NTN

UD FONT

© NTN 株式会社 2025
CAT.No.9012-9/J 25.07.02 DS/DS

NTN 転がり軸受入門 ハンドブック NTN株式会社

NTN

転がり軸受入門
ハンドブック

CAT.No.9012-9/J

HAND BOOK



転がり軸受入門
ハンドブック

NTN®

はじめに

物を動かすときには，多くの場合，摩擦力という力が働き，物を動かすためには，この摩擦力を上回る力が必要です。各種機械をはじめ，動くものには，この摩擦力を小さくするために，いろいろな軸受が使われます。

回転する軸を支えることから軸受といわれますが，回転だけでなく滑り面に使われているものも軸受と呼ばれています。これらの軸受の中で，転動体と呼ばれる玉またはころ等を使い，摩擦力を小さくしたものが転がり軸受です。

転がり軸受の歴史は長いですが，近年の技術進歩はめざましいものがあり，この技術革新によって各種機械，装置等にとって非常に重要な機械要素の一つとなっています。

転がり軸受入門ハンドブックでは，転がり軸受の基礎を理解していただくとともに，正しい使い方を把握してもらうために，判り易く解説しています。ご活用いただければ幸いです。

目次

1 転がり軸受について ····· 5
1. 1 滑り摩擦と転がり摩擦 ····· 5
1. 2 滑り軸受と転がり軸受 ····· 5

2 転がり軸受の分類と特徴 ····· 6
2. 1 構　造 ····· 6
2. 2 分　類 ····· 7
2. 3 軸受の製造工程 ····· 9
2. 4 特　徴 ····· 10

3 軸受の選定 ····· 17
3. 1 選定手順 ····· 17
3. 2 形式と性能比較 ····· 18
3. 3 軸受の配列 ····· 19

4 主要寸法と呼び番号 ····· 20
4. 1 主要寸法 ····· 20
4. 2 呼び番号 ····· 21

5 軸受の精度 ····· 23
5. 1 寸法精度と回転精度 ····· 23
5. 2 精度の測定方法 ····· 27

6 定格荷重と寿命 ····· 28
6. 1 軸受の寿命 ····· 28
6. 2 基本定格寿命と基本動定格荷重 ····· 28
6. 3 補正定格寿命 ····· 29
6. 4 修正定格寿命 ····· 30
6. 5 使用機械と必要寿命 ····· 33
6. 6 基本静定格荷重 ····· 34
6. 7 許容静等価荷重 ····· 34

7 軸受荷重 ····· 35
7. 1 軸系に作用する荷重 ····· 35
7. 2 軸受への荷重配分 ····· 37
7. 3 等価荷重 ····· 39
7. 4 許容アキシアル荷重 ····· 40

8 はめあい ····· 43
8. 1 軸受のはめあい ····· 43
8. 2 はめあいの選定 ····· 44
8. 3 はめあいの計算 ····· 47
8. 4 はめあい面の圧力 ····· 48
8. 5 圧入および引抜きに要する力 ····· 49

9 軸受内部すきまと予圧 ····· 50
9. 1 軸受内部すきま ····· 50
9. 2 軸受内部すきまの選定 ····· 51
9. 3 軸受の予圧 ····· 52
9. 4 深溝玉軸受のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきまとの関係 ····· 54
9. 5 アンギュラ玉軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位量との関係 ····· 55
9. 6 円すいころ軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位量との関係 ····· 57
9. 7 玉軸受の許容アキシアル荷重 ····· 59

10 許容回転速度 ····· 60

11 軸受の特性 ····· 61
11. 1 摩　擦 ····· 61
11. 2 発熱量 ····· 61
11. 3 音　響 ····· 62

12 潤　滑 ····· 63
12. 1 潤滑の目的 ····· 63
12. 2 潤滑方法と特性 ····· 63
12. 3 グリース潤滑 ····· 63
12. 4 油潤滑 ····· 69

13 軸受の密封装置 ····· 72

14 軸受材料 ····· 73
14. 1 軌道輪および転動体の材料 ····· 73
14. 2 保持器の材料 ····· 73

15 軸およびハウジングの設計 ····· 74
15. 1 軸受の固定 ····· 74
15. 2 軸受の取付関係寸法 ····· 75
15. 3 軸およびハウジングの精度 ····· 76

16 軸受の取扱い ····· 77
16. 1 軸受の保管 ····· 77
16. 2 取扱い上の注意 ····· 78
16. 3 軸受の取付け ····· 78
16. 4 取付け後の回転検査 ····· 80
16. 5 軸受の取外し ····· 80

17 軸受の損傷と対策 ····· 83
17. 1 軸受の損傷と主な発生原因および対策 ····· 83
17. 2 転走跡と荷重のかかり方 ····· 88

1 転がり軸受について

1. 1 滑り摩擦と転がり摩擦

図1.1に示すように，同じ重さのものを引張るときに地面に直接置いて引張る場合と，ころの上に乗せて引張る場合では，動かすために必要な力が大きく異なります。これは摩擦係数（μ）というものが大きく異なるためです。

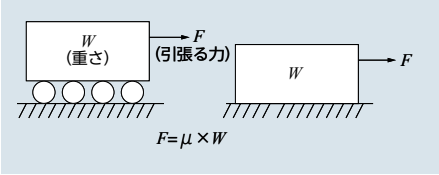


図1.1 摩擦力の比較

動く境目となる力は$F=\mu \times W$で計算できますが，転がり軸受の摩擦係数μの値は滑り軸受の摩擦係数の1/100以下の非常に小さな値となっています。

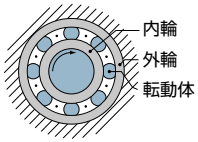
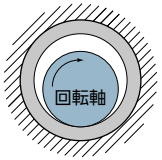
一般に転がり軸受の摩擦係数はμ=0.001～0.005です。

1. 2 滑り軸受と転がり軸受

いずれの軸受もいろいろな形式があり，それぞれ特徴をもっています。

両者の一般的な特徴の比較を**表1.1**に示します。

表1.1 滑り軸受と転がり軸受の比較

特　性	転がり軸受	滑り軸受
構　造	一般に内輪と外輪を有し，この間に玉またはころの転動体が介在し，この転がりによって回転荷重を支えます。	回転荷重は面で支持され，直に滑り接触する場合と，流体を媒体として膜厚で滑りを保持する場合があります。
寸　法	転動体が介在するため断面積が大きくなります。	断面積が非常に小さくなります。
摩　擦	起動時，回転中とも摩擦トルクは非常に小さくなります。	起動時の摩擦トルクは大きくなります。回転中は条件によっては，小さいものもあります。
内部すきま・剛性	内部すきまを負にして軸受として剛性をもたせて使用することができます。	すきまがある状態で使用します。したがって，すきま分だけは動きます。
潤　滑	原則として潤滑剤が必要です。グリース使用等で保守が容易ですが，ごみに対しては敏感です。	無潤滑で使用できるものもあり，一般にはごみに対しては比較的鈍感です。油潤滑条件に十分な注意が必要です。
温　度	高温から低温まで使用できます。潤滑剤により冷却効果が期待できます。	一般には高温および低温に限界があります。

備考　転がり軸受は寸法が国際的に標準化されているので，互換性，入手性に優れ，安価なため広く使用されています。

2 転がり軸受の分類と特徴

2. 1 構造

転がり軸受は基本的に4つ（外輪，内輪，転動体，保持器）の部品より構成されています。代表的な軸受について各部品の形状を**図2.1**に示します。

●軌道輪（内輪と外輪）または軌道盤[1)]

転動体が転がる表面を軌道面と呼び，軸受にかかる荷重をその接触面で支えています。また，一般に内輪は軸と，外輪はハウジングとはめあいされて使われます。

注1）JISではスラスト軸受の軌道輪を軌道盤と呼び，内輪を軸軌道盤，外輪をハウジング軌道盤と呼びます。

●転動体

転動体は大別すると**玉**と**ころ**ですが，ころは形状により円筒ころ，針状ころ，円すいころ，および球面ころに分類されます。転動体は軌道輪間を転がりながら荷重を受ける役目をもっています。

●保持器

転動体を一定の間隔で正しい位置に保持するとともに，転動体が脱落することを防ぐ役目ももっています。この保持器には鉄板をプレスした**打抜き保持器**，削り出しによる**もみ抜き保持器**，**成形保持器**などがあります。

軸受形式	完成品	部品			
		外輪	内輪	転動体	保持器
深溝玉軸受					
円筒ころ軸受					
円すいころ軸受					
自動調心ころ軸受					
針状ころ軸受					

図2.1 代表的な転がり軸受の部品

2. 2 分類

転がり軸受を構造上から分類すると概ね**図2.2**のようになります。

この他にも種々の形状をした軸受があります。各種カタログをご参照ください。

また，代表的な軸受の各部の用語を**図2.3**に示します。

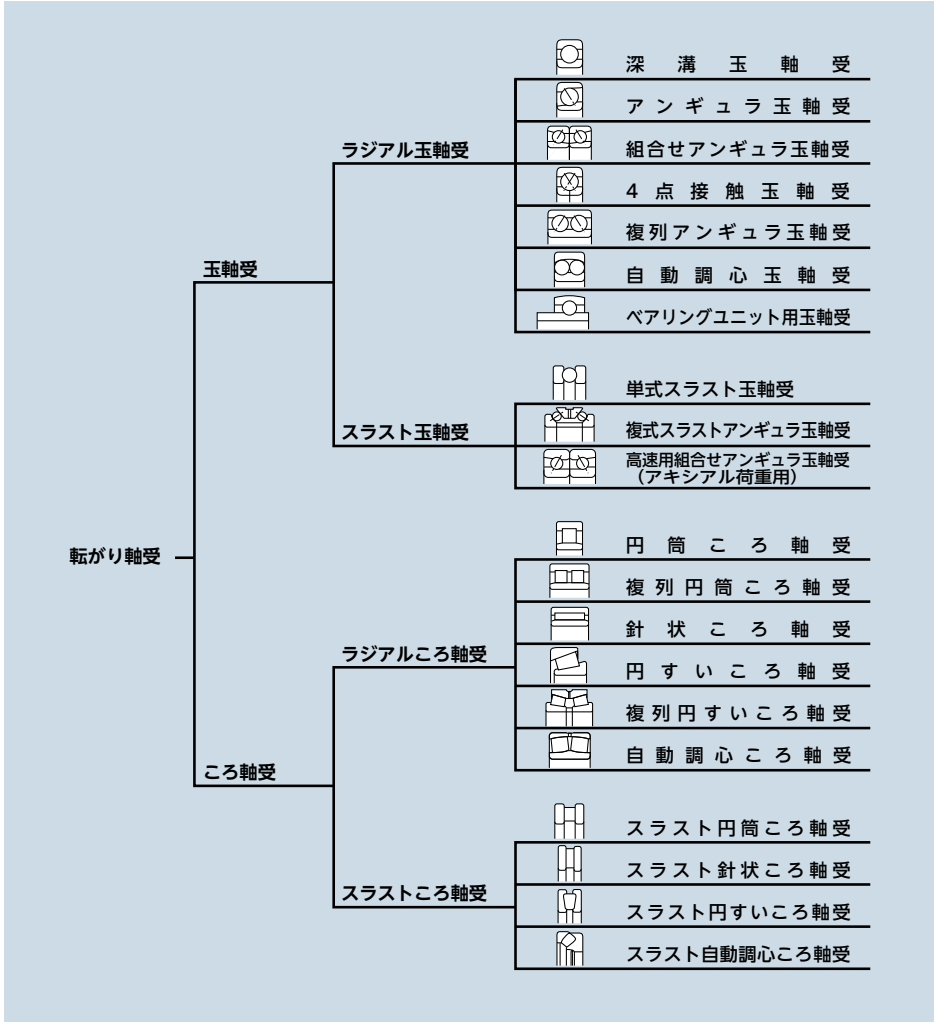


図2.2 転がり軸受の分類

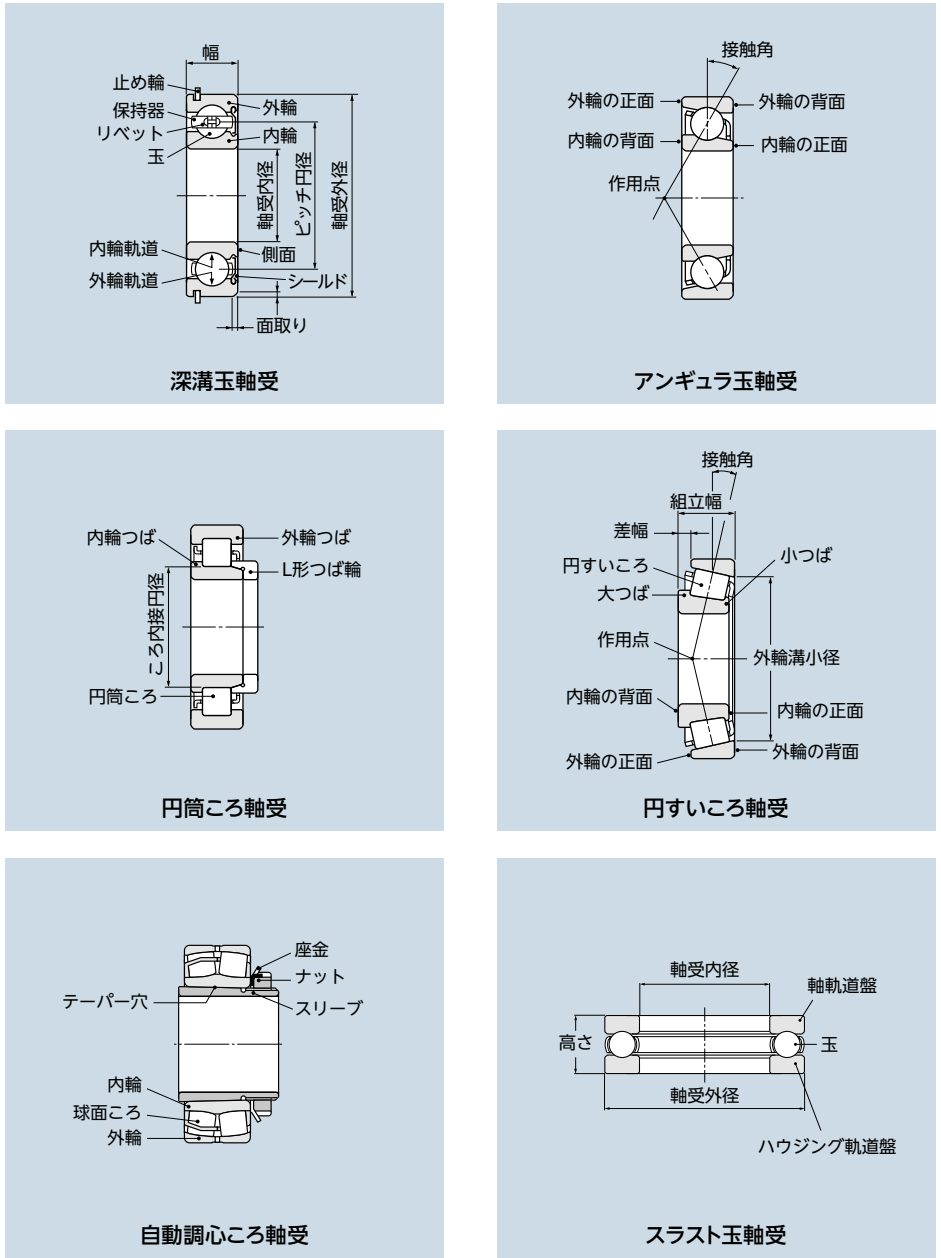
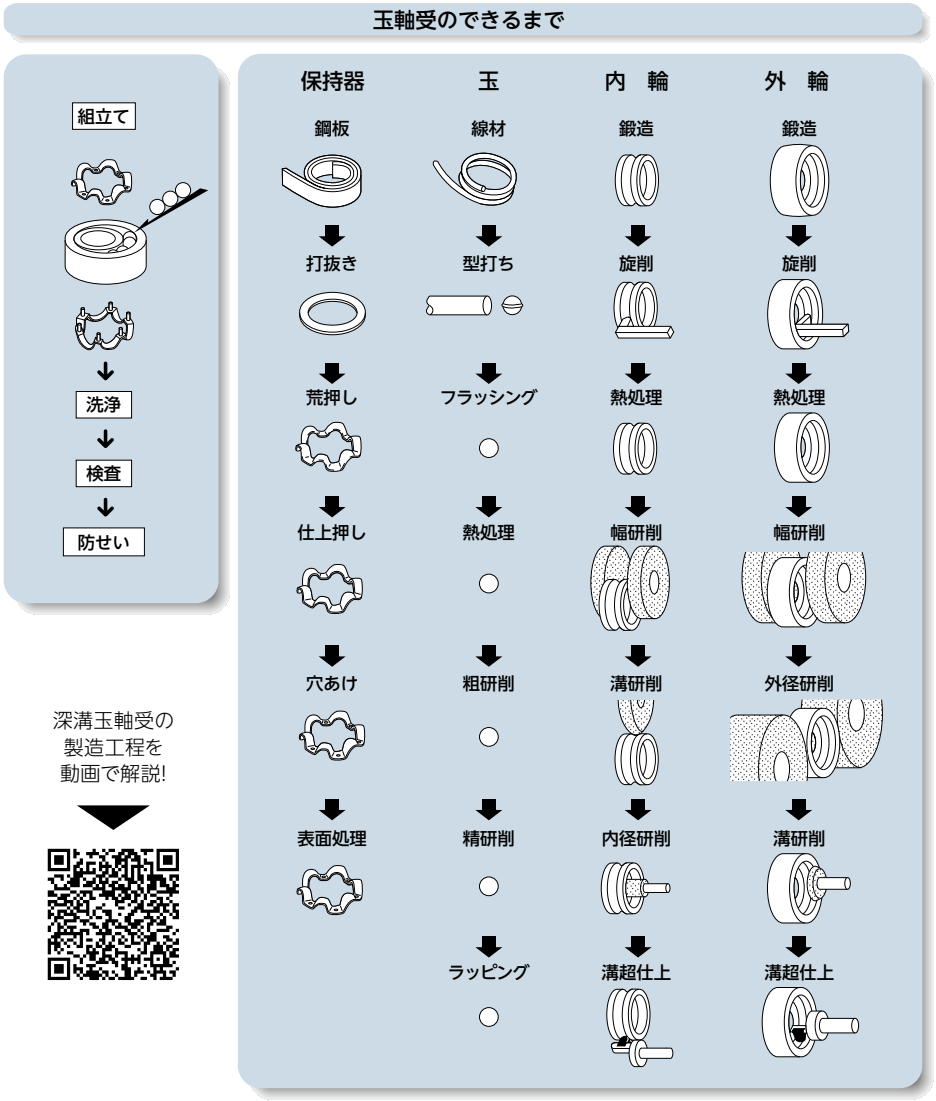


図2.3 軸受各部の用語

2. 3 軸受の製造工程

軸受の形式は多く，その製造工程もそれぞれの軸受形式により相違しますが，一般に鍛造工程，旋削工程，熱処理工程，研削工程，組立工程を経て製造されます。

深溝玉軸受の製造工程を**図2.4**に示します。



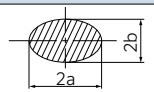
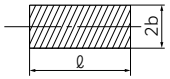
深溝玉軸受の製造工程を動画で解説!

図2.4 深溝玉軸受の製造工程

2. 4 特徴

●玉軸受ところ軸受

表2.1 玉軸受ところ軸受の比較

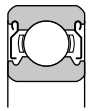
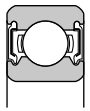
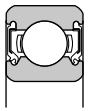
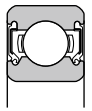
	玉　軸　受	ころ軸受
軌道輪との接触状況	点接触 荷重を受けると接触面はだ円形となります。 	線接触 荷重を受けると接触面は一般に長方形となります。 
特　性	玉は点接触のため，転がり抵抗が小さく，低トルク，高速使用に適しています。また，音響にも優れています。	線接触のため，回転トルクは玉軸受より大きいですが，剛性が高くなります。
負荷能力	負荷能力は小さいですが，ラジアル軸受ではラジアルおよびアキシアル両方向の荷重を受けることができます。	負荷能力が大きく，つば付き円筒ころ軸受では若干のアキシアル荷重も受けられます。円すいころ軸受では2個組合せにより大きな両方向のアキシアル荷重が受けられます。

●深溝玉軸受

最も一般的な軸受で種々の分野で幅広く使われています。この軸受には内部にグリースを封入し使い易くしたシールおよびシールド軸受があります。**表2.2**に構造と特性を示します。

また，外輪取付け時の位置決めを考慮した止め輪付き軸受，ハウジングの温度による軸受はめあい面の寸法変化を吸収する膨張補正軸受，潤滑油中のごみに強いTAB軸受など種々の軸受があります。

表2.2 密封玉軸受の構造と特性

形式および記号		シールド形	シール形		
		非接触形　ZZ	非接触形　LLB	接触形　LLU	低トルク形　LLH
構　造					
		●金属のシールド板を外輪に固定し，内輪シール面のV溝とのラビリンスすきまを形成。	●鋼板に合成ゴムを固着したシール板を外輪に固定し，シール先端部は内輪シール面のV溝に沿ってラビリンスすきまを形成。	●鋼板に合成ゴムを固着したシール板を外輪に固定し，シール先端部は内輪シール面のV溝側面に接触してシールを形成。	●基本構造はLLUと同じですがシール先端部のリップを特殊設計し，吸着防止のスリットを設け低トルクシールを形成。
性能比較	摩擦トルク	小	小	やや大	中
	防　塵　性	良　好	ZZ形より良好	最も良好	LLB形より良好
	防　水　性	不　適	不　適	極めて良好	良　好
	高　速　性	開放形と同等	開放形と同等	接触シールによる限界を設定	LLU形より良好
	許容温度範囲[1)]	潤滑剤の使用温度範囲	-20～120 ℃	-20～110 ℃	-20～120 ℃

注1)　許容温度範囲は標準品について示しています。
備考　図は両シールド，両シール軸受を示していますが，片シールド（Z），片シール（LB，LU，LH）軸受も製作しています。
片シールド，片シール軸受は，グリースを封入していません。

●アンギュラ玉軸受

内輪，玉，外輪の接触点を結ぶ直線がラジアル方向に対してある角度（接触角）をもっています（**図2.5**参照）。

この角度は基本的に3種類の接触角で設計されています。**表2.3**に接触角と接触角記号を示します。

この軸受はアキシアル荷重が負荷できますが，接触角をもつため，1個では使用できず，対または組合せで使用しなければなりません。**表2.4**に組合せアンギュラ玉軸受の組合せ形式と特徴を示します。

高速用として内部設計を見直したシリーズもあります。詳細については，専用カタログ「**精密転がり軸受（CAT.No.2260/J）**」をご参照ください。

また，これら組合せ軸受の代わりに内輪，外輪をそれぞれ一体化した複列アンギュラ玉軸受もあります。これは25°の接触角をもっています（**図2.6**参照）。

一方，1つの軸受で両方向のアキシアル荷重が受けられる4点接触軸受があります。ただし，負荷条件によっては，温度上昇，摩耗の問題が発生しますので，注意が必要です。

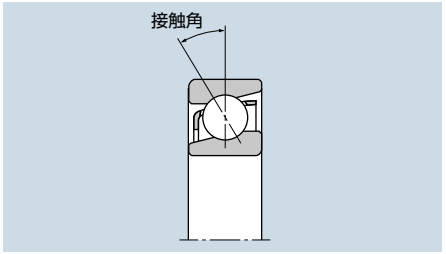


図2.5 接触角

表2.3 接触角と接触角記号

接触角	15°	30°	40°
接触角記号	C	A[1)]	B

注1）接触角記号Aは省略します。

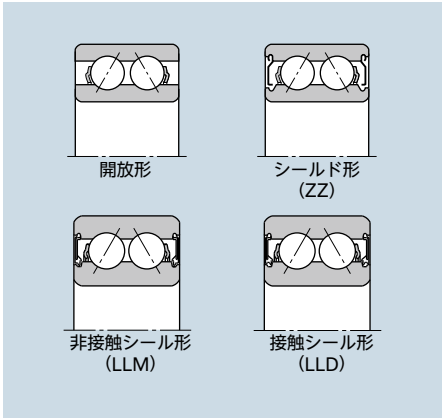
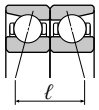
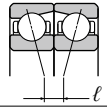


図2.6 複列アンギュラ玉軸受

表2.4 組合せアンギュラ玉軸受の組合せ形式と特徴

組合せ形式	構　造	特　　徴
背面組合せ（DB）		●ラジアル荷重と両方向のアキシアル荷重を受けることができます。 ●軸受の作用点間距離ℓが大きいため，モーメント荷重の負荷能力が大きいです。 ●許容傾き角は小さいです。
正面組合せ（DF）		●ラジアル荷重と両方向のアキシアル荷重を受けることができます。 ●軸受の作用点間距離ℓが小さくなりモーメント荷重の負荷能力は小さいです。 ●許容傾き角は背面組合せより大きいです。
並列組合せ（DT）		●ラジアル荷重と一方向のアキシアル荷重を受けることができます。 ●2個でアキシアル荷重を受けるので大きなアキシアル荷重を受けることができます。

備考1　組合せアンギュラ玉軸受の内部すきま，または予圧量を調整するため，セットで製作していますので，同一の製品番号の軸受を組合せて使用しなければなりません。
2　3個以上の組合せもあります。

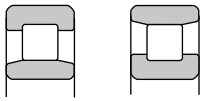
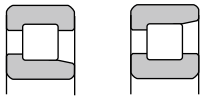
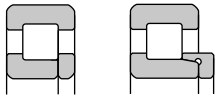
●円筒ころ軸受

転動体がころのため負荷能力が大きく，ころは内輪または外輪のつばで案内されています。内輪，外輪が分離できるので組立てがし易く，いずれも固いはめあいをすることができます。また，内輪，外輪いずれかがつばのない形式では軸方向に自由に動くので，軸の伸びを吸収するいわゆる自由側軸受として使うのに最適です。一方，つばのある形式はころ端面とつばの間でわずかながらアキシアル荷重を受けることができます。さらに，アキシアル負荷能力を高めるためにつば，ならびにころ端面形状を考慮したHT形，また，ラジアル負荷能力を高めるため内部設計を工夫したEA形，E形円筒ころ軸受もあります。小径サイズはEA形が標準です。

基本的な形式と特徴を**表2.5**に示します。

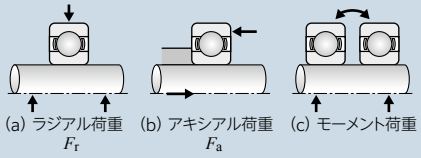
上記の他に，さらに，大きな荷重に適用するためにころを多列に並べた軸受，保持器をなくして総ころ形式にしたSL形軸受などもあります。

表2.5 円筒ころ軸受の形式と特徴

形式記号	構　造	特　　徴
NU形 N形		●NU形は外輪に両つばがあり，「外輪ところおよび保持器の組立品」と内輪が分離できます。N形は内輪に両つばがあり，「内輪ところおよび保持器の組立品」と外輪が分離できます。 ●アキシアル荷重を全く受けることができません。 ●自由側軸受として最も適した形式で広く使用されています。
NJ形 NF形		●NJ形は外輪に両つば，内輪に片つばがあり，NF形は外輪に片つば，内輪に両つばがあります。 ●一方向のアキシアル荷重を受けることができます。 ●固定側，自由側に区別しない場合に2個を近接して使用することがあります。
NUP形 NH形 (NJ+HJ)		●内輪のつばがない側につば輪を付けたのがNUP形，NJ形にL形つば輪を付けたのがNH形でそれぞれのつば輪が分離するので内輪をアキシアル方向に固定する必要があります。 ●両方向のアキシアル荷重を受けることができます。 ●固定側軸受として使用することがあります。

軸受にかかる荷重

転がり軸受にかかる荷重の種類を右図に示します。モーメント荷重は，偏心荷重やミスアライメントにより発生します。



●**円すいころ軸受**

内輪，外輪の軌道面およびころの円すいの頂点が軸受の中心線上の一点で交わるように設計されています（**図2.7**参照）。このため，ころは軌道面上を内輪軌道面と外輪軌道面から受ける合成力によって，内輪大つばに押付けられて案内されながら転がります。

ラジアル荷重を受けるとアキシアル方向の分力が生じるので2個対応させて使用する必要があります。ころ付き内輪と外輪が分離するので，すきま，または予圧の状態での取付けが容易で便利ですが，組込み後すきまの管理は難しいので注意が必要です。ラジアル荷重，アキシアル荷重とも大きな荷重を受けることができます。

なお，**NTN**の4T-，ET-，T-，ECO-およびU付き軸受は，ISOおよびJISのサブユニット寸法（呼び接触角，外輪の呼び小端径）の規格に準拠しているので，国際的に互換性があります。

NTNでは浸炭鋼（はだ焼鋼）にて長寿命化を図ったETA-などの軸受があります。なお，この他に2個の軸受を組合せた複列円すいころ軸受，さらに，四列円すいころ軸受などが重荷重用としてあります。

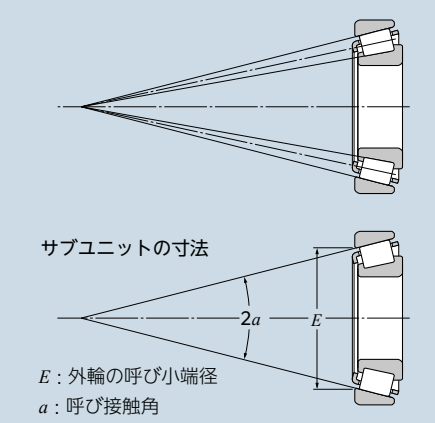


図2.7 円すいころ軸受

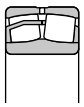
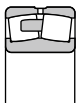
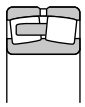
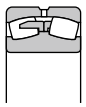
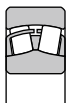
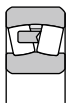
●**自動調心ころ軸受**

軌道面が球面をした外輪と2列のたる形転動体を擁する内輪をもった軸受で軸の傾きなどに対応する調心性をもっています。

内部設計の違いによっていろいろな形式の軸受があります（**表2.6**参照）。

内輪内径がテーパー穴をした軸受もあり，アダプタまたは取外しスリーブにて軸に容易に取付けられ，また，大きな荷重を受けられるので多くの産業機械に使われています。アキシアル荷重が大きくなると片列のころが無負荷となり，いろいろな弊害が起こるので使用条件に注意が必要です。

表2.6 自動調心ころ軸受の形式

形　式	ULTAGE®1)シリーズ			Bタイプ	213Cタイプ	213タイプ
	EAタイプ	EMタイプ	EMタイプ（大形サイズ）			
構　造						
軸受サイズ	213以外の外径420 mm以下のもの		外径440～580 mmのもの	ULTAGE®1)シリーズに含まれないもの	213の内径50 mm以下のもの	213の内径55 mm以上のもの
ころ	対称ころ			非対称ころ	対称ころ	非対称ころ
保持器形式	打抜き保持器	もみ抜き保持器	もみ抜き保持器	もみ抜き保持器	打抜き保持器	もみ抜き保持器
最高使用温度	200 ℃			120 ℃（瞬間）　100 ℃（連続）		

注1）　ULTAGE®（アルテージ）とは，究極を意味する【ULTIMATE】とあらゆる場面での活躍を意味する【STAGE】を組合わせた造語で，世界最高水準の**NTN**新世代軸受のシリーズ総称です。

