

本邦最初の純国産高速自動広幅鋼帯剪断装置

— 日本鉄板株式会社大阪工場納冷間ドラム型フライングシャー —

橘 川 寿 夫* 近 藤 正 和** 梶 原 利 幸***

Japan's First Home-Made High Speed Automatic Wide Strip Shearing Machine

— Cold Drum Type Flying Shear —

By Hisao Kitsukawa, Masakazu Kondō and Toshiyuki Kajiwara
Wakamatsu Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Hitachi, Ltd., recently designed and built the first cold drum type flying shear ever built in Japan and supplied to Nippon Teppan Co.

As is generally held, it is a necessary and effective practice to bring the shear tip speed and the line speed into synchronism when the neatness of sheared surface and accuracy of shearing length are the prior requirements. Traditionally, the synchronization of this nature has been possible only with small sized shears for tinned plate service, and no large type shears have been provided with the synchronizing device mainly due to the fact that as the shear becomes larger, transformed power developed by the synchronizing system turns out extremely large affecting badly the motor and gear parts and in addition, the function of the whole shear line is impaired thereby.

Hitachi's flying shear completed this time, which is capable of shearing large-sized finished steel plates, has successfully solved this problem by employing a patented elliptic gear of Hitachi's exclusive design for its synchronizing system as well as a special device which cancels away a major portion of the generated transforming power.

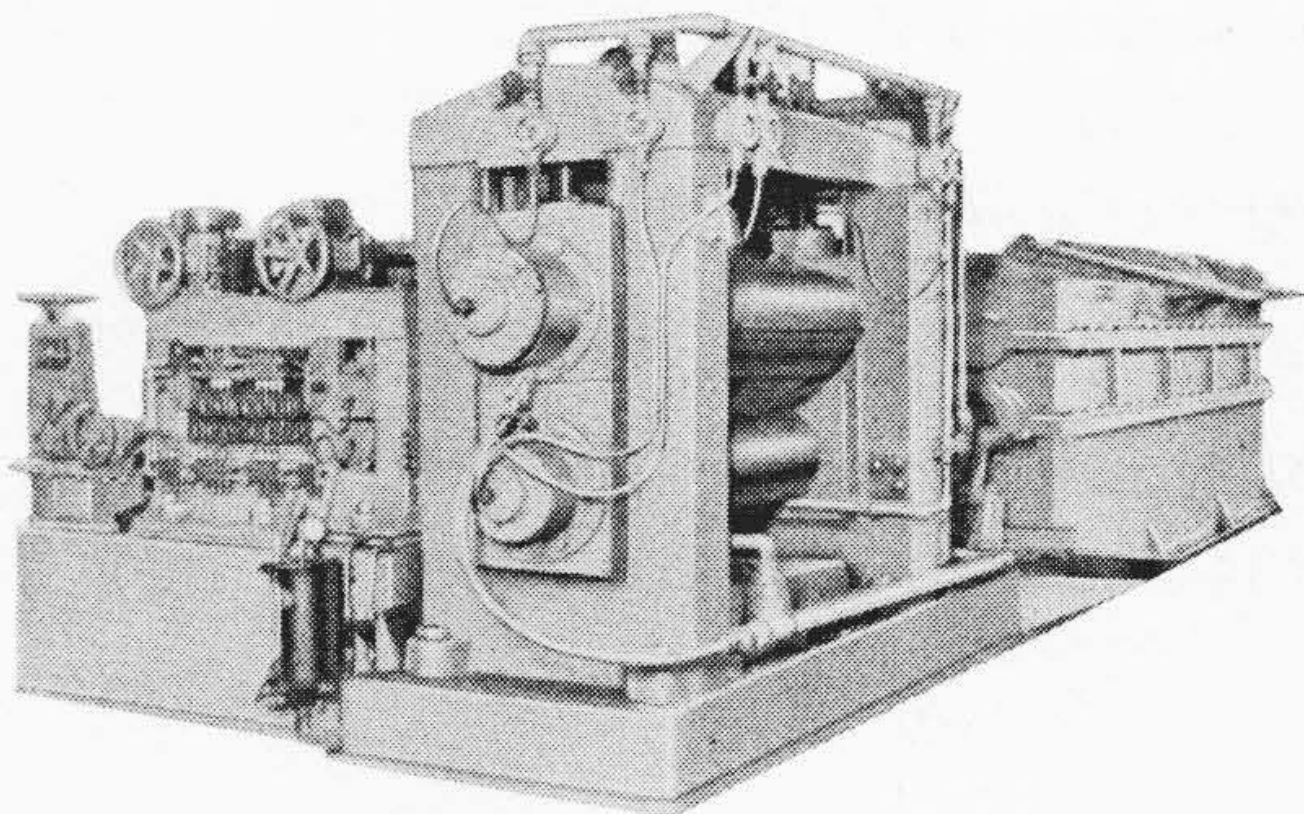
〔I〕 緒 言

近代的ストリップの圧延設備が発達するに伴い、ストリップを連続的にしかも長さの寸法誤差を僅かな範囲内におさえて切断するフライングシャーが要求されるようになった。

フライングシャーにはドラム型、揺動型があり、いずれも一長一短はあるが、従来のドラム型は双先速度とライン速度の理想的な同期機構がえられなかったことと、同期するために発生する変動動力が致命的欠陥となり、小型のものを除いては実用化されていない現状であった。今回同期機構に日立製作所発明の楕円歯車を使用し、そのために発生する変動動力は新に考案した装置によってほとんど完全に消去することに成功した。このように本機は同期機構を有する大型のドラム型フライングシャ

ーを可能ならしめた新製品であつて、その原理、機能および実験結果について報告する。

なおこのドラム型フライングシャーの仕様はつぎの通りである。



第1図 ドラム型同期フライングシャー

Fig. 1. General View of Synchronized Drum Type Flying Shear

* ** *** 日立製作所若松工場

被剪断材料

冷間圧延炭素鋼帯板

幅..... 915 mm

厚 さ..... 0.29~0.8 mm

剪 断 強 さ..... 40 kg/mm²切 断 寸 法.... 5'~8' この間 $\frac{1}{32}$ " とび各種
7.5'~12' この間 $\frac{3}{64}$ " とび各種

ラ イ ン 速 度.. 50~80 m/min (10 m/min 緩動)

〔II〕 切 断 機 構

第2図に示す機械配置においてストリップは一定速度で矯正機から回転ドラムに送られ、上下ドラムに植込まれた刃によって所定の長さに切断され、テーブルにて送出される。

第3図に示すごとく上下ドラムの刃先速度をともに v' とし、ストリップのライン速度を v とすれば、上下刃物が下ドラムの m 回転ごとに噛合う場合 $v=v'$ になるとき、ストリップの切断長さ S は下ドラムの刃先円の円周長さ S' の m 倍に等しくなり、一般につきの関係がある。

$$\frac{S}{mS'} = \frac{v}{v'} \quad S = mS' \frac{v}{v'} \quad \dots\dots\dots (1)$$

第4図に示すような駆動機構であると、ストリップのライン速度 v はピンチロールの外周速度に等しく、刃先速度 v' は変速装置の歯車の組合せによって決定される。モータはピンチローラとフライングシャーと共通であるので、 v/v' および S の値は駆動モータの回転数には関係なく変速装置によって決定される。

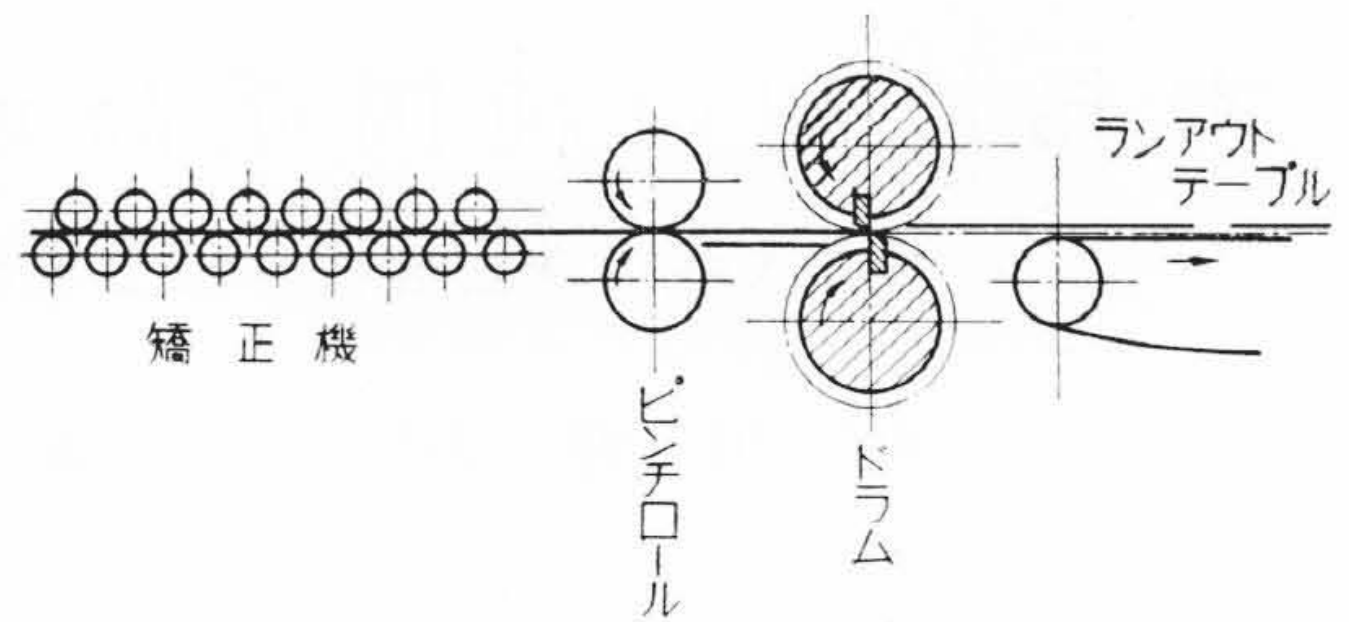
切断寸法 5'~12' 間を変速歯車によつてのみ割り出すと、刃物とライン各速度を切断時に同期するための楕円歯車による変速範囲が広くなり、変動トルクを取消す補助装置がきわめて大きくなるとともにその効果を低下するので、上ドラムの取替え、すなわち $m=2$ および $m=3$ の場合を適用した。したがつて上ドラムと下ドラムとの刃先円外径が 2:1 の場合は 5'~8' の切断範囲とし、3:2 の場合は 7.5'~12' の切断範囲になるように設計した。すなわち 5'~8' の切断範囲の場合は下ドラムの刃先円の直径を D とすれば

$$\frac{2\pi D}{5'} = \frac{8'}{2\pi D} \quad \text{の関係より} \quad D = 306.8 \text{ mm}$$

刃先の速度 $v=80 \text{ m/min}$ 下ドラムの回転数を n_0 とすれば

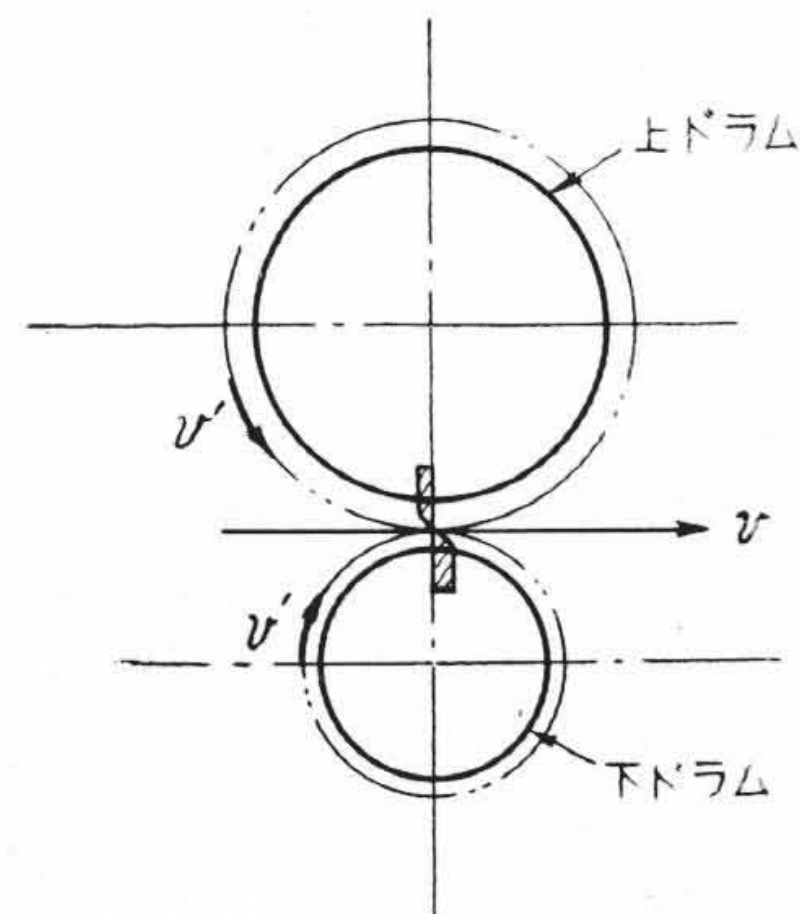
$$n_0 = \frac{v}{\pi D} = 83 \text{ rpm} \quad \dots\dots\dots (2)$$

すなわち下ドラムの回転数が 83rpm のときは帯板の切断長さは $6.3246' (2\pi D)$ となる。所要の切断長さを S 呎とすれば、そのとき必要な下ドラム回転数 n はつぎの関



