

電车用ギヤカップリングについて

Gear Coupling for Electric Cars

高井 昭* 齋田 信幸*
Akira Takai Nobuyuki Saida
保延 誠** 高西 忠司**
Makoto Honobe Tadashi Takanishi

内 容 梗 概

電车用ギヤカップリングは一般の機械に用いられるギヤカップリングに比べると変位条件が過酷であり、いろいろな技術的問題点がある。本報においてはまずこれらの問題の基礎になるギヤカップリング回転中における内歯と外歯の相対変位を幾何学的に求め、つぎにこれを基にした実用的歯形について考察し、さらにその歯形における接触応力の計算方法とそれを裏付ける実験結果について述べた。

1. 緒 言

永年標準視されてきた吊掛電動機式電车用駆動方式も高速化、小形化された電動機をバネ上に装架する、いわゆるカルダン駆動方式に置き換えられつつある現状にあるが、電车用カルダン駆動方式として現用されている代表的なものには、直角カルダン方式、中空軸電動機式平行カルダン方式、ギヤカップリング式平行カルダン方式とがあり、それぞれの構造に基く利害得失を有している。

日立製作所としても電车用駆動装置の研究には早くから着手し、上記各駆動方式ともに製作納入の実績を有している。このうちギヤカップリング式平行カルダン駆動方式については今まで国内において詳しい発表がなされていないので、日立製作所における電车用ギヤカップリングの検討結果の一部をここに述べてみよう。

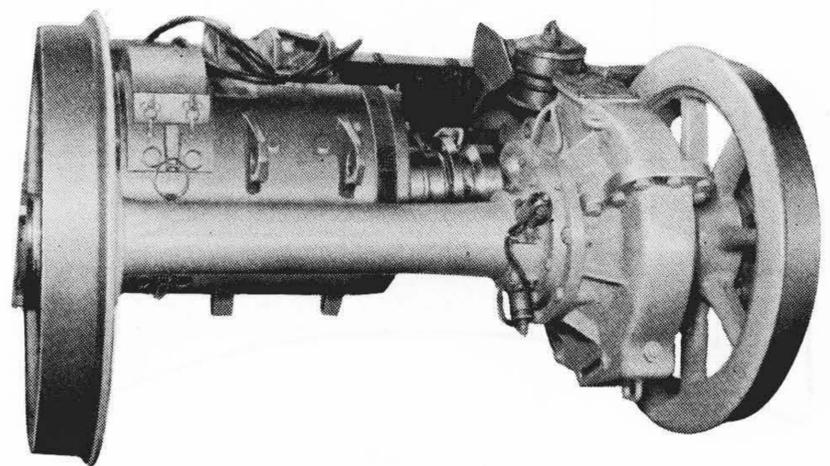
2. 内歯と外歯の相対変位

ギヤカップリングは一般に広く各種機械装置のたわみ接手として使用されているが、通常インターナルギヤとエキスターナルギヤとの最大傾角は2度程度である。これに対して電车用ギヤカップリングは最大傾角約6度で変位条件が非常に過酷であることを特長としているので、歯の噛合状態の解析が重要な問題になってくる。

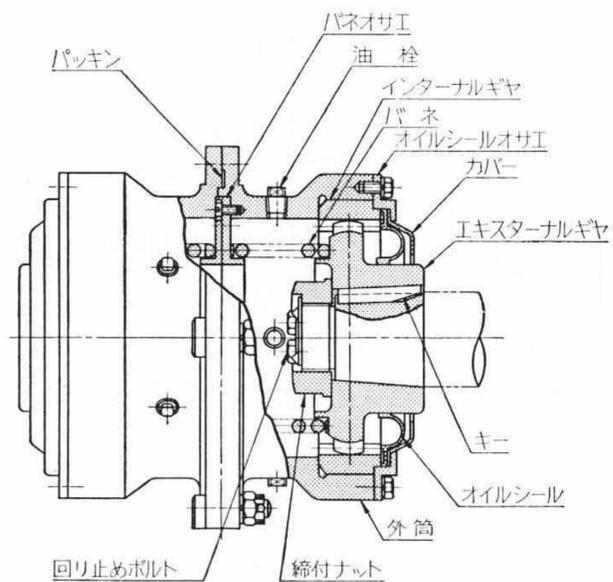
第1図はギヤカップリング式平行カルダン駆動装置、第2図はギヤカップリングの構造図であるが、電動機と減速歯車装置との間にあるギヤカップリングに要求される変位を分類すれば第3図のようになる。このうち角度変位と平行変位とは1組のインターナル・エキスターナルギヤについてながめれば変位条件がまったく同一であり、また軸方向変位はインターナルギヤかエキスターナルギヤのいずれか一方を歯幅方向に断面の変化せぬ歯形にしておけば特に考える必要がなく、したがって角度変位がギヤカップリングの変位を考える場合の基本になる。

そこで変位として角度変位が与えられた1組のインターナル・エキスターナルギヤのうちの任意の1組の内歯と外歯（以下インターナルギヤとエキスターナルギヤの1個をあらわす場合このように呼び、内歯の場合は歯溝をこのように呼ぶことにする）がギヤカップリングの回転中にいかなる相対変位をするかを解析することにする。

いま、歯の理想的な立体形状が既定であるとし、第4図に示すような歯の中心 P を通り歯丈、歯厚、歯幅方向を3軸とする直角座標、あるいはこの座標の原点をギヤ中心 O まで平行移動した第5図のような座標で内歯および外歯をあらわすものとする。第6図は第5図