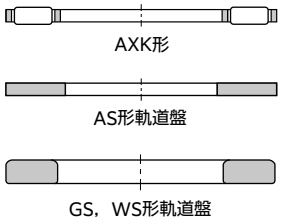
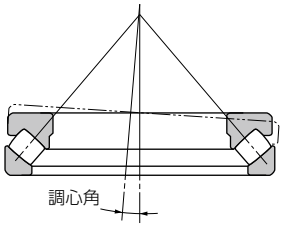
●**スラスト軸受**

転動体の形状および用途によっていろいろな形式の軸受があります。**表2.7**に形式と特徴を示します。

一般的に，許容回転速度は低いです。また，潤滑には注意が必要です。

下記以外にも特定用途用として種々のスラスト軸受があります。詳細については，各種カタログをご参照ください。

表2.7 スラスト軸受の形式と特徴

形　式	特　徴
●**単式スラスト玉軸受** 	内輪に相当する軸軌道盤と外輪に相当するハウジング軌道盤との間に保持器に保持された玉を擁しており，一方向のアキシアル荷重のみ受けることができます。
●**スラスト針状ころ軸受**  AXK形 AS形軌道盤 GS，WS形軌道盤	軌道盤に削り出し品を使用した軸受と鋼板のプレス品を使用した軸受とがあり，プレス品は断面高さの最も小さい軸受で，かつ負荷容量も大きくなります。
●**スラスト円筒ころ軸受** 	円筒ころが単列の軸受として一般的で，複列，3列ところを並べ負荷容量を大きくしたものもあります。
●**スラスト自動調心ころ軸受**  調心角	ハウジング軌道盤（外輪）の軌道面が軸受の中心軸と一致した点を中心とする球面をしており，たる形の転動体を使用した調心性のある軸受で，大きなアキシアル荷重が負荷できます。 保持器は銅合金もみ抜き保持器で，この保持器を案内するための案内スリーブが軸軌道盤（内輪）に付いています。 なお，ころ端面と軸軌道盤（内輪）のつば，保持器と案内スリーブの間など潤滑剤の行き渡りにくい部分があるので，低速回転でも油潤滑で使用する必要があります。

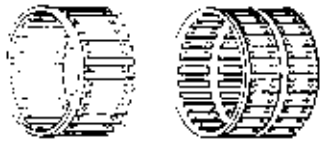
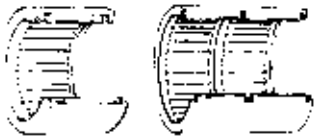
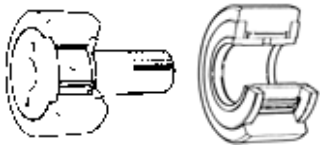
●針状ころ軸受

転動体としてのころが直径6 mm以下で長さが直径の3～10 倍の小さな針状ころを用いた軸受です。転動体が針状ころであるため，断面高さが小さく，寸法の割には負荷能力が大きく，本数が多いことから剛性も高く，また，揺動運動に適した軸受といえます。

この軸受には非常に多くの種類がありますが，ここでは代表的な形式のものを**表2.8**に示します。

詳細については，専用カタログ「**ニードルローラベアリング (CAT.No.2300/J)**」をご参照ください。

表2.8 針状ころ軸受の主な形式と特徴

形　式	特　徴
●保持器付き針状ころ 	針状ころおよび針状ころを案内し保持する保持器より構成されています。軸およびハウジングを直接軌道面として使用するため，硬さおよび仕上り面粗さには十分な注意が必要です。 単列と複列の形式があります。
●ソリッド形針状ころ軸受 	上記の保持器付き針状ころにソリッド（削り出し）の外輪が付いた形状が基本で，さらに，内輪が付いたものもあります。外輪を両つばタイプにして，内径側に保持器をセットし，内側から針状ころを挿入した形式がもっとも多く，シール付きもあります。
●シェル形針状ころ軸受 	外輪が鋼板を深絞りした軸受でハウジングに圧入して使用されます。したがって，ハウジングの内径形状精度がそのまま軸受性能に影響するため，ハウジング精度には注意が必要です。 一方，軸受は圧入のみで保持固定されるため，余分な止め輪などが不要で安価な設計ができます。この形式にはシール付き軸受，片側が閉じているクローズエンド形軸受もあります。
●カムフォロア ●ローラーフォロア 	外輪外径面を直接相手材に接触させ，外輪が転がり運動する軸受です。外輪にタイヤなどを被せる必要がなく，コンパクトな設計ができます。使用条件や相手材の硬さなどにより摩耗寿命が変ってくるので，注意が必要です。

●ベアリングユニット

玉軸受を種々の形状をした軸受箱の中に組入れたユニット商品で，軸受箱を機械にボルト締めにより取付けるとともに，軸は止めねじで簡単に内輪に取付けられます。すなわち，軸受周りの設計が一切不要で，回転装置を支持することができます。**図2.8**に給油式ベアリングユニットの構造を示します。

軸受箱の形状によってピロー形，フランジ形などさまざまな形状の軸受箱が標準化されています。軸受外径部分は軸受箱内径部形状同様に球面形状をしているので調心性をもっています。

また，潤滑は軸受内にグリースが封入されており，二重シールにより防塵効果をもたせています。

詳細については，専用カタログ「**ベアリングユニット (CAT.No.2400/J)**」をご参照ください。

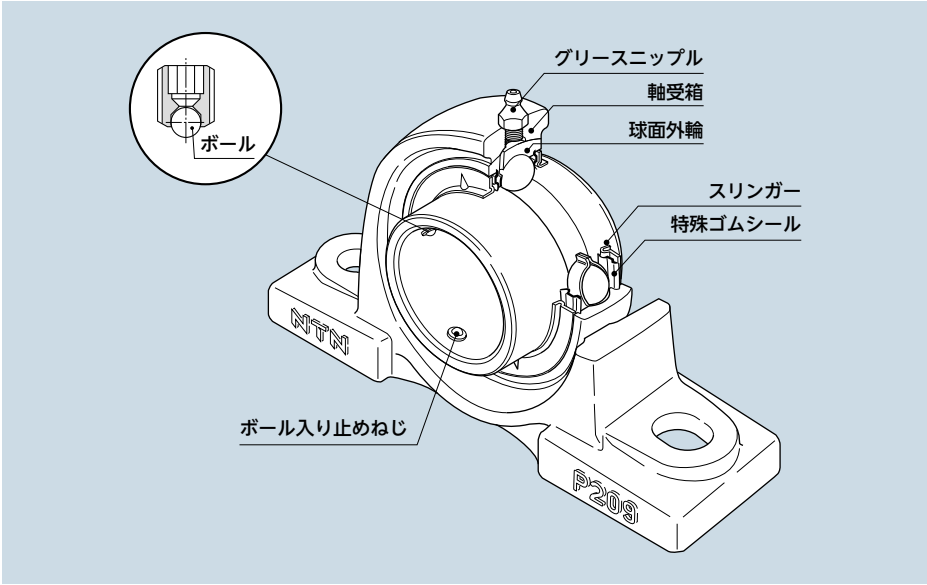


図2.8 給油式ベアリングユニット

3 軸受の選定

3. 1 選定手順

転がり軸受には，多くの種類と形式，寸法があります。最適な軸受を選定することは機械，装置の機能を期待通り発揮させるのに重要なことです。

選定手順は種々ありますが，一般的なフローチャートを**図3.1**に示します。



図3.1 軸受選定フローチャート

3. 2 形式と性能比較

主な転がり軸受の形式と性能比較を**表3.1**に示します。

表3.1 転がり軸受の形式と性能比較

特性＼軸受形式	深溝玉軸受	アンギュラ玉軸受	円筒ころ軸受	針状ころ軸受	円すいころ軸受	自動調心ころ軸受	スラスト玉軸受
負荷能力（ラジアル荷重／アキシアル荷重）	↔	↔	↔ 3)	↑	↔	↔	←
高速回転 1)	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆	☆
低騒音・振動 1)	☆☆☆☆	☆☆☆	☆	☆			☆
低摩擦トルク 1)	☆☆☆☆	☆☆☆	☆				
高剛性 1)			☆☆	☆☆	☆☆	☆☆☆	
内輪・外輪の許容傾き 1)	☆					☆☆☆	
内輪・外輪の分離 2)			○	○	○		○

注1) ☆印は数が多いほどその特性が優れていることを示します。
2) ○印は内輪と外輪が分離可能な軸受形式であることを示します。
3) 内外輪につばのある形式では，ころ端面とつばの間でアキシアル荷重を受けることができます。

3. 3 軸受の配列

一般に軸は2個の軸受でラジアル方向，アキシアル方向に支えられています。このとき，軸とハウジングとの相対的なアキシアル方向の移動を固定している側を**固定側軸受**，移動を可能にしている側を**自由側軸受**と呼びます。これによって温度変化による軸の伸縮を逃がしたり，取付誤差を吸収することができます。自由側軸受としての逃がし方は，**円筒ころ軸受**のように内輪，外輪が分離できるものは**軌道面で逃がし**，**深溝玉軸受**のように非分離の軸受では**はめあい面でアキシアル方向に動くように**設計します。

軸受間隔が短い場合は固定側，自由側の区別なく使用できることもあります。このときはアンギュラ玉軸受，円すいころ軸受のように2個対向させて使用する方法が多くとられています。

表3.2 (1) に固定側，自由側に区別する場合および**表3.2 (2)** に固定側，自由側に区別しない場合の代表的な軸受形式の配列例を示します。

表3.2 (1) 軸受配列例 (固定側・自由側に区別する場合)

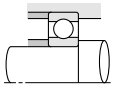
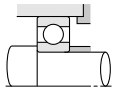
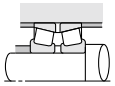
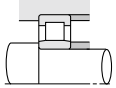
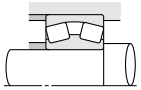
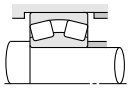
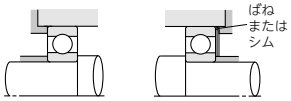
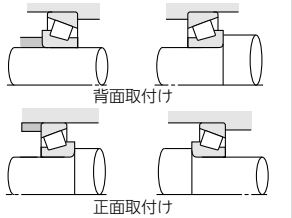
配列図 固定側	配列図 自由側	摘要	使用例 (参考)
		1. 小型機械の一般的な配列例です。 2. ラジアル荷重のほかに，ある程度のアキシアル荷重も負荷できます。	小型ポンプ 自動車変速機 など
		1. 重荷重が負荷できます。 2. 固定側軸受を背面組合せにして予圧を与え，軸系の剛性を高めることができます。 **3. 軸，ハウジングの精度を良くして取付誤差を小さくする必要があります。**	一般産業機械 減速機など
		1. 重荷重，衝撃荷重用として一般産業機械に多く使用されます。 2. 取付誤差，軸のたわみもある程度許容できます。 3. ラジアル荷重とある程度の両方向のアキシアル荷重が負荷できます。	一般産業機械 大型減速機 など

表3.2 (2) 軸受配列例 (固定側・自由側に区別しない場合)

配列図	摘要	使用例 (参考)
	1. 小型機械の一般的な使い方です。 2. 外輪側面にばね，または調整したシムを入れ予圧する場合があります。	小型電動機 小型減速機 など
	1. 重荷重，衝撃荷重に耐えられるので，広範囲に使用されます。 **2. 予圧を与え軸系の剛性を高めることができますが，過大予圧にならないよう注意が必要です。** 3. 背面取付けはモーメント荷重が作用するときに，また，正面取付けは取付誤差があるときに適しています。 4. 正面取付けは内輪をしまりばめにするとき，取付けが容易です。	減速機 自動車前輪，後輪の車軸 など

4 主要寸法と呼び番号

4. 1 主要寸法

転がり軸受の主要寸法は，**図4.1**～**図4.3**に示すように，軸受の内径，外径，幅または高さおよび面取寸法で，軸受を軸およびハウジングに取付けるときに重要な寸法です。

主要寸法はISOで標準化されており，日本ではJISで規定されています。

メートル系転がり軸受の内径は0.6～2 500 mmの範囲で標準寸法が定められています。また，この内径に対し，軸受の断面の大きさを表示するために直径系列，幅系列などが記号で表示するよう定められています。これらの各系列を組合せたものを寸法系列といいます。**表4.1**に寸法系列記号を示します。

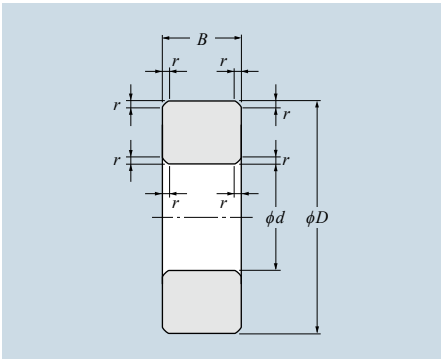


図4.1 ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く)

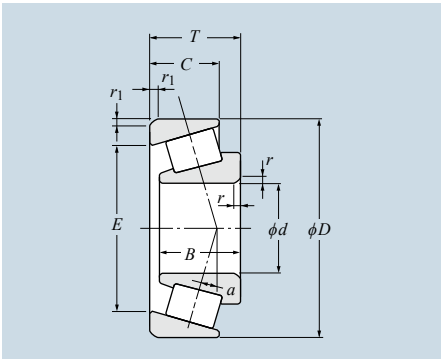


図4.2 円すいころ軸受

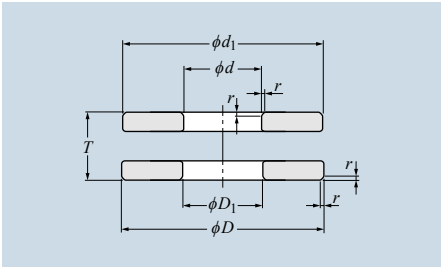


図4.3 単式スラスト軸受

表4.1 寸法系列記号

	寸法系列					
	直径系列 (外径寸法)		幅系列 (幅寸法)		高さ系列 (高さ寸法)	
ラジアル軸受 (円すいころ軸受を除く)	記号	7. 8. 9. 0. 1. 2. 3. 4	記号	8. 0. 1. 2. 3. 4. 5. 6	—	
	寸法	小 ← → 大	寸法	小 ← → 大		
円すいころ軸受	記号	9. 0. 1. 2. 3	記号	0. 1. 2. 3	—	
	寸法	小 ← → 大	寸法	小 ← → 大		
スラスト軸受	記号	0. 1. 2. 3. 4	—		記号	7. 9. 1. 2
	寸法	小 ← → 大			寸法	小 ← → 大

4. 2 呼び番号

軸受の呼び番号は軸受の**形式**, **寸法**, **精度**, **内部構造**などを表すもので, **基本番号**と**補助記号**で構成されています。呼び番号の構成と配列順序を**表4.2**に示します。

また, 呼び番号の配列を**表4.3**に示します。

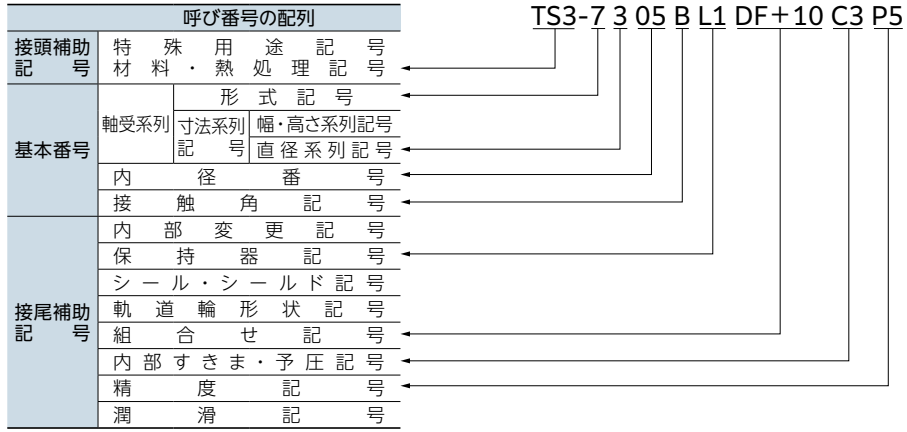
表4.2 呼び番号の構成と配列順序

接頭補助記号	基本番号						接尾補助記号
	軸受系列			内径番号		接触角記号	
特殊用途記号, 材料・熱処理記号	軸受系列記号	寸法系列記号 幅・高さ系列[1]	寸法系列記号 直径系列	記号	内径 mm	記号[1]	接触角度
4T- 4T仕様の円すいころ軸受	深溝玉軸受 (形式記号6)						アンギュラ玉軸受
E- 浸炭鋼 (はだ焼鋼) を使用した軸受	67	(1)	7	/0.6	0.6	(A)	標準接触角 30°
F- ステンレス鋼を使用した軸受	68	(1)	8	/1.5	1.5	B	標準接触角 40°
5S- セラミック転動体を使用した軸受	69	(1)	9	/2.5	2.5	C	標準接触角 15°
TS2- 寸法安定化処理を施した高温用軸受 160°Cまで	60	(1)	0				
TS3- 寸法安定化処理を施した高温用軸受 200°Cまで	62	(0)	2				
TS4- 寸法安定化処理を施した高温用軸受 250°Cまで	63	(0)	3	1	1		円すいころ軸受
	アンギュラ玉軸受 (形式記号7)			⋮	⋮		
	78	(1)	8	9	9	(B)	接触角10°を超え17°以下
	79	(1)	9			C	接触角17°を超え24°以下
	70	(1)	0			D	接触角24°を超え32°以下
	72	(0)	2	00	10		
	73	(0)	3	01	12		
	円筒ころ軸受 (形式記号NU, N, NF, NNU, NN等)			02	15		
	NU10	1	0	03	17		
	NU2	(0)	2				
	NU22	2	2				
	NU3	(0)	3	/22	22		
	NU23	2	3	/28	28		
	NU4	(0)	4	/32	32		
	NNU49	4	9	⋮	⋮		
	NN30	3	0	04	20		
	円すいころ軸受 (形式記号3)			05	25		
	329X	2	9	06	30		
	320X	2	0				
	302	0	2				
	322	2	2				
	303	0	3	88	440		
	303D	0	3	92	460		
	313X	1	3	96	480		
	323	2	3				
	自動調心ころ軸受 (形式記号2)						
	239	3	9	/500	500		
	230	3	0	/530	530		
	240	4	0	/560	560		
	231	3	1				
	241	4	1				
	222	2	2				
	232	3	2	/2360	2 360		
	213	1	3	/2500	2 500		
	223	2	3				

注1) ( ) は呼び番号に表示しません。
備考　この表に記していない軸受系列記号・接頭および接尾補助記号については, **NTN**にご照会ください。

表4.3 呼び番号の配列

呼び番号の配列		
接頭補助記号	特殊用途記号	
	材料・熱処理記号	
基本番号	軸受系列	形式記号
		寸法系列記号 幅・高さ系列記号
		寸法系列記号 直径系列記号
	内径番号	
	接触角記号	
接尾補助記号	内部変更記号	
	保持器記号	
	シール・シールド記号	
	軌道輪形状記号	
	組合せ記号	
	内部すきま・予圧記号	
	精度記号	
	潤滑記号	



接尾補助記号							
内部変更記号	保持器記号	シール・シールド記号	軌道輪形状記号	組合せ記号	内部すきま[2]・予圧記号	精度記号[2]	潤滑記号
U 国際互換性のある円すいころ軸受	L1 高力黄銅製もみ抜き保持器	LB 片側合成ゴムシール付き (非接触形)	K 内径が基準テーパー比1/12のテーパー穴	DB 背面組合せ	C2 普通すきまより小	(P0) JIS 0級	/2AS アルバニアグリースS2
R 国際互換性のない円すいころ軸受	F1 炭素鋼製もみ抜き保持器	LLB 両側合成ゴムシール付き (非接触形)	K30 内径が基準テーパー比1/30のテーパー穴	DF 正面組合せ	(CN) 普通すきま	P6 JIS 6級	/3AS アルバニアグリースS3
ST 低トルク仕様の円すいころ軸受	G1 高力黄銅製鋲なし角穴保持器	LU 片側合成ゴムシール付き (接触形)	N 輪溝付き	DT 並列組合せ	C3 普通すきまより大	P5 JIS 5級	/8A アルバニアグリースEP2
HT 高アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受 円筒ころ軸受	G2 ピン形保持器	LLU 両側合成ゴムシール付き (接触形)	NR 止め輪付き	D2 同一軸受2個の組合せ	C4 C3すきまより大	P4 JIS 4級	/5K マルテンプSRL
E 高負荷容量の円筒ころ軸受	J 鋼板製打抜き保持器	LH 片側合成ゴムシール付き (低トルク形)	D 油穴付き	G フラッシュグラウンド	C5 C4すきまより大	P2 JIS 2級	/LX11 パリエルタJFE552
EA ULTAGE®シリーズ円筒ころ軸受	T2 樹脂保持器	LLH 両側合成ゴムシール付き (低トルク形)	D1 油穴・油溝付き	+α 間座付き (+αは間座の基準幅寸法で表します)	CM 電動機用ラジアル内部すきま	-2 ABMA Class 2	/LP03 熱固化型グリース (一般用ポリルーブ)
E ULTAGE®シリーズ自動調心ころ軸受	A 鋼板製打抜き保持器 (ULTAGE®シリーズ自動調心ころ軸受)	Z 片側鋼板シールド付き			/GL 軽予圧	-3 ABMA Class 3	
UTG ULTAGE®シリーズ大形円すいころ軸受	M 高力黄銅製もみ抜き保持器 (ULTAGE®シリーズ自動調心ころ軸受)	ZZ 両側鋼板シールド付き			/GN 普通予圧	-0 ABMA Class 0	
					/GM 中予圧	-00 ABMA Class 00	
					/GH 重予圧		

注2) ( ) は呼び番号に表示しません。

5 軸受の精度

5. 1 寸法精度と回転精度

軸受の精度として寸法精度と回転精度がISO規格およびJIS規格にて規定されています。

寸法精度…●内径, 外径, 幅, 組立幅の許容差
●面取寸法, テーパー穴の許容差

形状誤差…●平面内内径不同, 平面内平均内径不同, 平面内外径不同, 平面内平均外径不同の許容値
●軌道輪の厚さ不同（スラスト軸受の場合）の許容値

回転精度…●内輪, 外輪のラジアル振れおよびアキシアル振れの許容値
●内輪側面の直角度の許容値
●外輪外径面の直角度の許容値

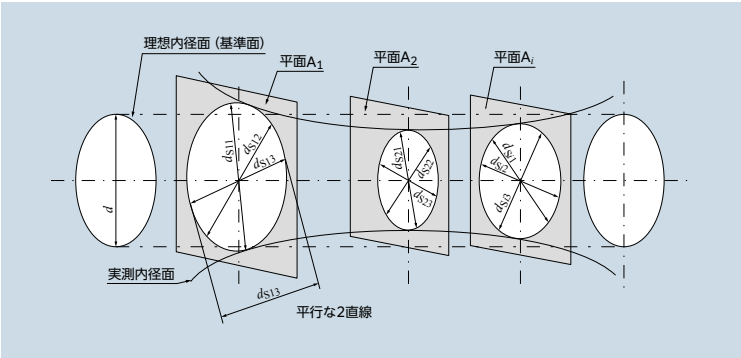
JISでは精度等級が決められており, JIS 0級（一般に並級ともいいます）→6級→5級→4級→2級の順に精度が高くなります。

ラジアル軸受の精度表を例として**表5.1**に示します。

なお, JIS以外にも種々の規格があり, よく使われるものを**参考資料**として巻末に示します。

JIS用語の解説

表5.1の精度表の中で, 寸法精度に関する語句の表現がまぎらわしいので, 以下にJIS用語の解説をします（ただし, 外径面に関しては同様のため割愛します）。



形状モデル図

呼び内径　d：内径の大きさを表す基準寸法で, 実際の内径面の寸法差に対する基準値です。

実測内径　d_s：実際の軸受内径面とラジアル平面との交線に接する平行な2直線間の距離です。

実測内径の寸法差　Δ_{ds}：d_sとdとの差です（実測内径と基準となる呼び内径の差）。

平面内平均内径　d_{mp}：一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値の算術平均, モデル図にて, 任意のラジアル平面A_iにおいて, 最大内径をd_{si1}, 最小内径をd_{si3}とすれば$(d_{si1}+d_{si3})/2$の値, したがって, 平面ごとに一つの値をもちます。

平均内径　d_m：円筒面の全面にわたって得られた実測内径の最大値と最小値の算術平均, モデル図にて平面$A_1A_2\cdots A_i$全面において測定した実測内径の最大値をd_{s11}, 最小値をd_{s23}とすると$(d_{s11}+d_{s23})/2$が平均内径, 一つの円筒面で一つの値をもちます。

平均内径の寸法差　Δ_{dm}：平均内径と呼び内径との差です。

平面内平均内径の寸法差　Δ_{dmp}：一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値の算術平均と呼び内径との差, この値はJISで規定されています。

平面内内径不同　V_{dsp}：一つのラジアル平面内の実測内径の最大値と最小値との差, モデル図にて, ラジアル平面A_1において, 実測内径の最大値をd_{s11}, 最小値をd_{s13}とすると, この差がV_{dsp}で一つの平面について一つの値が得られ, この特性は真円度を示す指標の一つといえます。この値はJISで規定されています。

平面内平均内径の不同　V_{dmp}：すべての平面で得られた平面内平均内径の最大値と最小値との差, 個々の製品に対しては, 唯一の値が得られ, 一種の円筒度を示します（ただし, 幾何学的円筒度とは異なります）。この値はJISで規定されています。

呼び内輪幅　B：軌道輪の理論上の両側面間の距離です。すなわち, 軌道輪の幅（両側面間の距離）を表す基準寸法です。

実測内輪幅　B_s：内輪の実際の両側面と, この内輪の基準側面に接する平面に垂直な直線との両交点間の距離です。内輪の実際の幅寸法を表します。

実測内輪幅の寸法差　Δ_{Bs}：実測内輪幅と呼び内輪幅との差, 実際の内輪幅寸法と内輪幅を表す基準寸法との差で, この値はJISで規定されています。

内輪幅不同　V_{Bs}：実測内輪幅の最大値と最小値との差で, この値はJISで規定されています。

表5.1 ラジアル軸受（円すいころ軸受を除く）の許容差および許容値

表5.1 （1）内輪

単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え	以下	平面内平均内径の寸法差 Δ_{dmp} 0級 上	0級 下	6級 上	6級 下	5級 上	5級 下	4級[1] 上	4級[1] 下	2級[1] 上	2級[1] 下	平面内内径不同 V_{dsp} 直径系列9 0級	9 6級	9 5級	9 4級	9 2級	直径系列0, 1 0級	0, 1 6級	0, 1 5級	0, 1 4級	0, 1 2級	直径系列2, 3, 4 0級	2, 3, 4 6級	2, 3, 4 5級	2, 3, 4 4級	2, 3, 4 2級
												最大					最大					最大				
0.6[4]	2.5	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
2.5	10	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
10	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
18	30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-2.5	13	10	6	5	2.5	10	8	5	4	2.5	8	6	5	4	2.5
30	50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-2.5	15	13	8	6	2.5	12	10	6	5	2.5	9	8	6	5	2.5
50	80	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0	-4	19	15	9	7	4	19	15	7	5	4	11	9	7	5	4
80	120	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0	-5	25	19	10	8	5	25	19	8	6	5	15	11	8	6	5
120	150	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
180	250	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0	-8	38	28	15	12	8	38	28	12	9	8	23	17	12	9	8
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	–	–	–	–	44	31	18	–	–	44	31	14	–	–	26	19	14	–	–
315	400	0	-40	0	-30	0	-23	–	–	–	–	50	38	23	–	–	50	38	18	–	–	30	23	18	–	–
400	500	0	-45	0	-35	–	–	–	–	–	–	56	44	–	–	–	56	44	–	–	–	34	26	–	–	–
500	630	0	-50	0	-40	–	–	–	–	–	–	63	50	–	–	–	63	50	–	–	–	38	30	–	–	–
630	800	0	-75	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
800	1 000	0	-100	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 000	1 250	0	-125	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 250	1 600	0	-160	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 600	2 000	0	-200	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

平面内平均内径の不同 V_{dmp} 0級	0 6級	0 5級	0 4級	0 2級	ラジアル振れ K_{ia} 0級	0 6級	0 5級	0 4級	0 2級	内径の軸線に対する内輪側面の直角度 S_d 5級	5 4級	5 2級	アキシアル振れ S_{ia}[2] 5級	5 4級	5 2級	実測幅の寸法差 Δ_{Bs} 単体軸受 0級 5級 6級 上	6級 下	4級 上	4級 下	2級 上	2級 下	組合せ軸受[3] 0級 5級 6級 上	6級 下	4級 上	4級 下	幅不同 V_{Bs} 0級	0 6級	0 5級	0 4級	0 2級
最大					最大					最大			最大														最大				
6	5	3	2	1.5	10	5	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-40	0	-40	0	-40	–	–	0	-250	12	12	5	2.5	1.5
6	5	3	2	1.5	10	6	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-120	0	-40	0	-40	0	-250	0	-250	15	15	5	2.5	1.5
6	5	3	2	1.5	10	7	4	2.5	1.5	7	3	1.5	7	3	1.5	0	-120	0	-80	0	-80	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5
8	6	3	2.5	1.5	13	8	4	3	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	0	-120	0	-120	0	-120	0	-250	0	-250	20	20	5	2.5	1.5
9	8	4	3	1.5	15	10	5	4	2.5	8	4	1.5	8	4	2.5	0	-120	0	-120	0	-120	0	-250	0	-250	20	20	5	3	1.5
11	9	5	3.5	2	20	10	5	4	2.5	8	5	1.5	8	5	2.5	0	-150	0	-150	0	-150	0	-380	0	-250	25	25	6	4	1.5
15	11	5	4	2.5	25	13	6	5	2.5	9	5	2.5	9	5	2.5	0	-200	0	-200	0	-200	0	-380	0	-380	25	25	7	4	2.5
19	14	7	5	3.5	30	18	8	6	2.5	10	6	2.5	10	7	2.5	0	-250	0	-250	0	-250	0	-500	0	-380	30	30	8	5	2.5
19	14	7	5	3.5	30	18	8	6	5	10	6	4	10	7	5	0	-250	0	-250	0	-250	0	-500	0	-380	30	30	8	5	4
23	17	8	6	4	40	20	10	8	5	11	7	5	13	8	5	0	-300	0	-300	0	-300	0	-500	0	-500	30	30	10	6	5
26	19	9	–	–	50	25	13	–	–	13	–	–	15	–	–	0	-350	0	–	–	–	0	-500	0	-500	35	35	13	–	–
30	23	12	–	–	60	30	15	–	–	15	–	–	20	–	–	0	-400	0	–	–	–	0	-630	0	-630	40	40	15	–	–
34	26	–	–	–	65	35	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	-450	–	–	–	–	–	–	–	–	50	45	–	–	–
38	30	–	–	–	70	40	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	-500	–	–	–	–	–	–	–	–	60	50	–	–	–
55	–	–	–	–	80	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	70	–	–	–	–
75	–	–	–	–	90	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	80	–	–	–	–
94	–	–	–	–	100	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	100	–	–	–	–
120	–	–	–	–	120	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	120	–	–	–	–
150	–	–	–	–	140	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–	–	–	–	–	–	–	140	–	–	–	–

注 1）4 級，2 級に適用する実測内径の寸法差 Δ_{ds} の許容差は，平面内平均内径の寸法差 Δ_{dmp} の許容差と同じです。
ただし，4 級に対しては直径系列 0，1，2，3，4 に，また，2 級に対しては全ての直径系列に適用します。