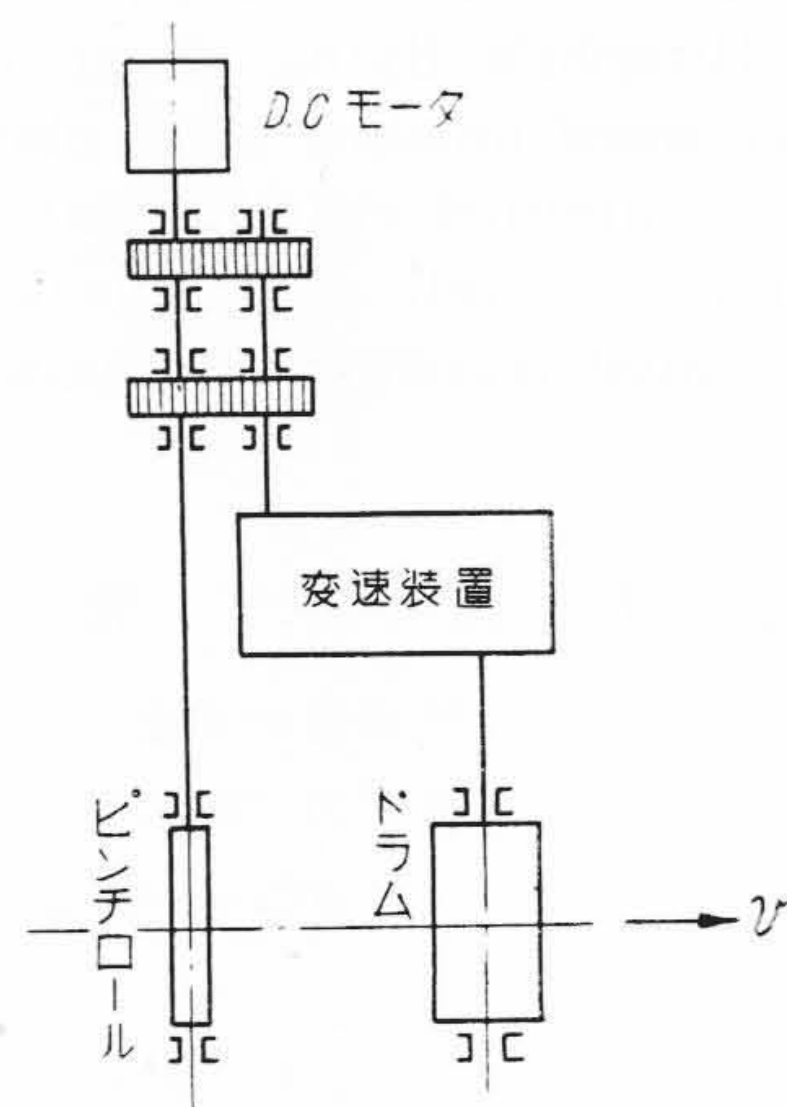
第2図 全 体 配 置 図

Fig.2. General Arrangement



第3図 切 断 機 構

Fig.3. Shearing Mechanism of Drum Type Flying Shear



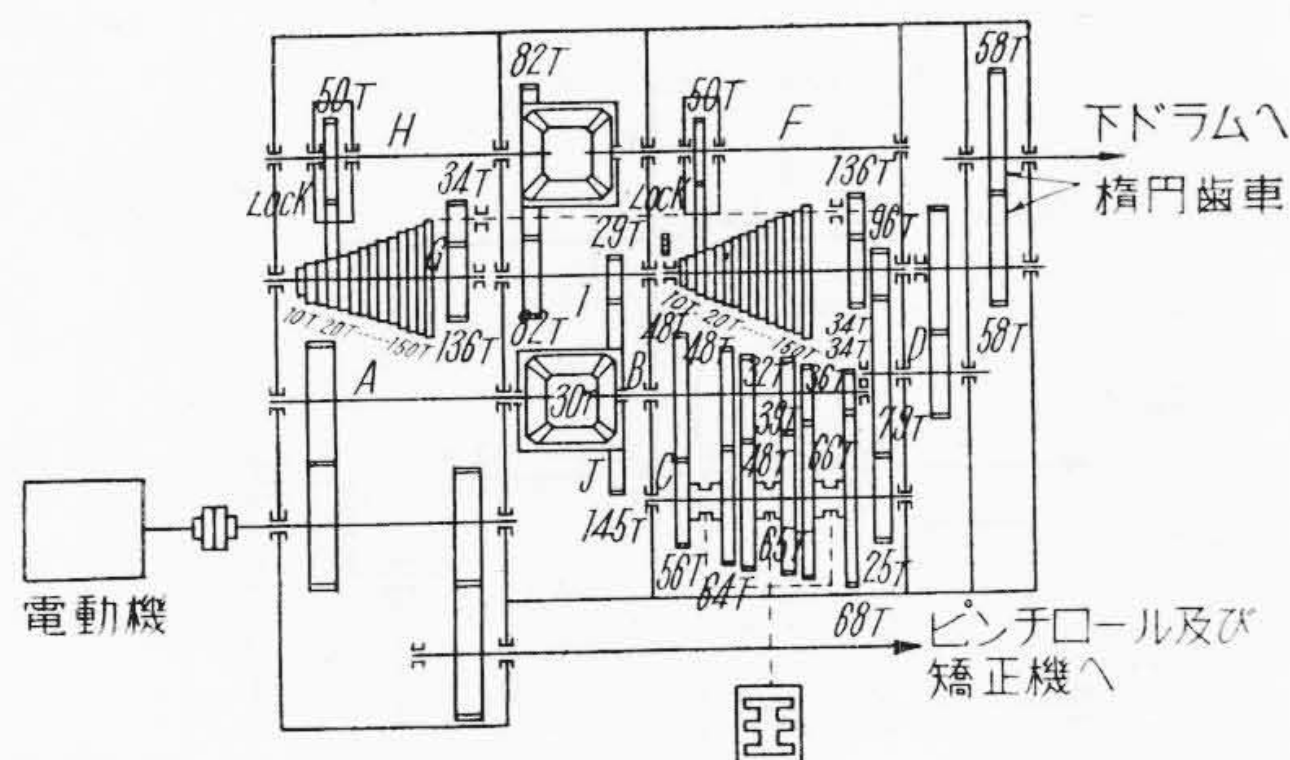
第4図 動 力 伝 達 方 式 図

Fig.4. Driving System of Flying Shear

係にある。

$$n = \frac{83 \times 6.3246}{S} \quad \dots\dots\dots (3)$$

7.5'~12' の切断範囲の場合は上ドラムを取替えて下ドラムが3回転に1回切断するので、5'が7.5'に8'が12'に相対し下ドラムの回転数には変化を必要としない。



第5図 変速機構
Fig. 5. Speed-change Mechanism

〔III〕 変速機構

切断寸法を $5' \sim 8'$ まで $1/32''$ とびに切断するため、(3) 式に示す回転数と切断寸法との関係が成立するように第5図に示す歯車機構を採用した。

第5図において $A, B, C, \dots, J$ 軸の回転数をそれぞれ $n_A, n_B, n_C, \dots, n_J$ とし、 $48T, 56T$ の歯車から順次右へ、その段階 x を左から $x=1, 2, 3, 4, 5, 6$ とする。

E 軸の固定車および $10T, 20T, 30T, \dots, 150T$ と F 軸の揺動リンク歯車の段階 y を左から $y=0, 1, 2, 3, \dots, 15$ とする。

また G 軸の固定歯および $10T, 20T, 30T, 150T$ と H 軸の揺動リンク歯車の段階 z を左から $z=0, 1, 2, 3, \dots, 15$ とすると、

$$\text{切断長さ} \quad S'' = 48 + 8x + \frac{1}{2}y = \frac{1}{32}z \quad \begin{cases} x=1, 2, 3, 4, 5, 6 \\ y=0, 1, 2, 3, \dots, 15 \\ z=0, 1, 2, 3, \dots, 15 \end{cases}$$

となる。

したがって本変速装置は $56''(4' \sim 8'')$ より $8' \sim 7\frac{31}{32}''$ まで $1/32''$ とびに切断長さを変化するように変速することができる。

上ドラムを取替えた場合切断長さの範囲および段階は上記の $3/2$ 倍となる。

〔IV〕 切断時におけるライン速度と 双先速度の同期機構

(2) および (3) 式より

$$\text{切断長さ } 5' \text{ の場合 } n_5 = 1.2649 \times n_0$$

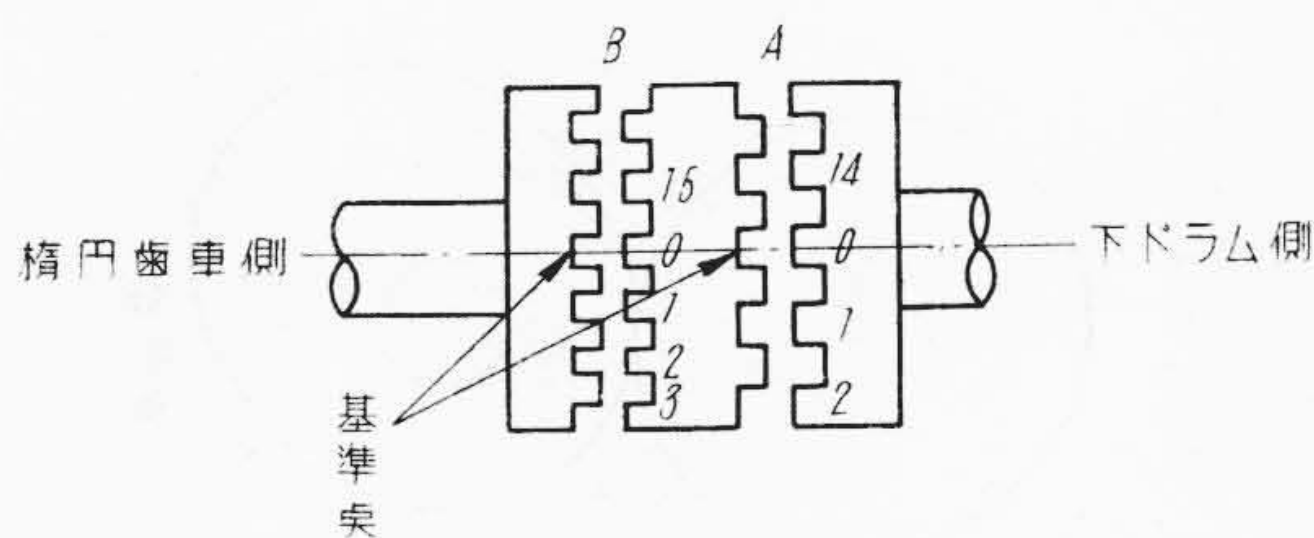
$$8' \text{ の場合 } n_8 = \frac{1}{1.2649} \times n_0 \text{ rpm}$$

すなわち

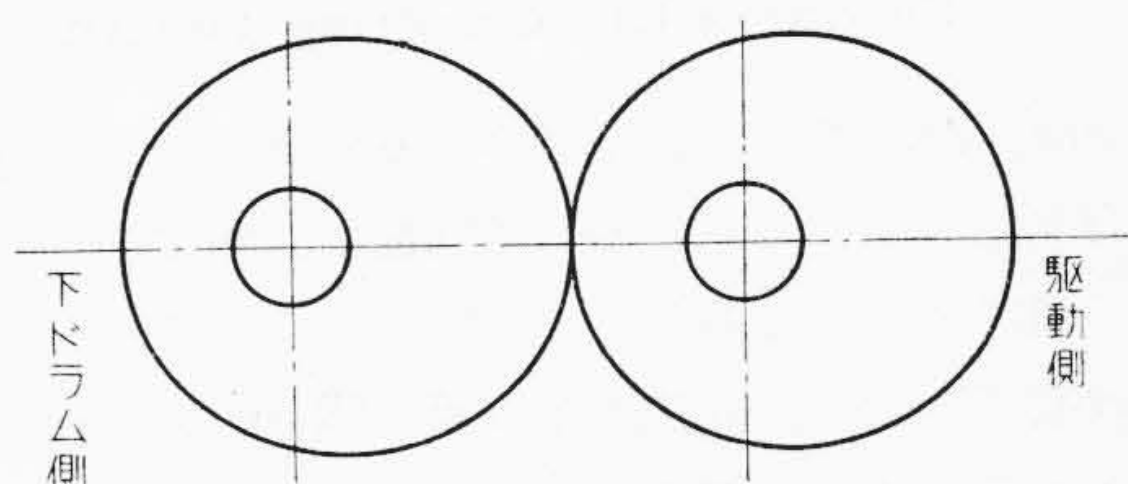
$S=5'$ の場合は双先平均速度が帯板の送り速度の
1.2649 倍

$S=8'$ の場合は双先平均速度が帯板の送り速度の
 $\frac{1}{1.2649}$ 倍

となっている。



第6図 微少調整クラッチ
Fig. 6. Micro-regulating Clutch



第7図 $5'$ 切断の場合、切断時の楕円歯車の噛合位置
Fig. 7. Relative Position of Elliptical Gears Cutting $5'$ Long

したがって $S=5' \sim 8'$ の範囲で切断時に帯板の送り速度と双先の速度を一致させるために、変速装置に一对の楕円歯車を備え下ドラムの角速度が一回転中に基準角速度 ($\pi n_0/30$) の 1.2649 倍 $\sim 1/1.2649$ 倍に周期的に変速する機構とし、また双先速度が帯板の送り速度と一致したときに上下の歯が噛合うために、楕円歯車と下ドラムの間に微少調整クラッチを備え両者間の取り付け角を微少に調整する。

この楕円歯車は楕円形の理論的な転がり接触の場合とほとんど同一の回転をなすゆえ、 ω を楕円歯車の角速度とすれば離心率 ϵ は必要な変速範囲から次式のごとく決定される。

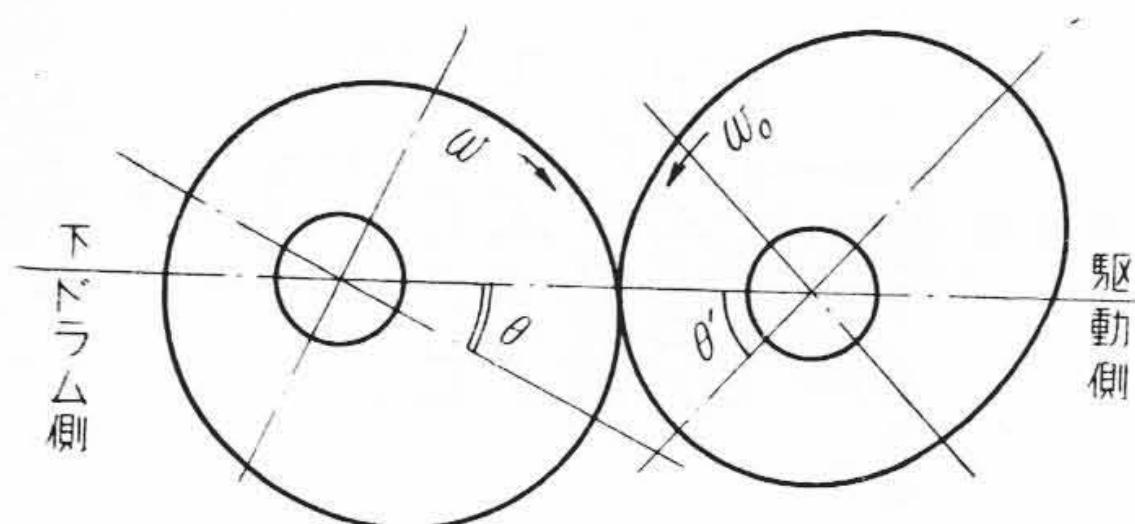
$$\epsilon = \frac{(\omega_{\max}/\omega_{\min})^{1/2} - 1}{(\omega_{\max}/\omega_{\min})^{1/2} + 1} = 0.1170 \dots (4)$$

$$\text{ただし } \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} = \frac{8}{5}$$

かくのごとく定められた楕円歯車を用いてドラムを回転するとき、帯板の送り速度は $5'$ 切断双先速度の最小値であり、 $8'$ 切断双先速度の最大値となり中間長さ切断の場合は切断長さに応じて定まるある点で双先速度は送り速度と一致する。

微少調整クラッチは第6図に示す機構で楕円歯車軸と下ドラム軸を連結し双の噛合い位置と楕円歯車の噛合い位置の相対関係を切断長さに応じて決定するを目的としたものである。

2組の爪数はそれぞれ 15 および 16 枚で最少公倍数は $15 \times 16 = 240$ すなわち連結する2軸を相対的に $360^\circ/240 = 1^\circ 30'$ とびに変化させることができる。この取付角



第8図 任意長さ切断の場合、切断時の楕円歯車の噛合位置

Fig.8. Relative Position of Elliptical Gears Cutting a Given Cutting Length

(5' 切断の場合それぞれ基準点と0を噛合せた相対位置を基準位置とし、これに対して回転した角度を以て取付角と称する)と切断長さとの関係について述べる。

基準位置の場合、楕円歯車は第7図(前頁参照)のような噛合位置にある。第8図において

ω_0 : 駆動側の角速度 (定速)

