

電車用カルダン駆動装置のピニオン軸ねじり剛性

Equivalent Torsional Rigidity of Pinion Shaft of Cardan
Driving Device for Electric Cars

高 井 昭* 笠 井 健次郎*
Akira Takai Kenjirô Kasai

内 容 梗 概

電車用カルダン駆動装置に生ずる動荷重の計算に必要なピニオン軸のねじり剛性は、多くの要素に支配されるため従来計算によって求めることができなかった。本報告はピニオン軸のねじり剛性を支配する要素を抽出し、これらが全体のねじり剛性に及ぼす影響について計算と測定結果とを比較検討し、軸受、歯車などの変形を考慮することにより、ねじり剛性を計算によって推定しうることを述べた。

1. 緒 言

電車用カルダン駆動装置には直角カルダン方式と平行カルダン方式があり、いずれも従来のつり掛式に比べすぐれた点が多く、近年広く普及している。これらのカルダン駆動装置についてはすでに2自由度の振動系として車両の走行中に生ずる動荷重の解析を行ない、共振振動数の計算式および共振時の伝達率を求めており、結果の一部についてはさきに発表した⁽¹⁾。この計算ではピニオン軸は質量のないねじり軸として取り扱い、ねじり剛性の値は測定結果を用いた。すなわちピニオン軸のねじり剛性 K_T は、第1図に示す直角カルダン駆動装置を例にとると、ピニオン軸に静的にトルク T を作用させたときの継手の回転角を ϕ_1 、歯車箱の車軸中心まわりの回転角を ϕ_2 、車輪の車軸中心まわりの回転角を ϕ_3 、歯数比を η とすれば

$$K_T = \frac{T}{\phi_1 - \eta(\phi_2 + \phi_3)} \dots\dots\dots (1)$$

で表わされる。この式の分母はピニオン軸のみかけのねじり角であり、したがってねじり剛性はピニオン軸自身の剛性のみならず、歯車、軸受などピニオン軸以外の要素の変形の影響を受ける。このことは平行カルダン駆動装置についても同様である。本報告は直角カルダン駆動装置を中心にピニオン軸、歯車、軸受などに働く力を求め各部分の変形を計算し、ピニオン軸のねじり剛性を構成する要素について解析したものである。

2. 歯車および軸受に働く力

2.1 歯車に働く力

第2図においてピニオン軸継手にトルク T を与えたとき、ピニオンとギヤのかみあいによって歯面のかみあい接触面に働く合力は P_n であり、各軸方向の成分 P_x, P_y, P_z は合力の着力点 O' に立てた法線の x, y, z 軸についての方向余弦を l, m, n とすれば次式で示される⁽²⁾。

$$P_y = \frac{T}{w} \\ \doteq \frac{2T}{d_p} \dots\dots\dots (2)$$

$$P_z = P_y \frac{n}{m} \dots\dots\dots (3)$$

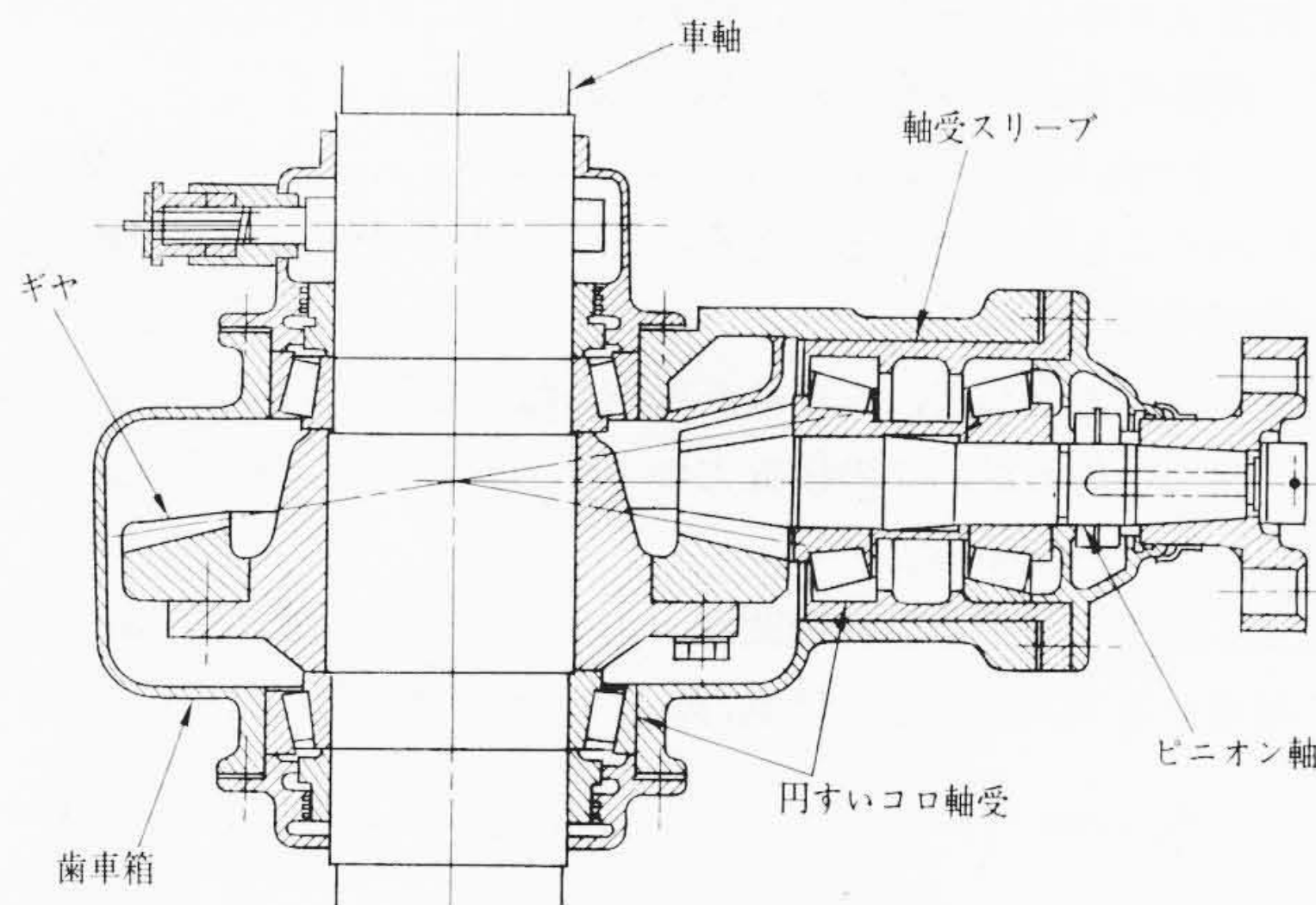
$$P_x = P_y \frac{l}{m} \dots\dots\dots (4)$$