注 2）深溝玉軸受，アンギュラ玉軸受などの玉軸受に適用します。
3）組合せ軸受用として製作された個々の軌道輪に適用します。
4）0.6 mm はこの寸法区分に含まれます。

表5.1 （2）外輪

単位：μm

呼び軸受外径 D mm を超え	以下	平面内平均外径の寸法差 Δ_{Dmp} 0級 上	0級 下	6級 上	6級 下	5級 上	5級 下	4級[5] 上	4級[5] 下	2級[5] 上	2級[5] 下	平面内外径不同[6] V_{Dsp} 直径系列9 0級	9 6級	9 5級	9 4級	9 2級	直径系列0, 1 0級	0, 1 6級	0, 1 5級	0, 1 4級	0, 1 2級	直径系列2, 3, 4 0級	2, 3, 4 6級	2, 3, 4 5級	2, 3, 4 4級	2, 3, 4 2級
												最大					最大					最大				
2.5[8]	6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
6	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2.5	10	9	5	4	2.5	8	7	4	3	2.5	6	5	4	3	2.5
18	30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	12	10	6	5	4	9	8	5	4	4	7	6	5	4	4
30	50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4	14	11	7	6	4	11	9	5	5	4	8	7	5	5	4
50	80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4	16	14	9	7	4	13	11	7	5	4	10	8	7	5	4
80	120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5	19	16	10	8	5	19	16	8	6	5	11	10	8	6	5
120	150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5	23	19	11	9	5	23	19	8	7	5	14	11	8	7	5
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	31	23	13	10	7	31	23	10	8	7	19	14	10	8	7
180	250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8	38	25	15	11	8	38	25	11	8	8	23	15	11	8	8
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-8	44	31	18	13	8	44	31	14	10	8	26	19	14	10	8
315	400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-10	50	35	20	15	10	50	35	15	11	10	30	21	15	11	10
400	500	0	-45	0	-33	0	-23	–	–	–	–	56	41	23	–	–	56	41	17	–	–	34	25	17	–	–
500	630	0	-50	0	-38	0	-28	–	–	–	–	63	48	28	–	–	63	48	21	–	–	38	29	21	–	–
630	800	0	-75	0	-45	0	-35	–	–	–	–	94	56	35	–	–	94	56	26	–	–	55	34	26	–	–
800	1 000	0	-100	0	-60	–	–	–	–	–	–	125	75	–	–	–	125	75	–	–	–	75	45	–	–	–
1 000	1 250	0	-125	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 250	1 600	0	-160	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
1 600	2 000	0	-200	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
2 000	2 500	0	-250	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

平面内外径不同 V_{Dsp}[6] シール・シールド軸受 直径系列 2, 3, 4 0級	2, 3, 4 6級	0, 1, 2, 3, 4 0級	0, 1, 2, 3, 4 6級	平面内平均外径の不同 V_{Dmp} 0級	0 6級	0 5級	0 4級	0 2級	ラジアル振れ K_{ea} 0級	0 6級	0 5級	0 4級	0 2級	側面に対する外輪外径面の直角度 S_D 5級	5 4級	5 2級	アキシアル振れ S_{ea}[7] 5級	5 4級	5 2級	実測幅の寸法差 Δ_{Cs} 全等級	幅不同 V_{Cs} 0級, 6級	0 5級	0 4級	0 2級
				最大					最大					最大			最大					最大			
10	9			6	5	3	2	1.5	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5			5	2.5	1.5
10	9			6	5	3	2	1.5	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	同じ軸受の d に対する Δ_{Bs} の許容差によります。	同じ軸受の d に対する V_{Bs} の許容差によります。	5	2.5	1.5
12	10			7	6	3	2.5	2	15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5			5	2.5	1.5
16	13			8	7	4	3	2	20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5			5	2.5	1.5
20	16			10	8	5	3.5	2	25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4			6	3	1.5
26	20			11	10	5	4	2.5	35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5			8	4	2.5
30	25			14	11	6	5	2.5	40	20	11	7	5	10	5	2.5	13	7	5			8	5	2.5
38	30			19	14	7	5	3.5	45	23	13	8	5	10	5	2.5	14	8	5			8	5	2.5
–	–			23	15	8	6	4	50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7			10	7	4
–	–			26	19	9	7	4	60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7			11	7	5
–	–			30	21	10	8	5	70	35	20	13	8	13	10	7	20	13	8			13	8	7
–	–			34	25	12	–	–	80	40	23	–	–	15	–	–	23	–	–			15	–	–
–	–			38	29	14	–	–	100	50	25	–	–	18	–	–	25	–	–			18	–	–
–	–			55	34	18	–	–	120	60	30	–	–	20	–	–	30	–	–			20	–	–
–	–			75	45	–	–	–	140	75	–	–	–	–	–	–	–	–	–			–	–	–
–	–			–	–	–	–	–	160	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–			–	–	–
–	–			–	–	–	–	–	190	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–			–	–	–
–	–			–	–	–	–	–	220	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–			–	–	–
–	–			–	–	–	–	–	250	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–			–	–	–

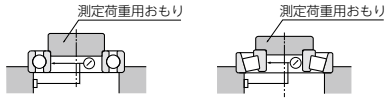
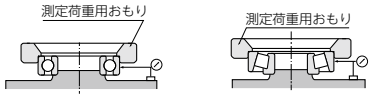
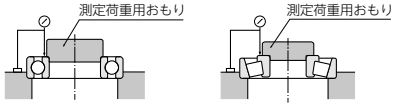
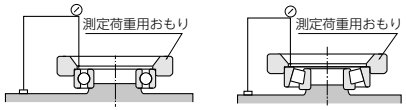
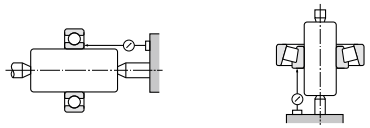
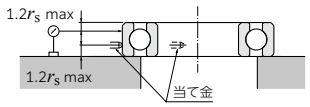
注 5）4 級，2 級に適用する実測外径の寸法差 Δ_{Ds} の許容差は，平面内平均外径の寸法差 Δ_{Dmp} の許容差と同じです。
ただし，4 級に対しては直径系列 0，1，2，3，4 に，また，2 級に対しては全ての直径系列に適用します。

注 6）止め輪が取付けられていないときに適用します。
7）深溝玉軸受，アンギュラ玉軸受などの玉軸受に適用します。
8）2.5 mm はこの寸法区分に含まれます。

5. 2 精度の測定方法

回転精度の測定方法を**表5.2**に示します。

表5.2 回転精度の測定方法

精度の特性	測定方法	
内輪のラジアル振れ (K_{ia})		内輪のラジアル振れは，内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のラジアル振れ (K_{ea})		外輪のラジアル振れは，外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内輪のアキシアル振れ (S_{ia})		内輪のアキシアル振れは，内輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
外輪のアキシアル振れ (S_{ea})		外輪のアキシアル振れは，外輪を1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
内径の軸線に対する内輪側面の直角度 (S_d)		内輪側面の直角度は，内輪をテーパーマンドレルとともに1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差
側面に対する外輪外径面の直角度 (S_D)		外輪外径面の直角度は，外輪を当て金に沿って1回転させたときの測定器の読みの最大値と最小値との差

6 定格荷重と寿命

6. 1 軸受の寿命

軸受選定に当って最も重要な要因の一つとして軸受寿命があります。軸受寿命には機械に要求される機能によっていろいろな寿命が考えられます。

疲労寿命……材料疲労による転がり疲れ寿命
潤滑寿命……潤滑剤の劣化による焼付きなどの寿命
音響寿命……回転音の増大により，軸受機能として支障をきたす寿命
摩耗寿命……軸受内部の摩耗，内径，外径の摩耗により軸受機能に支障をきたす寿命
精度寿命……機械に要求される回転精度が劣化し使用不能となる寿命

このうち疲労寿命は軌道輪と転動体との間の繰返し負荷応力により，材料が疲労して，**スポーリング**（フレーキング，剥離）が発生する現象で，統計的手法により計算で寿命時間を予測できます。

一般にはこの疲労寿命を軸受寿命として取扱っています。

6. 2 基本定格寿命と基本動定格荷重

一群の同じ軸受を同一条件で個々に回転させたとき，その90 %（信頼度90 %）が転がり疲れによるスポーリングを生じることなく回転できる総回転数を基本定格寿命と定義づけています。

また，基本動定格荷重とは，転がり軸受の動的負荷能力を表わすもので，100万回転の基本定格寿命を与えるような一定の荷重をいいます。ラジアル軸受では，純ラジアル荷重，スラスト軸受では純アキシアル荷重で表し，それぞれを**基本動ラジアル定格荷重（C_r）**または**基本動アキシアル定格荷重（C_a）**と呼びます。なお，**NTN**で用いている標準的な材料および製造方法によって製作された軸受の基本動定格荷重をカタログの軸受寸法表に記載しています。

基本定格寿命は式（6.1）または式（6.2）で求めることができます。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \cdots\cdots (6.1)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \cdots\cdots (6.2)$$

ここで，

L_{10} ：基本定格寿命　10^6回転
L_{10h} ：基本定格寿命　h（時間）
C ：基本動定格荷重　N
　ラジアル軸受　C_r
　スラスト軸受　C_a
P ：動等価荷重　N
　ラジアル軸受　P_r
　スラスト軸受　P_a
n ：回転速度　min^{-1}
p ：玉軸受　$p=3$
　ころ軸受　$p=10/3$

いくつかの軸受を組込んだ機械装置において，いずれかの軸受が転がり疲れによって破損するまでの寿命を軸受全体の総合寿命と考えると，式（6.3）で求めることができます。

$$L = \frac{1}{\left(\frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \cdots + \frac{1}{L_n^e}\right)^{1/e}} \quad \cdots\cdots (6.3)$$

ここで，

L：軸受全体としての総合基本定格寿命　h
$L_1, L_2 \cdots L_n$：個々の軸受1，2…nの基本定格寿命　h
e：玉軸受 …… $e=10/9$
　ころ軸受 …… $e=9/8$

一定の時間的割合で荷重条件が変化する場合の寿命は，式（6.4）で求めることができます。

$$L_m = \left(\frac{\phi_1}{L_1} + \frac{\phi_2}{L_2} + \cdots \frac{\phi_j}{L_j}\right)^{-1} \quad \cdots\cdots (6.4)$$

ここで，

L_m ：軸受の総合寿命　h
ϕ_j ：各条件の使用頻度（$\Sigma\phi_j=1$）
L_j ：各条件における寿命　h

なお，寿命についてもう少しわかり易くいうと，例えば玉軸受の場合，式 (6.2) を見ると，荷重 (動等価荷重) が2 倍になると3 乗で影響するので，寿命は1/8に減少します。

また，回転速度が2 倍になると，寿命は1/2になることがわかります。

6. 3 補正定格寿命

機械の使用状況が十分把握されたものについては，種々の条件下において軸受寿命を，さらに，詳しく推定することが可能です。すなわち，式 (6.5) で**補正定格寿命**を求めることができます。

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad \cdots\cdots (6.5)$$

ここで，

L_{na} ：補正定格寿命　10^6回転
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

軸受寿命は一般に信頼度90 %で算出されますが，例えば航空機のエンジンに使用する軸受で，その寿命が直接人命にかかわる場合などは90 %以上の信頼度が必要です。

このような場合には**表6.1**の値にて寿命補正を行います。

表6.1 信頼度係数 a_1

信頼度　%	L_n	信頼度係数 a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0.64
96	L_4	0.55
97	L_3	0.47
98	L_2	0.37
99	L_1	0.25
99.2	$L_{0.8}$	0.22
99.4	$L_{0.6}$	0.19
99.6	$L_{0.4}$	0.16
99.8	$L_{0.2}$	0.12
99.9	$L_{0.1}$	0.093
99.92	$L_{0.08}$	0.087
99.94	$L_{0.06}$	0.080
99.95	$L_{0.05}$	0.077

軸受特性係数 a_2

軸受材料の種類およびその品質，製造工程等が特殊である場合は，寿命に関する軸受特性が変化します。このような場合には，**軸受特性係数a_2**で寿命補正を行います。軸受寸法表に記載している基本動定格荷重は，**NTN**で用いている標準的な材料および製造方法によるもので，通常はa_2=1をとります。さらに，特別に改良された材料ならびに製造方法による軸受については，a_2>1をとることがあります。

また，高炭素クロム軸受鋼の軸受を120 ℃以上で長時間使用すると通常の熱処理では寸法変化が大きいので，寸法安定化処理 (**TS処理**) を行った軸受が使われます。ただし，寸法安定化処理により硬さが低下するため，**表6.2**に示す軸受特性係数a_2を乗じて寿命を補正します。

表6.2 寸法安定化処理

記号	最高使用温度 ℃	軸受特性係数 a_2
TS2	160	1.00
TS3	200	0.73
TS4	250	0.48

使用条件係数 a_3

潤滑条件，回転速度，運転温度，その他使用状態によって寿命を補正する係数です。一般に潤滑の条件が良好な場合にはa_3=1であり，特に潤滑条件が良好で，他の要因も正常な場合には，a_3>1をとることができます。

逆に次のような場合には，a_3<1となります。

- 潤滑油の粘度が低い場合
  (目安として，玉軸受13 mm²/s 以下，ころ軸受20 mm²/s 以下)
- 回転速度が特に低い場合
  (転動体のピッチ径D_{pw} mmと回転速度 n min^{-1} との積がD_{pw}・n<10 000の場合)
- 潤滑剤に異物，水分などが混入する場合

特殊な使用条件の場合には**NTN**にご照会ください。

特別に改良された材料ならびに製造方法による軸受を用いた場合，a_2>1であっても，潤滑条件が良好でない場合は通常$a_2 \times a_3$<1とします。

なお，基本定格寿命を求める式 (6.1)，式 (6.2) および式 (6.5) は非常に大きな荷重が作用するときは，転動体と軌道との接触面に有害な塑性変形を生じる恐れがあり，ラジアル軸受ではP_rがC_{0r}または0.5C_rのいずれかを超える場合，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。

6. 4 修正定格寿命

(1) 経緯

軸受の補正定格寿命L_{na}は式 (6.5) で示した通りですが，この中でa_2とa_3は独立したものでなく，相互に関連するとの考えでa_{23}のように統合する概念があり，ISOに提案，検討されてきました。この結果，ISO 281:2007において，軸受寿命に影響する特性，潤滑などの相互作用を考慮し，統合したシステムアプローチに基づいた**寿命修正係数a_{ISO}**が導入されました。また，ISO 281のこれらの決定を受け，2013年にJIS B 1518も同様の内容に改正されました。

寿命修正係数a_{ISO}を用いた**修正定格寿命L_{nm}**は式 (6.6) で求めることができます。

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad \cdots\cdots (6.6)$$

(2) 寿命修正係数 a_{ISO}

寿命修正係数a_{ISO} は材料の特性と潤滑条件とを統合して求める値であり，ISO 281:2007においては式(6.7)のような関数として与えられています。

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_C C_u}{P},\ \kappa\right) \quad \cdots\cdots (6.7)$$

ここで，

C_u ：疲労限荷重
軌道の最大荷重接触部で疲労限応力となる，軸受にかかる荷重です。軸受の形式，内部諸元，品質，材料強度に依存し，ISO 281:2007では，高清浄度の軸受鋼製軸受において，C_uに相当する接触応力として1.5 GPaを推奨しています。**NTN**軸受の各呼び番号に対する疲労限荷重の値は，カタログの軸受寸法表に記載しています。なお，軸外径面またはハウジング内径面を直接軌道面とする場合，参考値として取扱いください。

e_C ：汚染係数

潤滑剤（油）に混入した硬質汚染粒子は，軌道面上に圧こんを形成し，これによる表面起点型損傷が生じる結果，軸受寿命は低下します。汚染係数e_Cはこれを考慮した係数で，粒子の大きさ，硬さ，軸受の大きさ，潤滑剤の粘度（油膜厚さ）に依存します。**表6.3**のように軸受の大きさ（転動体のピッチ径D_{pw}，平均軸受直径（d + D）/2で代用します），ろ過やシール構造（前洗浄の有無なども含みます）で概略値が決められています。

κ ：潤滑剤の粘度比

軸受は，潤滑剤によって転がり接触面が分離されていることを前提に使用されますが，潤滑剤の粘度が低い場合には分離が不十分になり，金属接触が生じて表面起点型損傷が発生します。粘度比κはこの影響を考慮した係数で，潤滑剤の基準動粘度ν_1に対する使用中の動粘度νとの比で式（6.8）で求めることができます。

$$\kappa = \nu / \nu_1 \quad \cdots\cdots (6.8)$$

基準動粘度ν_1は軸受の回転速度nおよび大きさ（D_{pw}）に依存し，**図6.1**あるいは式（6.9），式（6.10）で求めることができます。

n<1 000 min^{-1}の場合，

$$\nu_1 = 45\,000 n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5} \quad \cdots\cdots (6.9)$$

n≧1 000 min^{-1}の場合，

$$\nu_1 = 4\,500 n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5} \quad \cdots\cdots (6.10)$$

図6.2にラジアル玉軸受におけるC_u/P，e_C，κとa_{ISO}の関係を示します。図の使用に当たっては，以下の制約があります。

1）a_{ISO}は実用上，最大でも50とします。

2）κ>4の場合は，κ=4とします。κ<0.1の場合は適用できません。

また，ラジアルころ軸受，スラスト玉軸受，スラストころ軸受についてもこれらの関係図（**図6.3**～**図6.5**参照）があります。基本的に，潤滑油種によらず適用可能ですが，グリース潤滑や特殊な添加剤，特殊な回転挙動などの場合は，**NTN**にご照会ください。

表6.3 汚染係数 e_C の値

汚染レベル	e_C	
	D_{pw}< 100 mm	D_{pw}≧ 100 mm
極めて高い清浄度 粒子の大きさは潤滑剤の油膜厚さ程度で，実験室レベルの環境	1	1
高い清浄度 極めて細かなフィルターでろ過された油，標準的なグリース封入軸受およびシール軸受	0.8～0.6	0.9～0.8
標準清浄度 細かなフィルターでろ過された油，標準的なグリース封入軸受およびシールド軸受	0.6～0.5	0.8～0.6
軽度の汚染状態 潤滑剤が僅かに汚染	0.5～0.3	0.6～0.4
普通の汚染状態 シールなし，粗いフィルター使用，摩耗粉および周辺から粒子が侵入する環境	0.3～0.1	0.4～0.2
重度の汚染状態 著しく汚染された周辺環境，かつ，軸受の密封性が不十分な状態	0.1～0	0.1～0
極度の汚染状態	0	0

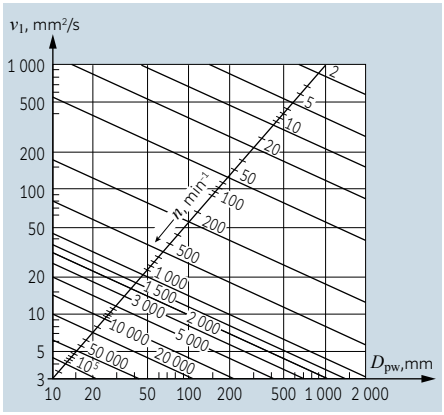


図6.1 基準動粘度 ν_1 を求める線図

(3) 修正定格寿命の適用軸受

寿命修正係数a_{ISO}の計算に用いる疲労限荷重C_uは軸受材料に依存します。**NTN**は，標準的な熱処理（ずぶ焼入れ）を施した軸受鋼製軸受について，各呼び番号に対する疲労限荷重の値をカタログの軸受寸法表に記載し，a_{ISO}の適用を可能としています。

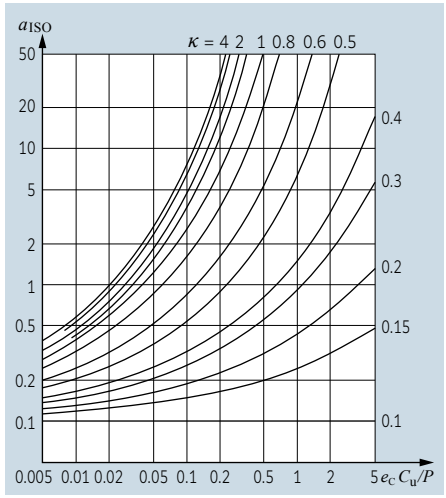


図6.2 寿命修正係数 a_{ISO}（ラジアル玉軸受）

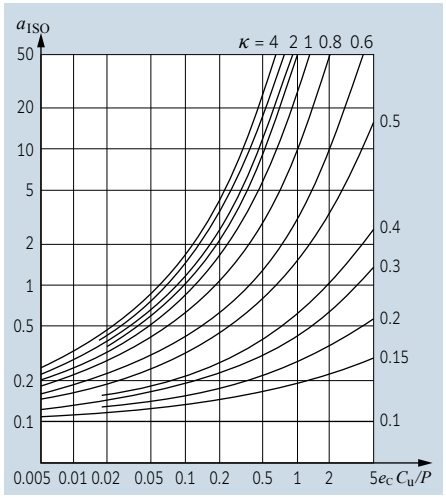


図6.4 寿命修正係数 a_{ISO}（スラスト玉軸受）

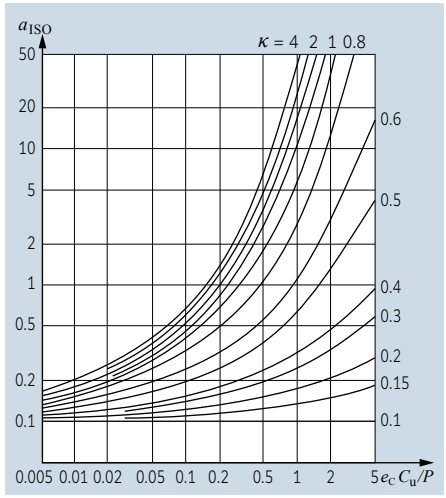


図6.3 寿命修正係数 a_{ISO}（ラジアルころ軸受）

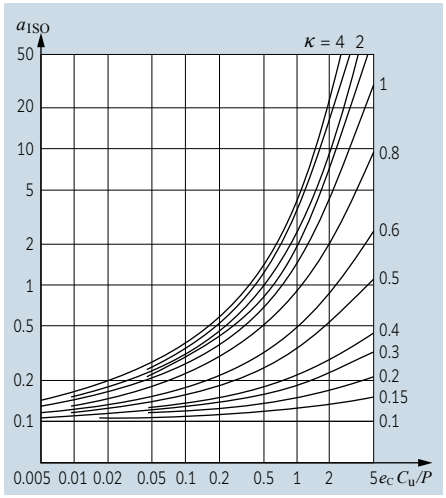


図6.5 寿命修正係数 a_{ISO}（スラストころ軸受）

6. 5 使用機械と必要寿命

軸受の選定に当たって，その使用条件における軸受の必要寿命を設定しなければなりませんが，必要寿命は主として使用機械に求められている耐久期間と運転時の信頼度によって定められます。一般に，目安となる必要寿命時間を**表6.4**に示します。

軸受の寸法を決定するとき，軸受の疲れ寿命は重要な基準ですが，疲れ寿命以外にも軸およびハウジングの強度ならびに剛性も考慮する必要があります。

表6.4 使用機械と必要寿命時間（参考）

使用区分	使用機械と必要寿命時間 L_{10h} ×10³時間				
	～4	4～12	12～30	30～60	60～
短時間または，ときどき使用される機械	家庭用 電気機器 電動工具	農業機械 事務機械			
短時間または，ときどきしか使用されないが，確実な運転を必要とする機械	医療機器 計器	家庭用エアコン 建設機械 エレベーター クレーン	クレーン（シーブ）		
常時ではないが，長時間運転される機械	乗用車 二輪車	小型モーター バス・トラック 一般歯車装置 木工機械	工作機械スピンドル 工場用汎用モーター クラッシャー 振動スクリーン	重要な歯車装置 ゴム・プラスチック用 カレンダーロール 輪転印刷機	
常時1日8時間以上運転される機械		圧延機ロールネック エスカレーター コンベヤー 遠心分離機	客車・貨車（車軸） 空調設備 大型モーター コンプレッサー・ポンプ	機関車（車軸） トラクションモーター 鉱山ホイスト プレスフライホイール	パルプ・ 製紙機械 舶用推進装置
1日24時間運転され事故による停止が許されない機械					水道設備 鉱山排水・ 換気設備 発電所設備

6. 6 基本静定格荷重

最大転動体荷重の接触応力が次の値となるような軸受荷重を基本静定格荷重と定義づけています。

ころ軸受 …… 4 000 MPa
玉軸受（自動調心玉軸受を除く）‥ 4 200 MPa
自動調心玉軸受 …… 4 600 MPa

この値は軌道面と転動体との接触部に荷重負荷により，ほぼ転動体直径の0.0001 倍の永久変形が生じる荷重に相当し，この変形量は軸受に円滑な回転を防げない限度であることが経験的に知られています。

ラジアル軸受の基本静定格荷重を**基本静ラジアル定格荷重**，スラスト軸受のそれを**基本静アキシアル定格荷重**と呼び，それぞれC_{0r}，C_{0a}と表しカタログの軸受寸法表に記載しています。

6. 7 許容静等価荷重

軸受に作用する最も大きい静的荷重に対しては，一般に式（6.11）により安全係数S_0の値を基準に良否が判断されます。

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad \cdots\cdots (6.11)$$

ここで，

S_0：安全係数
C_0：基本静定格荷重　N
　ラジアル軸受　C_{0r}
　スラスト軸受　C_{0a}
P_0：静等価荷重　N
　ラジアル軸受　P_{0r}
　スラスト軸受　P_{0a}

S_0での評価は，先のC_{0r}，C_{0a}の定義に基づいて，永久変形量を，ベースにしたものです。軌道輪の割れや，ころ軸受のエッジロードを考慮したものではありません。機械や使用箇所によって，経験的に決める必要があります。

表6.5 安全係数 S_0 の下限値

運　転　条　件	玉軸受	ころ軸受
静粛な回転が要求される用途	2	3
衝撃荷重を受ける用途	1.5	3
通常の回転用途	1	1.5

備考 1　スラスト自動調心ころ軸受では S_0 の下限値を 4 にとります。
2　シェル形針状ころ軸受では S_0 の下限値を 3 とします。ただし，プレミアムシェル™ 軸受 [1] は S_0 の下限値を 2 とします。
3　振動・衝撃荷重がかかる場合は，衝撃による荷重係数を加味した P_0 を求めます。
4　深溝玉軸受，アンギュラ玉軸受に大きなアキシアル荷重が作用すると接触だ円が軌道面を乗り上げることがあるので**NTN** にご照会ください。
5　スラスト軸受で AS 形軌道盤を用いる場合は S_0 の下限値を 3 とします。

注1）専用カタログ「**プレミアムシェル™軸受 (CAT. No. 3029/JE)**」をご参照ください。

7 軸受荷重

軸受寿命や安全係数を計算するためには，まず軸受にどのような荷重が作用しているかを知る必要があります。すなわち，軸受が支える物や回転体の重さ，ベルトや歯車などの伝動力，機械が仕事をすることにより生じる荷重などいろいろな種類，方向の荷重が作用しますが，これをラジアル方向，アキシアル方向荷重に整理し，合成荷重として軸受荷重を算出します。

7. 1 軸系に作用する荷重

(1) 荷重係数

機械によっては，振動，衝撃などにより理論的計算値より大きな荷重が作用します。そこで，式(7.1)により荷重係数を乗じて実荷重として取扱う場合があります。

$$K = f_w \cdot K_c \quad \cdots\cdots (7.1)$$

ここで，

K ：軸系に作用する実際の荷重　N
f_w ：荷重係数（**表7.1**参照）
K_c ：理論的計算値　N

表7.1 荷重係数 f_w

衝撃の種類	f_w	使用機械
ほとんど衝撃のない場合	1.0～1.2	電気機械，工作機械 計器類
軽い衝撃のある場合	1.2～1.5	鉄道車両，自動車 圧延機，金属機械 製紙機械，印刷機械 航空機，繊維機械 電装品，事務機械
強い衝撃のある場合	1.5～3.0	粉砕機，農業機械 建設機械，物揚機械

(2) 歯車に作用する荷重

歯車で動力を伝える場合，歯車の種類（平歯車，はすば歯車，かさ歯車など）によって作用荷重が異なります。最も簡単な例として平歯車，はすば歯車の荷重計算例を示します。

軸入力トルクが分っている場合の歯車接線方向荷重は式(7.2)で求めることができます。

$$K_t = \frac{2T}{D_p} \quad \cdots\cdots (7.2)$$

ここで，

K_t ：歯車接線方向荷重　N
T ：入力トルク　N・mm
D_p ：歯車のピッチ円径　mm

軸入力として伝達動力が分っている場合

$$K_t = \frac{19.1\times10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \cdots\cdots (7.3)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan\alpha \text{（平歯車）} \quad \cdots\cdots (7.4)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan\alpha}{\cos\beta} \text{（はすば歯車）} \quad \cdots\cdots (7.5)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \quad \cdots\cdots (7.6)$$

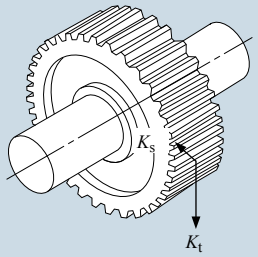
$$K_a = K_t \cdot \tan\beta \text{（はすば歯車）} \quad \cdots\cdots (7.7)$$

ここで，

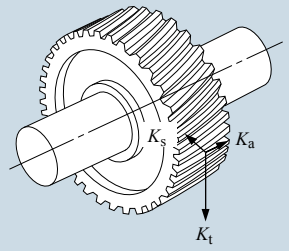
K_t ：歯車の接線方向荷重（接線力）　N
K_s ：歯車のラジアル方向荷重（分離力）　N
K_r ：歯車軸に垂直な荷重
（ラジアル合成荷重，接線力と分離力の合成力）　N
K_a ：歯車軸に平行な荷重（アキシアル荷重）　N
H ：伝達動力　kW
n ：回転速度　min^{-1}
D_p ：歯車のピッチ円径　mm
α ：歯車の圧力角　°
β ：歯車のねじれ角　°

で算出されますが，実際に軸受荷重を計算する場合にはアキシアル荷重K_aもラジアル荷重に影響するので最後に合成荷重を求めた方が計算が容易となります。

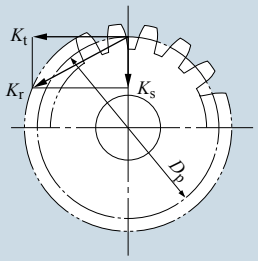
また，実際の歯車荷重は，上記の計算式で求めた理論荷重に振動，衝撃が加わるので**表7.2**に示した歯車係数f_zを乗じて求めます。



平歯車に作用する荷重



はすば歯車に作用する荷重



歯車のラジアル合成力

図7.1 歯車に作用する荷重

表7.2 歯車係数 f_z

歯車の種類	f_z
精密研削歯車 （ピッチ誤差，形状誤差が0.02 mm以下）	1.05 ～ 1.1
普通切削歯車 （ピッチ誤差，形状誤差が0.1 mm以下）	1.1 ～ 1.3

(3) チェーン・ベルト軸に作用する荷重

チェーンやベルトによって動力を伝えるとき，スプロケットまたはプーリに作用する荷重は式(7.8)で求めることができます。

$$K_t = \frac{19.1\times10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \cdots\cdots (7.8)$$

