2による。

軸受の取付関係寸法は、この肩の高さを考慮した直径で、軸受寸法表に記載されている。特にアキシャル荷重を負荷する円すいころ軸受や円筒ころ軸受では、つば部を十分に支持する肩の寸法と強度とが必要である。

なお、 $h$  及び  $r_a$  の値は、軸又はハウジングの隅の丸みが、図13.2の (a) の場合に適用し、図13.2の (b) のように軸を研削仕上げするときの逃げ寸法は、普通、表13.3の値による。

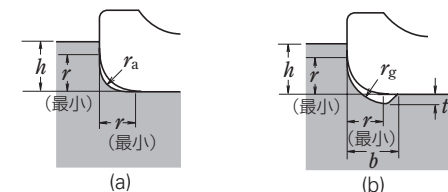


図13.2 軸受の面取寸法と軸の隅の丸みの寸法と形状

表13.2 軸及びハウジングの隅の丸みの半径とラジアル軸受に対する肩の高さ (メートル系)

内輪又は外輪の面取寸法	軸又はハウジング			単位 mm
	隅の丸みの半径	肩の高さ $h$ (最小)		
		$r_a$ (最大)	深溝玉軸受 <sup>(1)</sup> 自動調心玉軸受 円筒ころ軸受 <sup>(1)</sup> ソリッド形針状ころ軸受	
$r$ (最小) 又は $r_1$ (最小)				
0.05	0.05	0.2	—	—
0.08	0.08	0.3	—	—
0.1	0.1	0.4	—	—
0.15	0.15	0.6	—	—
0.2	0.2	0.8	—	—
0.3	0.3	1	—	1.25
0.6	0.6	2	2.5	2.5
1	1	2.5	3	3
1.1	1	3.25	3.5	3.5
1.5	1.5	4	4.5	4.5
2	2	4.5	5	5
2.1	2	5.5	6	6
2.5	2	—	6	6
3	2.5	6.5	7	7
4	3	8	9	9
5	4	10	11	11
6	5	13	14	14
7.5	6	16	18	18
9.5	8	20	22	22
12	10	24	27	27
15	12	29	32	32
19	15	38	42	42

注 (1) アキシャル荷重を負荷させる軸受では、この値より十分大きな肩の高さを必要とする。

(2) 大きなアキシャル荷重がかかる場合には、この値より十分大きな肩の高さを必要とする。

備考 1. スラスト軸受に対しても、この隅の丸みの半径が適用される。

2. 軸受寸法表には、取付関係寸法として肩の高さでなく、肩の直径で記載されている。

表13.3 軸を研削仕上げする場合の逃げ寸法

内輪及び外輪の面取寸法	逃げる寸法			単位 mm
	$t$	$r_g$	$b$	
$r$ (最小) 又は $r_1$ (最小)				
1	0.2	1.3	2	—
1.1	0.3	1.5	2.4	—
1.5	0.4	2	3.2	—
2	0.5	2.5	4	—
2.1	0.5	2.5	4	—
2.5	0.5	2.5	4	—
3	0.5	3	4.7	—
4	0.5	4	5.9	—
5	0.6	5	7.4	—
6	0.6	6	8.6	—
7.5	0.6	7	10	—

■軸及びハウジングの設計

スラスト軸受の場合、軌道盤の支持面を十分に広くする必要があり、支持面の直角度も良くなければならない。

ハウジング穴の肩の直径  $D_a$  は、玉のピッチ円径より小さく採り、軸の肩の直径  $d_a$  は、玉のピッチ円径より大きな寸法とする（図13.3）。

スラストころ軸受では、ころの接触長さ全面を支持する寸法にすることが望ましい（図13.4）。

肩の直径  $d_a$  及び  $D_a$  は、軸受形式別に、それぞれの軸受寸法表に記載されている。

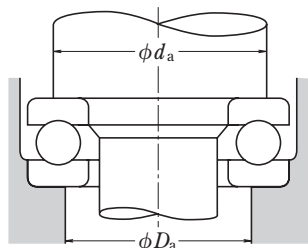


図13.3 スラスト玉軸受の支持面の直径

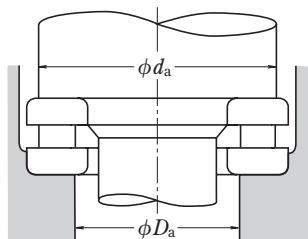


図13.4 スラストころ軸受の支持面の直径

13.3 密封装置

密封装置は、外部からのごみ、水分、金属粉など軸受に有害なものの侵入を防ぎ、軸受部分に保有する潤滑剤の漏れを防止するものである。したがって、密封装置は、あらゆる運転条件に対して常に密封、防じんの目的を果たすものでなければならない。異常な摩擦や焼付きなどを起すようなものであってはならない。同時に、分解、組立て、保守などが容易にできるものであることが望まれる。

