

4. 荷重・予圧と変位

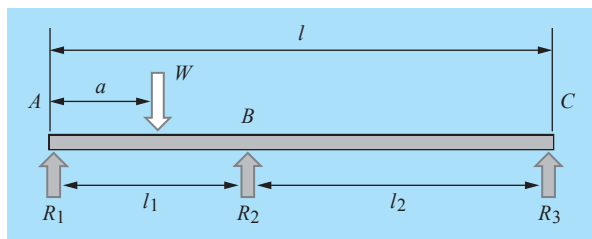
前章では転動体と軌道輪の接点にかかる荷重、応力、変形を *Hertz* 理論に基づき解説したが、本章では軸受全体に作用する荷重および変位について説明する。また、軸受の荷重と変位の関係を活用した予圧についても本章で取り扱う。

4.1 軸受に作用する荷重

軸受は軸またはハウジングに負荷される荷重を支持するものであるが、それぞれの軸受が受ける荷重は一般的には材料力学の「荷重とはり」の関係によって計算される。ここでは、計算が煩雑になる三点支持の場合と歯車を用いた計算について整理する。

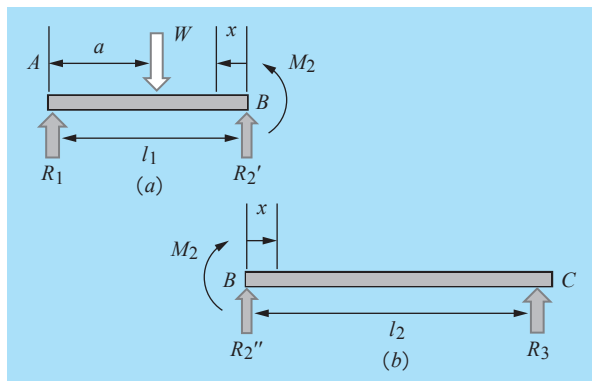
4.1.1 軸のたわみ計算

軸を3個の軸受で支持する場合、3点支持の不静定はりとなり軸のたわみを考慮しなければ計算することができない。ここで、3個の軸受で支持された軸系に1個の集中荷重が負荷された時の状態を図4.1に示す。この場合、軸受の内部すきまはなく、弾性変形も考慮しないとする。



- W : 負荷荷重
- a : 荷重負荷位置
- l_1, l_2 : 軸受位置
- R_1, R_2, R_3 : 軸受荷重
- A, B, C : 支持点 (軸受位置)

図 4.1 集中荷重での3点支持



支点 B においてはりに作用している曲げモーメントを M_2 とし、このはりを支点 AB と支点 BC の二つの支持はりに分割すれば図4.2になる。この時、支点 B における反力 R_2 はそれぞれのはりに R_2', R_2'' として分割され、(a)、(b) それぞれのはりにかかる外力は図の通りである。

図 4.2 3点支持条件でのはりの分割

≪図 4.2 (a) の場合≫

$$\text{力の釣合い: } R_1 + R_2' - W = 0 \quad (4.1)$$

$$\text{モーメントの釣合い: } R_1 l_1 - M_2 + W(l_1 - a) = 0 \quad (4.2)$$

はりの傾き:

材料力学の基本よりモーメントとたわみの関係は

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = -\frac{M}{EI}$$

$y(x)$: たわみ, x : 位置 (座標)

M : 中立位置の曲げモーメント

E : 縦弾性係数, I : 断面二次モーメント

ここで, 曲げモーメントによるたわみ角を θ とすると

$$\theta = \frac{dy(x)}{dx} \quad \theta: \text{たわみ角}$$

B 点での曲げモーメント M_2 と荷重 W による $x = 0$ でのたわみ角を θ_2 とし, 上記の関係を用以て整理すると,

$$\theta_2 = \frac{l_1 M_2}{3EI} + \frac{a(l_1^2 - a^2)W}{6EI l_1} \quad (4.3)$$

≪図 4.2 (b) の場合≫

$$\text{力の釣合い: } R_2'' + R_3 = 0 \quad (4.4)$$

$$\text{モーメントの釣合い: } R_3 l_2 - M_2 = 0 \quad (4.5)$$

はりの傾き: 図 (a) と同様に曲げモーメント M_2 による $x = 0$ でのたわみ角を θ_2' とすると

$$\theta_2' = \frac{l_2 M_2}{3EI} \quad (4.6)$$

支点 B でのたわみ角度は符号違いで一致することから, $\theta_2 = -\theta_2'$ となり

$$-\frac{l_2 M_2}{3EI} = \frac{l_1 M_2}{3EI} + \frac{a(l_1^2 - a^2)W}{6EI l_1}$$

$$\therefore M_2 = -\frac{a(l_1^2 - a^2)W}{2l_1(l_1 + l_2)} \quad (4.7)$$

式 (4.7), 式 (4.2), 式 (4.5) より

$$R_1 = \frac{W(l_1 - a)\{2l_1(l_1 + l_2) - a(l_1 + a)\}}{2l_1^2(l_1 + l_2)} \quad (4.8)$$

$$R_3 = -\frac{Wa(l_1^2 - a^2)}{2l_1 l_2(l_1 + l_2)} \quad (4.9)$$

全体の力の釣合いより $R_1 + R_2 + R_3 - W = 0$ であるから

$$R_2 = \frac{Wa(l_1^2 + 2l_1 l_2 - a^2)}{2l_1^2 l_2} \quad (4.10)$$

【計算例】軸たわみ計算

(4-1) 3 個の軸受 A, B, C で支えられた軸系がある。軸受 A, B は 100 mm, 軸受 B, C は 40 mm の間隔がある。軸受 A から内側の 40 mm の位置にラジアル荷重として 2 000 N の荷重がかかる時, それぞれの軸受が受ける荷重を算出する。

軸たわみの公式より

$$R_1 = \frac{2\,000(100 - 40)\{2 \times 100(100 + 40) - 40(100 + 40)\}}{2 \times 100^2(100 + 40)} = 960 \quad (\text{N})$$

$$R_2 = \frac{2\,000 \times 40(100^2 + 2 \times 100 \times 40 - 40^2)}{2 \times 100^2 \times 40} = 1\,640 \quad (\text{N})$$

$$R_3 = -\frac{2\,000 \times 40(100^2 - 40^2)}{2 \times 100 \times 40(100 + 40)} = -600 \quad (\text{N})$$

4.1.2 歯車の計算

動力伝達機構として最も一般的な機械要素として歯車がある。歯車は組み付ける軸の方向によって3種類に分類され、軸受に負荷される荷重も異なっている。ここでは、代表的な歯車の計算方法について整理する。

1) 平行軸歯車

平行軸に取り付けられる歯車で、歯車装置の中で最も多く使用される形式である。代表的なものとしては平歯車とはずば歯車があり、歯車の噛合点では平歯車には接線力と分離力、はずば歯車には接線力と分離力に加えてスラスト力が作用する。図4.3に平行軸歯車装置が受ける力とその方向を示す。

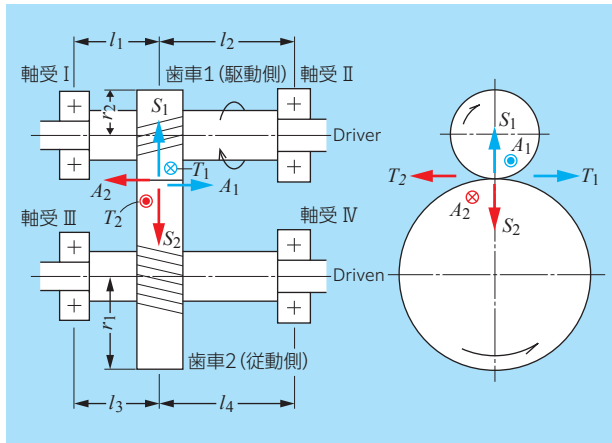


図4.3 はずば歯車装置

- H : 伝達動力 (kW)
- D_p : ピッチ径 (mm)
- α : 圧力角 ($^\circ$)
- : 紙面手前方向
- 添え字 1 : 駆動歯車
- Q : 入力トルク (N・mm)
- n : 回転速度 (min^{-1})
- β : ねじれ角 ($^\circ$)
- ⊗ : 紙面奥行き方向
- 添え字 2 : 従動歯車

ねじれ角：ねじれ角および回転方向は歯車の回転中心から方向を決める。歯車を回転させた時に歯が右ねじの方向であれば「右ねじ」、左ねじの方向であれば「左ねじ」である。これはかさ歯車やウォーム歯車等の歯車でも同じである。平歯車の場合はねじれ角 $\beta = 0$ とする。

荷重方向：荷重方向は回転方向やねじれ角によって異なるが、これらは回転軸が基準であるため図4.3の右の図のような径方向断面で考える。この図の場合は駆動歯車は左ねじ、回転方向は時計回転となっており、荷重方向は接線力が右方向、分離力が上方向、スラスト力が紙面手前方向となる。その他の回転方向とねじれ角の組合せについては表4.1に示す。

接線力： T (N)

$$T_1 = T_2 = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{p1}} = \frac{2Q}{D_{p1}}$$