ここで，

K_t ：スプロケットまたはプーリに作用する荷重　N
H ：伝達動力　kW
D_p ：スプロケットまたはプーリのピッチ径　mm
n ：回転速度　min^{-1}

ベルト駆動では，プーリとベルトが常に適当な荷重で押付けられるように，初期張力（イニシアルテンション）が与えられます。

この初期張力を考慮するとプーリに作用するラジアル方向荷重は式(7.9)で求めることができます。チェーン駆動の場合には振動，衝撃を考慮すれば同じ式で求めることができます。

$$K_r = f_b \cdot K_t \quad \cdots\cdots (7.9)$$

ここで，

K_r ：スプロケットまたはプーリのラジアル方向荷重　N
f_b ：チェーン・ベルト係数（**表7.3**参照）

表7.3 チェーン・ベルト係数 f_b

チェーン・ベルトの種類	f_b
チェーン（単列）	1.2～1.5
Vベルト	1.5～2.0
タイミングベルト	1.1～1.3
平ベルト（テンションプーリ付き）	2.5～3.0
平ベルト	3.0～4.0

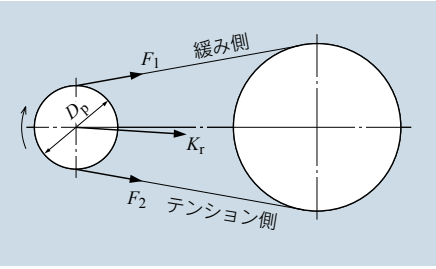


図7.2 チェーン・ベルトに作用する荷重

7. 2 軸受への荷重配分

軸受に支えられている軸には，一般にいろいろな方向の荷重が作用します。荷重の大きさと方向によって，軸受に作用する荷重をラジアル方向，アキシアル方向荷重に整理します。

一般的な減速機の歯車をモデルに算出手順を示します。

図7.3にて歯車1が出力(平歯車)，歯車2が入力(はすば歯車)とします。

ここで，

K_{t1}, K_{t2} ：歯車接線力(紙面に垂直方向)　N
K_{s1}, K_{s2} ：歯車分離力　N
K_a ：歯車軸方向力　N
r_1, r_2 ：歯車のピッチ円半径　mm

$$K_{t1} = \frac{r_2}{r_1} \cdot K_{t2}$$

K_tとK_s, K_aの関係は式 (7.3) ～式 (7.7) によります。

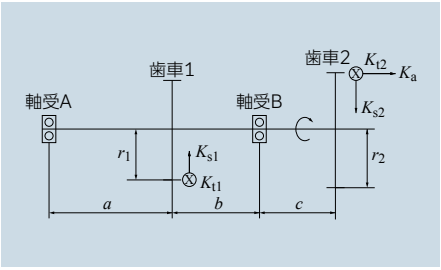


図7.3 歯車荷重伝達例

(1) 軸受Aに作用する荷重

K_{t1}, K_{t2}による荷重

$$F_{rAt} = \frac{b}{a+b} \cdot K_{t1} - \frac{c}{a+b} \cdot K_{t2}$$

K_{s1}, K_{s2}, K_aによる荷重

$$F_{rAs} = \frac{b}{a+b} \cdot K_{s1} + \frac{c}{a+b} \cdot K_{s2} + \frac{r_2}{a+b} \cdot K_a$$

したがって，軸受Aに作用するラジアル荷重は

$$F_{rA} = \sqrt{F_{rAt}{}^2 + F_{rAs}{}^2}$$

(2) 軸受Bに作用する荷重

(アキシアル荷重は軸受Bで受けます)

K_{t1}, K_{t2}による荷重

$$F_{rBt} = \frac{a}{a+b} \cdot K_{t1} - \frac{a+b+c}{a+b} \cdot K_{t2}$$

K_{s1}, K_{s2}, K_aによる荷重

$$F_{rBs} = \frac{a}{a+b} \cdot K_{s1} - \frac{a+b+c}{a+b} \cdot K_{s2} - \frac{r_2}{a+b} \cdot K_a$$

したがって，軸受Bに作用するラジアル荷重は

$$F_{rB} = \sqrt{F_{rBt}{}^2 + F_{rBs}{}^2}$$

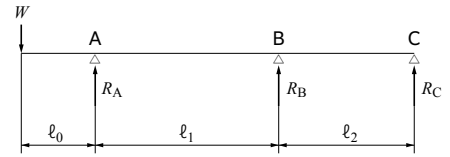
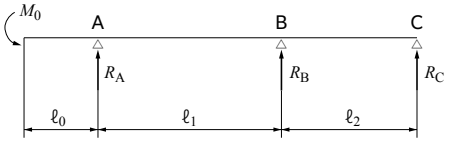
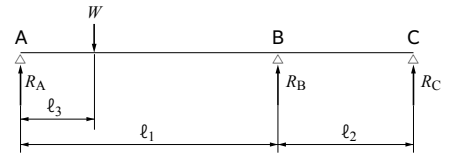
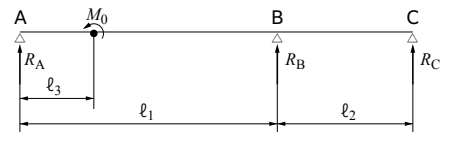
軸受Bに作用するアキシアル荷重はK_a

また，1本の軸を3個の軸受で支える場合がありますが，軸受間の距離が長い場合には，3点支持のはりとして軸受荷重計算を行います。

具体的な計算事例は非常に複雑になりますので，単純な荷重例について，**表7.4**に軸受荷重式のみ示します。

実際には種々の複雑な荷重が作用しますので，それぞれの荷重に対して荷重方向を明確にして個別に計算し，最後に合成荷重として算出し寿命計算を行います。

表7.4 3点支持軸受の軸受荷重例

荷重およびモーメントの方向	軸受荷重
	$R_B = -\frac{\ell_0 (2\ell_2+\ell_1)}{2\ell_1\ell_2} W$ $R_A = \frac{(\ell_1+\ell_2+\ell_0) W - \ell_2 R_B}{\ell_1+\ell_2}$ $R_C = \frac{\ell_0 W + \ell_1 R_B}{\ell_1+\ell_2}$
	$R_B = -\frac{(2\ell_2+\ell_1) M_0}{2\ell_1\ell_2}$ $R_A = \frac{M_0 - \ell_2 R_B}{\ell_1+\ell_2}$ $R_C = -\frac{M_0 + \ell_1 R_B}{\ell_1+\ell_2}$
	$R_B = \frac{\ell_3 (\ell_1{}^2 + 2\ell_1\ell_2 - \ell_3{}^2) W}{2\ell_1{}^2\ell_2}$ $R_A = \frac{(\ell_1+\ell_2-\ell_3) W - \ell_2 R_B}{\ell_1+\ell_2}$ $R_C = \frac{\ell_3 W - \ell_1 R_B}{\ell_1+\ell_2}$
	$R_B = \frac{(-\ell_1{}^2 - 2\ell_1\ell_2 + 3\ell_3{}^2) M_0}{2\ell_1{}^2\ell_2}$ $R_A = \frac{M_0 - \ell_2 R_B}{\ell_1+\ell_2}$ $R_C = -\frac{M_0 + \ell_1 R_B}{\ell_1+\ell_2}$

7. 3 等価荷重

7. 3. 1 動等価荷重

軸受にラジアル荷重とアキシアル荷重の両方向荷重が同時に作用する場合が多くあります。このような場合，ラジアル軸受には純ラジアル荷重に，スラスト軸受では純アキシアル荷重に換算し，**同等の寿命を与えるような仮想荷重にしたものを動等価荷重といいます。**

(1) 動等価ラジアル荷重

動等価ラジアル荷重は式（7.10）で求めることができます。

$$P_r = XF_r + YF_a \quad \cdots\cdots (7.10)$$

ここで，

P_r ：動等価ラジアル荷重　N
F_r ：ラジアル荷重　N
F_a ：アキシアル荷重　N
X ：ラジアル荷重係数
Y ：アキシアル荷重係数

X, Yの値は，カタログの軸受寸法表に記載しています。

(2) 軸受が接触角をもつ場合

アンギュラ玉軸受および円すいころ軸受のように接触角αをもった軸受は，軸受中心からずれた位置に荷重を受ける作用点をもち，ラジアル荷重が作用すると，アキシアル方向に分力が発生します。この力を一般に誘起スラストと呼んでおり，その大きさは式（7.11）で求めることができます。

$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y} \quad \cdots\cdots (7.11)$$

ここで，

F_a ：アキシアル方向分力（誘起スラスト）　N
F_r ：ラジアル荷重　N
Y ：アキシアル荷重係数

これらの軸受は一般に対称に配置して使用され，計算例を**表7.5**に示します。

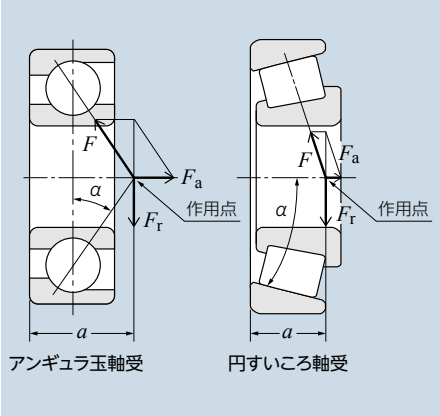


図7.4 軸受の作用点およびアキシアル方向分力

表7.5 アキシアル方向分力の計算例

軸受配置	荷重条件	アキシアル荷重	動等価ラジアル荷重
軸受Ⅰ　軸受Ⅱ F_a $F_{r\,I}$　$F_{r\,II}$	$\frac{0.5F_{r\,I}}{Y_I} \leqq \frac{0.5F_{r\,II}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{a\,I} = \frac{0.5F_{r\,II}}{Y_{II}} + F_a$	$P_{r\,I} = XF_{r\,I} + Y_I\left[\frac{0.5F_{r\,II}}{Y_{II}} + F_a\right]$
		—	$P_{r\,II} = F_{r\,II}$
	$\frac{0.5F_{r\,I}}{Y_I} > \frac{0.5F_{r\,II}}{Y_{II}} + F_a$	—	$P_{r\,I} = F_{r\,I}$
		$F_{a\,II} = \frac{0.5F_{r\,I}}{Y_I} - F_a$	$P_{r\,II} = XF_{r\,II} + Y_{II}\left[\frac{0.5F_{r\,I}}{Y_I} - F_a\right]$

備考 1　軸受Ⅰ，軸受Ⅱにそれぞれ$F_{r\,I}$，$F_{r\,II}$が作用し，さらに，アキシアル荷重F_aが作用します。
2　予圧がゼロのときに適用します。

7. 3. 2 静等価荷重

実際の荷重条件のもとで，最大荷重を受ける転動体と軌道面との接触部に生じる最大の永久変形量と同じ永久変形量を与えるような純ラジアル荷重，または，純アキシアル荷重を静等価荷重といいます。

これは軸受が静止しているか，ごく低速で回転している場合の荷重条件下での軸受選定に使われます。

(1) 静等価ラジアル荷重

ラジアル軸受の静等価ラジアル荷重は式（7.12）および式(7.13)で求めた値のうち大きい方を採用します。

$$P_{0r} = X_0F_r + Y_0F_a \quad \cdots\cdots (7.12)$$

$$P_{0r} = F_r \quad \cdots\cdots (7.13)$$

ここで，

P_{0r}：静等価ラジアル荷重　N
F_r ：ラジアル荷重　N
F_a ：アキシアル荷重　N
X_0 ：静ラジアル荷重係数
Y_0 ：静アキシアル荷重係数

X_0, Y_0の値は，カタログの軸受寸法表に記載しています。

(2) 静等価アキシアル荷重

スラスト自動調心ころ軸受の静等価アキシアル荷重は式（7.14）で求めることができます。

$$P_{0a} = F_a + 2.7F_r \quad \cdots\cdots (7.14)$$

ここで，

P_{0a}：静等価アキシアル荷重　N
F_a ：アキシアル荷重　N
F_r ：ラジアル荷重　N

ただし，$F_r/F_a \leqq 0.55$となることが必要です。

7. 4 許容アキシアル荷重

ラジアル軸受でもアキシアル荷重を受けられますが，軸受形式によりそれぞれ荷重限度があります。

(1) 玉軸受

深溝玉軸受，アンギュラ玉軸受などの玉軸受は，アキシアル荷重が作用すると，接触角が荷重とともに変化し，その荷重が許容範囲を超えたとき玉と軌道面との接触だ円が溝からはみだします。

この接触面は**図7.5**に示すように長軸半径がaとなる，だ円形をしています。この接触だ円が溝肩に乗り上げない限界荷重が最大許容アキシアル荷重となります（溝肩に乗り上げなくとも，許容できるアキシアル荷重は，P_{max}＜4 200 MPaでなければなりません）。この荷重は，軸受内部すきま，溝曲率，溝肩寸法などにより異なります。

なお，ラジアル荷重も負荷している場合は，最大転動体荷重にて限界荷重をチェックします。

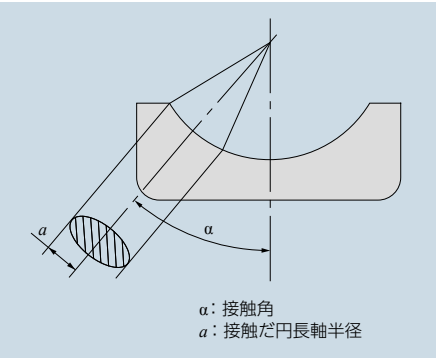


図7.5 接触だ円

(2) 円すいころ軸受 (図7.6参照)

この軸受は軌道面と大つばのころ端面接触部の両方でアキシアル荷重を受けます。したがって, 接触角αを大きくすることにより大きなアキシアル荷重を受けることができます。しかし, ころ端面と大つば面とは滑り接触をしているため, 回転速度, 潤滑条件により異なりますが, 限界があります。一般にこの滑り面の面圧に滑り速度を乗じたPV値でチェックしており, コンピューターで計算されます。

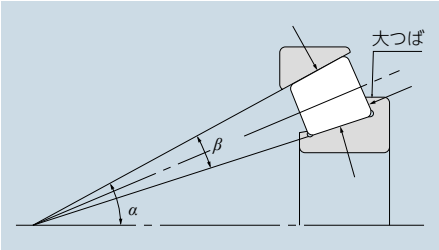


図7.6 円すいころ軸受

(3) 円筒ころ軸受

内輪および外輪につばのある円筒ころ軸受は, ラジアル荷重 (F_r) と同時にある程度のアキシアル荷重 (F_a) を負荷させることができます。この場合の許容アキシアル荷重 ($F_{a\,max}$) は, 転がり疲れの現象に基づく基本動定格荷重とは異なり, 以下の2通りの方法で定義しています。実際に許容アキシアル荷重を求める場合は, 式(7.15)および式(7.16)で求めることができるP_tおよびF_{ar}のうち, 小さい方の値を採用します。

①つばの許容面圧を基準とする許容アキシアル荷重 (P_t)

ころ端面とつばの間の滑り面の発熱, 焼付き, 摩耗などによって限界を決めている許容アキシアル荷重です。中心アキシアル荷重を負荷する場合の, つばの許容面圧を基準とする許容アキシアル荷重P_tは, 従来からの経験および実験に基づき, 近似的に式 (7.15) で求めることができます。

$$P_t = k_1 \cdot d^2 \cdot P_z \quad \cdots\cdots (7.15)$$

ここで,

P_t : つばの許容面圧を基準とする許容アキシアル荷重　N

k_1 : 軸受の内部設計により決まる係数 (**表7.6**参照)

d : 軸受内径　mm

P_z : つばの許容面圧　MPa (**図7.7**参照)

②ラジアル荷重を基準とする許容アキシアル荷重 (F_{ar})

ラジアル荷重に対するアキシアル荷重の比率が大きいと, ころの正常な転がり運動が得られなくなります。ラジアル荷重を基準とする許容アキシアル荷重F_{ar}は, 式 (7.16) で求めることができます。

$$F_{ar} = k_2 \cdot F_r \quad \cdots\cdots (7.16)$$

ここで,

F_{ar} : ラジアル荷重を基準とする許容アキシアル荷重　N

k_2 : 軸受の内部設計により決まる係数 (**表7.6**参照)

F_r : ラジアル荷重　N

その他, 円滑にアキシアル荷重を負荷させるために次の事項が重要です。

1) 寿命や軌道面ところの間の摩耗に影響する場合があるため, 必要以上のラジアル内部すきまをとりません。

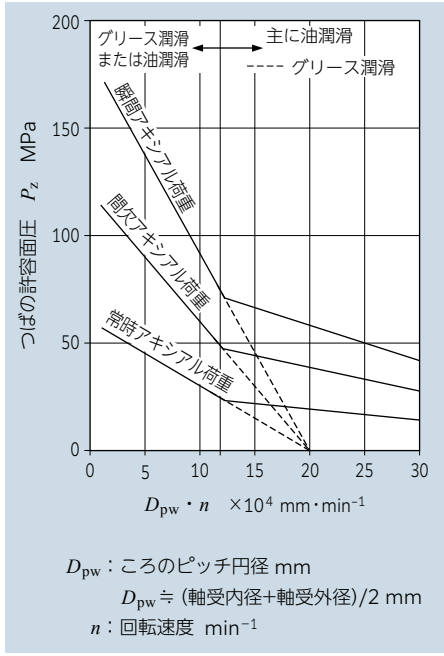
2) ころ端面とつばとの間の滑り面の発熱, 焼付き, 摩耗抑制のため, 極圧添加剤入りの潤滑剤を用います。

3) 軸受のつばの破損防止のため, 軸受のつばに対し, 軸およびハウジングの肩高さを十分にとります。

4) 過酷なアキシアル荷重の下で使用するときは, 特に取付精度を良くし, さらに, 慣らし運転を行います。

大形円筒ころ軸受 (例えば軸受内径300 mm程度以上) にアキシアル荷重を負荷させるとき, およびモーメント荷重が同時にかかるときなどは**NTN**にご照会ください。

NTNには, 高アキシアル荷重用円筒ころ軸受 (HTタイプ) があります。詳細については, **NTN**にご照会ください。



D_{pw} : ころのピッチ円径 mm

$D_{pw} \fallingdotseq$ (軸受内径+軸受外径)/2 mm

n : 回転速度 min^{-1}

図7.7 つばの許容面圧

表7.6 係数 k_1 および k_2

軸受系列	k_1	k_2
NJ, NUP10 NJ, NUP, NF, NH2 NJ, NUP, NH22	0.040	0.4
NJ, NUP, NF, NH3 NJ, NUP, NH23	0.065	0.4
NJ, NUP, NH2EA (E) NJ, NUP, NH22EA (E)	0.050	0.4
NJ, NUP, NH3EA (E) NJ, NUP, NH23EA (E)	0.080	0.4
NJ, NUP, NH4	0.100	0.4
SL01-48	0.022	0.2
SL01-49	0.034	0.2
SL04-50	0.044	0.2

備考　EA形とE形は同じ値です。

8 はめあい

8. 1 軸受のはめあい

軸受の内輪および外輪は，回転する荷重を支えるために，軸およびハウジングに取付けられます。この場合，内輪と軸および外輪とハウジングとのはめあいは，荷重の性質，軸受の組立方法，周りの環境などによってもはめあい部分にすきまをもたせるか，しめしろをもたせるかで異なってきます。はめあいには基本的に3つのタイプがあります。

①**すきまばめ**…はめあい部分にすきまをもった取付け。

②**中間ばめ**…はめあい部分はすきまとしめしろの両方にまたがった取付け。

③**しまりばめ**…はめあい部分にしめしろをもって固定された取付け。

荷重を支える軸受を取付けるには，しめしろを与えてしまりばめにて固定するのが最も有効な方法です。しかし，取付け，取外し，および温度変化による軸またはハウジングの伸縮を吸収するなど，すきまを与える利点もあります。また，荷重に見合ったしめしろを与えないと，回転によりクリープ現象を起こすことがあります。クリープとは，**図8.1**に示すように，荷重を受けて回転するはめあい部にすきまΔがある場合，内輪内径と軸の円周長さの違いにより，滑りを生じたような状況になり，異常発熱，摩耗，さらには摩耗粉による軸受への悪影響などが起こる場合があります。すきまがなくても，荷重が大きいとクリープすることがあるため，**表8.2**の目安ではめあいを決定します。

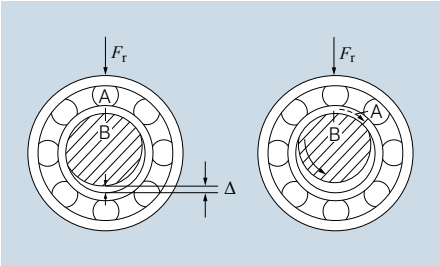


図8.1　軸受のクリープ

表8.1　ラジアル荷重の性質とはめあい

図　例	回転の区分	荷重の性質	はめあい
静止荷重	内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪:しまりばめ 外輪:すきまばめ
不釣合荷重	内輪静止 外輪回転		
静止荷重	内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪:すきまばめ 外輪:しまりばめ
不釣合荷重	内輪回転 外輪静止		

一方，軸受，軸，ハウジングの寸法許容差によって，しめしろまたはすきまの範囲が決まりますので，はめあいには十分な検討が必要です。

8. 2 はめあいの選定

適切なはめあいを選定するためには軸受の使用条件を十分検討しなければなりません。

- **軸，ハウジングの材料，肉厚形状，剛性，仕上げ面精度など**
- **機械の使用条件**
  （荷重の性質，大きさ，回転速度，温度など）

はめあいの基本的な考え方として軸受の内輪，外輪のどちらが回転しているのか確認します。このとき，荷重はどちらの軌道輪に沿って移動するかによって決まり**表8.1**のようになります。

軸受が取付けられる軸およびハウジングの寸法許容差の関係を図示すると**図8.2**のようになります。

各種軸受および各種使用条件に対するはめあいの一般基準について，その一部を**表8.2**～**表8.5**に示します。詳細については，「**転がり軸受総合カタログ (CAT.No.2203/J) 総合解説 7.はめあい**」項をご参照ください。

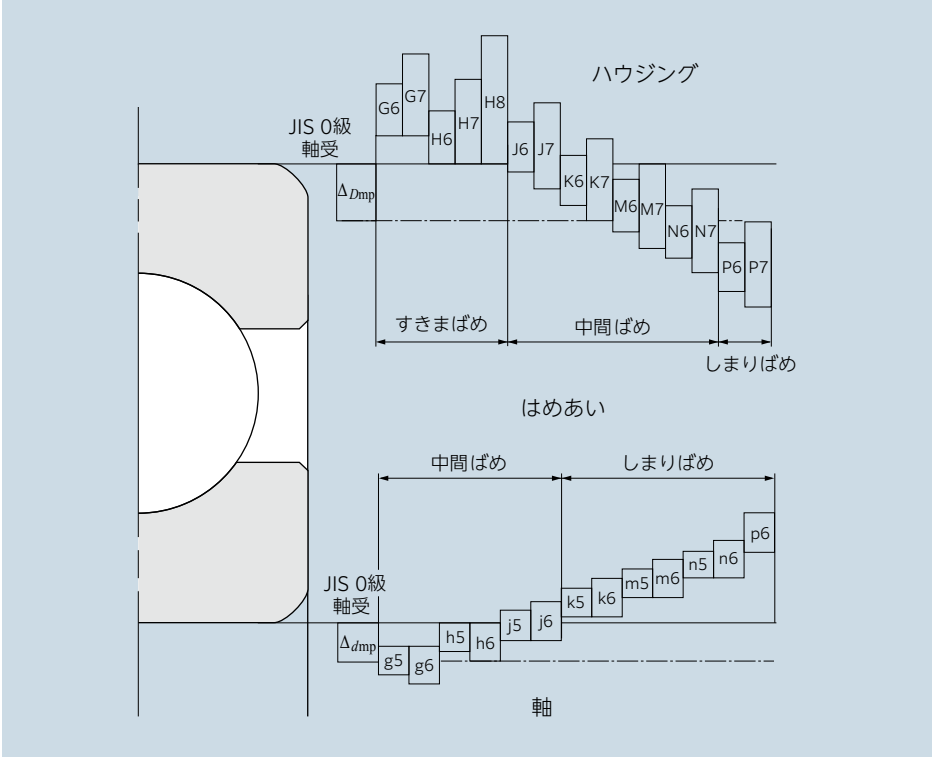


図8.2　はめあいの状態

表8.2 (1) ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) に対して常用する軸の公差域クラス

条件		玉軸受 軸径 (mm) を超え	玉軸受 軸径 (mm) 以下	円筒ころ軸受 円すいころ軸受 軸径 (mm) を超え	円筒ころ軸受 円すいころ軸受 軸径 (mm) 以下	自動調心ころ軸受 軸径 (mm) を超え	自動調心ころ軸受 軸径 (mm) 以下	軸の公差域クラス	備考
円筒穴軸受 (0級, 6X級, 6級)									
内輪回転荷重または方向不定荷重	軽荷重[1] または 変動荷重	— 18 100 —	18 100 200 —	— — 40 140	— 40 140 200	— — — —	— — — —	h5 js6 k6 m6	精密を要する場合, js6, k6, m6の代わりにjs5, k5, m5を用いることができます。
	普通荷重[1]	— 18 100 140 200 — —	18 100 140 200 280 — —	— — 40 100 140 200 —	— 40 100 140 200 400 —	— — 40 65 100 140 280	— 40 65 100 140 280 500	js5 k5 m5 m6 n6 p6 r6	単列のアンギュラ玉軸受および円すいころ軸受の場合，はめあいによる内部すきまの変化を考える必要がないのでk5, m5の代わりにk6, m6を用いることができます。
	重荷重[1] または 衝撃荷重	— — —	— — —	50 140 200	140 200 —	50 100 140	100 140 200	n6 p6 r6	CNすきまの軸受より大きい内部すきまの軸受を用います。
内輪静止荷重	内輪が軸上を容易に動く必要がある場合	全軸径						g6	精密を要する場合g5を用います。大きな軸受では，容易に移動できるようにf6でもよいです。
	内輪が軸上を容易に動く必要がない場合	全軸径						h6	精密を要する場合，h5を用います。
中心アキシアル荷重		全軸径						js6	一般にはめあいによる軸と内輪の固定はしません。
テーパー穴軸受 (0級) (アダプタ付き または 取外しスリーブ付き)									
全荷重		全軸径						h9/IT5[2]	伝動軸などでは，h10/IT7[2] としてもよいです。

表8.2 (2) ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) に対して常用する軸の公差域クラス [テーパー穴軸受 (0級で) アダプタ付き／取外しスリーブ付きのはめあい]

全荷重	全軸受形式	公差域クラス		
			h9 /IT5[2]	一般用途
			h10/IT7[2]	伝動軸　など

注 1) 軽荷重，普通荷重，重荷重の目安

$$\begin{cases} \text{軽荷重} & \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{動等価ラジアル荷重} \leqq 0.05C_r \\ \text{普通荷重} & \cdots\cdots 0.05C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \leqq 0.10C_r \\ \text{重荷重} & \cdots\cdots 0.10C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \end{cases}$$

2) IT5 および IT7 は，軸の真円度公差，円筒度公差などの値を示します。

備考 1　この表は，鋼製の中実軸に適用します。

2　自動調心ころ軸受は，ULTAGE®シリーズを除きます。

表8.3 スラスト軸受 (JIS 0級, 6級) に対して常用する軸の公差域クラス

軸受形式	荷重条件		はめあい	軸径 mm を超え　以下	公差域クラス
スラスト軸受全般	中心アキシアル荷重のみ		中間ばめ	全軸径	js6 または h6
スラスト自動調心ころ軸受	合成荷重	内輪静止荷重	中間ばめ	全軸径	js6
		内輪回転荷重 または 方向不定荷重	中間ばめ	～ 200	k6 または js6
				200 ～ 400	m6 または k6
			しまりばめ	400 ～	n6 または m6

表8.4 ラジアル軸受 (0級, 6X級, 6級) に対して常用するハウジング穴の公差域クラス

条件 ハウジング	荷重の種類など		外輪のアキシアル方向の移動[3]	ハウジング穴の公差域クラス	備考
一体ハウジング または 二つ割り ハウジング	外輪 静止荷重	すべての種類の荷重	移動できます。	H7	大形軸受または外輪とハウジングの温度差が大きい場合，G7でもよいです。
		軽荷重[1] または 普通荷重[1]	移動できます。	H8	———
		軸と内輪が高温になる場合	容易に移動できます。	G7	大形軸受または外輪とハウジングとの温度差が大きい場合，F7でもよいです。
一体ハウジング		軽荷重または 普通荷重で 精密な回転を要する場合	原則として移動できません。	K6	主に，ころ軸受に適用します。
			移動できます。	JS6	主に，玉軸受に適用します。
		静粛な運転を要する場合	移動できます。	H6	———
	方向 不定荷重	軽荷重または 普通荷重	移動できます。	JS7	精密を要する場合，JS7, K7の代わりにJS6，K6を用います。
		普通荷重または 重荷重[1]	原則として移動できません。	K7	
		大きな衝撃荷重	移動できません。	M7	———
	外輪 回転荷重	軽荷重または 変動荷重	移動できません。	M7	———
		普通荷重または 重荷重	移動できません。	N7	主に，玉軸受に適用します。
		薄肉ハウジングで 重荷重または 大きな衝撃荷重[2]	移動できません。	P7	主に，ころ軸受に適用します。

注 1) 軽荷重，普通荷重，重荷重の目安

$$\begin{cases} \text{軽荷重} & \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \text{動等価ラジアル荷重} \leqq 0.05C_r \\ \text{普通荷重} & \cdots\cdots 0.05C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \leqq 0.10C_r \\ \text{重荷重} & \cdots\cdots 0.10C_r < \text{動等価ラジアル荷重} \end{cases}$$

2) 使い方により外輪が軸方向に移動し，不具合が発生する恐れがあることから，アキシアル方向の固定が必要です。(例：遊星歯車など)

3) 非分離形軸受について，外輪がアキシアル方向に移動できるか，できないかの区別を示します。

備考 1　この表は，鋼製または鋳鉄製ハウジングに適用します。

2　中心アキシアル荷重だけが軸受にかかる場合，外輪にラジアル方向のすきまを与えるような公差域クラスを選定します。

表8.5 スラスト軸受 (JIS 0級, 6級) に対して常用するハウジング穴の公差域クラス

軸受形式	荷重条件		はめあい	公差域クラス	備考
スラスト軸受全般	中心アキシアル荷重のみ		すきまばめ	外輪とハウジングにすきまを与えるような公差域クラスを選定します。	
				H8	スラスト玉軸受で精度を要する場合に適用します。
スラスト自動調心ころ軸受	合成荷重	外輪静止荷重		H7	———
		方向不定荷重 または 外輪回転荷重	中間ばめ	K7	普通の使用条件に適用します。
				M7	比較的ラジアル荷重が大きい場合に適用します。

備考　この表は，鋼製または鋳鉄製ハウジングに適用します。

8. 3 はめあいの計算

前述のようにはめあいの目安が決められていますが，実際には組立て，荷重，温度などの条件によってクリープ，軌道輪の割れ，早期スポーリング（フレーキング，剥離）などの不具合を発生することがあります。

したがって，しめしろが必要な場合には下記の項目についてチェックしておく必要があります。

(1) ラジアル荷重と必要しめしろ

軸受にラジアル荷重が作用すると内輪と軸のしめしろは減少しますので，荷重の大きさによってしめしろを変えます。必要しめしろは式（8.1）および式（8.2）で求めることができます（軸は鋼製の中実軸とします）。

