

# 慣性摺動式始動電動機の啮合機構について

## Meshing Mechanism of the Inertia Sliding Shift Type Starting Motor

根本 守\*  
Mamoru Nemoto

### 内 容 梗 概

慣性摺動式始動電動機は、始動の際ピニオンがヘリカルスプラインの切っである軸上を慣性によって飛び出し、エンジンのリングギヤに啮合して回転力を伝達するものである。この啮合機構でもっとも重要なことは、啮合初めにおける衝撃を少なくし、同時に飛込離脱動作の確実なリードアングルを得ることである。本論はこの点に重点を置き研究を行ったものである。

### 1. 緒 言

内燃機関の始動には、一般に蓄電池を電源とする直流直巻電動機が使用される。この始動電動機は、直流電動機の軸端にピニオン（小歯車）を装備し、アーマチャが回るとピニオンが飛び出して、エンジンのクランクシャフトに直結されているリングギヤ（大歯車）に啮合して回転力を伝える。リングギヤの回転数が上ってエンジンが完全に始動すると、ピニオンは啮合が解かれて元の位置に復帰する構造になっている。なお始動電動機はピニオンを啮合わせる方式によって、慣性摺動式、電磁慣性摺動式、アーマチャ移動式、押込式、の四つに分けられそれぞれ独特の特長をもつものであるが、本論は構造および操作がきわめて簡単である利点のために、小形四輪車用として多く使用されている慣性摺動式始動電動機の啮合機構について研究を行ったものである。

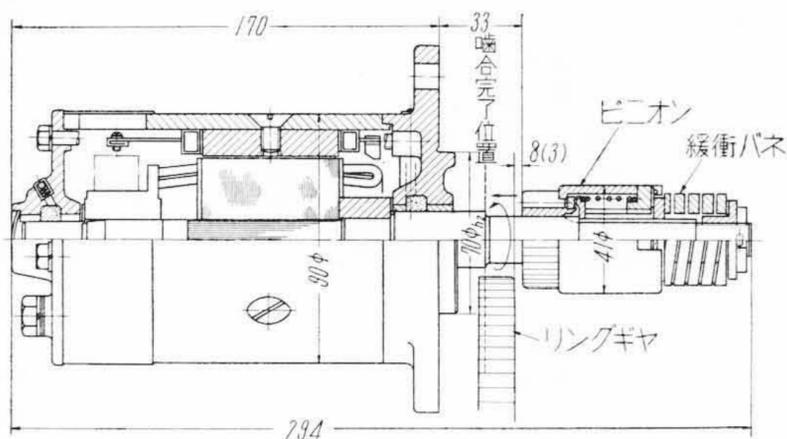
### 2. 構造および仕様

供試品の構造ならびにその仕様について次に述べる。

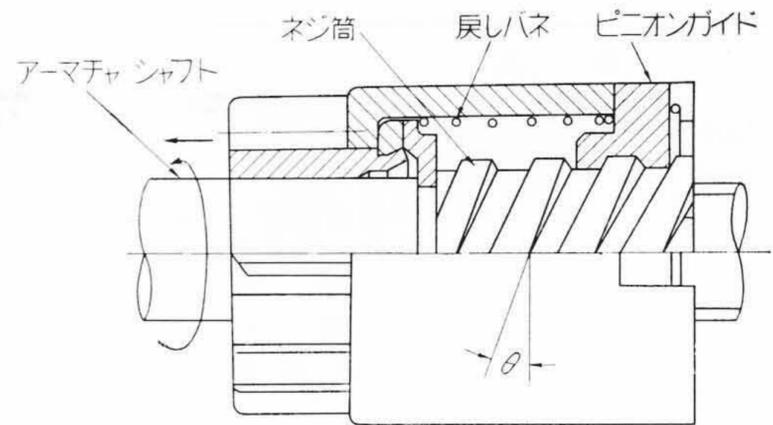
#### 2.1 供試始動電動機

##### 2.1.1 構 造

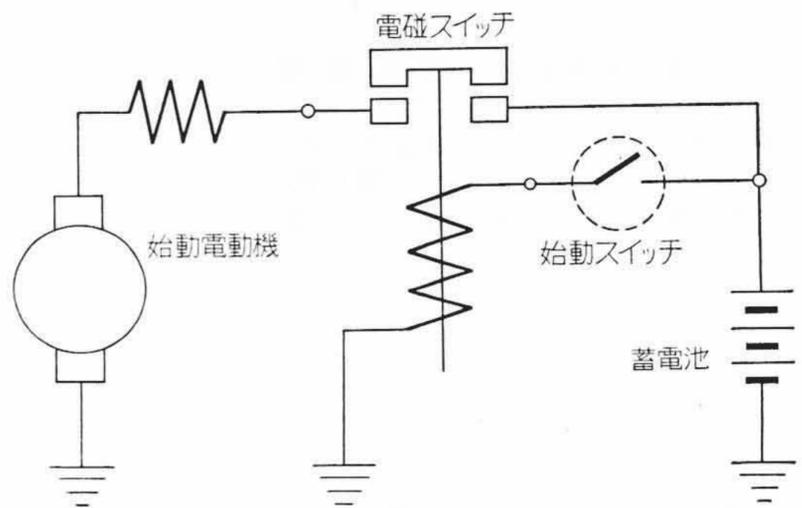
第1図が本研究対照の慣性摺動式始動電動機であり、第2図がピニオン部分構造図である。すなわちアーマチャの軸に直線スプラインによって結合されてい