分離力： S (N)

$$S_1 = S_2 = T_1 \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

スラスト力： A (N)

$$A = A_2 = T_1 \tan \beta$$

表4.1 歯車噛合点の荷重方向

荷重の種類	駆動歯車のねじれ方向-回転方向			
	右-時計	右-反時計	左-時計	左-反時計
接線力	→	←	→	←
分離力	↑	↑	↑	↑
スラスト力	⊗	●	●	⊗

従動歯車は駆動歯車の反対方向の荷重を受ける
軸受荷重：ラジアル荷重 F_r 、アキシャル荷重 F_a

歯車から発生する接線力、分離力、スラスト力から軸受I～軸受IVに負荷される軸受荷重を表4.2に示す。アキシャル荷重を受ける軸受は軸受形式と向きにより決まる。

表4.2 平行軸歯車の軸受荷重

軸受	接線力 T による荷重 K_t	分離力 S による荷重 K_r	スラスト力 A による荷重 K_a	軸受荷重 (N)			
				駆動歯車のねじれ方向-回転方向			
				右-時計	左-反時計	左-時計	右-反時計
				F_r	F_a	F_r	F_a
I	$T \times \frac{l_2}{l_1 + l_2}$	$S \times \frac{l_2}{l_1 + l_2}$	$A \times \frac{r_1}{l_1 + l_2}$	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} + K_{aI})^2}$	← A	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} - K_{aI})^2}$	→ A
II	$T \times \frac{l_1}{l_1 + l_2}$	$S \times \frac{l_1}{l_1 + l_2}$	$A \times \frac{r_1}{l_1 + l_2}$	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} - K_{aII})^2}$		$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} + K_{aII})^2}$	
III	$T \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$S \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$A \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} - K_{aIII})^2}$	→ A	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} + K_{aIII})^2}$	← A
IV	$T \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$S \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$A \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} + K_{aIV})^2}$		$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} - K_{aIV})^2}$	

- l_1, l_2, l_3, l_4 : 歯車からの軸受位置 (mm)
- r_1 : 駆動歯車のピッチ半径 (mm)
- r_2 : 従動歯車のピッチ半径 (mm)

F_a は軸受形式、向き (図中矢印) により決まる。

2) 交差軸歯車

ある1点で交わる軸を交差軸といい、交差軸の伝達には一般的に、かさ歯車を用いる。歯のねじれの有無によってすぐばかさ歯車とまがりばかさ歯車に分かれる。まがりばかさ装置の概略図を図4.4に示す。

接線力： T (N)

接線力は平行軸歯車同様式(4.11)となる。

$$T_1 = T_2 = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{p1}} = \frac{2Q}{D_{p1}} \dots\dots\dots (4.11)$$

H : 伝達動力 (kW) Q : 入力トルク (N・mm)
 n : 回転速度 (min^{-1}) D_p : ピッチ径 (mm)

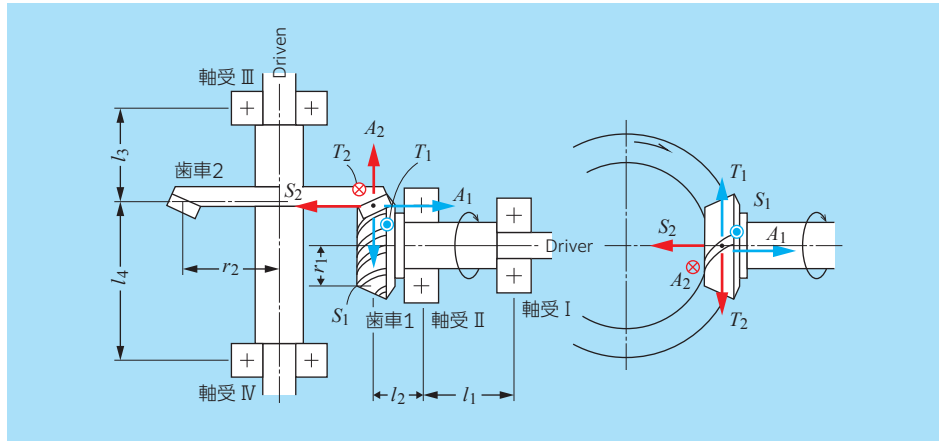


図 4.4 まがりばかさ歯車装置

分離力 : S (N)
 スラスト力 : A (N)

交差軸歯車の分離力とスラスト力の計算式を表4.3に示す。すぐばかさ歯車の場合は $\beta = 0$ として算出する。一般的に、2つの交差軸は 90° で交差する時が多く、その場合は $S_1 = A_2, S_2 = A_1$ となる。計算値が正(+)の時は歯車を引き離す力であり、負(-)の時は引き付ける力である。

表 4.3 交差軸歯車の歯合点での荷重

歯合点荷重	歯車	歯車のねじれ方向—回転方向			
		右—時計	左—反時計	左—時計	右—反時計
分離力 S (N)	駆動側	$S_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_1 + \sin\beta\sin\delta_1)$	$S_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_1 - \sin\beta\sin\delta_1)$		
	従動側	$S_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_2 - \sin\beta\sin\delta_2)$	$S_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_2 + \sin\beta\sin\delta_2)$		
スラスト力 A (N)	駆動側	$A_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_1 - \sin\beta\cos\delta_1)$	$A_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_1 + \sin\beta\cos\delta_1)$		
	従動側	$A_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_2 + \sin\beta\cos\delta_2)$	$A_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_2 - \sin\beta\cos\delta_2)$		

表中の記号 α : 歯車の圧力角 ($^\circ$) β : 歯車のねじれ角 ($^\circ$)
 δ : 歯車のピッチ円すい角 ($^\circ$)
 添え字 1 : 駆動歯車 添え字 2 : 従動歯車

軸受荷重 : ラジアル荷重 F_r , アキシャル荷重 F_a (N)
 歯車から発生する接線力, 分離力, スラスト力から軸受 I ~ 軸受 IV に負荷される軸受荷重を表 4.4 に示す。

表 4.4 交差軸歯車の軸受荷重

軸受	接線力 T による荷重 K_t	分離力 S による荷重 K_r	スラスト力 A による荷重 K_a	軸受荷重 (N)	
				F_r	F_a
I	$T_1 \times \frac{l_2}{l_1}$	$S_1 \times \frac{l_2}{l_1}$	$A_1 \times \frac{r_1}{l_1}$	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} - K_{aI})^2}$	A_1
II	$T_1 \times \frac{l_1 + l_2}{l_1}$	$S_1 \times \frac{l_1 + l_2}{l_1}$	$A_1 \times \frac{r_1}{l_1}$	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} - K_{aII})^2}$	
III	$T_2 \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$S_2 \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$A_2 \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} + K_{aIII})^2}$	
IV	$T_2 \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$S_2 \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$A_2 \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} - K_{aIV})^2}$	A_2

l_1, l_2, l_3, l_4 : 歯車からの軸受位置 (mm)
 r_1 : 駆動歯車のピッチ半径 (mm) r_2 : 従動歯車のピッチ半径 (mm)

3) 食い違い軸歯車

軸が平行でなく、交差していない軸を食い違い軸といい、代表的な歯車としてはハイポイドギヤとウォームギヤがある。

《ハイポイドギヤ》

ハイポイドギヤはかさ歯車の一種であるが、入出力軸が交差しておらず、食い違っているのが特徴である。大きなトルクが掛かる自動車や鉄道車両の駆動装置などに使用される。ハイポイドギヤ装置の概略図を図 4.5 に、噛合点での荷重を表 4.5 に示す。計算が正 (+) の時は歯車を引き離す力であり、負 (-) の時は引き付ける力である。

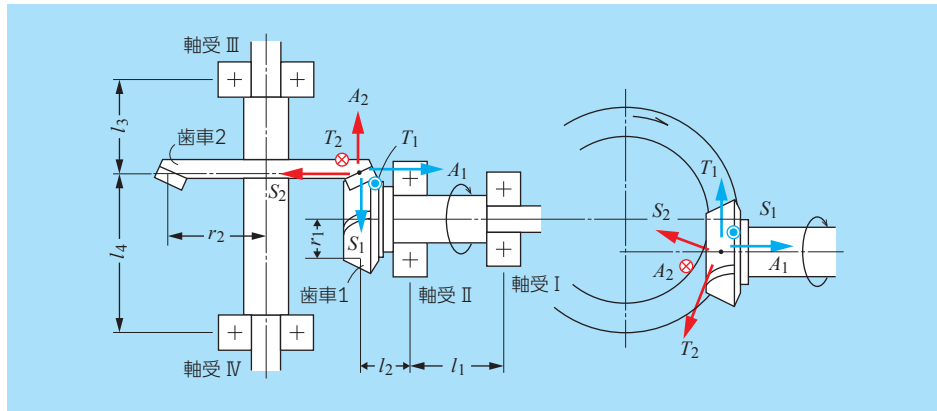


図 4.5 ハイポイドギヤ装置

表 4.5 ハイポイドギヤの噛合点での荷重

噛合点荷重	歯車	歯車のねじれ方向-回転方向			
		右-時計	左-反時計	左-時計	右-反時計
接線力 T (N)	駆動側	$T_1 = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{p1}} = \frac{2Q}{D_{p1}}$			
	従動側	$T_2 = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} T_1$			
分離力 S (N)	駆動側	$S_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_1 + \sin\beta\sin\delta_1)$		$S_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_1 - \sin\beta\sin\delta_1)$	
	従動側	$S_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_2 - \sin\beta\sin\delta_2)$		$S_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\cos\delta_2 + \sin\beta\sin\delta_2)$	
スラスト力 A (N)	駆動側	$A_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_1 - \sin\beta\cos\delta_1)$		$A_1 = \frac{T_1}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_1 + \sin\beta\cos\delta_1)$	
	従動側	$A_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_2 + \sin\beta\cos\delta_2)$		$A_2 = \frac{T_2}{\cos\beta} (\tan\alpha\sin\delta_2 - \sin\beta\cos\delta_2)$	

