

圧延用直流電動機の進歩

Progress in D.C. Metal-Rolling Motors

立石 貞夫*
Sadao Tateishi

内 容 梗 概

圧延用直流電動機の動特性を左右する最も大きな要素はGD²であるが、本文ではまず各種圧延機駆動におけるGD²の取扱い方、具体的数値、低減方法などにつき最近の手法を述べ、次いで主として圧延用大形直流機を中心に構造、性能などにおける最近の製作技術の進歩を紹介した。

1. 緒 言

大容量高性能圧延設備では例外なく直流電動機が用いられているが、これは速度制御性能、起動特性あるいは過負荷回転力などにおいて交流電動機の追随を許さぬためである。ところで最近のように設備が膨大となり、その中に多数の電動機が有機的に関連して使用される場合、各機の性能向上のほかにこれら電動機単体を一つの要素とする駆動系の総合解析が必要であり、その結果として各要素としての電動機の定数の再設定の要求が生ずることもまれではない。

圧延用直流電動機の制御定数は一般に下記のとおりである。

- (1) 無負荷飽和曲線
- (2) 電動機固有の負荷トルク対速度特性曲線
- (3) 各部抵抗
- (4) 主極界磁時定数
- (5) 主電機子回路時定数
- (6) 機械的時定数

これらのうち、(1)～(3)は静特性定数であり、(4)～(6)は動特性定数である。電動機応用一般において常にうねぬされるGD²は圧延機駆動においても重要な定数であり、上記(6)を構成している。本文ではまずこのGD²の問題を取り上げ、これが各種圧延機駆動においていかに取り扱われ、電動機仕様の決定とどのような関係があり、また最近の設備ではいかなる方法でこの低減がなされているかなどを述べる。

なお以下においてはGD²の代わりに、もっぱら慣性定数 (inertia constant) なる定数を用いているが、この値はGD²そのものでなくこれを電動機の仕様 (出力と回転数) に結びつけたものであり、加速減速の時間あるいはトルクなどの動特性を取り扱ううえに非常に便利な定数である。

本文ではさらに主として圧延用大容量直流機を対象にして構造、性能などについて、最近の製作技術の進歩を紹介する。

2. GD²に関する諸問題

2.1 GD², 慣性定数, 機械時定数, 加減速時間

以下簡単のため per unit 法を用いるものとし、基準量および記号は第1表に示すとおりとする。

慣性定数 (inertia constant) H は次のように定義され、最近広く用いられている量である。

$$H = \frac{\text{電動機定格速度における回転エネルギー}}{\text{電動機定格出力}}$$

$$= \frac{1}{730,000} \times (\text{定格 rpm})^2 \times (\text{電動機軸全 GD}^2 \cdots \text{kg-m}^2) \quad (\text{s})$$

$$\cdots \cdots \cdots (1)$$

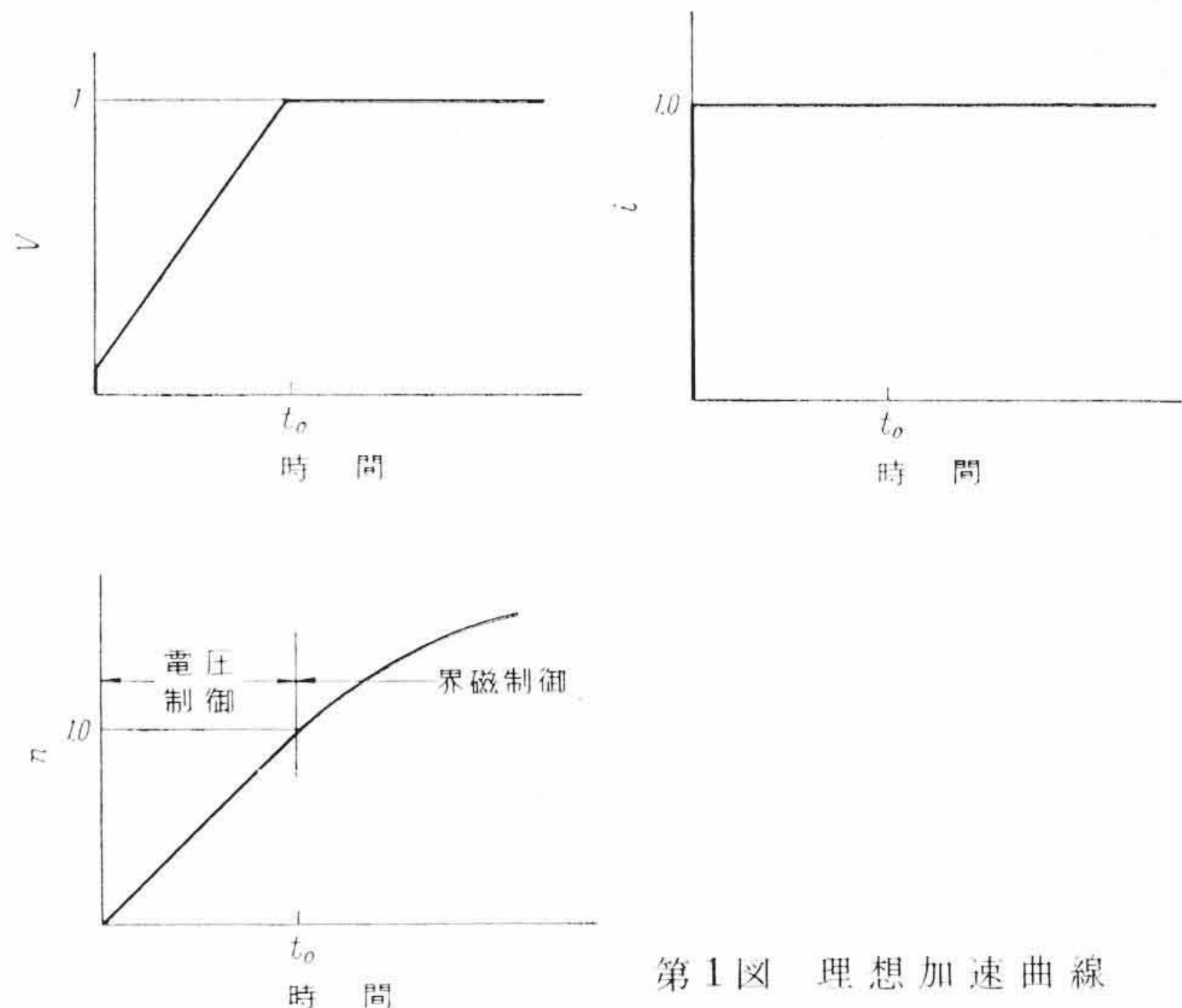
(電動機定格 kW)

上記において定格 rpm としては界磁制御を有するものでは基準

* 日立製作所日立工場

第1表 Per unit 基準量および記号

量	基準量	記号
回 転 速 度	基準定格速度	n
電 圧	定格電圧	V
電 流	定格電流	i
主回路抵抗(電圧降下)	定格電圧	r_a
回 転 力	定格回転力	T



第1図 理想加速曲線

速度をとるのが普通であり、以下 H はすべて基準速度における値とする。

この量 H を用いると次のように電動機の動特性が簡明に表わされる利点がある。まず機械的時定数 τ_m は

$$\tau_m = 2 H r_a n^2 (\text{秒}) \cdots \cdots \cdots (2)$$

(ただし $n \geq 1$ とする)

次に第1図に示すように基準速度までは電圧制御により、次いで基準速度以上は界磁制御によりいずれも定格電流一定で加速する場合の時間と速度の関係は次のようになる。基準速度までの加速所要時間を t_0 とすると ($n = 1$),

$$t_0 = 2 H \cdots \cdots \cdots (3)$$

となり、 $n < 1$ に対しては任意の時間 t とそのときの速度 n との関係は

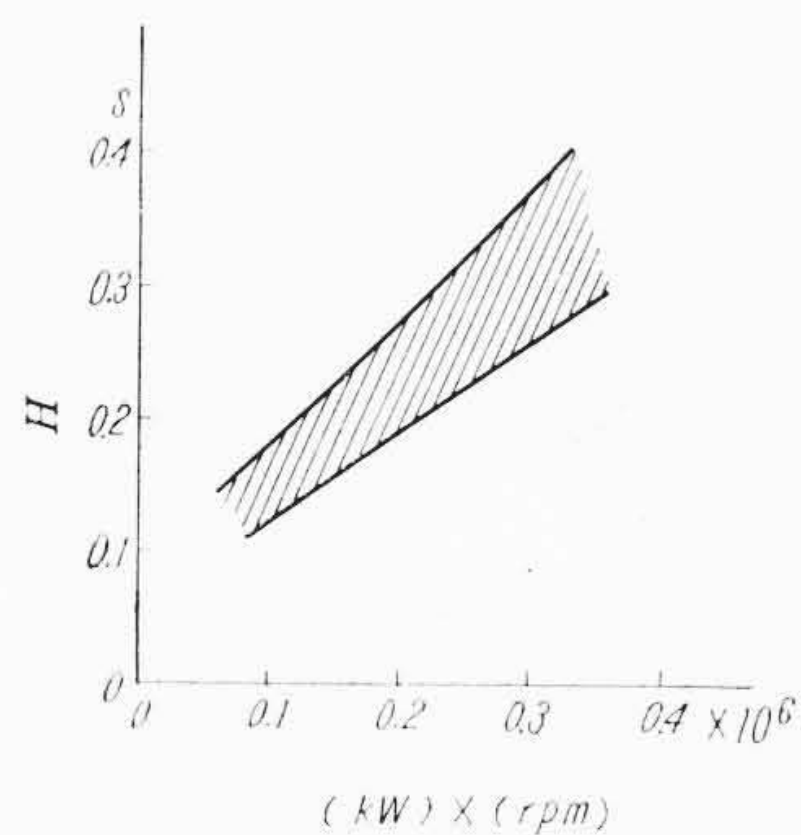
$$n = \frac{t}{t_0} = \frac{t}{2H}$$

また $n > 1$ に対しては

$$n = \sqrt{2 \left(\frac{t}{t_0} \right) - 1} = \sqrt{\frac{t}{H} - 1}$$

上記の関係は加速電流 (i_a と表わし per unit とする) が定格値、すなわち

$$i_a = 1$$



第2図
可逆熱間圧延機用
直流電動機の慣性
定数



第3図 分塊圧延機用 7,500 kW 主直流電動機
±40/80 rpm, ±750 V (双駆動方式)

のときのものであるが、これ以外の場合には同一の n に対して単に時間 t が i_a に逆比例的に変化するのみである。ゆえにレオナード制御方式における理想加速（加速電流が一定の意）の式は一般的に下記となる。

$$\left. \begin{array}{l} n \leq 1 \text{ の範囲では } n = \frac{i_a}{2H} \cdot t \\ n \geq 1 \text{ の範囲では } n = \sqrt{\left(\frac{i_a \cdot t}{H}\right) - 1} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

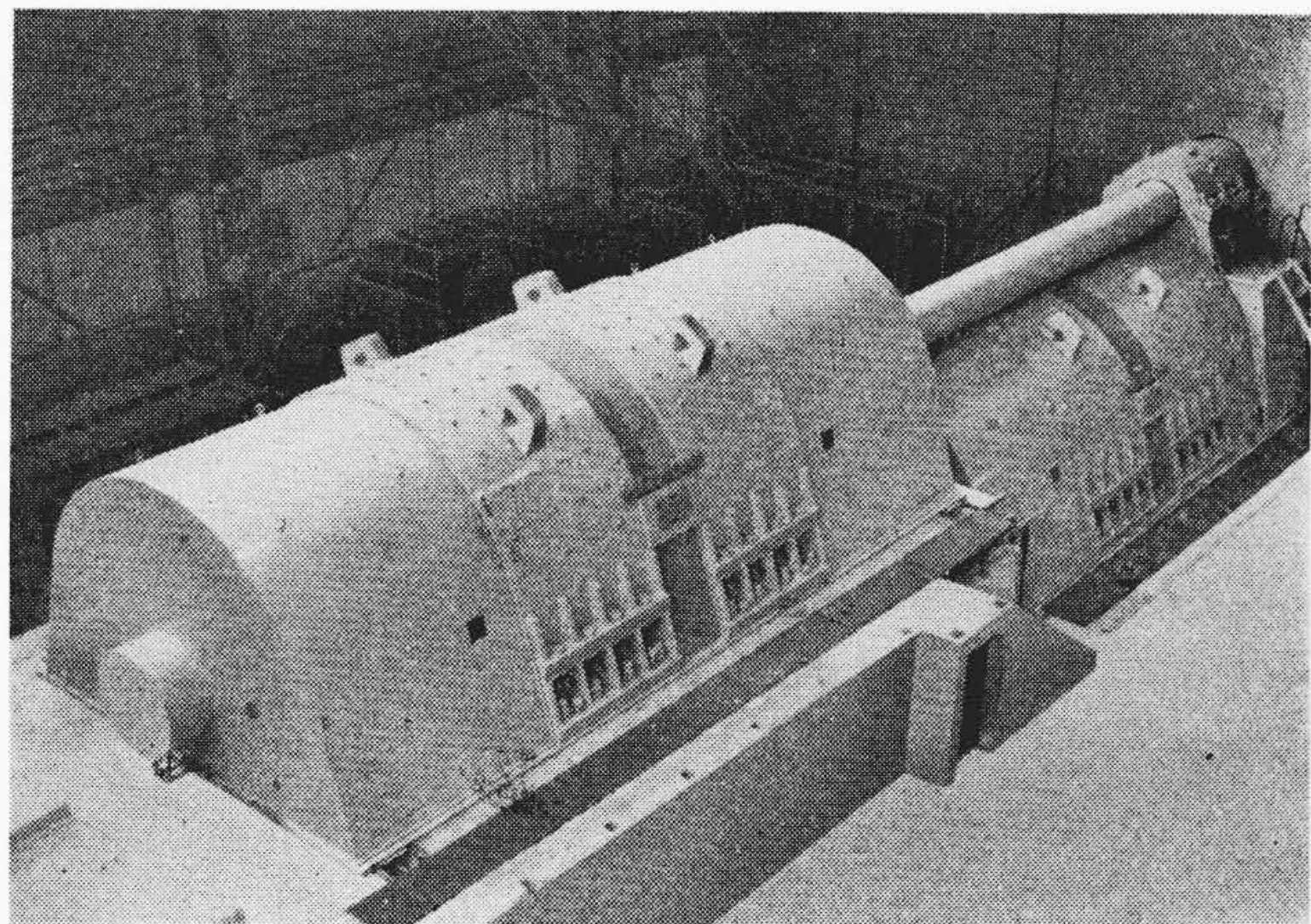
2.2 可逆熱間圧延機用電動機

分塊または厚板圧延機のような可逆熱間圧延機においては急速な加減速および逆転が生産能率を高めるうえに重要であり、最新の設備では基準速度間の逆転時間はいずれも1秒以下に計画されている。この種圧延機においては回転系の GD^2 の約90%を駆動電動機が占めるので、これを小さくすること、あるいはより正確には慣性定数 H を小さくすることを考えなければならない。第2図はこの種用途に用いられる電動機の H の値につき電動機の(定格 kW)×(基準 rpm)に対して概略の存在域を示したものである。この図よりわかることは (kW)×(rpm) の値とともに H もまた増加するので逆転時間の制限より (kW)×(rpm) の値に制限が存在することであり、これに対する解決方法には次のようなものがある。