ω : 下ドラム側の角速度 (変速)

それぞれの基準位置からの回転角度を θ' , θ とする。

ϵ : 離心率

$$m = \frac{1+\epsilon^2}{1-\epsilon^2} \quad n = \frac{2\epsilon}{1-\epsilon^2} \quad \text{とすれば}$$

$$\frac{\omega}{\omega_0} = m - n \cos \theta$$

$\omega = \pi n_0 / 30$ (n_0 : 基準回転数 $ie: 6.3246'$ 切断の場合の下ドラム回転数 83 rpm) になるときに上下ドラムの歯が噛合うときの回転角度 θ は取付角である。したがって切断時の ω は $6.3246'$ 切断の場合の ω_0 に等しいからつぎの関係が成立する。S: 切断長さ

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{S}{6.3246} \quad \epsilon = 0.1170$$

$$m = 1.0278 \quad n = 0.23725$$

$$\text{ゆえに} \quad \frac{S}{6.3246} = m - n \cos \theta$$

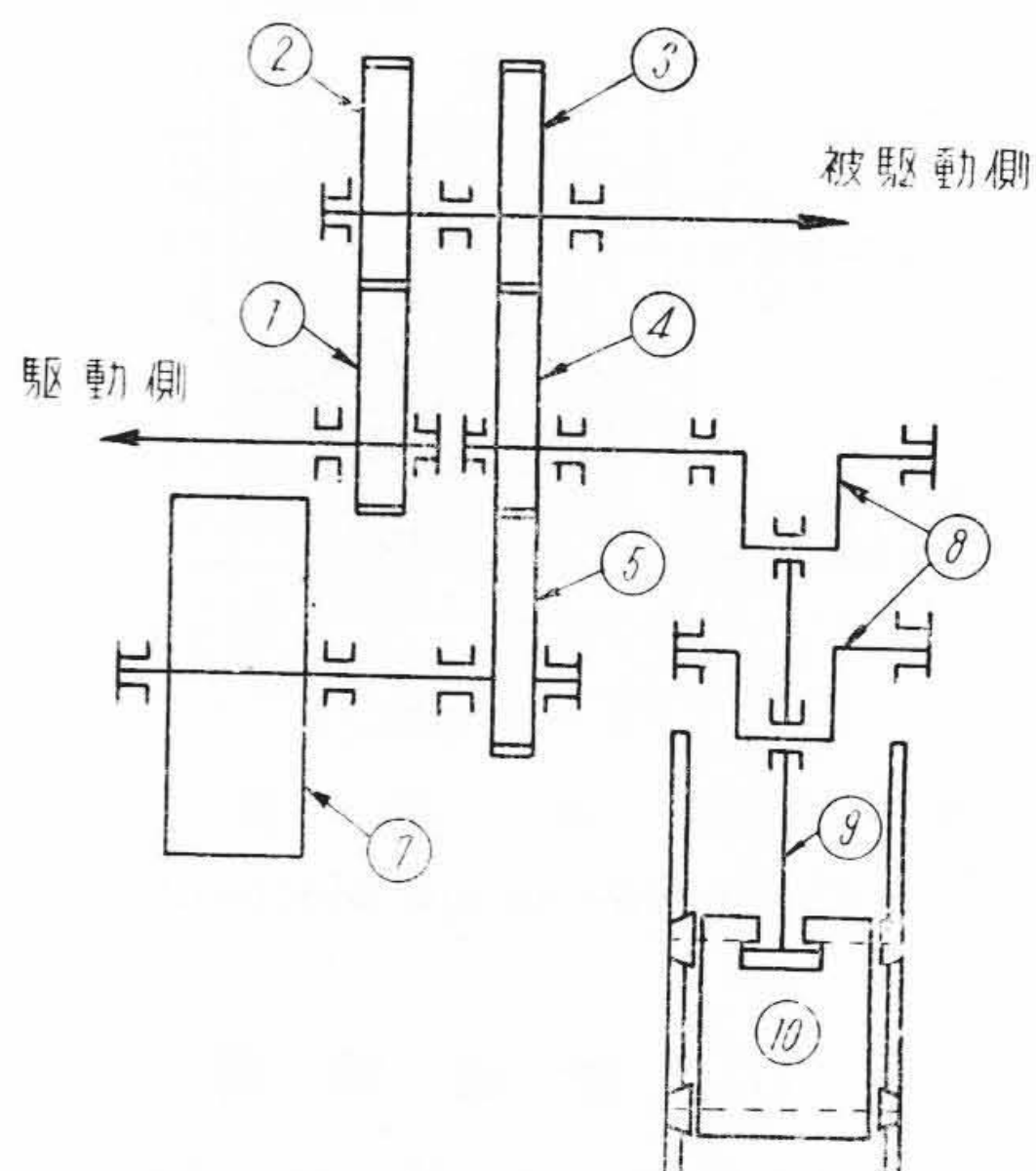
$$S = 6.500 - 1.500 \cos \theta \quad (\text{呎}) \dots \dots \dots (5)$$

(5) 式より各切断長さに対して微少調整クラッチにおける A.B. 爪の基準点に対する噛合せを求めた。

[V] 楕円歯車駆動により変速部分に発生する変動慣性動力の駆動側への伝達防止装置

一對の楕円歯車において駆動側が定速回転したとき、従動側(下ドラム側)は周期的な変速回転をする。したがって従動側の変速回転部分は正負の周期的変動慣性動力を発生し、駆動側の変速歯車および電動機にきわめて悪い影響をおよぼす。

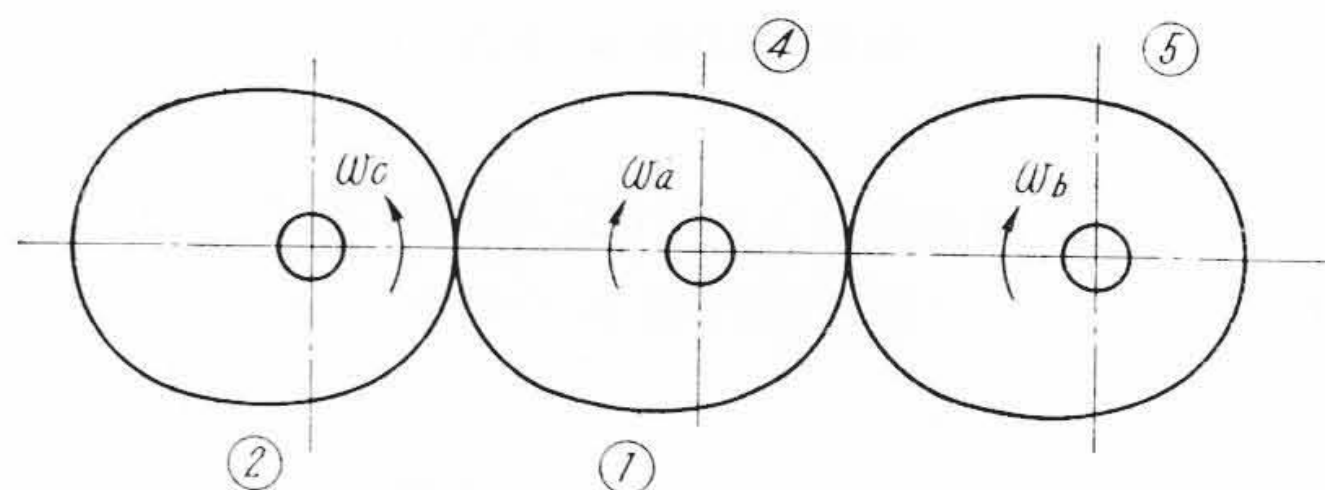
本装置は、従動楕円歯車と、被駆動部分との間に装置して正負を逆にした変動慣性動力を発生せしめて互に打消し合うものである。したがって駆動側には正負の変動



- ① 主動楕円歯車
- ② 従動楕円歯車
- ③④⑤ 楕円歯車
- ⑦ フライホイール
- ⑧ ダブルクランク
- ⑨ コネクティングロッド
- ⑩ 水平なるレール上を往復運動する重量物 (車によって支えられている)

第9図 負荷変動防止装置

Fig.9. Load Balancing Mechanism



第10図 5箇の楕円歯車の関係位置

Fig.10. Relative Position of Five Elliptical Gears

荷重が伝わらないので、変速用の多数の歯車に交番荷重が負荷されないのみならず電動機の実出力も小さくて済み、また電動機に正負の負荷がかゝり速度変動を生ずると、シャーライン全体の機能に不都合を生ずるが、この点も本装置を設けて解決できた。

第9図は本装置の機構を示すものである。(平面図)

第9図において楕円歯車①②および③④⑤の噛合の関係は第10図に示すごとくなる。したがって①と④および②と③の運動はそれぞれ同一である。

楕円歯車①④の角速度 ω_a (定速)②③の角速度を ω_b ⑤の角速度を ω_c とし、第10図の噛合位置のときの時間 t を0とすれば、 ω_b , ω_c は楕円形の性質より次の式で表わされる。

$$\omega_b = \frac{\omega_a}{m + n \cos \omega_a t} \dots \dots \dots (6)$$

$$\omega_c = \frac{\omega_a}{m + n \cos(\omega_a t + \pi)} = \frac{\omega_a}{m - n \cos \omega_a t} \dots \dots (7)$$

$$\text{ただし} \quad m = \frac{1+\epsilon^2}{1-\epsilon^2} \quad n = \frac{2\epsilon}{1-\epsilon^2}$$

ϵ : 楕円歯車(①②③④⑤)の離心率

以下摩擦動力を除き釣合の動力関係を調べる。楕円歯車⑤に連結されたフライホイールと⑦と楕円歯車⑤の慣性モーメントとの和 I_b を、楕円歯車②に連結された被駆動側の全回転部分と楕円歯車②③の慣性モーメントとの和 I_c に等しくなるように定め、これを I とする。

前者および後者のそれぞれ必要とする動力を P_b , P_c とすれば

$$P_b = I \frac{d\omega_b}{dt} \times \omega_b = \frac{In\omega_a^3 \sin \omega_a t}{(m+n \cos \omega_a t)^3} \dots\dots\dots (8)$$

$$P_c = I \frac{d\omega_c}{dt} \times \omega_c = \frac{-In\omega_a^3 \sin \omega_a t}{(m-n \cos \omega_a t)^3} \dots\dots\dots (9)$$

合成された動力を P とすれば $P=P_b+P_c$ ゆえ

$$P = -In^2\omega_a^3 \sin 2\omega_a t \frac{3m^2+n^2 \cos^2 \omega_a t}{(m^2-n^2 \cos^2 \omega_a t)^3} \dots\dots (10)$$

第9図のように楕円歯車④にダブルクランク⑧コネクションロッド⑨重量物⑩よりなるダブルクランク装置を連結する。重量物⑩の重量を W , クランクの半径を r とし、楕円歯車④が ω_a なる一定角速度で回転するとき、クランク装置駆動動力を P_w とすれば

$$P_w = \frac{W}{2g} \omega_a^3 r^2 \sin 2\omega_a t \dots\dots\dots (11)$$

したがって P と P_w の合成動力すなわち、駆動側に負荷する動力を P_d とすれば

$$P_d = P + P_w = \left\{ \frac{W}{2g} \omega_a^3 r^2 - In^2\omega_a^3 \frac{3m^2+n^2 \cos^2 \omega_a t}{(m^2-n^2 \cos^2 \omega_a t)^3} \right\} \sin 2\omega_a t$$

しかして $\sin 2\omega_a t = 1$ なるとき $P_d = 0$ なるように W を定めると

$$W = \frac{2gIn^2(3m^2+n^2/2)}{r^2(m^2-n^2/2)^3} \dots\dots\dots (12)$$

したがって

$$P_d = \left\{ \frac{3m^2+n^2/2}{(m^2-n^2/2)^3} - \frac{3m^2+n^2 \cos^2 \omega_a t}{(m^2-n^2 \cos^2 \omega_a t)^3} \right\} \times In^2\omega_a^3 \sin 2\omega_a t \dots\dots\dots (13)$$

本装置により動力 P_c の変動(9)式を動力 P_d の変動(13)式に消去することができたことになる。

第11図は P_b , P_c , P , P_w , P_d の変動を ω_a が最大となる 5' 切断の場合で、ドラム回転数 $n=n_5=105$ rpm の場合について示す。

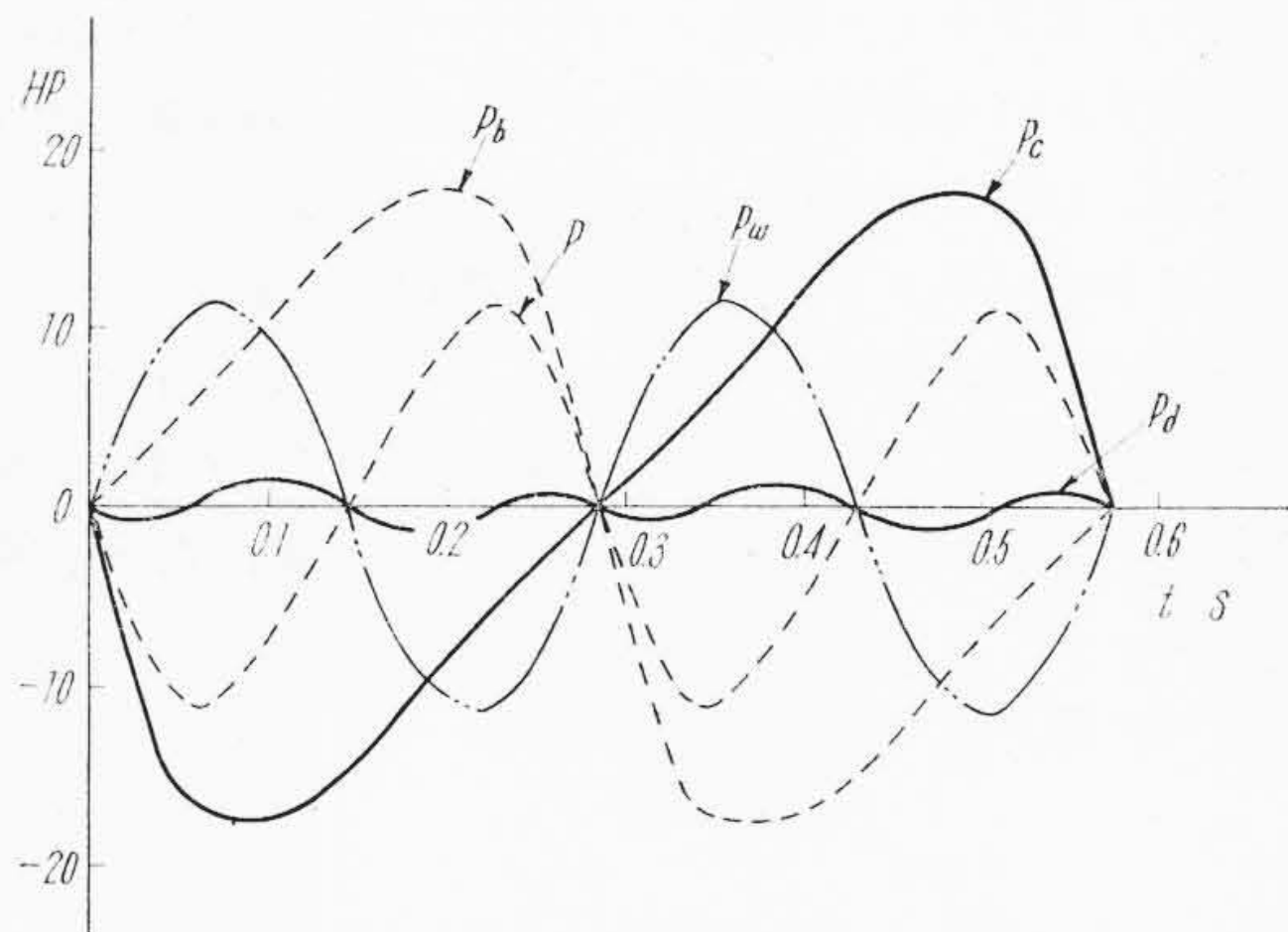
P_c , P_d の絶対値の最大値をそれぞれ P_{cmax} , P_{dmax} とすれば

