

条 鋼 用 フ ラ イ ン グ シ ャ ー

Flying Shear for Bars and Billets

安 田 哲 太 郎*
Tetsutarô Yasuda

中 西 恒 夫*
Tsuneo Nakanishi

要 旨

熱間圧延設備に使用されているフライングシャーについて、先に本誌において概要および諸問題を紹介した。本稿では、特に条鋼圧延設備用高速フライングシャーの高速化に対応する諸問題を解析したのでここに紹介する。

1. 緒 言

条鋼圧延設備用フライングシャーは、そのせん断機構により、ロータリ形、クランク形およびロッカー形に分類される。

クランク形およびロッカー形は粗圧延機直後に設置され、低速圧延材の分割およびコブルカットに使用されるが、ロータリ形は仕上圧延機出口に設けられ高速圧延材の分割および定尺カットに使用される。

本稿では、クーリングベッド前に設置される定尺カット用ロータリ形高速フライングシャーに問題を限定し、その高速化の諸要因を分析し、スタートストップによる速度限界および今後の高速化の方向について説明する。

2. フライングシャーの動作原理

2.1 駆動方式の得失

ロータリ形フライングシャーの駆動は

- (i) 直流電動機の制御によるスタートストップ方式
- (ii) クラッチおよびブレーキの組合せによるスタートストップ方式

に分けられるが、短時間の加減速を要する高速フライングシャーについては、直流電動機の加減速にはおのずから限界があり、10m/s以上の圧延速度のものについては一般にクラッチおよびブレーキの組合せによるスタートストップ方式が採用されている。

クラッチおよびブレーキの組合せによるスタートストップ方式でも、

- (i) エアクラッチおよびエアブレーキを使用するもの
 - (ii) 電磁クラッチおよび電磁ブレーキを使用するもの
- があるが、電磁クラッチおよび電磁ブレーキを使用したものでは
- (i) コイルの時定数
 - (ii) 残留磁気による残留トルク

の影響により、切換時の応答が前者に比べ劣り、またスリップリングなどの保守上の問題もあり、停止精度および切断精度をあげるためには、エアクラッチおよびエアブレーキを使用したほうが有利である。

本稿では、エアクラッチおよびエアブレーキを使用したスタートストップ式フライングシャーの高速性能を検討する。

2.2 エアクラッチおよびブレーキ式フライングシャーの機構

クラッチを採用したフライングシャーの機構を図3に示す。

主電動機は減速機を介してフライホイールを連続回転させる。フライホイール軸にはエアクラッチおよびエアブレーキを設け、クラッチインにてクラッチ軸以降を駆動し、ピニオン、ギヤを介して上下刃物軸を駆動する。