第1図 慣性摺動式始動電動機



第2図 ピニオン部分構造図



第3図 接 続 図

るネジ筒の外周にはヘリカルスプラインが切っであり、これにはピニオンと一体に固定されているピニオンガイドが螺合している。

##### 2.1.2 作 用

第3図に始動電動機の接続図を示す。本方式の始動電動機は次の過程を経てエンジンを起動する。

- (1) 始動スイッチを入れると電磁スイッチが閉じてアーマチャは急速に回転する（第3図参照）。
- (2) このためネジ筒のヘリカルスプラインに螺合したピニオンガイドは、ピニオンとともに慣性によって矢印方向に前進してリングギヤに啮合いはじめる（第1図参照）。
- (3) ピニオンはリングギヤとの啮合初めの位置

\* 日立製作所多賀工場

から噛合完了の位置（第1図の点線）までは、ヘリカルスプラインによって電動機トルクの分力で進む。

(4) ピニオンはリングギヤを介してエンジンを駆動する。なお緩衝バネはエンジン起動中に生ずる衝撃を吸収する。

(5) エンジンが始動して、リングギヤが始動電動機の無負荷時の回転より早くなるとリングギヤが駆動車となりピニオンはヘリカルスプラインの作用により自動的にもどされる。なお戻しバネはエンジンが回転している時振動そのほかの条件でピニオンが突出してリングギヤに衝突する事故を防止するものである。

慣性摺動式始動電動機は以上のような機能をもつがこの機能とリードアングルとは密接な関係をもつものである。

2.1.3 仕様

形式	BA-HLD
	6 V 0.45 kW (0.6 HP)
最大出力	0.49 kW (0.65 HP)
無負荷時の回転数	5,300 rpm

2.1.4 供試エンジンの仕様

名称	D 10 形
形式	水冷側弁式
気筒数×衝程	4 気筒×4 サイクル
気筒容積	860 cc
圧縮比	6.5
最大出力	18.75 kW (25 HP) (4,000 rpm)

3. 慣性摺動式始動電動機の機能の考察

一般に始動電動機は、噛合機構の面から論ずると、噛合が確実でかつ噛合初めにおける衝撃が少ないことを第一条件とする。特に慣性摺動式のもの、上記の二つの関連性が重要である。これらの点は電気的と機械的の二つの面から検討しなければならないが、今回は主として後者の立場から解析を行った。

まず第1段階として

(1) 始動スイッチを入れてからピニオンが慣性によって飛び出す時の推進力とアーマチャの角速度、リードアングルなどとの関係

(2) ピニオンがリングギヤに噛合い初める瞬間の運動解析

(3) 噛合初めにピニオンがリングギヤに衝突する時の衝撃解析

などの3点を通して、慣性摺動式でもっとも重要な要素である、ヘリカルスプラインのリードアングルの決定を行った。さらに以上によって決定されたリードアングル

が、実際のエンジン起動試験においてピニオンの摩耗ならびに噛合動作の上に、どのような結果として現われるかを確認するため、エンジン起動試験を繰返し行った。

4. 噛合機構に対する解析

4.1 リードアングル

一般に始動電動機はその噛合方式によってそれぞれ異なったリードアングル  $\theta$  をとるが、慣性摺動式の場合は特に  $\theta$  の値がピニオンの噛合動作、噛合衝撃、そのほか始動電動機の機能全般を左右するもっとも重要な要素である。