第1図 ギヤカップリング式平行カルダン駆動装置



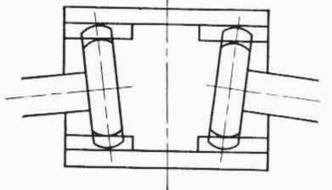
第2図 ギヤカップリング構造図

の要領によった内歯と外歯の座標の相互関係をあらわすものであるが、 $X_0 Y_0$ 面はインターナルギヤの中央ピッチ円平面、この面に垂直な Z_0 軸はインターナルギヤの回転軸であり、エキスターナルギヤの中央ピッチ円平面は Y_0 軸のまわりに傾くものとする。 Z_0 軸を軸にして X_0, Y_0 軸を角度 ϕ だけ回転した $0-X_i Y_i Z_i$ 座標を考えこれで任意の位置の内歯をあらわし、またこの内歯とかみ合い、 $X_0 Y_0$ 平面と角度 θ の傾きをなすエキスターナルギヤのピッチ円上の外歯の座標を $0-X_e Y_e Z_e$ であらわし、両座標の相対関係を求めてみる。

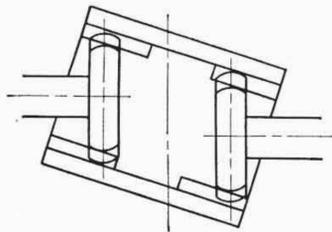
第4図のように考えた内歯の中心点を P_i 、外歯の中心点を P_e とすれば、平面 $C P_e d_0$ はエキスターナルギヤの中央ピッチ円平面の

* 日立製作所笠戸工場

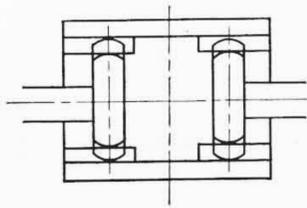
** 日立製作所亀有工場



角度変位



平行変位



軸方向変位

第3図 ギヤカップリングの変位

4分の1, 平面 $0P_i a$ は今問題としている外歯とかみ合う内歯歯厚の中心平面になる。点 P_i を通り Y_0 軸に垂直な平面を $P_i P' g f P_e$ とすれば点 P_e はこの平面の上にもなければならない。4分の1円弧 $C P_e d$ の $X_i Y_i$ 平面への投影を曲線 $C P' e$, 点 P_e の同投影を P' とし, また点 P' から X_i 軸への垂線の足を h , 点 P_i における円弧 $C P_i b$ への接線 $P_i k$ に対する垂線の足を k とする。

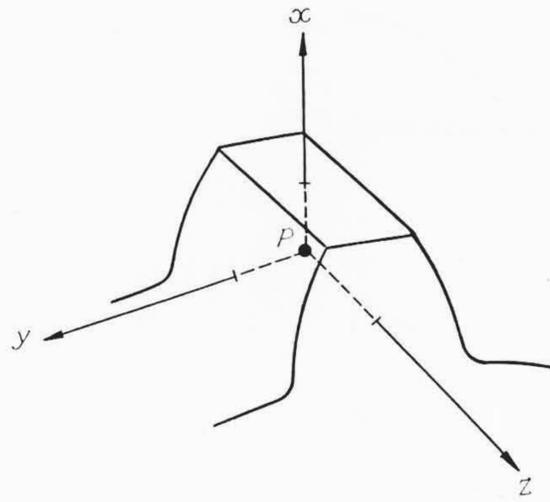
点 P_e の $0-X_i Y_i Z_i$ 座標における座標値を (x, y, z) とすればこれは第6図の幾何学的関係からつぎのように求められる。ただしピッチ円半径は R とする。

$$\begin{aligned} x = 0h = 0P_i - h P_i &= R - (P_i g - P'g) \cos \phi = R - (0P_i \cos \phi - P_e g \cos \theta) \cos \phi = R - (R \cos \phi - 0P_e \cos \angle g P_e 0 \cdot \cos \theta) \cos \phi \\ &= R - (R \cos \phi - R \cos \phi \cdot \cos \theta) \cos \phi \\ &= R - R(1 - \cos \theta) \cos^2 \phi \\ y = P'h = P'P_i \sin \phi &= (P_i g - P'g) \sin \phi \\ &= (P_i 0 \cos \phi - P_e g \cos \theta) \sin \phi = (R \cos \phi - 0P_e \cos \phi \cdot \cos \theta) \sin \phi = R(1 - \cos \theta) \sin \phi \cdot \cos \phi \\ z = P_e P' = P_e g \sin \theta &= 0P_e \cos \phi \cdot \sin \theta = R \sin \theta \cdot \cos \phi \end{aligned}$$

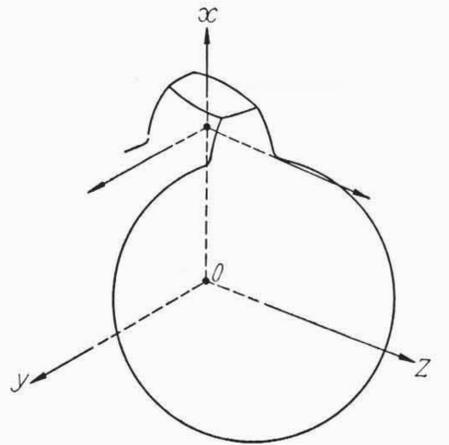
座標 $0-X_i Y_i Z_i$ と $0-X_e Y_e Z_e$ とは原点を共通にしているから相互関係は方向余弦であらわすことができるが, 歯形を考える便宜上これをつぎのように考える。座標 $X_e Y_e Z_e$ を座標 $X_i Y_i Z_i$ に対しそれぞれの方に投影し, Z_e 軸の $Z_i Y_i$ 平面への投影と Z_i 軸とのなす角を α , X_e 軸の $X_i Z_i$ 平面への投影と X_i 軸とのなす角を β , Y_e 軸の $Y_i X_i$ 平面への投影と Y_i 軸とのなす角を γ とすれば, 角 α, β, γ は上記 P_e 点の座標と第6図の関係とを利用して以下のように求められる。