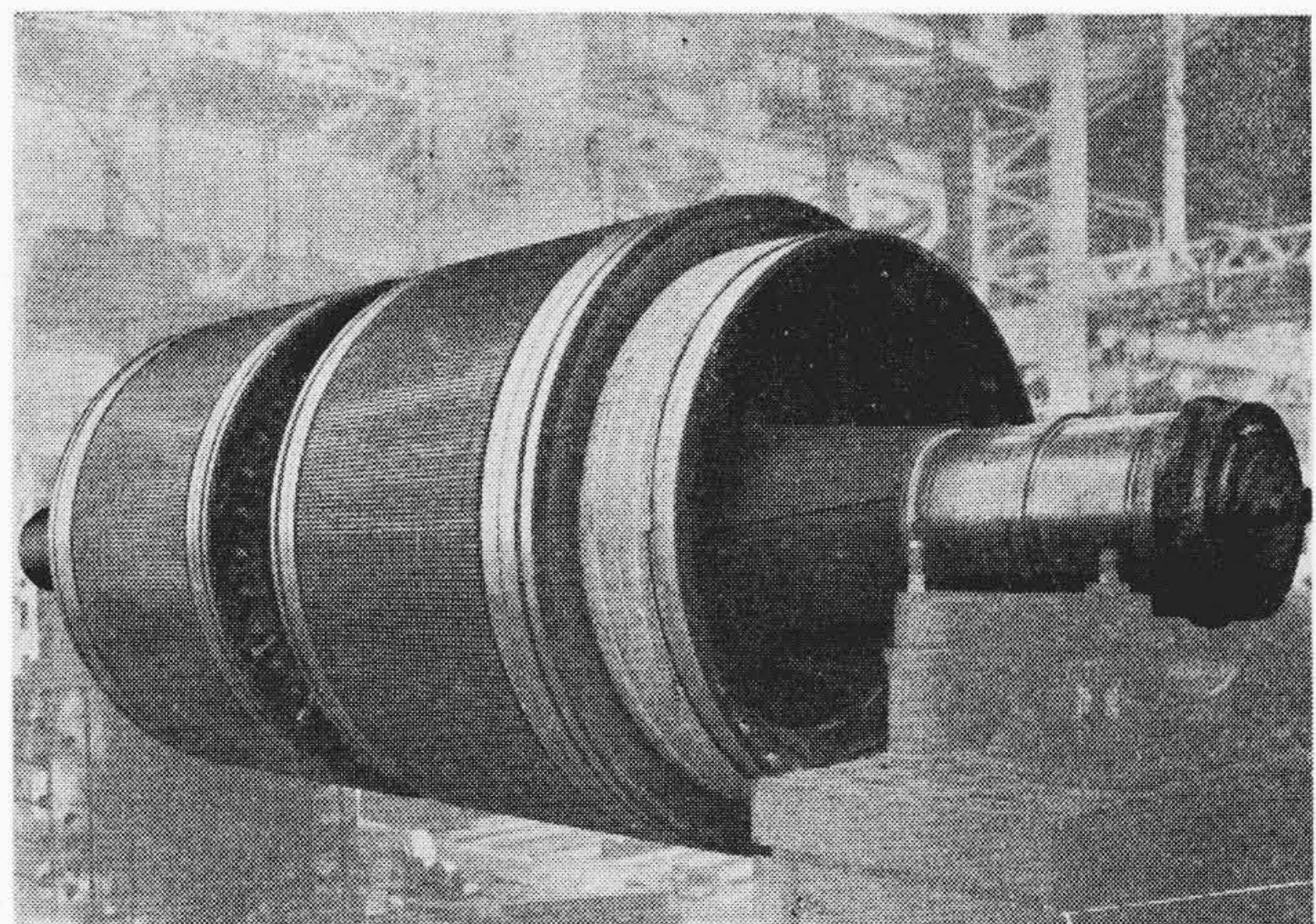
- (1) 電動機の定格回転数を下げるように計画する
- (2) 双電動機駆動方式とする
- (3) さらに双電動機のおのおのを多電機子形とする

(3)に対しては現在のところ二重電機子までである。第3図は7,500 kW 双電動機駆動方式分塊圧延機用主電動機を示し、おのおのは3,750 kW, ±40/80 rpm, ±750 V 単電機子形である。また第4図は9,000 kW 分塊圧延機用主電動機で、おのおのは4,500 kW, ±40/80 rpm, ±750 V, 二重電機子形でこの種設備の最大級である。第5図はこの電動機の二重電機子を示し、前記3,750 kWの電機子とともに H はきわめて小さい設計となっている。

さて逆転時間1秒以下という値は電気制御系の時定数にかなり接



第4図 分塊圧延機用 9,000 kW 主直流電動機
±40/80 rpm, ±750 V (複電機子双駆動方式)



第5図 分塊圧延機用 2×2,250 kW 直流電動機用電機子

近した値であり、したがって加減速あるいは逆転時間の大部分は過渡状態にあるということに注意を要する。このことはさきに(4)式で示した i_a が一定であるような理想的な加減速は実現が困難ということである。いま最終速度 n とそれまでの加速時間 t を与えて(4)式の理想的な一定加速電流 i_a と実際の場合の加速中に現われる電流の最大値 i_a' との比 $i_a'/i_a (=K_{wa} \text{ とおく})$ を波形率と呼んでおり、この値は制御性能の良否を判定する目安であり、その値は通常1.5~1.6とされているが前記7,500, 9,000 kW 設備においては $K_{wa}=1.3$ という好結果を得ている⁽⁵⁾。

加速電流と負荷電流の和は電動機の常用最大過負荷電流を超過しないように計画しなければならない。負荷電流を i_{aL} とし、逆転中に加速電流を含めた電動機全電流が常用最大過負荷電流 i_{aM} をこえないためには基準速度間の逆転時間 t_{rev} は

$$t_{rev} \geq \frac{4 K_{wa} H}{i_{aM} - i_{aL}} (\text{秒}) \dots\dots\dots (5)$$

でなければならない。

2.3 連続熱間圧延機

連続熱間圧延機駆動においては多くの文献に述べられているように各スタンド電動機を速度を圧延スケジュールに応じた一定速度に保つことが要求され、この場合定常速度精度のほかに負荷急変時の過渡速度変動率 (σ_i で表わし per unit とする) および定常速度への回復時間 (t_i) を小さく押える必要がある。この過渡速度制御特性と電動機の GD^2 とはいかなる関係にあるものかを概略的に述べてみよう。ここでも機械の GD^2 は電動機の値の約10%以下であり、電動機分のみに着目しても大きな誤差は生じないものである。

σ_i および t_i は一般に次式で近似できる⁽³⁾。

$$\sigma_i \doteq \frac{1}{2} \times \frac{i_{ai}}{n^2 H} \times \frac{1}{\omega_0} \dots\dots\dots (6)$$

$$t_i \doteq \frac{4}{\omega_0} \dots\dots\dots (7)$$

ここに ω_0 : 制御系全体の自由振動角周波数 (rad/s)

i_{ai} : インパクト負荷 (パーユニット)

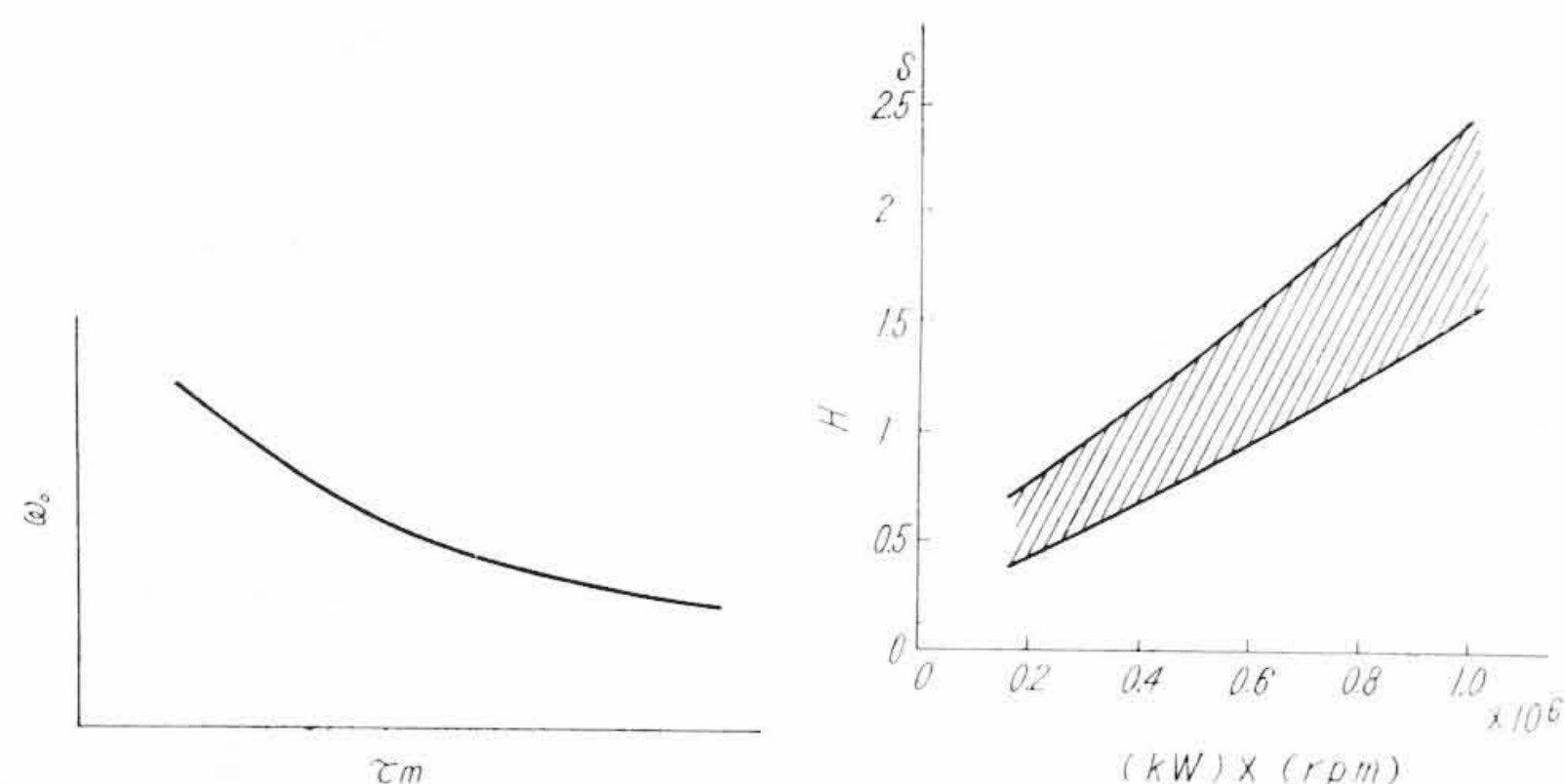
$$n \geq 1$$

である。

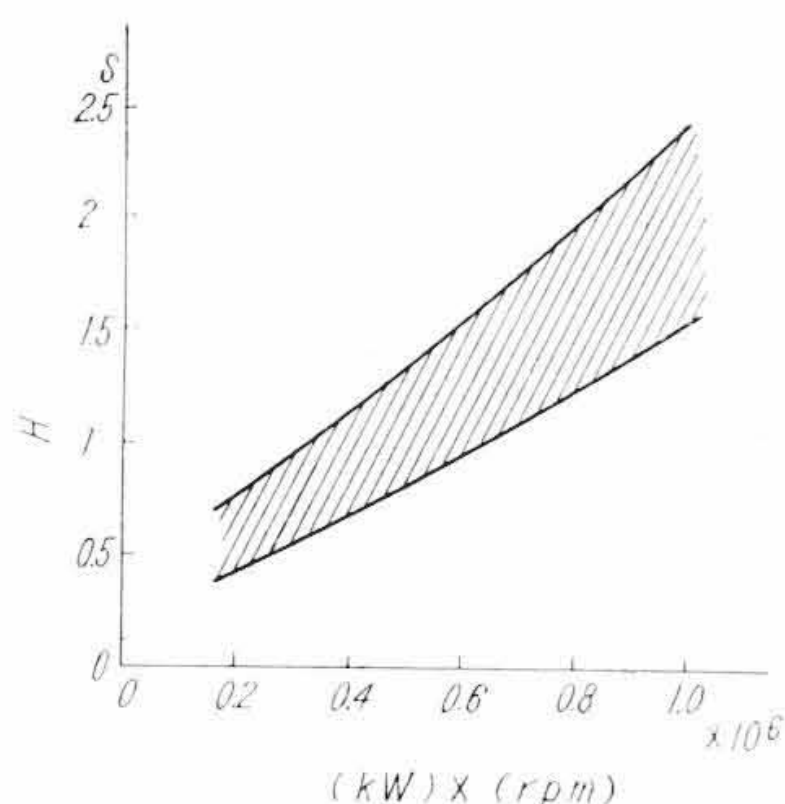
(6)式の意味を考えると第2因子 $i_{ai}/n^2 H$ はインパクト負荷時の速度変化を電動機の GD^2 によって緩衝する能力を示し、第3因子の ω_0 は電動機を含めた制御系全体の速度回復に作用する速応度を表わしている。いまインパクト負荷および回転数はある与えられた値、たとえば $n=i_{ai}=1$ 、つまり基準速度にて運転中に 100% のインパクト負荷が加わった場合を考えると、(6)式は