$$P_n = \frac{P_y}{m} \dots\dots\dots (5)$$

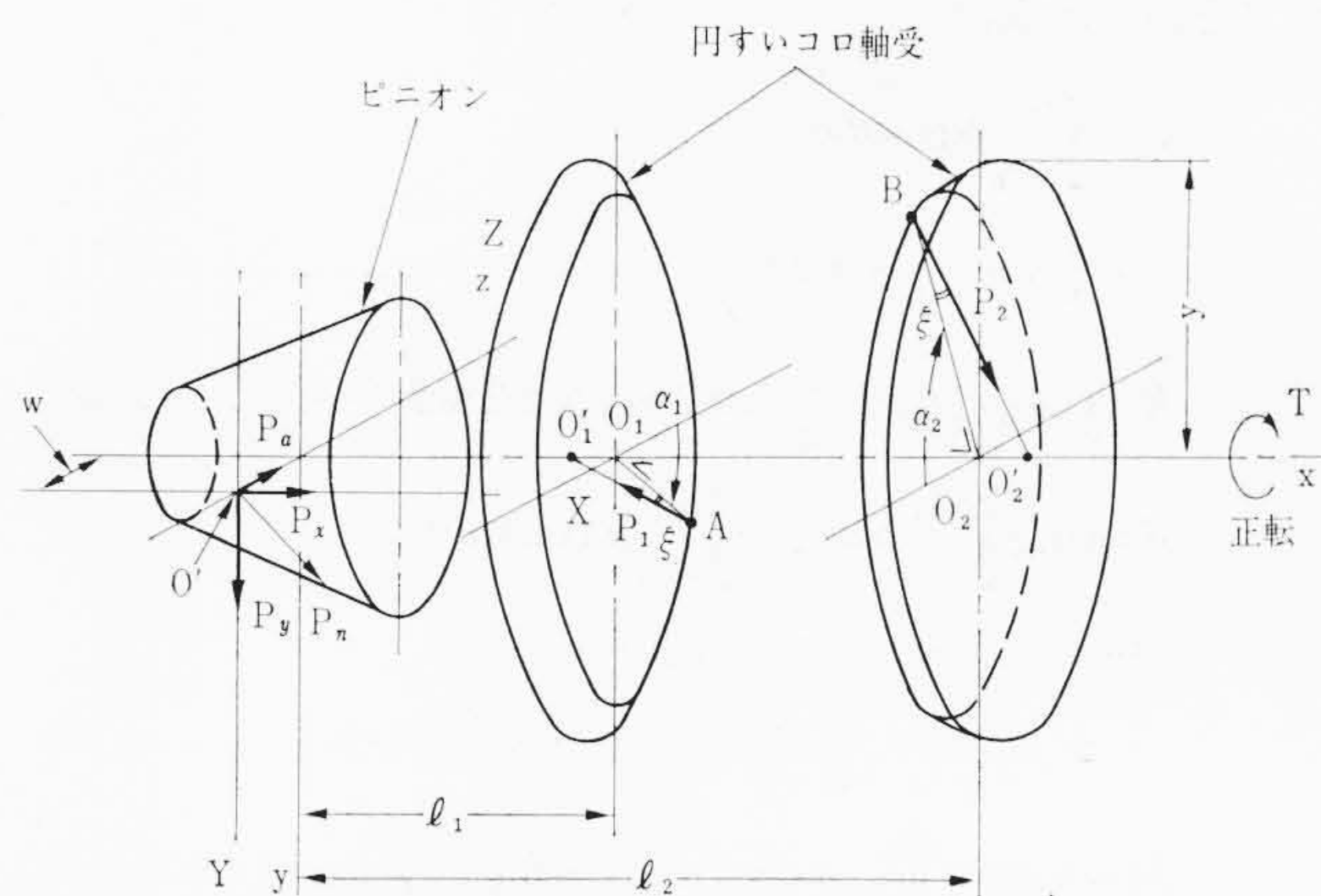
$$l = \sin \gamma \sin \rho \pm \cos \gamma \cos \rho \sin \zeta \dots\dots\dots (6)$$

$$m = \pm \cos \rho \cos \zeta \dots\dots\dots (7)$$

* 日立製作所笠戸工場



第1図 直角カルダン駆動装置の構造



第2図 ピニオンおよび軸受に働く力

$$n = \cos \gamma \sin \rho \mp \sin \gamma \cos \rho \sin \zeta \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 w : ピニオンのかみあい接触面に働く合力の着力点と x 軸との距離

d_p : ピニオンのピッチ円直径

γ : ピニオンのピッチ円すい角

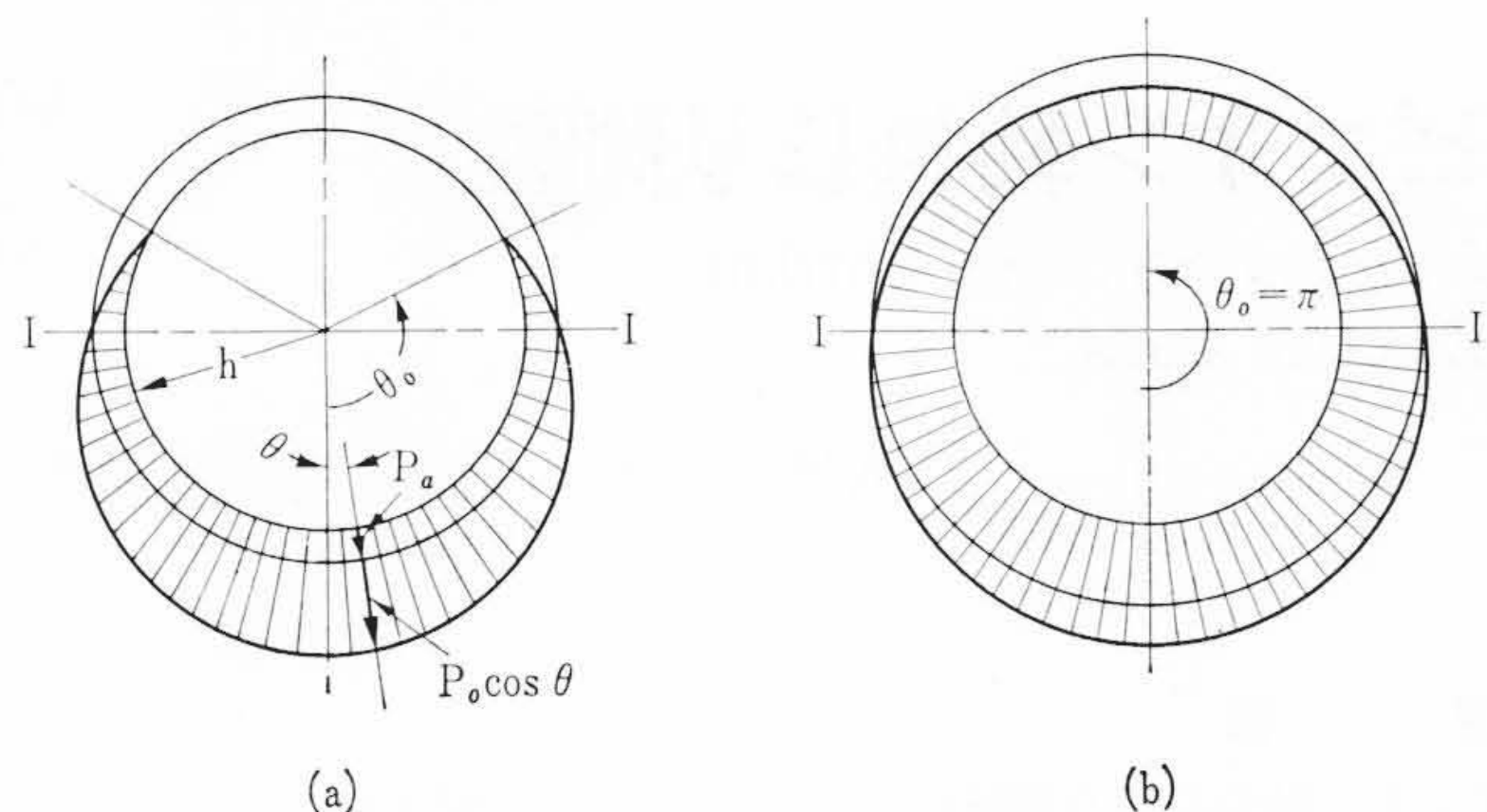
ρ : 圧力角

ζ : 歯のねじれ角

複号はそれぞれ正転および逆転を示す。正転とはピニオン軸の継手側からピニオンを見たときのトルク方向が時計方向(符号+)であることをいい、逆転とは反時計方向(符号-)であることをいう。