まずリードアングルによってピニオンの動作ならびに推進力がどのように変化するかを解析してみる。

ピニオンとネジ筒との間には第4図のような力学的関係があるので、ピニオンの軸方向および回転方向の運動方程式は次のようにして求められる。

$$\ddot{x} = a(\ddot{\Psi} - \ddot{\phi}_0) \tan \theta \dots\dots\dots (1)$$

軸方向の運動方程式

$$M\ddot{x} = N \cos \theta - \mu N \sin \theta \dots\dots\dots (2)$$

回転方向の運動方程式

$$I\ddot{\phi}_0 = (N \sin \theta + \mu N \cos \theta) a \dots\dots\dots (3)$$

ただし  $\ddot{\phi}_0 = \ddot{\Psi} - \ddot{\phi}$

(1)~(3)式よりピニオンとアーマチャの角加速度には(4)式のような関係式があることがわかる。

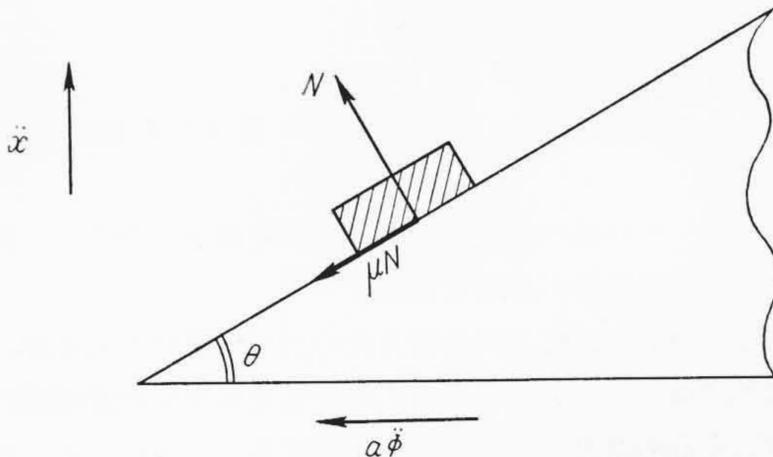
$$\ddot{\phi} = \left\{ \frac{(\cos \theta - \mu \sin \theta) I}{(\cos \theta - \mu \sin \theta) I + (\sin \theta + \mu \cos \theta) a^2 M \tan \theta} \right\} \ddot{\Psi} \dots\dots\dots (4)$$

なおピニオンの推進力  $F$  は

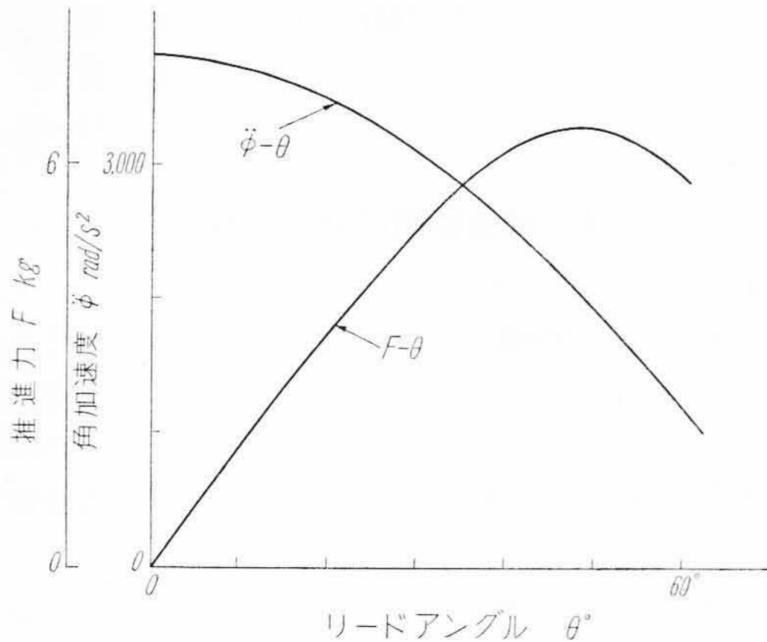
$$F = M\ddot{x} = \left\{ \frac{MI a \tan \theta (\cos \theta - \mu \sin \theta)}{(\cos \theta - \mu \sin \theta) I + (\sin \theta + \mu \cos \theta) a^2 M \tan \theta} \right\} \ddot{\Psi} \dots\dots\dots (5)$$

ただし

- $x$  : ピニオンの軸方向の変位 (m)
- $\Psi$  : アーマチャの角変位 (rad)
- $\phi_0$  : ピニオンの角変位 (rad)



第4図 ピニオンとネジ筒との力学的関係



第5図 リードアングルとピニオンの推進力，角加速度

- φ : ピニオンのアーマチャに対する角変位(rad)
- M : ピニオンの質量 (kg)
- I : ピニオンの慣性能率 (kg-m<sup>2</sup>)
- N : ヘリカルスプライン面に作用する法圧 (kg)
- a : ヘリカルスプライン部の平均半径 (m)
- μ : ヘリカルスプライン摺動面における摩擦係数

今 μ=0.2, a=0.0115 m, M=0.025 kg, I=0.76×10<sup>-5</sup> kg-m<sup>2</sup>, ψ=3,800 rad/sec<sup>2</sup> と仮定して (4), (5) 式よりリードアングルに対するピニオンの角加速度ならびに推進力を求めると、第5図のようになる。

以上の点に根拠をおきリードアングルについての解析を展開してみる。

4.1.1 下限のリードアングル

スプライン摺動部分の摩擦係数を 0.2 と仮定すると、これに相当する静止摩擦角 θ<sub>0</sub> ≃ 11° (θ<sub>0</sub> = tan<sup>-1</sup>μ) となる。

これについては使用中に摺動面のあらさが変化することを考慮に入れる必要があるので μ=0.3 近辺にとらねばならない。なおスプラン部には多少のガタがあるのでこれらを考慮に入れるとリードアングルの下限は θ=20° にとる必要がある。

4.1.2 上限のリードアングル

この限界は次の (1)~(3) の項目から決定される。

(1) この種の始動電動機は噛合を確実にを行うに、ある程度の衝撃が必要である。

この衝撃は回転方向と軸方向の二つに分けられるが、前者は噛合初におけるリングギヤとピニオンの歯端面に作用する摩擦力に打勝つだけあれば良いことになる。この条件を式で表わすと (6) 式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} F \mu_0 \dot{\phi}_0' D_0 &= \frac{1}{2} I (\dot{\phi}_0')^2 \\ \dot{\phi}_0' &= K \frac{2\pi}{n_p} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