$$\sigma_i \doteq \frac{1}{2} \times \frac{1}{H} \times \frac{1}{\omega_0}$$

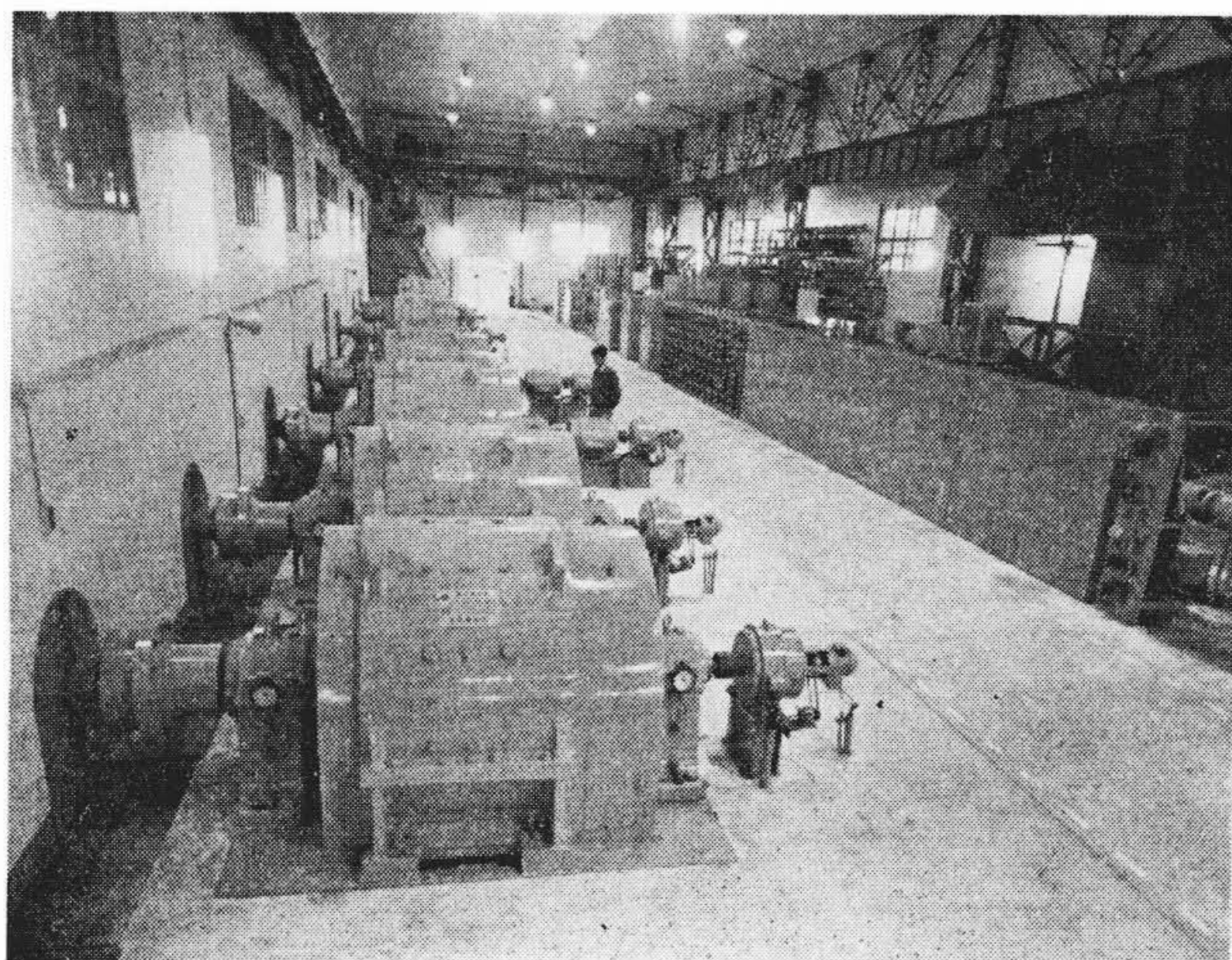
となる。したがって σ_i についてはまず H 、いいかえると GD^2 を大きくすることが考えられる。しかし単に GD^2 を大きくしたのでは機械的時定数 τ_m が大きくなり、このため、制御方式を与えかつその安定性を考慮した場合の τ_m と ω_0 の関係を示す第6図のような傾向より ω_0 が小となるので σ_i はそれほど小さくはならない。さらに(7)式よりは t_i の増加となるので、最終の目的である圧延材の「たるみ」あるいは「引張り」量の低減に対して GD^2 のみの増加は大きな助けとならないことになる。 τ_m の増加を避けるには(2)式の関係 $\tau_m = 2H \cdot r_a$ より H 、つまり GD^2 に逆比例して r_a を小さくすればよく、従来この種圧延機用電動機は他目的のものに比べて一段わくの大きいものを使用することになっていたのはこの事情によるものである



第6図 ω_0 と τ_m との関係



第7図 非可逆熱間圧延機用直流電動機の慣性常数



第8図 高速度連続線材圧延機仕上圧延用直流電動機群

が、これには経済性、設置寸法などの点で不利が伴う。性能を上げるもう一つの手段は ω_0 の増大であり、これによれば同じ H に対して σ_i および t_i ともに低減できて合理的である。このため最新の設備では水銀整流器を電源とし高周波磁気増幅器、真空管、あるいはトランジスタなどによるいわゆる無慣性制御により ω_0 の増大を図り良好な結果を得ている。

さらに最新の線材圧延機における光電式ループ制御、ホットストリップ圧延機におけるループ制御、自動厚み制御などにおいては指令に応じて電動機を速度を急変させる必要があり、この点より最近では電動機の GD^2 、つまり H をできるだけ小さくすることが要求されている。第7図は連続熱間圧延機に使用される電動機の H の値の概略の存在域を示しており、従来のものは H について大きい側にかたよっていたが、最近のものでは小さい側で製作される傾向にある。

第8図は最終圧延速度 1,800 m/min 高速線材圧延機仕上系列の電動機群を示しており、水銀整流器給電による自動速度制御が採用されている。第9図は 2 m 幅、750 m/min ホットストリップ仕上圧延機用電動機群を示し、4,500 kW 6 台はいずれも各個水銀整流器電源で、定速度制御、ループ制御、厚み制御などの自動制御が採用されている。本例ではループ制御の基準となる第4スタンドを中心とした 1～3, 5, 6 スタンド電動機はいずれも複電機子方式で GD の低減に特に考慮が払われている。

2.4 タンデムコールド圧延機

この圧延機駆動上の問題は鋼板が各スタンド全部にかみ込まれた状態でスタンド間張力を一定に保ちながらいっせいに加速を行なう点であり、一方圧延特性上低速度では同一圧下にかかわらず、高速時よりも板厚が増大することによる歩どまり低下を避ける意味から加減速をできるだけ早くすることが要求される。

電動機界磁は圧延スケジュールによって定められる値に固定して加減速はもっぱら電圧のみで行なわれるから、加速時間 t_a の制限は次式で与えられる。

$$t_a \geq \frac{2n^2 H}{i_{aM} - i_{aL}} \dots\dots\dots (8)$$

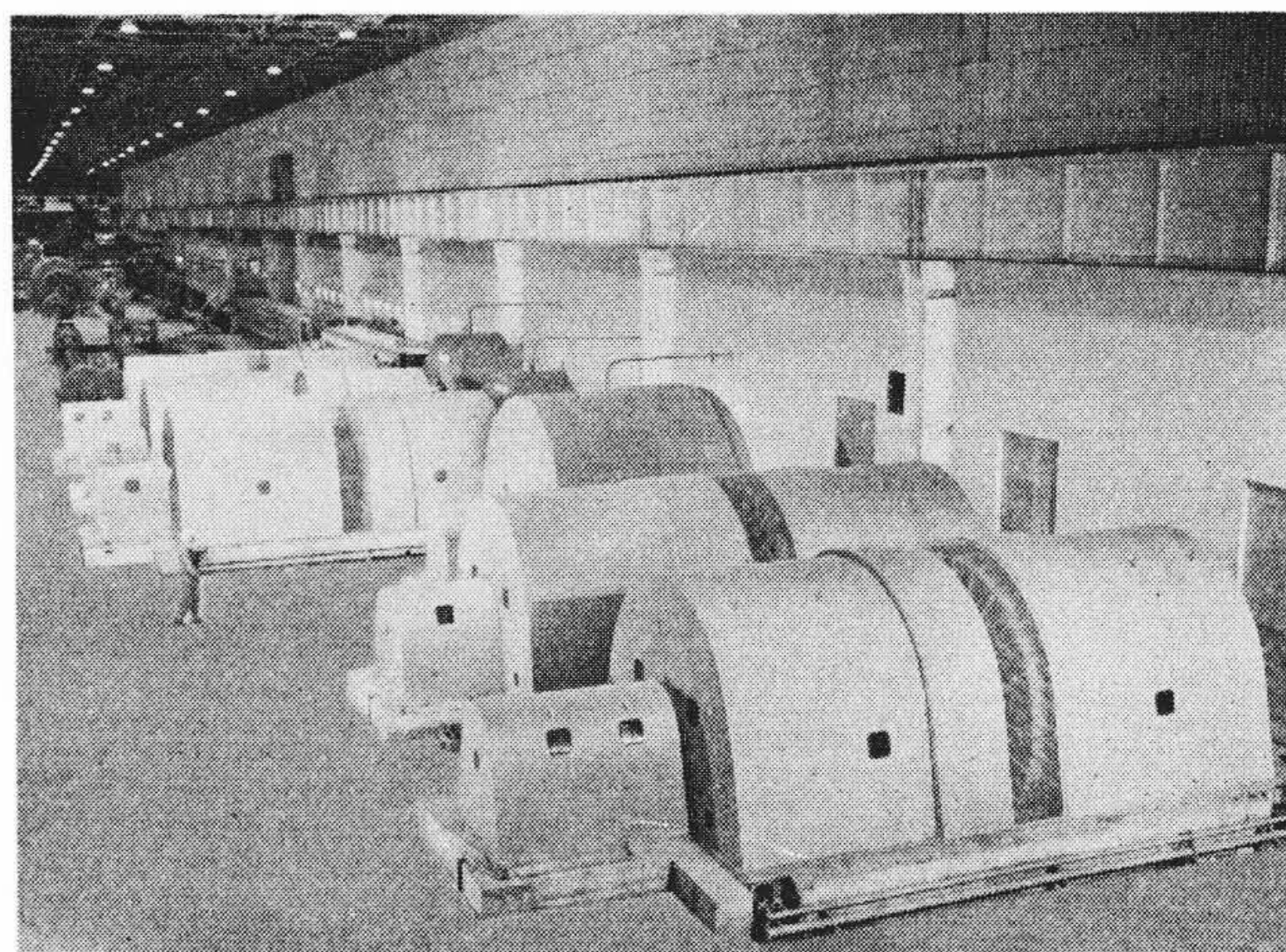
$$(\text{ただし } n \geq 1)$$

一般に $i_{aM}=2$ 、 $i_{aL}=1$ であるから

$$t_a \geq 2n^2 H \dots\dots\dots (8)'$$

$$(\text{ただし } n \geq 1)$$

最近の高速大容量圧延機では機械側の GD^2 は電動機の GD^2 に比べて大きな値を占め、これは出口側スタンドほど大きくなる。たとえば 6 スタンド連続、2,140 m/min のタンデム圧延機の第6スタンドでは機械側は電動機側の約 3 倍の GD^2 を有しており、したがってこ



第9図 ホットストリップミル仕上圧延機用電動機群

のような場合(8), (8)'式の H では機械側の GD^2 が大きな部分を占めている。第10図はこの種圧延機に使用される低慣性電動機の H の概略の存在域を示している。

加減速中の張力変動のおもな原因はスタンド間関係速度の変動であり、加速遅れが関係している。

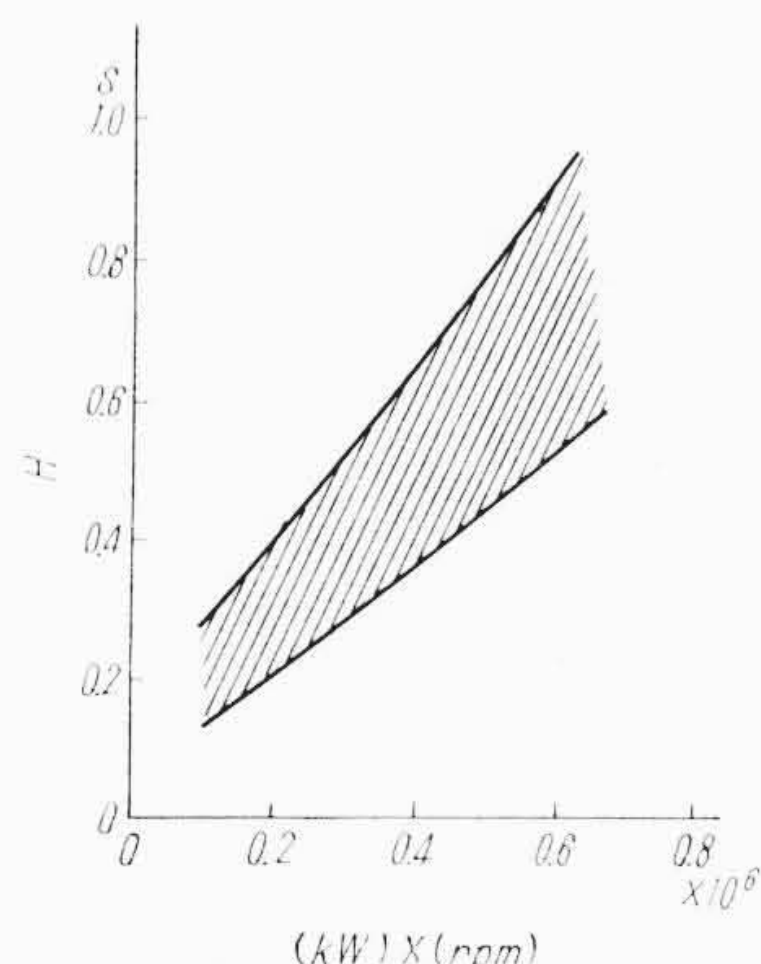
加速時間 t_a が与えられた場合の加速遅れ n_l (per unit で表わす)は

$$n_l = \left(\frac{2n^2 H}{t_a} + i_{al} \right) \times r_a \quad \dots\dots\dots (9)$$