2.2 ピニオン軸軸受に働く力

ピニオンに働く力はピニオン軸にはめこまれた2個の円すいコロ軸受によって受け持たれる。第2図においては円すいコロ軸受をコ



第3図 軸受の荷重分布

ロの軸を母線とする円すい台にて示している。軸受にかかる荷重は第2図の AO_1' および BO_2' を母線とする円すい面上に母線方向に第3図(a)または(b)のように分布荷重として存在しているものとし、軸受コロ中心ピッチ円の円周上の荷重 p は単位角度当たり、ラジアル荷重成分 $p_0 \cos \theta$ 、スラスト成分 p_a によって

$$p = p_0 \cos \theta + p_a \quad (9)$$

とあらわすことができると考える。ここに θ は AO_1 または BO_2 を含む平面内にて定める。

コロに働く力として、このほかに内外輪接触面における摩擦力による接線力があるが、この接線力の半径方向の成分は軸受の接触角が小さいので無視する。

軸受にかかる荷重の分布範囲を $-\theta_0 \sim \theta_0$ とすれば第3図(a)の場合に相当する $\theta_0 < \pi$ のときは p_0, p_a と θ_0 との間に次の関係がある。

$$\theta_0 = \cos^{-1} \left(-\frac{p_a}{p_0} \right) \quad (10)$$

円すい面上の荷重 P 、半径方向の荷重 R 、スラスト荷重 F およびスラスト荷重による $I-I$ 軸まわりのモーメント M は次式によってあらわすことができる。

$$P = \int_{-\theta_0}^{\theta_0} p \cos \theta d\theta = \left(\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_0 \right) p_0 + 2 \sin \theta_0 \cdot p_a \quad (11)$$

$$R = \cos \xi \left\{ \left(\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_0 \right) p_0 + 2 \sin \theta_0 \cdot p_a \right\} \quad (12)$$

$$F = \sin \xi \int_{-\theta_0}^{\theta_0} p d\theta \pm \mu \int_{-\theta_0}^{\theta_0} p \cos \theta d\theta = 2 \sin \xi (\sin \theta_0 \cdot p_0 + \theta_0 p_a) \pm \mu \left\{ \left(\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_0 \right) p_0 + 2 \sin \theta_0 \cdot p_a \right\} \quad (13)$$

$$M = h \sin \xi \int_{-\theta_0}^{\theta_0} p \cos \theta d\theta \pm \mu h \int_{-\theta_0}^{\theta_0} p \cos^2 \theta d\theta = h \left\{ \left(\theta_0 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_0 \right) + 2 \sin \theta_0 \cdot p_a \right\} (\sin \xi \pm \mu) \quad (14)$$

ここに、 ξ : 軸受の接触角

μ : コロと内外輪間の摩擦係数

式中の複号は荷重方向により定める。

第2図において駆動装置のピニオン軸と2個の軸受によって形成される系の力とモーメントのつりあい式は、軸受荷重の作用方向を示す位相角を α とすれば次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} P_x - F_1 + F_2 &= 0 \\ P_y - R_1 \sin \alpha_1 + R_2 \sin \alpha_2 &= 0 \\ P_z - R_1 \cos \alpha_1 + R_2 \cos \alpha_2 &= 0 \\ P_x w + (M_1 - R_1 l_1) \cos \alpha_1 + (M_2 + R_2 l_2) \cos \alpha_2 &= 0 \\ (M_1 - R_1 l_1) \sin \alpha_1 + (M_2 + R_2 l_2) \sin \alpha_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中の R, F, M, α の添字 1, 2 はそれぞれピニオン側、継手側軸受を示す。スラストをほとんど受けない側の軸受の荷重分布範囲を仮定することにより(15)式から軸受荷重、作用方向およびスラストを受ける側の軸受の荷重分布範囲を求めることができる。

2.3 歯車箱支持軸受に働く力

歯車箱の回転を拘束する支持装置にかかる力は軸受荷重に比べ小さく、これを無視すればピニオン軸軸受と全く同様に計算を行なうことができる。さきの(15)式において $P_z \rightarrow P_x, P_x \rightarrow P_z$ とすればよい。

3. 変形の計算

3.1 変形量のピニオン軸ねじり角への換算

車輪またはギヤを固定し、ピニオン軸継手にトルクを与えたときの各部分の変形を計算しこれをピニオン軸のみかけのねじり角に換算することは、まがりばかさ歯車の場合はきわめてむずかしいことであり、ここでは次のように簡単に考えて計算する。すなわち第2図に示すようにきわめて小さいトルクをかけたときの歯車のかみあい接触点 O' を原点とし x, y, z 座標に平行に X, Y, Z 座標をおく。接触点の法線の X, Y, Z 軸についての方向余弦はそれぞれ l, m, n であり接触点における接平面の方程式は

$$lX + mY + nZ = 0 \quad (16)$$

とあらわされる。トルクをかけた状態において生ずる変形はすべてピニオン歯面の移動として考え、ギヤ歯面は無負荷時のまま存在するものとする。ピニオン歯面上の接触点 O' が $\delta(\delta_x, \delta_y, \delta_z)$ だけ移動したとすると、この変位の方法は、はじめの接触点 O' に立てた法線の方法に近いので、接平面の方法余弦は変わらないものと考えたとピニオン歯面の接平面は

$$l(X - \delta_x) + m(Y - \delta_y) + n(Z - \delta_z) = 0 \quad (17)$$

に移動する。この2平面間の Y 軸方向の間げきを $d_p/2$ で割ることにより変位量 δ によるピニオン軸のねじり角 ϕ は次式のようになる。

$$\phi = \frac{2}{d_p m} (l \delta_x + m \delta_y + n \delta_z) \quad (18)$$

3.2 各部分の変形

3.2.1 ピニオン軸のねじり角

段付丸軸とみなし次式によってねじり角 ϕ_t を求める。

$$\phi_t = \frac{32T}{\pi G} \sum_i \frac{l_i}{d_i^4} \quad (19)$$

ここに、 G : せん断弾性係数

d_i : 軸の直径

l_i : 直径が d_i なる軸部分の長さ

軸継手は軸に焼ばめされており、また軸受内輪は軸に圧入されておりピニオン軸との間にすべりはしないものとする。

3.2.2 ピニオン軸のたわみ

ピニオン軸を均一断面の軸で近似することにより

$$\delta_b = \frac{64 l_1^2 (l_2 - l_1)}{3 \pi E d_m^4} \sqrt{P_z^2 + P_y^2} \quad (20)$$

ここに、 E : 縦弾性係数

d_m : 軸の平均直径

によって見当をつけることができる。

3.2.3 ピニオン軸軸受コロの変形

軸受の円すい面上の荷重の p_{0i} の成分による変形量を δ_{0i} ($i=1, 2$) とあらわすと半径方向変位量は $\delta_{0i} \cos \xi$ 、軸方向変位量は $\delta_{0i} \sin \xi$ となる。一方、 p_{ai} の成分による変形量を δ_{ai} とすると、これは軸方向成分 $\delta_{ai} / \sin \xi$ をもっている。したがって半径方向変位を δ_{ri} 、軸方向変位を δ_{xi} とすれば、

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ri} &= \delta_{0i} \cos \xi \\ \delta_{xi} &= \delta_{0i} \sin \xi + \frac{\delta_{ai}}{\sin \xi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

となる。これらの変位は次式によって歯のかみあい接触点の変位量として換算される。

$$\left. \begin{aligned} \delta_x &= \delta_{x1}, (-\delta_{x2}) \\ \delta_y &= \frac{l_2 \delta_{1y} + l_1 \delta_{2y}}{l_2 - l_1} \\ \delta_z &= \frac{l_2 \delta_{1z} + l_1 \delta_{2z}}{l_2 - l_1} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

ここに、 δ_x の式のカッコ内は逆転の場合を示す。なお

$$\left. \begin{aligned} \delta_{iy} &= \delta_{ri} \sin \alpha_i \\ \delta_{iz} &= \delta_{ri} \cos \alpha_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

軸受の荷重と弾性変形量の関係については、まず軸受の軸方向にガタのない場合の計算を行なう。軸受の荷重方向（第3図の $\theta=0$ の方向）にあるコロ1個にかかる荷重の p_0 による成分 P_0 は分布荷重をコロ1個相当の軸受コロ中心ピッチ円の円周について積分することにより次式で示される。

$$\begin{aligned} P_0 &= \left(\frac{1}{2} \sin \frac{2\pi}{N} + \frac{\pi}{N} \right) p_0 \\ &\doteq \frac{2\pi}{N} p_0 \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