P_e 点から円弧 $C P_e d$ に接線を引きこれを $P_e T$, これの $X_i Y_i$ 平面への投影を $P' T'$ とすれば両者は Y_0 軸上の一点 T_0 で交わるが, $\angle P_e T_0 P'$ を $Y_i Z_i$ 平面 (これは球 abc の点 P_i における接平面に平行) に投影したときの角度が α に等しくなる。

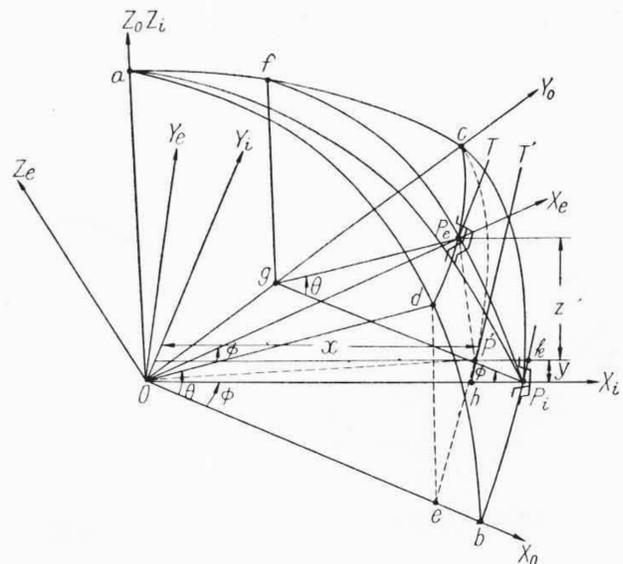
$$\tan \alpha = \frac{P_e P'}{k T_0} = \frac{z}{\frac{R}{\tan \phi} - y}$$



第4図 歯の座標のとり方 (I)



第5図 歯の座標のとり方 (II)



第6図 内歯, 外歯の立体関係図

$$\begin{aligned} &= \frac{R \sin \theta \cdot \cos \phi}{\frac{R}{\tan \phi} - R(1 - \cos \theta) \sin \phi \cdot \cos \phi} \\ &= \frac{\sin \theta \cdot \sin \phi}{\cos^2 \phi + \cos \theta \cdot \sin^2 \phi} \end{aligned}$$

β は $\angle P_e 0 P'$ を $X_i Z_i$ 平面へ投影したときの角度でつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \tan \beta &= \frac{P_e P'}{0h} = \frac{z}{x} = \frac{R \sin \theta \cdot \cos \phi}{R - R(1 - \cos \theta) \cos^2 \phi} \\ &= \frac{\sin \theta \cdot \cos \phi}{\cos \theta \cdot \cos^2 \phi + \sin^2 \phi} \end{aligned}$$

γ は $\angle P' 0 P_i$ に等しくなるがつぎのように求められる。

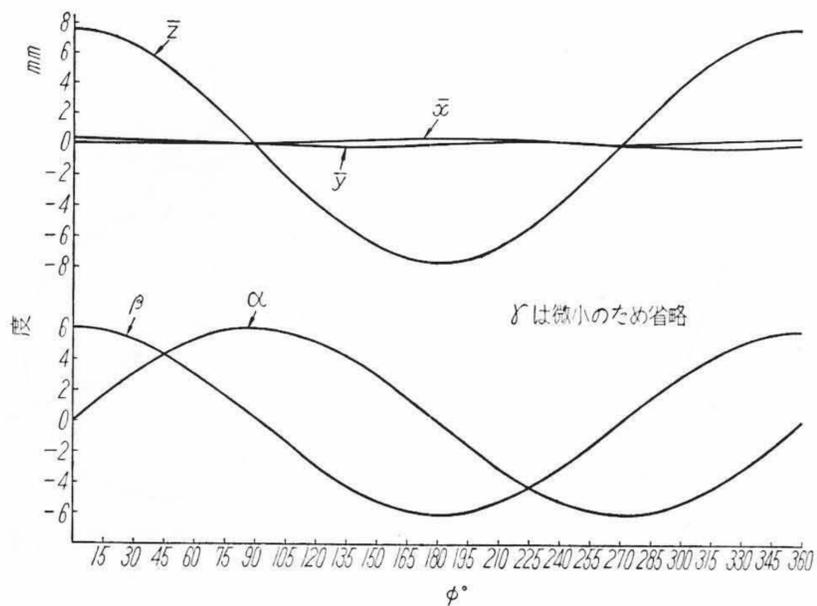
$$\begin{aligned} \tan \gamma &= \frac{P'h}{0h} = \frac{y}{x} = \frac{R(1 - \cos \theta) \sin \phi \cdot \cos \phi}{R - R(1 - \cos \theta) \cos^2 \phi} \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{(1 - \cos \theta) \sin^2 \phi}{\cos \theta \cdot \cos^2 \phi + \sin^2 \phi} \end{aligned}$$

