

第7章 軸受

7.1 軸受の種類

7.1.1 軸受の分類

転がり軸受：転動体を介して転がる

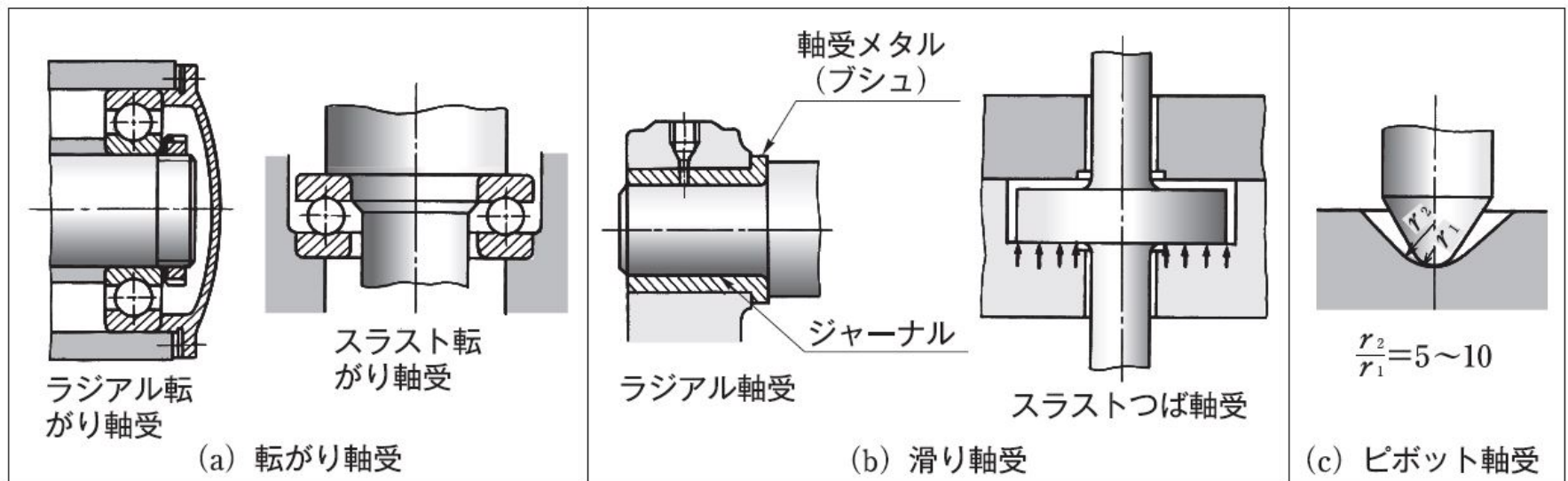
滑り軸受：潤滑材を介して滑る

ピボット軸受：接触を小さくして、回転(滑り)