ここに、 N ：コロの個数

第3図の荷重分布は各コロの荷重と変形量が比例すると仮定しており、コロの弾性変形による軸受の変形は荷重方向のコロ1個についての計算から求めることができる。全周に様に分布するスラスト成分 p_a によって生ずる円すい面上の荷重 F' は

$$F' = 2\pi p_a \dots\dots\dots (25)$$

で表わされ1個のコロの垂直荷重 P_a は次のようになる。

$$P_a = \frac{F'}{N} \dots\dots\dots (26)$$

コロおよび内外輪は円すい体であるがコロの円すい角が4度の並こう配軸受であり、コロおよび内外輪を円筒としてもさしつかえないとされており⁽³⁾、同一材質2円筒の接触問題と考えると応力分布は1/2だ円柱状であり、接触幅 b は次式で示される⁽⁴⁾。

$$b = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)Pr_1r_2}{\pi El_r(r_1 \pm r_2)}} \dots\dots\dots (27)$$

ここに、 ν ：ポアソン比

l_r ：コロ長さ

r_1 ：内接円半径または外接円半径

r_2 ：コロ半径

P ：コロの荷重 $=P_0+P_a$

この応力による弾性変形量 δ_c はLundbergの式⁽⁵⁾として知られている次式によって求めることができる。

$$\delta_c = \frac{2(1-\nu^2)P}{\pi El_r} \left(1.8864 + \log \frac{l_r}{2b} \right) \dots\dots\dots (28)$$

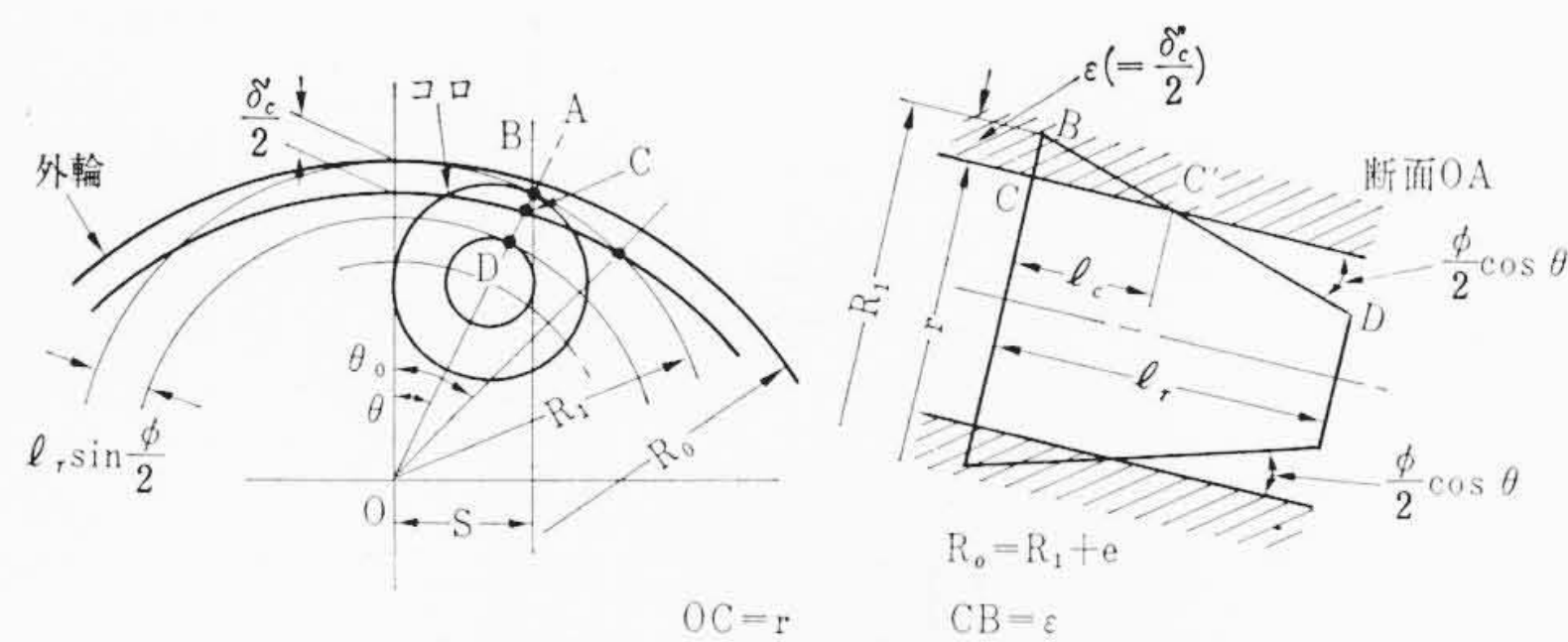
コロの弾性変形量すなわち内輪、外輪間の弾性接近量 δ_c' は

$$\delta_c' \doteq 4\delta_c \dots\dots\dots (29)$$

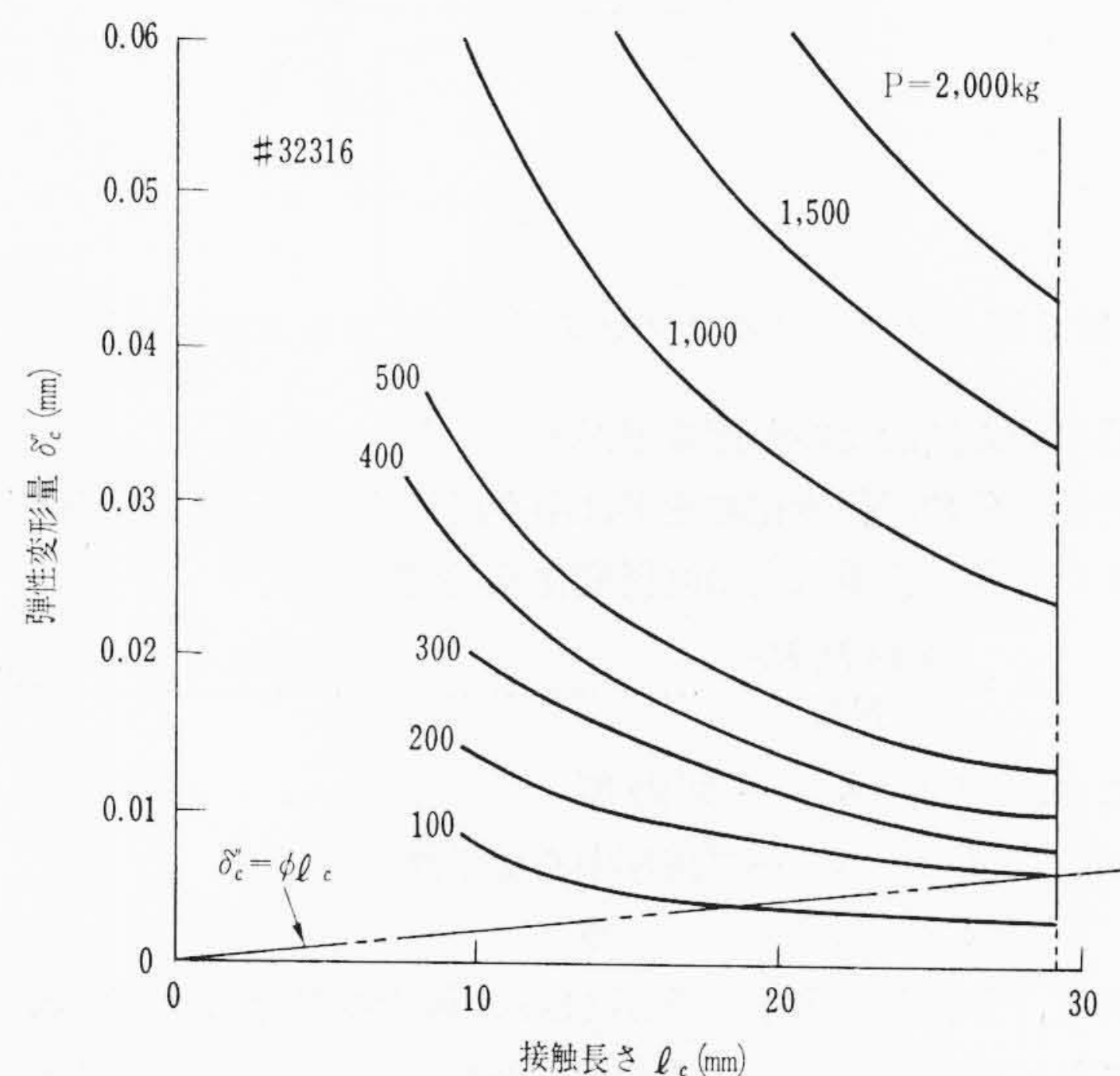
である。

以上は軸受に軸方向のガタのない場合の計算である。実際には軸方向のガタが存在するので変形量が違ってくる。コロが片当たりすることに関しては接触範囲内で軸方向に応力分布が一樣と考えても計算上ほとんど差がなく、またコロのスキューの影響も小さいので計算は省略し、軸受の荷重分布範囲が狭くなることの効果について求める。