これらをまとめて次式が得られる。

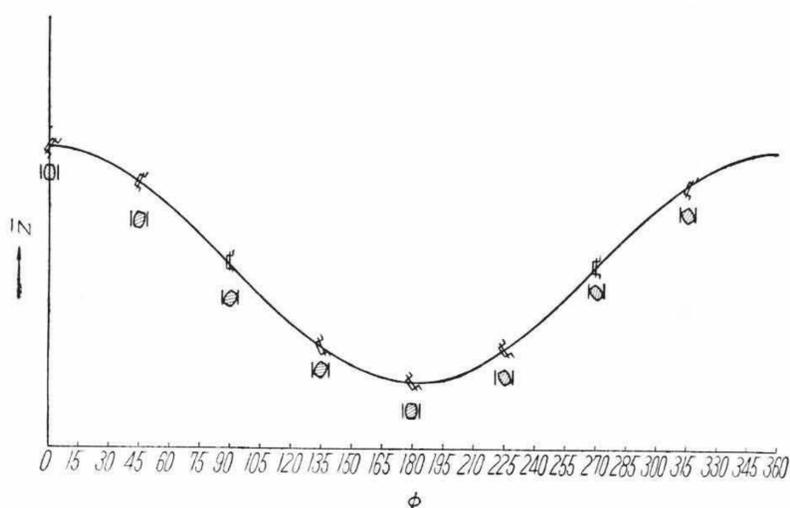
$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta \cdot \sin \phi}{\cos^2 \phi + \cos \theta \cdot \sin^2 \phi} \right) \\ \beta &= \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta \cdot \cos \phi}{\cos \theta \cdot \cos^2 \phi + \sin^2 \phi} \right) \\ \gamma &= \tan^{-1} \left\{ \frac{1}{2} \cdot \frac{(1 - \cos \theta) \sin^2 \phi}{\cos \theta \cdot \cos^2 \phi + \sin^2 \phi} \right\} \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

(1)式においてそれぞれの変動の最大値とそのときの位相 ϕ を求めるとつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_m &= \theta & (\phi = 90^\circ, 270^\circ) \\ \beta_m &= \theta & (\phi = 0^\circ, 180^\circ) \\ \gamma_m &= \tan^{-1} \left(\frac{1 - \cos \theta}{1 + \cos \theta} \right) & (\phi = 45^\circ, 135^\circ \dots) \end{aligned} \right\} \dots (2)$$



第7図 各ファクターの変動



第8図 内歯と外歯の相対変位

すなわち内歯と外歯の座標を第5図のようにとれば両者の回転中の変位は(1)式によって規定されることになる。(1)式は変数が3個で簡単であるが実際には変数は増えても第4図のように座標をとり歯の中心の移動をあわせ考えたほうが便利なが多いのでこのように考えることにすれば、内歯座標 $P_i-X_iY_iZ_i$ に対する外歯座標 $P_e-X_eY_eZ_e$ の原点の座標 $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ はつぎのようになる。

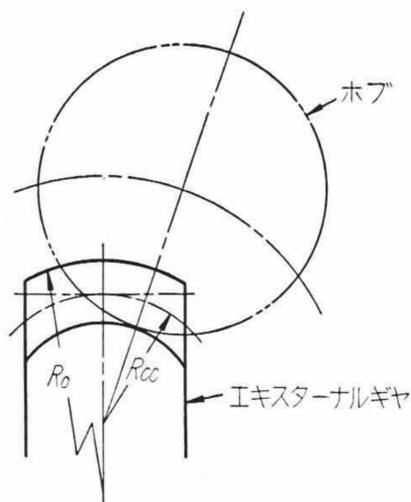
$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= R - x = R(1 - \cos \theta) \cos^2 \phi \\ \bar{y} &= y = R(1 - \cos \theta) \sin \phi \cdot \cos \phi \\ \bar{z} &= z = R \sin \theta \cdot \cos \phi \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

両座標の角度の関係は(1)式がそのまま成立するのでこれとともに相対関係が定まることになる。

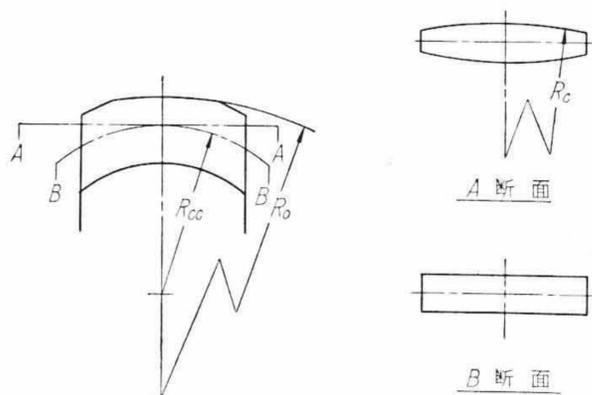
以上ギヤカップリングの歯形は既知であるとし、内歯と外歯の相対変位を幾何学的に求め関係式を得たが、これらの関係を具体的に理解するために一例として後述の歯形において $R = 72 \text{ mm}$, $\theta = 6^\circ$ とした場合の数値計算をしてみる。第7図はその結果を図示したものであり、横軸にはインターナルギヤの位相 ϕ がとってある。これでわかるように振幅の大きな変動は α, β, \bar{z} におこり、 $\bar{y}, \bar{x}, \bar{y}$ におこる変動はこれらに比べると非常に小さいものになる。そこで参考のためにこれらの小さな変動は無視して大きな変動だけを取りあげ、縦軸に外歯の内歯歯幅方向の移動距離 \bar{z} をとり、同時に α, β の傾をモデル的に描いてみると第8図のようになる。