表中の記号 H : 伝達動力 (kW) Q : 入力トルク (N・mm)
 n : 回転速度 (min^{-1}) D_p : ピッチ径 (mm)
 α : 歯車の圧力角 ($^\circ$) β : 歯車のねじれ角 ($^\circ$)
 δ : 歯車のピッチ円すい角 ($^\circ$)
 添え字 1 : 駆動歯車 添え字 2 : 従動歯車

軸受荷重 : ラジアル荷重 F_r , アキシャル荷重 F_a (N)
 軸受 I ~ 軸受 IV に負荷される軸受荷重は「表 4.4 の交差軸歯車の軸受荷重」の式を使用する。

《ウォームギヤ》

ねじ状の歯車であるウォームと、噛み合うねじれを持ったウォームホイールの組合せをウォームギヤという。大きな減速比や高トルクの動力伝達用歯車として多く使用されている。ウォームギヤ装置の概略図を図 4.6 に示す。

噛合点荷重
 T_1, T_2 : 接線力
 S_1, S_2 : 分離力
 A_1, A_2 : スラスト力

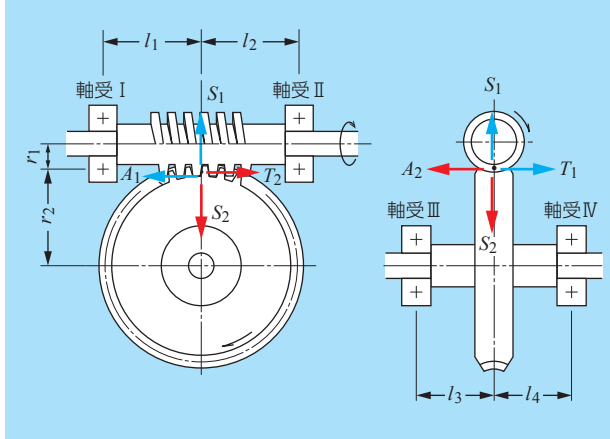


図 4.6 ウォームギヤ装置

ウォームギヤの噛合点ではそれぞれの分離力は釣り合うが、ウォーム軸の接線力とウォームホイールのスラスト力およびウォーム軸のスラスト力とウォームホイールの接線力が釣り合う。計算式は以下の通りである。

接線力： T_1 (N) / スラスト力： A_2 (N)

$$T_1 = \frac{19.1 \times 10^6 H}{n D_{p1}} = \frac{2Q}{D_{p1}} = A_2$$

分離力： S (N)

$$S_1 = S_2 = \eta \frac{\tan \alpha}{\tan \gamma}$$

スラスト力： A_1 (N) / 接線力： T_2 (N)

$$A_1 = \eta \frac{1}{\tan \gamma} T_1 = T_2$$

H : 伝達動力 (kW) Q : 入力トルク (N・mm)
 n : 回転速度 (min^{-1}) D_p : ピッチ径 (mm)
 α : 歯車の圧力角 ($^\circ$) γ : ウォームの進み角 ($^\circ$)
 η : ウォームギヤの伝達効率
 添え字 1 : ウォーム軸 添え字 2 : ウォームホイール

*ウォームギヤの伝達効率は一般的に、30～90%であるが、安全側の計算として、 $\eta = 1$ として計算する。

図 4.7 に噛合点荷重の方向を、表 4.6、表 4.7 に軸受荷重を示す。

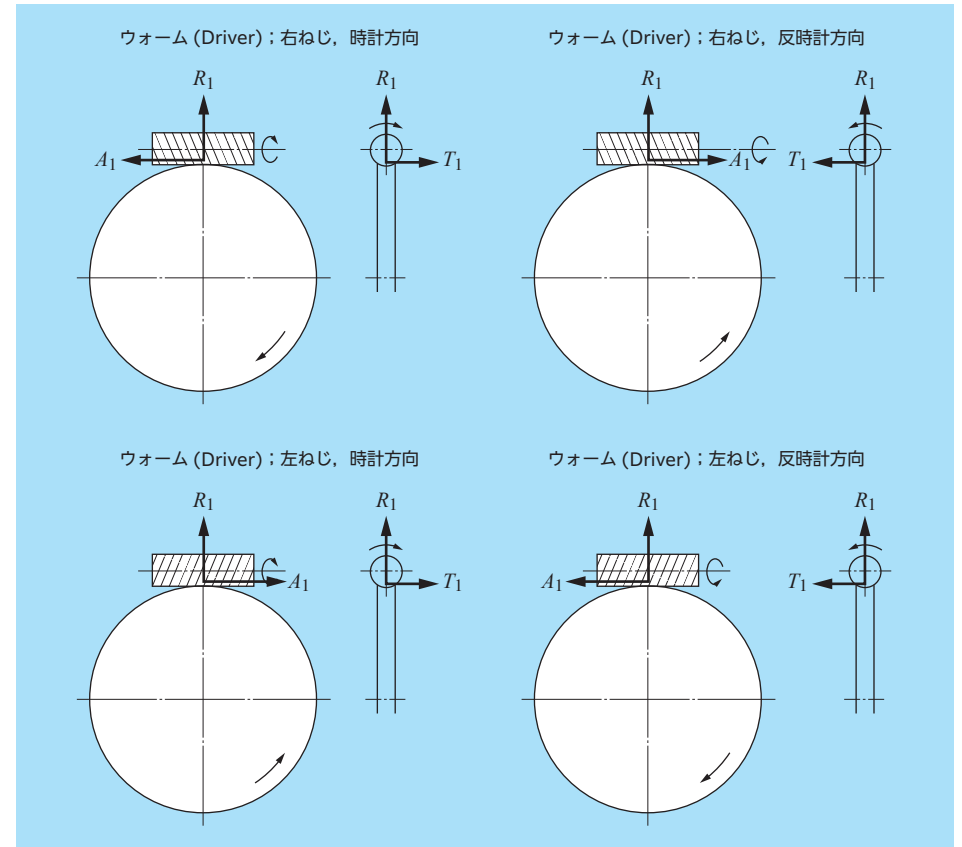


図 4.7 ウォームギヤでの噛合点荷重の方向

表 4.6 嚙合荷重による軸受の荷重

軸受	接線力 T による荷重 K_t (N)	分離力 S による荷重 K_r (N)	スラスト力 A による荷重 K_a (N)
I	$T_1 \times \frac{l_2}{l_1 + l_2}$	$S_1 \times \frac{l_2}{l_1 + l_2}$	$A_1 \times \frac{r_1}{l_1 + l_2}$
II	$T_1 \times \frac{l_1}{l_1 + l_2}$	$S_1 \times \frac{l_1}{l_1 + l_2}$	$A_1 \times \frac{r_1}{l_1 + l_2}$
III	$T_2 \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$S_2 \times \frac{l_4}{l_3 + l_4}$	$A_2 \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$
IV	$T_2 \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$S_2 \times \frac{l_3}{l_3 + l_4}$	$A_2 \times \frac{r_2}{l_3 + l_4}$

表 4.7 ウォームギヤの軸受荷重

単位：N

軸受	ウォーム 右ねじ				ウォーム 左ねじ			
	時計回転		反時計回転		時計回転		反時計回転	
	F_r	F_a	F_r	F_a	F_r	F_a	F_r	F_a
I	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} + K_{aI})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} - K_{aI})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} - K_{aI})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tI}^2 + (K_{rI} + K_{aI})^2}$	A_1
II	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} - K_{aII})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} + K_{aII})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} + K_{aII})^2}$	A_1	$\sqrt{K_{tII}^2 + (K_{rII} - K_{aII})^2}$	A_1
III	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} + K_{aIII})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} - K_{aIII})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} - K_{aIII})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIII}^2 + (K_{rIII} + K_{aIII})^2}$	A_2
IV	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} - K_{aIV})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} + K_{aIV})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} + K_{aIV})^2}$	A_2	$\sqrt{K_{tIV}^2 + (K_{rIV} - K_{aIV})^2}$	A_2

4) 計算図表

まがりばかさ歯車やハイポイドギヤは嚙合点での荷重の方向や計算が煩雑なため、簡便に算出できる計算図表が作られている。図 4.8、図 4.9 に分離力とスラスト力を求める計算図表を示す。