作用する荷重による分類

ラジアル軸受：主にラジアル方向の荷重を支持

スラスト軸受：アキシアル方向の荷重を支持

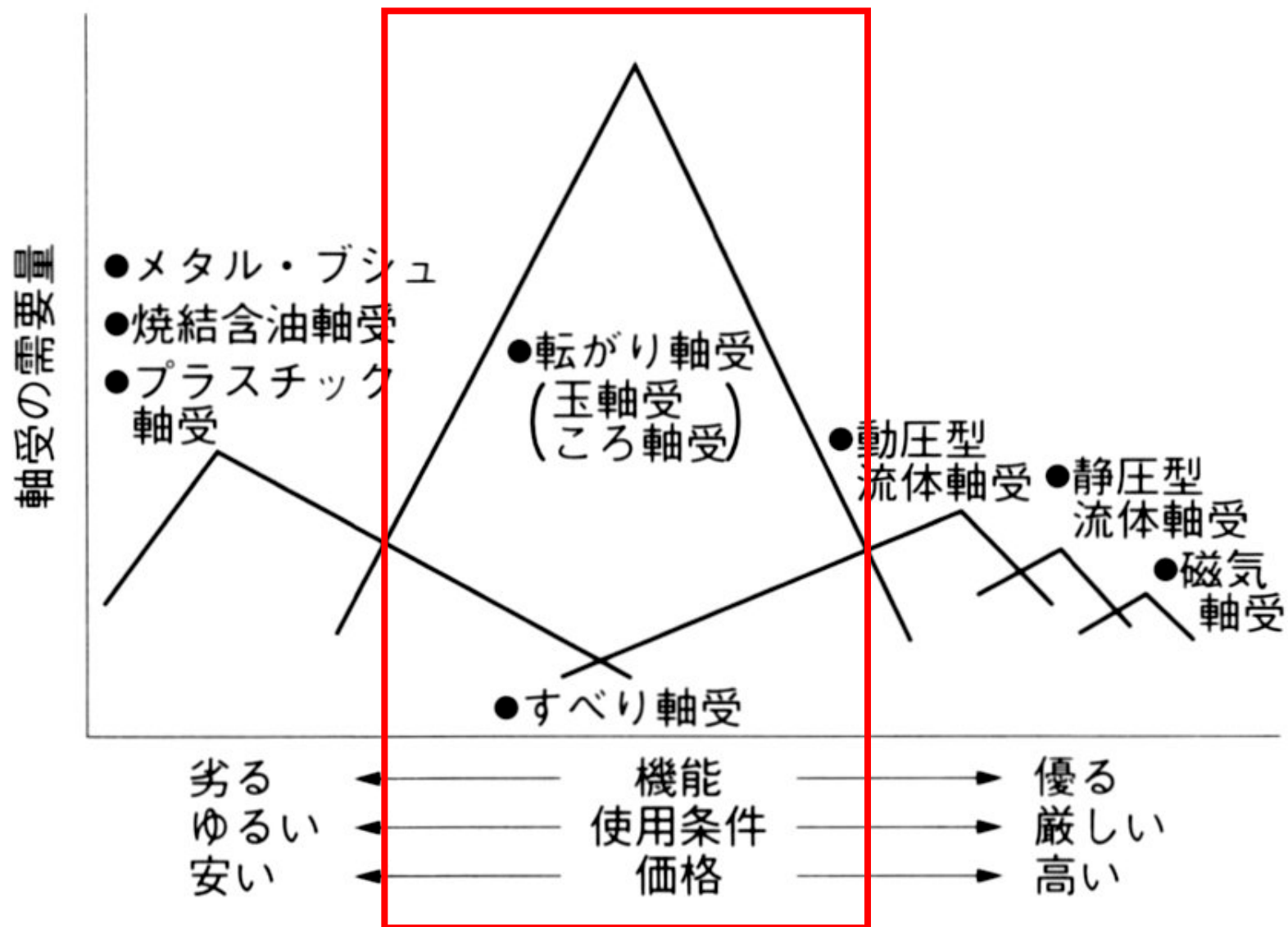


7.1.2 転がり軸受と滑り軸受の特徴

	荷重	回転速度	始動摩擦	振動・騒音	潤滑剤	メンテナンス	構造
転がり軸受	衝撃荷重	高速域の速度限界	小	比較的大	主として	容易	構造は複雑であるが規格化さ
滑り軸受							受よ の加 去の
特性	転がり軸受		滑り軸受				
構造	<p>一般に内輪と外輪を有し、この間に玉又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る。</p> 		<p>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る。</p> 				
寸法	転動体が介在するため断面積が大きい。		断面積が非常に小さい。				
摩擦	起動時、回転中とも摩擦トルクは非常に小さ		起動時の摩擦トルク大、回転中は条件によっては、小さいものもある。				
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る。		すきま有の状態で使用。したがってすきま分だけは動く。				
潤滑	原則として潤滑剤が必要、グリース使用等で保守が容易、ごみに対しては敏感。		無潤滑で使用できるものあり、一般にはごみに対しては比較的鈍感。油潤滑条件に十分な注意が必要。				
温度	高温から低温まで使用可、潤滑剤により冷却効果が期待できる。		一般に高温及び低温に限界あり。				

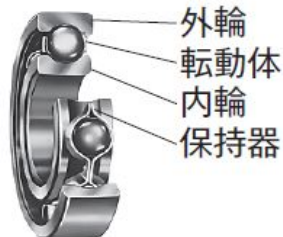
なお、転がり軸受は寸法が国際的に規格化されており、互換性、入手性にすぐれ、安価なため広く使用されています。