* 日立製作所日立工場

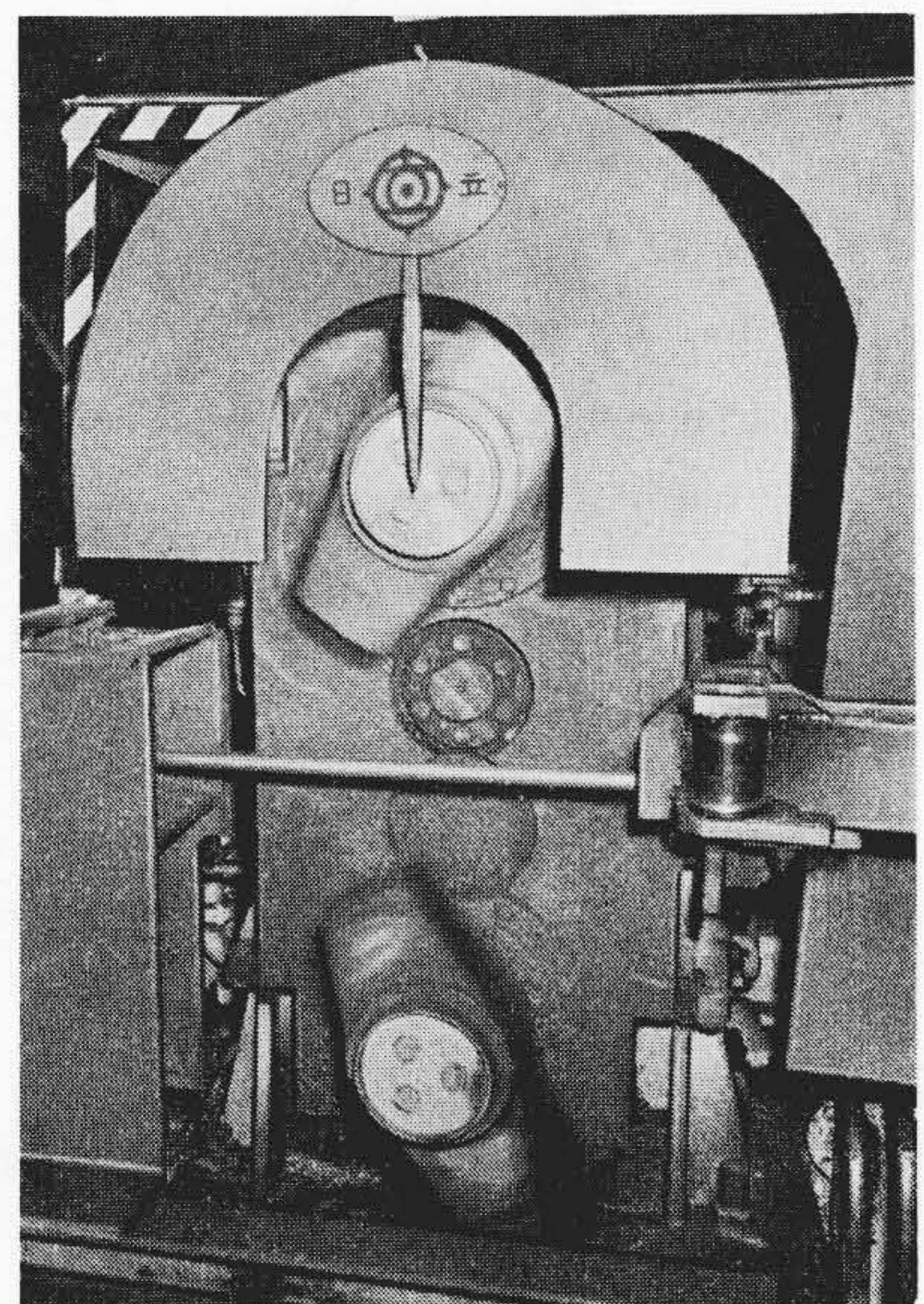


図1 ロータリ形フライングシャー

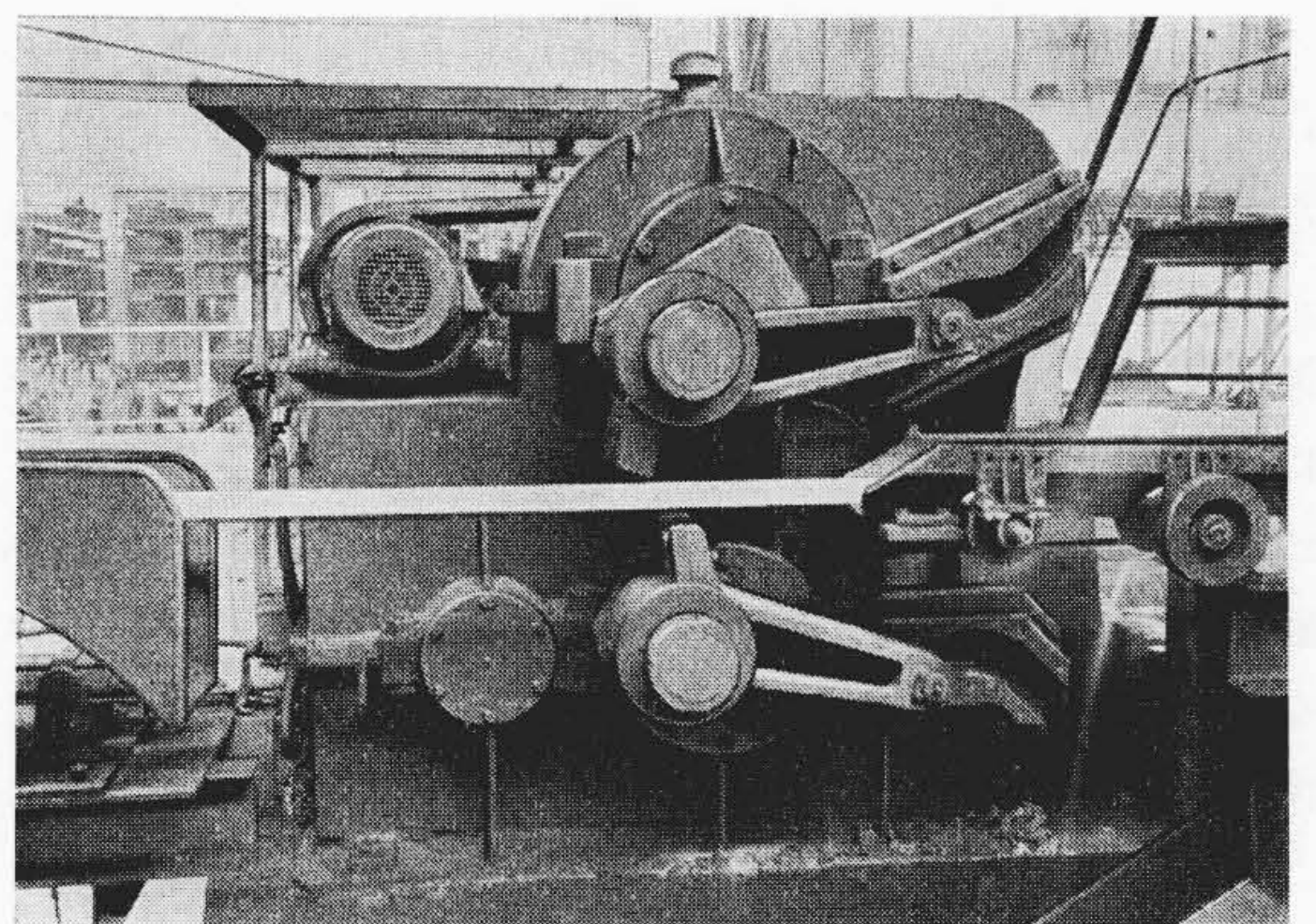


図2 クランク形フライングシャー

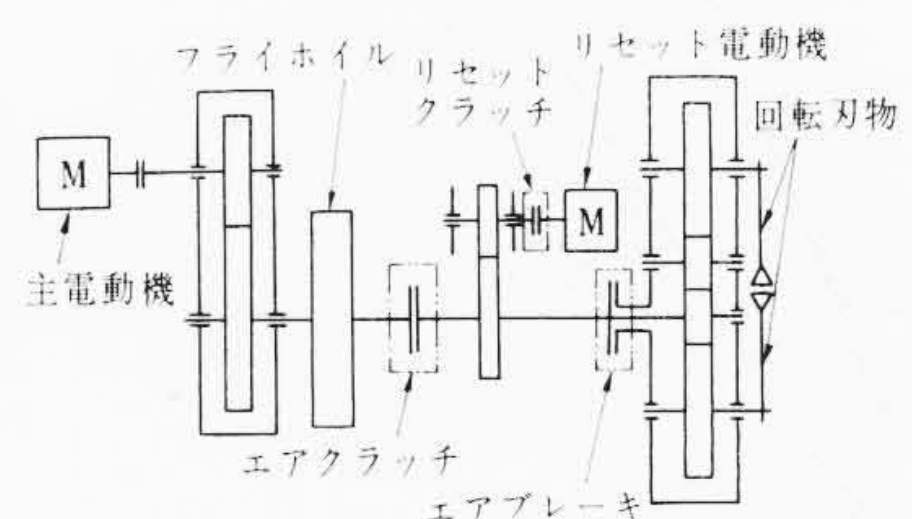


図3 フライングシャーの機構

刃物軸は、エアクラッチオフにてフライホイール軸との連結を断ち、エアブレーキインにより停止する。

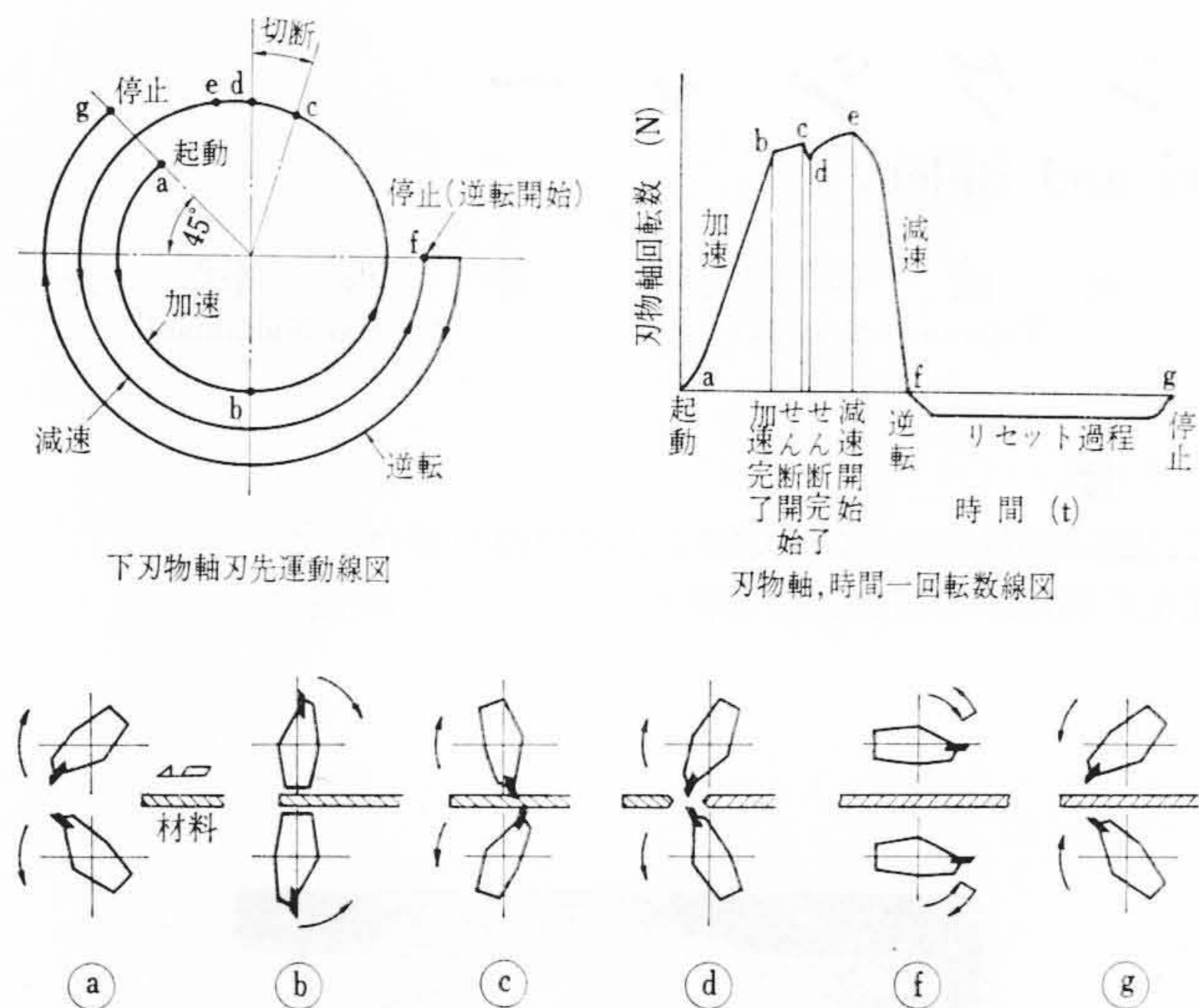


図4 フライングシャー動作説明

上下刃物軸は、エアクラッチおよびエアブレーキオフの状態、リセットモータおよびクラッチにより逆方向に回転し、もとの位置にきてリセットクラッチオフ、ブレーキインにて停止する。

高速フライングシャーは、上記エアクラッチ、エアブレーキおよびリセットクラッチのオン、オフの組合せにより、上下刃物軸を、図4に示すように、加速、減速、逆転、停止をあるピッチでくり返し、せん断時の刃先速度を圧延材の速度に同期させながら、走間せん断を行なうものである。

2.3 動作説明

図4にフライングシャーの動作の概略を示す。図中の符号の順に説明すれば、

(a) 起動：圧延材先端をフォトセルにより検出後、パルスカウンタにて切断信号を受け、電磁弁のエアの切換により、エアブレーキオフ、エアクラッチインで刃物軸側は停止状態よりフライホイール軸側の回転数と同期するまで加速される。