$$\text{残留率 } f = \frac{P_{dmax}}{P_{cmax}} \times 100\%$$

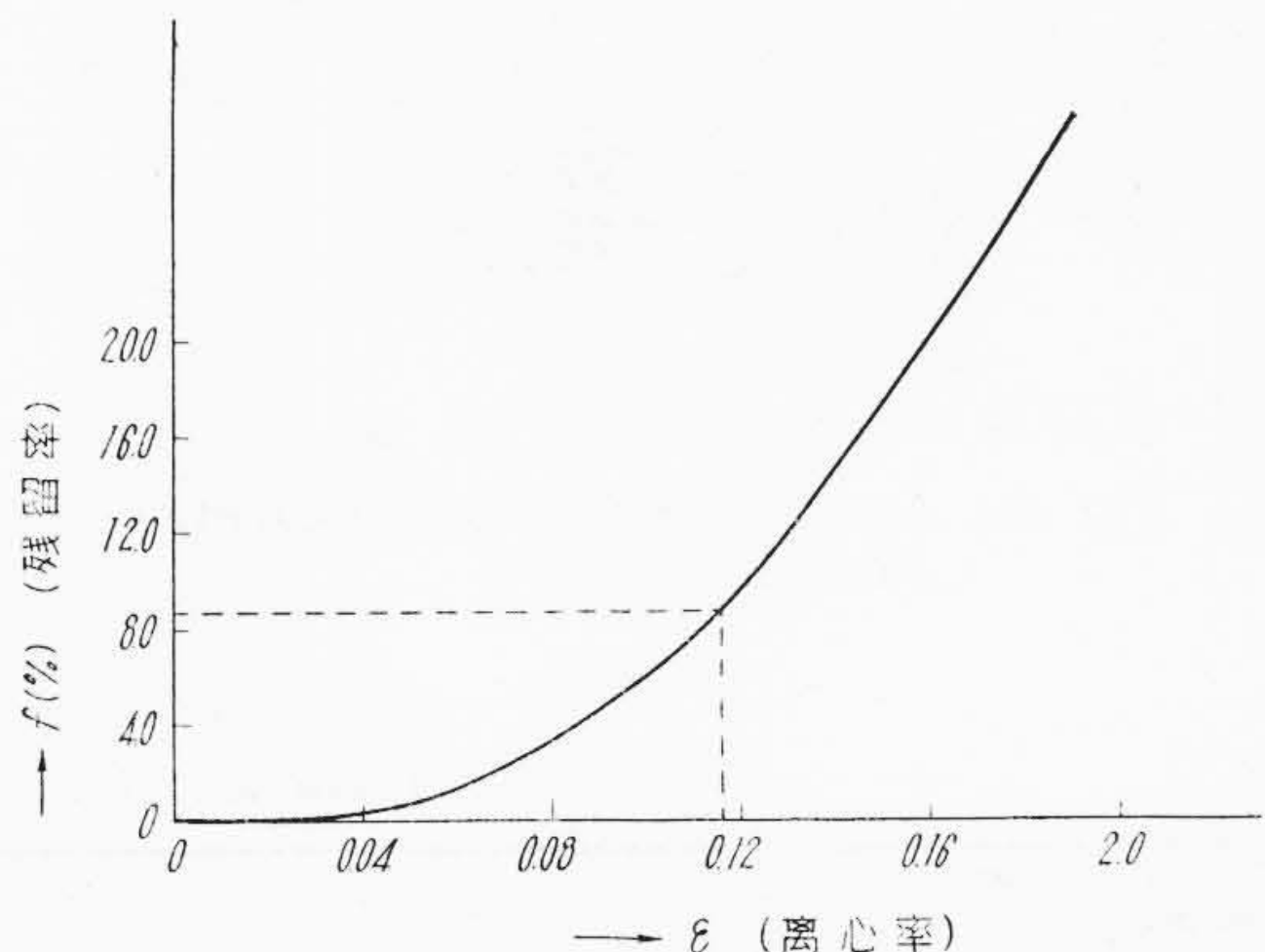
離心率 $\epsilon=0.16$ 以下について数値計算をすればつぎのようになる。

ϵ	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16
$f\%$	0.00	0.03	0.24	1.2	3.2	6.0	9.6	14.4	20.4

これを図に示すと第12図のようになる。したがって本



第11図 変動負荷消去説明図
Fig.11. Load Balancing Diagram



第12図 変動負荷消去効果曲線
Fig.12. Curve of Load Balancing Effect

装置においては、楕円歯車の離心率が 0.12 以下であれば動力変動を 10% 以内に防止することができる。

すなわち $P_{dmax}=1.5$ HP の変動動力が残るが、実際には被駆動側および本装置の各部の摩擦損失 P_e は相当の動力を必要とするので、 P_d は正負と周期的に変動しても、 P_d+P_e は常に正となると考えられる。したがって駆動側の多数の変速用歯車には、交番荷重は負荷せず、常に回転方向の力が歯面に作用する結果、歯車の強度、磨耗および噪音の点より目的を達することができた。

〔VI〕 歯車の工作誤差が切断長さの精度におよぼす影響

レベラを駆動する軸と切断刃物を取付けた下ドラムを回転する軸との間は多数の歯車によって連結されているが、歯車に誤差がある場合には、レベラ軸の一定回転角度に対しドラムは正しい回転角度だけ回転しないので、切断長さの誤差となつて現われる。

筆者らは変速機より生ずる切断長さの誤差を理論的に

第3表 ドラム側の5歯車だけを1-Bで仕上げた時の最大切断誤差

Table 3. Maximum Cut Length Error; Only Five Gears are Finished 1-B

切断長さ	最大切断誤差	
	全歯車 2-A	5歯車だけ 1-B
5'	2.23	1.64
6'	1.94	1.33
7'	2.10	1.50
8'	1.68	1.10
9'	1.65	1.14
10'	1.54	1.05
11'	1.65	1.16
12'	1.56	1.06

の歯車の工作誤差がすべて同一方向に集積された場合で決して起らないとは断定されないが、このようなことはきわめて稀なことであること

以上二つの理由により実際に起る誤差は、計算結果よりも相当に小さいものであると考えられる。なお発生頻度と切断長さ誤差との定量的な関係はさらに研究を必要とする。

また第2表よりあきらかなごとく、各歯車の切断誤差におよぼす影響は各歯車によつて大きな差があり、つぎのようにいえる。

(イ) ドラム軸に近い方にある歯車程大きい影響をおよぼす。

(ロ) 差動歯車を駆動する分路にある歯車の影響はきわめて小さい。

以上のことより全歯車をすべて高級仕上するより、むしろ影響の大きい歯車だけを高級仕上にすることが合理的と考えられる。

第3表は 10, 11, 30, 31, 32 の5箇の歯車だけを HAS 1-B で仕上げほかは全部 HAS 2-A で製作した場合の最大切断誤差を示す。

[VII] 切断実験

(1) 概要

第14図においてCを上下刃の隙間 (clearance), Lを重なり (lap) とすれば

(i) 0.8mm の鋼板を切断することのできる C, L の範囲

(ii) 刃先速度と板の送り速度が同期した場合と同期しない場合との切断荷重, 切断時間, 切断長さの誤差および切断面の比較検討

以上2項目について実験を行った。

(2) 実験装置

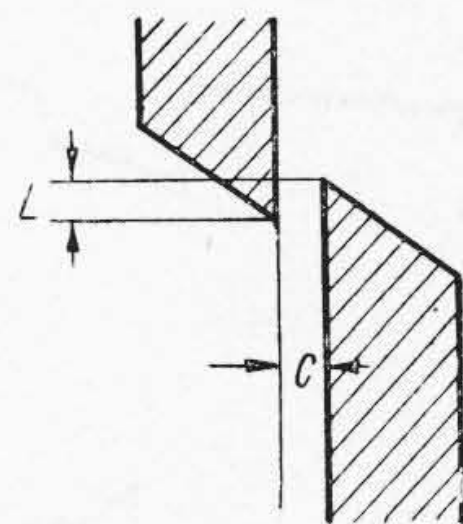
上ドラムメタルチョックと圧下スクリュウとの間に、

第14図

刃先の重なりと隙間

Fig. 14.

Lap and Clearance of Tool Tips



左右それぞれ歪ゲージをはった円筒形 (50φ×100L) の鋼製ブロックを置き、このブロックに切断荷重を直接作用させて、ストレインメータおよびオッシログラフにより写真にとつた。左右の歪ゲージはそれぞれ別のストレインメータにより測定した。なおストレインメータは新興通信社の Ps-7L 型を使用した。

帯鋼の仕様

本実験に使用せる帯鋼の性質は下記の通りである。

- (イ) 寸 法..... 0.8×400mm
 (ロ) 加 工 程 度..... 焼鈍後 50% 圧延
 (ハ) 機 械 的 性 質
 抗 張 力..... 59.9 kg/mm²
 伸..... 6.0%
 ブリネル硬度..... 197

(ニ) 化 学 分 析

C=0.09% P=0.009%
 Si=0.01% S=0.017%
 Mn=0.43% Cu=0.230%

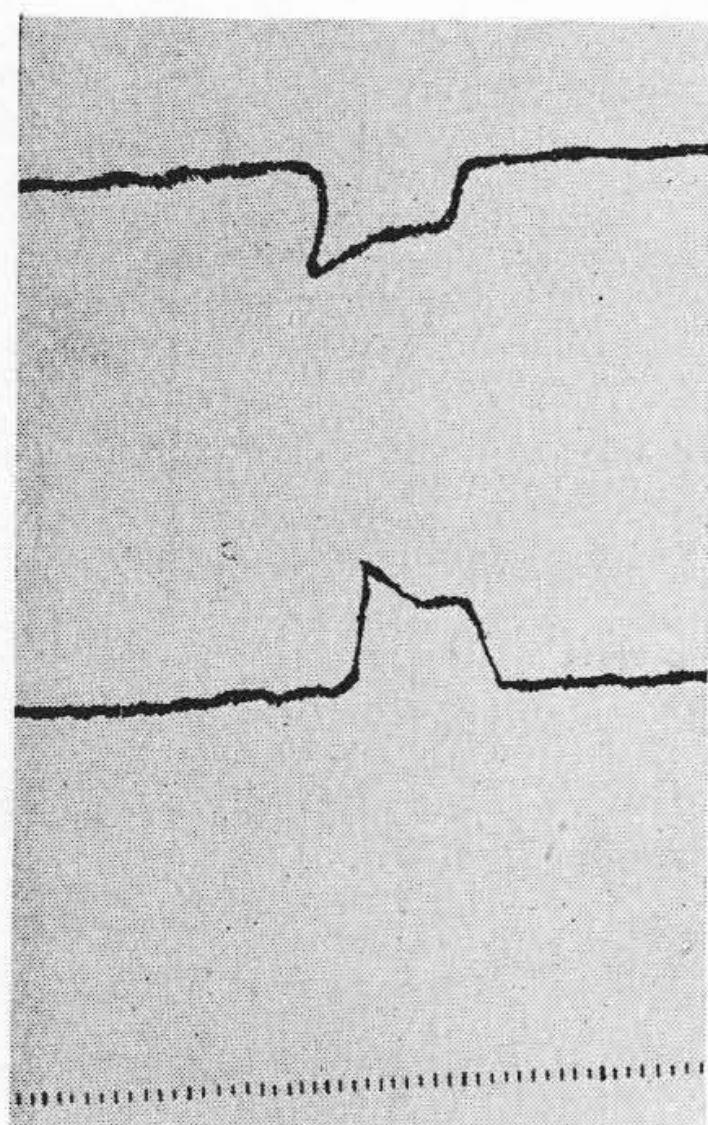
(3) L, C の 範 囲

板幅 400mm, 板厚さ 0.8mm 板を切断するため L=0, 0.1, 0.2, 0.3, ..., 1.0mm とし、それぞれにおいて C を板厚さの 5%, すなわち 0.04mm づつ変化させて、切断試験を行い、その結果切断可能なる C, L の範囲がわかった。

第4表 切断可能なる C と L の 範囲 (ライン速度; 20m/min)

Table 4. Range of C and L Possible to cut (Line Speed; 20 m/min)

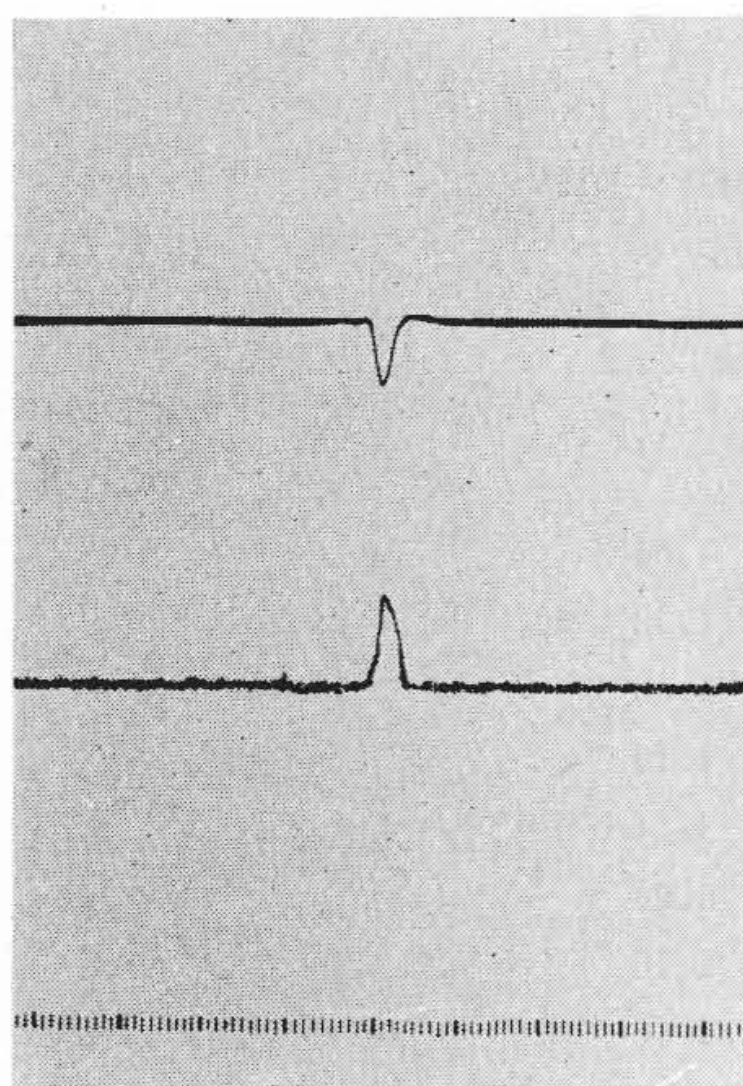
L mm	切断可能なる C の 範囲
0	Cのいかなる値に対しても切断不能
0.1	0.04 mm (5%)
0.2	0.04, 0.08, 0.12, 0.16 mm (20%)
0.3	0.04, 0.08, 0.12, 0.16 mm (20%)
0.4	0.04, 0.08, 0.12, 0.16 mm (20%)
0.5	0.04, 0.08, 0.12, 0.16 mm (20%)
0.6	0, 0.04, 0.08, 0.12, 0.16 mm (20%)
0.7	0, 0.04, 0.08 mm (10%)
0.8	0, 0.04, 0.08 mm (10%)
0.9	0, 0.04 mm (5%)
1.0	0, 0.04 mm (5%)