転がり軸受の需要と要求機能



7.2 転がり軸受

7.2.1 転がり軸受の種類



ラジアル荷重と多少のアキシャル荷重を受けることができる。

(a) 単列深溝玉軸受



ラジアル荷重と1方向のアキシャル荷重を受けることができる。

(b) アンギュラ玉軸受



外輪の内側が球面であるため、軸心が多少傾いても使用することができる。

(c) 自動調心玉軸受



円筒ころを転動体にして、大きなラジアル荷重を受けることができる。

(d) 円筒ころ軸受



ラジアル荷重と1方向のアキシャル荷重を受けることができ、重荷重・衝撃荷重に適する。

(e) 円すいころ軸受



同じ荷重に対し、外径を小さくすることができる。

(f) 針状ころ軸受



アキシャル荷重だけを受ける。

(g) スラスト玉軸受



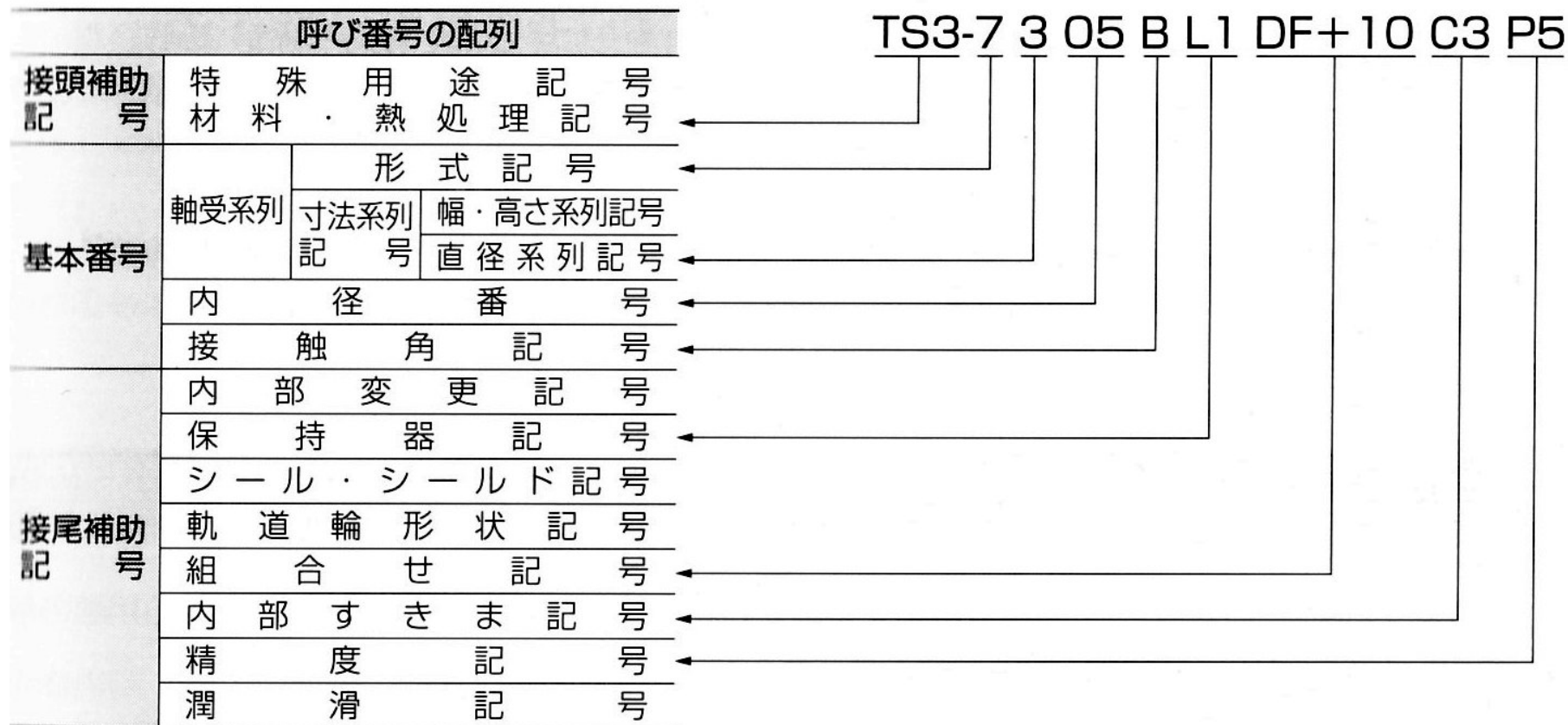
自動調心性があり、また多少のラジアル荷重を受けることができる。

(h) スラスト自動調心ころ軸受

7.2.2 転がり軸受の大きさと呼び番号

(1) 呼び番号：軸受の種類や大きさを表す

転がり軸受の呼び番号には、国際的な規則があり、それぞれに意味をもっている

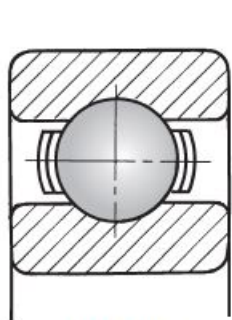


記号の意味

- ・最初の数字:軸受の種類を表す
 - 6:深溝玉軸受、7:アンギュラ玉軸受、3:円すいころ軸受 など
- ・2番目の数字:寸法・幅系列を表す
 - 内径寸法は同じでも、外径や幅が異なる軸受が存在する
- ・3,4番目の数字(内径番号):内径の大きさを表す