3. ギヤカップリングの歯形

以上理想的な歯形が既知である場合の内歯と外歯の相対変位について述べたが、実際には逆にこれを基にしてギヤカップリングの歯形を選定するのである。すなわち歯形を選定にあたっては、内歯と外歯が回転中に干渉することはないか、曲げ強度は十分か、歯面強



第9図 エキスターナルギヤの歯切要領



第10図 エキスターナルギヤの歯形

度はだいじょうぶか、歯面の潤滑は行われるか、速度変動少なく円滑なトルク伝達ができるか、などの問題を検討しなくてはならぬがいずれも上記相対変位を基に解析してゆくことになる。このような観点に立っての内歯のと外歯歯形の組合わせにはいろいろなものが考えられ学問的にも興味ある問題である。しかしながら実際には製作の面からの制約に大きく支配され実用的な歯形となると非常に限定されてくる。

つぎに日立製作所において現在採用している歯形について述べる。前述のようにいずれか一方は歯幅方向に断面の変化せぬ歯形とする必要があるので、歯切の容易性から考え内歯はピニオンカッターで歯切し、歯幅方向に変化のない二次元的な標準インボリュート歯形とした。これに対し外歯は第9図のような相対関係でホブ切りした第10図のような三次元歯形とした。この場合外歯のクラウニング半径 R_c とホブの回転半径 R_{cc} の間にはホブの圧力角を α_0 とするとき次の関係がある。

$$R_{cc} \doteq R_c \tan \alpha \dots\dots\dots (4)$$

またこの内歯と外歯とがかみ合って前述の位相 ϕ が90度または270度になったときの歯幅方向の接触点の距離 d はインターナル・エキスターナルギヤの傾角を θ とすると次式で与えられる。

$$d = R_c \sin \theta \dots\dots\dots (5)$$

第9図の歯切は歯幅方向に転位量を連続的に変化させた一種の転位歯切と考えることができるが、歯幅中央断面から歯幅方向に距離 d の平行断面における歯形の転位量 δ は次式で与えられる。

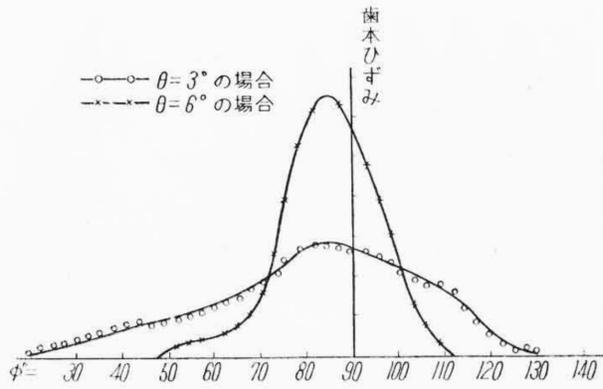
$$\delta = R_{cc} - \sqrt{R_{cc}^2 - d^2} \dots\dots\dots (6)$$

この歯形は工作容易で上記各種必要条件を満足したすぐれた実用的歯形であるが、これの詳細説明は紙面の制限で許されないのそのうち最も重要な問題になる歯面強度の問題を代表としてとりあげ次章に述べることにする。

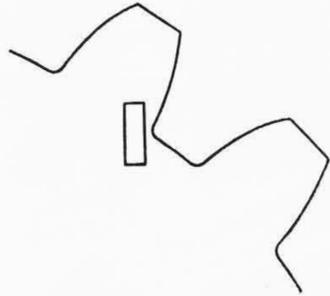
4. 歯面強度の検討

4.1 接触応力の考え方

ギヤカップリングの歯面強度の検討にあたってはつぎの二点が非



第 11 図 荷重分担率の実測結果



第 12 図 抵抗線ひずみゲージのはりつけ位置

常に重要な問題になる。その一つはインターナルギヤとエキスターナルギヤとが傾いてトルク伝達をする場合、幾何学的接触をおこす位相はどこかということであり、ほかの一つは実際のトルク伝達の際には歯の弾性変形のために何枚かの歯が同時に接触して荷重を分担することになるが、その荷重分担の割合がどのようになっておこるかということである。

前者は歯形と前記相対変位を組合わせて検討すればわかるはずであるが、厳密に計算すれば相当複雑なものになる。しかしながら近似を適当に折込んで計算しても幾何学的接触位相が $\phi = 90^\circ, 270^\circ$ にかなり近くなることは見当がつく。第 11 図はモジュール 3、歯数 48、外歯歯幅 20 mm のギヤカップリングにおいて第 12 図のように外歯歯本に抵抗線ひずみゲージをはりつけし、トルク 80 kg・m をかけて回転位相と歯本ひずみとによりその関係を実験的に求めた結果であるが、傾角 3 度、6 度いずれの場合も接触位相は 90° のごく近傍になっている。