第15図 切断荷重

刃先速度がライン速度より $33\frac{1}{3}\%$ 速い場合 $W=4,250$ kg

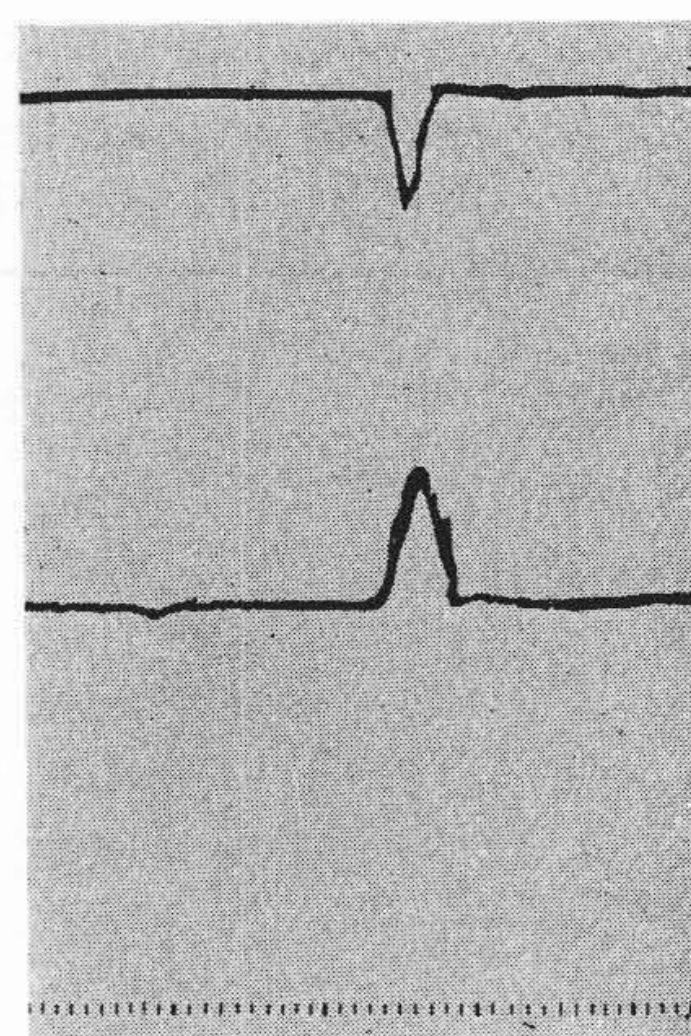
Fig.15. Oscillogram Showing Cutting Load when Tool Tip Speed is $33\frac{1}{3}\%$ Faster than Line Speed $W=4,250$ kg



第16図 切断荷重

刃先速度がライン速度より $16\frac{2}{3}\%$ 速い場合 $W=4,300$ kg

Fig.16. Oscillogram Showing Cutting Load when Tool Tip Speed is $16\frac{2}{3}\%$ Faster than Line Speed $W=4,300$ kg



第17図 切断荷重

刃先速度がライン速度と同期した場合 $W=4,900$ kg

Fig.17. Oscillogram Showing Cutting Load when Tool Tip Speed Synchronizes with Line Speed $W=4,900$ kg

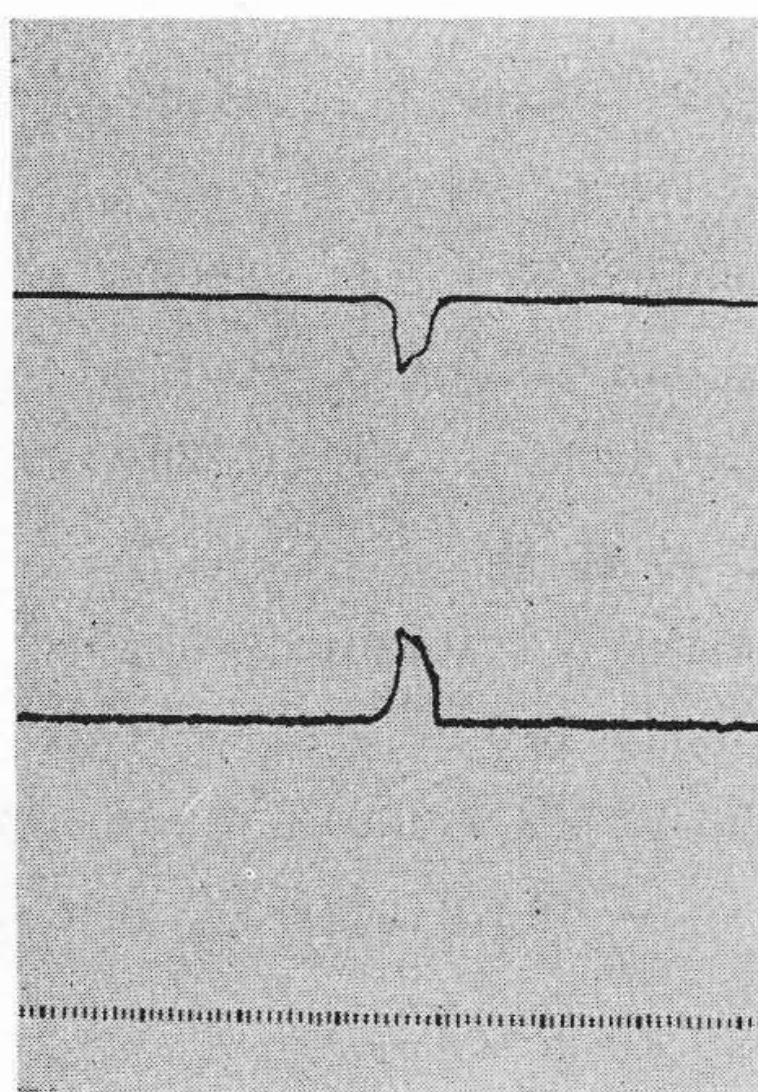
第18図 切断荷重 刃先速度がライン速度より $16\frac{2}{3}\%$ 遅い場合 $W=4,350$ kg

Fig.18. Oscillogram Showing Cutting Load when Tool Tip Speed is $16\frac{2}{3}\%$ Slower than Line Speed $W=4,350$ kg

(4) 刃先と帯鋼の相対速度が切断荷重, 切断時間, 切断長さの精度および切断面におよぼす影響

$L=0.4$ mm, $C=0.04$ mm において板幅 400 mm, 板厚 0.8 mm の帯鋼をライン速度 20 m/min でつぎの場合について6回切断試験を行つた。

- (イ) 刃先速度が帯鋼の送り速度の $33\frac{1}{3}\%$ 速い場合
- (ロ) 刃先速度が帯鋼の送り速度の $16\frac{2}{3}\%$ 速い場合
- (ハ) 刃先速度が帯鋼の送り速度と同期した場合
- (ニ) 刃先速度が帯鋼の送り速度の $16\frac{2}{3}\%$ 遅い場合

第5表 刃先と鋼帯の相対速度が切断荷重と切断時間におよぼす影響

Table 5. Influence of Relative Speed of Tool Tip and Strip on Cutting Load and Time

	最大切断荷重 (kg)	相当切断応力 (kg/cm ²)	切断時間 (s)
イ	4,250	1,330	1/12
ロ	4,300	1,350	1/30
ハ	4,900	1,530	1/30
ニ	4,350	1,360	1/26

第6表 刃先と鋼帯の相対速度が切断長さの精度におよぼす影響

Table 6. Influence of Relative Speed of Tool Tip and Strip on Accuracy of Cutting Length

	刃先の帯鋼に対する相対速度	平均長さの誤差範囲 (mm)	最大誤差範囲 (mm)
イ	帯鋼速度の $33\frac{1}{3}\%$ 速	0.5	1
ロ	帯鋼速度の $16\frac{2}{3}\%$ 速	0.4	1
ハ	同期	0.15	0.5
ニ	帯鋼速度の $16\frac{2}{3}\%$ 遅	0.5	1

(A) 切断荷重および切断時間

切断荷重の変化をオシログラム第15図～第18図に示す。ただし縦座標は切断荷重, 横座標は時間軸で下辺の刻みの Time Mark は1刻みが $1/120$ 秒であり時間の方向は写真の右から左に向う。なお上下二本の荷重曲線は上ドラム左右軸受の切断荷重であり全切断荷重はこれ

らの和である。

最大切断荷重，切断時間は第5表のようになる。

(B) 切断長さの精度

切断長さを1枚目から5枚最大長，最短長の生ずる両側の長さの精度を測定した結果は第6表の通りである。ただし平均長さの誤差範囲は両側の長さの平均値の5枚中でのばらつきであり，最大誤差範囲とは両側の長さの5枚中でのばらつきである。

これより双先速度と帯鋼の送り速度の同期により，切断長の精度は著しく向上することがあきらかに認められる。

(C) 切断面

切断面および切断部の側面図を第19図～第22図に示す。切断面は側面図よりあきらかなごとく，(イ)および(ニ)はきわめて悪く，(ロ)と(ハ)は良好である。たゞ(ロ)の場合は中央にくぼみができ，切断面の直角度がいく分(ハ)の場合に比し劣っている。すなわち切断部は双先速度とライン速度を同期せしめた場合に，最上の形状がえられ幾分引張り勝手に切つても大して悪くならないが，押し勝手に切る場合はきわめて好ましくないことがわかる。以上より切断長さの精度および切断面ともに双先と帯鋼の速度の同期により著しく向上することが実証された。

〔VIII〕 楕円歯車駆動により変速部分に発生する変動慣性動力の駆動側への伝達防止装置の実験

新しく考案した上記装置の理論解析および構造は〔V〕で述べた通りであるが，本実験では防止装置を設けない場合と設けた場合の無負荷駆動における電動機入力の変動状態を比較することにより，その効果を検討した。

電動機……D.C. 30 kW 0～600～1,000 rpm
電動機の回転数は 500 rpm(下ドラム回転数 48 rpm)とした。

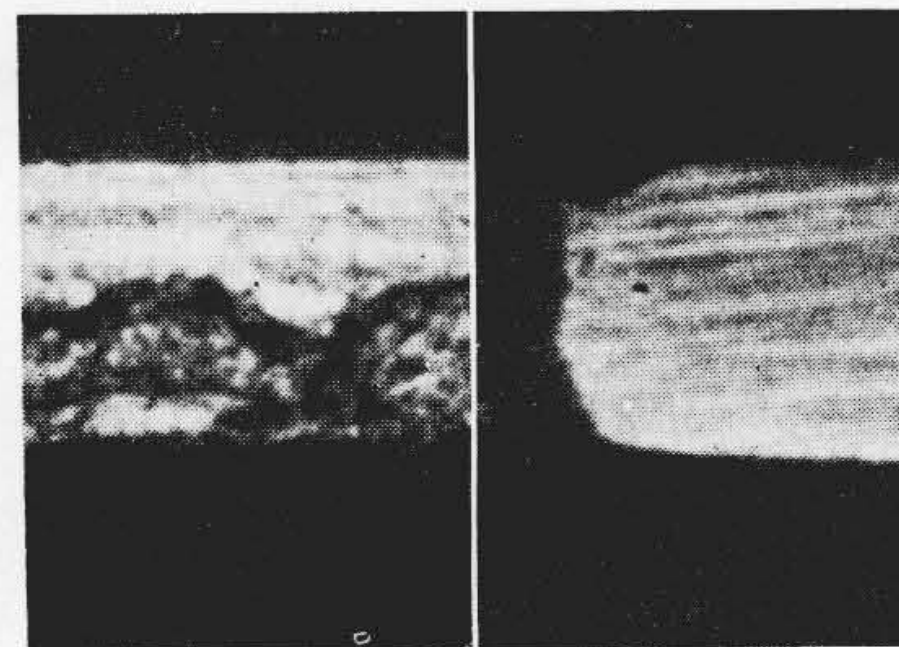
- (a) 防止装置を設けない場合
 - (b) 一段階の防止装置のみ設けた場合
 - (c) 二段階の(完全なる)防止装置を設けた場合
- 以上 (a)(b)(c) の場合における入力を測定した。