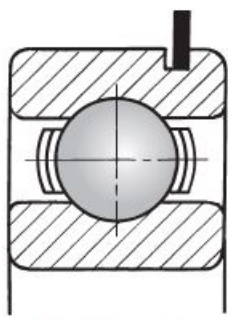
補助記号

シール・シールドの有無、止め輪の有無、内部すきま、精度など



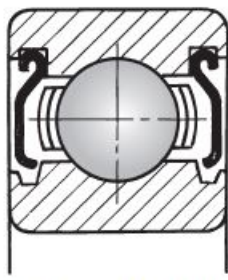
開放形

例 6204



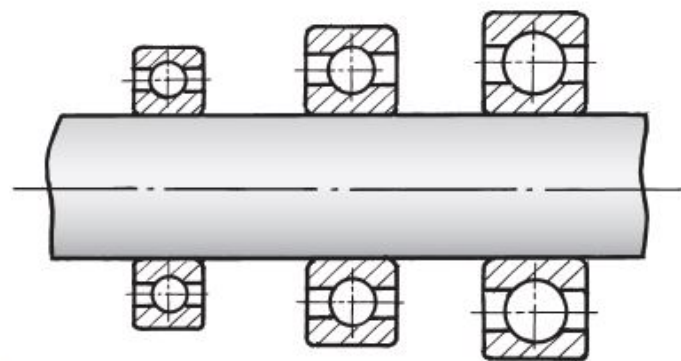
止め輪付き
(NR形)

6204 NR



両シールド形
(ZZ形)

6204 ZZ



軸受
系列記号

60

62

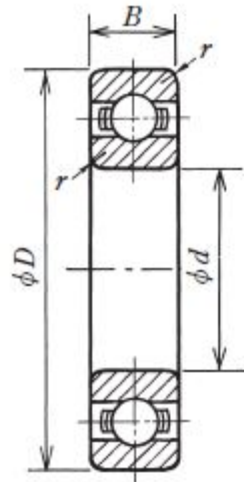
63

表 7-2 単列深溝玉軸受の主要寸法と基本動ラジアル定格荷重 (C_r), 基本静ラジアル定格荷重 (C_{0r})

深溝玉軸受の 主要寸法と 定格荷重、 許容回転速度



- ・寸法は取付に
関する項目だけ
で内部寸法は
社外秘
- ・定格荷重は
寿命計算に必須



呼び 番号	主要寸法 [mm]				基本定格荷重 [kN]		係数 f_0	許容回転速度 [min^{-1}]	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}		グリース潤滑	油潤滑
6900	10	22	6	0.3	2.7	1.27	14.0	30 000	36 000
6000		26	8	0.3	4.55	1.96			
6200		30	9	0.6	5.10	2.39			
6300		35	11	0.6	8.20	3.50			
6901	12	24	6	0.3	2.89	1.46	14.5	27 000	32 000
6001		28	8	0.3	5.10	2.39			
6201		32	10	0.6	6.10	2.75			
6301		37	12	1	9.70	4.20			
6902	15	28	7	0.3	3.65	2.00	14.8	24 000	28 000
6002		32	9	0.3	5.60	2.83			
6202		35	11	0.6	7.75	3.60			
6302		42	13	1	11.4	5.45			
6903	17	30	7	0.3	4.65	2.58	14.7	22 000	26 000
6003		35	10	0.3	6.80	3.35			
6203		40	12	0.6	9.60	4.60			
6303		47	14	1	13.5	6.55			
6904	20	37	9	0.3	6.40	3.70	14.7	19 000	23 000
6004		42	12	0.6	9.40	5.05			
6204		47	14	1	12.8	6.65			
6304		52	15	1.1	15.9	7.90			
6905	25	42	9	0.3	7.05	4.55	15.4	16 000	19 000
6005		47	12	0.6	10.1	5.85			
6205		52	15	1	14.0	7.85			
6305		62	17	1.1	21.2	10.9			
6906	30	47	9	0.3	7.25	5.00	15.8	14 000	17 000
6006		55	13	1	13.2	8.3			
6206		62	16	1	19.5	11.3			
6306		72	19	1.1	26.7	15.0			

7.2.3 転がり軸受が耐えられる荷重と寿命

(1) 基本動ラジアル定格荷重と基本静ラジアル定格荷重

転がり軸受は、転動体が軌道面上を公転するので、転動体、軌道面には繰り返り応力が作用する → 疲労によりはく離が生じる

基本動ラジアル定格荷重：はく離による疲労寿命が100万回転になる荷重

基本定格寿命：90%が破損しないで回転できる総回転数

基本静ラジアル定格荷重：軌道面と転動体の接触圧力が以下の値になる荷重

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

塑性変形の和が転動体直径の約1/10000

(2) 動等価ラジアル定格荷重と静等価ラジアル定格荷重

転がり軸受にラジアル荷重とアキシアル荷重が同時に作用している場合には、1つの等価ラジアル荷重に換算して扱う
(ラジアル荷重のみの場合には、そのラジアル荷重)