【必要歯車諸元】

- ① 歯のねじれ方向：右ねじまたは左ねじ
- ② 回転方向：時計回りまたは反時計回り
- ③ 圧力角： α
- ④ ねじれ角： β
- ⑤ ピッチ円すい角： δ

【算出方法】

- (1) 歯のねじれ方向および回転方向によって、図表のプラス側（上側）かマイナス側（下側）を決める。
- (2) 圧力角を線図上にプロットする。
- (3) ねじれ角とピッチ円すい角の交点をプロットする。
- (4) (1)と(2)の交点を結び、その延長線と縦軸のスケールと交った荷重比（接線力に対する比率）を読み取る。

図 4.8、図 4.9 の赤の線図は後述の計算例をプロットしたものである。

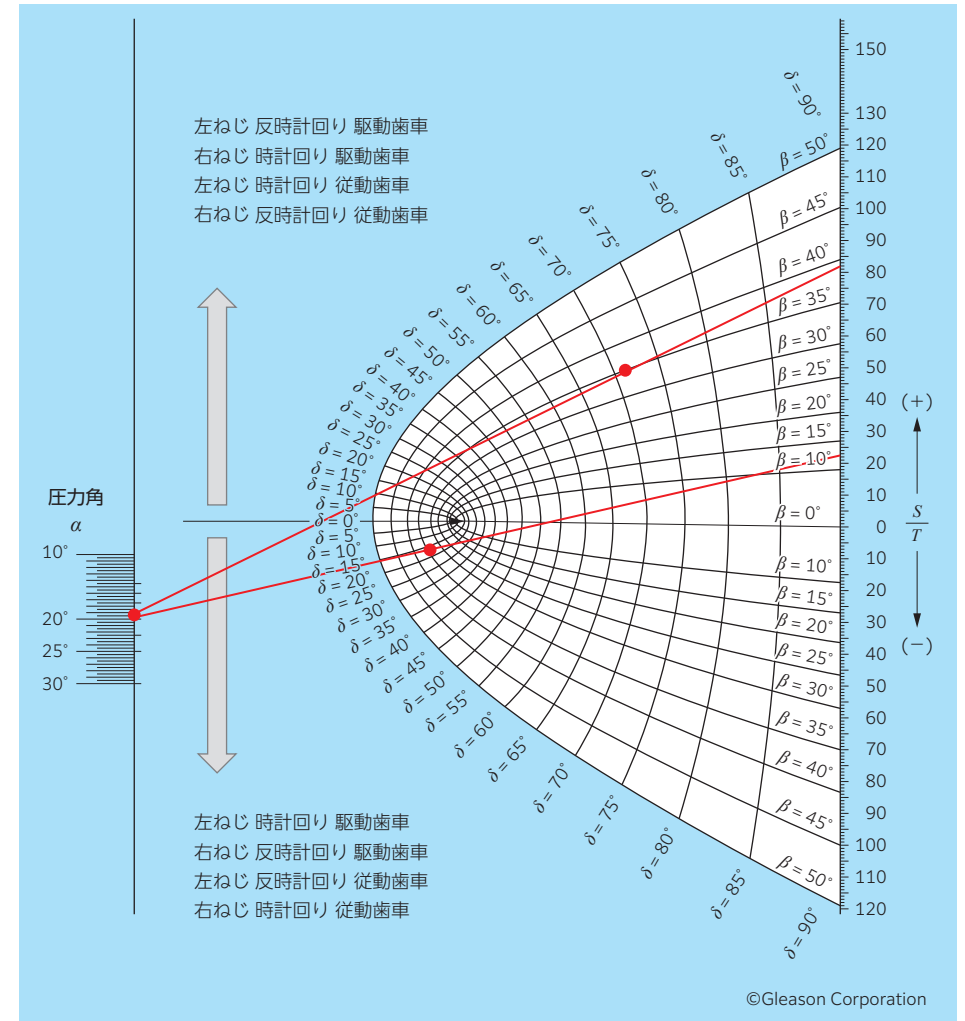


図 4.8 分離力 S の計算図表

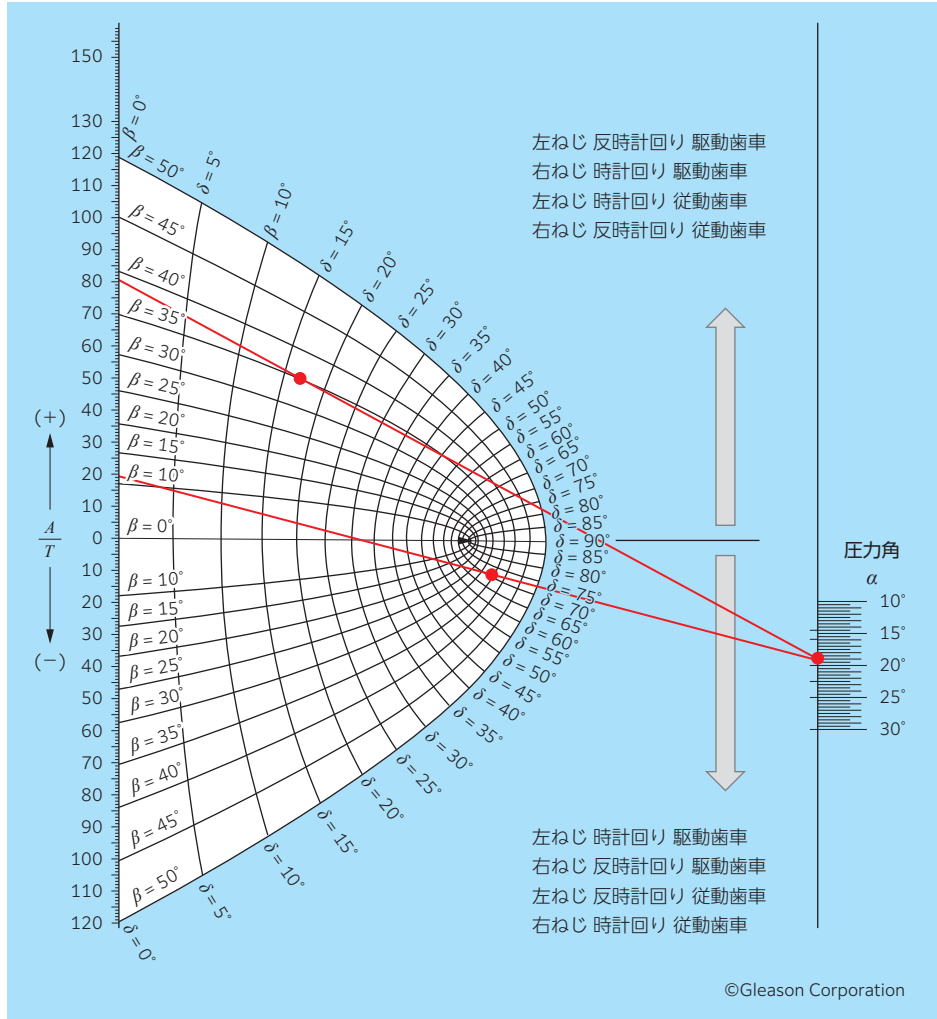


図 4.9 スラスト力 A の計算図表

【計算例】 歯車の計算

(4-2) 軸受が図 4.4 のまがりばかさ歯車で使用されている場合、歯車仕様、および使用条件が以下の時の軸受荷重を求めよ。

仕様		駆動側	従動側
伝達動力		40 kW	—
回転速度		1 000 min ⁻¹	—
回転方向		時計回り	反時計回り
歯車	ねじれ方向	左ねじ	右ねじ
	ねじれ角: β	35°	
	圧力角: α	20°	
	ピッチ円すい角: δ	18° 4′	71° 56′
スパン	l ₁	350 mm	
	l ₂	55 mm	
	l ₃	110 mm	
	l ₄	240 mm	

噛合点荷重は表 4.3 より

噛合点荷重	駆動側		従動側
	左-時計		右-反時計
接線力 T (N)	$T_1 = T_2 = \frac{19.1 \times 10^6 \times 40}{1\,000 \times 127.7} = 5\,983$		
分離力 S (N)	$S_1 = \frac{5\,983}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \cos 18.067^\circ - \sin 35^\circ \sin 18.067^\circ) = 1\,228$	$S_2 = A_1 = 4\,807$	
スラスト力 A (N)	$A_1 = \frac{5\,983}{\cos 35^\circ} (\tan 20^\circ \sin 18.067^\circ + \sin 35^\circ \cos 18.067^\circ) = 4\,807$	$A_2 = S_1 = 1\,228$	

軸受荷重は表 4.4 より

F_a は軸受 I, II の軸受の形式と向きによりどちらに作用するかが決まる。軸受 III, IV も同様である。

軸受	荷重 K _t (N)	荷重 K _r (N)	荷重 K _a (N)	軸受荷重 (N)	
				F _r	F _a
I	940	193	877	1 162	4 807
II	6 923	1 421	877	6 944	
III	4 103	842	2 688	5 413	1 228
IV	1 880	386	2 688	2 972	

4.2 荷重と変位

軸受に荷重が負荷されると転動体と軌道輪の接触点で弾性変形が起こる。この変形は 3.3 章で紹介した Hertz および Palmgren による弾性変形がベースとなるが、ここでは軸受全体としての弾性変形量を考える。