したがって歯端面における摩擦力から考えた時のピニオンの必要とする最小限の角速度 φ<sub>0</sub>' は (7) 式のように求められる。

$$\dot{\phi}_0' = \sqrt{\frac{F \mu_0 D_0}{I} \times K \frac{2\pi}{n_p}} \dots\dots\dots (7)$$

ただし

- φ<sub>0</sub>' : ピニオンがリングギヤに衝突してから噛合うまでに変位する最大値 (rad)
- D<sub>0</sub> : ピニオンの刻み円径 (m)
- μ<sub>0</sub> : 歯端面間の摩擦係数
- K : ピニオンおよびリングギヤの面取り，バックラッシュなどによる修正係数
- n<sub>p</sub> : ピニオンの歯数

φ<sub>0</sub>'' : 実際にピニオンのもつ角速度(噛合時) rad/sec  
 (7) 式に (5) 式より求めた F および μ<sub>0</sub>=0.2, n<sub>p</sub>=10, K=0.58, D<sub>0</sub>=0.03 m を代入すると第1表のようになる。

第1表 リードアングルとピニオンの角速度

θ°	φ <sub>0</sub> ' rad/s	φ <sub>0</sub> '' rad/s <sup>2</sup>
40	13.4	20.0
30	12.2	13.5
20	10.2	7.0

第1表のように θ=40° 以上になると、φ<sub>0</sub>'' が φ<sub>0</sub>' より相当大きくなってピニオンおよびリングギヤの歯端面のいたみが大きくなり、このために噛合上種々の弊害を引起す心配がある。

(2) 噛合角度

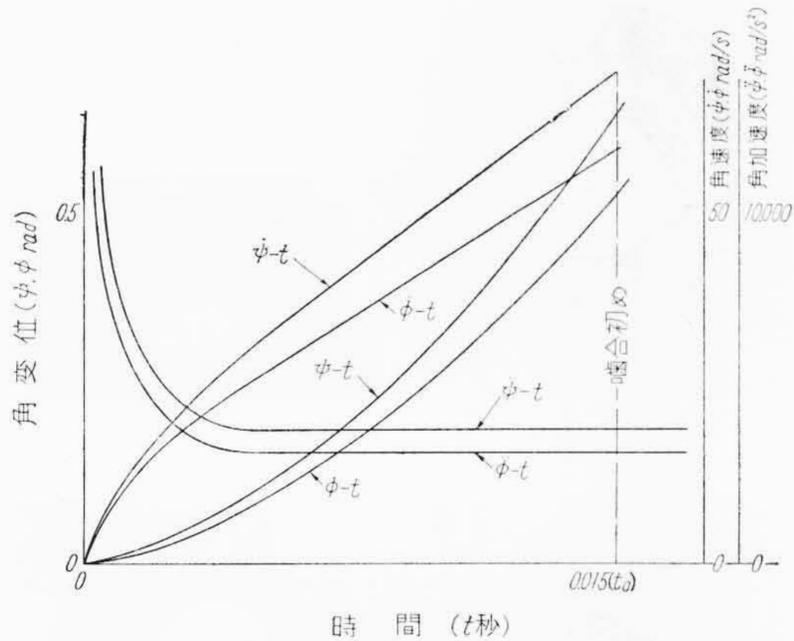
θ=40° より大となるとピニオンの噛合角度が 52 度以下になり (4.2 参照) ピニオンとリングギヤの噛合初めにおける噛合深さが小となり、歯端面の摩耗が増大して噛合ミスを起こす確率が大きくなる。

(3) ピニオンがリングギヤによって回転方向に拘束された時のピニオンの推進力: F<sub>0</sub>

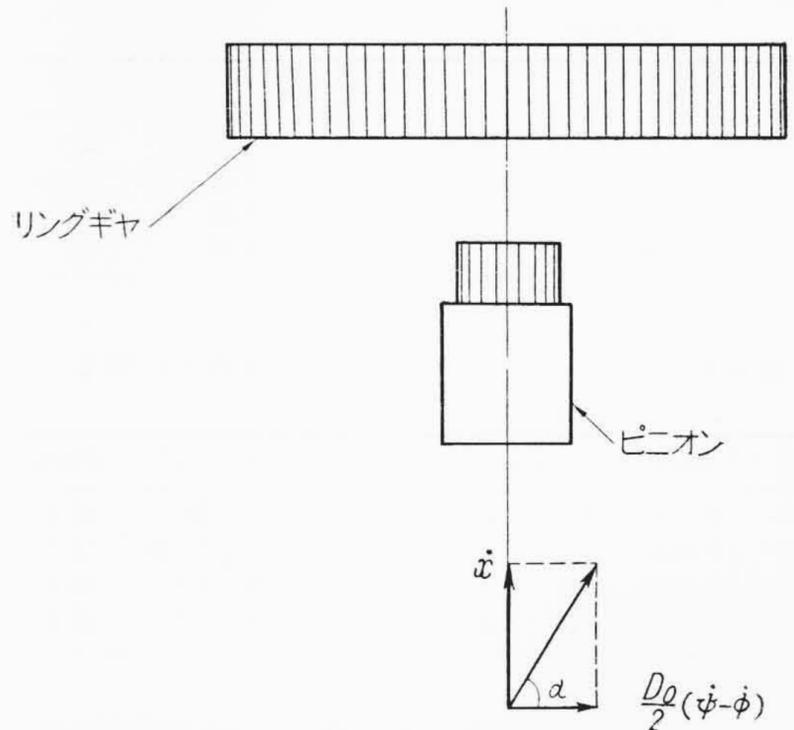
F<sub>0</sub> と電動機のトルク T との間には (8) 式が成立する。