動等価ラジアル荷重

表 7-3 動等価ラジアル荷重 (C_{0r} は基本静ラジアル定格荷重)

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

P_r : 等価荷重

X : ラジアル荷重係数

Y : アキシアル荷重係数

F_r : ラジアル荷重

F_a : アキシアル荷重

アキシアル荷重とラジアル荷重の比率で決まる

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ の場合		$\frac{F_a}{F_r} > e$ の場合	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

注 e および Y の値は、表に与えられているデータ間を直線で近似して(直線補間という)求める。

静等価ラジアル荷重

$$P_{0r} = 0.6F_r + 0.5F_a, \quad P_{0r} < F_r \text{ のときは } P_{0r} = F_r$$

(3) 基本定格寿命

基本動定格ラジアル荷重 C_r の軸受に動等価ラジアル荷重 P_r が作用したときの定格寿命 L_{10}

$$\text{玉軸受} : L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3$$

$$\text{ころ軸受} : L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$\times 10^6$ 回転

軸受が n [min⁻¹] で回転している場合には、

$$L_h = L_{10} \times \frac{10^6}{60n}$$

hours

◆**Note 7-1** 係数 X , Y を求める手順

- ① 対象の軸受の C_{0r} , f_0 を表 7-2 (軸受カタログ) から求める。
- ② $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ を計算し、直線補間により e を求める。
- ③ $\frac{F_a}{F_r}$ と e を比較し、表 7-3 から X , Y を求める。

例題

深溝玉軸受6206にラジアル荷重3000Nとアキシアル荷重2000Nが同時に作用している時の基本動ラジアル等価荷重を求めよ。

解答

6206の表と荷重条件から

$$f_0 Fa / C_{or} = 13.8 \times 2000 / 11300 = 2.44$$

資料表からeを比例配分して求める

$$e = 0.34 + (0.38 - 0.34) \times (2.44 - 2.07) / (3.45 - 2.07) = 0.35$$

$Fa / Fr = 2000 / 3000 = 0.67$ より、 $Fa / Fr > e$ となるので、

$X = 0.56$ 、Yを比例配分して

$$Y = 1.31 - (1.31 - 1.15) \times (2.44 - 2.07) / (3.45 - 2.07) = 1.27$$

動等価ラジアル荷重は

$$P = XFr + YFa = 0.56 \times 3000 + 1.27 \times 2000 = 4220 \text{ N}$$

必ず、できるようにしておくこと

教科書外

実際の寿命式は、先の基本式に使用環境(条件)を加味した係数が掛かる

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

a_1 : 信頼度係数

a_2 : 軸受特性係数

a_3 : 使用条件係数

寿命式の受け取り方は、この計算値までは、 a_1 %の確率ではくりしないが、それ以降いくらかで壊れるかは、わからない

信賴度係数

信賴度 %	L_n	信賴度係数 α_1
90	L_{10}	1.00
95	L_5	0.62
96	L_4	0.53
97	L_3	0.44
98	L_2	0.33
99	L_1	0.21

使用条件係数が1より小さくなる場合

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

複数の軸受が使われている場合基本定格寿命

複数の軸受を組み込んだ機械において、どれか1つの軸受が疲労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

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

ここで、

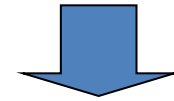
L : 軸受全体としての総合基本定格寿命 h

$L_1, L_2 \dots L_n$: 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..... $e = 9/8$



単体として、最も早く壊れる軸受の寿命ではない
(統計学的な扱いが必要)

7.2.4 転がり軸受の潤滑方と速度限界

転がり軸受を長期間、安定して使うためには、**潤滑**が必要

代表的な潤滑法は表7-4であるが、転がり軸受の利点は、**グリース潤滑 + シール(シールド)**で**密封**が簡単に行えること

許容回転速度
軸受が長期間運転
できる回転速度(表7-3)



・グリース潤滑よりも油潤滑の方が高い
・限界速度の**80%以下**で使用する



表7-4 転がり軸受の潤滑法

潤滑法	しくみ
グリース潤滑	グリースによる潤滑
油浴潤滑	最下点にくる転動体の半分を油に浸す潤滑
滴下潤滑	油をためるオイラ ^① から適量の油を滴下する潤滑
噴霧(オイルミスト)潤滑	霧状の油を含む圧縮空気を吹きつけて、高速回転する軸受の冷却と潤滑を行う方法

7.2.5 転がり軸受の選定



例題 1

ラジアル荷重 $F_r = 1.5 \text{ kN}$, 回転速度 $n = 750 \text{ min}^{-1}$ で回転する軸に用いる単列深溝玉軸受 6306 の基本定格寿命 (寿命時間) L_h を求めよ。