$F_r \leqq 0.3C_{0r}$ のとき

$$\Delta d_F = 0.08\,(d \cdot F_r / B)^{1/2} \quad \cdots\cdots (8.1)$$

$F_r > 0.3C_{0r}$ のとき

$$\Delta d_F = 0.02\,(F_r / B) \quad \cdots\cdots (8.2)$$

ここで，

Δd_F ：ラジアル荷重による必要有効しめしろ　μm
d ：軸受内径　mm
B ：内輪の幅　mm
F_r ：ラジアル荷重　N
C_{0r} ：基本静定格荷重　N

なお，中空軸については，**NTN**にご照会ください。

(2) 温度差と必要しめしろ

一般に，運転中の軸受は軸，ハウジングより温度が高くなります。その結果，内輪と軸との間のしめしろは減少します。この場合，必要しめしろは式（8.3）で求めることができます。

$$\Delta d_r = 0.0015 \cdot d \cdot \Delta T \quad \cdots\cdots (8.3)$$

ここで，

Δd_r ：温度差による必要有効しめしろ　μm
ΔT ：軸受温度と周囲温度との差　℃
d ：軸受内径　mm

(3) はめあい面の粗さとしめしろ

軸およびハウジングのはめあい面の粗さはある程度潰されるので，その分しめしろが減少します。しめしろの減少量は，はめあい面の粗さによって異なりますが，一般には内輪膨張率，外輪収縮率を計算するときに若干補正を行います。

(4) 最大しめしろ

しめしろを与えて軸に取付けられた軌道輪には引張応力が発生します。過大なしめしろを与えた場合は，軌道輪の割損や，寿命低下の原因になります。一般にしめしろの上限値は，軸径の1/1 000以下を目安としています。

はめあいによる最大応力として，127 MPa程度を超えないようにすることが安全です。なお，この値を超える場合は**NTN**にご照会ください。

8. 4　はめあい面の圧力

はめあい面に生じる圧力，および最大応力の計算式を**表8.6**に示します。

軸受の内輪，外輪の平均軌道径は，近似的に**表8.7**より求めることができます。

はめあい面圧に実際有効に働くしめしろ，すなわち有効しめしろΔd_{eff}は軸受内径や軸の寸法測定値より計算したしめしろΔd（理論しめしろ）より小さくなります。これは主として仕上り面粗さの影響によるもので以下に示す減少量を見込む必要があります。

研削仕上げ：1.0 ～ 2.5 μm
旋削仕上げ：5.0 ～ 7.0 μm

表8.6 はめあい面の圧力および最大応力

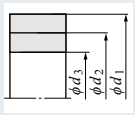
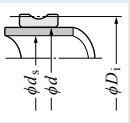
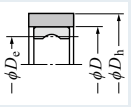
はめあい条件		計　算　式	記　号（単位：MPa，mm）
はめあい面圧	2円筒一般式	$P = \dfrac{E_1\ E_2}{E_2\left\{\dfrac{(d_1^2+d_2^2)}{(d_1^2-d_2^2)}+\nu_1\right\}+E_1\left\{\dfrac{(d_2^2+d_3^2)}{(d_2^2-d_3^2)}-\nu_2\right\}} \cdot \dfrac{\Delta d_e}{d_2}$	P ：はめあい面圧 E_1, E_2 ：外円筒，内円筒の縦弾性係数 ν_1, ν_2 ：外円筒，内円筒のポアソン比 Δ_{de} ：2円筒の有効しめしろ 
	鋼製中実軸と内輪とのはめあい	$P = \dfrac{E}{2}\ \dfrac{\Delta d_{eff}}{d}\left[1-\left(\dfrac{d}{D_i}\right)^2\right]$	d ：軸径，内輪内径 d_s ：中空軸内径 D_i ：内輪平均軌道径 Δd_{eff} ：有効しめしろ E ：縦弾性係数 = 208 000 
	鋼製中空軸と内輪とのはめあい	$P = \dfrac{E}{2}\ \dfrac{\Delta d_{eff}}{d}\ \dfrac{[1-(d/D_i)^2][1-(d_s/d)^2]}{[1-(d_s/D_i)^2]}$	
	鋼製ハウジングと外輪とのはめあい	$P = \dfrac{E}{2}\ \dfrac{\Delta D_{eff}}{D}\ \dfrac{[1-(D_e/D)^2][1-(D/D_h)^2]}{[1-(D_e/D_h)^2]}$	D ：ハウジング内径，軸受外径 D_e ：外輪平均軌道径 D_h ：ハウジング外径 ΔD_{eff} ：有効しめしろ 
最大応力	軸と内輪とのはめあい	$\sigma_{t\,max} = P\ \dfrac{1+(d/D_i)^2}{1-(d/D_i)^2}$	$\sigma_{t\,max}$ ：最大応力 内輪内径面の円周方向応力が最大
	ハウジングと外輪とのはめあい	$\sigma_{t\,max} = P\ \dfrac{2}{1-(D_e/D)^2}$	外輪内径面の円周方向応力が最大

表8.7 平均軌道径（近似式）

軸受形式			平均軌道径 mm 内輪 (D_i)	平均軌道径 mm 外輪 (D_e)
深溝玉軸受	全形式		$1.05\frac{4d+D}{5}$	$0.95\frac{d+4D}{5}$
円筒ころ軸受	標準形	N形	$1.05\frac{3d+D}{4}$	E
		NU形	F	$0.98\frac{d+3D}{4}$
	E形 1) EA形 1) (ULTAGE®シリーズ)	N2E，N22E形 N2EA，N22EA形	$0.43(d+D)$	E
		NU2E，NU22E形 NU2EA，NU22EA形	F	$0.43(d+D)$
		N3E，N23E形 N3EA，N23EA形	$0.43(d+D)$	E
		NU3E，NU23E形 NU3EA，NU23EA形	F	$0.59(d+D)$
自動調心ころ軸受	Bタイプ，213Cタイプ，213タイプ		$\frac{2d+D}{3}$	$0.97\frac{d+4D}{5}$
	ULTAGE®シリーズ		$\frac{3d+D}{4}$	$0.98\frac{d+5D}{6}$
円すいころ軸受	全形式		$\frac{3d+D}{4}$	$\frac{d+3D}{4}$

注 1) 内輪内径 d 寸法が 50 mm 以上に適用します。内輪内径 d 寸法が 50 mm 未満の型番については，**NTN** にご照会ください。
備考 d：内輪内径 mm　D：外輪外径 mm　E：外輪軌道径 mm　F：内輪軌道径 mm

8. 5 圧入および引抜きに要する力

軸に内輪またはハウジングに外輪を圧入したり，あるいは引抜いたりする場合に要する力は，式 (8.4)，式 (8.5) で求めることができます。

軸と内輪の場合

$$K_d=\mu\cdot P\cdot\pi\cdot d\cdot B \quad \cdots\cdots (8.4)$$

ハウジングと外輪の場合

$$K_D=\mu\cdot P\cdot\pi\cdot D\cdot B \quad \cdots\cdots (8.5)$$

ここで，

K_d ：内輪の圧入または引抜き力 N
K_D ：外輪の圧入または引抜き力 N
P ：はめあい面圧 MPa（**表8.6**参照）
d ：軸径，内輪内径 mm
D ：ハウジング内径，外輪外径 mm
B ：内輪または外輪の幅 mm
μ ：滑り摩擦係数（**表8.8**参照）

表8.8 圧入，引抜きの滑り摩擦係数

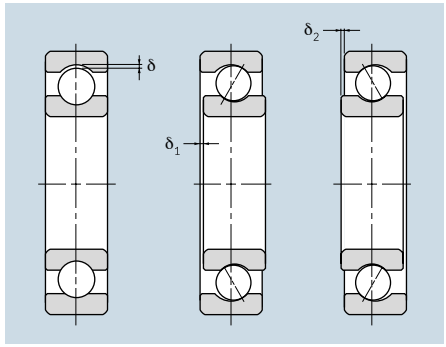
項目	μ
内（外）輪を円筒軸（穴）に圧入するとき	0.12
内（外）輪を円筒軸（穴）から引抜くとき	0.18
内輪をテーパー軸またはスリーブに圧入するとき	0.17
内輪をテーパー軸から引抜くとき	0.14
軸，軸受にスリーブを圧入するとき	0.30
軸，軸受からスリーブを引抜くとき	0.33

9 軸受内部すきまと予圧

9. 1 軸受内部すきま

軸受を軸およびハウジングに取付ける前の状態で，**図9.1**に示すように，内輪または外輪のいずれかを固定し，他方をラジアル方向またはアキシアル方向に移動させたときの移動量を，**ラジアル内部すきま**，または**アキシアル内部すきま**と呼んでいます。この内部すきまはJISで標準化されており，一例として深溝玉軸受のラジアル内部すきまを**表9.1**に示します。詳細については，「**転がり軸受総合カタログ（CAT.No.2203/J）総合解説 8.軸受内部すきまと予圧**」項をご参照ください。

なお，すきま測定には当然測定荷重が加わり，特に玉軸受においては測定荷重により弾性変形するため，**表9.2**に示すように，測定荷重と補正量が決められています。



ラジアル内部すきま=δ
アキシアル内部すきま≒$\delta_1+\delta_2$
図9.1 軸受内部すきま

表9.2 測定荷重によるラジアル内部すきま補正量（深溝玉軸受） 単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え	以下	測定荷重 N	内部すきま補正量 C2	CN	C3	C4	C5
10（を含む）	18	24.5	3～4	4	4	4	4
18	50	49	4～5	5	6	6	6
50	200	147	6～8	8	9	9	9

表9.1 深溝玉軸受のラジアル内部すきま 単位：μm

呼び軸受内径 d mm を超え	以下	C2 最小	C2 最大	CN 最小	CN 最大	C3 最小	C3 最大	C4 最小	C4 最大	C5 最小	C5 最大
—	2.5	0	6	4	11	10	20	—	—	—	—
2.5	6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6	10	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	520
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	700

9. 2 軸受内部すきまの選定

運転中のすきまは，軸受の寿命，発熱，振動あるいは音響など軸受性能に大きな影響を与えますので使用条件にマッチしたすきまの選定が重要です。運転状態において，理論的にはすきまがわずかに負のすきまのとき，軸受寿命は最も長い値を示しますが，さらに，負側のすきまになると，急激に寿命が低下します。運転中に種々の要因で使用条件が変動することが十分考えられますので，一般には**運転すきまが，0よりわずかに大きくなるように初期の軸受内部すきまを選定**します。

運転中の内部すきまは，式 (9.1) で求めることができます。

$$\Delta_e=\Delta_0-(\delta_f+\delta_t)=\Delta_f-\delta_t \quad \cdots\cdots (9.1)$$

ここで，

Δ_e ：運転すきま　mm
Δ_0 ：軸受内部すきま（初期）　mm
Δ_f ：残留すきま（組込み後のすきま）　mm
δ_f ：はめあいによる内部すきまの減少量　mm
δ_t ：内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量　mm

(1) はめあいによる内部すきまの減少

内輪および外輪を軸またはハウジングに，しめしろを与えて取付けると，内輪は膨張し，外輪は収縮し，その分**軸受の内部すきまは減少します**。それぞれの減少量は，軸受の形式，軸またはハウジング形状，寸法および材料によって異なりますが，近似的には**有効しめしろの70～90 %**であるため，はめあいによる内部すきまの減少量は，式 (9.2) で求めることができます。

$$\delta_f=(0.70\sim0.90)\,\Delta d_{eff} \quad \cdots\cdots (9.2)$$

ここで，

δ_f ：はめあいによる内部すきまの減少量　mm
Δd_{eff} ：有効しめしろ　mm

なお，より細かく求める場合は，各部の寸法形状，材料などを考慮し，寸法許容差は正規分布していると仮定し，一般に3σにて計算します。

(2) 内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少

運転中の軸受温度は，一般的に，外輪の温度が，内輪または転動体の温度より5～10 ℃ほど低くなります。ハウジングからの放熱が大きく，または軸が熱源に連なっていたりすると，この温度差は，さらに，大きくなります。この温度差による内輪と外輪の膨張量の差だけ内部すきまが減少し，その減少量は式 (9.3) で求めることができます。

$$\delta_t=\alpha\cdot\Delta T\cdot D_o \quad \cdots\cdots (9.3)$$

ここで，

δ_t ：内輪と外輪の温度差による内部すきまの減少量　mm
α ：軸受材料の線膨張係数　12.5×10^{-6} /℃
ΔT ：内輪と外輪の温度差　℃
D_o ：外輪の軌道径　mm

外輪の軌道径D_oは近似的に式 (9.4)，式 (9.5) で求めることができます。

玉軸受および自動調心ころ軸受に対して

$$D_o=0.2\,(d+4D) \quad \cdots\cdots (9.4)$$

ころ軸受（自動調心ころ軸受を除く）に対して

$$D_o=0.25\,(d+3D) \quad \cdots\cdots (9.5)$$

d ：軸受内径　mm
D ：軸受外径　mm

ULTAGE®シリーズについては，**NTN**にご照会ください。

なお，9.2項の計算式は軸受，軸およびハウジングが鋼製である場合に限定します。

NTNのWebサイト（https://www.ntn.co.jp/japan）に掲載している軸受技術計算ツールを用いることで，「運転すきまの計算（3σによる）」が可能ですのでご利用ください。

9. 3 軸受の予圧

軸受は運転中わずかなすきまの状態で使われますが，アンギュラ玉軸受，円すいころ軸受のように2個対向させて使う軸受は，用途によってはアキシアル方向に負のすきまをもたせて使用されます。この状態を予圧といいます。すなわち，転動体と軌道輪との間で弾性接触の状態にあります。

この結果，次のような効果が得られます。

- 軸受**剛性が高くなります**。
- **高速回転に適します**。
- **回転精度および位置決め精度が向上**します。
- 振動および騒音が抑制されます。
- 転動体の滑りに起因する**スミアリングを軽減**します。
- 外部振動で発生する**フレッチングを防止**します。

しかし，**過大に予圧を加えると，寿命低下，異常発熱，回転トルク増大などを招くので用途，予圧の目的をよく考慮して予圧量を決定する必要があります。**

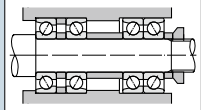
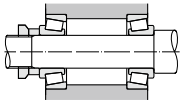
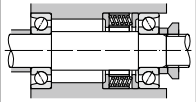
(1) 予圧の方法

軸受に予圧を与える方法として，対向する軸受を固定し，軸受の幅寸法，間座，シムなどの寸法を調整することによって所定の予圧をかける定位置予圧と，ばねを用いて予圧する定圧予圧の二つの方法があります。

予圧方法の具体例を**表9.3**に示します。

なお，組合せアンギュラ玉軸受については標準予圧量が設定されています。詳細については，「**転がり軸受総合カタログ（CAT.No.2203/J）総合解説 8. 軸受内部すきまと予圧**」項をご参照ください。

表9.3 予圧の方法と特徴

予圧法	予圧の基本パターン	適用軸受	予圧の目的	方法と予圧量	使用例
定位置予圧		アンギュラ玉軸受	回転軸の精度の保持，振動防止，剛性を高めます。	内・外輪幅の差幅または間座により所定量を予圧します。	研削盤 旋盤 フライス盤 測定器
		円すいころ軸受 スラスト玉軸受 アンギュラ玉軸受	軸受部の剛性を高めます。	ねじの締付け加減により予圧します。予圧量は軸受の起動トルクまたは軌道輪の移動量を測定してセットします。	旋盤 フライス盤 自動車 デフピニオン 印刷機 車輪
定圧予圧		アンギュラ玉軸受 深溝玉軸受 円すいころ軸受 (高速)	荷重，温度などにより予圧量が変化せず，精度の保持，振動，騒音を防止します。	コイルばね，皿ばねなどにより予圧します。 深溝玉軸受 4～10d　N d：軸径　mm	内面研削盤 電動機 小型高速軸 テンションリール

(2) 予圧と剛性

軸受にアキシアル荷重が作用した場合，軸受のアキシアル方向変位を小さくするために予圧をかけて剛性を高める場合が多くあります。そこで，予圧状態にある軸受に，外力が作用した場合の荷重と変位の関係について見てみます。

図9.2に弾性変形による各軸受の変位状況を示します。

図において内輪をアキシアル方向に締付け密着させると，予圧荷重F_oが与えられ，δ_o弾性変位したことになります。この状態で外力F_aが加わると，軸受Ⅰはδ_aだけ変位が増加し，軸受Ⅱでは減少します。このとき軸受Ⅰ，ⅡにはそれぞれF_{I}，F_{II}の荷重が作用し釣合っていることになります。予圧がない状態で外力F_aが作用したときの軸受Ⅰの変位量はδ_bであり，δ_aよりかなり大きいことがわかります。すなわち，予圧により剛性が高くなっていることを示しています。

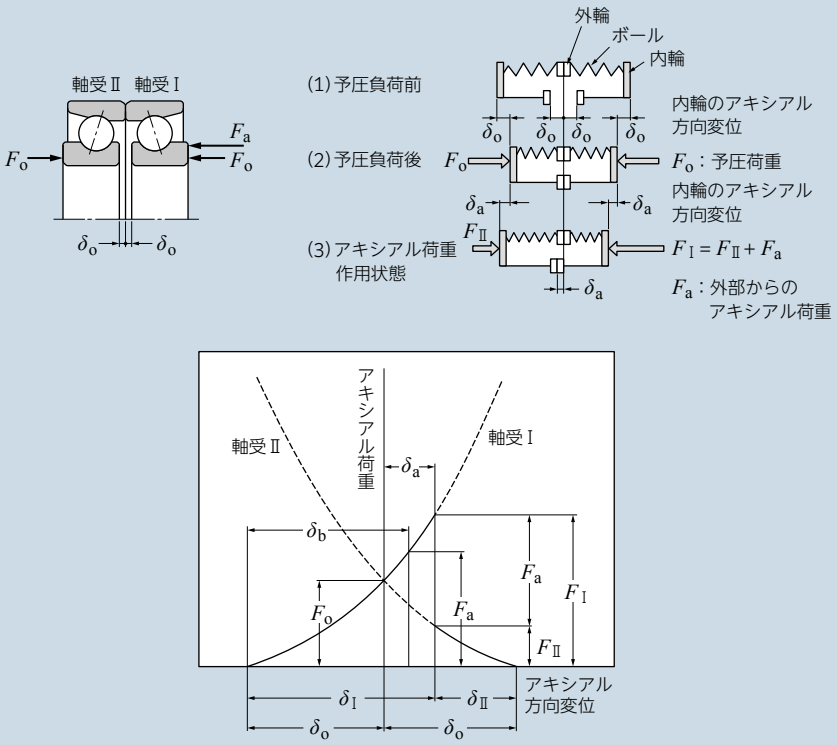


図9.2 定位置予圧のモデル図および予圧線図

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり，保証値ではありません。

9. 4 深溝玉軸受のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきまとの関係

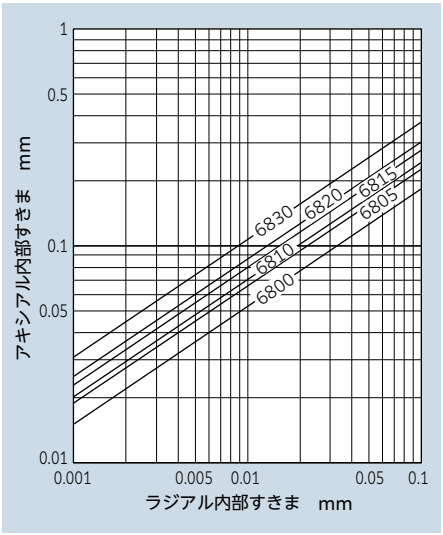


図9.3.1 68系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

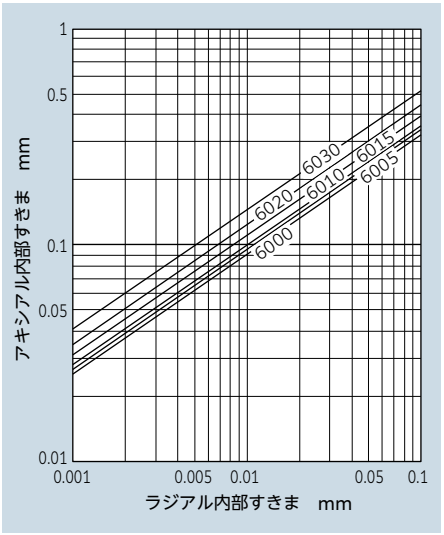


図9.3.3 60系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

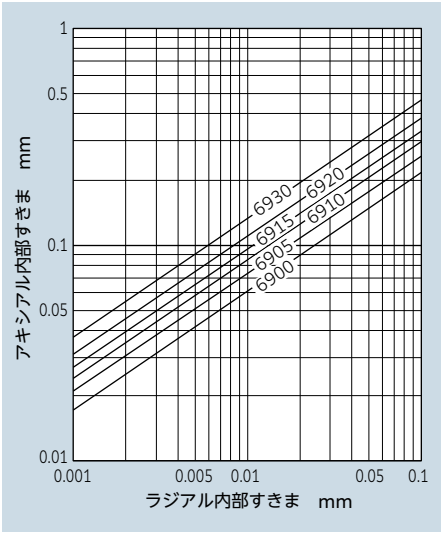


図9.3.2 69系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

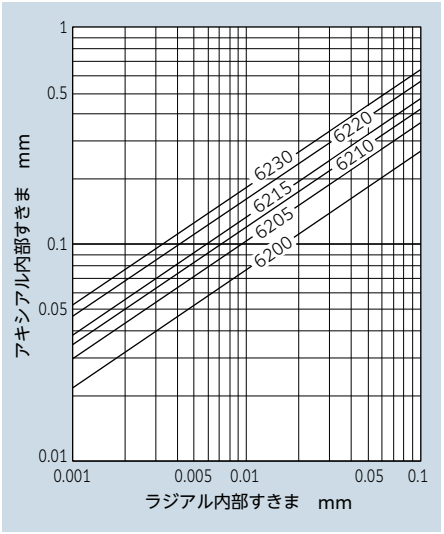


図9.3.4 62系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

備考　その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

9. 5 アンギュラ玉軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位量との関係

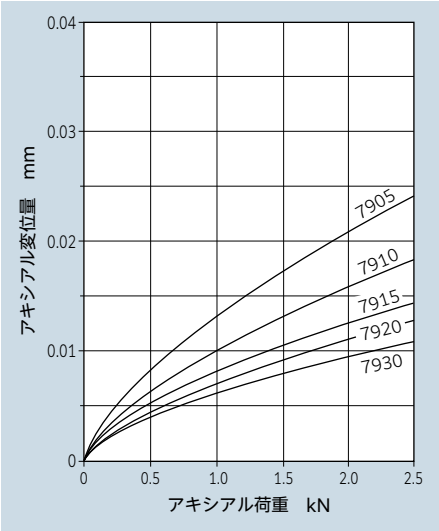


図9.4.1 79系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

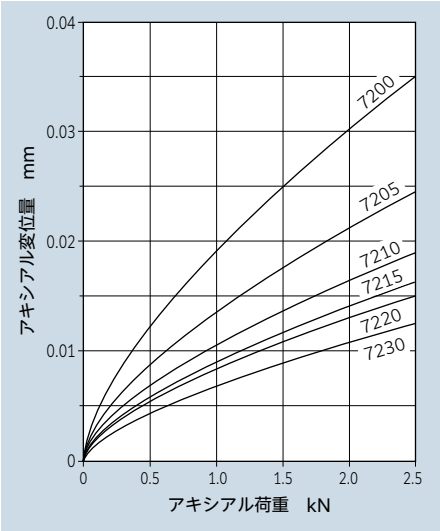


図9.4.3 72系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

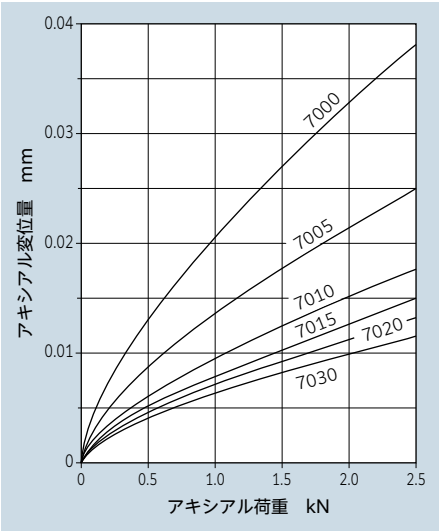


図9.4.2 70系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

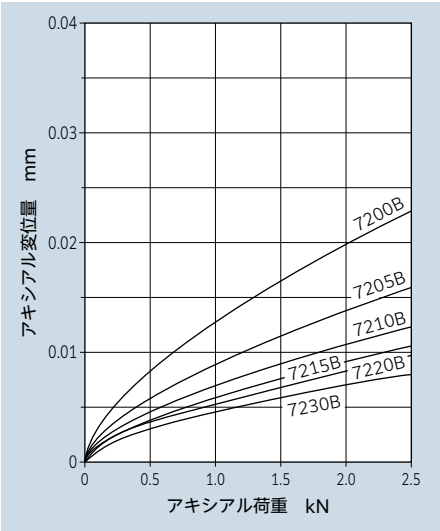


図9.4.4 72B系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

備考1 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては，アキシアル変位量が大きくなる場合があります。
2 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり，保証値ではありません。

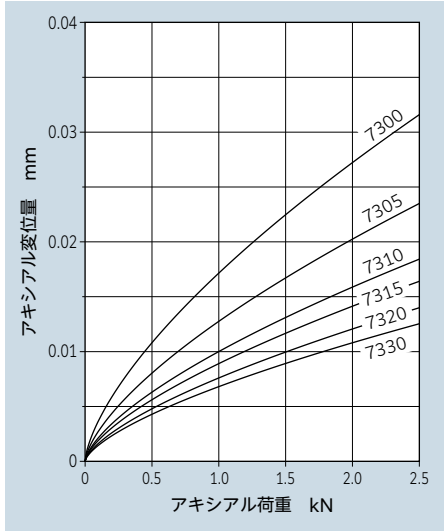


図9.4.5 73系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

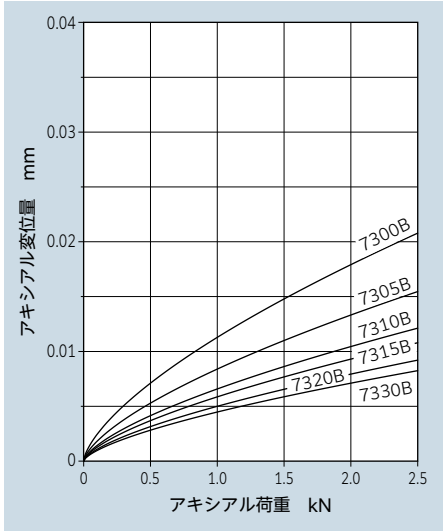


図9.4.6 73B系列のアキシアル荷重とアキシアル変位量

備考1 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては，アキシアル変位量が大きくなる場合があります。
2 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり，保証値ではありません。

9. 6 円すいころ軸受のアキシアル荷重とアキシアル変位量との関係

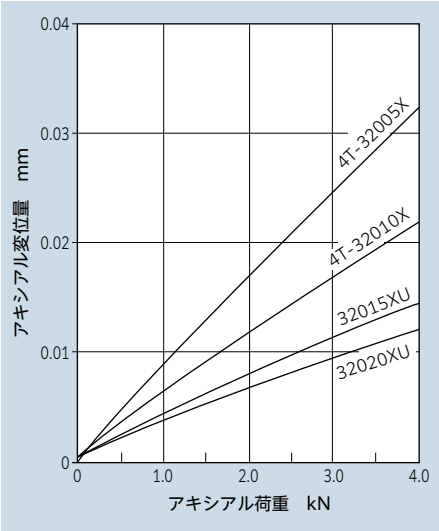


図9.5.1 320系列のアキシアル荷重と
アキシアル変位量

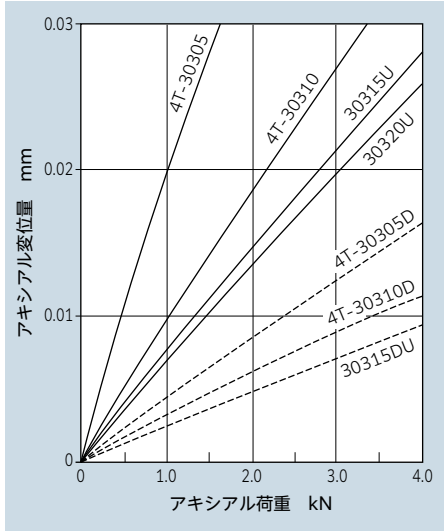


図9.5.3 303系列と303D系列の
アキシアル荷重とアキシアル変位量

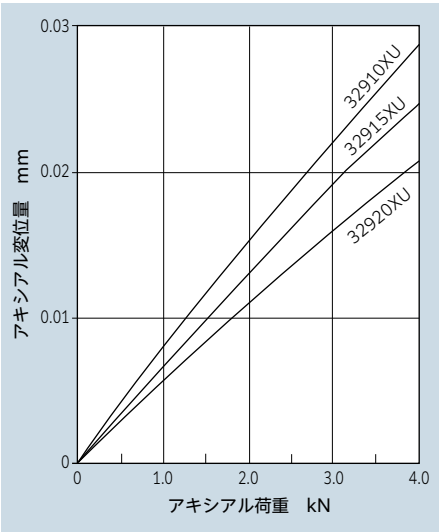


図9.5.2 329系列のアキシアル荷重と
アキシアル変位量

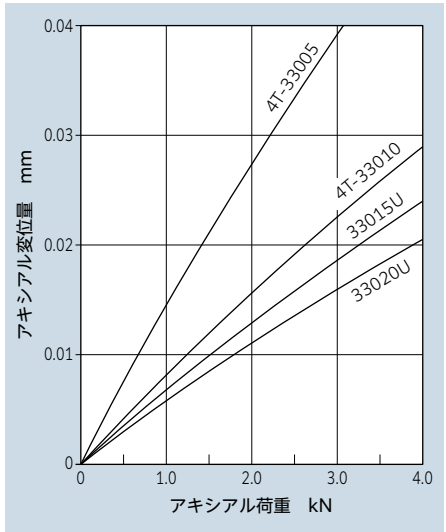


図9.5.4 330系列のアキシアル荷重と
アキシアル変位量

備考1 軸およびハウジングが剛体である場合の値です。
2 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては，アキシアル変位量が大きくなる場合があります。
3 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり，保証値ではありません。

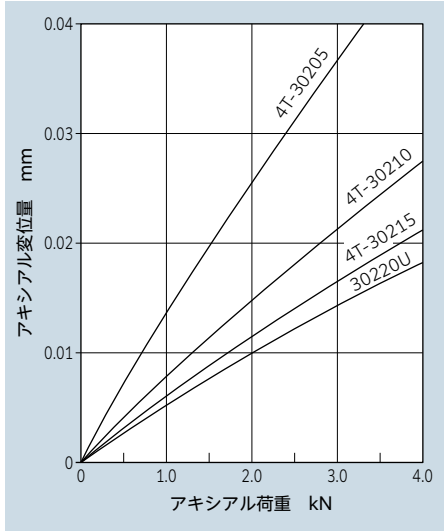


図9.5.5 302系列のアキシアル荷重と
アキシアル変位量

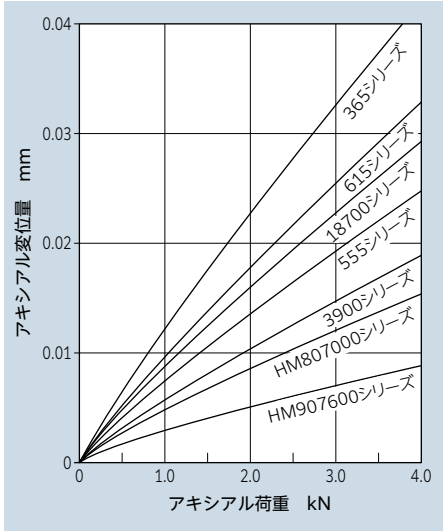


図9.5.6 インチ系列のアキシアル荷重と
アキシアル変位量

備考1 軸およびハウジングが剛体である場合の値です。
2 軸・ハウジングの形状およびはめあい条件によっては，アキシアル変位量が大きくなる場合があります。
3 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