入力の測定方法は，電圧一定の状態では電動機の回転子電流をオシログラフでその変動を撮り，電圧×電流を入力とした。

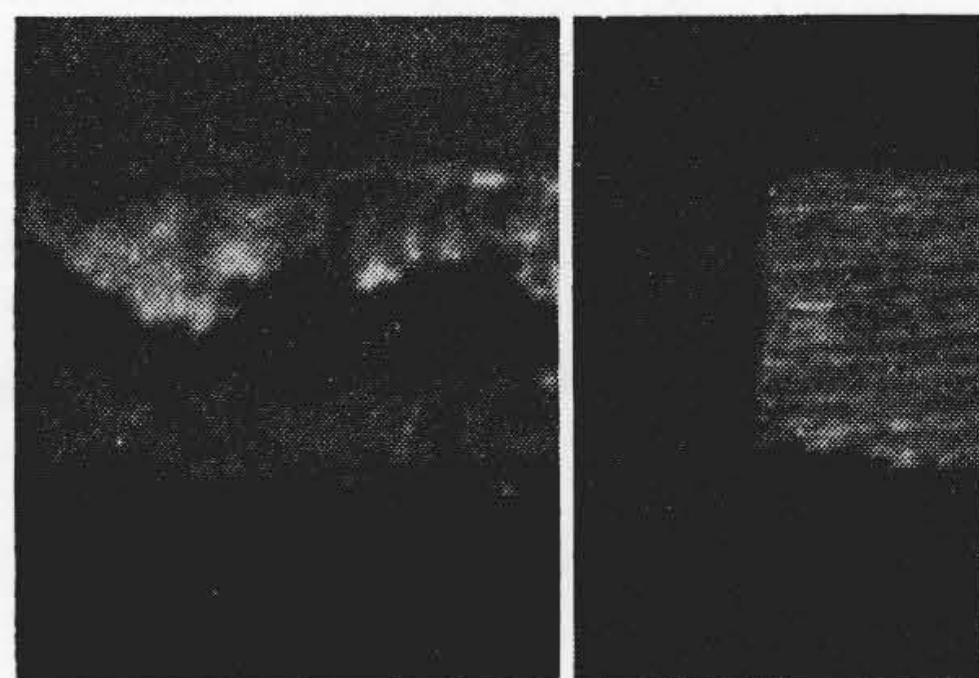
入力の変動状態を第23図～第25図(次頁参照)に示す。

入力の変動はつぎの通りである。

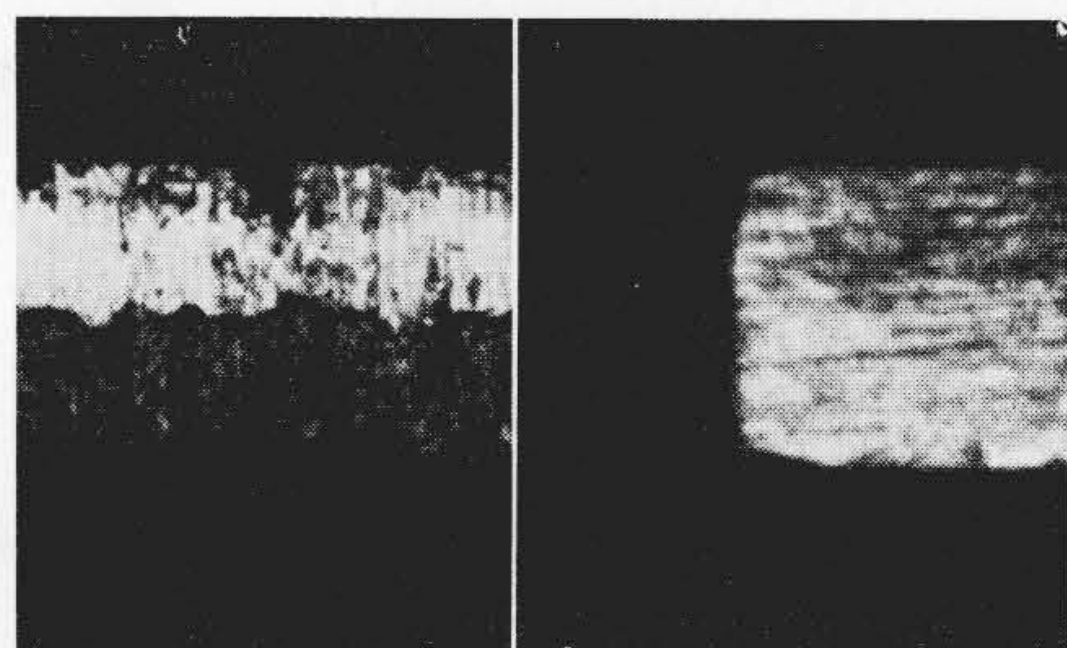
電動機回転数(rpm)	回転子電流(A)	電圧(V)	入力(kW)	平均入力(kW)
(a) 500	7.5～17.5	215	1.62～3.76	2.69
(b) 500	80.0～16.0	215	1.72～3.44	2.58



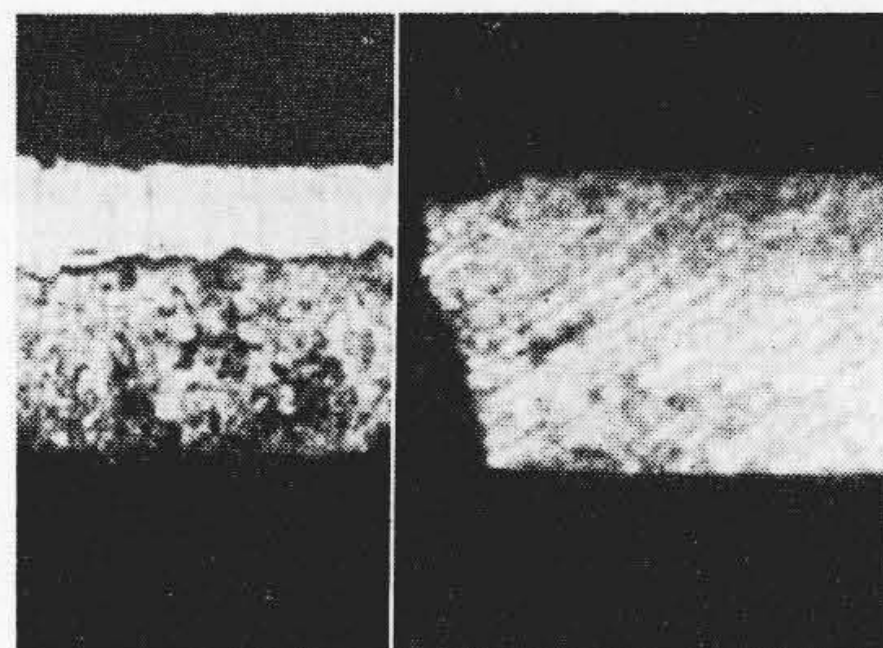
第19図 切断部の状況
双先速度がライン速度より $33\frac{1}{3}\%$ 速い場合
Fig. 19. View of Cut Part when Tool Tip Speed is $33\frac{1}{3}\%$ Faster than Line Speed



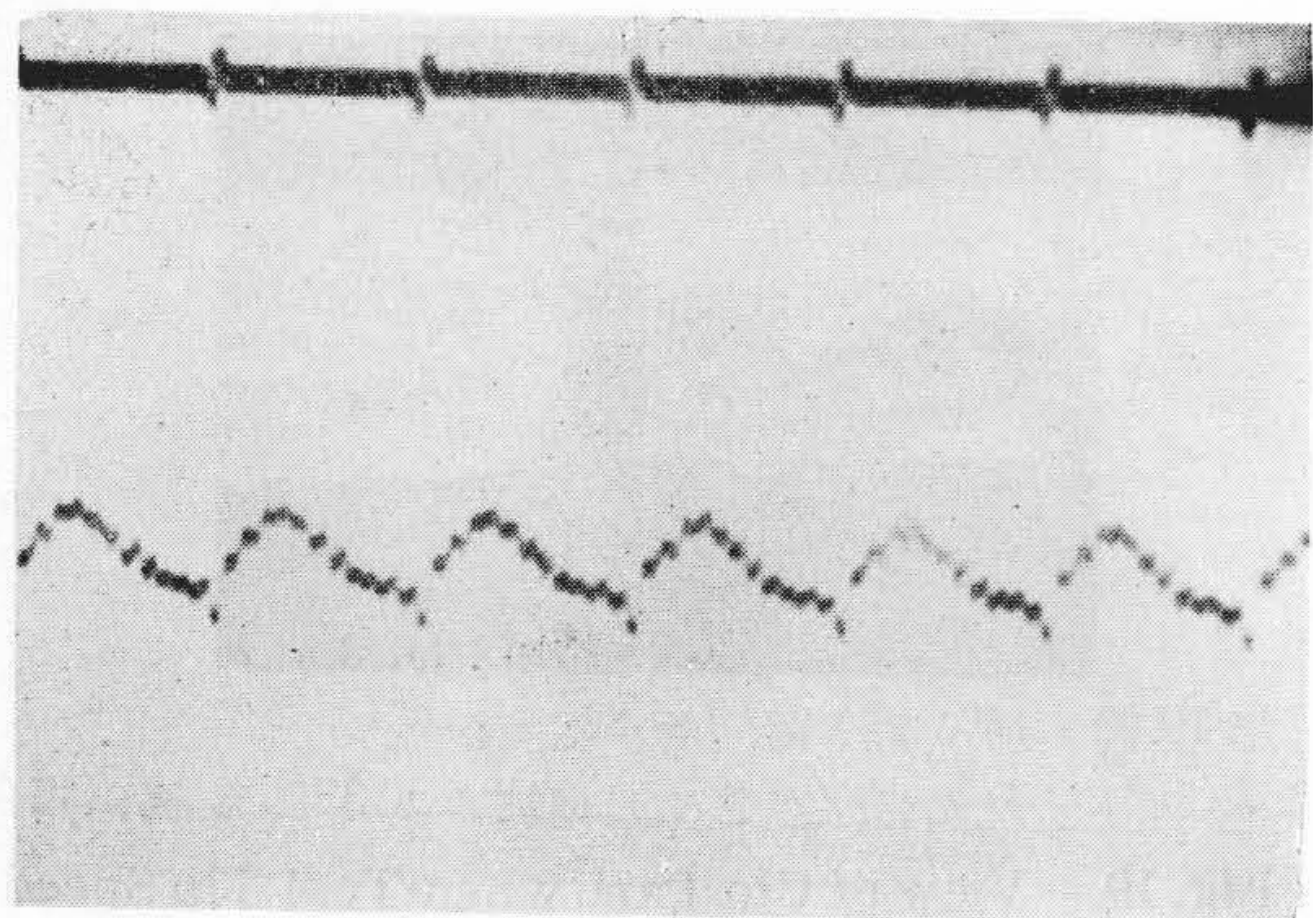
第20図 切断部の状況
双先速度がライン速度より $16\frac{2}{3}\%$ 速い場合
Fig. 20. View of Cut Part when Tool Tip Speed is $16\frac{2}{3}\%$ Faster than Line Speed



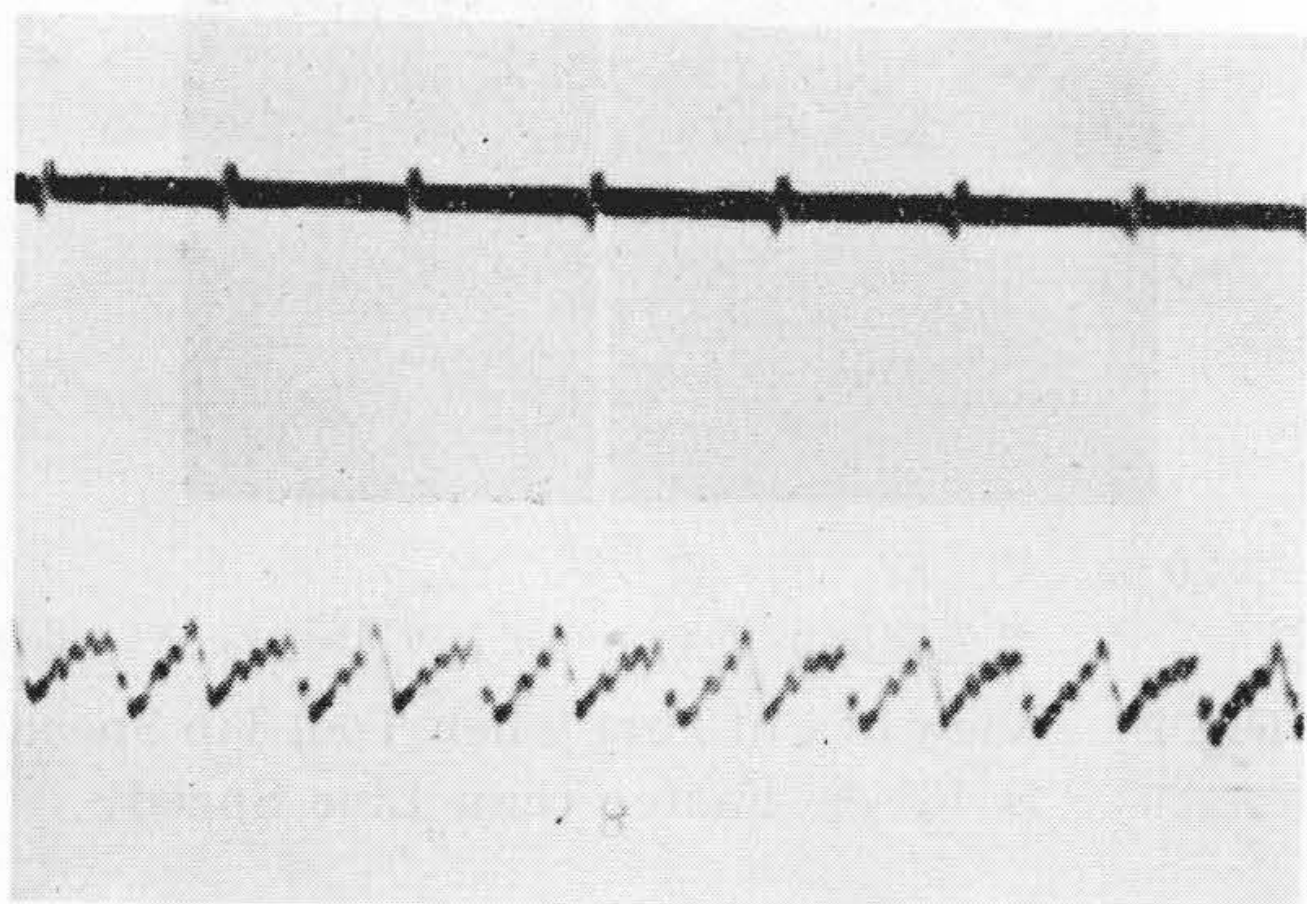
第21図 切断部の状況
双先速度がライン速度と同期した場合
Fig. 21. View of Cut Part when Tool Tip Speed Synchronizes with Line Speed



第22図 切断部の状況
双先速度がライン速度より $16\frac{2}{3}\%$ 遅い場合
Fig. 22. View of Cut Part when Tool Tip Speed is $16\frac{2}{3}\%$ Slower than Line Speed

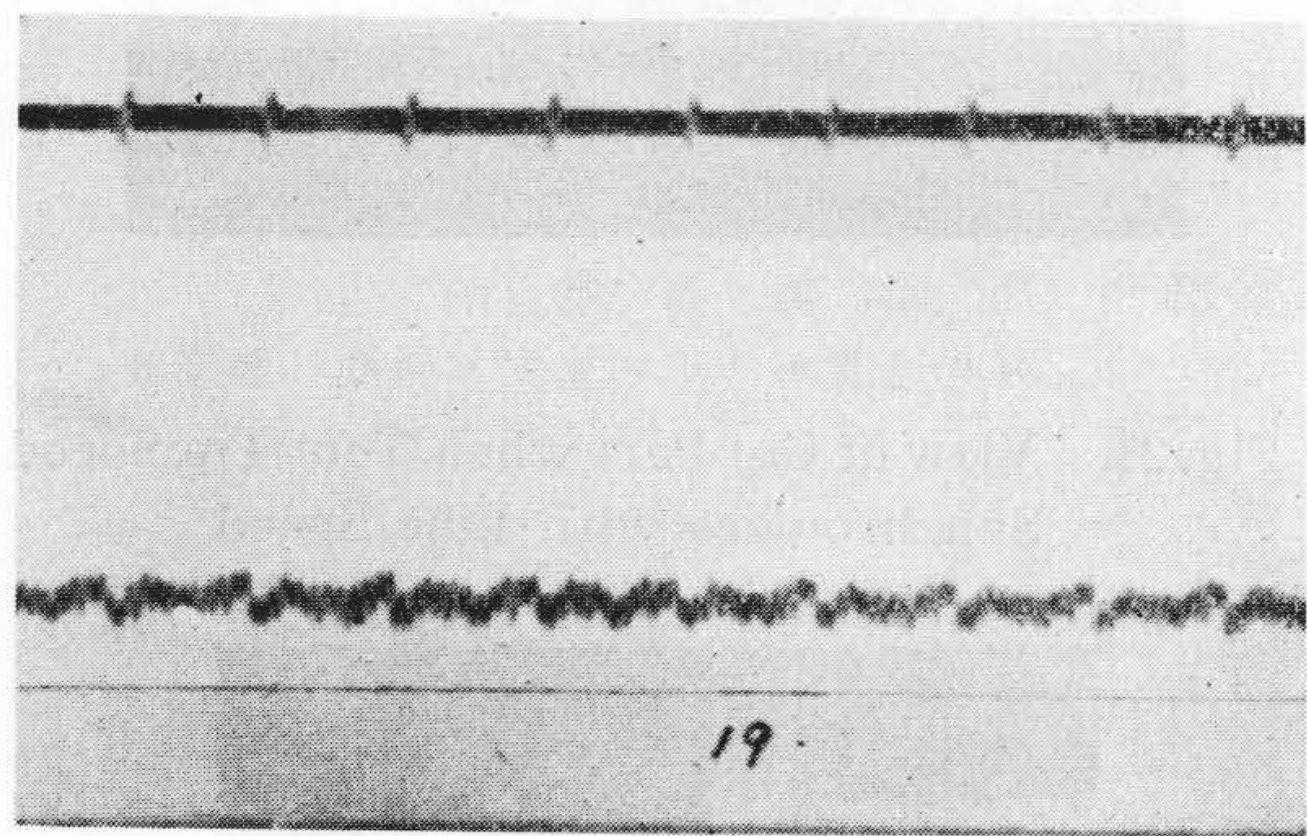


第23図 防止装置を設けない場合の変動負荷曲線
Fig.23. Oscillogram Showing Load without Balancing Equipment