4.2.1 アクシアル荷重と軸方向変位量

各形式の軸受におけるアクシアル荷重 F_a と軸方向変位量 δ_a の関係式を以下に示す。また、アンギュラ玉軸受でのアクシアル荷重 F_a と軸方向変位量 δ_a の関係線図を図 4.10 ~ 図 4.15 に、円すいころ軸受の線図を図 4.16 ~ 図 4.21 に示す。

①アンギュラ玉軸受

$$\delta_a = \frac{0.00044}{\sin\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_w}} = \frac{0.00044}{Z^{2/3} D_w^{1/3} (\sin\alpha)^{5/3}} F_a^{2/3} \dots\dots\dots (4.12)$$

ここで、最大転動体荷重： $Q = \frac{F_a}{Z \sin\alpha}$

Z ：転動体個数 D_w ：転動体径 α ：接触角

②円すいころ軸受

$$\delta_a = \frac{0.000077 \times K_{NTN}}{\sin\alpha} \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} = \frac{0.000077 \times K_{NTN}}{Z^{0.9} L_{we}^{0.8} (\sin\alpha)^{1.9}} F_a^{0.9} \dots\dots\dots (4.13)$$

K_{NTN} ：外輪の膨張と変形を考慮した補正係数
 L_{we} ：ころ有効長さ

③スラスト玉軸受

$$\delta_a = \frac{0.00044}{\sin\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_w}} = \frac{0.00044}{Z^{2/3} D_w^{1/3} (\sin\alpha)^{5/3}} F_a^{2/3} \dots\dots\dots (4.14)$$

④自動調心ころ軸受

$$\delta_a = \frac{0.00022}{\sin\alpha} \frac{Q^{3/4}}{L_{we}^{0.5}} \dots\dots\dots (4.15)$$

⑤スラストころ軸受

$$\delta_a = \frac{0.000077}{\sin\alpha} \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} = \frac{0.000077}{Z^{0.9} L_{we}^{0.8} (\sin\alpha)^{1.9}} F_a^{0.9} \dots\dots\dots (4.16)$$

