

## 17. 技術データ

### 17.1 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

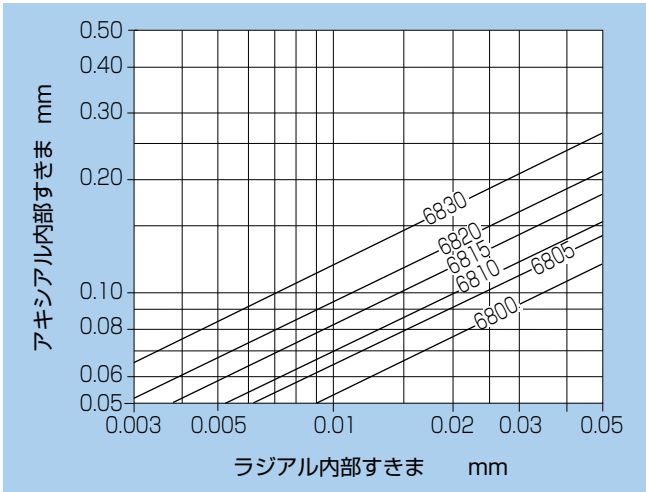


図17.1.1 68系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

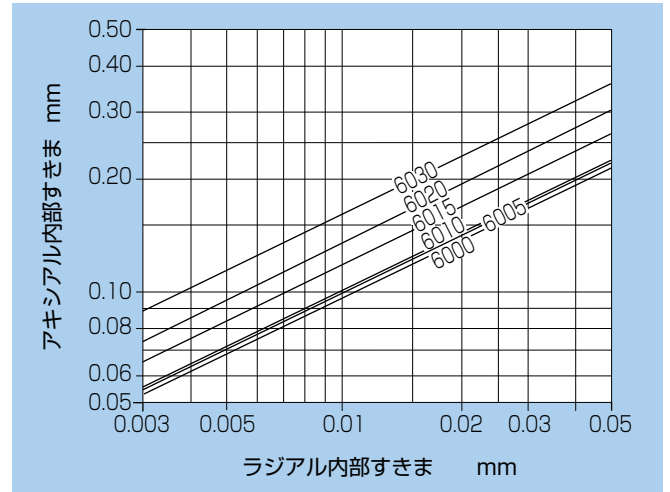


図17.1.3 60系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

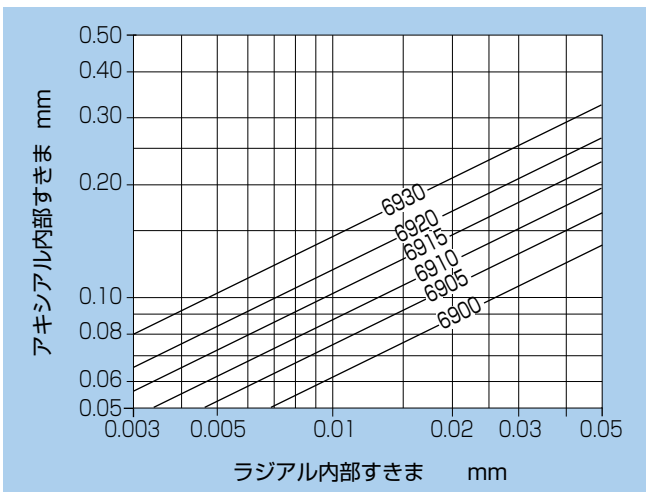


図17.1.2 69系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

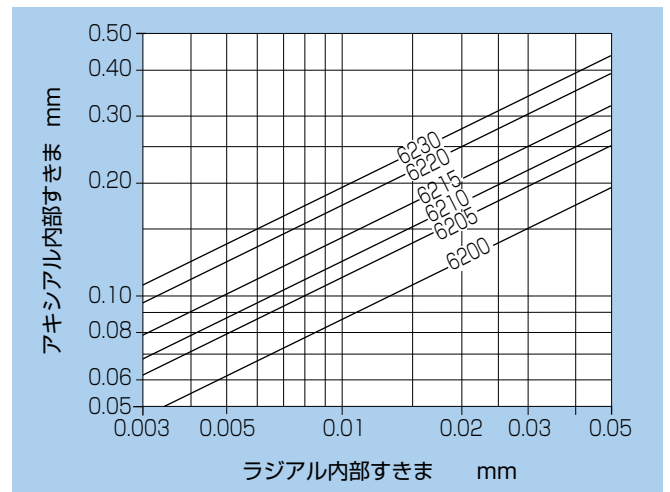


図17.1.4 62系列のラジアル内部すきまとアキシアル内部すきま

※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。

17.2 アンギュラ玉軸受のアクシアル荷重とアクシアル変位

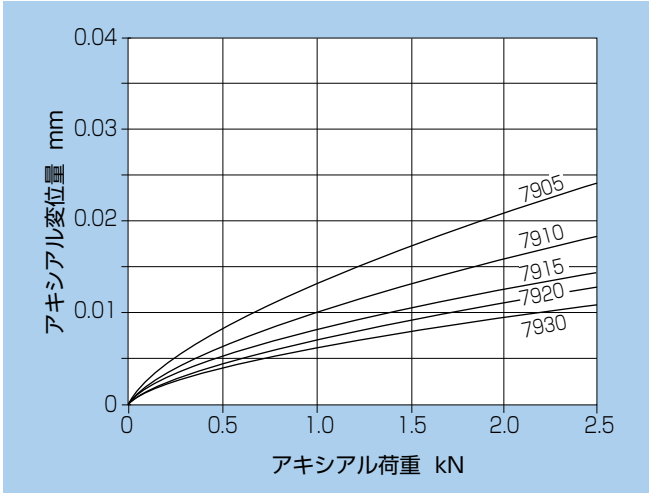


図17.2.1 79系列のアクシアル荷重とアクシアル変位量

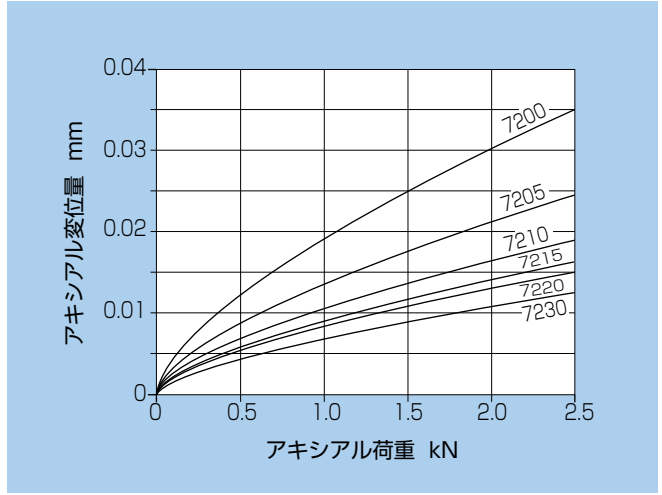


図17.2.4 72系列のアクシアル荷重とアクシアル変位量

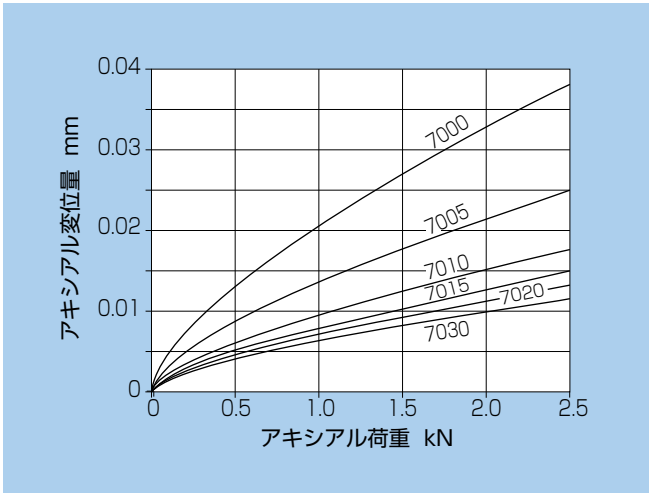