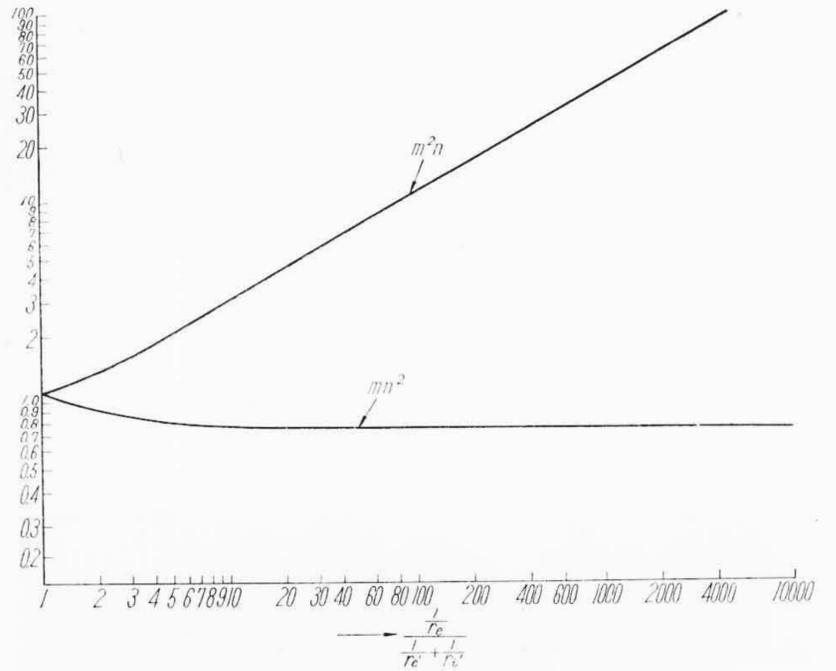
後者すなわち最大荷重を受持つ歯の全体荷重に対する分担の割合は第 11 図から同時にわかり、この場合には $\theta = 3^\circ$ のとき約 18%、 $\theta = 6^\circ$ のとき約 35% になっているが、一般的にモジュール、歯数、歯幅、クラウニング半径、傾角、トルクなどが変わった場合を事前に計算することはきわめて困難である。

ここで前記第 7 図を振り返ってみると $\phi = 90^\circ, 270^\circ$ においては α 以外のファクターの変化は 0 になっているが、このことはこの位相においては外歯を第 4 図の X 軸のまわりに角度 θ だけ回転させた状態を考えればよいことを意味している。後述のように接触応力は幾何学的接触位相が上記の程度ずれていてもあまり影響しないので歯面強度の検討においては計算の簡略化のため接触位相は $\phi = 90^\circ, 270^\circ$ とみなすことにする。

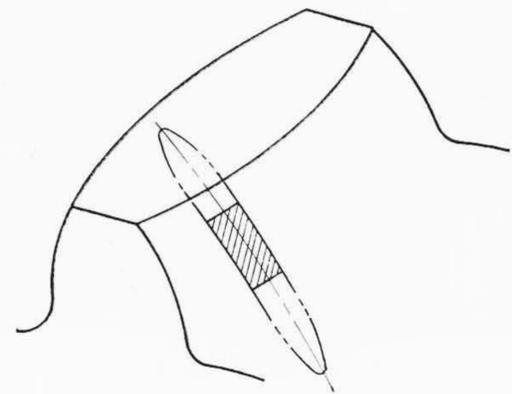
荷重分担割合のほうは前述のように簡単には求められないので、一応荷重は $\phi = 90^\circ, 270^\circ$ の位相にある 2 枚の歯だけで全荷重を負担するとし、歯面最大応力を許容応力におさえた場合の許容伝達トルクを計算し、これと実際の伝達トルクとから所要同時かみ合歯数を計算し、この数値により設計の妥当性を検討するという方法をとることとする。

4.2 接触応力の計算

上記の仮定をし、幾何学的接触は歯たけ方向においては内歯のピッチ点においておこると考えると、外歯は前述のように一種の転位歯



第 13 図 m^2n, mn^2 の計算図表



第 14 図 接触応力楕円

車であるから接触点における歯面の各主曲率はつぎのようになる。

$$\begin{aligned} R_i &= \text{内歯の主曲率半径} = \infty \\ R_i' &= \text{内歯の主曲率半径} = R \sin \alpha_0 \\ R_e &= \text{外歯の主曲率半径} = R_e \\ R_e' &= \text{外歯の主曲率半径} = R \sin \alpha_0 \cdot \cos \theta \end{aligned}$$

さてこれからヘルツの理論⁽¹⁾により接触応力楕円を計算することになるが、上記 R_i' と R_e' とは差が非常に小さくなり、普通このような場合の接触応力楕円の長短径の係数は精度よく求められていない。そこでヘルツの式を適当に変形し、この計算がしやすい形に直すとともに、前記の考えを導入し接触応力の最大値が許容接触応力 σ_c であるような接触応力楕円の長短径 a, b がそのまま計算できるような関係式を導いた。途中の式の変形は省略し結果のみを示せばつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} a &= 2.39 m^2n \sqrt{\frac{S_c}{E} \cdot \frac{M}{K_0}} \\ b &= 2.39 mn^2 \sqrt{\frac{S_c}{E} \cdot \frac{M}{K_0}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

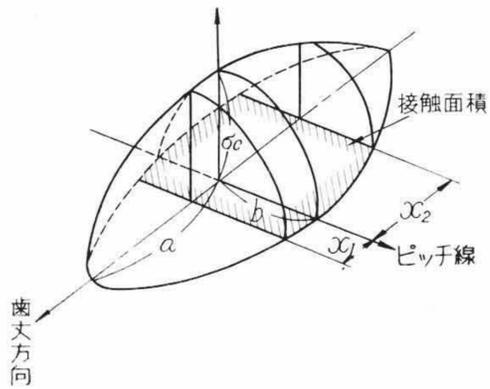
ただし

$$K_0 \equiv \left(\frac{1}{R_i'} + \frac{1}{R_e} + \frac{1}{R_e'} \right) M \equiv \frac{1}{r_i'} + \frac{1}{r_e} + \frac{1}{r_e'}$$