解答

表 7-2 から, $C_r = 26.7 \text{ kN}$, アキシアル荷重がないので $P_r = 1.5 \text{ kN}$ とすると, 式 (7-3) は,

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left(\frac{26.7}{1.5} \right)^3 = 5640 \text{ [} \times 10^6 \text{ 回転]}$$

寿命時間 L_h [h] は式 (7-4) から,

$$L_h = L_{10} \times \frac{10^6}{60n} = 5640 \times \frac{10^6}{60 \times 750} = 125\,300 \text{ [h]} \textcircled{4}$$

答 125×10^3 時間

寿命に関しては、数値は切り捨て

例題 2

ラジアル荷重 $F_r = 3 \text{ kN}$, アキシアル荷重 $F_a = 1 \text{ kN}$ が作用している単列深溝玉軸受 6204 がある。この場合の動等価荷重 P_r を求めよ。

解答

表 7-2 から, $f_0 = 13.2$, $C_{0r} = 6.65 \text{ kN}$, $\frac{f_0 F_a}{C_{0r}} = 1.985$ で

ある。表 7-3 から直線補間により,

$$e = 0.335, \frac{F_a}{F_r} = 0.333 \leq e, X = 1, Y = 0 \text{ になる。}$$

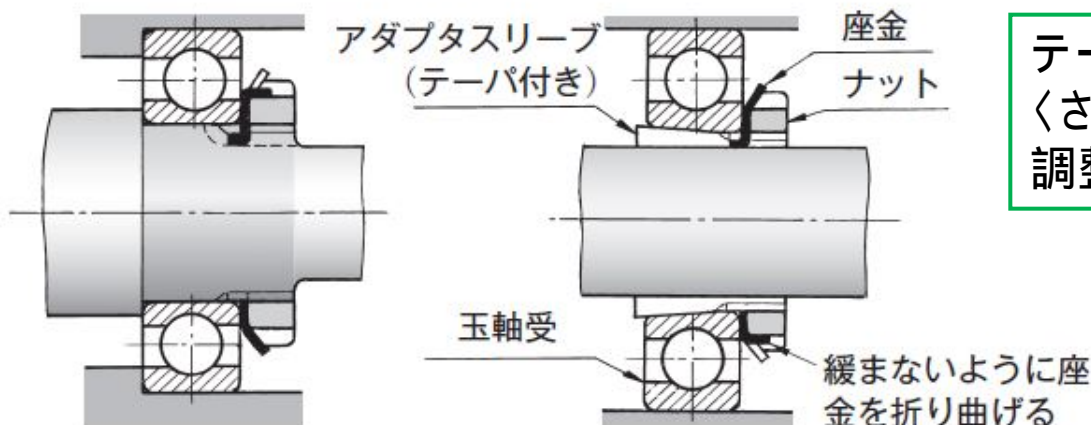
式 (7-1) から,

$$P_r = XF_r + YF_a = 1 \times 3 + 0 \times 1 = 3 \text{ [kN]}$$

答 3 kN

7.2.6 転がり軸受の取り付け

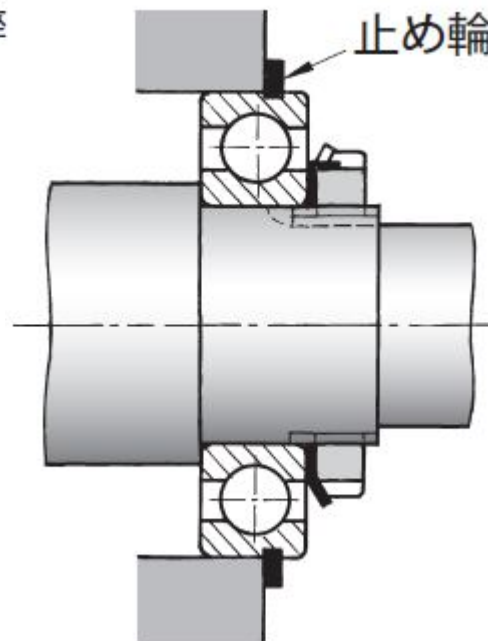
転がり軸受には寿命がある → **取付、取り外しを容易にする必要がある**



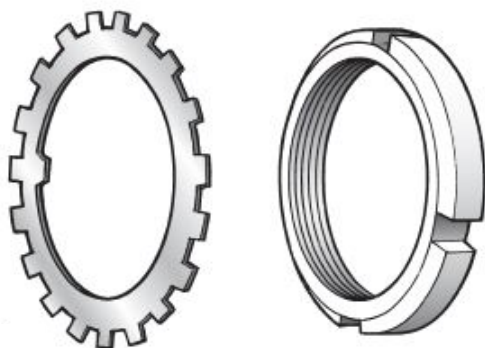
テーパのアダプタスリーブはくさび作用でラジアルすきまを調整できる

(a) ナットだけで保持する場合

(b) アダプタスリーブを使って保持する場合



止め輪では大きな荷重を
負荷できない

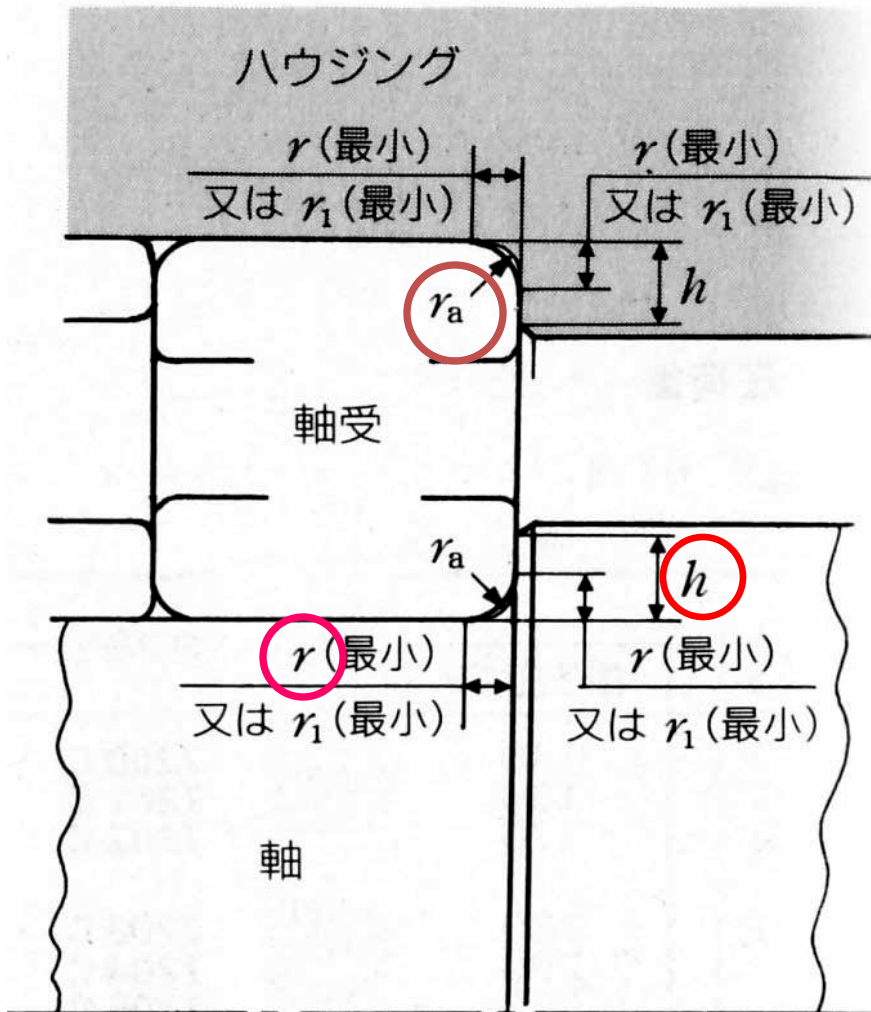


座金・ナットは軸受寸法に合った規格品

(c) 軸受用座金・ナット

軸受の取付け寸法

端面で固定できるように、すみRを決める必要がある



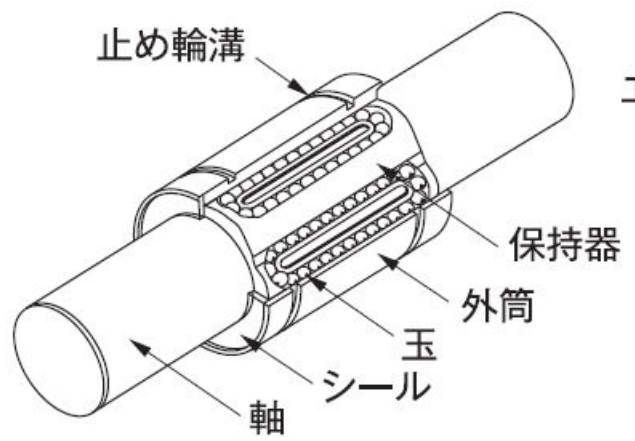
単位 mm