*この技術データは代表数値をもとにした計算値であり，保証値ではありません。

9. 7 玉軸受の許容アキシアル荷重

9.7.1 深溝玉軸受

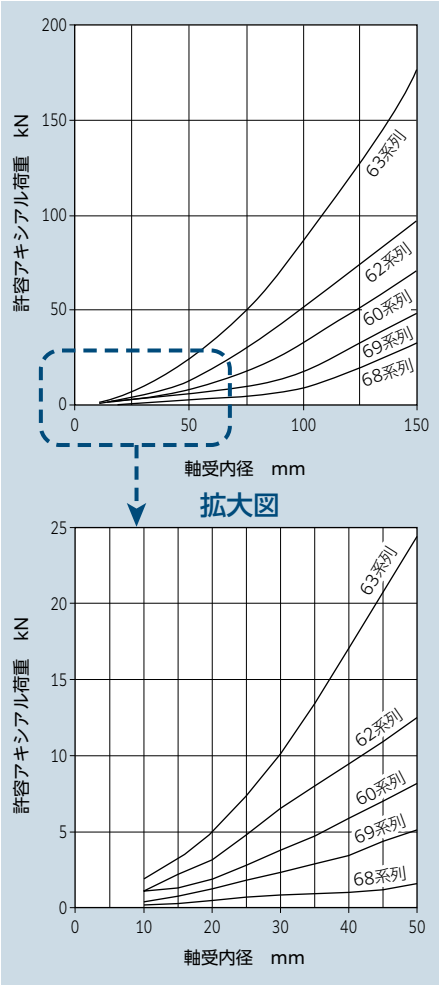


図9.6.1 深溝玉軸受の許容アキシアル荷重

備考1 許容アキシアル荷重の計算はラジアル内部すきまCN（普通）の中央値です。
2 アキシアル荷重が作用したときに，接触だ円が軌道面の肩に乗り上げる荷重を許容アキシアル荷重とします。
3 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

9.7.2 アンギュラ玉軸受

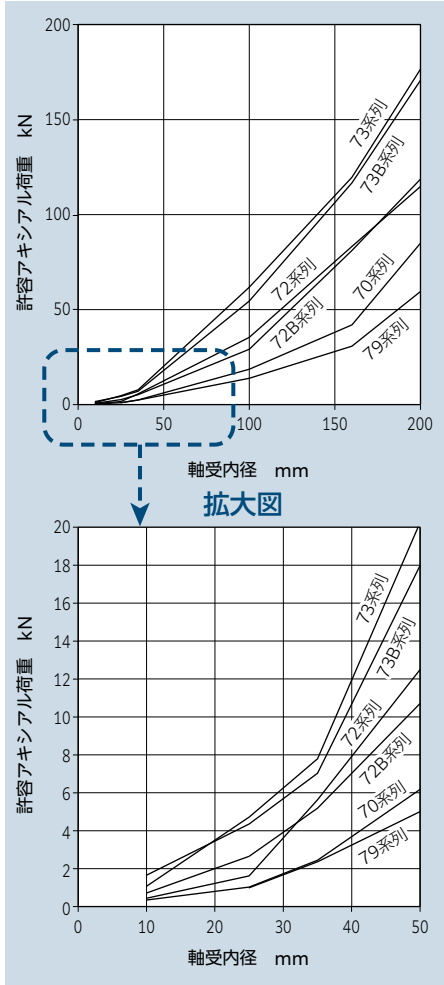


図9.6.2 アンギュラ玉軸受の許容アキシアル荷重

備考1 アキシアル荷重が作用したときに，接触だ円が軌道面の肩に乗り上げる荷重を許容アキシアル荷重とします。
2 その他の形式および型番については，**NTN**にご照会ください。

10 許容回転速度

軸受の回転速度が大きくなるにつれて，軸受内部で発生する摩擦熱によって，軸受温度上昇が大きくなり，焼付きなどの損傷が発生し，安定した運転ができなくなります。軸受の運転が可能な限界回転速度を**許容回転速度**（min^{-1}）といい，軸受の形式，寸法，精度，すきま，保持器の種類，荷重条件，潤滑条件など種々の要因によって異なります。

カタログの軸受寸法表には，グリース潤滑および油潤滑の場合の許容回転速度の目安が記載されていますが，これは下記条件が基準になっています。

- 適切な内部設計，内部すきまを有する軸受が正しく取付けられている場合。
- 良好な潤滑剤を使用し，かつ補給，交換が適切に行われている場合。
- 普通の荷重条件（$P \leqq 0.08C_r$，$F_a/F_r \leqq 0.3$）で通常の運転温度の場合。

普通の荷重条件を超えて用いられる軸受の許容回転速度は，**図10.1**および**図10.2**に示す補正係数f_Lおよびf_Cをカタログの軸受寸法表に記載された値に乗じて求めます。

なお，**シール付き軸受はシール接触部の周速によって速度が決められます**。また，**縦軸にラジアル軸受を使用する場合**には，潤滑剤の保持，保持器の案内などにおいて不利な面がありますので，**許容回転速度の80 %程度**にとどめるのが適当です。許容回転速度を超えて使用する場合には，軸受仕様の見直し，潤滑条件の検討などが必要です。詳細については，**NTN**にご照会ください。

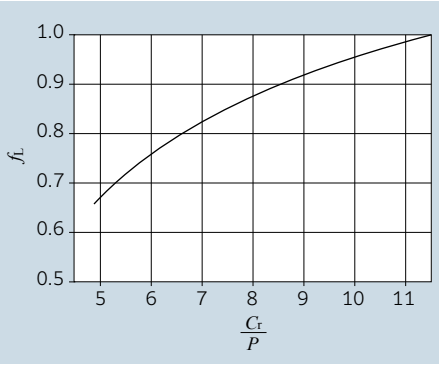


図10.1 軸受荷重による補正係数 f_L の値

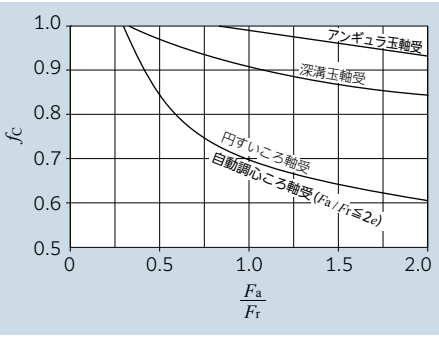


図10.2 合成荷重下による補正係数 f_C の値

11 軸受の特性

11. 1 摩擦

転がり軸受は，滑り軸受に比べて**摩擦が小さく**，特に**起動摩擦が低い**という特長があります。

転がり軸受の摩擦にはいろいろな要因が考えられます。

- ●転がりに伴う摩擦（荷重）
- ●保持器と転動体および保持器と案内面との滑り摩擦
- ●ころ端面と案内つばとの滑り摩擦
- ●潤滑剤または密封装置の摩擦

一般に転がり軸受の摩擦係数は式（11.1）で求めることができます。

$$\mu = \frac{2M}{Pd} \cdots\cdots (11.1)$$

ここで，

μ　：摩擦係数
M　：摩擦モーメント　N·mm
P　：軸受荷重　N
d　：軸受内径　mm

転がり軸受の動摩擦係数は，前述のように種々の要因に影響され，軸受形式のほか，回転速度などによっても異なりますが，おおよそ**表11.1**に示す値をとります。

表11.1　軸受の摩擦係数（参考）

軸受形式	摩擦係数　$\mu\times10^{-3}$
深溝玉軸受	1.0～1.5
アンギュラ玉軸受	1.2～1.8
自動調心玉軸受	0.8～1.2
円筒ころ軸受	1.0～1.5
針状ころ軸受	2.0～3.0
円すいころ軸受	1.7～2.5
自動調心ころ軸受	2.0～2.5
スラスト玉軸受	1.0～1.5
スラストころ軸受	2.0～3.0

11. 2 発熱量

軸受の摩擦損失は，そのほとんどが軸受内部で熱に変わり，軸受の温度を上昇させます。摩擦モーメントにより発生する熱量は式（11.2）で求めることができます。

$$Q = 0.105\times10^{-6}M\cdot n \cdots\cdots (11.2)$$

ここで，

Q　：発生する熱量　kW
M　：摩擦モーメント　N·mm
n　：軸受の回転速度　min^{-1}

発生する熱量と放出される熱量との平衡によって軸受温度は決まります。

一般に軸受温度は，運転初期には急激に上昇しますが，定常状態に達してほぼ一定になります。この定常状態に達するまでの時間は，発生する熱量と軸およびハウジングの熱容量・熱放散や潤滑油量・潤滑方法によって異なりますが，いつまでも定常状態に達せず温度が安定しない場合には，何らかの異常があると判断しなければなりません。

異常な温度上昇が発生した場合，機械装置を点検し，必要に応じて軸受を取外して調査します。異常な温度上昇の原因としては，以下が考えられます。

- **・軸受のこじれ（モーメント荷重，取付誤差）**
- **・内部すきま過小**
- **・予圧の過大**
- **・潤滑剤の過多または不足**
- **・潤滑剤の不適**
- **・密封装置からの発熱**
- **・過大荷重**
- **・急加減速**
- **・外部からの熱伝達**

11. 3 音響

軸受の内輪または外輪が回転すると，転動体が保持器を伴い軌道面上を転がり回転するために，いろいろな振動および音が発生します。すなわち，転がり面および各滑り部分の形状，粗さ，さらには潤滑状況などにより振動，音が発生します。

音を表現するのはなかなか困難ですが，軸受の典型的な異常音についてまとめたものを**表11.2**に示します。

表11.2　軸受の典型的な異常音の特徴とその関係要因

音響	特徴	原因（推定）
ザー／ジャー／ジー	・回転速度の変化で音質が変わらない音 ・回転速度の変化で音質が変わる音	・異物の侵入 ・軌道面，玉，ころの表面の荒れ ・軌道面，玉，ころの表面のきず
シャー（小形軸受）	—	・軌道面，玉，ころの表面の荒れ
シャ　シャ	・断続的で規則的に発生	・ラビリンス部などの接触 ・保持器とシールの接触
ウーウー ゴーゴー	・回転速度の変化で大きさ,高さが変わる音 ・特定の回転速度で大きい音 ・大きくなったり小さくなったりする音 ・サイレン,笛の音に近い音(うなり音)	・共振，はめあい不良（軸の形状不良） ・軌道輪の変形 ・軌道面，玉，ころのびびり（大形軸受の場合は軽度の音であれば正常）
ゴリ　ゴリ コリ　コリ	・手動で回転させたときの感触	・軌道面のきず（規則的） ・玉，ころのきず（不規則） ・ごみ，軌道輪の変形（部分的に負のすきま）
ゴロ　ゴロ（大形軸受） コロ　コロ（小形軸受）	・高速になると連続音	・軌道面，玉，ころの表面のきず
ウィーン　ウィーン／ウー	・電源を切った瞬間に消滅	・モーターの電磁音
チリッチリッ（主に小形軸受）	・不規則に発生 （回転速度が変化しても発生）	・異物の侵入
チャラチャラ（円すいころ軸受） カラカラ（大形軸受） パタパタ／バタバタ（小形軸受）	・規則的で高速では連続音 ・保持器音で澄んだ音なら正常	・潤滑剤の不適合（低温時であれば柔らかいグリースを使用） ・保持器ポケットの摩耗，潤滑不足，軸受荷重不足による運転
カチ　カチ カチンカチン カチャカチャ	・低速で目立つ音 ・高速では連続音	・保持器ポケット内の衝突音，潤滑不足 ・内部すきまを小さくするか予圧すると消滅 ・総ころの場合は，ころ同士の衝突音
カーンカーン カン　カン	・金属的で大きな衝突音 ・低速の薄肉大形軸受などで発生	・転動体のはじける音 ・軌道輪の変形 ・キーのきしみ
キュルキュル キュ　キュ ジャージャー	・主に円筒ころ軸受で回転速度の変化により変わり，大きいときは金属音 ・グリースを補給すると一時的に消滅	・潤滑剤（グリース）のちょう度過大 ・ラジアル内部すきま過大 ・潤滑剤不足
キー　キー ギー　ギー キーンキーン	・金属間のかじるような音 ・甲高い音	・ころ軸受のころとつば面のかじり ・内部すきま過小 ・潤滑剤不足
ピチ　ピチ	・小形軸受で不規則に発生	・グリース中の気泡の潰れる音
ピシピシ ピンピン	・不規則にでるきしみ音	・はめあい部の滑り ・取付け面のきしみ ・キーなどのきしみ
全体的に音圧が大きい状態		・軌道面，玉，ころの表面の荒れ ・摩耗による軌道面，玉，ころの変形 ・摩耗による内部すきま過大

12 潤　滑

12. 1 潤滑の目的

転がり軸受を潤滑する主目的は，転がり面と滑り面に油膜を形成して，金属と金属の直接接触を防ぐことであり，転がり軸受の運転には潤滑剤が必須です。転がり軸受にとって潤滑は以下のような効果があります。

(1) **摩擦**および**摩耗**の**軽減**

軸受構成部品の転がり部，滑り部の金属接触を防止し，摩擦，摩耗を軽減します。

(2) 軸受**寿命**の**延長**

転がり接触部に油膜を形成させて，転がり疲れ寿命を延長させます。

(3) **摩擦熱**の**排出**および冷却

循環給油では，摩擦により発生した熱あるいは外部から伝わる熱を排出できます。

(4) その他

軸受内部への**異物侵入**の**防止**あるいは軸受表面を油脂で覆うことにより腐食（さび）を抑制します。

これらの効果を発揮させるためには，使用条件に適した潤滑方法を用いるとともに，良質な潤滑剤の選定，適切な潤滑剤の量および外部からの異物の侵入と潤滑剤の漏れを防ぐための適切な密封構造の設計が必要です。潤滑が十分に行われない場合は，摩擦が軽減されず軸受の過度の昇温を招いたり，異常摩耗を起こすことがあるので潤滑設計は十分に行われなければなりません。

潤滑油量と摩擦損失，温度上昇との関係図および各領域の特徴と潤滑方法例を**表12.1**に示します。

12. 2 潤滑方法と特性

軸受の潤滑方法は，大別すると，**グリース潤滑**，**油潤滑**がありますが，それぞれ特徴があるので要求機能に合った適切な潤滑方法を選択する必要があります。

表12.2にグリース潤滑と油潤滑の特性比較を示します。

表12.2 グリース潤滑と油潤滑の特性比較

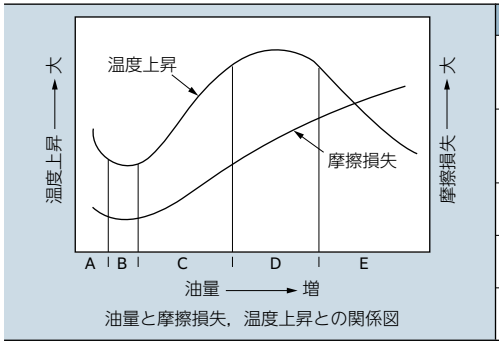
項目＼潤滑方法	グリース潤　滑	油潤滑
取扱い	◎	△
信頼性	○	◎
冷却効果	×	○(循環が必要)
シール構造	○	△
動力損失	○	○
環境汚染	○	△
高速回転	×	○

◎：特に有利　○：有利　△：やや不利　×：不利

12. 3 グリース潤滑

グリースは取扱いが容易で，密封装置の設計も簡素化することができるため，転がり軸受の潤滑に最も多く用いられています。グリース潤滑の方法にはあらかじめグリースを封入した密封形（シール，シールド形）軸受を使用する場合や開放形軸受を用いてハウジングおよび軸受内部に適量のグリースを充填し，一定期間ごとに補給または交換する方法があります。

表12.1 油量と摩擦損失，温度上昇との関係図および各領域の特徴と潤滑方法例



油量と摩擦損失，温度上昇との関係図

領域	特　　徴	潤滑方法例
A	油量が非常に少ない場合，転動体と軌道面が部分的に金属接触し，軸受の摩耗，焼付きが発生。	―
B	完全な油膜が形成され，摩擦は最小で軸受温度も低い状態。	グリース潤滑 オイルミスト エアオイル潤滑
C	さらに，油量が増えた場合で発熱と冷却が平衡。	循環給油
D	温度上昇は油量に関係なくほぼ一定。	循環給油
E	油量が，さらに，増すと冷却効果が顕著になり軸受温度が低下。	強制循環給油 ジェット潤滑

密封形軸受では適切なグリース封入量であればグリース漏れを起こす可能性は少ないですが，グリースが流動し易くなる振動の多い使用条件下，あるいはグリースに多大な遠心力がかかる高速外輪回転では，(まれに) 漏れることがあるので**NTN**にご照会ください。

12.3.1 グリースについて

グリースは鉱油や合成油などの**潤滑油（基油）**を**増ちょう剤で保持**し，各種の**添加剤を加えたもの**です。グリースの性能は基油，増ちょう剤および添加剤の種類や組合せによって定まります。一般的なグリースの種類とその特性を**表12.5**に，銘柄と性状を**表12.6**に示します（67～68ページ参照）。同種類のグリースでも銘柄によって性能が大きく異なることがあるので，**グリースの選定にあたってはグリースメーカーの性状データを確認するなど注意が必要です。**

(1) 基油

グリースの基油には**鉱油**または**エステル油**，**合成炭化水素油**，**エーテル油**などの合成油が用いられます。

一般に低粘度基油のグリースは低温特性，高速性能に優れ，高粘度基油のグリースは高温・重荷重特性に優れています。

(2) 増ちょう剤

増ちょう剤は基油の中に混合分散されて，グリースを半固体状に保つための材料です。増ちょう剤には**リチウム**，**ナトリウム**または**カルシウム**などの金属石けんのほか，**シリカゲル**，**ベントン**などの無機質材料および**ウレア**，**ふっ素樹脂**などの有機質材料よりなる非石けん基増ちょう剤があります。グリースの**使用限界温度**，**機械的安定性**，耐水性などの特性は，主として**増ちょう剤によって定まります。**ナトリウム石けん基のグリースは耐水性が一般に劣ります。ベントン，ウレアなどの非石けん基の増ちょう剤は高温特性が優れています。

(3) 添加剤

グリースには，使用目的に応じて各種の添加剤が用いられます。代表的なものに，**酸化防止剤**，**極圧添加剤**（EP添加剤），**防せい剤**，**腐食防止剤**などがあります。重荷重または衝撃荷重を受ける軸受には極圧添加剤を含んだグリースを使用します。ほとんどの転がり軸受用グリースには酸化防止剤が添加されています。

(4) ちょう度

ちょう度は，グリースの硬さまたは流動性を示す指標で**数値が大きいほど軟らかい**です。転がり軸受の潤滑には普通NLGIちょう度番号1，2または3が用いられます。グリースのちょう度と用途についての一般的な関係を**表12.3**に示します。

表12.3 グリースのちょう度

NLGI ちょう度番号	JIS［ASTM］60回混和ちょう度	用　　途
0	355 ～ 385	集中給脂用
1	310 ～ 340	集中給脂用
2	265 ～ 295	一般用，密封形軸受用
3	220 ～ 250	一般用，高温用，密封形軸受用
4	175 ～ 205	特殊用途

(5) 異種グリースの混合

異種のグリースを混合するとちょう度が変化し（一般に軟らかくなります）許容使用温度が低くなるなどグリースの性状が変わるので，**原則として同一銘柄のグリース以外は混合してはなりません。**異種のグリースの混合が避けられない場合には，少なくとも同種の増ちょう剤および類似の基油をもつグリースを選定します。

■熱固化型グリース
（ポリルーブ®ベアリング用潤滑剤）

超高分子量ポリエチレンと潤滑グリースを混合し，軸受内に封入後加熱し固化させたものです。ポリエチレン内に潤滑剤が保持されている状態となっているため，潤滑剤の漏れが少なく，また，潤滑剤そのものの流動性がないので，スポットパック仕様はトルクが小さいという特長をもっています。これはグリース流出による周囲の汚れや，ごみの侵入を防ぐなどの効果にもつながっています。ただし，高温で使用すると，油分の流出が多くなり，潤滑寿命が短くなってしまうという欠点をもっていますので，高温および高速回転では注意が必要です。封入例を**図12.1**および**図12.2**に示します。

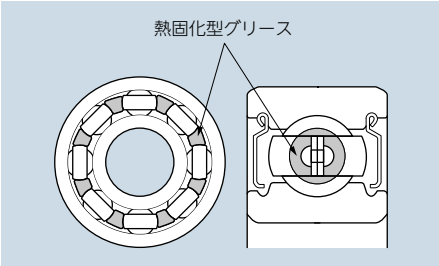


図12.1 深溝玉軸受スポットパック仕様
（ZZ：両側鋼板シールド付き）
（深溝玉軸受の標準仕様）

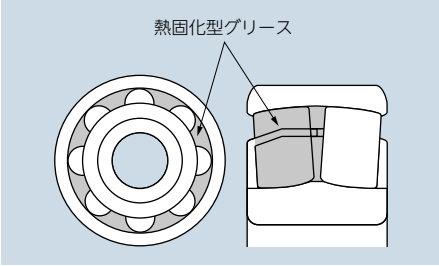


図12.2 自動調心ころ軸受フルパック仕様
（自動調心ころ軸受の標準仕様）

12.3.2 グリースの充填および補給

グリースの充填量はハウジングの設計，空間容積，回転速度，グリースの種類などによって異なります。充填量の目安は，**軸受へは空間容積の30～40 %，ハウジングへは空間容積の30～60 %**です。

ただし，回転速度が高い場合や温度上昇を低く抑えたいときは少なめにします。**充填量が多過ぎると撹拌や温度上昇が大きくなり，グリースの軟化や酸化などの変質によって，グリースの漏れ性能低下を招くこともあるので注意が必要です。**なお，軸受内の空間容積の概略値は式（12.1）で求めることができます。

$$V = K \cdot W \quad \cdots\cdots (12.1)$$

ここで，

V：開放形軸受の空間容積（概略値）　cm^3

K：軸受空間係数（**表12.4**参照）

W：軸受の質量　kg

表12.4 軸受空間係数 K

軸受形式 1)			保持器形式	K
深溝玉軸受 2)			打抜き保持器	61
アンギュラ玉軸受			打抜き保持器	54
			もみ抜き保持器	33
			樹脂保持器	33
円筒ころ軸受	NU形 3)		打抜き保持器	50
			もみ抜き保持器	36
	N形 5)		打抜き保持器	55
			もみ抜き保持器	37
	E形 EA形 (ULTAGE® シリーズ)	NU形 4)	もみ抜き保持器	33
			樹脂保持器	33
		N形 4)	もみ抜き保持器	34
			樹脂保持器	35
円すいころ軸受			打抜き保持器	46
自動調心ころ軸受	213Cタイプ		打抜き保持器	35
	Bタイプ　213タイプ		もみ抜き保持器	28
	ULTAGE® シリーズ	EAタイプ	打抜き保持器	33
		EMタイプ	もみ抜き保持器	31

注1) 転がり軸受総合カタログ（CAT.No.2203/J）記載型番以外は除きます。
2) 160系列の軸受は除きます。
3) NU4系列は除きます。
4) もみ抜き保持器はG1保持器に適用します。
5) N4系列は除きます。

また，グリースは使用時間の経過とともに潤滑性能が低下するため，適当な間隔で新しいグリースの補給が必要です。補給間隔は軸受形式，寸法，回転速度，温度およびグリースの種類によって異なります。この目安となる線図を**図12.3**に示しますが，これは通常の使用条件であり，温度による影響が大きいので，軸受温度が80 ℃以上では，温度が10 ℃上がるごとに補給間隔を1/1.5にします。

なお，ULTAGE®シリーズのグリース補給間隔については，**NTN**にご照会ください。

（例）深溝玉軸受 6206 で，ラジアル荷重 F_r = 2.0 kN，回転速度 n = 3 600 min^{-1} の場合のグリースの交換限度を求めます。

図10.1からC_r / P_r=21.6/2.0=10.8に対し，f_L=0.96となります。カタログの軸受寸法表から6206の許容回転速度は，11 000 min^{-1}であり，ラジアル荷重F_r=2.0 kNでの許容される回転速度n_oは，

$$n_o = 0.96 \times 11\,000 = 10\,560 \ min^{-1}$$

したがって，$\frac{n_o}{n} = \frac{10\,560}{3\,600} = 2.93$

図12.3のラジアル玉軸受のd=30に相当する点から横に線を引き，縦線Ⅰとの交点をAとします。縦線Ⅱの上のn_o/n=2.93の点BとAを直線で結び，縦線Ⅲとの交点Cを求めれば，グリース交換限度は約5 500時間となります。

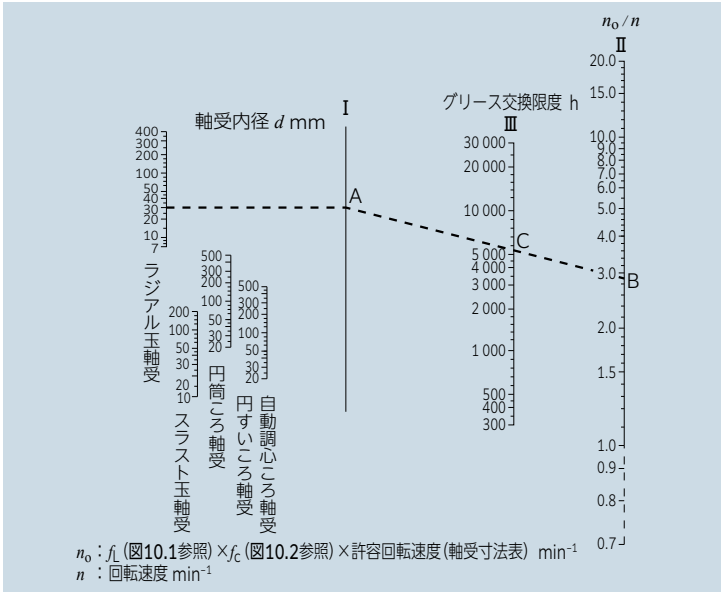


図12.3 グリース補給間隔を求める線図

表12.5　グリースの種類と特性 1)

	石けん系				
	リチウム(Li)グリース				カルシウム (Ca)グリース
増ちょう剤2)	Li 石けん			Li 複合石けん	Ca 石けん (カップグリース)
基油3)	鉱油	エステル油	シリコーン油	鉱油	鉱油
滴点 ℃	170～190	170～190	200～210	>250	80～100
使用温度範囲 ℃	−30～120	−50～130	−50～160	−30～130	−20～ 70
機械的安定性	良	良	良	良	可
耐圧性	良	良	劣	良	可
耐水性	良	良	良	良	良
特徴/用途	欠点が少なくバランスがとれた性能です。 汎用グリースです。	低温特性，摩擦特性が優れます。 ミニアチュア玉軸受・小径玉軸受に適用します。	低温，高温特性が優れます。 耐荷重性が劣ります。	欠点が少なくバランスがとれた性能です。 比較的高温で使用可能です。	低速，軽荷重で使用されます。 高温では使用不可です。

石けん系		非石けん系			
カルシウム (Ca)グリース	ナトリウム (Na)グリース	有機系			無機系
Ca 複合石けん	Na 石けん	ウレア	ウレア	PTFE	シリカゲル
鉱油	鉱油	鉱油	合成油	ふっ素油	エステル油
200～280	170～200	>260	>260	なし	>260
−20～130	−20～130	−30～140	−40～180	−40～250	−70～150
良	良	良～優	良～優	可～良	良
良～優	良	良～優	良～優	良	良
良	劣	良～優	良～優	良	良
耐圧性が優れます。	水分の混入で乳化することがあります。 比較的高温で使用可能です。	耐水性，酸化安定性が優れます。	耐水性，酸化安定性が優れます。 高温，高速用途で使用されます。	耐薬品性が優れます。 高温用途で使用されます。	低温特性が優れます。

注1) グリースの性能は，添加剤処方などで銘柄による差が大きいので，目安としてお使いください。
　2) Na石けん系グリースは，水，高湿条件で乳化することがあるので注意が必要です。
　　ウレア系グリースは，ふっ素樹脂/ゴムを劣化させることがあるので注意が必要です。
注3) エステル油系グリースはアクリル系材料を，シリコーン油系グリースはシリコーン系材料を膨潤させることがあるので注意が必要です。
　　シリコーン油系グリース，ふっ素油系グリースは，音響性能，防せい性能が劣るものがあるので注意が必要です。

表12.6　グリースの銘柄と性状

銘柄	記号	増ちょう剤	基油	基油粘度 mm²/s	
				40 ℃	100 ℃
アルバニア グリース S2	2AS	Li 石けん	鉱油	131	12.2
アルバニア グリース S3	3AS	Li 石けん	鉱油	131	12.2
アルバニア EP グリース 2	8A	Li 石けん	鉱油	220	15.9
マルテンプ PS No.2	1K	Li 石けん	エステル＋PAO	15.9	−
マルテンプ SRL	5K	Li 石けん	エステル	24.1	−
SH44M	4M	Li 石けん	シリコーン	80	19
イソフレックス NBU15	15K	Ba コンプレックス石けん	ジエステル＋鉱油	23	5
SHC POLYREE 462	L791	ウレア	PAO	460	40
SE-1	L749	ウレア	PAO＋エステル	22	5
ME-1	L700	ウレア	エステル＋PAO	61.3	9.3
EP-1	L542	ウレア	PAO	46.8	−
NA103A	L756	ウレア	PAO＋エーテル	53.5	−
MP-1	L448	ウレア	合成油	40.6	7.1
グリース J	L353	ウレア	エステル	75	10
コスモワイドグリース WR3	2M	Na テレフタラメート	ジエステル＋鉱油	31.6	6
モービルグリース 28	9B	ベントナイト	PAO	30	5.7
エーロシェルグリース 7	5S	マイクロゲル	ジエステル	10.3	3.1

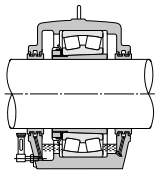
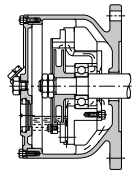
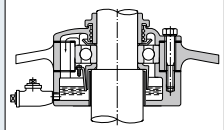
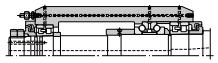
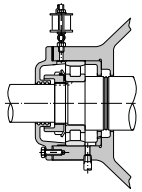
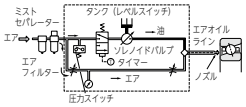
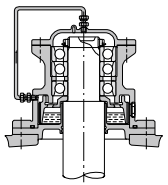
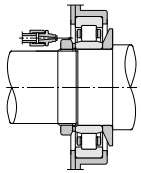
60回混和ちょう度		滴点 ℃	使用温度範囲 ℃	特徴
代表値	NLGI No.			
283	2	181	−25～120	汎用 (深溝玉軸受標準グリース)
242	3	182	−20～135	汎用 (ベアリングユニット用玉軸受標準グリース)
284	2	184	−20～110	重荷重汎用
270	2	190	−50～130	低温低トルク用
250	2～3	192	−40～150	低温～高温，汎用(ミニアチュア玉軸受・小径玉軸受標準グリース)
260	2～3	204	−40～160	高温用
280	2	220 以上	−40～130	高速用
280	2	270	−20～170	食品機械用
265	2	220 以上	−50～120	高速用
231	3	250 以上	−30～160	高温高速用
220	3	260 以上	−40～160	高温高速用
270	2	260 以上	−40～180	耐脆性剥離
243	3	250 以上	−40～150	高温高速用
305	1～2	280 以上	−20～180	高温用
238	3	230 以上	−40～150	低温～高温，汎用
293	1～2	307	−54～177	MIL-PRF-81322 低温～高温
296	1～2	260 以上	−73～149	MIL-PRF-23827C