$$F_0 = \frac{T}{a \tan \theta} \dots\dots\dots (8)$$

これからわかるように噛合初めにおいてピニオンがリングギヤに対しわずかのひっかかりを生じて噛合を確実にし、さらにアーマチャの慣性による衝撃を少なくするためには、リードアングルを小として F<sub>0</sub> を大きくとる必要がある。



第6図 嚙合初めにおけるピニオン運動解析 ( $\theta = 27^\circ$ )



第7図 ピニオンの嚙合状態

第2表 リードアングルとピニオン運動との関係 (計算値)

$\theta^\circ$	$t_0$ sec	$\dot{\phi}_0$ rad/s	$\dot{\phi}$ rad/s	$\dot{\psi}$ rad/s	$\dot{x}$ m/s	$\alpha^\circ$	$\ddot{x}$ m/s <sup>2</sup>	$F$ kg
22	0.0163	7.5	66.5	74	0.311	69°30'	15.2	3.8
27	0.0154	11	59.0	70	0.345	64°20'	18.5	4.62
32	0.0138	14	51.0	64	0.372	59°40'	21.3	5.35
42	0.0127	20	40.0	60	0.412	52°	25.5	6.38

以上の4点よりリードアングルの最大値は40度にとることが適当であると推論される。

#### 4.2 嚙合初めにおけるピニオンの運動解析

ピニオンとリングギヤとは、第1図のように常に一定の間隙  $\delta$  になるように始動電動機はセットされている。ここで嚙合動作上重要である間隙  $\delta=0$  におけるピニオンのリングギヤに対しての運動状態は次のようにして解析される。すなわち電動機の世界立上り特性曲線  $\psi-t$  曲線があたえられたとすると(4)式より第6図のように  $\dot{\phi}-t$ ,  $\dot{\psi}-t$ ,  $\phi-t$  などの諸曲線が求まる。

これは  $\theta=27^\circ$  の場合について求めた一例である。これからして第2表が求まる。

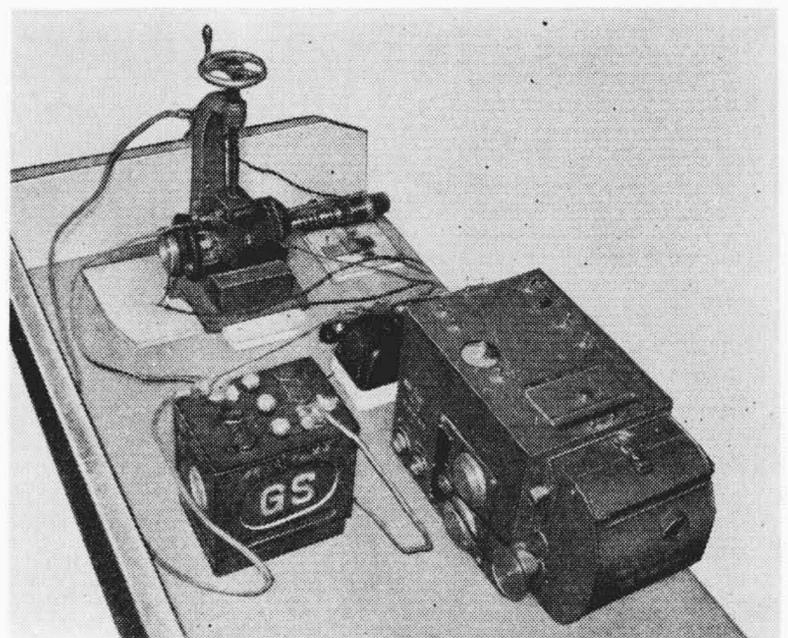
ただし嚙合角度  $\alpha$  は(9)式から求められる。

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{2\dot{x}}{(\dot{\psi} - \dot{\phi})D_0} \dots\dots\dots (9)$$

これからしてピニオンは  $\alpha$  なる角度から  $\ddot{x}$  の加速度で嚙合していくことがわかる(第7図参照)。

$\alpha$  の値は一般に大きい方が歯端面のいたみからは良いが、ピニオンの回転方向における衝撃が、ある一定値を必要とするという条件からこの値にも当然限界がある。

以上の解析でこの電動機の特性にマッチしたリードア



第8図 ピニオン運動解析装置

ングルは  $20^\circ < \theta < 40^\circ$  にしぼって考えることができる。

したがって以下のべる実験は  $\theta=22^\circ$ ,  $\theta=27^\circ$ ,  $\theta=32^\circ$ ,  $\theta=42^\circ$  について実験を行った。