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

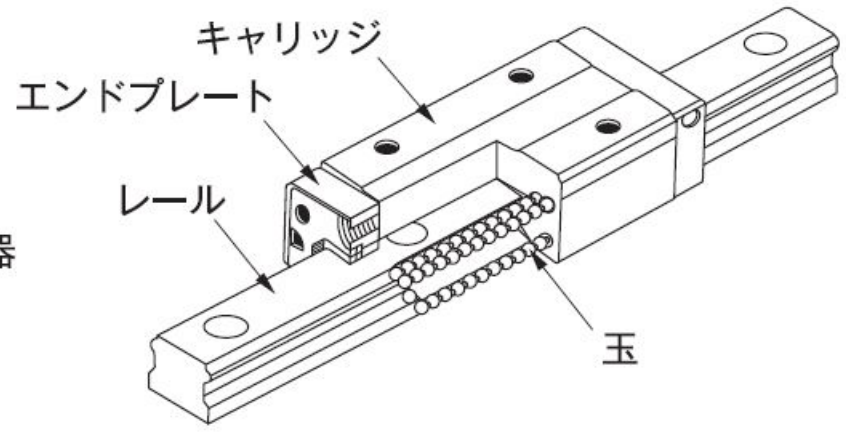
7.4 直動軸受 (リニアガイド)

転がり軸受の回転半径を無限に拡大すると直動軸受

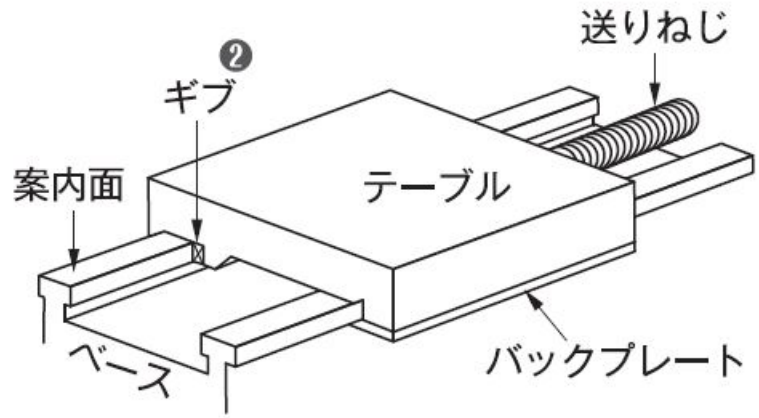
➡ 転動体を循環させる機構を備える必要がある



(a) 直動玉軸受



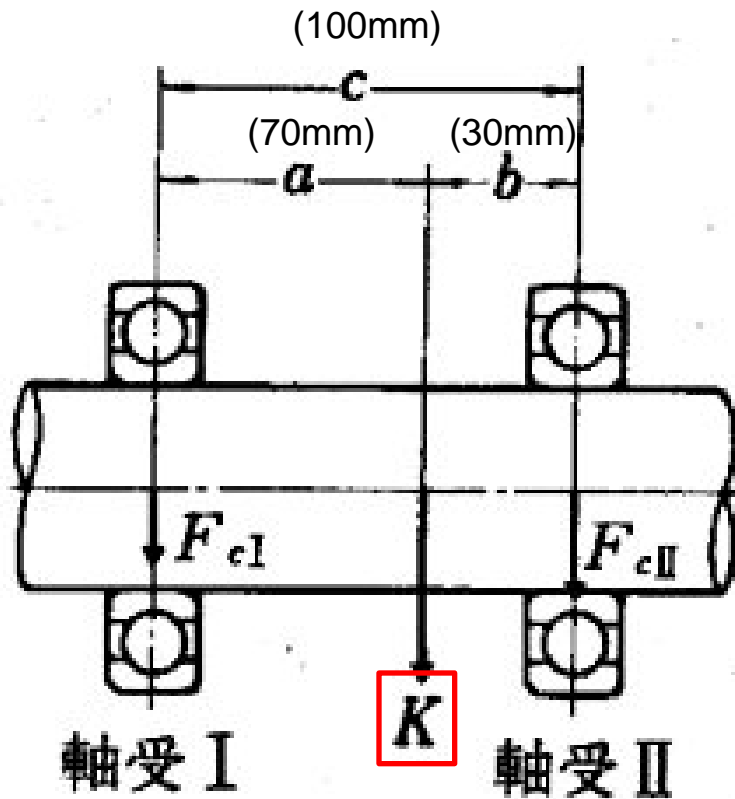
(b) 直動案内



滑り案内と比較して、
・摩擦係数が小さい
・取付、取り外しが容易

今週の演習問題

下図のように軸受Iから $a=70\text{mm}$ 、軸受IIから $b=30\text{mm}$ の位置Kに 3000N の荷重が加わって、 1500rpm で回転している。軸受Iを深溝玉軸受6006、軸受IIを6306としたとき、この機械システムの寿命を求めよ。



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

ここで、

L : 軸受全体としての総合基本定格寿命 h

$L_1, L_2 \dots L_n$: 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..... $e = 9/8$