ガタのある状態を模型的に示すと第4図のようになり、コロは



第4図 軸受にガタのある状態の模型



第5図 コロの接触長さと弾性変形量の関係

ピニオン軸の傾き角 ϕ の各コロ位置における成分 $\phi \cos \theta$ の半分の傾き角で2円すい面間にはさまれる。軸受の弾性接近量を δ_c' とし軸受内のある位置におけるコロの弾性接近量を δ_c'' とすると、コロの接触長さ l_c とコロの1接触部分の変形量 $\delta_c''/4$ の関係は第4図より

$$\delta_c'' \doteq \phi l_c \cos \theta \dots\dots\dots (30)$$

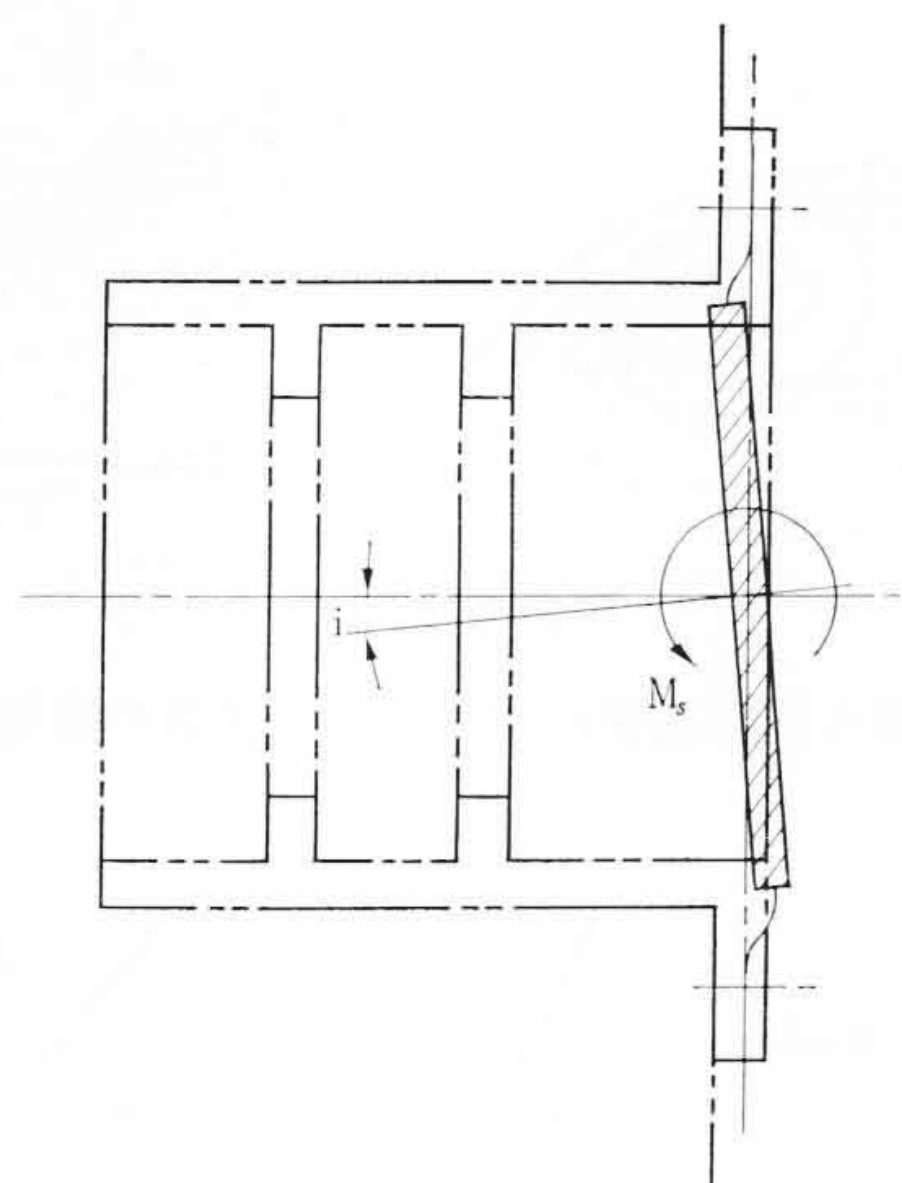
となる。一方、接触長さ l_c のコロの弾性変形量と荷重の関係は接触部分において軸方向一樣な応力分布としてさきの(28)式によって計算すると第5図のようになり、コロの変形によってピニオン軸の傾き角が増加することを無視すれば、上記の(30)式との交点から傾いたコロの荷重と変形の関係を求めることができる。ガタのある軸受において軸受の弾性変形量 δ_c' とコロおのおの変形量 ε を求めると、軸受の半径方向のガタ量を $2e$ とすれば第4図より

$$\begin{aligned} \varepsilon &= R_1 - r \\ &= R_1 - s \operatorname{cosec} \theta \\ s &= \frac{1}{\cot^2 \theta + \cos^2 \phi} \left\{ -\cot \theta \left\{ e + \left(\frac{\delta_c'}{2} \right) \right\} \right. \\ &\quad \left. + (R_1 + e) \cos^2 \phi \sqrt{1 + \left(\frac{\cot \theta}{\cos \phi} \right)^2} \right\} \\ \therefore \varepsilon &\doteq \cos \theta \left(e + \frac{\delta_c'}{2} \right) - e \dots\dots\dots (31) \end{aligned}$$

で示される。この式と第5図とから軸受の荷重と変形量の関係を求めることができる。

3.2.4 軸受スリーブの変形

軸受スリーブと歯車箱との間には通常わずかの間げきがあり、軸受に荷重がかかるとスリーブはこの間げきの範囲内で変形する。この変形はスリーブの円筒部分の直径変化の変形、円筒とフランジの接合部の変形および継手側フランジを固定端とした円筒



第6図 スリーブのフランジ部分の変形をあらわす模型

部分のせん断および曲げ変形がおもなものである。

円筒部分の直径変化の変形は中空円筒の端部内面に集中荷重を加えたときの荷重方向の直径変化 δ_s を求める式⁽⁶⁾

$$\delta_s = \frac{0.48 P_s R_s^2}{E t_s^3} \quad (32)$$

ここに、 t_s : スリーブ肉厚

R_s : スリーブ肉厚中心線半径

P_s : 荷 重

があり、分割した集中荷重が加わる実際の場合の補正係数 0.78 をこれに乗じて求めた。この補正係数は全周を一樣分布荷重で支持されている円輪の内側に 1 個の集中荷重を加えた場合と複数個の集中荷重に分割して加えた場合の直径変化量の比較⁽⁷⁾から推定した。

円筒部分とフランジ接合部の変形は簡単な計算によって求めることはできないので、ここではフランジを薄円板とし中央にモーメント M_s の作用する剛体円板があるという第6図に示す模型によって中心軸の傾き角 i を求めると、

$$i = \frac{M_s}{\beta E t^3} \quad (33)$$

ここに、 β : 外周および内周の拘束条件によって変わる係数

t : フランジの板厚

となり、この β の値を実験的に求めた。スリーブにおいてはフランジ締付ボルトのピッチ円を外周とし、スリーブ肉厚中心線を内周と定めると、外周固定または支持で内周固定の場合⁽⁸⁾よりも β の値は小さく約 60 という値を得ている。