備考1　基油粘度，ちょう度，滴点は代表値です。
　　2　使用温度範囲の上下限は使用環境，要求仕様などで異なりますので，**NTN**にご照会ください。

12. 4 油潤滑

油潤滑は，軸受内部の転がりおよび滑り部分の潤滑を容易に行うとともに，軸受から発生する熱量または外部からくる熱量を排除する役割ももっています。油潤滑にはいろいろな方法がありますが，主なものを**表12.7**に示します。

表12.7 油潤滑の潤滑方法

潤滑法	実施例	潤滑法	実施例
〔油浴潤滑〕 ●油潤滑で最も一般的な方法です。低，中速の回転速度で広く使用されています。 ●油面はオイルゲージにて，横軸では停止時で転動体最下部の中心，縦軸で低速時には，転動体の50～80 %であることを確認します。		〔ディスク給油〕 ●軸に取付けたディスクの一部を油面に浸し，はね上げられた油が軸受を潤滑する方法です。	
〔飛沫給油〕 ●軸に取付けた羽根などで，油を飛沫状にして給油する方法です。相当高速まで使用可能です。		〔噴霧潤滑（オイルミスト潤滑）〕 ●圧縮空気により油を霧状にして潤滑する方法です。 ●潤滑油の抵抗が小さいので高速回転に適します。	
〔滴下給油〕 ●上部にオイラーを備え，油滴をハウジング内で回転体に衝突させ霧状にして潤滑するか，少量の油が軸受を通過するようにします。 ●比較的高速で普通荷重以下の場合に用います。 ●油量は毎分数滴程度の例が多いです。		〔エアオイル潤滑〕 ●必要最小限の潤滑油を軸受ごとに最適間隔で計量し，圧縮空気で給油する方法です。 ●常に新しい油を連続的に給油します。 ●油の使用量はごく微量のため，雰囲気の汚染を防止します。	
〔循環給油〕 ●軸受を冷却するため，あるいは給油部位が多く集中自動給油するときに用います。 ●給油系統中にクーラーを設け潤滑油を冷却したり，フィルターを使えば潤滑油を清浄に保てるなどの特長があります。 ●給油された油が確実に軸受を潤滑するように油の入口と出口を軸受に対し，互いに反対側に設けます。		〔ジェット潤滑〕 ●軸受の側面から潤滑油を高速噴射させる方法です。高速，高温など過酷な条件での信頼性が高くなります。 ●ジェットエンジンやガスタービンの主軸受などに用いられます。 ●工作機械主軸用軸受に使用されるアンダーレース潤滑は，この一種です。	

(1) 潤滑油の選定

潤滑油には，**マシン油**，**タービン油**などの鉱油が多く使われますが，**−30 ℃以下**の低温または**150 ℃以上**の高温では，**エステル油**，**シリコーン油**，**ふっ素油**などの合成油が使われます。潤滑油の粘度は潤滑性能を決定する重要な特性です。粘度が低すぎると油膜形成が不十分となり，軸受表面を損傷させます。反面粘度が高すぎると，粘性抵抗が大きくなり，温度上昇，摩擦損失を増大させます。一般に**回転速度が高いほど粘度の低いもの**を，**重荷重になるほど粘度の高いもの**が使用されます。

転がり軸受の潤滑には，その運転温度において**表12.8**に示す動粘度が必要です。**図12.4**に動粘度と温度の関係を示します。

表12.9には，軸受の使用条件に応じた潤滑油粘度の選定の目安を示します。

表12.8 軸受の潤滑油に必要な動粘度

軸受形式	動粘度 mm^2/s
玉軸受，円筒ころ軸受，針状ころ軸受	13以上
自動調心ころ軸受，円すいころ軸受，スラスト針状ころ軸受	20以上
スラスト自動調心ころ軸受	30以上

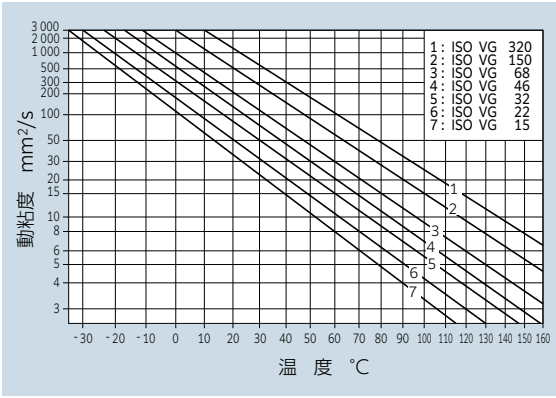


図12.4 潤滑油の動粘度—温度線図

表12.9 潤滑油粘度の選定の目安

軸受の運転温度 ℃	dn値[1]	潤滑油のISO粘度グレード（VG）		適用軸受
		普通荷重	重荷重または衝撃荷重	
−30～ 0	許容回転速度まで	22，32	46	全種類
0～ 60	15 000 まで	46，68	100	全種類
	15 000 ～80 000	32，46	68	全種類
	80 000 ～150 000	22，32	32	スラスト玉軸受を除く
	150 000～500 000	10	22，32	単列ラジアル玉軸受，円筒ころ軸受
60～100	15 000 まで	150	220	全種類
	15 000 ～80 000	100	150	全種類
	80 000 ～150 000	68	100，150	スラスト玉軸受を除く
	150 000～500 000	32	68	単列ラジアル玉軸受，円筒ころ軸受
100～150	許容回転速度まで	320		全種類
0～ 60	許容回転速度まで	46，68		自動調心ころ軸受
60～100	許容回転速度まで	150		

注1） dn値：[dn=軸受内径寸法d (mm) ×回転速度n (min^{-1})]
備考　潤滑方法は油浴潤滑，または循環給油の場合です。

(2) 給油量

軸受に強制的に給油する場合は，軸受などからの発熱量は，ハウジングからの放散熱量と油が奪う熱量の和に等しくなります。標準的ハウジングを使用した場合の給油量は，式 (12.2) が目安となります。

$$Q = K \cdot q \quad \cdots\cdots (12.2)$$

ここで，

Q：軸受1個あたりの給油量　cm³／min

K：油の許容温度上昇によって定まる係数（**表12.10**参照）

q：線図により求まる給油量　cm³／min（**図12.5**参照）

表12.10 K の値

排油温度ー給油温度 ℃	K
10	1.5
15	1
20	0.75
25	0.6

ハウジングの形状により放散熱量は異なるので，実運転にあたって，計算値を目安にして実状に適した量にもっていくのが安全です。また，**図12.5**において，発生熱量全てを油が奪うと仮定した場合は，軸径d=0として求めます。

なお，**油浴潤滑での油の交換限度は，使用条件，油量および潤滑油の種類などで異なりますが，油温が50 ℃以下で使用される場合には，一年に一回程度，80～100 ℃になる場合には，少なくとも3ヶ月ごとに交換することが望まれます。**

(例) フライホイールの円すいころ軸受**30220U**をラジアル荷重F_r=9.5 kN，回転速度n=1 800 min⁻¹で運転し，給油温度に対する軸受温度上昇を15 ℃に抑えたいときの給油量Qを求めます。

d=100 mm，

dn=100×1 800=18×10⁴

図12.5から　q=180 cm³/min

軸受温度は排油温度にほぼ等しいと仮定すれば

表12.10から　K=1であるから

$Q=K\times q=1\times 180=180$ cm³/min

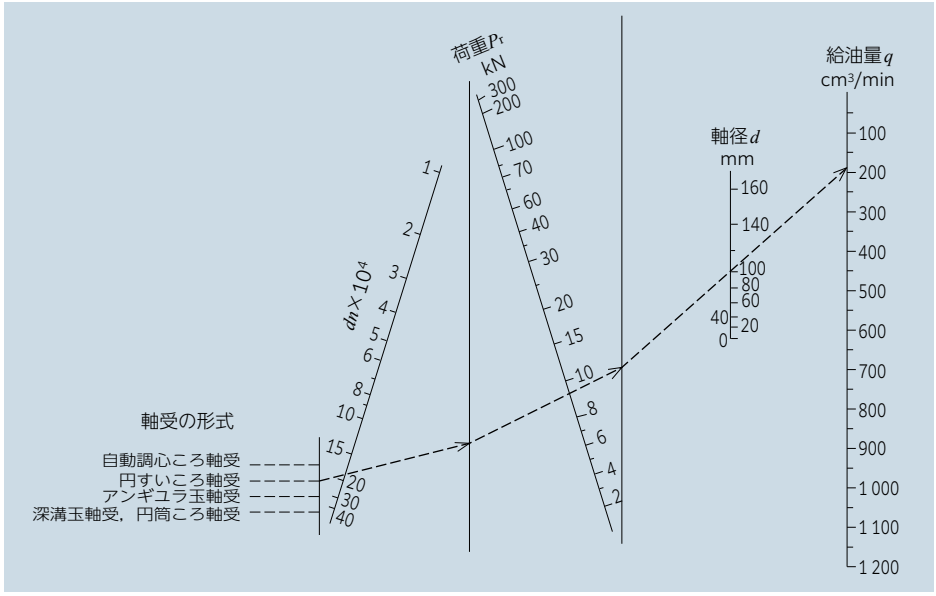


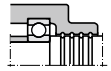
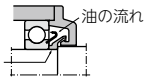
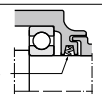
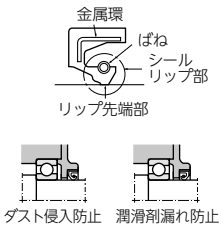
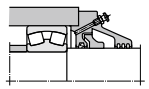
図12.5 給油量を求める線図

13 軸受の密封装置

密封装置の目的は，軸受部分に保有している潤滑剤の漏れを防ぐことと，外部からのごみ，水分などが軸受部分に侵入するのを防止することです。軸受の運転条件に対し常に密封，防じん性能がよく，さらに，低摩擦で異常発熱がなく十分な耐久性があり，組立てが容易なことが密封装置の必要な条件です。

密封装置には，大別して非接触シールと接触シールがあり，また，種々の組合せがありますが，主なものを**表13.1**に示します。

表13.1 主なシール構造と特徴

タイプ	シール構造	名　称	シールの特徴
非接触シール		すきまシール	最も簡単なシール形式であり，ラジアル方向のすきまを小さくしてシールを形成しています。
		油溝シール ハウジング側に油溝付き	同心の油溝をハウジング内径に設け，密封効果を高めたシール形式です。油溝に保持された潤滑剤が外部からの異物の侵入を防ぐのに有効です。
		油溝シール 軸／ハウジング側に油溝付き	同心の油溝を軸外径，ハウジング内径の両方に設け，密封効果を高めたシール形式です。
		ラジアル ラビリンスシール	ラビリンス通路をラジアル方向に形成したシール形式です。上下二つ割りハウジングに用いられます。 アキシアルラビリンスシールより密封性は良いです。
		ハウジング内部に設けたスリンガー	スリンガーをハウジング内に設け，その回転による遠心力で潤滑剤の漏れを防ぐシール形式です。
接触シール		Zシール	断面形状がZ形をした接触シールであり，空間部にグリースを充填しグリースシールを形成します。 プランマブロック（ハウジング）にてよく使用されるシール形式です。
		オイルシール	オイルシールは接触シールとして一般に用いられるもので，形式と寸法がJIS B 2402で標準化されています。 オイルシールのシールリップ部にはリング状のばねが取付けられており，これによりリップ先端部が軸表面に押付けられ，密封効果が増します。 軸受とオイルシールが接近している場合，オイルシールの発熱により軸受内部すきまが過小となる場合があります。周速によるオイルシールの発熱に注意のうえ軸受内部すきまを選定します。 シールの向きにより潤滑剤の漏れ防止と外部からの異物侵入防止の二つの効果をもっています。
組合せシール		油溝シール +スリンガー +Zシール	Zシールの密封性能を増すために，油溝シールとスリンガーを加えたシール形式です。左図の場合，Zシールの向きより異物の混入防止のための三重シール構造となります。 鉱山機械等，粉塵の多い箇所のプランマブロックのシールとして用いられます。

14 軸受材料

14. 1 軌道輪および転動体の材料

転がり軸受が荷重を受けて回転している状態では，軌道輪と転動体との小さな接触面にて大きな繰返し応力を受け，さらに，高い精度を維持して回転しなければなりません。すなわち，軸受材料としては次のような要求を満たす必要があります。

- **硬さが高いこと**
- **転がり疲労寿命が長いこと**
- **摩耗が少ないこと**
- **衝撃に強いこと**
- **寸法の経年変化が少ないこと**
- **加工が容易で，かつ価格が安いこと**

これらのうち，特に転がり疲労寿命に大きく影響を与えるものとして，鋼中の非金属介在物があります。この非金属介在物を少なくするために，いろいろな製鋼法が開発され寿命向上に寄与しています。

軌道輪と転動体は，一般に同じ材料が使われていますが，よく使われているのは**高炭素クロム軸受鋼**です。JISで鋼種の化学成分が標準化されており，最も多く使われるSUJ2の化学成分を参考に**表14.1**に示します。

この他にも，表面を浸炭焼入硬化させ，心部の硬さを低くして靭性をもたせ，耐衝撃性に優れている浸炭鋼（はだ焼鋼），高温で使用される高速度鋼，耐食性を重視したステンレス鋼，超高速には比重の小さいセラミックス，さらには液中で使われる樹脂など種々の材料が目的に応じて使用されます。また，同じ軸受鋼でも120 ℃を超える高温になると寸法変化が大きくなるため，寸法安定化処理をして寸法変化を抑えた軸受や，表面の浸炭浸窒処理または熱処理方法の変更による長寿命化を施した軸受など活発な開発が行われています。

14. 2 保持器の材料

保持器は回転中の転動体を正しく保持するのが主目的ですが，要求される機能としては，回転中に受ける振動や衝撃荷重に耐える強度を有すること，転動体および軌道輪との摩擦が小さく，軽量でかつ軸受の運転温度に耐えることが必要です。

小，中形軸受には冷間または熱間圧延鋼板のプレス打抜き保持器が多く使われますが，用途によってはステンレス鋼板も使われます。大形軸受を含めもみ抜き保持器には機械構造用炭素鋼，高力黄銅，さらに，アルミ合金なども使われます。また，保持器強度が要求される場合にはSNCM（ニッケルクロムモリブデン鋼）の熱処理品が使用され，さらに，潤滑特性を向上させるために銀めっきを施すものもあります。最近はグラスファイバー，カーボンファイバーなどで強化したポリアミド樹脂の射出成形品も多く使われるようになりました。樹脂保持器は軽量で耐食性もあり，減衰性，潤滑性能にも優れた特性をもっています。高温用としてテフロン系が使われる場合もあります。

表14.1 高炭素クロム軸受鋼の化学成分

規格名	鋼種記号	主要化学成分（%）								
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
JIS G 4805	SUJ2	0.95～1.10	0.15～0.35	≦0.50	≦0.025	≦0.025	≦0.25	1.30～1.60	≦0.08	≦0.025

15 軸およびハウジングの設計

軸受は軸およびハウジングの設計によっては，軸受の傾き，変形，クリープなどにより，軸受性能に大きな影響を与えます。そのため次のような事項に注意が必要です。

- **軸受配列の選定，配列に適した軸受固定方法**
- **軸受に適した軸およびハウジングの隅の丸みと肩高さおよび直角度，振れ精度**
- **はめあい部の寸法と形状精度，ならびに面粗さ**
- **軸およびハウジングの外径形状（偏肉を含みます）**

15. 1 軸受の固定

軸受を軸またはハウジングに固定するためには，一部の例外を除いてしめしろによる固定だけでなくアキシアル方向に対しても止めが必要です。アキシアル荷重が作用する場合は勿論のこと，主として自由側軸受として使用される円筒ころ軸受についても，軸のたわみにより軌道輪が移動する場合があり，アキシアル方向の固定が必要です。軸肩高さは，溝底を越えないようにするのが望ましいです。

一般的な固定方法を**図15.1**に示します。

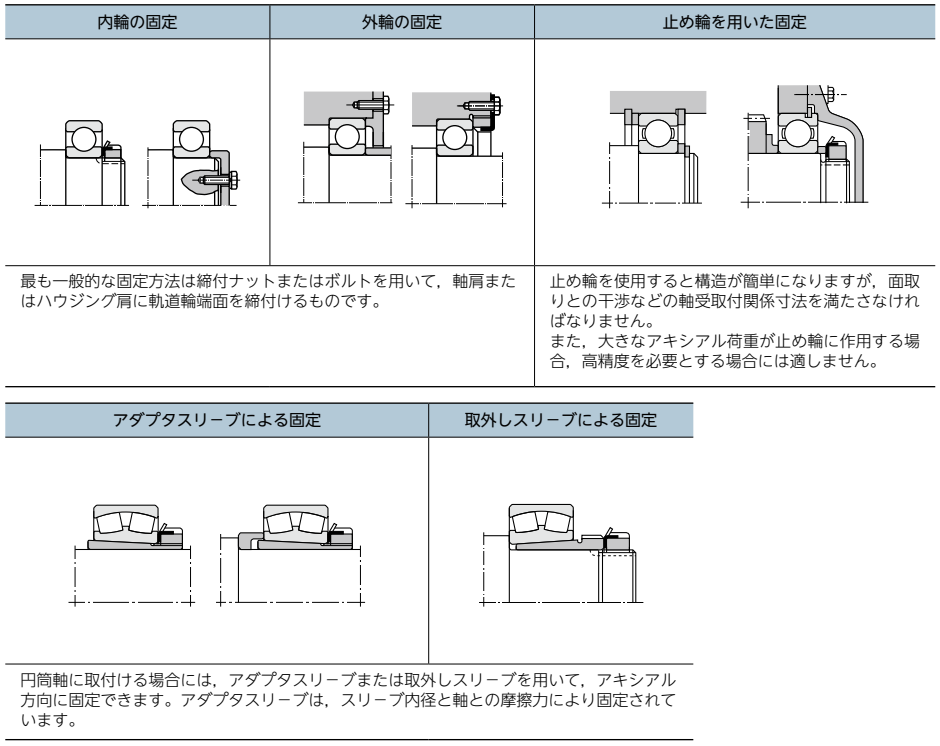


図15.1 軸受固定方法の例

15. 2 軸受の取付関係寸法

15. 2. 1 肩の高さと隅の丸み

軸およびハウジングの**肩の高さ**（h）は，軸受の面取りの**最大許容寸法**（r_s max）**より大きく**し，軸受端面が平坦部で接触するように設計します。**隅の丸み**（r_a）は軸受の面取りの**最小許容寸法**（r_s min）**より小さく**し干渉しないようにします。関係寸法を**表15.1**に示します。

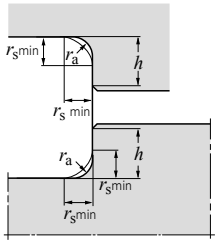


表15.1 肩の高さと隅の丸み　　単位：mm

r_s min	r_{as} max	h（最小）	
		一般の場合[1]	特別な場合[2]
0.05	0.05	0.3	
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	1.25	1
0.6	0.6	2.25	2
1	1	2.75	2.5
1.1	1	3.5	3.25
1.5	1.5	4.25	4
2	2	5	4.5
2.1	2	6	5.5
2.5	2	6	5.5
3	2.5	7	6.5
4	3	9	8
5	4	11	10
6	5	14	12
7.5	6	18	16
9.5	8	22	20
12	10	27	24
15	12	32	29
19	15	42	38

注1) 大きなアキシアル荷重がかかる場合には，この値より大きな肩の高さが必要です。
2) アキシアル荷重が小さい場合に用います。これらの値は，円すいころ軸受，アンギュラ玉軸受および自動調心ころ軸受には適用しません。
備考　r_{as} maxとは隅の丸みの最大許容値です。

15. 2. 2 間座および研削逃げを用いる場合

応力集中を緩和し軸の強度を増すために，隅の丸み（r_a max）を大きくする場合，または軸肩寸法が小さい場合などは，軸肩と軸受との間に間座を設けて取付けます（**図15.2**参照）。

軸またはハウジングのはめあい面を，研削仕上げする場合の逃げ寸法を**表15.2**に示します。

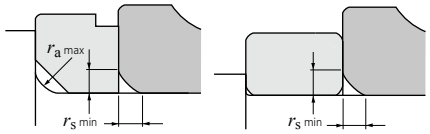
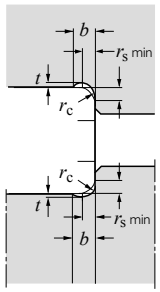


図15.2 間座を用いる方法

表15.2 研削逃げ寸法　　単位：mm

r_s min	逃げ寸法		
	b	t	r_c
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
2.5	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7



15. 2. 3 スラスト軸受の取付関係寸法

スラスト軸受は負荷と剛性の面で軌道盤の支持面を十分に広くする必要があり，寸法表の取付関係寸法をとります（**図15.3**，**図15.4**参照）。

そのため，**ラジアル軸受より軸およびハウジングの肩高さは，大きくなります**（各スラスト軸受の取付関係寸法については，カタログの軸受寸法表に記載しています）。

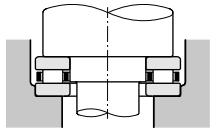


図15.3

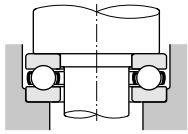


図15.4

15. 3 軸およびハウジングの精度

通常の使用条件での一般に必要な精度を**表15.3**に示します。

また，軸受にはそれぞれの形式において，傾き許容限度があります（**表15.4**参照）。

これを超えて使用されると軸受寿命の低下，保持器破損などの不具合が発生する恐れがあります。

したがって，軸およびハウジングの剛性，加工精度に起因する取付誤差，さらに，軸受形式の選定において十分な注意が必要です。

表15.3 軸およびハウジングの精度

項　目		軸	ハウジング
寸法精度		IT6 (IT5)	IT7 (IT5)
真円度（最大） 円筒度		IT3	IT4
肩の直角度		IT3	IT3
はめあい面の粗さ R_a	小形軸受	0.8	1.6
	中形・大形軸受	1.6	3.2

備考　精密軸受（P4, P5精度）の場合，真円度・円筒度については本表精度の1/2程度に抑える必要があります。詳細については専用カタログ「**精密転がり軸受 (CAT.No.2260/J)**」をご参照ください。

表15.4 軸受形式と許容傾き角・許容調心角

許容傾き角	
深溝玉軸受	1/1 000～1/300
アンギュラ玉軸受[1]	
単列	1/1 000
円筒ころ軸受	
軸受系列10, 2, 3, 4	1/1 000
軸受系列22, 23	1/2 000
ULTAGE®シリーズ	1/500
複列[2]	1/2 000
円すいころ軸受	
単列標準	1/2 000
単列ULTAGE®シリーズ	1/600
針状ころ軸受	1/2 000

注1) 組合せ軸受の許容傾き角は，作用点位置が影響するため，**NTN**にご照会ください。
2) 工作機械主軸に用いる高精度軸受は除きます。
備考　スラスト軸受については，**NTN**にご照会ください。

許容調心角	
自動調心玉軸受	
普通荷重	1/15
自動調心ころ軸受	
普通荷重以上	1/115
軽荷重	1/30
スラスト自動調心ころ軸受	
普通荷重	1/60～1/30
ベアリングユニット[3]	1/60～1/30

注3) ベアリングユニットについては，専用カタログ「**ベアリングユニット (CAT.No.2400/J)**」をご参照ください。

16 軸受の取扱い

16. 1 軸受の保管

軸受は防せい剤を塗布し，包装，梱包して出荷しています。軸受を保管する場合は次の事柄に留意が必要です。

1. 室温で相対湿度60 %以下の屋内が望まれます。過度な温度の変動や湿度の上昇は結露の発生要因となるため，直射日光が当たる場所や外壁と接する場所は避けます。
2. 床面に直接置かず，20 cm以上の高さがある台に置きます。また，外装箱を重ねて保管する場合，可能な限り4段積み以下とします（**図16.1**参照）。
3. 精密転がり軸受や大形転がり軸受あるいは薄肉の転がり軸受などは，必ず寝かせた状態で保管します（**図16.2**参照）。直立させた状態での保管は，自重による軌道輪の変形要因となります。

特に運搬の際は軌道輪と転動体の間でフレッチング等の損傷原因となるため，外装箱に1個箱等を詰込む場合は軸受を寝かせた状態で置き，緩衝材を敷詰めて梱包します（**図16.3**参照）。

なお，製品によっては外装箱に↑を示し，運搬，保管の際は横倒し厳禁とする場合があります。この場合は外装箱の表示内容に従ってください（**図16.4**参照）。

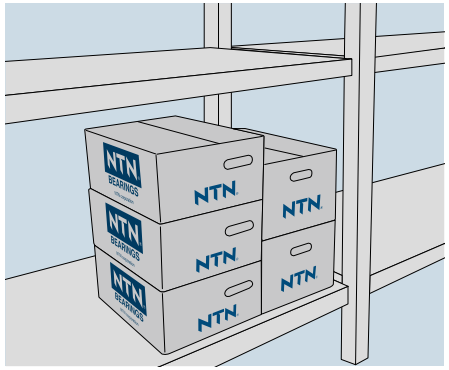


図16.1 外装箱を棚で保管する場合

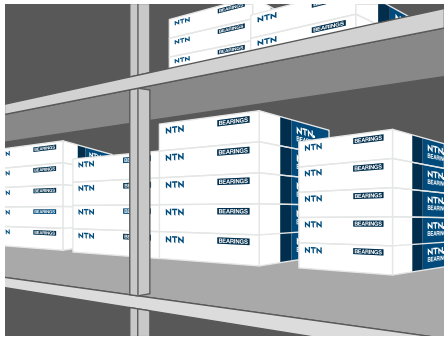


図16.2 1個箱を棚で保管する場合

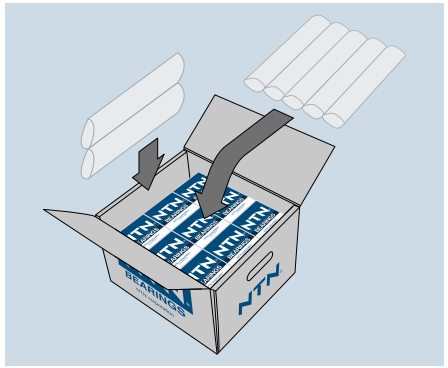


図16.3 外装箱による運搬，保管の場合

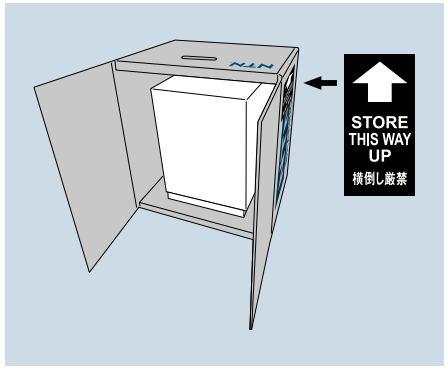


図16.4 横倒し厳禁

16. 2 取扱い上の注意

転がり軸受は一般の機械部品に比べ精密部品であり，その精密さを保つためには，慎重で繊細な取扱いが必要です。特に注意する事項として

- **軸受を清浄に保つこと**…摩耗，音響などに影響，空気中浮遊ごみも含め注意
- **衝撃を与えないこと…軌道面圧こん，割れに影響，落下，ハンマーでの衝撃不可**（**図16.5**参照）
- **さび防止**…素手での取扱い不可，防せい剤塗布包装状態での湿度60 %以下保存を要望

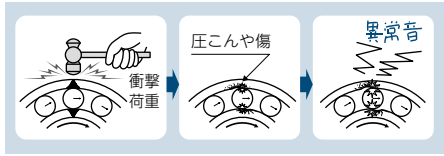


図16.5 衝撃による異常音の発生

16. 3 軸受の取付け

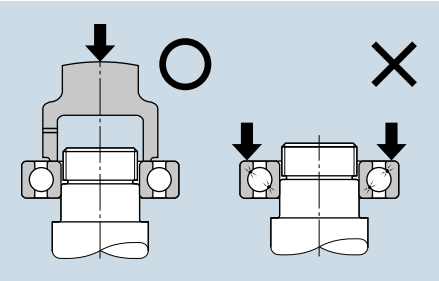
軸受を取付ける軸，ハウジング，関連部品および取付け治工具は，汚れ，ばり，切り屑などがないようきれいな状態にしておきます。さらに，軸受取付け部の寸法精度，形状精度，粗さなどを検査し，許容公差内にあることを確認しておくことも必要です。

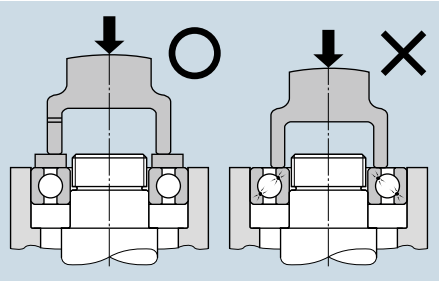
使用する軸受は取付直前に開封します。

一般に油潤滑の場合，またはグリース潤滑でも防せい剤との混合で機能がそこなわれる恐れがある場合は，洗浄油で防せい剤を除去してから取付けます。なお，軸受洗浄後グリースを塗布する場合には，ある程度，乾燥させてからの塗布が望まれます。軸受を軸またはハウジングに挿入する場合，軌道輪（内輪または外輪）の全周に均等に圧力を加えて挿入する方法が必要です。軌道輪の一部に力を加え挿入すると，こじれの原因となりますし，また，**挿入しない側の軌道輪に力を加えると転動体を介して荷重がかかり，軌道面に圧こんが生じるので絶対にさけなければなりません。ハンマーなどで直接叩いて軌道輪を挿入することは，圧こんの発生は勿論のこと割れや欠けの原因となります。**

(1) 円筒穴軸受の取付け

しめしろが比較的小さい軸受では，**図16.6**に示すように，圧入側軌道輪端面に適切な治具を当て，全周均等に負荷させ，プレスまたはハンマーにて圧入します。また，内輪と外輪を同時に取付ける場合は**図16.7**のように当て金を使用し，均等に圧入します。いずれの場合も取付け初期において軸受が傾かないように十分な注意が必要です。場合によっては傾き防止のためにガイドの治具を使います。また，内輪のしめしろが大きい場合，一般には，軸受を加熱し，内輪を膨張させて軸に簡単に挿入することができるようにします。軸受内径の温度差による膨張量の関係を**図16.8**に示します。


図16.6 内輪の圧入


図16.7 内輪と外輪の同時圧入

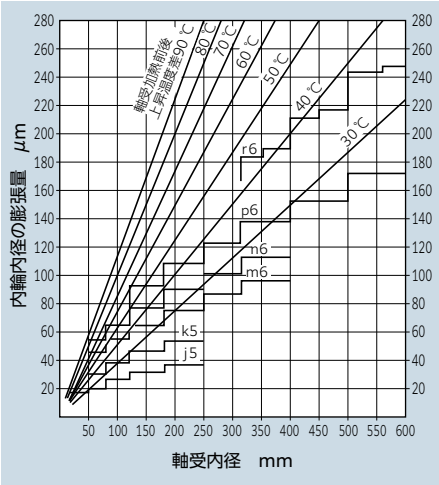


図16.8 内輪の熱ばめに必要な加熱温度

軸受を加熱するには，加熱した清浄な油に浸漬する方法が最も一般に用いられます。ただし，グリース封入軸受は油浴中で加熱してはなりません。また，短寿命になるのを防ぐため寸法安定化処理された軸受を除き，**軸受は120 ℃を超えて加熱しない**よう注意が必要です（**図16.9**参照）。