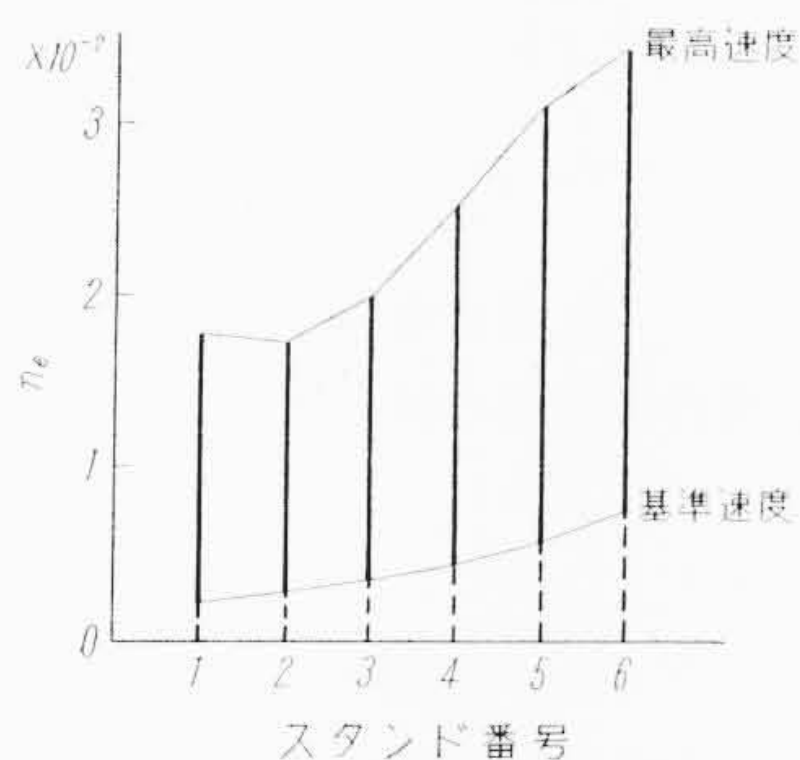
(ただし $n \geq 1$)

(9)式より明らかなように n_l は各スタンドの回転部分の全 GD^2 ($\propto H$), 圧延トルク i_{al} , 主回路抵抗降下 r_a に関係している。無制御の状態における n_l の値を6基連続高速タンデム圧延機用電動機の一例について示したのが第11図である。ただしここでは加速電流のみに着目し、 i_{al} は一定として除外している。本図より明らかなように n_l は n によって変化することはもちろん、 n が一定でもスタンドによって異なっている。 n_l に関する制御上の問題は r_a を補償して等価主回路抵抗降下を小さくすることであり、主回路電流に比例した量を発電機側電圧に加算するいわゆるIR補償制御が行なわれている。この補償が可能のためには電動機の固有の負荷-速度特性曲線が無負荷より所定の過負荷に至るまで直線的であることが必要であり、また速度変動率は界磁制御全範囲にわたって可及的に一定であることが望ましく、電動機的设计にあたって十分注意を要する点である。

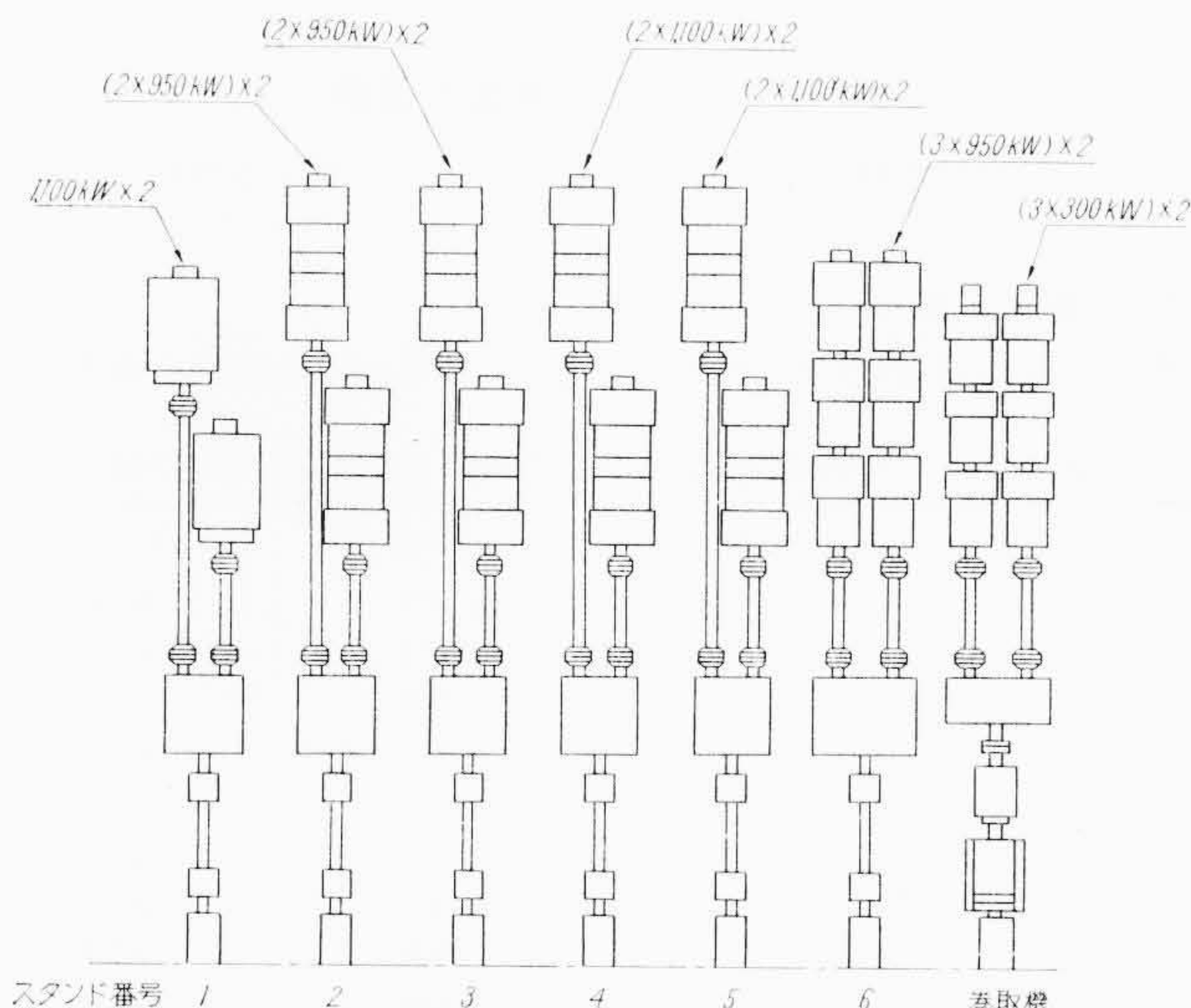
第12図は6基タンデム圧延機における電動機の配置を示し、各



第10図 可逆冷間圧延機用直流電動機の慣性常数



第11図 6スタンドタンデムミル電動機の n_l の値



第12図 6スタンドタンデムコールド圧延機用主電動機配置図

スタンドはすべて双駆動方式である。各電動機は第1スタンドを除きすべて多重電機子形で、第2～5スタンドでは複電機子、第6スタンドでは3電機子構造となっており、これにより電動機中心間距離の制限に応ずるとともに GD^2 の低減に役だっている。第13図は本ミルの第6スタンド $2 \times (3 \times 950 \text{ kW})$ 直流電動機の工場試験中の写真を示す。

2.5 可逆冷間鋼帯圧延機

この種圧延機においてもオフゲージを極小とするため加減速時間はできるだけ短いほうが望ましいが、ある限度を越えて短くすると慣性トルクが過大となって張力制御誤差が大となり、加減速中の鋼帯の切れあるいはオフゲージ過大、さらに電動機が許容値を越えて過負荷となるなどの不都合が生ずるので駆動系の計画あるいは加減速時間の設定に際してはこれらすべてを十分に検討しておかねばならない。

スタンド駆動電動機では加減速の問題は通常過大負荷に対する考慮のみで十分であり、2.4に述べたタンデム圧延機と同様に取り扱うことができ、 H の値もほぼ同一である。

巻取機駆動電動機では過大な慣性トルクは上記のように鋼帯の切れあるいはオフゲージ過大の原因となるので注意を要する。この駆動系の慣性トルク、いかえると H の値が減速比の選定とどのような関係にあるか調べてみよう。

いま減速機の GD^2 を無視し、機械側の慣性はすべて巻取ドラム部にあるものとすれば、この部分の慣性常数を電動機定格出力で表わすと、 H_{ce} を鋼帯のないドラムのみの値、また H_{cf} を鋼帯が最大に巻かれているときの値とすれば、

$$\left. \begin{aligned} H_{ce} &= 0.00838 \times \frac{v}{F} \times \frac{1}{(\pi D_i)^2} \times (GD^2)_e \\ H_{cf} &= 0.00838 \times \frac{v}{F} \times \frac{1}{(\pi D_i)^2} \times \frac{(GD^2)_f}{R^2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに v : 巻取または巻出速度 (m/min)

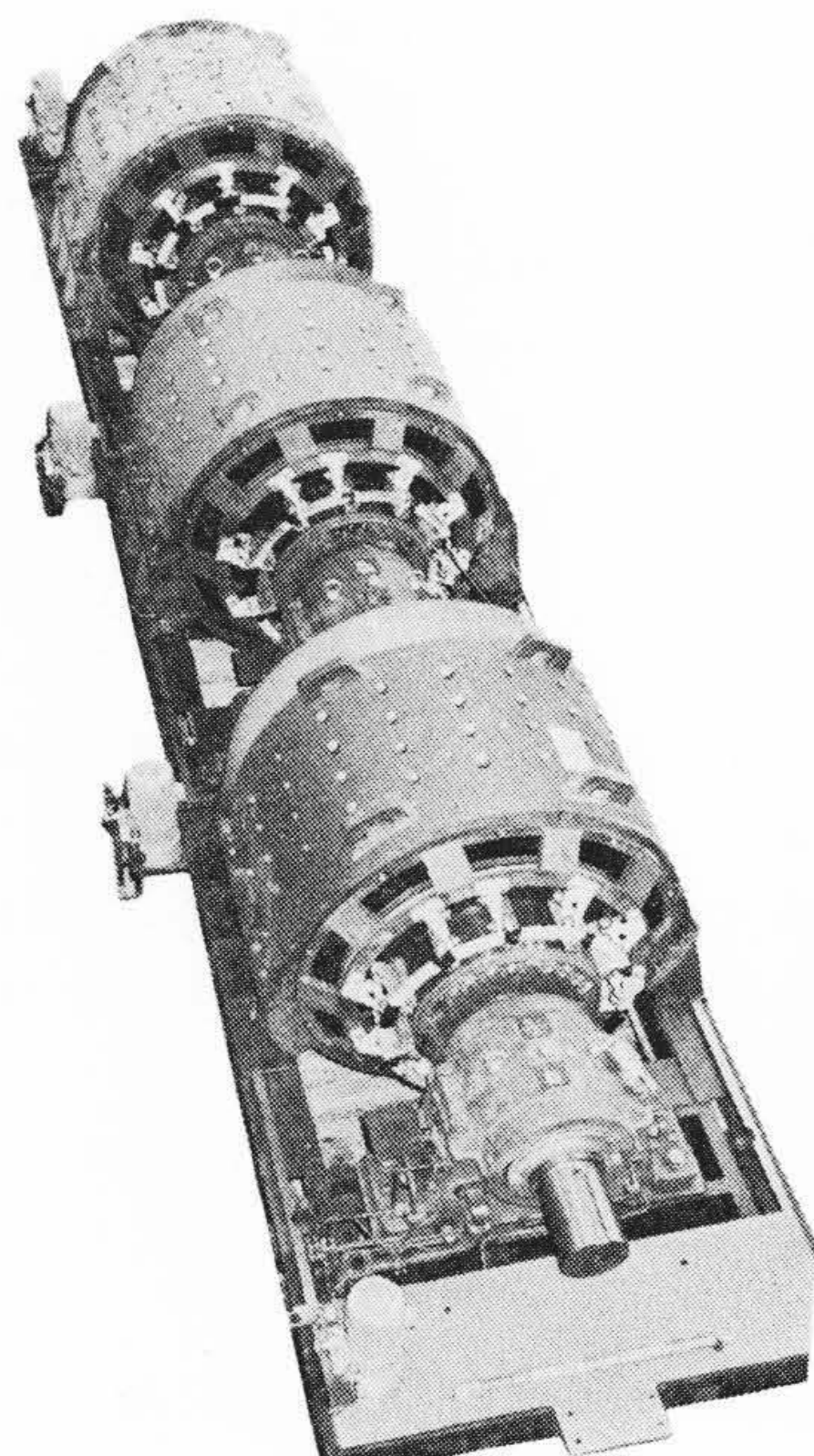
F : 鋼帯張力 (kg)

$(GD^2)_e$: 巻取ドラムの GD^2 (kg-m²)