### 5. 実 験

#### 5.1 実験装置

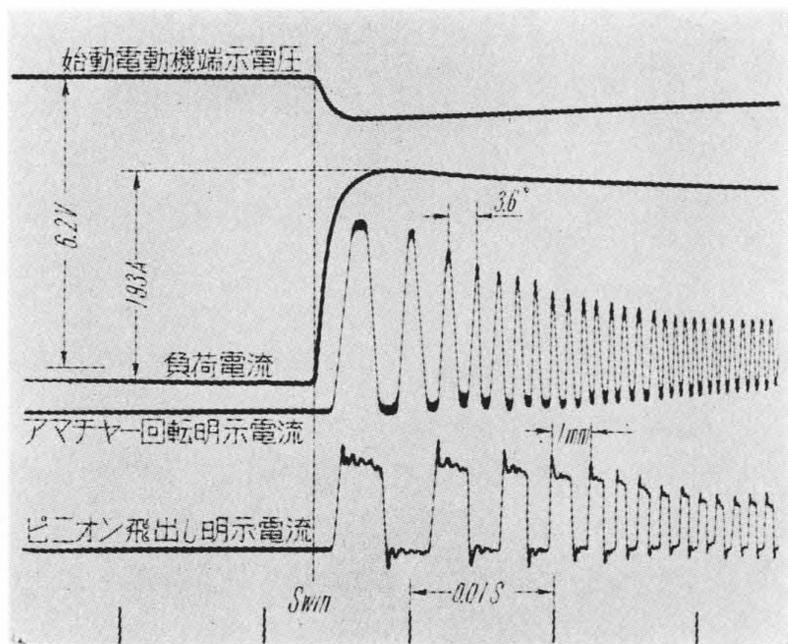
- (1) ピニオン飛び出し時における推進力の測定  
第8図において、ピニオンの加速度  $\ddot{x}$  をオシロにとりこれより推進力を求めた。
- (2) 嚙合初めにおけるピニオンの運動解析  
第8図の装置で  $t_0$  (始動スイッチを入れてからピニオンがリングギヤに嚙合い初めるまでの時間)  $\dot{\phi}_0$ ,  $\dot{\phi}$ ,  $\dot{\psi}$ ,  $\dot{x}$ ,  $\alpha$ ,  $\ddot{x}$  をオシロより求めた。
- (3) ピニオンの摩耗試験  
D10形のエンジンに供試始動電動機を取りつけて、自

第3表 リードアングルとピニオン推進力との関係 (実験値)

$\theta^\circ$	$F \text{ kg}$
22	3.9
27	4.75
32	5.85
42	6.55

第4表 リードアングルとピニオン運動との関係 (実験値)

$\theta^\circ$	$t_0 \text{ sec}$	$\dot{\phi}_0 \text{ rad/s}$	$\dot{\phi} \text{ rad/s}$	$\dot{\psi} \text{ rad/s}$	$\dot{x} \text{ m/s}$	$\alpha^\circ$	$\ddot{x} \text{ m/s}^2$
22	0.0158	4.5	68	72.5	0.324	$78^\circ$	15.6
27	0.0150	7.0	62	69.0	0.357	$73^\circ 30'$	19.0
32	0.0134	9.0	54	63.0	0.390	$71^\circ$	23.4
42	0.0125	18.5	41.5	60.0	0.420	$57^\circ$	26.2



第9図 ピニオン運動解析 ( $\theta=27^\circ$ )

動操作により下記の順序で行った。

イグニションコイル通电—始動電動機始動—エンジン着火—始動電動機停止—イグニションコイル通电停止—エンジン停止を繰り返しピニオンの摩耗，噛合動作について検討した。