この他には，恒温槽を用いた空気中での加熱や，円筒ころ軸受のような内輪分離形は，誘導加熱装置も使われます。誘導加熱の方法で軸受を加熱すると軸受は磁気を帯びるので，加熱後に脱磁する必要があります。なお，加熱した軸受を軸に挿入後，軸受が冷却するまで軸肩に内輪を押付け，すきまが生じるのを防ぐ必要があります。

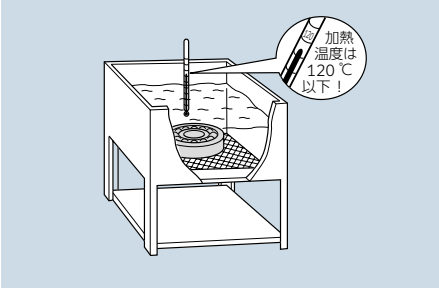


図16.9 油浴での加熱

(2) テーパー穴軸受の取付け

小形軸受では，テーパー軸かアダプタスリーブまたは取外しスリーブを用いて，軸受をロックナットで押込んで取付けます（**図16.10**参照）。

大形軸受では押込み力が大きいため，油圧を用いて取付けます。**図16.11**はテーパー軸に直接取付ける場合ですが，はめあい面に高圧の油を送り（オイルインジェクション），はめあい面の摩擦を減少させて，ナットの締付トルクを小さくする方法です。この他にも油圧を利用した油圧ナットまたは油圧スリーブによる取付けも行われています。このようにして取付けられた軸受は，テーパー面をアキシアル方向に押込むことで，しめしろが増加しラジアル内部すきまが減少します。このすきま減少量を測定することでしめしろを推定することができます。

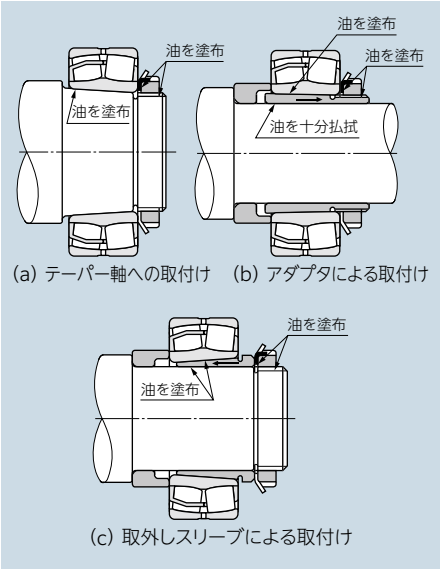


図16.10 ロックナットによる取付け

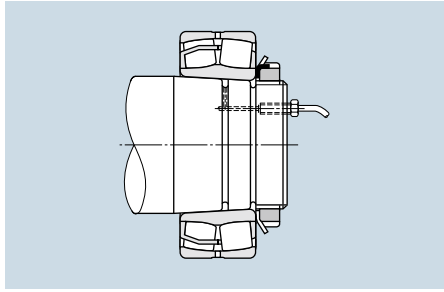


図16.11 オイルインジェクションによる取付け

自動調心ころ軸受のラジアル内部すきま測定は，**図16.12**に示すように，ころを正しい位置に落着かせて，無負荷域でのころと外輪との間にすきまゲージ（シックネスゲージ）を差込んで測定します。このとき，ころを回転させないよう静止状態で測定することが重要です。また，ラジアル内部すきまの減少量の代りに，アキシアル方向の押込み量を測定することで適当なしめしろを得ることもできます。

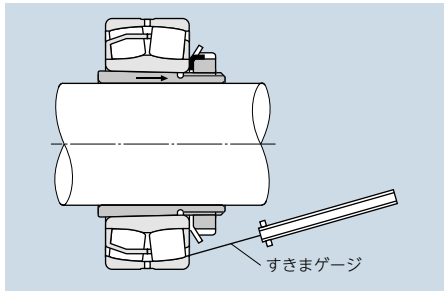


図16.12 自動調心ころ軸受の内部すきま測定

(3) 外輪の取付け

外輪をしまりばめでハウジングに取付ける場合は，小形軸受では常温で外輪を圧入しますが，しめしろが大きいときはハウジングを加熱し膨張させて外輪を挿入する方法と，外輪をドライアイスなどの冷却剤を使用して収縮させて挿入する冷しばめが用いられます。冷しばめを用いる場合は，軸受表面に空気中の水分が結露することがありますので，適切な防せい処置が必要です。

16. 4 取付け後の回転検査

軸受取付け後は，軸受が正しく取付けられているか確認が必要です。まず，手で軸またはハウジングを回転させ，ガタの有無，トルクが重すぎないか，その他異常がないかを確認します。異常がなければ無負荷で低速回転させて，**回転状態を確認しながら徐々に速度および負荷を上げていきます。**

回転中の騒音，振動および温度上昇を調べ，異常を認めれば回転を停止し点検を行い，必要に応じて軸受を取外して調査します。軸受の回転音は，ハウジングに聴診器を当てて音の大きさと音質を確認します（**表11.2**，62ページ参照）。

また，振動が大きい場合は，振幅，周波数測定により異常原因の推定も可能です。軸受温度は，回転時間とともに上昇し，ある一定時間後に安定常態となります。もし急激に温度が上昇したり，何時間経過しても温度が上昇を続け安定常態にならない場合には，回転を停止し原因を調査する必要があります。

原因として潤滑剤の過多，シールしめしろ過大，すきま過小，予圧過大などいろいろ考えられます。なお，軸受温度は外輪に測定端子を当て測定するのが最適ですが，ハウジング表面での測定，または特に問題がなければ，ハウジングに手を当てて確認することもあります。

16. 5 軸受の取外し

定期点検，または部品取替えのとき，軸受の取外しが行われますが，軸，ハウジングはほとんど再使用され，軸受の再使用も少なくありません。したがって，これらの部品を損傷なく取外すことが大切です。そのためには，はじめから取外し作業が容易な構造設計とするとともに，適切な取外し治具の準備が必要です。しめしろのある軌道輪を取外すときは，その軌道輪にだけ引抜き荷重をかけ，決して転動体を介して引抜いてはなりません。

また，**軸受が軸やハウジングから外れた瞬間，軸受や取外しに使用した治工具が落下する可能性があるので、十分な注意が必要です。**

(1) 円筒穴軸受の取外し

小形軸受の取外しは，**図16.13**，**図16.14**に示すように引抜き治具またはプレスを使用する方法がよくとられます。また，**図16.15**～**図16.17**のように設計時点で配慮しておくことも必要です。大形軸受をしまりばめで長時間使用すると引抜きに大きな荷重が必要となります。このような場合は，**図16.18**に示すように設計段階から考慮し油圧にて取外します。また，円筒ころ軸受のような内外輪分離形では誘導加熱装置を用いて取外すこともできます（**図16.19**参照）。

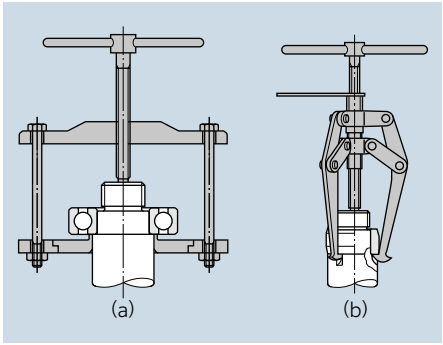


図16.13 引抜き治具による取外し

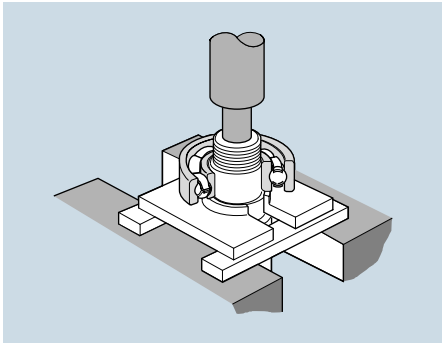


図16.14 プレスによる取外し

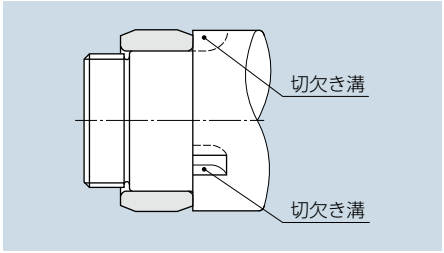


図16.15 引抜き用切欠き溝

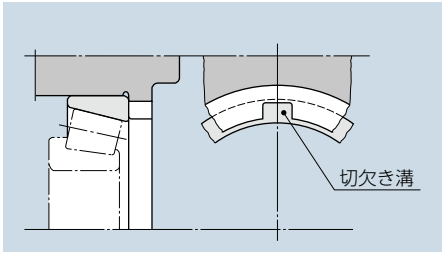


図16.16 外輪取外し用切欠き溝

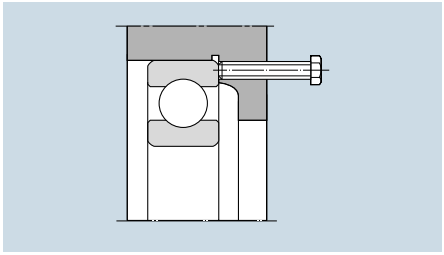


図16.17 外輪取外し用ボルト

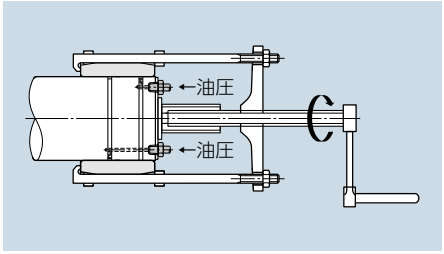


図16.18 油圧を併用した取外し

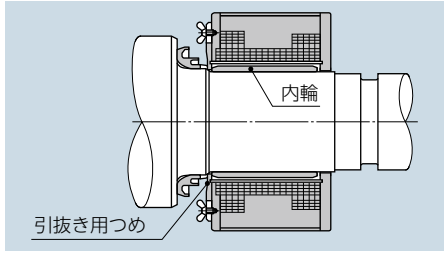


図16.19 誘導加熱による取外し

(2) テーパー穴軸受の取外し

アダプタを用いて取付けられた小形軸受は，ロックナットを緩めた後，**図16.20 (a)** のように内輪端面もしくは**図16.20 (b)** のようにロックナット端面に当て金を当てハンマーなどで叩いて取外します。この場合，鉄製ハンマーの使用は避け，樹脂製ハンマーまたは銅製ハンマーを使用します。取外しスリーブに取付けられた軸受は**図16.21**に示すように，ロックナットを締込み，取外しスリーブを引出します。

テーパー軸，アダプタおよび取外しスリーブを用いて取付けられた大形軸受は，油圧を用いると作業が容易となります（**図16.22**，**図16.23**参照）。

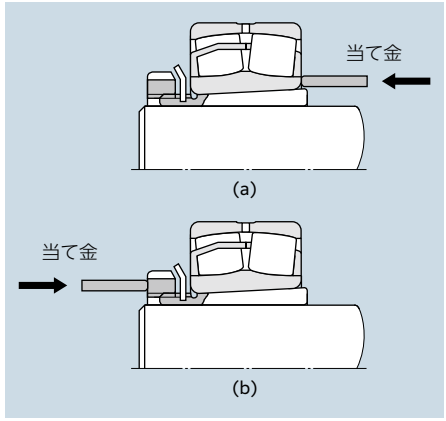


図16.20 アダプタ付き軸受の取外し

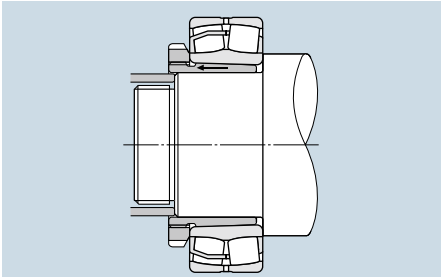


図16.21 取外しスリーブの引抜き

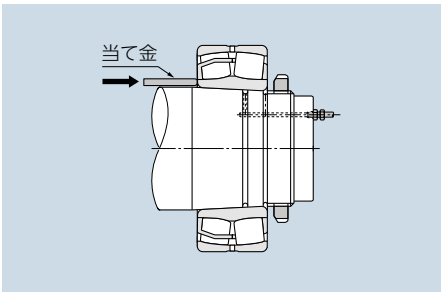


図16.22 油圧による軸受の取外し

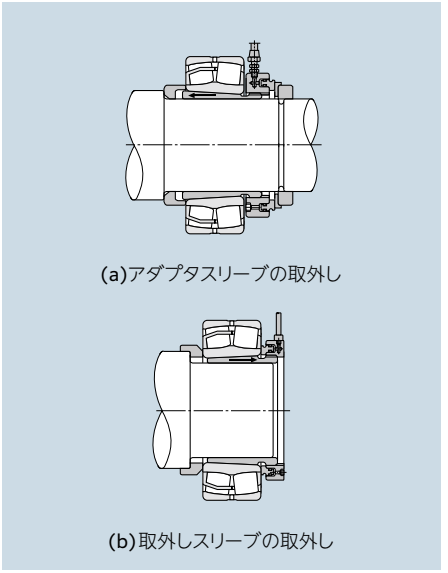


図16.23 油圧ナットによる軸受の取外し

17 軸受の損傷と対策

17. 1 軸受の損傷と主な発生原因および対策

一般に軸受は正しく取扱えば転がり疲労寿命まで使用できますが，早期損傷の場合には軸受の選定，取扱い，潤滑，密封装置など何らかの不備に起因すると考えられます。軸受損傷状況から原因を推定することは，要因が多岐にわたるため非常に難しいことですが，使用機械，使用箇所，使用条件，および軸受周りの構造などをよく把握し，損傷発生時の状況と，損傷の現象から，原因を推定し再発防止を図ることが重要です。

表17.1 (a) ～**表17.1 (d)** に軸受の損傷と主な発生原因および対策を示します。

表17.1 (a) 軸受の損傷と主な発生原因および対策

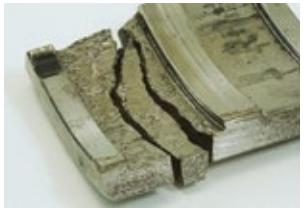
現象		主な発生原因	主な対策
スポーリング（フレーキング，剥離）	軌道面や転動体表面がうろこ状に剥離はがれた後に著しい凹凸が形成	●過大な荷重，疲労寿命，取扱い不良 ●取付不良 ●軸またはハウジングの精度不良 ●内部すきま過小 ●異物の侵入 ●さびの発生 ●潤滑不良 ●異常温度上昇による硬さの低下	●軸受の再選定 ●内部すきまの再検討 ●軸，ハウジング加工精度の見直し ●使用条件の見直し ●組立方法・取扱いの改善 ●軸受周りのチェック ●潤滑剤，潤滑方法の見直し
 ●自動調心ころ軸受の内輪 ●軌道面の片列のみにスポーリングが発生 ●過大アキシアル荷重が原因	 ●アンギュラ玉軸受の外輪 ●軌道面に玉ピッチでスポーリングが発生 ●取扱い不良が原因		
焼付き	軸受が発熱し変色，さらには焼付き，回転不能	●内部すきま過小（変形による部分内部すきま小を含みます） ●潤滑不足または潤滑剤の不適 ●過大荷重（過大予圧） ●軸受の傾きによるころスキュー ●異常温度上昇による硬さの低下 ●高速または大きな変動荷重	●潤滑剤の見直しおよび量の確保 ●内部すきまの再検討（内部すきまを大きくします） ●ミスアライメントの防止 ●使用条件の見直し ●組立方法・取扱いの改善
 ●複列円すいころ軸受の内輪 ●焼付きにより変色，軟化し，軌道面にころピッチの段付摩耗が発生 ●潤滑不良が原因	 ●円すいころ軸受の内輪 ●軌道面大径側と大つば面に焼付き ●潤滑不良が原因		
割れ・欠け	部分的に欠落，ひび，割れが発生	●過大な衝撃荷重の作用 ●取扱い不良（鉄製ハンマーの使用，大きな異物のかみ込み） ●潤滑不良による表面変質層の形成 ●しめしろ過大 ●大きなスポーリング ●フリクションクラック ●取付け相手の精度不良（隅の丸み大）	●潤滑剤の見直し（フリクションクラックの防止） ●適正しめしろの見直し，材料の見直し ●使用条件の見直し ●組立方法・取扱いの改善
 ●円すいころ軸受の内輪 ●大つばの欠け ●組込不良による衝撃が原因	 ●四列円筒ころ軸受の外輪 ●軌道面の円周方向の割れ ●大きいスポーリングが割れの起点		

表17.1 (b) 軸受の損傷と主な発生原因および対策

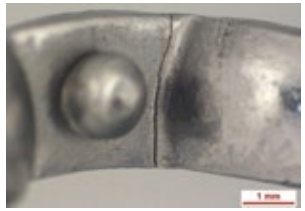
現象		主な発生原因	主な対策
保持器破損	リベットが緩むかまたは破断 保持器が破断 鋼板製打抜き保持器のすみR部が破断	●過大な荷重またはモーメント荷重の作用 ●高速回転または大きな回転変動 ●潤滑不良 ●異物のかみ込み ●振動が大きい ●取付不良（傾いた状態での取付け）	●潤滑剤・潤滑方法の見直し ●保持器選定の見直し ●軸，ハウジング剛性の検討 ●使用条件の見直し ●組立方法・取扱いの改善
 ●アンギュラ玉軸受の保持器 ●高力黄銅製もみ抜き保持器の破損 ●潤滑不良が原因	 ●円筒ころ軸受の保持器 ●高力黄銅製もみ抜き保持器のポケット柱部の折損		
 ●深溝玉軸受の保持器 ●鋼板製打抜き保持器の破断	 ●深溝玉軸受の保持器 ●鋼板製打抜き保持器のすみR部の破断		
転走跡の蛇行	軌道面にできる当り（転動体の転走跡）が蛇行または斜行	●軸またはハウジングの精度不良 ●取付不良 ●軸およびハウジングの剛性不足 ●内部すきま過大による軸の振れ回り	●内部すきまの再検討 ●軸，ハウジング加工精度の見直し ●軸，ハウジング剛性の見直し
 ●自動調心ころ軸受 ●内輪，外輪，ころの当りが不揃い ●取付不良が原因	 ●円すいころ軸受のころ ●転動面の当りが不揃い		
スミアリング，かじり	表面が荒れ，微小な溶着を伴った状態 かじりとは，一般に軌道輪つば面ところの端面が荒れた状態	●潤滑不良 ●異物の侵入 ●軸受の傾きによるころのスキュー ●アキシアル荷重大によるつば面の油切れ ●転動体の滑り大	●潤滑剤，潤滑方法の見直し ●密封性能の強化 ●予圧の見直し ●使用条件の見直し ●組立方法・取扱いの改善
 ●円筒ころ軸受の内輪 ●つば面にかじりが発生	 ●円筒ころ軸受の内輪 ●軌道面にスミアリングが発生 ●異物かみ込みによるころの滑りが原因		

表17.1 (c) 軸受の損傷と主な発生原因および対策

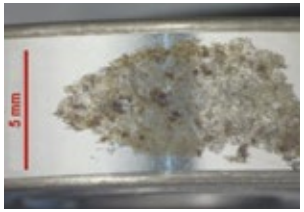
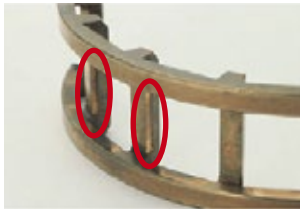
現象		主な発生原因	主な対策
さび・腐食	表面が一部または全面にさびが発生 転動体ピッチ状にさびが発生	●保管状態の不良 ●包装不適 ●防せい剤不足 ●水分，酸などの侵入 ●素手での取扱い	●保管中のさび防止対策 ●潤滑剤の定期検査 ●密封性能の強化 ●組立方法・取扱いの改善
	 ●円すいころ軸受の内輪 ●軌道面にころピッチでさびが発生  ●深溝玉軸受の外輪 ●外径面にさびが発生		
フレッチング	はめあい面に赤さび色の摩耗粉が発生 軌道面に転動体ピッチでブリネル圧こん状のものが発生	●しめしろ不足 ●軸受の揺動角小 ●潤滑不足（無潤滑状態） ●変動荷重 ●輸送中の振動，停止中の振動	●軸受の再選定 ●潤滑剤，潤滑方法の見直し ●しめしろの見直しおよびはめあい面に潤滑剤を塗布 ●内輪・外輪の分離包装（輸送時）
	 ●円筒ころ軸受の内輪 ●軌道面の全周に生じた波板状のフレッチング ●振動が原因  ●深溝玉軸受の内輪 ●軌道面の全周に生じたフレッチング ●振動が原因		
摩耗	表面が摩耗し，寸法が変化。荒れ，きずが伴って発生	●潤滑剤中への異物の侵入 ●潤滑不足 ●軸受の傾きによるころのスキュー	●潤滑剤，潤滑方法の見直し ●密封性能の強化 ●ミスアライメントの防止 ●組立方法・取扱いの改善
	 ●円筒ころ軸受の内輪 ●軌道面の全周に段付摩耗が発生 ●潤滑不良が原因  ●円筒ころ軸受の保持器 ●高力黄銅製もみ抜き保持器ポケット部の摩耗		
電食	軌道面に噴火口状の凹みが見られ，さらに，進むと波板状に進展	●軌道面での通電	●電流のバイパス作成 ●軸受を絶縁化
	 ●深溝玉軸受の内輪 ●軌道面に波板状の電食が発生  ●ころ転動面に生じた電食の断面拡大(×400) ●断面のナイタルエッチにより白層が現出		

表17.1 (d) 軸受の損傷と主な発生原因および対策

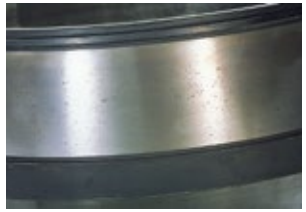
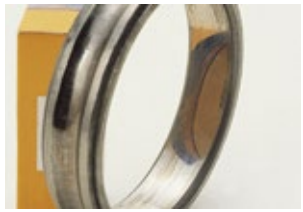
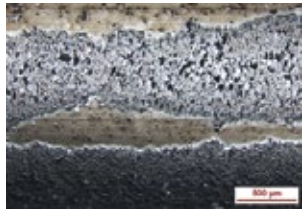
現象		主な発生原因	主な対策
きず・圧こん	固形異物のかみ込みや，衝撃による表面の凹みおよび組込時のすりきず	●固形異物の侵入 ●剥離片のかみ込み ●取扱い不良による打撃，落下 ●傾いた状態での組込み ●過大な荷重またはモーメント荷重の作用	●組立方法・取扱いの改善 ●密封性能の強化（異物侵入の防止対策） ●軸受周りのチェック（金属片に起因するとき）
	 ●円筒ころ軸受のころ ●転動面に生じたアキシアル方向のきず ●組込不良が原因  ●円すいころ軸受の内輪 ●軌道面全体に圧こんが発生 ●固形異物のかみ込みが原因		
クリープ	内径面，外径面の滑りにより，鏡面化 変色やかじりが伴って発生	●はめあい部のしめしろ不足 ●スリーブ締付け不足 ●異常な温度上昇 ●過大荷重の作用 ●高速・急加減速運転	●しめしろの見直し ●使用条件の見直し ●軸，ハウジングの加工精度の見直し ●軌道輪の幅面締結
	 ●深溝玉軸受の内輪 ●内径面がクリープにより，鏡面に変化  ●円すいころ軸受の内輪 ●内径面の中央部にクリープにより，かじりが発生		
なし地	軌道面の光沢が消え，なし地状に荒れた状態。微小な圧こんの集合	●異物の侵入 ●潤滑不良	●潤滑剤・潤滑方法の見直し ●密封装置の見直し ●潤滑油の清浄化（フィルターなどによるろ過）
	 ●複列円すいころ軸受の内輪 ●軌道面になし地状の荒れが発生 ●電食が原因  ●深溝玉軸受の玉 ●全面になし地状の荒れが発生 ●異物のかみ込みおよび潤滑不良が原因		
ピーリング	微小剥離（大きさ10 μm程度）の密集した部分 剥離に至っていないき裂も無数に存在(ころ軸受に発生し易い)	●異物の侵入 ●潤滑不良	●潤滑剤・潤滑方法の見直し ●密封性能の強化（異物侵入の防止対策） ●慣らし運転の実施
	 ●自動調心ころ軸受のころ ●転動面に線状のピーリングが発生 ●潤滑不良が原因  ●深溝玉軸受の外輪 ●軌道面負荷域に生じたピーリングが拡大		

表17.2に軸受の損傷とその原因をまとめます。この表では各損傷の原因となる可能性の高い要素に○を付けていますが，特殊な状況では○のない要素も損傷の原因となる場合があります。

表17.2　軸受の損傷と原因

軸受の損傷	損傷部位	主な発生原因														
		取扱い		軸受周り			潤滑		荷重			速度			軸受選定	
		保管状態不良・輸送時の振動	取扱い・取付不良	軸・ハウジングの精度不良	異物の侵入（密封性能不良）	温度（熱影響）	潤滑剤（品質不良・不適）	潤滑方法（不足）	過大・衝撃荷重，過大予圧	過大モーメント荷重	過小荷重	高速・急加減速	大きな振動	揺動・振動・静止	すきま過大・過小	しめしろ過大・過小
スポーリング（フレーキング，剥離）	軌道面・転動面		○	○	○	○	○	○	○	○					○	
焼付き	軌道輪・転動体・保持器		○			○	○	○	○	○		○			○	
割れ・欠け	軌道輪・転動体		○	○			○		○	○						○
保持器破損	リベットが緩むか，切断保持器破断		○		○		○	○	○	○		○	○			
転走跡の蛇行	軌道面		○	○											○	
スミアリング・かじり	軌道面・転動面・つば面・ころ端面		○		○		○	○	○		○					
さび・腐食	表面の一部または全面転動体ピッチ状のさび	○	○		○		○	○								
フレッチング	はめあい面の赤さび		○						○				○			
	軌道面に転動体ピッチ状のブリネル圧こん	○					○	○						○		○
摩耗	軌道面・転動面・つば面・ころ端面		○		○		○	○								
電食	軌道面に噴火口状の凹み進展すると波板状になる		○													
きず・圧こん	軌道面・転動面		○		○				○	○						
クリープ	はめあい面		○	○		○			○							○
なし地	軌道面・転動面				○		○	○								
ピーリング	軌道面・転動面				○		○	○								

17. 2 転走跡と荷重のかかり方

軸受が負荷を受けて回転すると，内輪・外輪の軌道面は，転動体との転がり接触で曇った転走跡が付きますが，転走跡が軌道面に付くのは異常ではありません。この転走跡は，その幅，曇り具合により負荷条件を知ることができるため，軸受を分解した際に軌道面の転走跡を観察することは有効です。

転走跡を観察すると，ラジアル荷重のみを受けたこと，アキシアル荷重のみを受けたこと，モーメント荷重を受けたこと等が分かり，軸受に予想外の大きな負荷や取付誤差が有ったことも分かります。これらは，軸受損傷の原因を追及する上で，非常に参考になります。

種々の負荷条件によって生じる点・線接触での転走跡を**図17.1**に示します。

①は，内輪回転でラジアル荷重のみを受ける一般的な転走跡です。固定側である外輪の負荷圏の出入り口では，転走跡の幅は小さく淡くなります。一方，②は，外輪回転でラジアル荷重のみを受ける場合で，①と逆の転走跡パターンになります。③は，一方向のアキシアル荷重を受ける場合の転走跡で，線接触として自動調心ころ軸受の例を示します。内輪回転で合成荷重を受けると，④のような転走跡パターンとなります。⑤は，モーメント荷重等により内輪／外輪の相対的な傾きが大きい状態で，ラジアル荷重を負荷した場合，固定側である外輪の負荷圏は180°離れた位置に2か所付きます。⑥は，ハウジング内径がだ円の場合で，固定側外輪に前記同様2か所付きますが，転走跡は傾斜していません。なお，⑤，⑥は，正しく使用されたものではないため，軸受に悪影響を与え短寿命になり易いといえます。

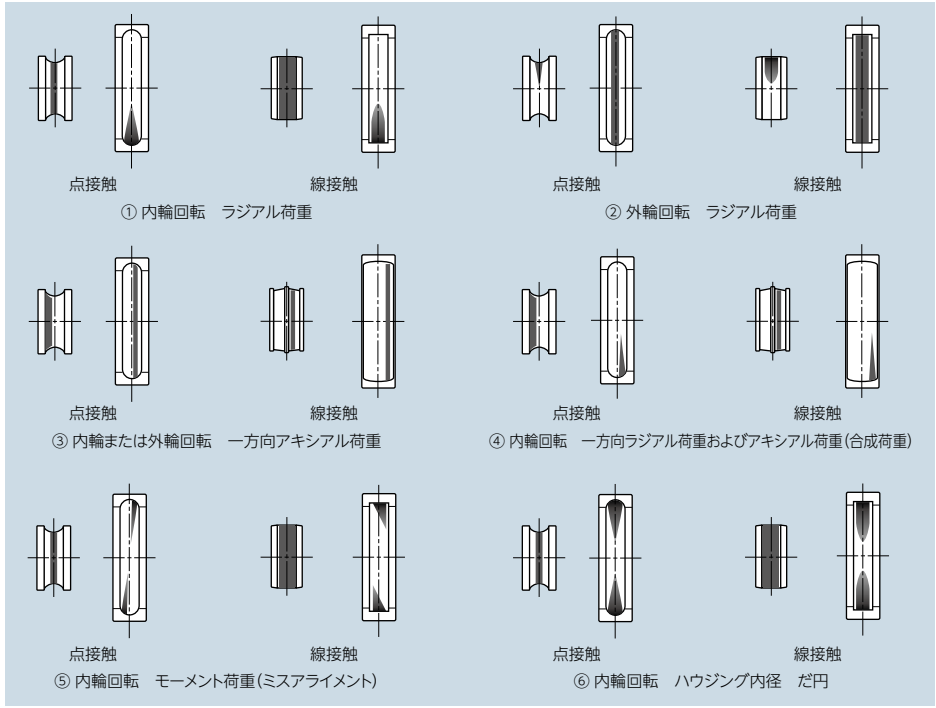


図17.1　転走跡と荷重のかかり方

■参考資料

略号	規格および団体名
JIS	Japanese Industrial Standards (日本産業規格)
ISO	International Organization for Standardization (国際標準化機構)
DIN	Deutsches Institut für Normung (ドイツ規格)
ANSI	American National Standards (アメリカ規格)
ABMA	American Bearing Manufacturers Association (アメリカ軸受製造業者団体)
BS	British Standards (イギリス規格)
MIL	Military Specifications and Standards (アメリカ軍購買規格)
SAE	Society of Automotive Engineers (アメリカ自動車技術者協会)
ASTM	American Society for Testing and Materials (アメリカ材料試験協会)
ASME	American Society of Mechanical Engineers (アメリカ機械技術者協会)
JGMA	Japan Gear Manufactures Association (日本歯車工業会規格)

技術・価格・納期等のご照会・相談は最寄りの支社・営業所にお申し付けください。

営業拠点情報は
こちら

NTN株式会社

お問い合わせは

●カタログの内容については，技術的進歩および改良に対応するため製品の外観や仕様などは予告なしに変更することがあります。また，内容の正確さを維持するため，細心の注意を払っておりますが，万が一，誤記および製本上の落丁を起因とする損害が発生した場合の保証責任については負いかねます。