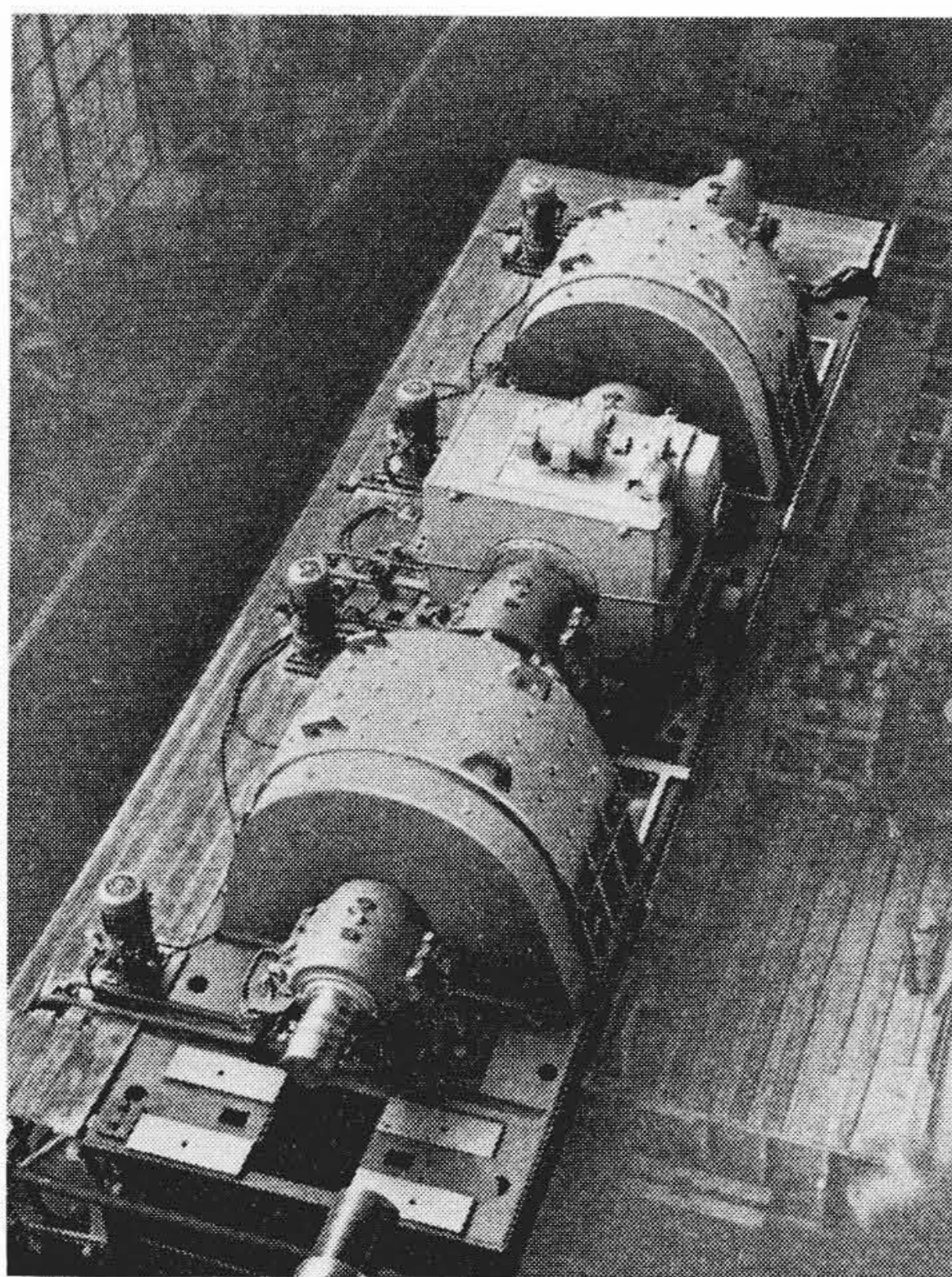
$(GD^2)_f$: 最大に巻かれた鋼帯およびドラムの合計の GD^2 (kg-m²)



第13図 タンデムコールド圧延機 第6スタンド駆動用 $2 \times (3 \times 950 \text{ kW})$ 直流電動機 300/635 rpm 600 V (双電動機駆動)



第14図 センジマーミル巻取機用
3×950 kW 直流電動機 ±750 V
±150/600 rpm (3電機子方式)



第15図 センジマーミル巻取機用
2×600 kW 直流電動機 ±2×375 V
±225/800 rpm (クラッチ結合方式)

D_i : ドラム外径 (m)

R : コイルの巻太り比

なお電動機の定格出力は機械効率を100%とし $P=Fv/6,120$ (kW) として決定されたものとする。

(10)式より明らかなように機械側の慣性常数は減速比にはまったく無関係であり、減速比が関係するのは定格速度によって左右される電動機自体の H の値である。可逆ミル巻取機用電動機は一般に連続冷間圧延機とほぼ同一の設計であり、 H の値もほぼ等しいと考えてよく、第10図のような傾向を有している。

電動機自体の慣性常数を H_m と表わすと機械、電動機を含めた全慣性常数は、

コイルがないとき

$$H_e = 0.00838 \times \frac{v}{F} \times \frac{1}{(\pi D_i)^2} \times (GD^2)_e + R^2 H_m \quad \dots (11)$$

最大に巻かれたとき

$$H_f = 0.00838 \times \frac{v}{F} \times \frac{1}{(\pi D_i)^2} \times \frac{(GD^2)_f}{R^2} + H_m$$

(11)式は電動機の回転数の選定と動特性との関係を知るうえに便利な式である。ただし減速機の GD^2 を無視し、かつ機械効率を100%としているので実設計にあたってはそれらを勘案して補正する必要がある。 H_e または H_f を低減するには電動機の回転数は低くしたほうがよいが、一方経済性の不利を伴うのでその面よりの検討も必要である。一般に電動機の出力と回転数が与えられると、これを単電機子で製作する場合には GD^2 の最低限は温度上昇、整流能力、軸のねじり強度などよりおのずから決まるものであり、さらに小さくするには電機子を数個に分割する必要がある。この分割数は出力軸の径、軸系のねじり振動、経済性、据付面積(軸方向の長さ)などから制限を受け、現在までのところ4分割が実用限度である。それ以上に分割するためにはこれら一軸駆動列を並置して双駆動系とする必要があり、この方式では連続冷間圧延機の巻取機における6電機子のものがある(第12図参照)。

第14図は820 m/min 高速大容量センジマーミルの巻取用電動機を示し、3電機子方式として GD^2 を減小した例である。第15図はおなじく高速センジミルミルの巻取用電動機で、複電機子形2台の

電動機をクラッチにて切入可能とし、特に低張力運転時の張力制御性能を向上させている。

巻取用電動機は張力制御性能に関連して GD^2 のほかにも種々の問題があるが、それらは本文の主題でないので他の文献⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁷⁾を参照願いたい。

2.6 セン断機

加減速時間が問題となるもう一つの例としてせん断機駆動電動機がある。せん断機のクランク軸は、通常電動機から減速機を介して駆動され、1回のせん断で1回転し、その間加速→全速→せん断→全速→減速→停止のサイクルを完了する。1サイクル所要時間は被せん断材の生産量から決定され、通常数秒内外が必要で、このため短時間の加減速が要求される。

ここではこの種用途に最適として最も広く用いられる JEM または AISE 600 番形電動機について可能な最低加速時間はどの程度かを示すことにしよう。

電動機軸における機械側 GD^2 は機械自身の値に比して無視できるものとすれば、まず規格標準回転数までの加速では、最大許容電流を300%とし、波形率を1.6とすれば最低加速時間 t_{min1} は

$$t_{min1} = \frac{1.6}{3.0} \times 2 \times H = 1.07 H$$

また2倍回転数までの電圧制御を行なうものでは、最大許容電流を250%とし、波形率を1.6とすれば最低加速時間 t_{min2} は

$$t_{min2} = \frac{1.6}{2.5} \times 2 \times 2 \times H = 2.56 H$$

日立600番形電動機の H の値は第2表に示すとおりであり、大形低慣性電動機の値に比べて一段と小さい値であるとともに、特に注目すべき点はわく番が異なっても H の値はほとんど一致していることであり、このことはいかなるわく番を使用しても同一の動特性が得られるよう考慮されていることを示すものである。

上記は電動機のみが無負荷加速という条件であるが、実際の計画にあたっては機械側および制動機ドラムの H 、さらに機械の無負荷トルクなどを考慮しなければならない。

3. 大形直流機構造の進歩

最近の大形直流機の構造あるいは性能などにおける目だった進歩を2, 3述べることにする。

3.1 軽量化

圧延用大形直流機の代表例は分塊または厚板圧延機用主電動機で

第2表 日立圧延補機用600番形直流電動機の H の値

わく番	kW	rpm	H (s)
601	3.7	1,025	0.144
602	5.5	900	0.143
603	7.5	800	0.145
604	11	725	0.129
606	19	650	0.129
608	26	575	0.133
610	37	550	0.137
612	55	515	0.137
614	75	485	0.152
616	110	460	0.161
618	150	420	0.156

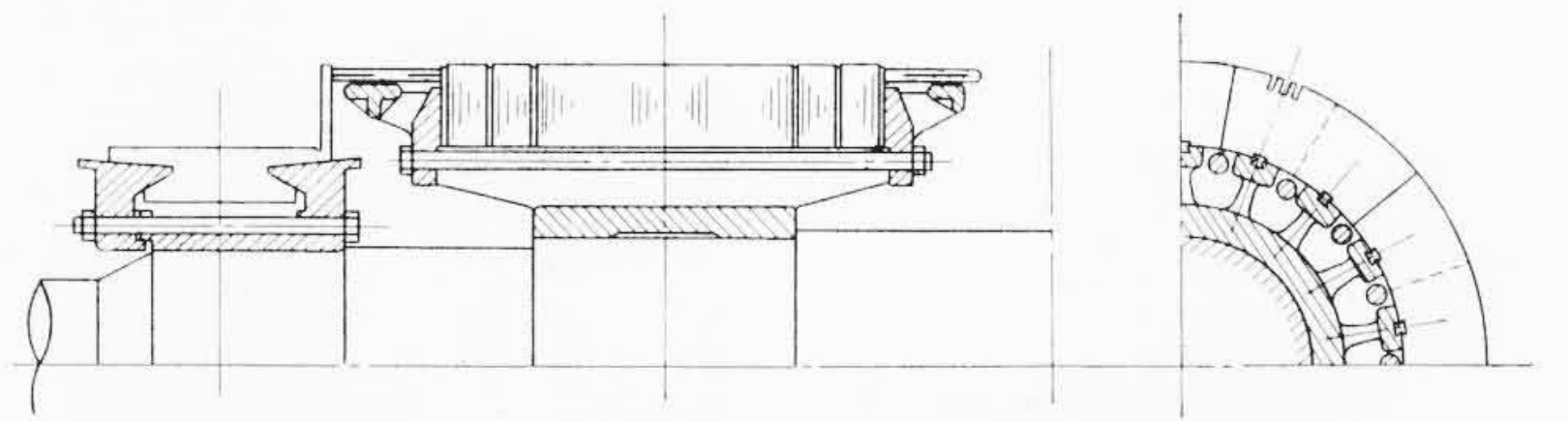
あろう。これら主電動機の単機最大容量は複電機子形では $2 \times 2,250 \text{ kW}$ 、単電機子形では $3,750 \text{ kW}$ で、回転数はいずれも $40/80 \text{ rpm}$ という低速度であるため分割単位として最大の電機子重量は数十トンに及ぶ大きな値である。このため機械の経済性はもちろん、据え付けあるいは保守のためのクレーン容量、建家強度など設備全般に及ぶ問題としてその軽量化に不断の努力が払われてきた。

軽量化にはまず電気的設計の切りつめ、すなわち D^2L の低減が考えられるが、これには

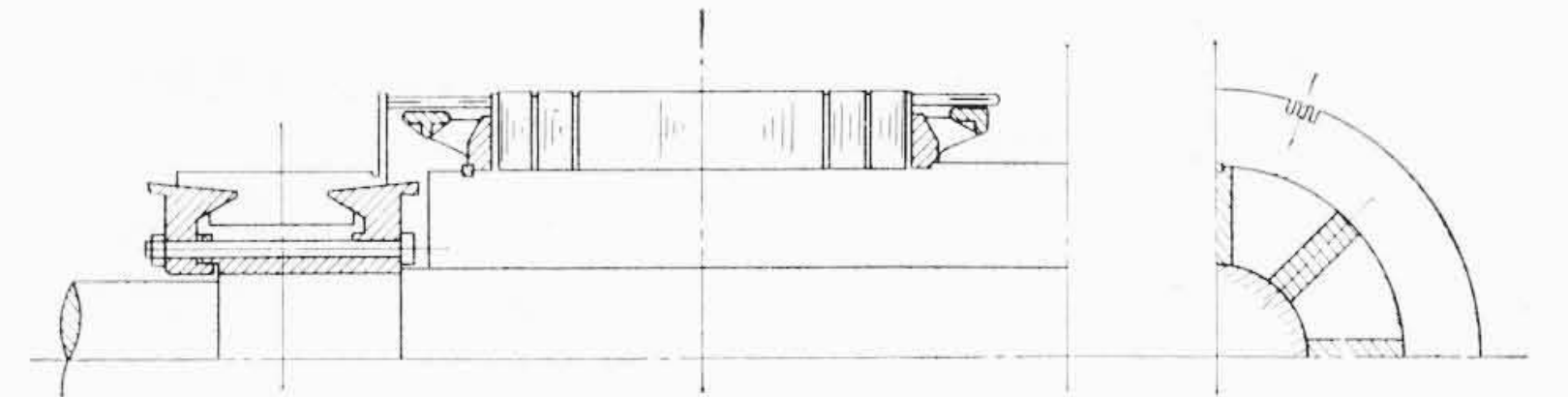
- (1) 電気ならびに磁気装荷の増大に対処する通風冷却効果の向上
- (2) 進歩した耐熱材料の使用
- (3) 整流能力の向上

などを解決する必要がある。一般に、可逆熱間圧延機の温度上昇は NEMA または JEM により B 種絶縁を使用して 50°C と規定されており、この制限から冷却効果を向上することが D^2L を切りつめる最も重要なポイントである。このための第 1 の方法は風量を増加することであるが、機械内部の通風路が同一という仮定のもとでは風量の 2 乗に比例して風圧の増加が必要であり、結局風量 1 割の増加は通風設備の約 3 割の出力増強という不経済性が伴う。第 2 に考えられることは通風経路の適正配分であり、これにより各部の温度上昇を均一化させ、機内に送られた空気をむだなく使用することである。直流機の構造は比較的複雑であり、各部の熱の発生ならびに熱伝達あるいは放散係数が異なるので通風ならびに温度上昇の計算は人手では相当の労力と時間を要するので、日立製作所では IBM 7070 により計算を機械化し、各種のモデルについて検討を行ない、最適のものを選定するようにしている。これらの結果ならびにあとで述べるスパイダの構造の改良などにより $2 \times 2,250 \text{ kW}$ 電動機に例をとれば D^2L は最近約 4 年の間に約 20% の低減が達せられている。

重量軽減の第 2 は機械構造上の切りつめであるが、この場合機械強度を弱体化したのでは意味がなく、いかにして機械の各部強度および剛性を平衡のとれた合理的なものとするかにある。最近の進歩において顕著なものは電機子スパイダの構造であろう。 $2 \times 2,250 \text{ kW}$ 電動機に例をとれば第 16 図および第 17 図の比較が進歩の跡を示している。すなわち前者は従来の鋳鋼材を用いた組立方式で軸受は中間部の二つの中空スパイダおよび両端部 2 個の中実軸端部の四つの