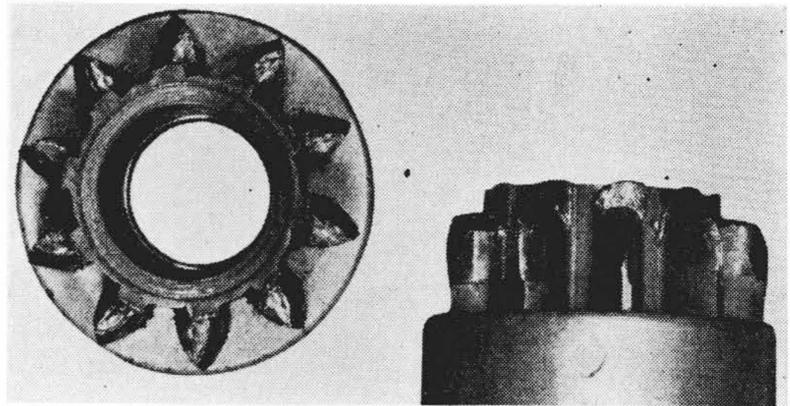
5.2 実験結果

(1) ピニオン飛び出し時の推進力とリードアングル  
第8図の装置により測定したのが第3表である。

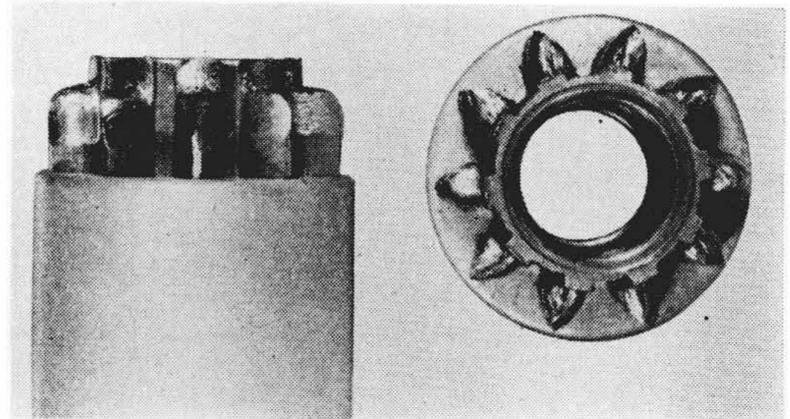
(2) ピニオンの運動解析

第8図の装置で求めたオシログラフより噛合初めにおけるピニオンの運動を実験的に求めた。第4表がそのデータであり第9図がオシログラフの一例である。

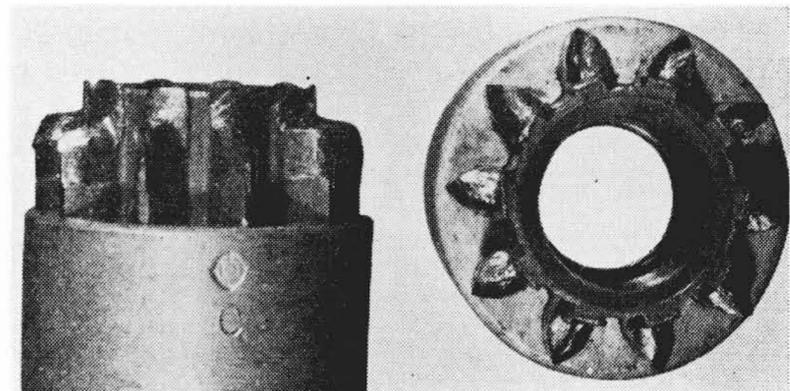
(3) エンジン起動試験におけるピニオンの摩耗試験  
摩耗試験に供したピニオンの材質は，摩耗現象をできるだけ早く知るために，軟鋼とした。なおピニオン摩耗はエンジン始動後のピニオン離脱の状況によって，著しく異なるため，エンジンは着火して試験を行った。第10図がその時のピニオンの写真である。この摩耗状態を示す写真でもわかるように始動時の衝撃および噛合角