図17.2.2 70系列のアクシアル荷重とアクシアル変位量

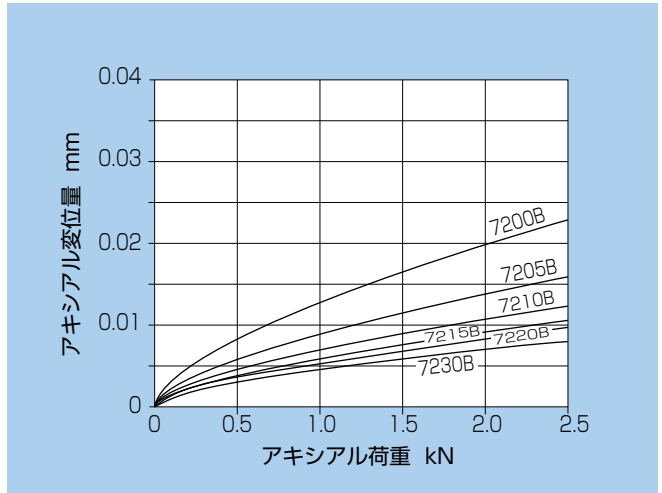


図17.2.5 72B系列のアクシアル荷重とアクシアル変位量

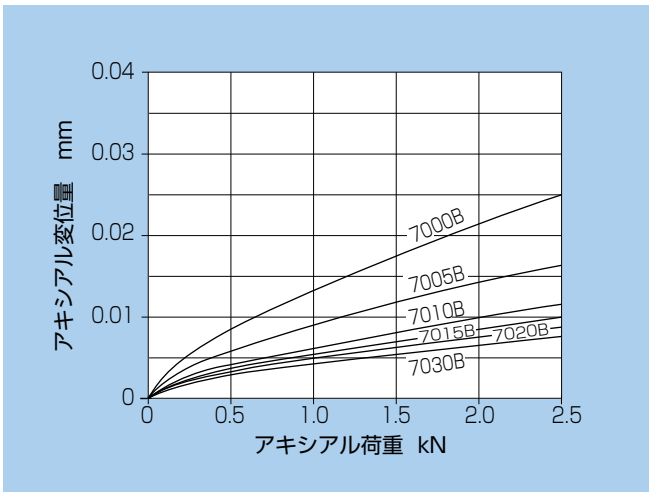


図17.2.3 70B系列のアクシアル荷重とアクシアル変位量

※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。

17.3 円すいころ軸受のアキシャル荷重とアキシャル変位

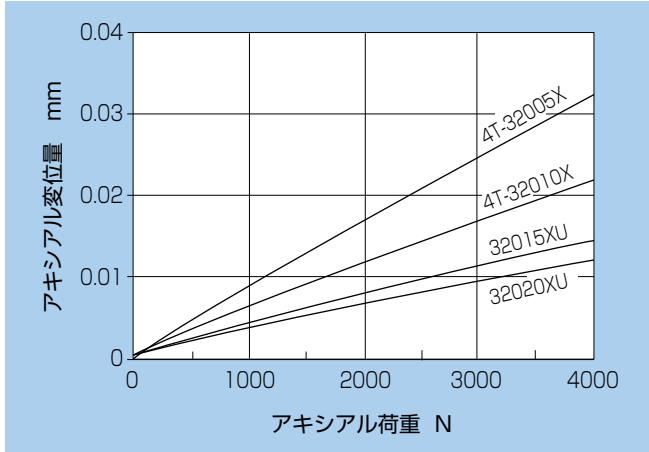


図17.3.1 320系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

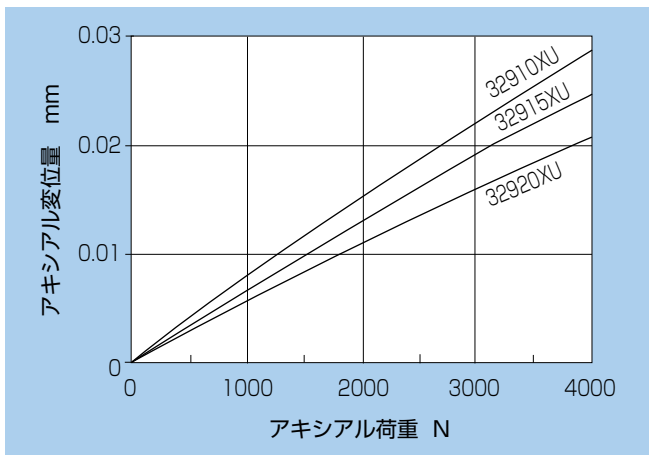


図17.3.2 329系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

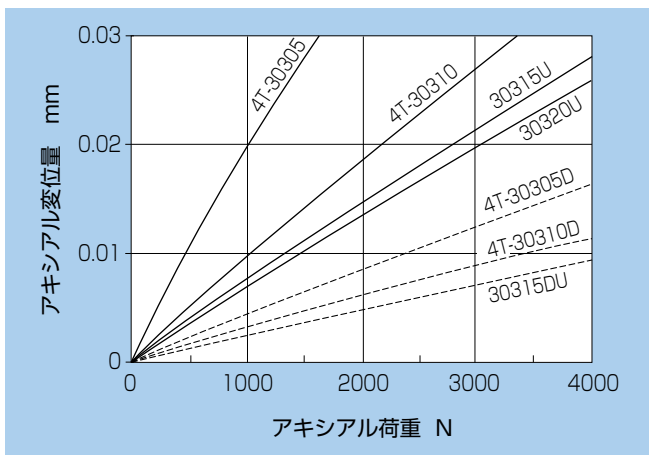


図17.3.3 303系列と303D系列のアキシャル荷重とアキシャル変位量

17.4 玉軸受の許容アキシャル荷重

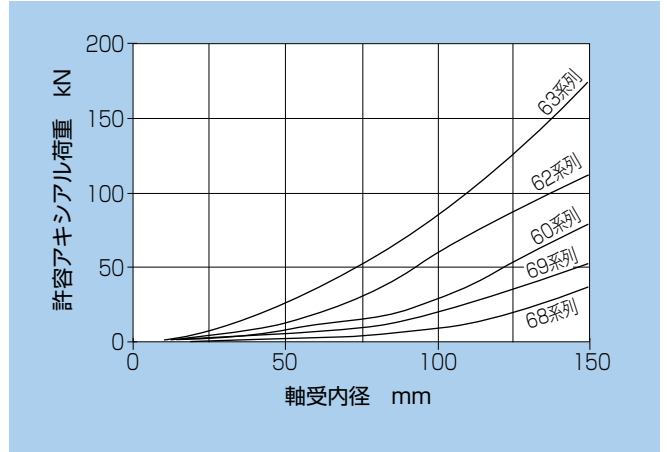


図17.4.1 深溝玉軸受の許容アキシャル荷重

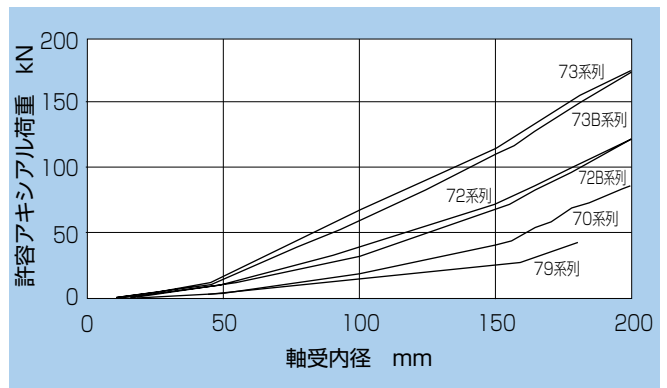


図17.4.2 アンギュラ玉軸受の許容アキシャル荷重