第 18 図 小慣性電動機 電機子スパイダの構造
(分割鉄心使用の場合)



第 19 図 小慣性電動機 電機子スパイダの構造
(一体鉄心使用の場合)

部分が 3 箇所接合された構造となっており、比較的むだが多く、接合部が多いために締付作業がやっかいであるなどの不利があった。後者(第 17 図)では現在実施している鋼板一体溶接構造であり、鋼板円筒にスパイダを溶接した中央部と反負荷側の中空軸端とは一体に溶接され、負荷側軸端部とのみ 1 箇所を組み合わせ締め付けられる方式となっている。このため構造はきわめて簡明となり、しかも前者に対して過負荷強度はなんらの遜色なくして回転子重量は実に約 15% の軽減が達せられ、同時に中央部からの回転子への通風面積が大となり、この面からの改善も計られた。

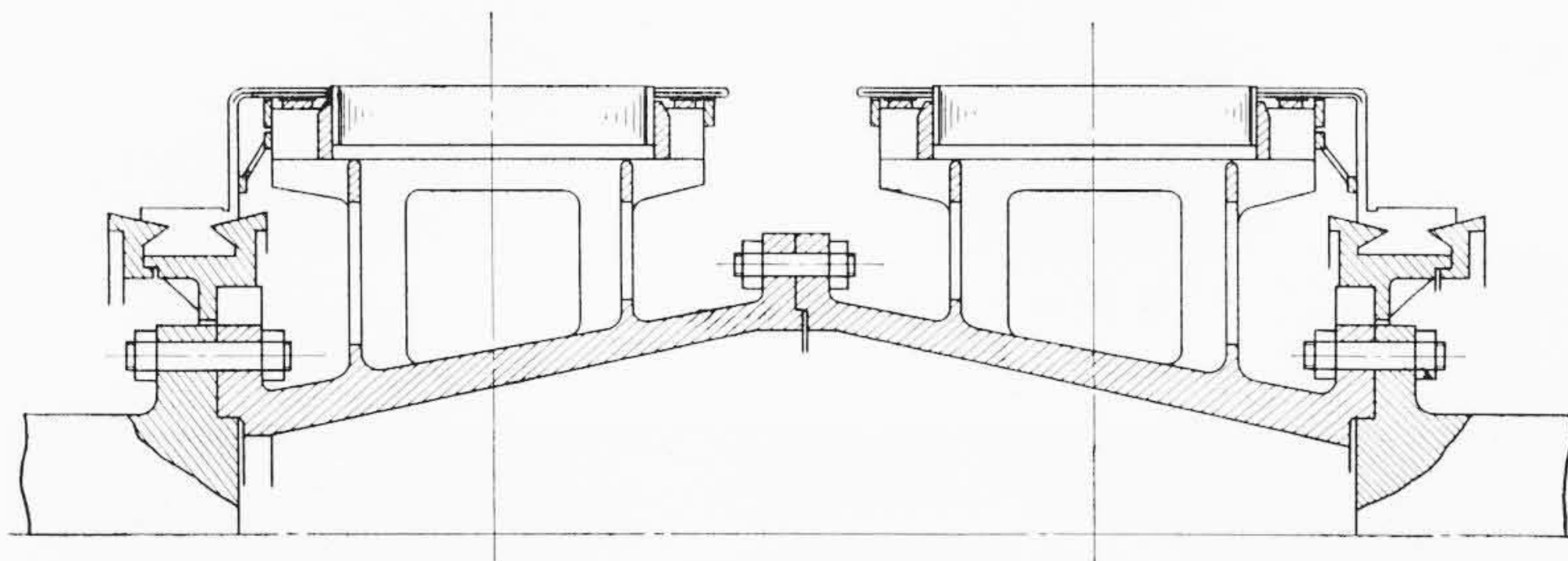
他の例としては比較的小容量の低慣性電動機におけるスパイダ構造の進歩がある。これは広幅のケイ素鋼板の使用による構造の改善であって、従来 910 mm 幅に制限されていたケイ素鋼板が最近のセンジミア圧延機による極薄板冷間圧延技術の進歩により広幅化に成功し、最大 1,100 mm 幅まで製作可能となったためである。すなわち従来は電機子外径が 1,000 ないし 1,100 mm のものではケイ素鋼板は数個の扇状に分割され、これをスパイダ上で円形に組み立てた構造とするため鉄心ならびに線輪の遠心力はすべてスパイダ上におかれたくさびによって引き止めなければならず、比較的多数の強度の大きいスパイダとする必要があった。第 18 図はこの構造を示している。

これに対して全周一体のケイ素鋼板とした第 19 図では遠心力は鋼板自体で受け持つのでスパイダーの強度あるいは剛性は常に回転力と軸のたわみだけを考慮すればよいので構造の簡単化、重量および GD^2 の軽減、通風の改善が計られている。第 20 図はこの構造による $2 \times 450 \text{ kW}$ 、 $145/600 \text{ rpm}$ 複電機子形電動機で、従来の同一電機子直径の機械に比し、鉄心を長く設計することにより慣性常数の大幅の低減が行なわれている。

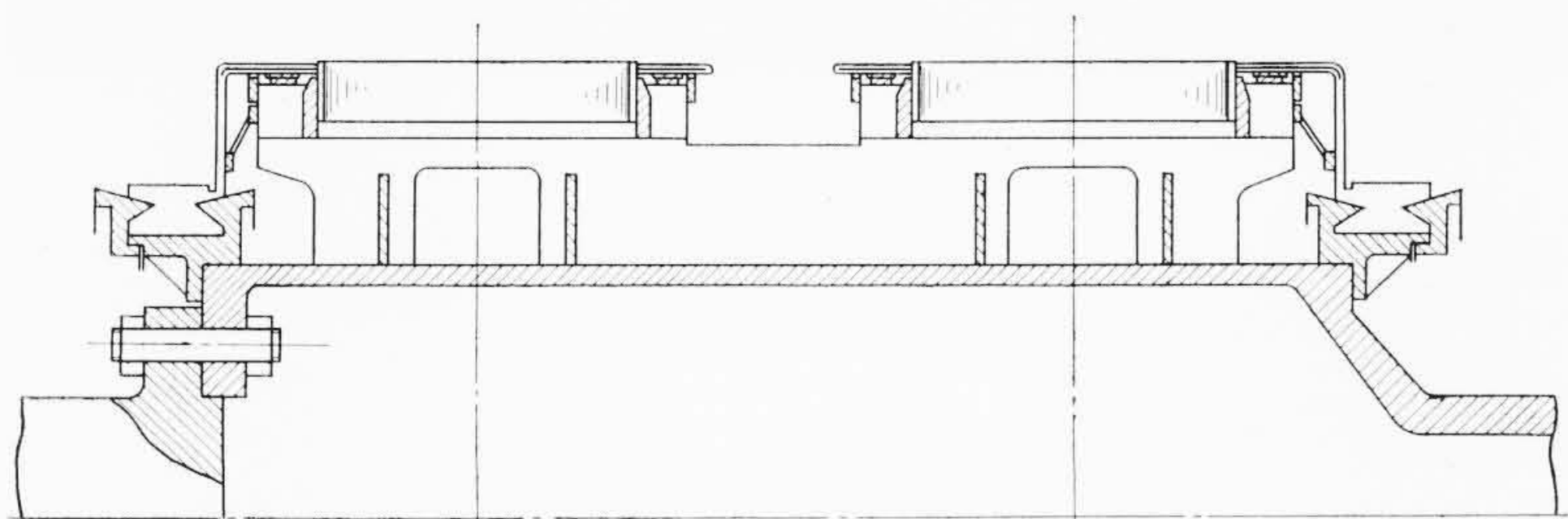
3.2 整流子製作技術の進歩

整流子片のハイバー、ローバーが整流作用に決定的な障害となり、火花発生、ブラックバー、ブラシの異常摩耗、ひいてはフラッシュオーバーなどに至ることはよく知られている。高速整流試験機を使用した実験結果によればきわめてわずかのハイバーにより無火花整流帯の幅は急激に縮小し、同時に不足整流側に移動することがわかった。第 21 図はその有様を示しており、この原因による火花発生はハイバーまたはローバーの部分がブラシを通過する瞬間のみに発生することも観測されている。このような障害は大容量機あるいは高速機、つまり難整流機になるほど著しいものである。

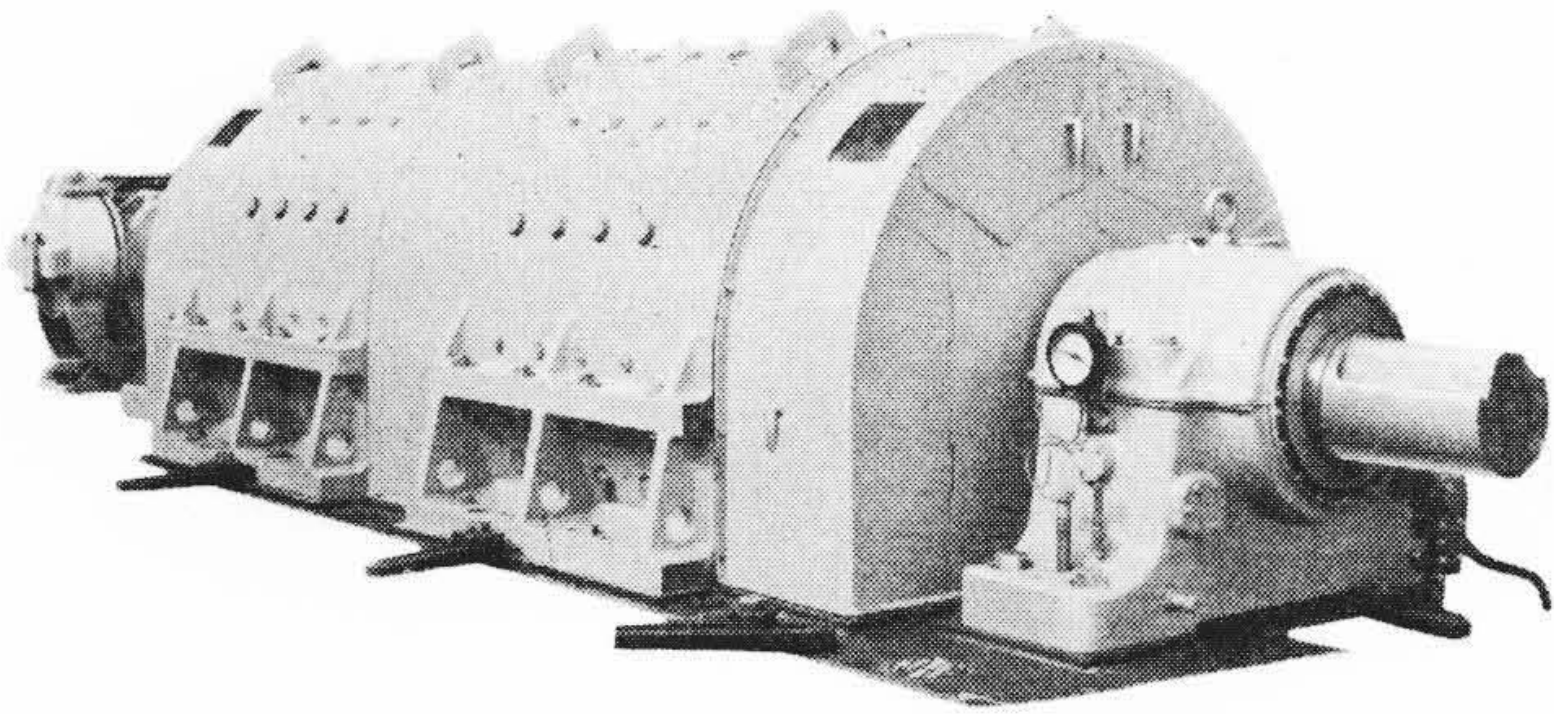
ハイバー、ローバーの発生機構は完全に解明されてい



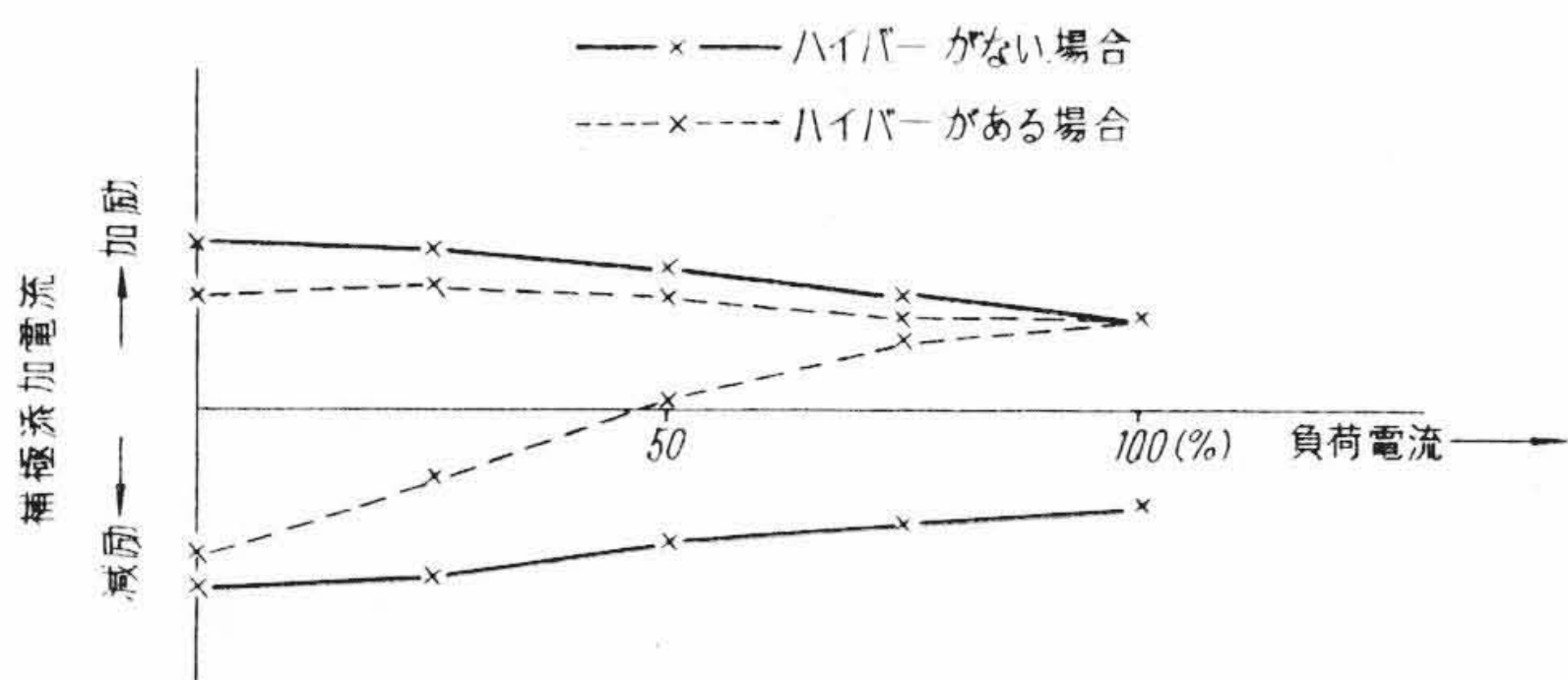
第 16 図 分塊圧延機用電動機 電機子スパイダのスキンストレス構造
(従来の組立構造)