第24図 一段階防止装置のみ設けた場合の変動負荷曲線

Fig.24. Oscillogram Showing Load with Primal Balancing Equipment



第25図 全防止装置を設けた場合の変動負荷曲線

Fig.25. Oscillogram Showing Load with Perfect Balancing Equipment

(c) 500 10.9~12.1 215 2.34~2.60 2.47

入力の変動はつぎの通りである。

(a) 2.14 kW (b) 1.29 kW

(c) 0.26 kW よつて残留率 $f=12.1\%$

理論計算では

モータ 500 rpm (下ドラム回転数 48rpm) の場合

(a) 2.5 kW (b) 1.64 kW

(c) 0.213 kW

となる。

(c)を除いて(a),(b)はともに理論計算より実験値の方が小さくなっている。これは楕円歯車と電動機間の歯車および電動機回転子のフライホイール効果の影響と考えられる。

なお残留率 f が理論値 8.53% を上回つて 12.1% を示したのは、種々の原因により小さなびり振動が加わっているため、オシログラムから正しく読みとることが困難であつたためと考えられる。しかし結局変動力の変動量は十分小さくなり、所要動力は常に正で、所期の目的は達成された。

〔IX〕 結 言

以上の理論的考察を基として、国産最初のドラム型フライングシャーを設計製作した。本機においては、楕円歯車と微少調整クラッチを用いて同期機構を設計し、それによつて生じる変動負荷を特殊な防止装置の考案によつて極度に減少することができ、同期機構を有する大型ドラム型フライングシャーを製作した。

なお本機について実験した結果つぎの結論をえた。

(1) 切断作用

(A) 刃物の重なり (L) と隙間 (C) の範囲

帯鋼を切断するためには、刃物間の隙間 C は重なり L に応じて定まる一定の範囲内に収めることが必要で、適当な L と C の範囲は板厚 0.8mm の場合 $L=0.2\sim0.6$ mm, $C=0.04\sim0.12$ mm で、これは板厚の $L=25\sim75\%$, $C=5\sim15\%$ に当る。

(B) 切断荷重

切断荷重は C, L の値および刃先と帯鋼の相対速度などの条件により種々変化するが、剪断応力は抗張力 59.9 kg/mm² の帯鋼に対し約 11.5~20.7 kg/mm² である。

(2) 切断長さの精度

切断長さの精度を左右するものとして、歯車の工作誤差と切断時における刃先と帯鋼の相対速度が考えられる。

歯車の工作誤差の影響については、歯車の加工精度により 5' 切断の場合 ± 2.23 mm 以上の変化は考えられないということである。しかしてドラム軸に近い方の低速歯車の影響は他の歯車の影響に比し大きく、これらの数箇の歯車だけを高級仕上で工作誤差を少くすれば、切断長さの変化を減少するのに効果的であることがわかつた。

刃先と鋼帯の切断時における相対速度の相違によつて

切断長さの変動は、幅 400 mm, 厚さ 0.8 mm に対して同期したとき最大誤差範囲 0.5 mm, 同期していないとき 1 mm で、2 倍の差が現われている。

実験結果は切断長さの変化を生ずるすべての要因が集積されたものであるが、幅 400 mm で最大誤差範囲が 0.5 mm であるので、幅 3' (914.4 mm) の場合に換算しても最大誤差範囲は 1.14 mm となり、Wean Engineering Co. 製のフライングシャー (Holden Type Flying Shear) の仕様に記されている切断長さ 6' において切断誤差 $1/16''$ (1.58 mm) 以内に十分入れるものと考えられる。

(3) 切断面

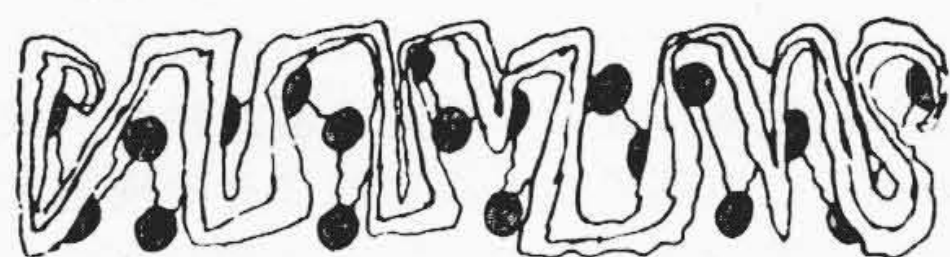
切断面は双先速度を同期させた場合は、面の直角度、

平滑さともにきわめて優秀である。しかし双先と帯鋼の相対速度があまり大きくなく、しかも双先速度が約 20% 以下速い場合はかなり良いが、双先速度が遅い場合は極度に悪くなる。

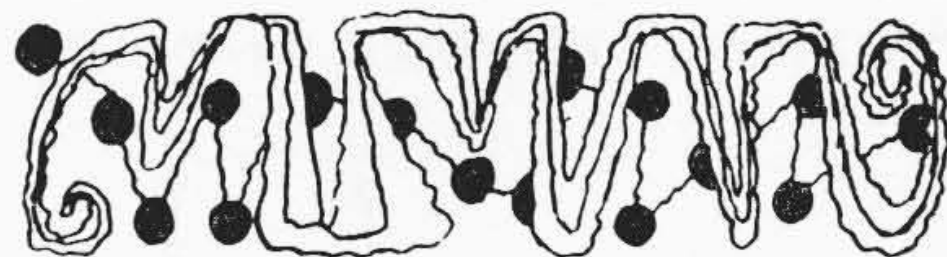
(4) 変動慣性動力伝達防止装置の効果

楕円歯車による変速回転部分の変動慣性動力は理論上 ± 17.5 HP より本装置のために ± 1.5 HP に減少する筈であり、実験の結果は理論値とほとんど同値を示し、その目的を達成していることがわかった。

本研究に当り、御援助を戴いた関係各位の皆様に深厚な感謝の意を表する。なお本機の同期機構を可能とした楕円歯車の研究者、日立製作所亀有工場笠原氏に対しここに敬意を表する。



特許の紹介



特許第 206843 号

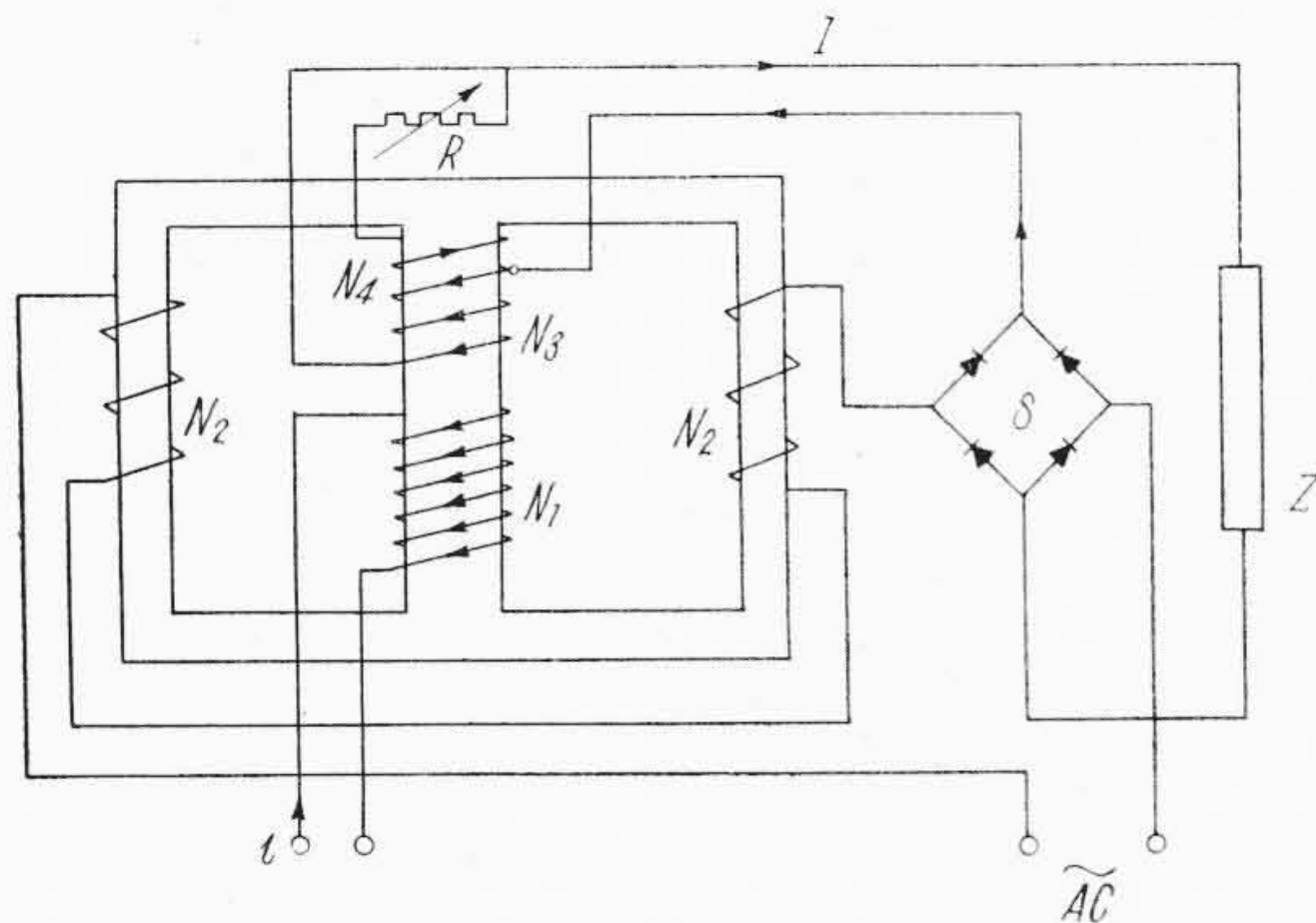
今尾 隆

磁気的電流跳躍装置

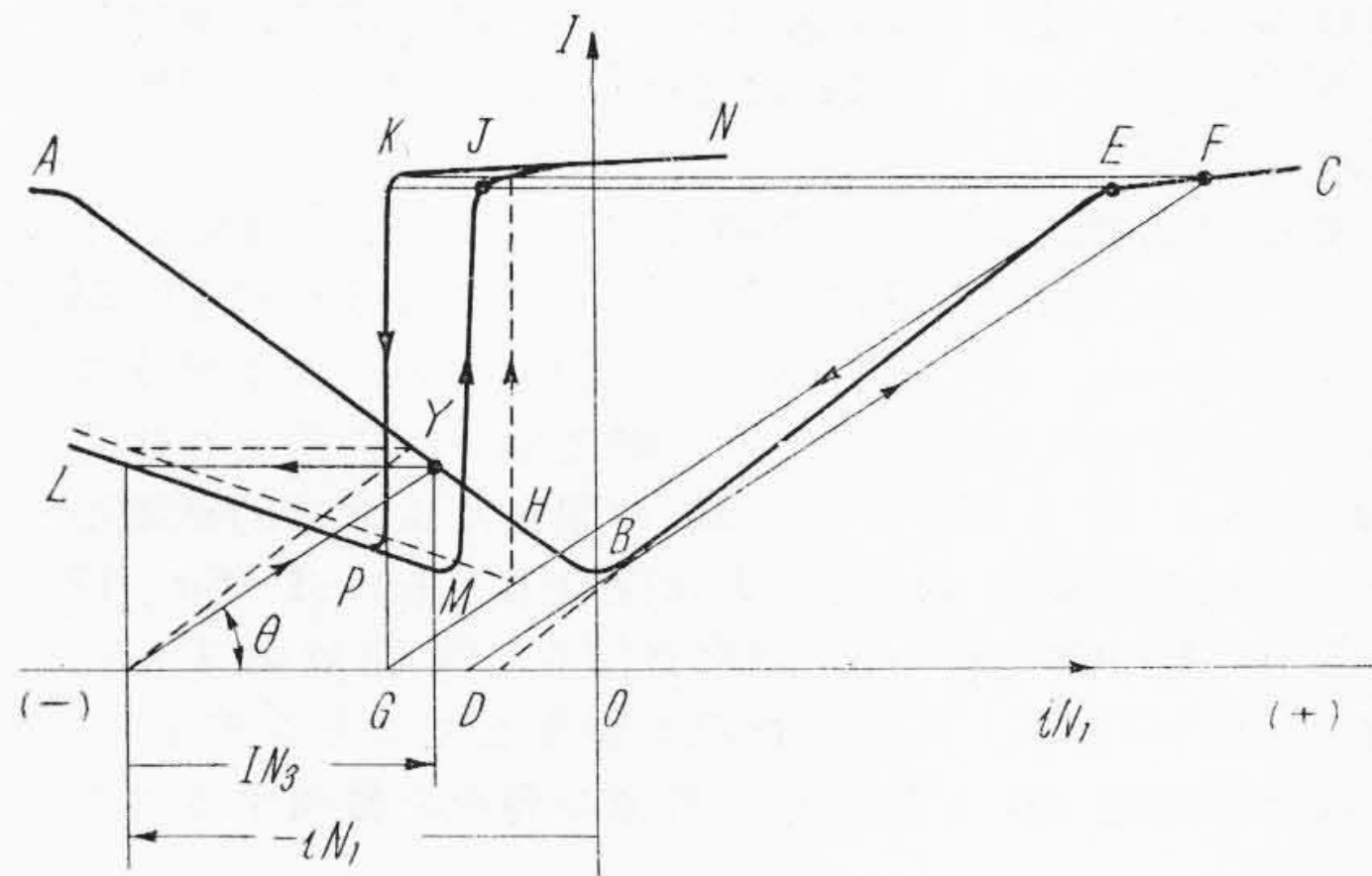
この発明は磁気増幅器の出力電流の跳躍的变化過程に附随する履歴現象を常に最少に保たんとするもので、これを継電器として使用した場合に動作セッティングをきめやすくし、また動作を安定ならしめんとするにある。