それぞれの用途に応じて、潤滑方法と併せて検討し、適切な密封装置を選定することが必要である。

13.3.1 非接触形式の密封装置

軸と接触することがなく、摩擦部分のない密封装置としては、油溝、フリंगा、ラビリンスなどの形式がある。遠心力や、小さなすきまを利用して、密封の目的を果たすことができる。

(1) 油溝

油溝形式は、軸とハウジングカバーとの小さなすきまと、その部分に設けた数本の溝によって、密封作用を行なうものである（図13.5 (a) (b)）。低速の場合を除いて、油溝だけでは、潤滑剤の漏れ防止の効果が少ないので、フリंगाやラビリンスと併用することも多い（図13.5 (c)）。油溝に、ちょう度200程度のグリースを詰めておくと、ある程度防じん効果がある。

軸とハウジングとのすきまは、小さいほど密封効果は上がるが、運転中に両者が接触してはならないので、表13.4に示す程度の値を採る。

溝幅は、3~5mm程度とし、深さは4~5mm程度がよい。溝数は、溝だけで密封する場合、3本以上とする。

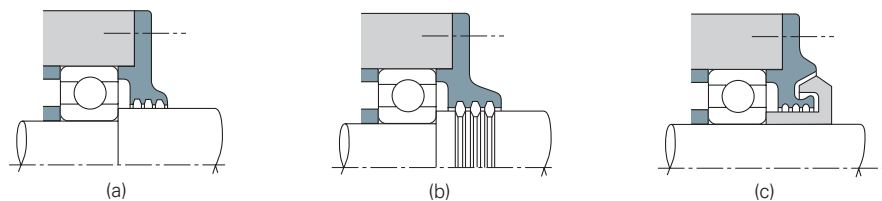


図13.5 油溝の例

(2) フリंगा (スリング)

軸に取り付けた回転体の遠心力によって、油漏れ防止、防じん作用をさせる密封形式である。

ハウジング内側にフリंगाを置いた図13.6 (a), (b) は、油漏れ防止を主目的としたもので、比較的ごみの少ない環境で用いられる。図13.6 (c), (d) は、外部からのごみや水分の侵入を、フリंगाの遠心力で防いでいる。

表13.4 油溝形式の軸とハウジングとのすきま

単位 mm	
軸の呼び直径	ラジアル方向のすきま
50 以下	0.25~0.4
50 を超え 200 以下	0.5 ~1.5

(3) ラビリンス

軸とハウジングとの間に、小さなすきまをもつ凹凸の組合せであり、特に、高速軸の油漏れ防止に適している。

組立てを容易にするため、図13.7 (a) が多く使用されるが、図13.7 (b), (c) の方が密封性は良い。しかし、ハウジング又はカバーを、二つ割り又は組立式にする必要がある。

ラジアル方向及びアキシャル方向のラビリンスすきまは、普通、表13.5に示す程度とする。

表13.5 ラビリンスのすきま

単位 mm		
軸の呼び直径	ラビリンスすきま	
	ラジアル方向	アキシャル方向
50 以下	0.25~0.4	1~2
50 を超え 200 以下	0.5 ~1.5	2~5