自動調心ころ軸受およびスラストころ軸受の軸方向変位量が必要な場合は **NTN** にご照会ください。

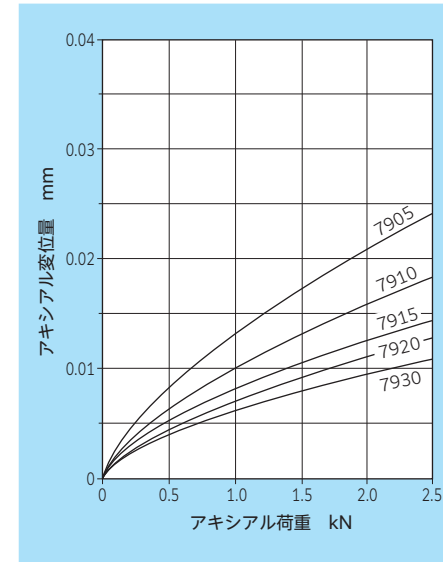


図 4.10 79 系列のアクシアル荷重と変位量

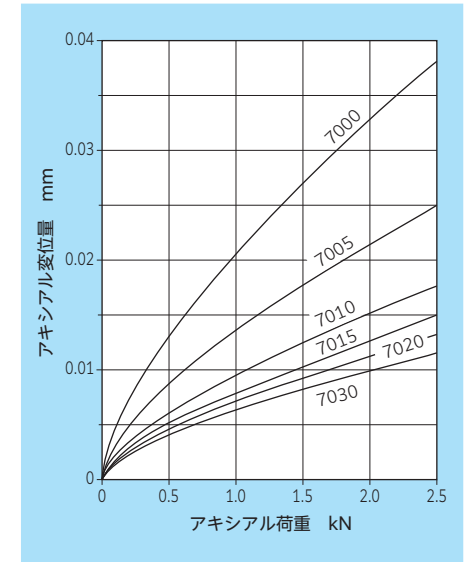


図 4.11 70 系列のアクシアル荷重と変位量

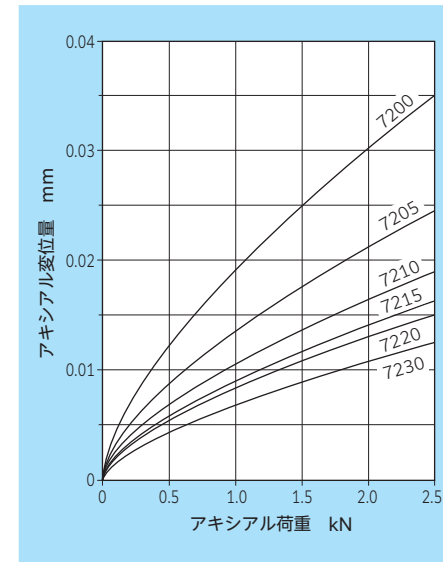


図 4.12 72 系列のアクシアル荷重と変位量

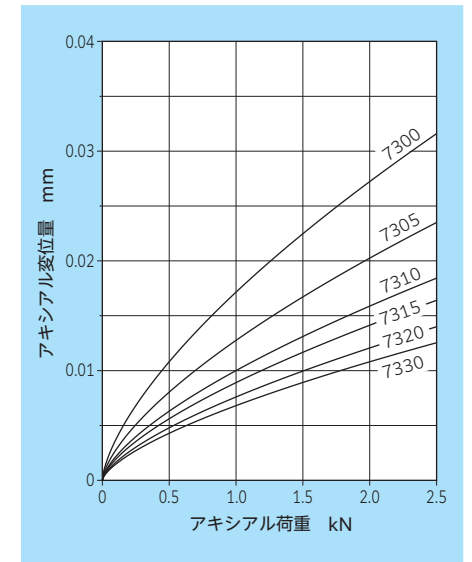


図 4.13 73 系列のアクシアル荷重と変位量

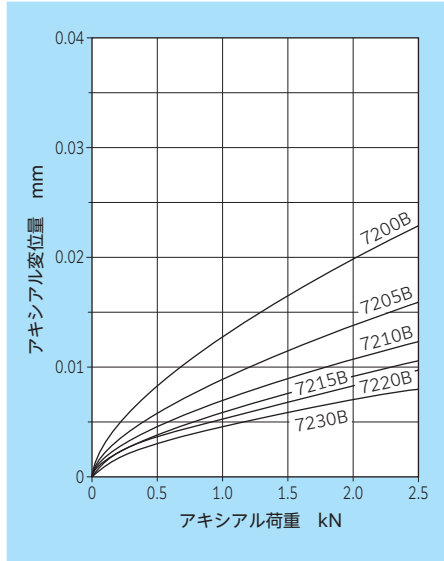


図 4.14 72B 系列の軸シアル荷重と変位量

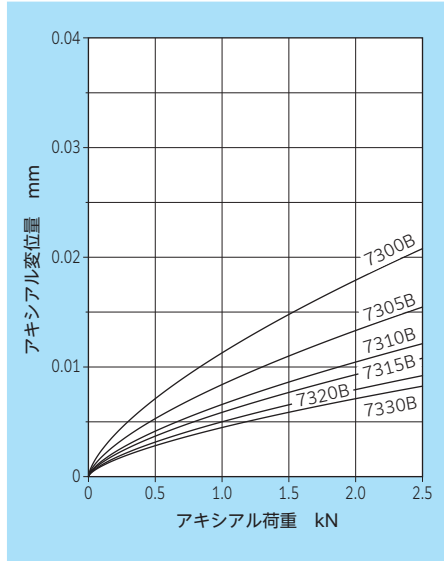


図 4.15 73B 系列の軸シアル荷重と変位量

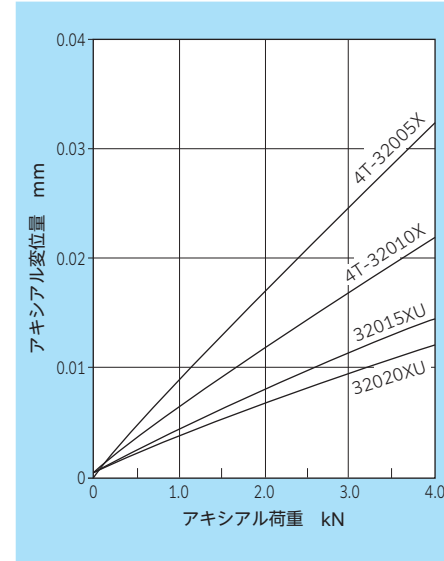


図 4.16 320 系列の軸シアル荷重と変位量

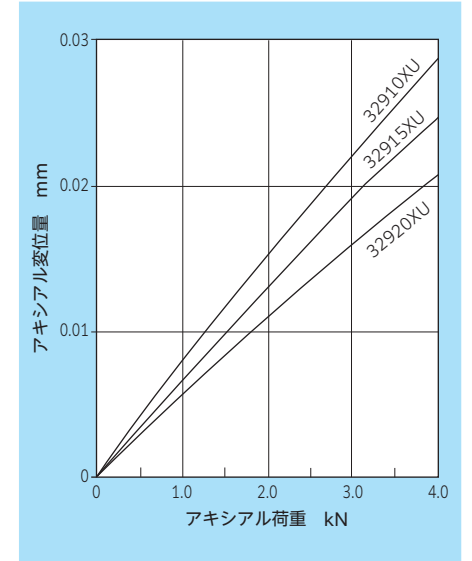


図 4.17 329 系列の軸シアル荷重と変位量

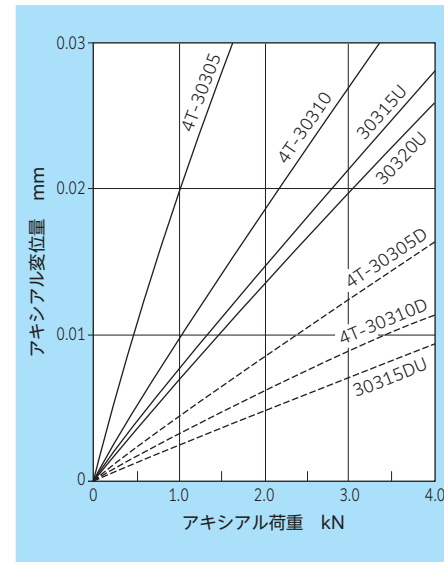


図 4.18 303 系列 303D 系列の軸シアル荷重と変位量

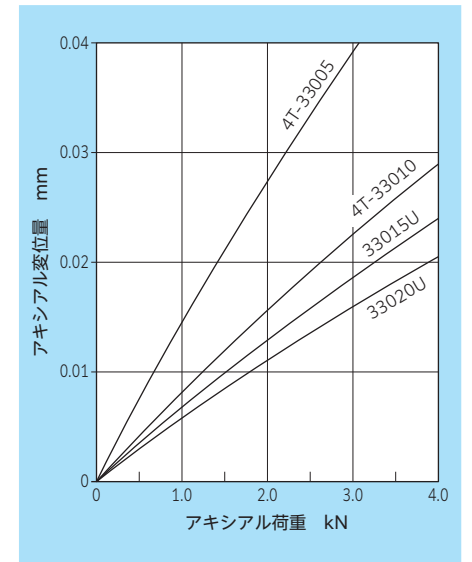


図 4.19 330 系列の軸シアル荷重と変位量

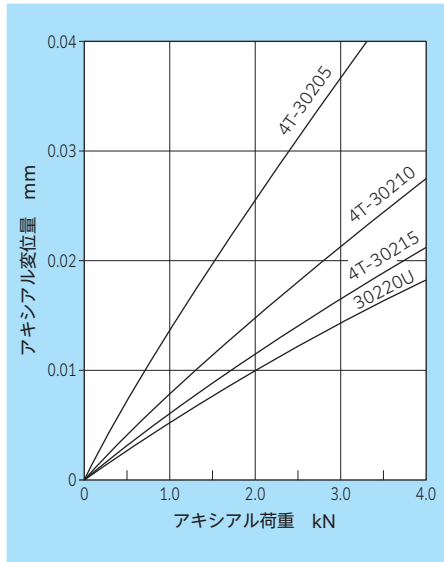


図 4.20 302 系列のアキシャル荷重と変位量

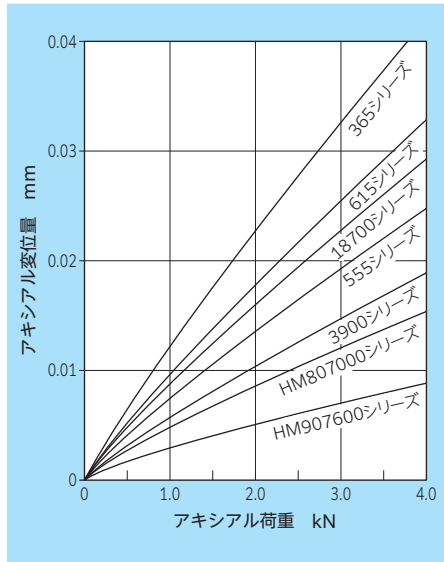


図 4.21 インチ系列のアキシャル荷重と変位量

4.2.2 ラジアル荷重と径方向変位量

アキシャル荷重と同様、各形式の軸受におけるラジアル荷重 F_r と径方向変位量 δ_r の関係式を以下に示す。また、深溝玉軸受のラジアル荷重 F_r と径方向変位量 δ_r の関係線図を図 4.22～図 4.24 に、円筒ころ軸受の線図を図 4.25～図 4.27 に示す。

①深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受

$$\delta_r = \frac{0.00044}{\cos\alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_w}} = \frac{0.001276}{Z^{2/3} D_w^{1/3} (\cos\alpha)^{5/3}} F_r^{2/3} \dots\dots\dots (4.17)$$

ここで、最大転動体荷重： $Q = \frac{5F_r}{Z \cos\alpha}$

Z ：転動体個数 D_w ：転動体径
 α ：接触角（深溝玉軸受の場合、 $\alpha = 0$ ）

②円筒ころ軸受、円すいころ軸受、自動調心ころ軸受

$$\delta_r = \frac{0.000077}{\cos\alpha} \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} = \frac{0.000304}{Z^{0.9} L_{we}^{0.8} (\cos\alpha)^{1.9}} F_r^{0.9} \dots\dots\dots (4.18)$$