(b) 加速完了：刃物軸側とフライホイール軸側の回転数が同じとなる。すなわちエアクラッチのすべりがなくなるのがb点である。この間刃物軸を加速するため、フライホイールは減速され、その減速に見合った電動機のトルクにより、刃物軸とフライホイール軸は一体となり増速にはいる。これを第一次増速と呼ぶ。

(c) せん断開始：上下の回転刃物が材料に接触し、c点からせん断が開始される。せん断によりフライホイールはせん断エネルギーを放出するため、刃物軸およびフライホイール軸は一体のまま減速する。d点に至りせん断を完了し、材料は分割される。

この場合d点における回転刃物の周速は材料の圧延速度よりや

や速い状態であることが必要である。

(d) せん断完了：せん断完了後、減速開始に至る間、電動機は速度低下より増速に向かっており、これを第二次増速と呼ぶ。

(e) 減速開始：せん断完了後、刃物軸に取り付けられたロータリスイッチにより指令を受け、電磁弁によるエアの切換によりエアクラッチオフ、エアブレーキインでフライホイール軸より切り放された刃物軸に制動をかけ減速、停止させる。

(f) 停止(逆転開始)：停止間近く、減速指令よりタイマー、ブレーキオフ(クラッチは切ったまま)、リセットクラッチインで刃物軸をリセットモータにより、低速逆転せしめる。

(g) 停止(リセット完了)：リセットモータにより低速逆転し、刃物軸がaの初期位置に復帰したところでロータリスイッチの指令により、リセットクラッチオフ、エアブレーキインで刃物軸をaの初期位置に停止させる。

以上(a)→(g)の動作をパルスカウンタの指令により反復くり返し、圧延材を定尺に分割する。

主電動機は最終圧延材の速度に自動的に変更しうるよう直流電動機が使用されている。

2.4 高速フライングシャーの諸問題

フライングシャーに要求される性能上の問題点のうち、特に高速化に伴う問題を次に述べる。

(1) 加速性能：刃物軸をエアクラッチにより急速に加速すること。すなわち、c点で刃先速度は材料の圧延速度以上であるため、a点で停止の状態にある刃物軸を回転角約300度以内の最高速度に加速完了することが必要である。

切断時に回転刃物の周速が材料の圧延速度より遅い場合、すなわち遅切りの状態では、後行熱間材の先端にフッキングを起こし、真直棒としての品質をおとすとともに、クーリングベッドへ圧延材を案内する過程で突込み、飛び出しにより圧延を中断させることになる。

一般に、せん断完了時のd点にて刃物周速が圧延速度より5～10%速いこと(早切り)が要求せられる。

(2) 減速性能：刃物軸をエアブレーキにより急速に停止させること。すなわち、刃物軸の制動完了、停止位置fは切断完了d点より回転角300度以内に押える必要がある。刃物軸がこの制限を越えてオーバーラインした場合、通過中の圧延材につっかける。または2度切りの現象を起こす。

(3) エアクラッチおよびブレーキの特性：

(i) エアクラッチおよびブレーキの自身の慣性は摩擦板の直径の4乗にほぼ比例して増加し、一方伝達トルクは摩擦板の直径の3乗にほぼ比例するため、伝達トルクの増加に対し慣性の増加が上まわり、加減速性は伝達トルクを増しても改善されない。図5に急速加減速用ディスククラッチ、ブレーキの伝達トルクと被駆