第 1 図に示すような磁気増幅器でコイル N_3 , N_4 による正饋還作用がないものとする、コイル N_1 と電流 i による負偏倚アンペアターンに対する出力特性は第 2 図の $A-B-E-F-C$ で左右対称である。つぎにコイル N_3 と出力電流 I による正饋還アンペアターンを上記の iN_1 に重畳した場合には IN_3 の大きさに応ずる角 θ が生じ、この角 θ によつてきまる斜線により $A-B-E-F-C$ なる曲線を基として $L-M-J-N-K-P-L$ なる出力特性曲線が描かれる。これは正饋還アンペアターン IN_3 を適宜の値に選んだときの出力特性曲線であつてあきら

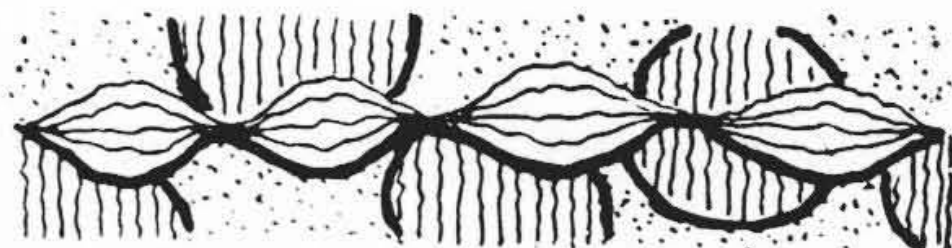
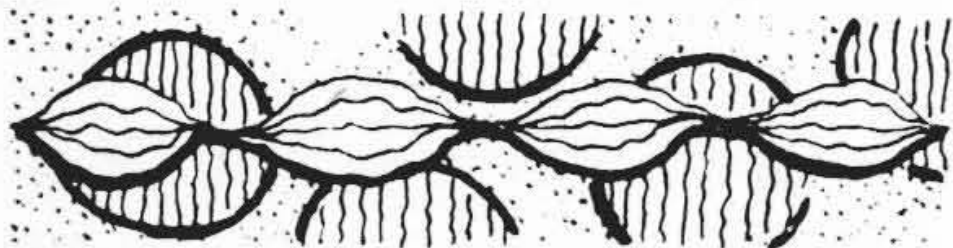
かに電流の飛躍的变化が見られるが、それとともに $M-J-K-P$ なる履歴現象も見出される。第 1 図の可調抵抗 R を接続したコイル N_3 の N_4 部分は N_3 と逆に作用する部分でその逆作用の割合は R の調整によつて細かにまた相当広範囲に変えることができるから、結局において第 2 図の IN_3 が任意に加減され、 θ が加減されて $D-E$ なる斜線を曲線 $B-E$ に一致せしめることも可能となる。しかしてそこまで調整すれば出力の変化は B 点から E 点に飛躍し、その後制御力を戻せばただちにまた元に急激に降下して非常に鋭い臨界点が生ずることになつて、 P 点は M 点にまた K 点は J 点にそれぞれ接近または重なり合うことになり、かくして履歴現象減縮の目的を達することができる。(宮崎)



第 1 図



第 2 図



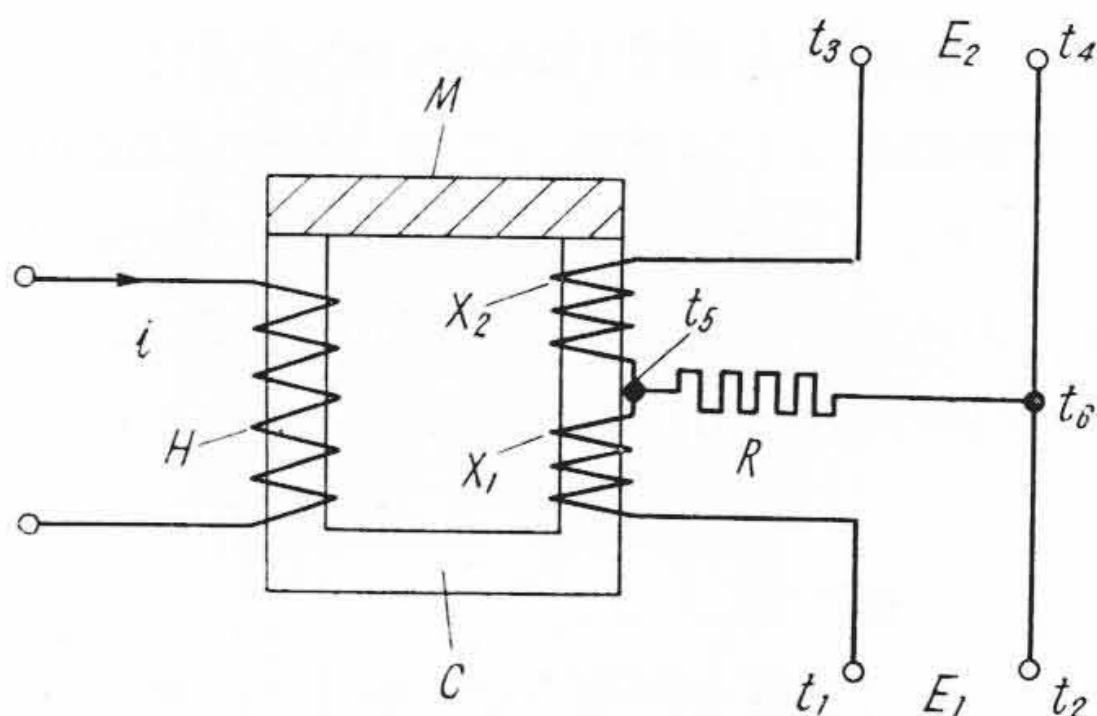
実用新案第 417742 号

浅野 弘

移相装置

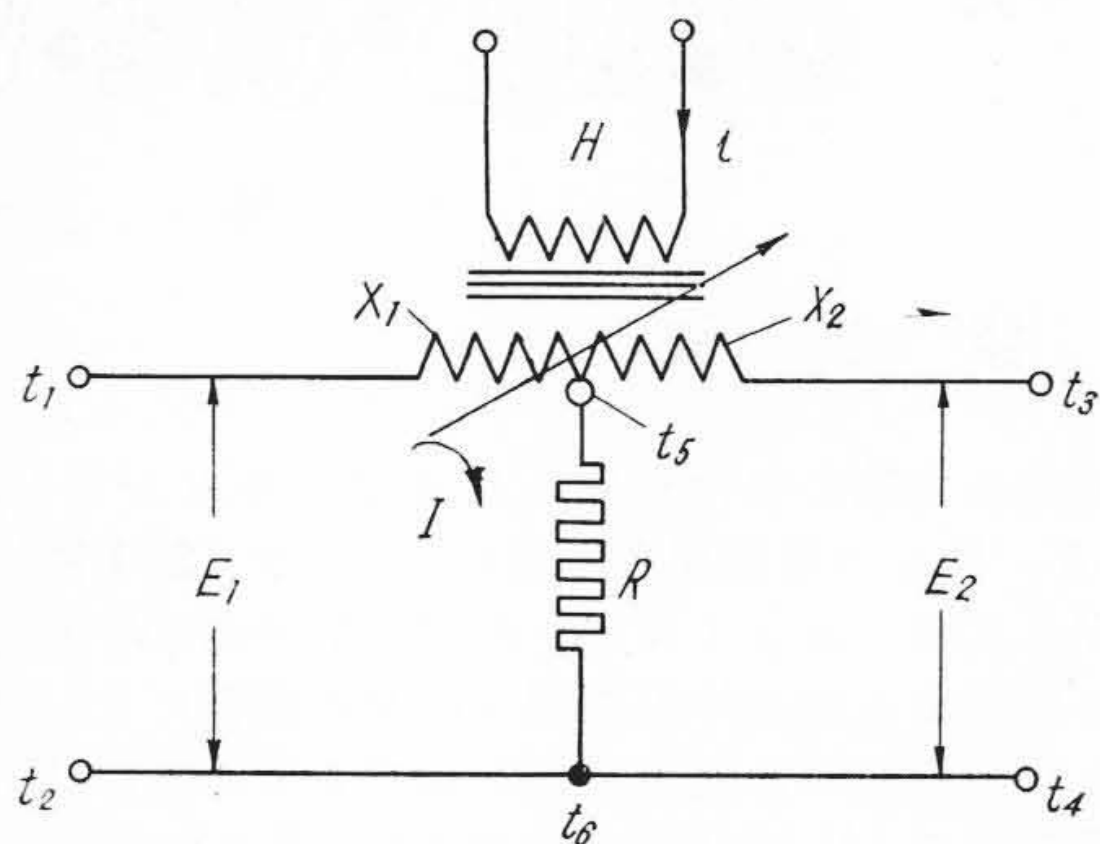
さきに実用新案第 404288 号により第 2 図の結線図によつて示されるような静的移相装置が登録された。

すなわち、直流制御電流 i の値を変化することにより相互誘導関係にある X_1 および X_2 のリアクタンス値を変化すると入力電圧 E_1 に対する出力電圧 E_2 の位相を広範囲に変化することができたのである。この装置はたとえば水銀整流器の出力電圧を負荷に応じて常に一定値に保たんとし格子を自動制御するような場合に賞用された。しかしてこの際鉄心 C を可飽和性のものとして磁気増幅器的な増幅効果をこれに期待することもあわせ試みられたのであるが、増幅性の高上えられる反面において変化の速応性が低下する憾をまぬがれなかつた。この考案は鉄心 C の一部または全部をミウメタル M によつておきかえるようにしたものである。このようにすれば鉄心 C の磁化特性はきわめて狭い i の電流変化に

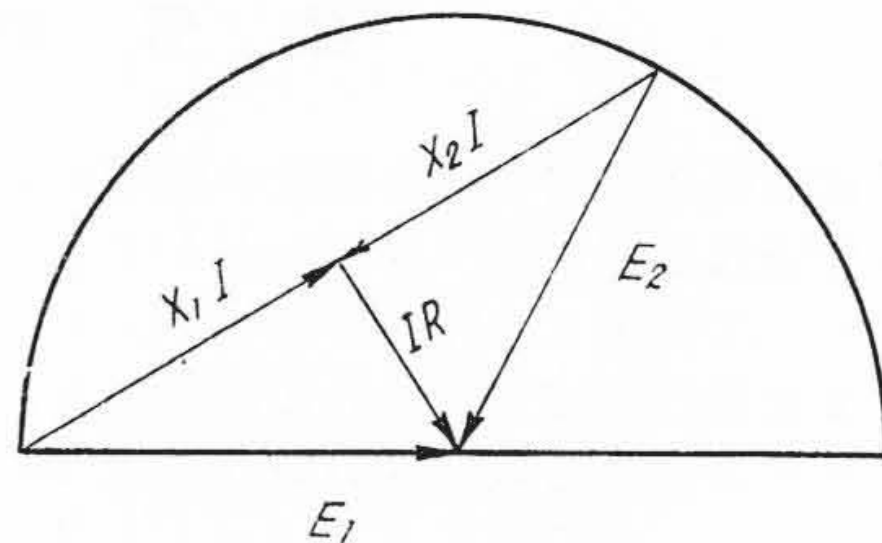


第 1 図

よつて可変リアクタンスコイル X_1 および X_2 のインクレメント μ を大きく変化させることができるので変化速応性は著しく増進し、従来に比して性能の優秀性を一段と高めたのである。この結果この移相器はその後電動機応用方面またはその他電気回路の諸量の自動制御に広範囲に活用されるようになった。(宮崎)



第 2 図



第 3 図

実用新案第 415588 号

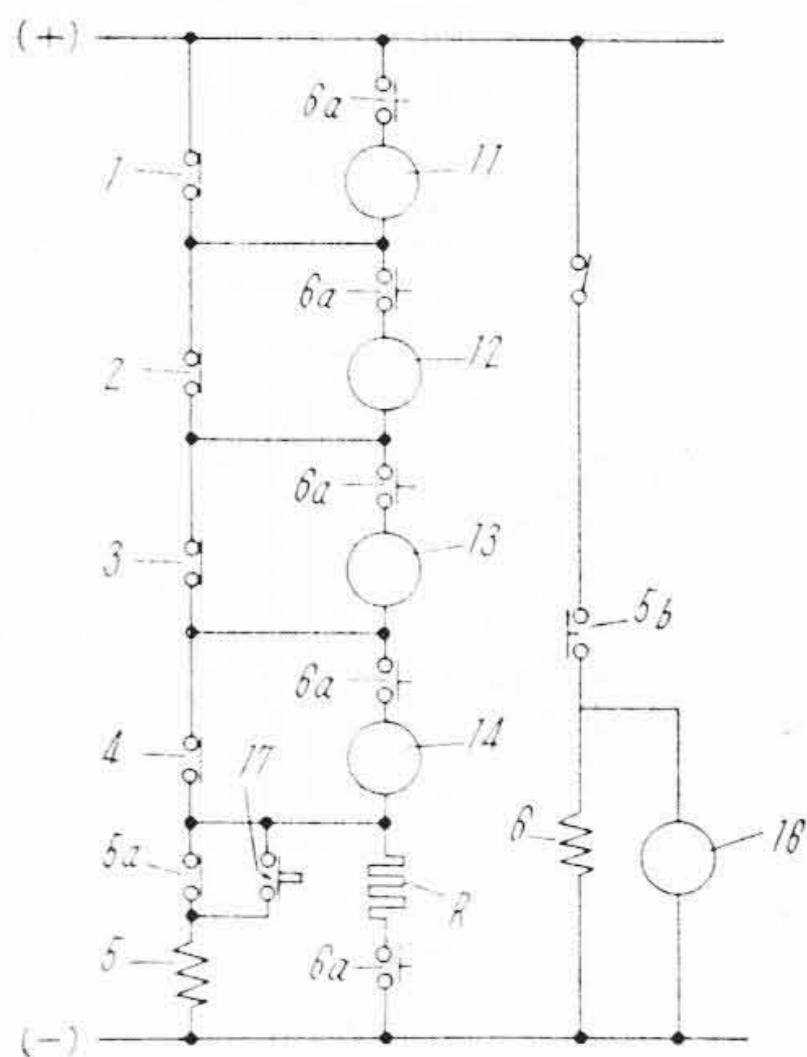
中山道雄・浜島 甫

故障区分自動表示装置

この考案は、各区分に設置した電機器を総括運転する場合に、故障により運転不能となつた区分の検出表示を自動的に行わんとするものである。図において 1 ないし 4 は各区分に設けた故障検出接点、5 は継電器、6 は補助継電器、11 ないし 14 は各区分の故障表示灯、16 は警報器である。

常規運転中は各区分の故障検出接点 1 ないし 4 はいずれも閉合し、継電器 5 は励磁されその接点 5a を閉じ 5b を開いている。もし第二区分に故障を生じ、この区分の故障検出接点 2 が開放すると、継電器 5 は消磁され接点 5a を開き 5b を閉合する。5b の閉合により補助継電器 6 が励磁され接点 6a を一斉に閉合し (+) — 1 — 6a — 12 — 3 — 4 — R — 6a — (-) の回路を作り、区分故障表示灯 12 を点灯して第二区分に故障が発生したことを表示し、同時に警報器 16 も振鳴して故障の発生を警報することができる。

この考案によれば、故障表示灯 11 ないし 14 はいずれも自区分の故障発生により点灯し、常時は消灯されて



いるから表示灯の寿命を延長することができ、また表示を自動的に明確に行いうるの効果がある。(滑川)