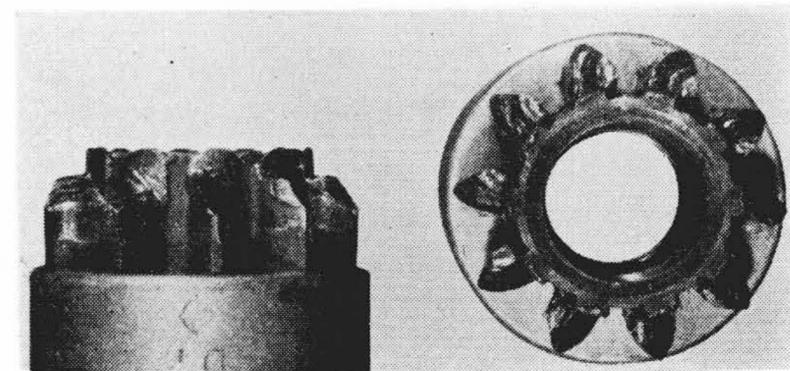
(a)  $\theta=22^\circ$



(b)  $\theta=27^\circ$



(c)  $\theta=32^\circ$



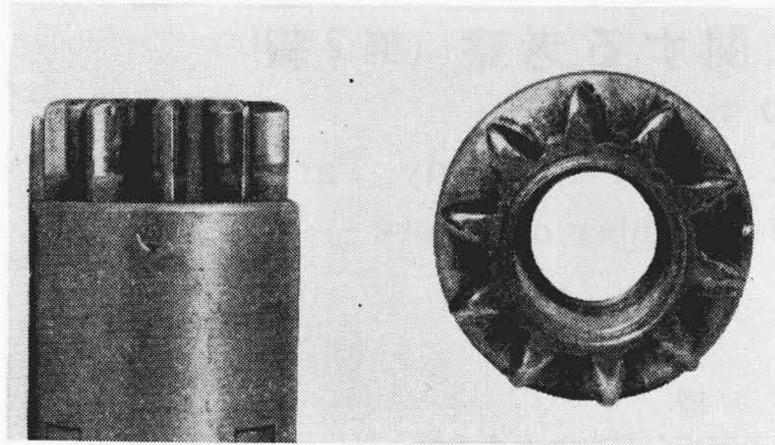
(d)  $\theta=42^\circ$

第10図 10,000回起動試験後のピニオン摩耗写真

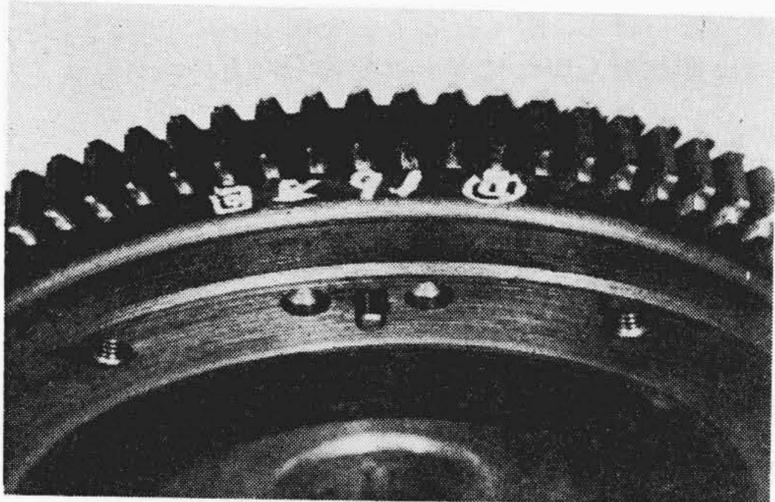
度などと摩耗との間には密接な関係がある。たとえばリードアングル  $\theta=42^\circ$  の場合は噛合角度が小さくしかも回転方向の衝撃が非常に大きいため，異常摩耗を起している。

5.3 実験結果の検討

以上の実験結果からわかるように，供試電動機特性によくマッチしたリードアングルは  $\theta=22^\circ \sim 35^\circ$  の範囲内にあるが，噛合機構を構成する衝撃，噛合角度，噛合初めから完了までピニオンに作用する推進力などを考



(a) ピニオン



(b) リングギヤ

第 11 図 16 万回起動試験後の摩耗写真

慮に入れると  $\theta=25^\circ\sim 30^\circ$  近辺にとった方がよい。

以上によってリードアングルを  $\theta=27^\circ$  に選んだ、このリードアングルでピニオンの材質熱処理を正規とし 16 万回のエンジン起動試験を行った結果リングギヤおよびピニオンの寿命はほとんど半永久的であることを確認した。第 11 図が 16 万回のエンジン起動試験後のピニオンおよびリングギヤの摩耗状態を示すものである。

### 6. 結 言

本研究は慣性摺動式始動電動機の噛合機構について、理論解析を試み、その概要を把握し、これをもとにして実験を行い、供試電動機の特性にもっともマッチしたリードアングルを決定したものである。この仕様の始動電動機を供試エンジンに組合せ、16 万回のエンジン起動試験を行った結果、優秀なデーターをうることができた。なおこの種の始動電動機に対して残された早期離脱およびピニオンの面取りの決定などの問題については稿を改めて報告する。

最後に本研究についてたえず御指導をいただいた上司のかたがたはじめ関係者各位に対し深甚の謝意を表します。



### 日立製作所社員社外寄稿一覧表

(その 2)

(第 59 頁より続く)

(昭和 33 年 10 月受付分)

寄稿先	題 目	執筆者所属	執 筆 者
Secondes Journees Internationales Pour le Calcul Analogique	Theoretical Consideration of Computing Errors of a Slow Type Electronic Analogue Computers	中央研究所 中央研究所	三浦武雄 永田 穰
材料試験連合講演会 欧文論文集刊行会 日刊工業新聞社	鋼材の疲労強度に及ぼす寸法効果 期待される珪素鋼板	日立研究所	大内田 久
日本金属学会 コロナ社	Study on the Mechanism of Formation of Bainite Na, Nak による金属の静的腐蝕と純度管理の基礎研究	日立研究所 日立研究所 日立研究所 日立研究所 日立研究所 日立研究所	小野健二 渡辺 勇 根本 正 河原誠二 厚母栄夫 石崎哲郎 佐々木 勇太郎
特 殊 鋼	J I S ステンレス鋼被覆アーク熔接棒の解説	日立研究所 日立研究所	小野健二 渡辺 潔
日本化学会 オーム社	フルフリルアルコールの縮合物(第 3 報) フルフリルアルコールとフェノールとの縮合物 磁気増幅器による強磁場発生装置用水銀整流器の精密定電流制御	日立研究所 日立研究所	高野 憲三 小野田 芳光 今 尾 隆雄
兼六館出版株式会社 日刊工業新聞社 荷役研究所 電波時報 日本労務研究会 日本産業機械工業会 港湾荷役機械化協会 社団法人家庭電気文化会	トランジスタの製造工程について 空調 和 八幡製鉄戸畑 1,000 t/h 鉄鉱石陸揚機について 工作機械の数値制御 労務管理事務の合理化 八幡製鉄所戸畑岸壁 1,000 t/h 鉄鉱石陸揚機 清水港石炭陸揚機完成 暖房器具に使われているヒーターのはなし	トランジスタ研究所 本 社 本 社 本 社 本 社 本 社 本 社 日立工機	山本博雄 高橋秀彦 吉野滋二 三木正一 溝井正人 吉野滋二 吉野滋二 徳重政晴