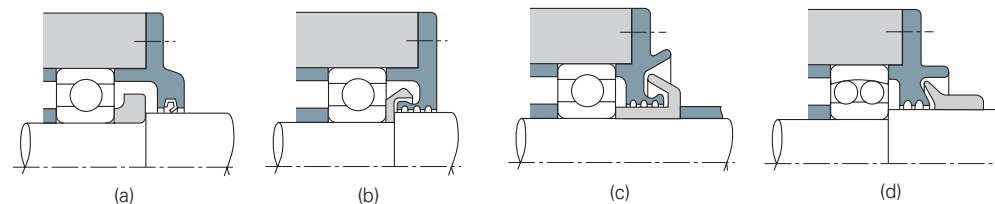


図13.6 フリंगाの例

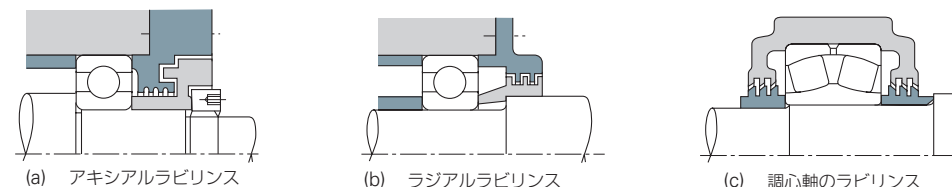


図13.7 ラビリンスの例

## ■軸及びハウジングの設計

### 13.3.2 接触形式の密封装置

合成ゴム、合成樹脂、フェルトなどの接触先端が、軸と摩擦接触をしながら密封作用を行なう形式で、合成ゴムのリップをもつオイルシールが最も一般的である。

#### (1) オイルシール

外部から ごみ、水分、異物などが侵入しやすい箇所、又はハウジング内の潤滑剤の漏れを防ぐ箇所に、多くのオイルシールが使われている (図13.8、図13.9)。

オイルシールには、数多くの形式と寸法とが標準化されており (JIS B 2402参照)、その中でも、適正な緊迫力を保持するため、ばねを組み込んだものが多い。したがって、軸の偏心又はみそすり運動に対しても、ある程度追従できる。

シールリップの材料としては、通常、ニトリル・アクリル・シリコン・ふっ素の合成ゴム、四ふっ化エチレン樹脂などが用いられる。許容温度の上限は、上記の材料の順序に高くなっている。

シールリップと軸との間に油膜がないと、摩耗、発熱を起しやすいので、取付け時には、シール部分に油を塗

布する必要がある。また、運転中には、しゅう動面にハウジング内の潤滑剤が、わずかににじみ出ているような状態が望ましい。

但し、アクリル系材料は、エステル系グリースでの膨潤に注意が必要であり、シリコン系材料は、低アニン点鉱油、シリコン系グリース、シリコン油での膨潤に注意が必要である。又、ふっ素系材料は、ウレア系グリースでの劣化に注意が必要である。

オイルシールの許容周速は、シールの形式、しゅう動面の仕上げ程度、密封対象液、温度条件、軸の偏心の程度などによって異なる。使用温度範囲は、リップの材料によって制限される。条件の良い場合の許容周速と使用温度範囲は、表13.6に示す値が目安となる。

周速の大きい場合や、内圧の高いときには、軸のしゅう動部をよく仕上げる必要があり、軸の偏心も0.02~0.05mm以下にするほうがよい。

軸のしゅう動部の硬さは、耐摩耗性を高めるため、熱処理又は硬質クロムメッキなどによって、HRC40以上にする必要があり、できればHRC55以上が望ましい。

軸の周速によって要求されるしゅう動部の表面粗さの目安を、表13.7に示す。

#### (2) フェルトシール

フェルトシールは、伝動軸などに古くから使われていたが、油の漏れや浸透もある程度避けがたいので、グリース潤滑の場合に防じんの目的だけにしか用いられていな

い。軸の周速が大きい (4m/s以上) 場合にも適さない。用途に応じた合成ゴムシールに換えていくことが望ましい。

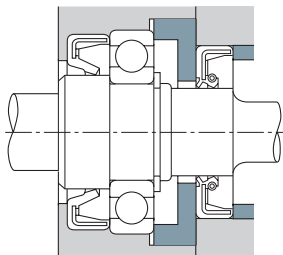


図13.8 オイルシール使用例(1)

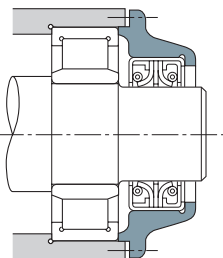


図13.9 オイルシール使用例(2)

表13.6 オイルシールの許容周速と使用温度範囲

シールの材料		許容周速 (m/s)	使用温度範囲°C <sup>(1)</sup>
合成ゴム	ニトリル系	16以下	-25~+100
	アクリル系	25以下	-15~+130
	シリコン系	32以下	-70~+200
	ふっ素系	32以下	-30~+200
四ふっ化エチレン樹脂		15以下	-50~+220

注 (1) 短時間の運転では、使用温度範囲の上限を 20°C ほど高く採ることができる。

表13.7 軸の周速としゅう動部の粗さ

周速 (m/s)	表面粗さ Ra (µm)
5以下	0.8
5~10	0.4
10を超えるもの	0.2