注) 深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受にアキシャル荷重が作用したときに、接触楕円が軌道面の肩に乗り上げる荷重を許容アキシャル荷重とする。

注) 軸及びハウジングが剛体である場合の値です。  
軸・ハウジングの形状及びはめあい条件によっては、アキシャル変位量が大きくなる場合があります。

### 17.5 はめあい面の圧力

はめあい面に生じる圧力、及び最大応力の計算式を表17.5.1に示す。

軸受の内輪、外輪の平均溝径は、近似的に表17.5.2より求めることができる。

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 $\Delta_{d\text{eff}}$ は軸受内径や軸の寸法測定値より計算したしめしろ $\Delta d$  (理論しめしろ)より小さい。これは主として仕上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る。

研削軸 : 1.0 ~ 2.5  $\mu\text{m}$

旋削軸 : 5.0 ~ 7.0  $\mu\text{m}$

表17.5.1 はめあい面の圧力及び最大応力

はめあい条件		計算式	記号 (単位 N {kgf} , mm)
はめあい面圧	鋼製中実軸 と内輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{d\text{eff}}}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_i} \right)^2 \right]$	$d$ : 軸径, 内輪内径 $d_o$ : 中空軸内径 $D_i$ : 内輪平均溝径 $\Delta_{d\text{eff}}$ : 有効しめしろ $E$ : 弾性係数 = 208 000 MPa { 21 200 kgf / mm <sup>2</sup> }
	鋼製中空軸 と内輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{d\text{eff}}}{d} \frac{[1 - (d / D_i)^2] [1 - (d_o / d)^2]}{[1 - (d_o / D_i)^2]}$	
MPa {kgf/mm <sup>2</sup> }	鋼製ハウジング と外輪の はめあい	$P = \frac{E}{2} \frac{\Delta_{D\text{eff}}}{D} \frac{[1 - (D_o / D)^2] [1 - (D / D_h)^2]}{[1 - (D_o / D_h)^2]}$	$D$ : ハウジング内径, 軸受外径 $D_o$ : 外輪平均溝径 $D_h$ : ハウジング外径 $\Delta_{D\text{eff}}$ : 有効しめしろ
最大 応力	軸と内輪の はめあい	$\sigma_t \text{ max} = P \frac{1 + (d / D_i)^2}{1 - (d / D_i)^2}$	内輪内径面の切線応力が最大
MPa {kgf/mm <sup>2</sup> }	ハウジングと 外輪のはめあい	$\sigma_t \text{ max} = P \frac{2}{1 - (D_o / D)^2}$	外輪内径面の切線応力が最大