第 17 図 分塊圧延機用電動機 電機子スパイダのスキンストレス構造
(最新の一体軽量構造)



第20図 可逆冷間圧延機巻取機用 2×450 kW 直流電動機
 2×375 V, 145/600 rpm



第21図 ハイパーと無火花整流帯

ないが、片間圧力の不足によるものと推定される場合が多い。したがって設計ならびに製作にあたってはこの圧力を十分発生できる強度および剛性を与え、かつこれを永久に維持できる状態に完成することが要訣である。一般に整流子は銅と絶縁マイカ板と、これらを一体に締め付ける鉄とよりなる複雑な力学系をなし、回転、温度上昇などによって構成メンバー内では種々の大きさの遠心応力あるいは熱応力が発生して微妙な力のつりあいを生じている。構成メンバーのうち銅および鉄はいずれも弾性限界内で計画されるので取り扱い比較的簡単であるが、絶縁用マイカ板はそれ自体の中に可塑性の張り合わせ剤を有し応力ひずみ特性が非直線であるとともに、温度あるいは応力履歴によってこの特性が変化するやっかいな性質を有している。この温度、応力履歴が特性に影響を及ぼさないところまで加工することがマイカのシーゾニング（枯らし）作業であってマイカ単体としてはもちろん、整流子として組み立てた状態および直流機として完成したあとまでこのシーゾニング過程は監視され、かつ最終状態が確認されなければならない。

整流子製作技術は直流機とともに発展してきたものであるが、直流機の重量、 GD^2 などの低減、さらには大容量高速化の傾向は必然的に整流子に対する責務を厳格なものとしており、これらの要求にこたえるための製作技術の進歩としては、特殊張り合わせ剤の使用によるシーゾニング特性の良好な高級絶縁マイカ板の使用、高抗張力合金銅の使用、締付用に特殊鋼の採用など材料面におけるもののほか、製造過程における検査、測定技術の進歩をあげることができる。日立製作所で採用している特殊ターニング装置上における組み立て、測定の一貫作業、回転中の表面測定技術はその例である。第22図は回転シーゾニング中あるいは直流機として運転中における整流子表面のこぼこの測定を非接触的に行なう超短波測定装置を、また第23図は測定結果の一例を示している。本装置によればあらゆる回転状態における整流子面の偏心、ひずみはもちろん各整流子片のハイパー、ローバーなどの挙動が一目してわかるようになり確実な対策を行なうことができる。なお最近では取り扱いの簡単な静電形表面検査器も実用

されている。

3.3 電機子巻線

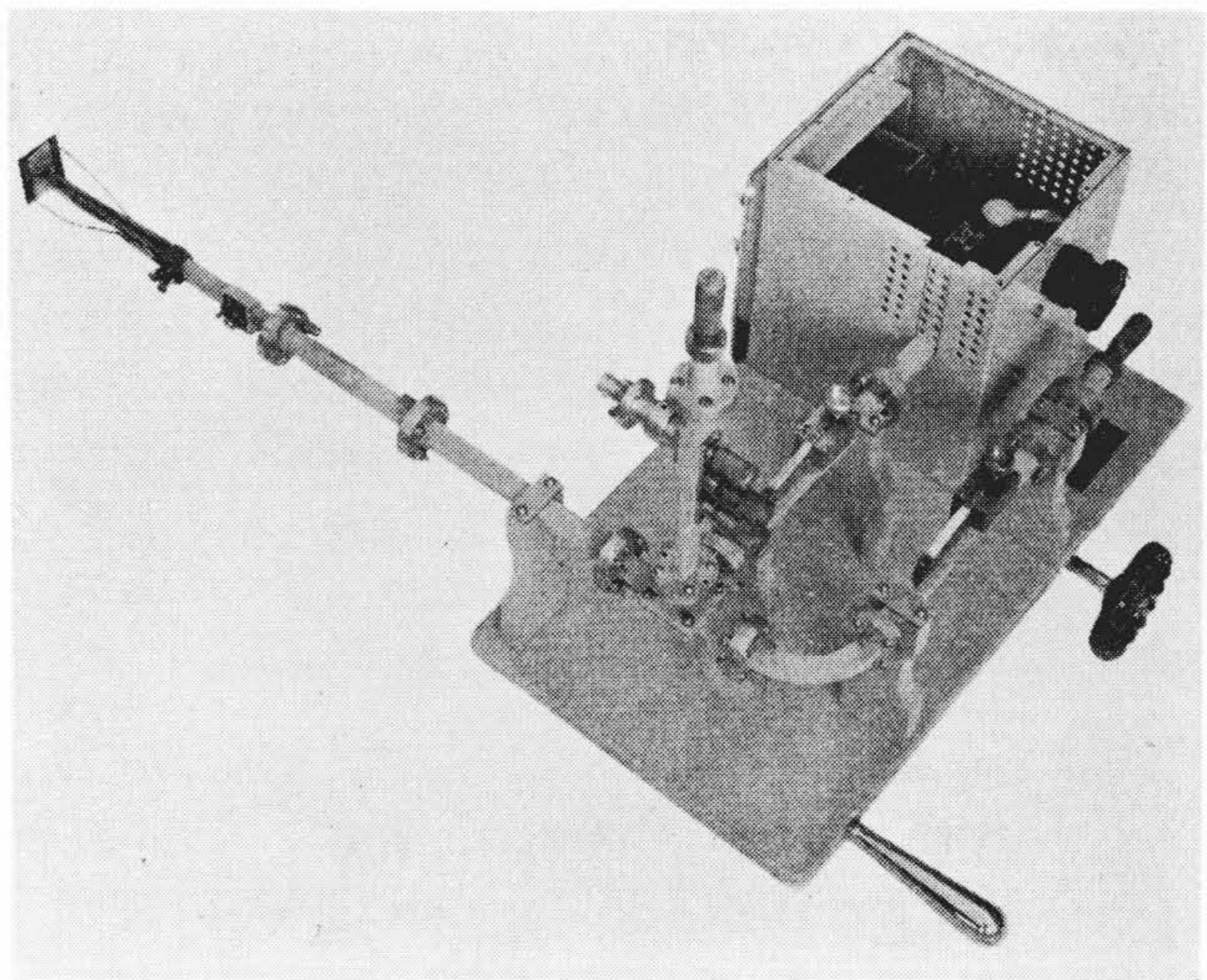
電機子巻線方式としては小形機では波巻、また大容量機では重巻が採用されるが、大容量かつ高速の難整流機に対して日立製作所では重波巻方式を採用して効果をあげている。通常の重巻きでは均圧線が必要で、これは整流子側または反整流子側に電機子巻線とは別個に設けられるが、重波巻きではこのような特別な巻線を必要とせず、しかも全電機子線輪についての均圧作用が有効に行なわれるほか、機構的にも均圧線を別置するための接続部の増加、それに伴う電氣的、機械的弱点の存在、あるいは通風の阻害などの不利もなく、構造が波巻と同様に簡明となる利点を有している。

電機子巻線と整流子ライザとの接続部は、大容量機に対して日立製作所では巻線導体を折り曲げて直線部で接続するようにしている。このため絶縁が完全に行なわれるほか通風および強度の点でも改善されている。

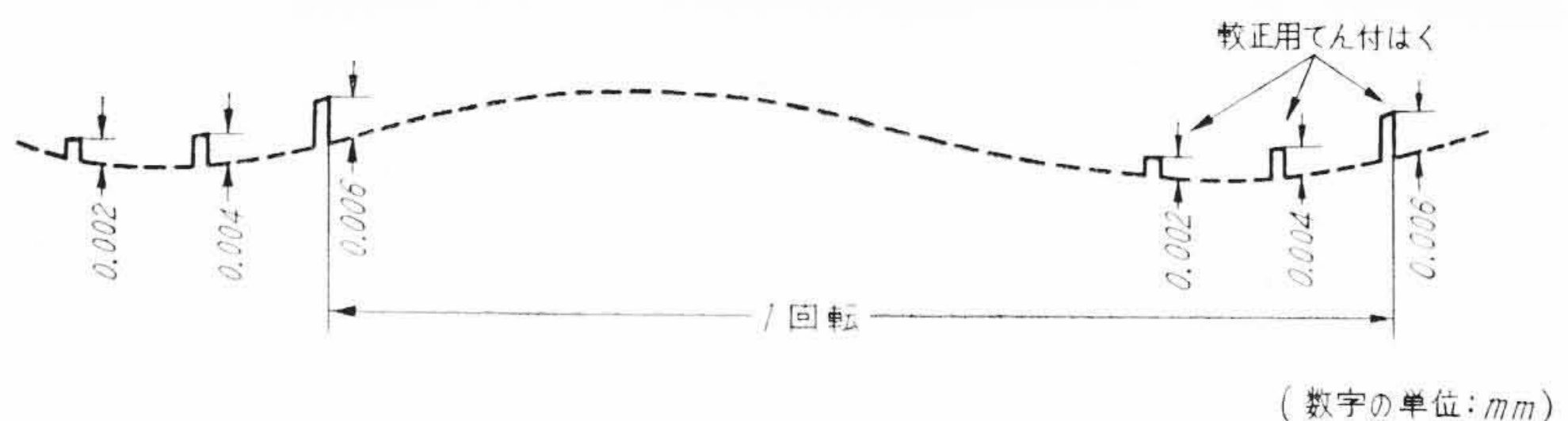
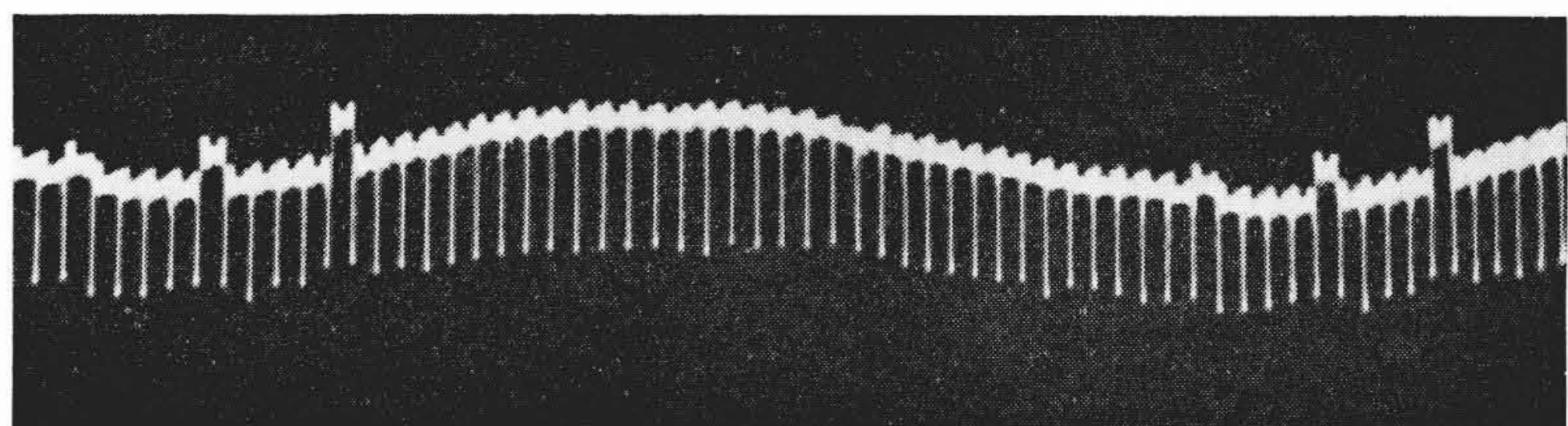
電機子巻線端は特に分塊ミル主電動機などにおいては衝撃的トルクに対して十分がんじょうに支持する必要があり、巻線端支持にくし形金具、さらにライザ支持金具を設けるとともにライザには弯曲部を設けて温度変化による機構的無理を除きライザ間には耐熱性絶縁物のスペーサを入れて補強している。また導体の接続部はすべてろう付けし、従来発生しがちであったこの部分の接続不良によるブラックバーの原因を一掃している。