ここで、最大転動体荷重： $Q = \frac{4.6F_r}{Z \cos\alpha}$

Z ：転動体個数 L_{we} ：ころ有効長さ
 α ：接触角（円筒ころ軸受の場合、 $\alpha = 0$ ）

アンギュラ玉軸受、円すいころ軸受、自動調心ころ軸受の径方向変位量が必要な場合は **NTN** にご照会ください。

ここで計算される軸方向変位および径方向変位量は軸受単体での数値であり、予圧が設定されている場合は「4.3章 組合せ軸受の予圧」を参照のこと。

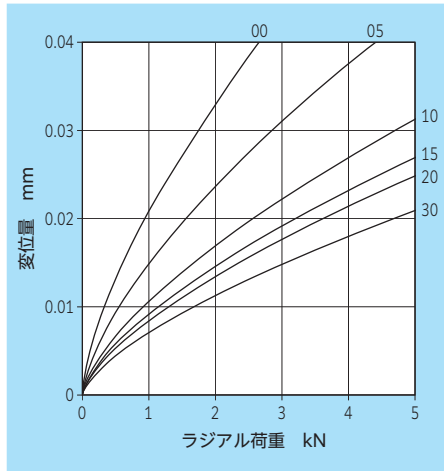


図 4.22 60 系列のラジアル荷重と変位量

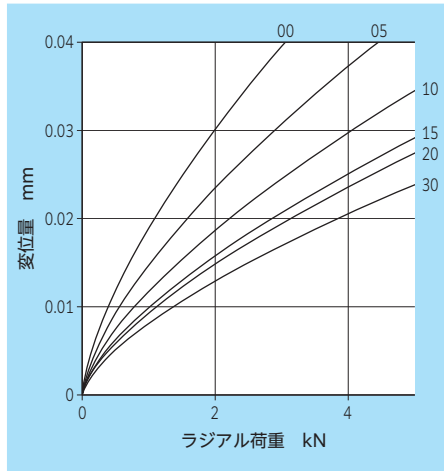


図 4.23 62 系列のラジアル荷重と変位量

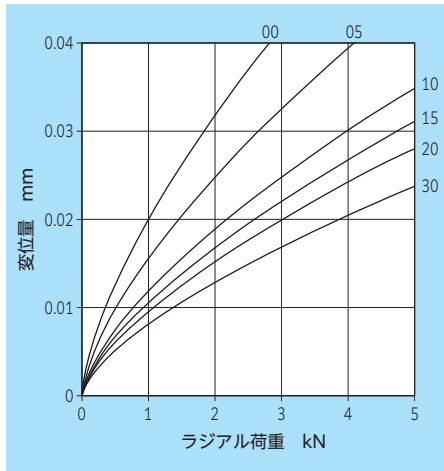


図 4.24 63 系列のラジアル荷重と変位量

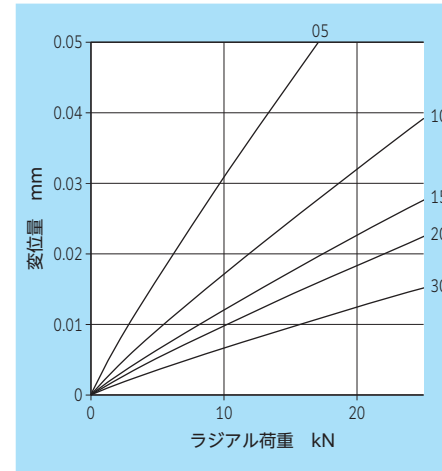


図 4.25 NU2 系列のラジアル荷重と変位量

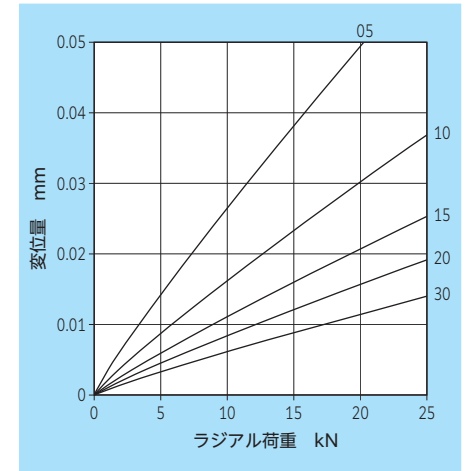


図 4.26 NU3 系列のラジアル荷重と変位量

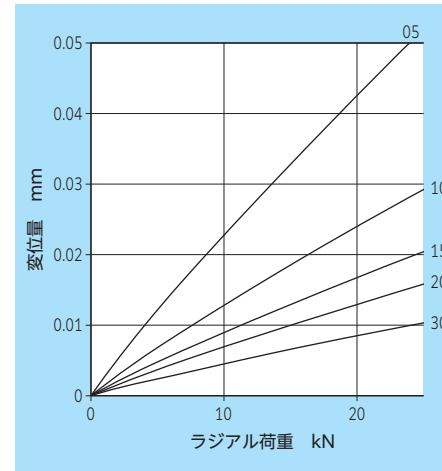


図 4.27 NU22 系列のラジアル荷重と変位量

【計算例】変位量計算

(4-3) アンギュラ玉軸受 7010 にアキシアル荷重 2 kN が負荷された時の軸方向変位量を求める。

図 4.11 より $\delta_a = 0.015$ (mm)

(4-4) 円筒ころ NU210 にラジアル荷重 20 kN が負荷された時の径方向変位量を求める。

図 4.25 より $\delta_a = 0.032$ (mm)

4.3 組合せ軸受の予圧

予圧とは予め回転体および軌道輪に荷重を負荷し軸受の内部すきまを負すきまの状態にしておくことである。予圧は軸受剛性の向上、騒音や振動の低減、発熱の抑制等いろいろな目的で使用される。この章では主に軸受の剛性に関する項目を扱い、軸受内部の滑りに起因した発熱については「6章 軸受内部の滑りと摩擦トルク」で扱う。

4.3.1 予圧線図

アンギュラ玉軸受等の荷重-変位曲線を組合せて予圧の状態を分かり易くしたものを予圧線図という。この線図を適切に使用することによって組合せ軸受に外力が負荷された場合の変位量や各軸受の負荷荷重の変化を求めることができる。

1) 定圧予圧

定圧予圧とは図 4.28 に示すように「ばね」を用いて軸受に荷重を負荷する予圧方法である。この場合、アキシャル荷重が軸受 II に負荷されると、その荷重はばねを取縮させる方向の荷重であるため負荷することができない。通常は外力 (F_a) を軸受 I に負荷されるように使用する。

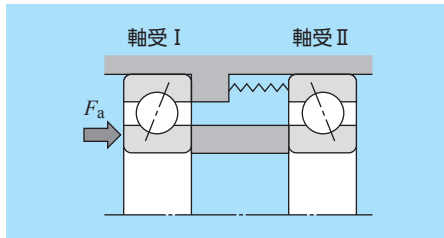


図 4.28 定圧予圧

図 4.29 は予圧量 T_p の定圧予圧の予圧線図を示したものである。バネの剛性は軸受に比べて非常に小さいため、ばねの変位曲線はほぼ水平線と考えてよい。この時、それぞれの軸受には予圧量相当のアキシャル荷重が負荷されている。

$$F_{aI} = F_{aII} = T_p$$

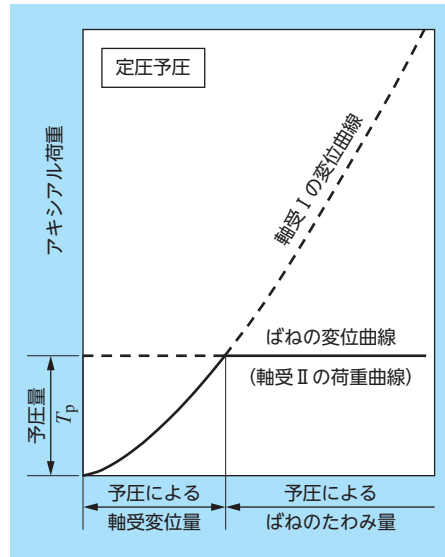


図 4.29 定圧予圧線図 (予圧時)

図 4.30 は定圧予圧に外力 F_a が負荷された時の線図である。軸受 I は外力に対応する δ_a だけ変形し、負荷する荷重は

$$F_{aI} = T_p + F_a \quad \text{となる。}$$

軸受 II は δ_a だけ変形してもばねからの荷重であるため負荷される荷重は変わらない。

$$F_{aII} = T_p$$

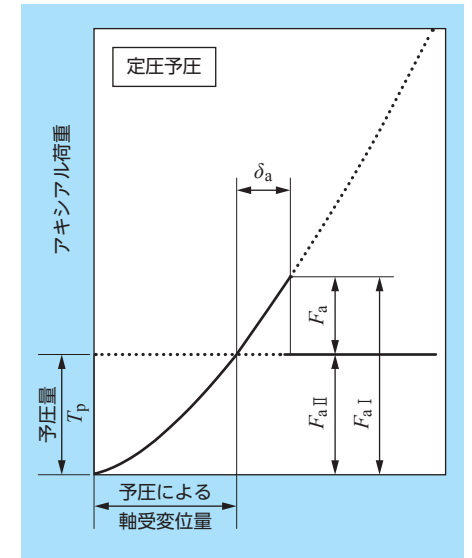


図 4.30 定圧予圧線図 (外力負荷)

2) 定位置予圧

軸受は荷重を受けると弾性変形を起こすが、定位置予圧は軸受の弾性変形を利用して軸受に荷重をかける方法である。一般的に、軸方向の弾性変形量 (負すきま) を管理することによって 2 個またはそれ以上の軸受を組合せて予圧を与える。負すきま (弾性変形量) は図 4.31 のように平面差を管理することにより設定する。

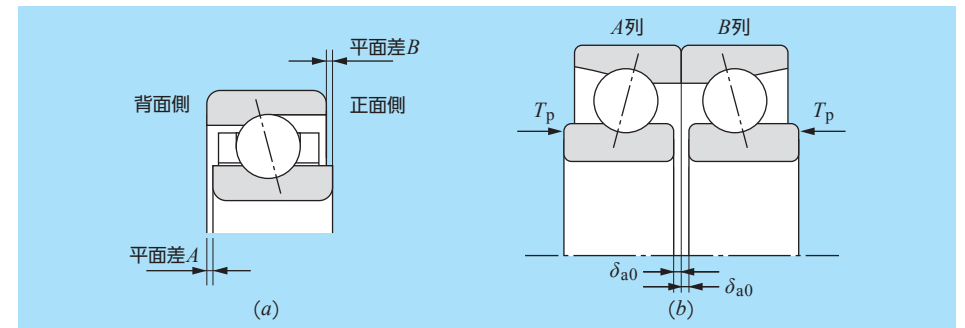


図 4.31 平面差管理

内輪端面と外輪端面の段差を平面差といい、1 個の軸受には背面側と正面側に平面差がある (図 a)。軸受の組合せによって、背面組合せの場合は背面側平面差 (平面差 A) を管理し、正面組合せの場合は正面側平面差 (平面差 B) を管理する (図 b) ことによって予圧を設定する。

$$\text{負すきま} = \delta_{a0} + \delta_{a0}$$

図 4.32 は予圧量を T_p に設定された定位置予圧の予圧線図である。軸受の変位曲線は 4.2.1 記載のアクシアル荷重と変位量の線図から求めることができる*。この線図は予圧荷重 T_p がアクシアル荷重 F_{aI} , F_{aII} として負荷され、それぞれの軸受の変形量は δ_{a0} であることを示している。

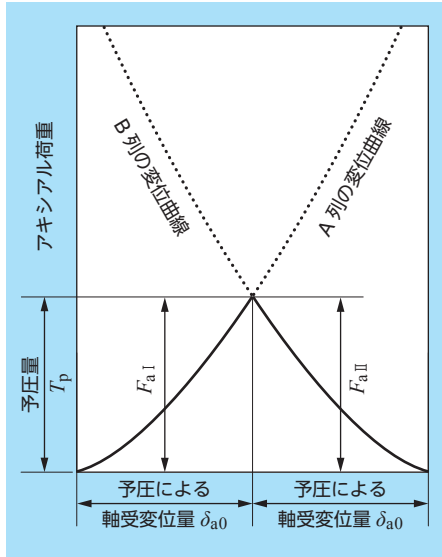


図 4.32 定位置予圧線図 (予圧時)

* 厳密には玉軸受にアクシアル荷重が負荷されると接触角が変化するため、補正する必要があります。その場合には NTN にご照会ください。

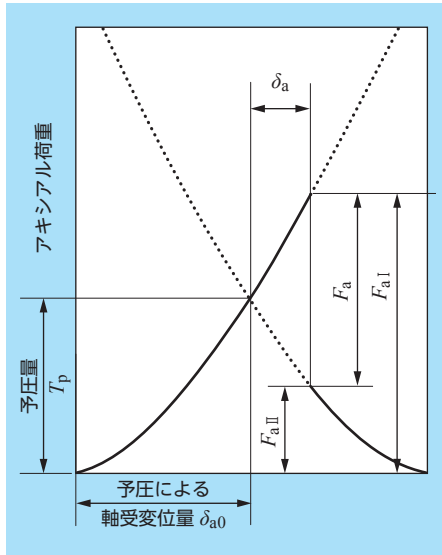


図 4.33 定位置予圧線図 (外力負荷)