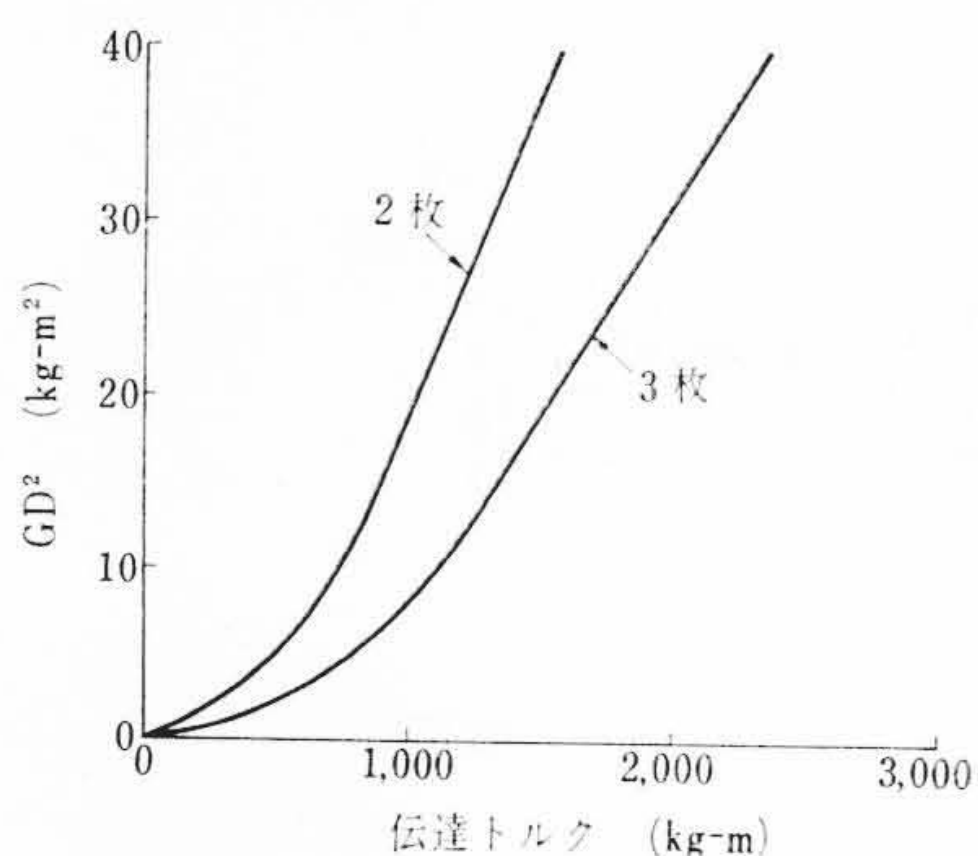
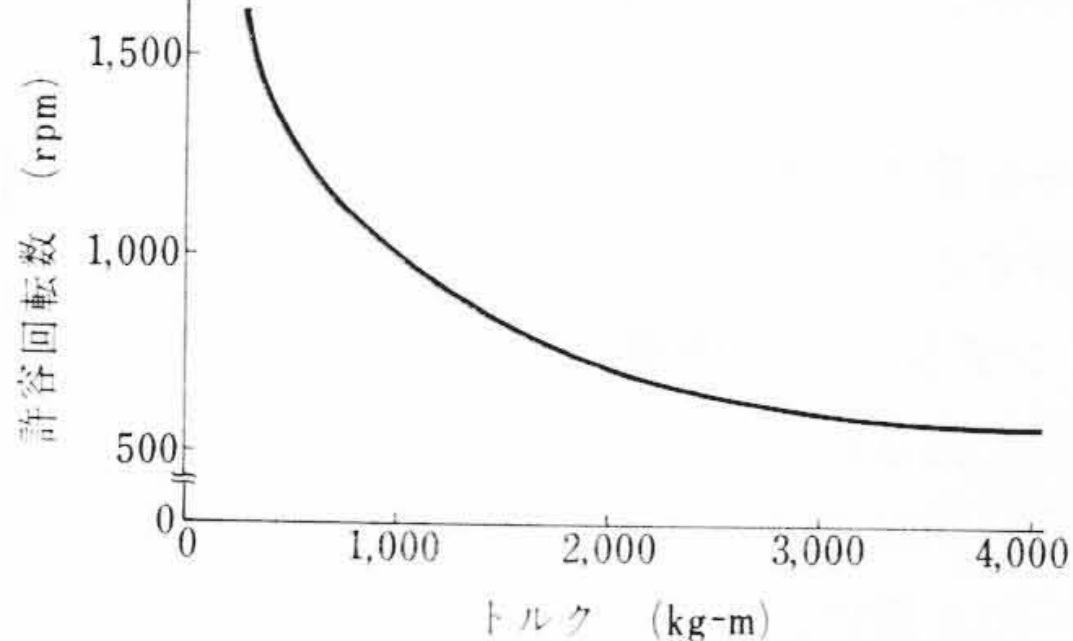


図5 多板エアクラッチ(ブレーキ)トルク-GD²曲線



(クラッチ、ブレーキのみのGD²加減速したもの)
図6 エアクラッチ、ブレーキ組合せの速度限界

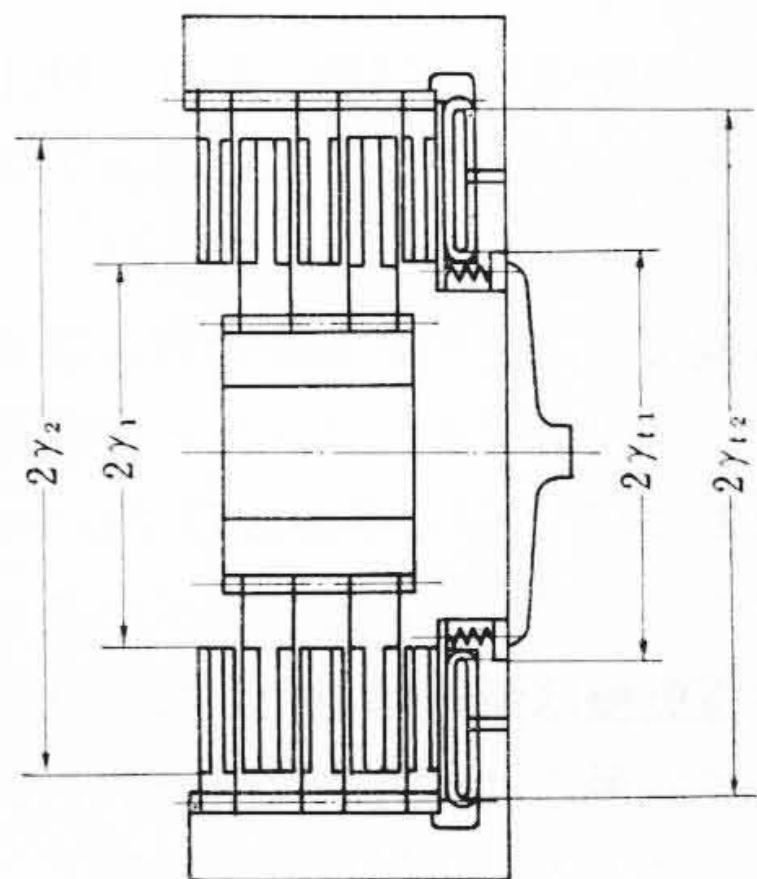
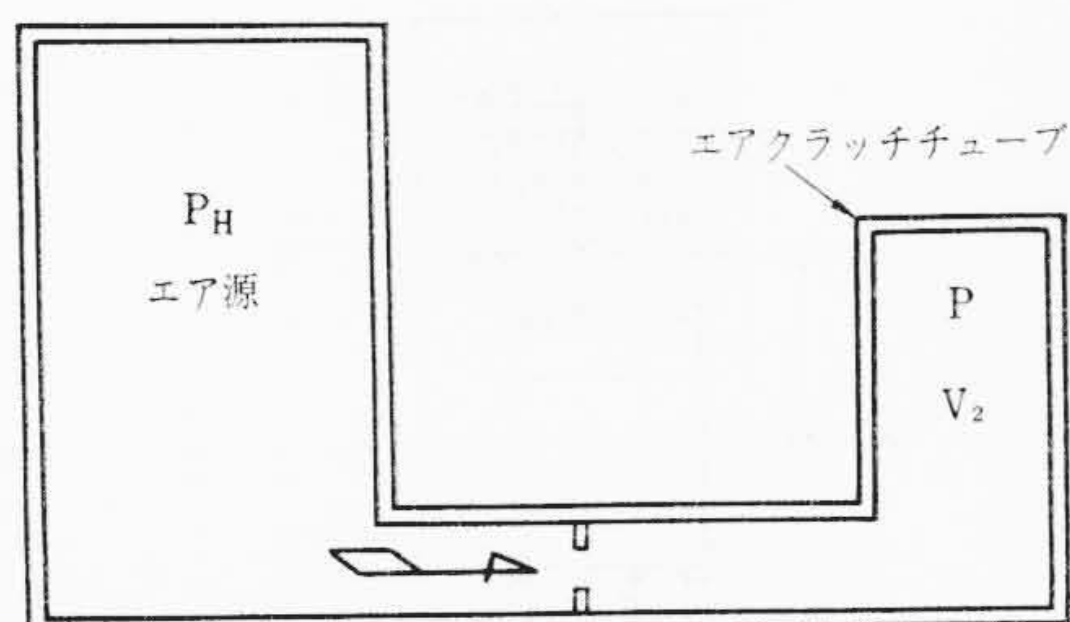