表17.5.2 平均溝径 (近似式)

軸受形式	平均溝径		
	内輪 ( $D_i$ )	外輪 ( $D_o$ )	
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 <sup>1)</sup>	全形式	1.05 $\frac{3d + D}{4}$	0.98 $\frac{d + 3D}{4}$
自動調心ころ軸受	全形式	$\frac{2d + D}{3}$	0.97 $\frac{d + 4D}{5}$

$d$  : 内輪内径 mm       $D$  : 外輪外径 mm

注1) 平均溝径は両つば付きの場合の値を示す。

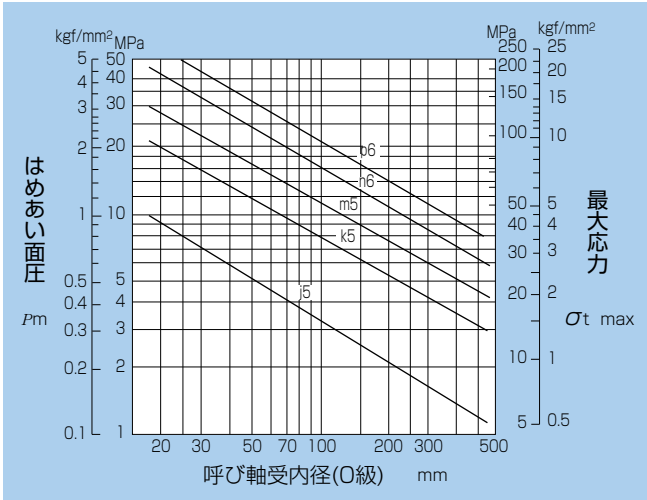


図17.5.1 各はめあい<sup>1)</sup>における平均しめしろによる面圧 $P_m$ と最大応力 $\sigma_{t \max}$

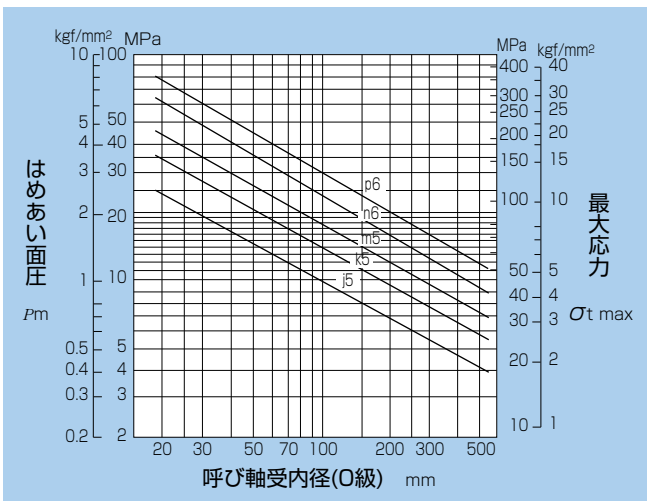


図17.5.2 各はめあい<sup>1)</sup>における最大しめしろによる面圧 $P_m$ と最大応力 $\sigma_{t \max}$

1) 推奨はめあいについては、A-50を参照ください。

### 17.6 圧入及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、あるいは引き抜いたりする場合に要する力は、次式により求めることができる。

軸と内輪の場合

$$K_d = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot B \dots\dots\dots (17.1)$$

ハウジングと外輪の場合

$$K_D = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot D \cdot B \dots\dots\dots (17.2)$$

ここで

$K_d$ : 内輪の圧入または引抜き力 N {kgf}

$K_D$ : 外輪の圧入または引抜き力 N {kgf}

$P$ : はめあい面の面圧 MPa{kgf/mm<sup>2</sup>}

(表17.5.1参照)

$d$ : 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

$\mu$ : 滑り摩擦係数 (表17.6.1参照)

表17.6.1 圧入, 引抜きの滑り摩擦係数

項目	$\mu$
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
内輪をテーパ軸又はスリーブに圧入するとき	0.17
内輪をテーパ軸から引抜くとき	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