図 4.31 (b) に設定された組合せ軸受に左方向から外力 F_a が負荷された (A 列に外力が負荷された) 場合を考える。外力が負荷されると、A 列の負荷荷重は当初負荷されていた荷重 (予圧荷重 T_p) より増加し、B 列の負荷荷重は減少する。但し A 列が受ける荷重は B 列より外力分だけ大きくなる。いい換えれば $F_{aI} - F_{aII} = F_a$ となる。

これを予圧線図で表せば図 4.33 のようになり、その時の変位量は δ_a である。

また、B 列が荷重を受けなくなる時の荷重 (外力) を予圧抜け荷重または限界アクシアル荷重という。

3) 図式計算法

前記の関係から線図上で変位量、外力、予圧の内、2 項目から残りの 1 項目を求めることができる。

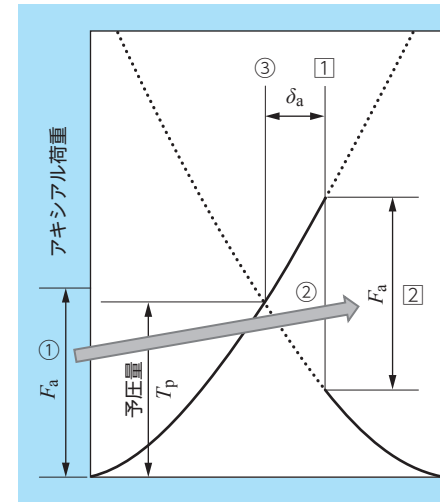


図 4.34 図式計算法 1

- i) 予圧量 T_p の組合せ軸受に外力 F_a が負荷された時、変位量 δ_a を求める。(図 4.34)
 - ① 予圧線図 (図 4.34) でアクシアル荷重の目盛から外力 F_a を決める。
 - ② 変位曲線のアクシアル荷重の差が F_a となる点を求める
 - ③ 変位量 δ_a を読み取る。
- ii) 予圧量 T_p の組合せ軸受で変位量が δ_a となる時の外力 F_a を求める。
 - ① 変位量 δ_a となる点を求める
 - ② 外力 F_a を読み取る。
- iii) 組合せ軸受に外力 F_a が負荷された時、変位量が δ_a となる予圧量 T_p を求める。

予圧線図 (図 4.35) では A 列の変位曲線 (基準曲線) に対して予圧量 T_p で反転した曲線上にあり、荷重方向に F_a 、変位方向に $2\delta_a$ 離れた特異点 P がある。この点を利用して予圧量 T_p を求める。

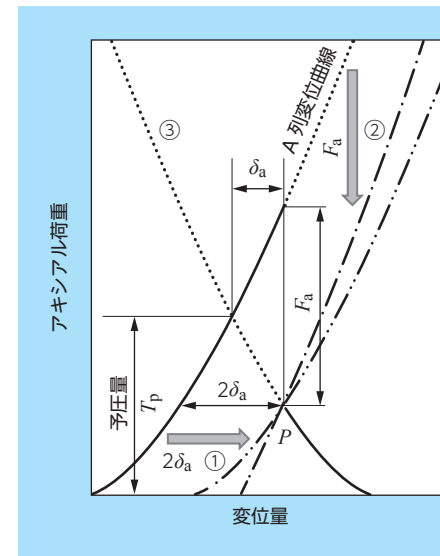


図 4.35 図式計算法 2

- 基準曲線に対して
- ① 変位方向に $2\delta_a$ 離れた曲線
 - ② 荷重方向に F_a 離れた曲線
- の交点 P を通り基準曲線を反転させた曲線③ (B 列変位曲線) を作成する。基準曲線との交点より予圧量 T_p を求める。

4.3.2 はめあいによる接触角および平面差の変化

アンギュラ玉軸受を軸にしまりばめするとラジアル内部すきまが減少し、図 4.36 のように接触角が変化する。その結果、外輪の背面側端面は内輪端面より δ だけ出っ張り、平面差が増加する。すきまと接触角の関係より接触角の変化および出っ張り量は下式で求めることができる。

$$\cos\alpha' = \cos\alpha + \frac{\Delta_r}{2S} \dots\dots\dots (4.20)$$

$$\delta = S(\sin\alpha - \sin\alpha') \dots\dots\dots (4.21)$$

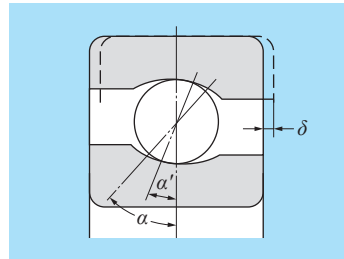


図 4.36 平面差の変化

- α : 初期接触角 Δ_r : はめあいによるラジアル内部すきま減少量
- α' : 変化後の接触角 δ : はめあいによる平面差の変化
- S : 溝中心間距離
深溝玉軸受の同シリーズの数値を使う (表 1.1)

円すいころ軸受の場合は、はめあいによる接触角の変化は無視しても差し支えないが、平面差の変化は下式により求めることができる。

$$\delta = \frac{\Delta_r}{2S} \cot\alpha \dots\dots\dots (4.22)$$

- α : 初期接触角 Δ_r : はめあいによる溝径の膨張量

4.3.3 ナット締付けトルクと軸力

ナットの締付けにより軸受に予圧を负荷する場合、あらかじめ締付けトルクと軸力(予圧量)の関係を測定しておき、データに基づいて予圧を設定するのが一般的である。予圧を负荷するにあたり、ナットのねじ面での摩擦力やナット端面での摩擦力の変動によって誤差が生じやすいので十分になじませてから測定を行わなければならない。実測によって予圧を決定するのが基本であるが、参考に締付けトルクと軸力の関係式を下式で紹介する。

$$F = \frac{M}{\frac{d}{2\tan(\beta + \rho)} + r_n \mu_n} \dots\dots\dots (4.23)$$

- F : 軸力(ねじの締付け力) (N) d : ねじの有効径 (mm)
- M : ナット締付けトルク (N・mm)
- r_n : ナット座面の平均半径 (mm) μ_n : ナット座面の摩擦係数 ($\mu_n \doteq 0.15$)
- ρ : ねじ面の摩擦角 $\tan\rho = \frac{\mu}{\cos\alpha}$ μ : ねじ面の摩擦係数 ($\mu \doteq 0.15$)
- α : ねじ面の半角 (°)
- β : ねじのリード角 (°)

$$\tan\beta = \frac{\text{ねじの条数} \times \text{ピッチ}}{\pi d}$$

ねじ面の摩擦係数やナット座面の摩擦係数を正確に推定できないため計算結果は参考値として扱う。

【計算例】 組合せ軸受の予圧

(4-5) アンギュラ玉軸受 7010DB/GN にアキシアル荷重 500 N が负荷された時の軸方向変位量 δ_w と A 列, B 列が受けるアキシアル荷重を求める。

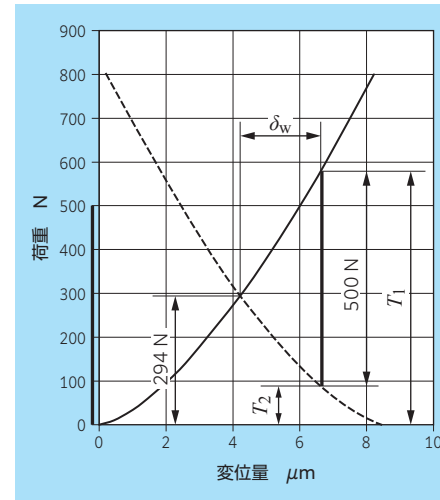


図 4.37 例題予圧線図

7010DB/GN 予圧 : 294 N

- ① 図 4.11 より 7010DB/GN の予圧線図を作成する。
- ② 荷重 294 N の点で折り返した線図を作成する。(図 4.37)
- ③ 外力 500 N を荷重目盛から読み取る(赤線)
- ④ A 列(実線)と B 列(破線)の差が 500 N となる位置を決める。
- ⑤ 予圧点からの変位量 δ_w と A 列, B 列のアキシアル荷重 T_1, T_2 を読み取る。

(4-6) アンギュラ玉軸受 7208DB/GN がしめしろ $5 \mu\text{m}$ で軸に取り付けられている時、しめしろによる平面差の変化を求める。

第 1 章の表 1.1 から同シリーズの 6208 の S を求めると、
 $S = 0.476$

式 (4.20) より
 $\cos\alpha' = \cos 30^\circ + \frac{0.005}{2 \times 0.476} = 0.8713$

$\therefore \alpha = 29.4^\circ$

式 (4.21) より
 $\delta = 0.476(\sin 30^\circ - \sin 29.4^\circ) = 0.0043 \text{ (mm)}$