図7 エアクラッチ



(1つの容器から他の容器にエアを供給)

図8 エア供給状態図

動ディスクの慣性の一例を示す。これより加減速性能についての限界が推定される。

(ii) 一方、刃物軸をエアクラッチにより高速回転まで急加速し、エアブレーキにより急制動することを高ひん度でくり返すため、エアクラッチおよびエアブレーキに大量の摩擦熱が発生し、これが許容熱平衡限界を越えると急激に摩擦板の寿命を短縮する。

この許容熱容量は摩擦板の面積に概略比例するが、許容熱容量の増加に対し慣性の増加による摩擦熱エネルギーの増加が上まわるために刃物軸の許容回転数が押えられる。図6はディスク形クラッチ、ブレーキのそれ自体を加減速した場合の許容熱容量からの許容回転数を経験的に示した一例である。

(4) セン断精度: パルスカウンタの指令により電磁弁を切換え、ブレーキオフ、クラッチインで刃物軸を加速し、上下刃物が一致する点で材料を切断するため

- (i) パルスカウンタの精度
- (ii) 電気制御回路の精度
- (iii) 電磁弁の動作誤差
- (iv) クラッチの摩擦係数の変化およびエア圧力変動
- (v) フライホイルの速度変動および圧延材の速度変動により、材料の切断長さに誤差を生じ、このばらつきの量は高速化に伴って増大し、製品の歩留りに大きく影響するので、高速化に限界を与える。

加速性能と減速性能を比較した場合、経験的に減速角度は上記原因のばらつきを考えると加速角度の約2倍となり、刃物軸の回転角については、特に減速角度が限界を決定する。減速性能についてさらに詳細に述べれば、減速完了点fは

- (i) ロータリスイッチの精度
- (ii) 電気制御回路の精度
- (iii) 電磁弁の動作誤差
- (iv) ブレーキの摩擦係数の変化およびエア圧力変動
- (v) フライホイルの速度変動

により、±0.015秒程度のばらつきは避けられないため15m/sの圧延速度ではf点は±30度のばらつきを生ずることを考慮し、f点がオーバーランしても2回切りが起こらないよう、d→fの角度を押えるため、急減速が必要である。