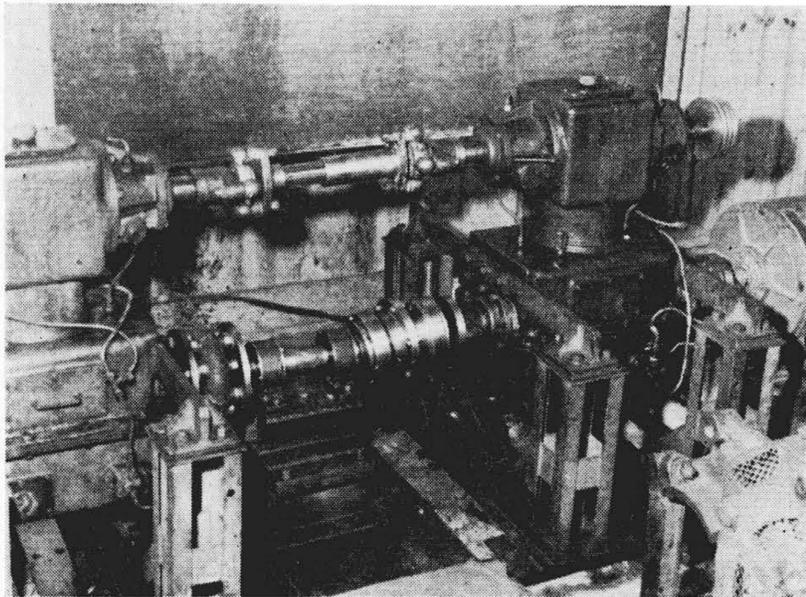
S_c は表面応力係数 (kg/mm²)、 E はヤング係数 (kg/mm²)、 M はモジュール、 m^2n, mn^2 は係数で、計算によって求めた結果を第 13 図に示す。また (7) 式の誘導において許容接触応力 σ_c としては次式を採用している⁽²⁾。

$$\sigma_c = 0.418 \sqrt{E \cdot S_c} \dots \dots \dots (8)$$

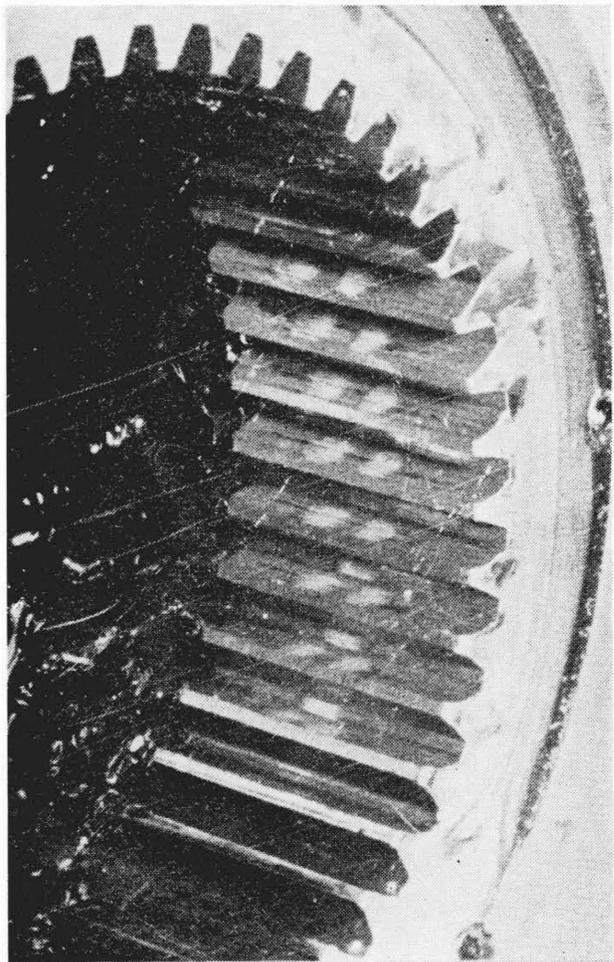
(7) 式により接触応力楕円が計算できるが上記歯形の関係で計算結果は短径に比べて長径が非常に大きく、第 14 図のように歯たけ寸法よりはるかに大きなものになり、実際に歯が接触する部分は計算



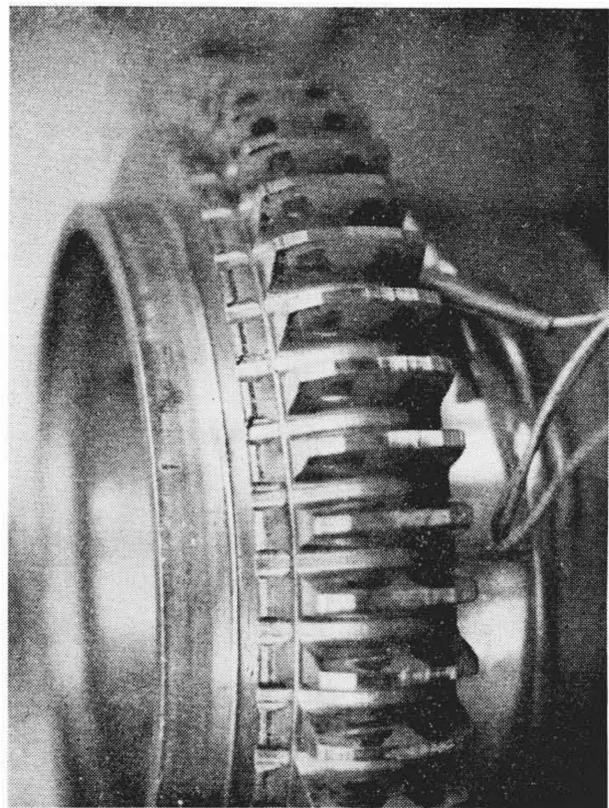
第15図 接触応力楕円体



第16図 摩耗試験装置



第17図 インターナルギヤの摩耗状況



第18図 エキスターナルギヤの摩耗状況

接触楕円の一部になる。すなわち(7)式によって第15図のように最大応力を σ_c とする接触応力楕円体が求まるが、実際の接触応力分布状況はこのうちの中央部付近の一部であると考えられる。このことも厳密に言えば誤差があるがその程度はあまり大きくないと考えられるので、1枚の歯の許容接触荷重 P は積分によりつぎのように求められるものとする。

$$P = 2 \int_{x_1}^{x_2} \int_0^{b \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}} \sigma_c \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \cdot dy \cdot dx \quad \dots\dots (9)$$