円筒部分のせん断および曲げ変形は通常のはりとして

$$\delta_s' = \frac{8 P_s l_s}{\pi G (d_1^2 - d_2^2)} + \frac{64 P_s l_s^3}{3 \pi E (d_1^4 - d_2^4)} \quad (34)$$

ここに、 l_s : フランジより荷重点までの長さ

d_1 : スリーブ外径

d_2 : スリーブ内径

によって求められる。

変形によって間げきがなくなった後には軸受箱との間において弾性接触変形するがこの値はきわめて小さい。スリーブと歯車箱間の間げきは個々の装置により製作公差内でばらつき、したがって変形の限界の値が異なってくる。

3.2.5 まがりばかさ歯車のかみあい接触部の弾性変形

歯面のかみあい接触部分の応力分布は 1/2 だ円体分布と考える。歯面上のだ円の長軸および短軸が定まれば弾性変形によるピニオンとギヤの接近量 $2\delta_c'$ は次式で示される⁽⁹⁾。

$$2\delta_c' = \frac{3(1-\nu^2)K}{\pi E l_0} P_n \quad (35)$$

ここに、 l_0 : だ円の長軸の 1/2

b_0 : だ円の短軸の 1/2

K : $k = \sqrt{1 - (b_0/l_0)^2}$ を母数とする第 1 種完全だ円積分

長軸すなわち歯筋方向の接触長さは主として凸側歯面と凹側歯面の歯筋方向曲率半径差およびカッタ半径によって定まり、2 円弧の接触の幾何学的関係より

$$l_0 = 2\sqrt{\frac{\delta_c'}{4R_c}} R_c \quad (36)$$

ここに、 R_c : カッタ半径

$4R_c$: 凸側歯面と凹側歯面の歯筋方向半径差

と表わすことができる。

短軸すなわち接触幅はピニオン、ギヤの歯直角断面曲率半径から(27)式を使って求めることができる。歯直角断面曲率半径は

$$r_j = \frac{A \tan \gamma_j \sin \rho}{\cos^2 \zeta} \quad (37)$$

ここに、 A : ピッチ円すい頂点とかみあい接触面の合力の着力点間の距離

j : ピニオン、ギヤを示す添字

である⁽¹⁰⁾。

変形量は直接次式によってピニオン軸のねじり角に換算することができる。

$$\phi_c = \frac{4\delta_c'}{d_p m} \quad (38)$$

3.2.6 歯車箱支持軸受の変形

ピニオン軸軸受の場合と全く同様に変形の計算を行なうことができる。

3.2.7 その他の部分の変形

(1) 車軸のねじり

両端の車輪を固定端とし中間にトルクをかけた場合として計算する。

(2) ピニオン、ギヤの歯の曲げ、せん断、剛体的回転による変形

まがりばについてこれらを簡単に計算する式が見当たらない。ここでは後述のすぐばの計算を行ない、これらの変形が全体のねじり剛性に及ぼす効果の小さいことが実測結果にても明らかとなったので省略した。

(3) ギヤ締付ボルト、ノックの変形

(4) ギヤハブの曲げ変形

(5) 歯車箱の変形

これら(3)～(5)については計算が困難であり、実測した結果変形はきわめて小さく無視できることが確かめられた。

4. 測定結果と検討

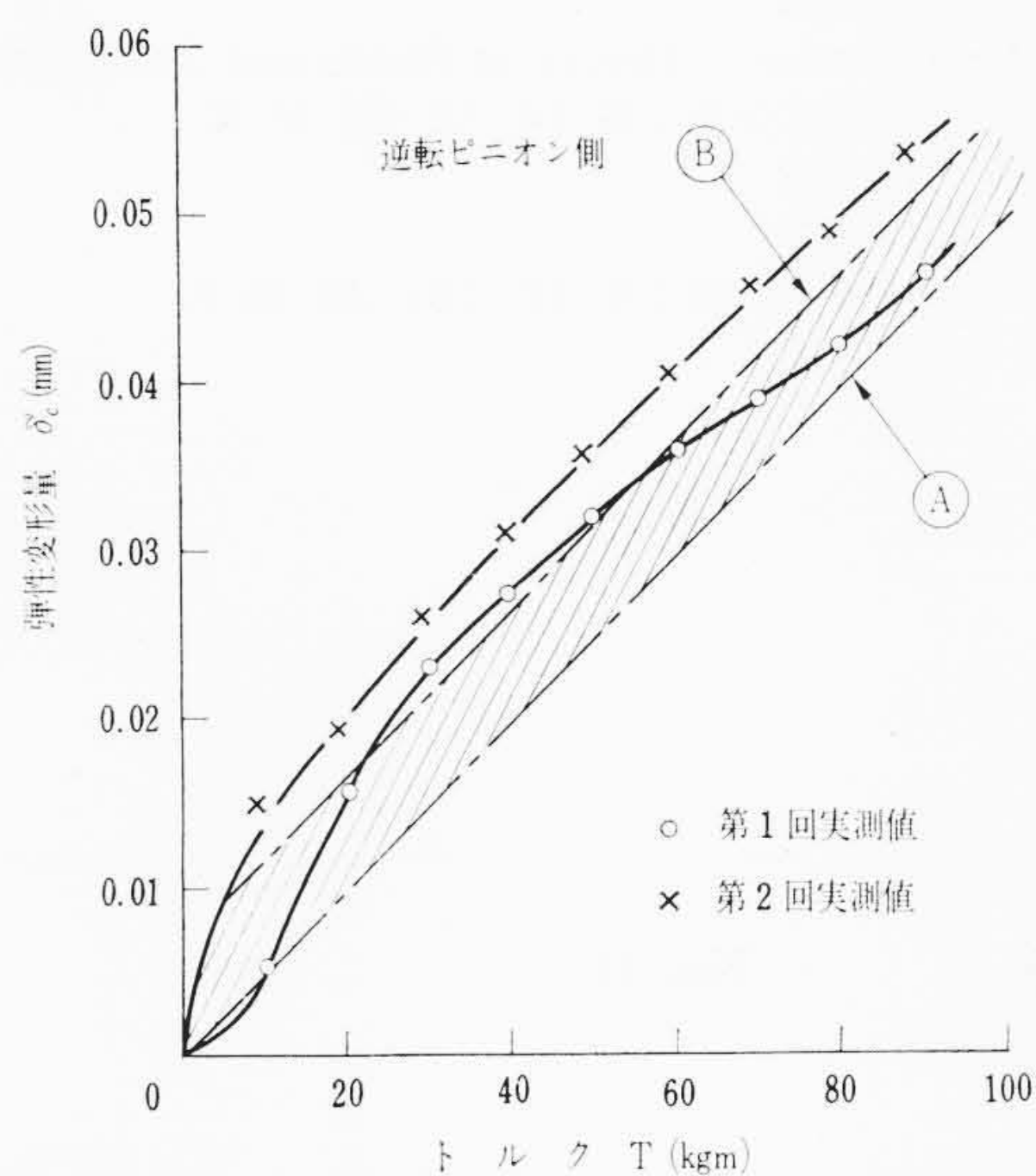
第1図に示した駆動装置は電動機出力 75 kW の郊外電車であり、これに使用した歯車の要目は第1表に示すとおりである。この装置において車軸および歯車箱を定盤に固定し、ピニオン軸継手にトルクを加え、継手、歯車箱および車軸の微小回転角をダイヤルゲージを用いて測定し、この値を(1)式に代入してねじり剛性を求めた。また同時に各部分の変形を測定した。第7図は軸受コロの変形量の測定値の一例である。荷重分布範囲 $2\theta = \pi$ としガタのない状態の計算値を㉑、ガタのある状態の計算値を㉒として示している。測定値がばらつくのは内外輪とコロの摩擦が安定でないためおのおのの軸受の荷重分布範囲がばらつくこと、およびなめらかな変形が行