f点のばらつきはせん断速度の上昇にほぼ比例して大きくなりd→fの角度をそれに見合って押える必要がある。

以上より、ここではa→fに至る加減速特性を取り上げ、理論的に解析する。特に

- (i) エアブレーキによる減速特性
- (ii) エアブレーキの許容熱容量限界

の二面より、高速フライングシャーの限界を検討するものとする。

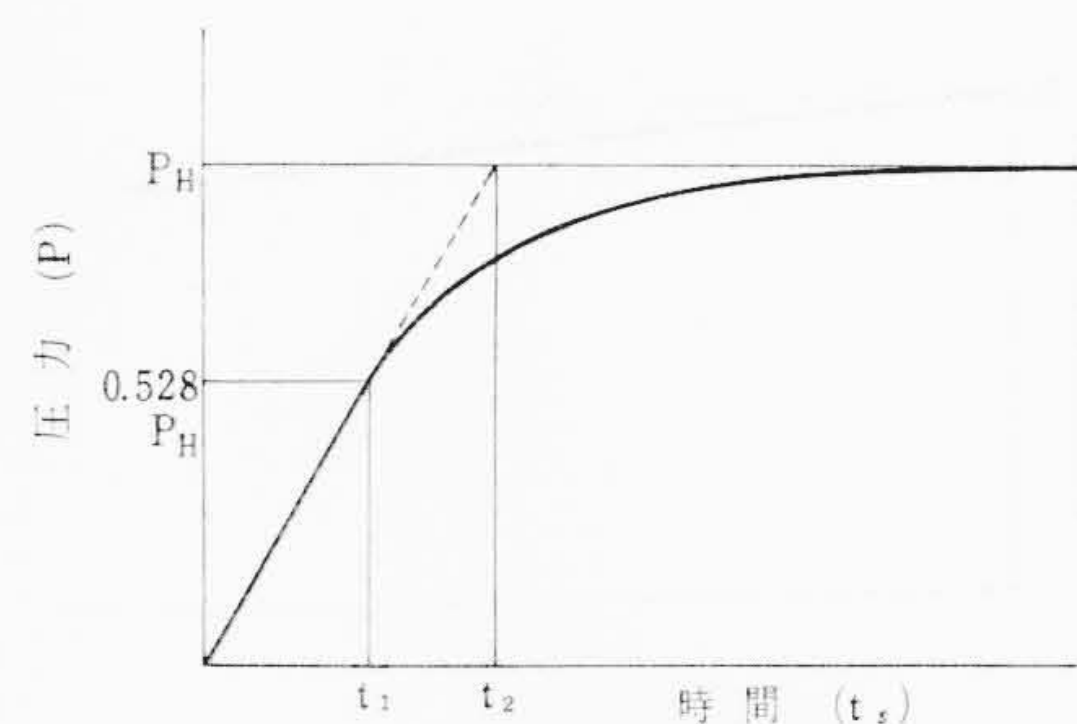


図9 エアクラッチチューブ内エア圧力

3. エアクラッチ起動およびエアブレーキ停止特性の解析

3.1 計 算 式

(i) 加速過程(エアクラッチインによるクラッチ軸加速過程)
クラッチ伝達トルクは(1)式で示される。

$$T = \frac{4}{3} \mu P_1 n_c \frac{\gamma_2^3 - \gamma_1^3}{\gamma_2^2 - \gamma_1^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 T : クラッチ伝達トルク (kg-m)

P_1 : クラッチ軸方向押付力 (kg)

$2\gamma_1$: クラッチ摩擦板の内径 (m)

$2\gamma_2$: クラッチ摩擦板の外径 (m)

μ : 摩擦板の動摩擦係数

n_c : 摩擦板数

クラッチ軸方向押付力 P_1 はチューブ内のエア圧力 P により決定され(2)式で与えられる。

$$P_1 = \pi(\gamma_2^2 - \gamma_1^2)(P - P_0) \times 10^4 - P_s \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 P : クラッチチューブ内エア圧力 (kg/cm²)

P_0 : 大気圧 (kg/cm²)

P_s : クラッチスプリングバネ反力 (kg)

$2\gamma_{t1}$: エアチューブ内径 (m)

$2\gamma_{t2}$: エアチューブ外径 (m)

エアクラッチチューブ内圧力 P は

$P_0 < P < 0.528 P_H$ では

$$P = P_0 + P_H \frac{\kappa S t_s}{5 - 21 V_2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$0.528 P_H < P$ では

$$P = \frac{1}{2} P_H \left\{ 1 + \sin 2 \left\{ \frac{\kappa S (t_s - t_1)}{5.21 V_2} + \frac{1}{2} \sin^{-1} 0.056 \right\} \right\}$$

$$t_1 = \frac{(0.528 P_H - P_0) 5.21 V_2}{P_H \kappa S}$$

で与えられる。

ここに、 V_2 : エアチューブ体積 (l)

S : エア配管合成オリフィス有効断面積 (cm²)

κ : 比熱比 ($C_p/C_v=1.40$)

P_0 : 大気圧

図9において、高速フライングシャーでは経験的に $t_s < t_2$ ゆえ(3)式で直線近似しても大差はない。

したがって(1),(2),(3)式よりクラッチトルクは次式で表わされる。

$$T = \gamma t - \delta$$

クラッチチューブ内圧力 P がスプリング力に打ち勝って、クラッチ軸方向押付力が生じてからの t 秒後のクラッチトルクは $t_s = t + \delta/\gamma$ とおき(4)式で表わされる。