ここにおいて x_1, x_2 は内歯ピッチ線から歯たけ方向の実際接触端までの距離であり、これは前記(5), (6)式およびホブの基準ラック修正量から求められる。

(9)式で許容接触荷重が求まるのでこれからギヤカップリングが直径方向両端の各1組ずつの歯でトルク伝達を行なうとした場合の許容伝達トルクが計算できることになり、前述のように所要同時かみ合歯数が求まることになる。

4.3 実 験

以上歯面の接触応力の計算について述べたが、これの妥当性を確認するために上記計算により設計したギヤカップリングに対し下記実験を行った。

4.3.1 歯 当 り 試 験

まず赤ペンキを外歯に塗布してかみ合わせ歯当り状況をしらべ大略の見当をつけたが、歯の接触位置、接触面の形状とも大体計算結果と一致した。さらに第16図に示す動力循環式試験装置を作り、これにより約20時間運転後ギヤカップリングを分解して歯当り状況をしらべた。これらの歯当り状況と上記接触応力楕円とを関連づけるためには同時かみ合歯数と荷重分担の関係を知る必要があるため、前記第11図に示した実験を行い、この結果によって両者の換算を行ったが、これにより上記計算方式の妥当性がわかった。

4.3.2 摩 耗 試 験

第16図の試験装置により、歯面強度の最終的な確認を行うため、摩耗試験を行ったが、上記計算式により設計したギヤカップリングは十分耐久性を有するものであることがわかった。第17, 18図に傾角6度で常用トルクの約2倍で 10^7 回転運転したのちの歯面摩耗状況の一例を示す。

これをみてもわかるように上述の歯形は小形にして大トルクを伝達するたわみ接手としてのギヤカップリング歯形として好適のものであるといえる。

5. 結 言

以上電車用ギヤカップリングの問題点の一部を述べたが、これを要約するとつぎのとおりになる。

- (1) 電車用ギヤカップリングは最大交差角の大きい、いわゆる大偏心ギヤカップリングであることを特長とし、回転中の内歯と外歯との相対変位がギヤカップリングの問題検討の上で重要になってくるが、これは上記(1)、(3)式の関係で与えられる。
- (2) ギヤカップリングとしての機能を満足する歯形にはいろいろなもの考えられるが、二次元的な標準インボリュート歯形のインターナルギヤと第10図に示す外歯をもったエキスターナルギヤとの組み合わせからなるギヤカップリングは実用的な歯形としてすぐれている。
- (3) 歯形が特殊であるためギヤカップリングの歯面接触応力の計算は複雑であるが、4章に述べたような計算を行えば検討ができる。

本報告は紙面の制限からギヤカップリングの基礎条件になる内歯と外歯の相対変位と重要検討事項の一つである歯面強度の問題について述べるにとどめたが、ギヤカップリングには前述のようにこのほかに種々の技術的問題点がある。これらの問題についてもいろいろと実験、研究を行っており、いずれ別の機会に報告したいと考えているが、これらの問題の解析においても本報告に述べた内歯と外歯の相対変位がその基礎になることを付記しておく。

本研究は関係各位から種々のご指導とご支援をいただいております、ここに記して深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) ティモシェンコ：材料力学（下巻）p. 364
- (2) 仙波：歯車（第3巻）p. 770



特 許 の 紹 介



特 許 第 251766 号

五十嵐 健二・神尾 昌史
鈴木 輝彦

プ レ ー ト ク ラ ッ チ

構造、作用

シフト10の軸方向の移動によりベルクランク12を外側盤4に設けた支点13を中心として揺動させ、調整ピン14を介して内、外側盤3、4によりライニング6、7を互にクラッチ板8に圧着または隔離させるものにおいて、調整ピン14が貫通するパネケース15内にパネ16、調整片17、ストッパ18をおさめて構成したクッション機構を調整ピン14に取りつけたもので、調整片17を移動することによりクラッチ板8とライニング6、7との遊隙を任意に調整することができる。

この発明クラッチと従来のもので特性を図示すると $0ABCD$ 線、 $0ABED$ 線のようになり、図中の点線はライニングがわずかに摩耗した場合のそれぞれの特性変化を示す。

効 果

- (1) ライニングの摩耗により遊隙が AA' だけ増加した場合、従来のは締付力 P が DD'' 減少するに対し、この発明のものは DD' のきわめてわずかしこ減少しない。
- (2) デットポイントにおいて、従来のは EF に対応する応力が各部に生ずるが、この発明のものは CF に対応する前者にくらべて非常に小さな応力が発生するに過ぎない。
- (3) リンク、ベルクランクなどの製作上の寸法誤差はクッション機構によって吸収され、最大締付力 CF にはほとんど不平衡が生じないのでリンクそのほかに過大な応力を発生しなく、またシフトと軸との片当りおよび内、外側盤の不均等を生じない。