第1表 まがりばかさ歯車の要目

項 目	ピ ニ オ ン	ギ ヤ
モ ジ ュ ー ル 圧 力 角	9.5 20°	
歯 数	8	50
ピ ッ チ 円 径	76	475
ピ ッ チ 円 す い 角	9°05'	80°55'
ね じ れ 角	30°(左)	30°(右)

第2表 ピニオン軸にトルク 100 kgm をかけたときの
ピニオン軸のみかけのねじり角($\times 10^{-3}$ rad)

項 目	正 転		逆 転	
	計 算	実 測	計 算	実 測
ピニオン軸ねじり	3.8		3.8	
ピニオン軸たわみ	1.8		1.8	
軸受コロ変形	1.6~2.0	1.4	1.8~2.0	1.8~2.0
軸受スリーブ変形	2.0	2.0	2.0	2.0
歯車接触部変形	2.0		2.0	
車軸ねじり	1.0		1.0	
合 計	12.2~12.6	11.6	12.4~12.6	13.7



第7図 軸 受 の 変 形

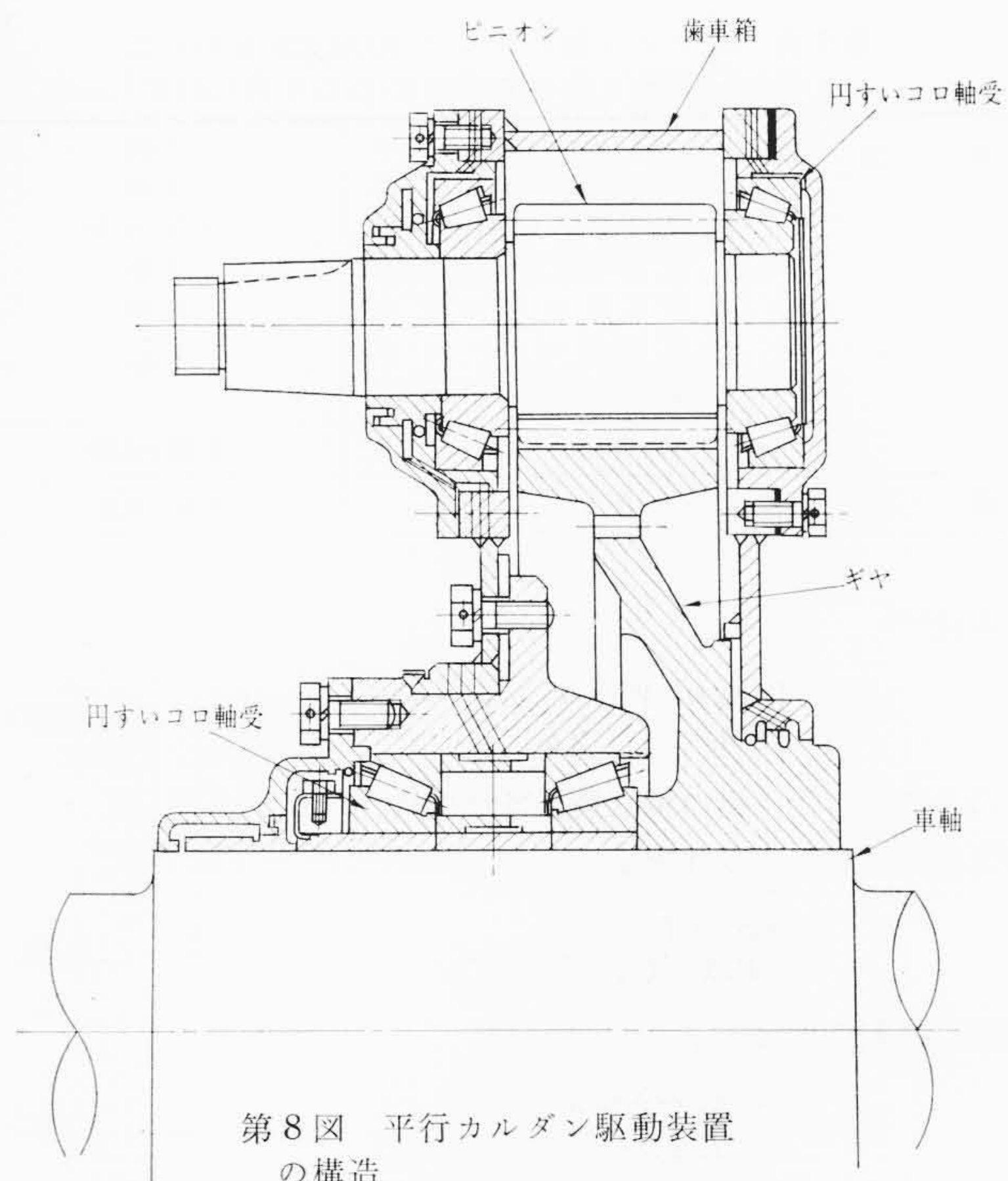
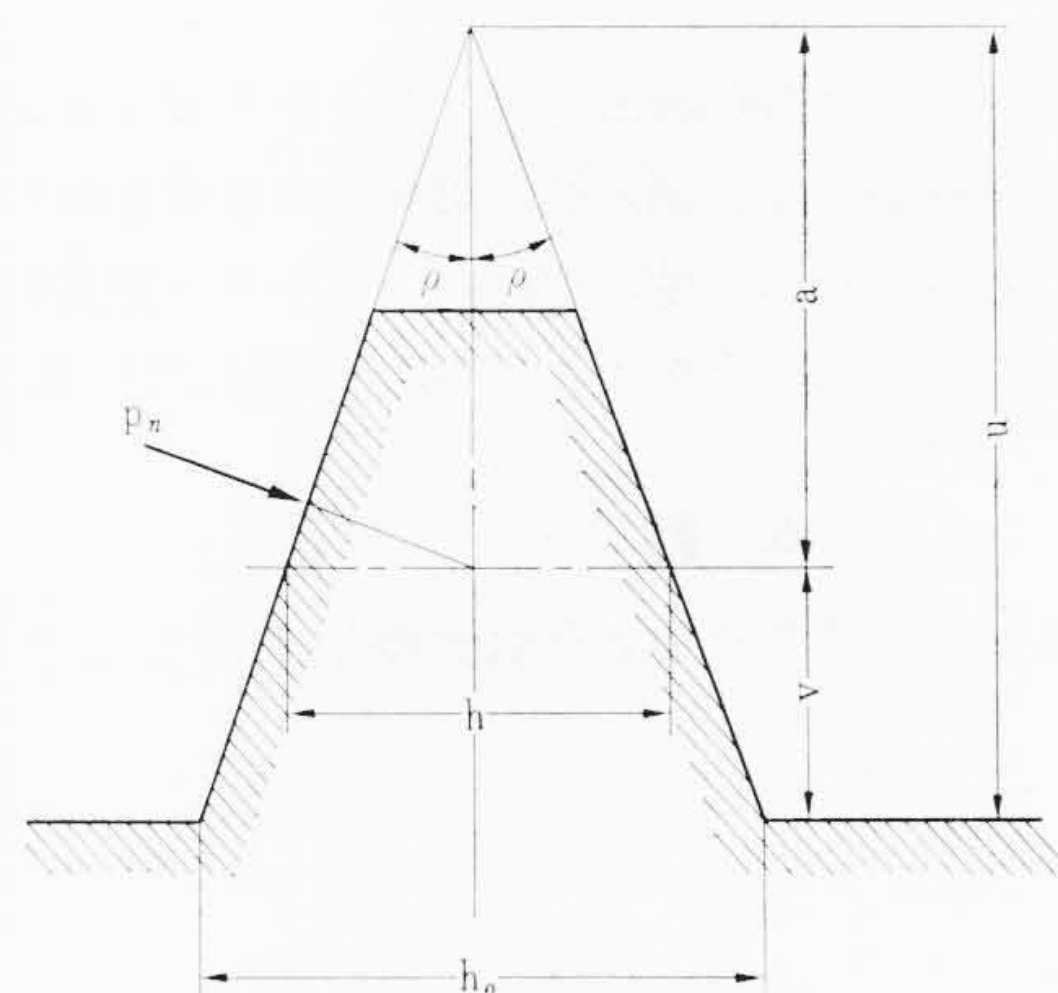
なわれないことによるものと考えられる。