3.4 ブラシおよびブラシ保持器

直流機の大容量高速化による整流責務の増大に伴い、整流性能に

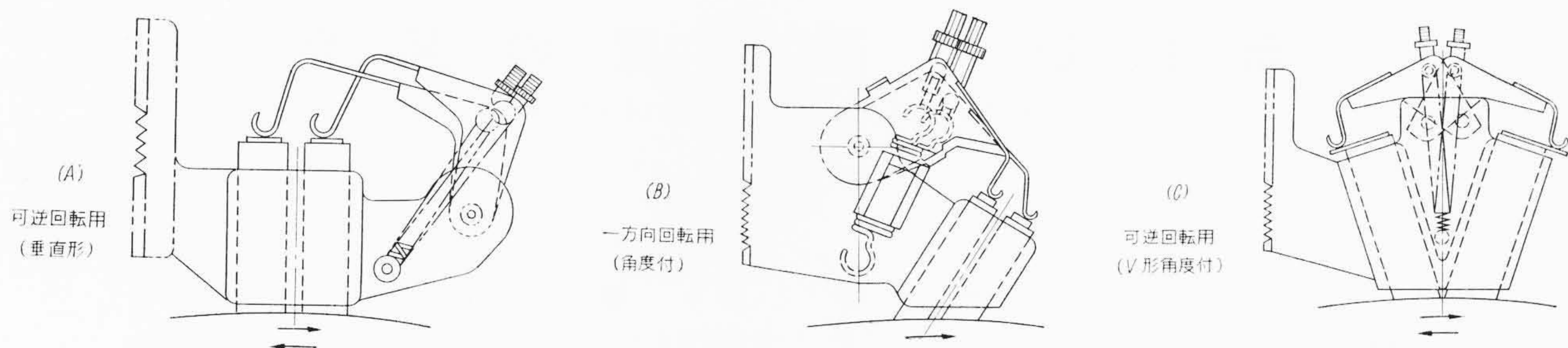


第22図 整流子表面検査用マイクロウェーブ試験器

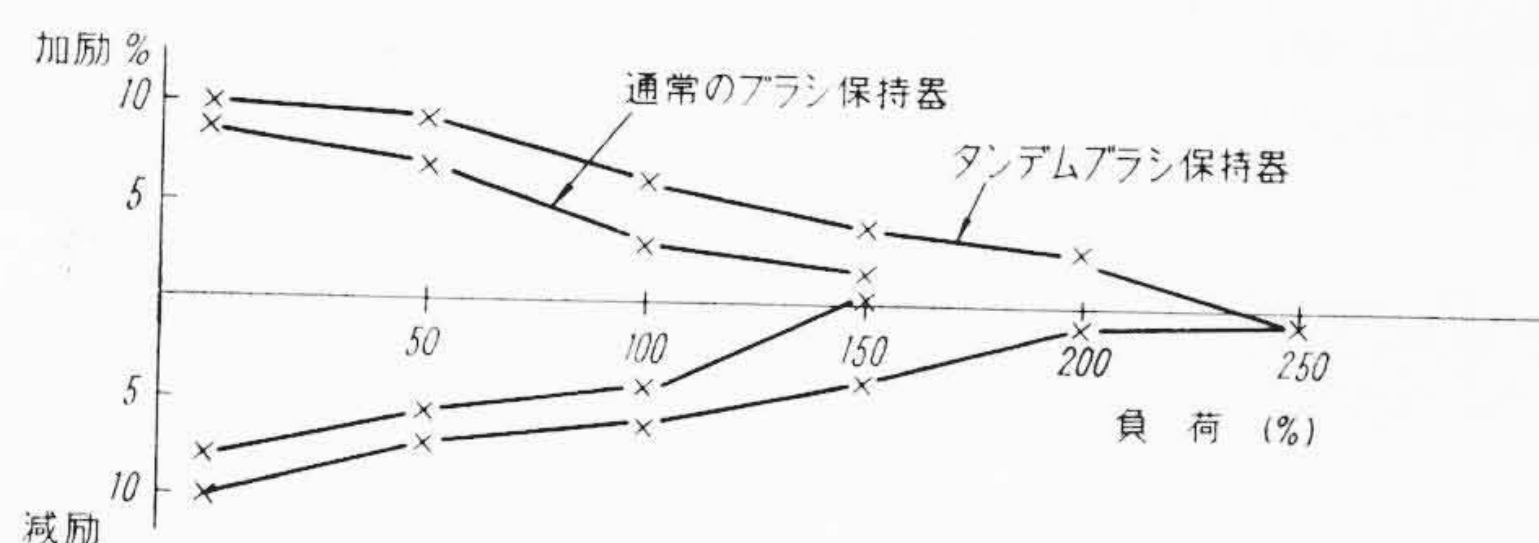


(数字の単位: mm)

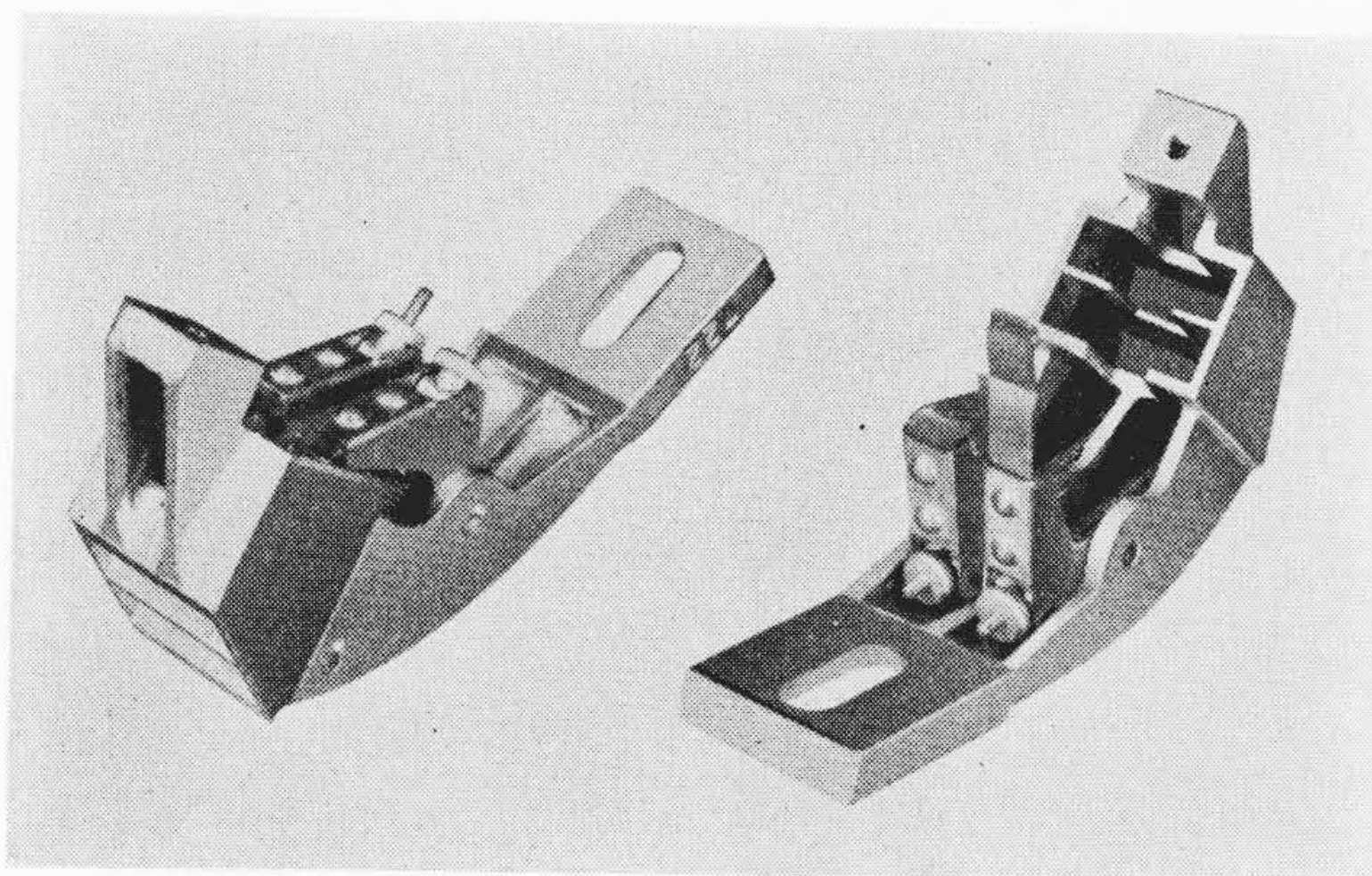
第23図 マイクロウェーブ試験器による試験結果の一例
(整流子の偏心を示すもの)



第 24 図 タンデム形ブラシ保持器



第 25 図 タンデム形ブラシ保持器と通常のアブラシ保持器との無火花整流帯の比較

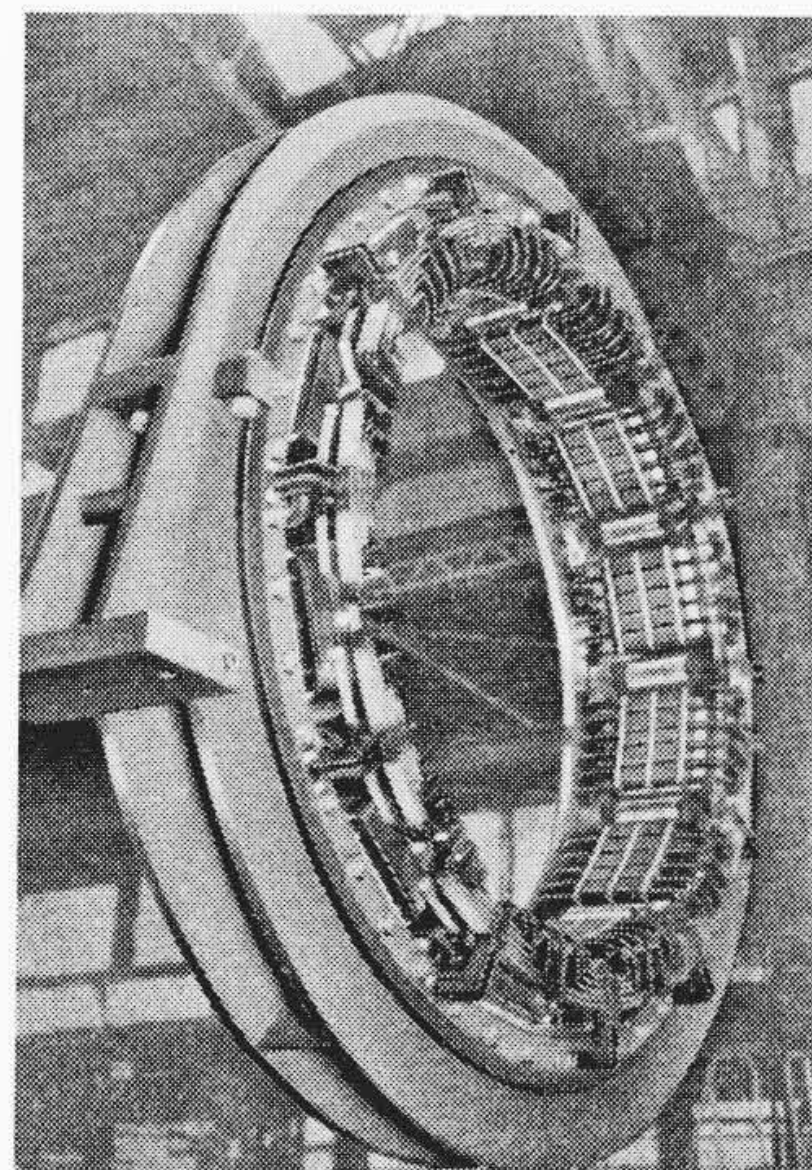


第 26 図 タンデム形ブラシ保持器

直接的な関係を有するものとしてブラシおよびブラシ保持器の大幅な改良が行なわれた。すなわち従来の単体形に対して最近の大形直流機にはすべて整流性能のすぐれたタンデム形ブラシ保持器が使用される傾向にある。第 24 図 (A)～(C) はタンデム形の種々の形式を示し、機械が一方方向であるか可逆か、あるいは整流の難易などにより選択使用されている。タンデム形保持器が単体形に比較して整流特性が良好な理由としては、(1) ブラシが 2 個に分割されるため、個々の質量が小さく整流子面への応動がよい、(2) しゅう動方向に 2 分割されたブラシのおのおのが別々のバネで押えられているので整流子への接触が全体として実効的に増加する。(3) ブラシを通しての短絡電流が小さくなる、などによるものである。第 25 図は同一の機械について第 24 図 (B) に示すタンデム形保持器と、同一寸法の単体形保持器の無火花整流帯の実測を比較したものである。なおタンデム形保持器では単体形に比較してブラシの個数は 2 倍となり、それだけ保守もやっかいとなるのでタンデム形の使用は難整流機のみにとどめるべきである。第 26 図はタンデム形ブラシ保持器の一例を示す。

3.5 積層継鉄

継鉄を積層構造とすると厚板の一体構造のものに比べて渦電流による制動効果を除去できるため、(1) 主極磁束の応動が早くなり速応励磁に役だつ、(2) 負荷急変時の補極磁束の応動が早くなり過渡時整流が改善される、という利点があり、最近の直流機にさかんに使用されている。



第 27 図 分塊圧延機用 2,500 kW 主直流発電機用固定子

一般に上記 (1) を目的とするのは速応励磁が問題となる増幅発電機などであるが、高速かつ大容量の難整流機で特に負荷変動の激しい分塊圧延機用主発電機、連続熱間圧延機用主電動機などでは上記 (2) の過渡整流に重点目的がおかれている。

大形機の積層構造では扇形の板の組み合わせとなるので一体構造に比べて導磁部分が力のメンバーとならないため、このほかに特別に補強部が必要となり、外径寸法、重量の増加、製作手間の増加などの不利は避けられない。したがって大容量機であっても低速であるためもともと整流の容易な機械などにこの構造を採用するのは得策ではない。

積層構造においては、鉄板の締め付けが作業上の一つの問題点であるが、日立製作所では貫通ボルトによる一体締め付けを行ない、穴とのすきまには磁性を有する特殊固化糊を充てんして機械的ならびに磁気的特性の向上を図っている。第 27 図は分塊圧延機用 2,500 kW 直流発電機の固定子で、継鉄は積層構造である。

4. 結 言

圧延用直流電動機の動特性を支配する重要な値である GD^2 に関し各種圧延機駆動に対してこの量がいかに取り扱われ、また実際の値はどの程度であるかを慣性常数 H を用いて説明し、次いで最近の圧延用大形直流機の構造について目だった 2, 3 の進歩を取り上げて紹介した。関係者各位のいささかのご参考ともなれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) 山本, 泉, 平川: 日立評論 別冊 8, 17 (1954)
- (2) 前川, 小野田: 日立評論 38, 1235 (1956)
- (3) 藤木, 岩城, 西ほか: 日立評論 39, 975 (1957)
- (4) 岩城, 立石ほか: 日立評論 別冊 29, 73 (1959)
- (5) 田附, 桜井, 西ほか: 日立評論 41, 49 (1959)
- (6) 石田, 岩城, 斎藤ほか: 日立評論 43, 626 (1961)
- (7) 梶原, 立石, 加藤: 日立評論 43, 621 (1961)
- (8) 宅間, 大浜: 日立評論 43, 969 (1951)
- (9) Edward P. Smith: A. I. E. E., 76, 326 (1957)