第2表はピニオン軸にトルク 100 kg m をかけたときのピニオン軸のみかけのねじり角を測定値と対比して示したものである。合計値は両者ほぼ一致している。ピニオン軸軸受コロの変形、スリーブの変形は合わせて全体の 30% を占めている。歯車箱支持軸受の変形は全体にほとんど影響しない。歯車接触部の変形は、歯のかみあい状態によって変動しうるが $\pm 0.3 \times 10^{-3}$ rad 程度以内である。

この計算によって求めたピニオン軸のねじり剛性がピニオン軸に節をもつ固有振動の振動数に及ぼす影響は、駆動装置を 2 自由度の振動系として取り扱う際の他の一つのバネに相当する歯車箱支持装置の剛性によって変わりうるが、ねじり剛性のほぼ 1/2 乗に比例しており、他の精度から考えると 20% 程度の誤差は許容しうると考えられる。

5. 平行カルダン駆動装置のねじり剛性

平行カルダン駆動装置は第8図に示すようにピニオン軸と車軸が平行であり、ピニオン軸軸受がピニオンの両側にある。直角カルダ

第8図 平行カルダン駆動装置
の構造

第9図 歯を台形片持はりとした模型図

第3表 はすば 歯 車 の 要 目

項 目	ピ ニ オ ン	ギ ヤ
モ ジ ュ ー ル 圧 力 角	7 20°	
歯 数	14	82
ピ ッ チ 円 径	104.289	610.838
ね じ れ 角	20°(右)	20°(左)

ン方式の継手側軸受がピニオン軸の先端側にあり、かつピニオンのピッチ円すい角 $\gamma=0$ の場合に相当する。歯車に働く力は直角カルダン方式の場合の(2)~(5)式がそのまま成立する。軸受に働く力の計算式も同様に(15)式が成立する。変形の計算および変形量のピニオン軸のみかけのねじり角への換算式も同様に適用できる。

各部分の変形計算の結果、直角カルダン方式と異なる点は

- (1) ピニオン軸のねじりおよびたわみは構造上きわめて小さい。
- (2) 歯車の歯の曲げ、せん断、剛体的回転変形の占める割合が大きい。

の2点である。

第8図に示した駆動装置に用いている歯車の要目を第3表に示す。歯の変形に関する計算においては、はすばをすぐばに置きかえて計算する。すなわち記号を第9図のように定めると、曲げによるた

第 4 表 ピニオン軸にトルク 100 kgm をかけた
ときのピニオン軸のみかけのねじり角($\times 10^{-3}$ rad)

計 算 値	ピニオン軸ねじり	0.93
	ピニオン軸たわみ	0.08
	ピニオン軸軸受変形	0.23~0.29
	歯車箱支持軸受変形	0.25
	歯車接触部の変形	0.46
	歯の曲げ, せん断	0.55
	剛体的回転変形	
	合 計	2.50~2.56
実 測 値	合 計	2.6, 2.8

わみは⁽¹¹⁾,

$$\delta_b' = \frac{12 p_n u^3}{E h_0^3} \left\{ -\frac{v}{2u} \left(3 - \frac{a}{u} \right) + \log \frac{u}{a} \right\} \dots\dots\dots (39)$$

ここに, p_n : 歯の単位長さ当たり荷重
せん断によるたわみは⁽¹¹⁾,

$$\delta_s'' = \frac{4 p_n v (1 + \nu)}{E (h + h_0)} \dots\dots\dots (40)$$

剛体的回転変形は⁽¹²⁾,

$$\delta_{rot} = \frac{24 p_n v^2 \cos \rho}{E \pi h_0^2} \dots\dots\dots (41)$$

となる。

ピニオン軸にトルク 100 kgm をかけたときのピニオン軸のみかけのねじり角の計算値および測定値は第 4 表に示すとおりで両者はほぼ一致している。ねじり剛性の値は直角カルダン方式の約 5 倍であり歯車の変形の占める割合が大きく 40% に達している。

6. 結 言

電車用カルダン駆動装置を 2 自由度の振動系として取り扱う場

合, 一つのバネと考えるピニオン軸のねじり剛性の値を計算によって求める式を導いた。ねじり剛性は, 直角カルダン方式ではピニオン軸のねじり, たわみ, 軸受コロの変形, 軸受スリーブの変形および歯の弾性接触変形の五つの要素に支配されており, 平行カルダン方式ではピニオン軸のねじりおよび歯の弾性変形が大半を占めている。これらの変形要素のおのおのについてすべて独立に測定することは不可能であるが, 全体のねじり剛性の計算値を測定値と比較すると, 20% 以内にはいっており, 特に厳密な計算以外の一般の設計計算においては本文に述べた式で計算できることが確かめられた。なお本稿ではピニオン軸継手に用いられるたわみ継手のねじり剛性については触れていないが, 各形式のたわみ継手についてこれらの値はほぼ明らかとなっている。

以上により電車用カルダン駆動装置に生ずる動荷重は計算により推定可能となり, 設計方式を確立することができた。

参 考 文 献

- (1) 高井: 日立評論 46, 812 (昭 34-6)
- (2) たとえば仙波: 歯車 (第 3 巻) 372 (昭 31)
- (3) 小杉, 笹田: 機械学会誌 62, 382 (昭 34-3)
- (4) たとえば S. Timoshenko, J. N. Goodier: Theory of Elasticity 2nd ed., 377 (1951)
- (5) G. Lundberg: Forschung, Ausgabe A 10, 201 (1939)
- (6) R. J. Roark: Formulas for Stress and Strain, 288 (1938)
- (7) 文献 (6) 142
- (8) S. Timoshenko: Theory of Plates and Shells, 260 (1940)
- (9) 末沢: 機械学会論文集 14, 12 (昭 23-5)
- (10) 文献 (2) 908
- (11) 文献 (2) 603
- (12) 石川: 機械学会論文集 17, 103 (昭 26-7)

Vol. 46 日 立 評 論 No. 11

目 次

- 単純支持変断面はりの固有振動数とモデルロータの曲げこわさ
- 関西電力株式会社堺港火力発電所納 36,000 rpm 250,000 kW タンデムコンパウンド再熱タービン
- シンガポールパシルパンジャン“B”発電所納 60,000kW タービン
- 化学反応槽攪拌機出力の自動制御法
- FACTROL 5000 とその応用
- 誘導電動機のリアクトル制御
- 熱電形電力計法による可聴周波の鉄損測定
- X線マイクロアナライザの二, 三の冶金学的応用例
- 常磐線用 ED75 形交流電気機関車
- 坑生物質製造廃水処理装置
- 東京都港湾局辰巳排水場納 2,300 mm 立形軸流ポンプ
- 小形 UHF 送信管
- 計測器用サーミスタ

- 管路布設ケーブルの強制水冷(続報)
 - 逐次的工程調整法
- 揚水発電機器特集
- 大容量ポンプ水車および発電電動機
 - 中部電力株式会社畑薙発電所納ポンプ水車および発電電動機
 - 関西電力株式会社三尾発電所納ポンプ水車および発電電動機
 - 四国電力株式会社穴内川発電所納ポンプ水車および発電電動機
 - 電源開発株式会社池原発電所納ポンプ水車および発電電動機
 - 神奈川県企業庁電気局城山発電所納ポンプ水車および発電電動機
 - 最近の揚水発電所の制御方式
 - 水車およびポンプ水撃現象の計算法について

発行所 日立評論社
取次店 株式会社 オーム社書店

東京都千代田区丸の内1丁目4番地
振替口座 東京 71854 番
東京都千代田区神田錦町3丁目1番地
振替口座 東京 20018 番