$$T = \gamma t \quad \dots\dots\dots (4)$$

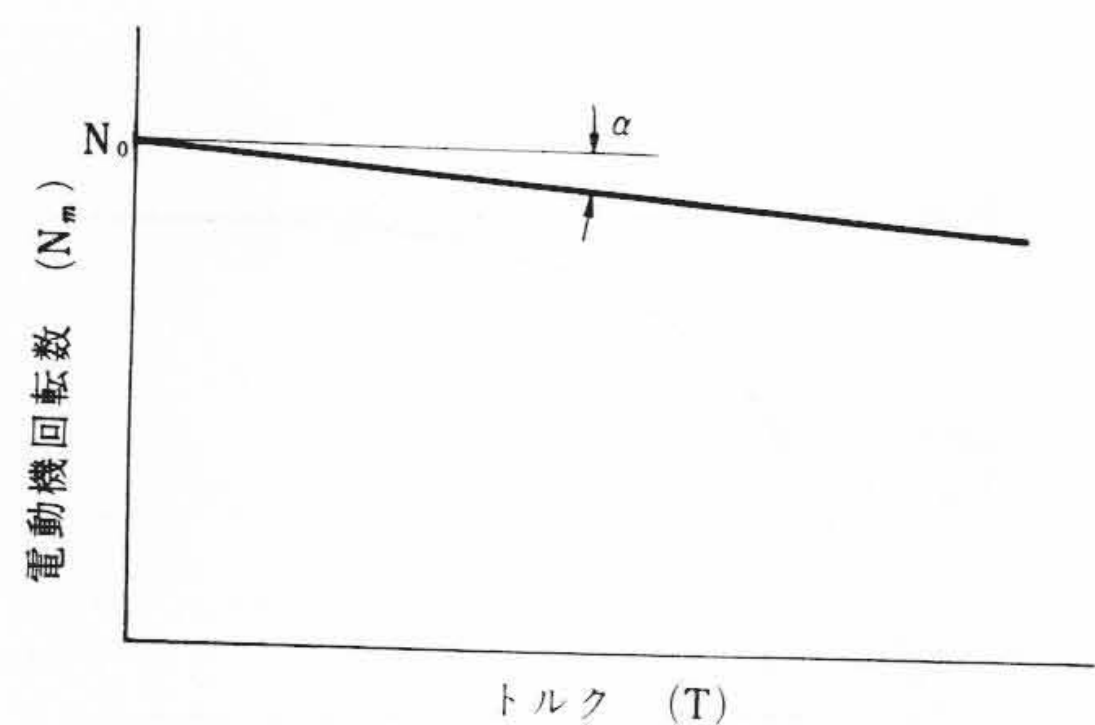


図 10 分巻直流電動機回転数-トルク曲線

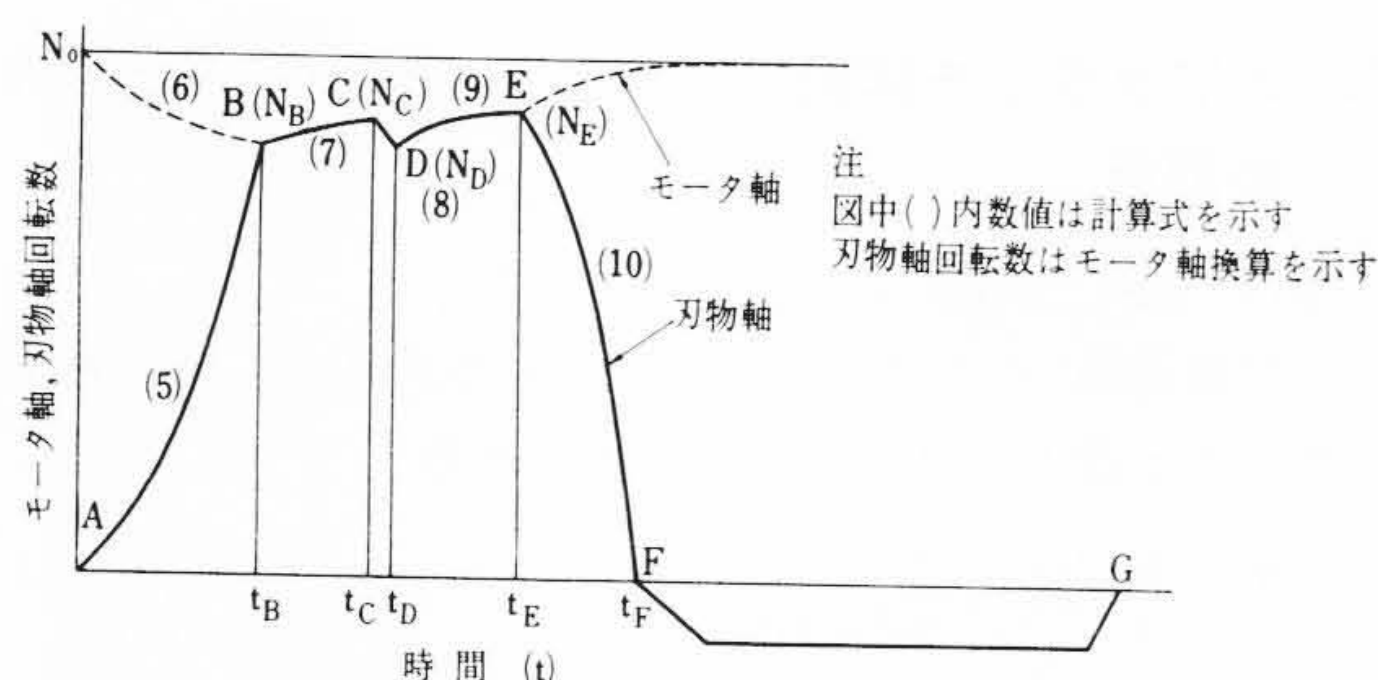


図 11 モータ軸，刃物軸回転数線図

一方，クラッチの投入トルク T は下記の二つの部分を合成したものである。

$$T = T_l + T_a$$

ここに， T_l ：クラッチ以降の被駆動側の摩擦トルク (kg-m)

T_a ：クラッチ正味加速トルク (kg-m)

クラッチの摩擦板が接触してから t 秒後のクラッチ軸の回転数は

$$N = \frac{375}{GD_c^2} \int_0^t T_a dt = \frac{375}{GD_c^2} \int_0^t (\gamma_t - T_l) dt$$

ここに， GD_c^2 ：クラッチの刃物軸側 GD^2 のクラッチ軸換算 GD^2 (kg-m²)

いま T_l の値が速度に関係なく一定と仮定すれば

$$N = \frac{375}{GD_c^2} \left(\frac{1}{2} \gamma t^2 - T_l t \right) \dots\dots\dots (5)$$

でクラッチ軸回転数は与えられる。

また，モータ軸にはクラッチインにより負荷がかかりモータ軸の速度は低下する。モータ軸の速度は次式で与えられる。

$$\frac{GD_m^2}{4g} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - qT$$

ここに， ω_m ：モータ軸の角速度 (rad/s)

GD_m^2 ：クラッチのモータ軸側 GD^2 のモータ軸換算 GD^2 (kg-m²)

T_m ：モータトルク (kg-m)

q ：モータ軸とクラッチ軸減速比

一般分巻直流電動機の世界-トルク特性曲線は図 10 のとおりである。

$$T_m = \alpha(N_0 - N_m)$$

$$\text{ただし, } \alpha = \frac{(K\phi)^2}{2\pi}$$

ここに， K ：定数， ϕ ：磁束 (Wb)

この T_m を前の式に代入すると

$$\frac{GD_m^2}{4g} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = d(N_0 - N_m) - qT$$

さらに，前の関係を使えば

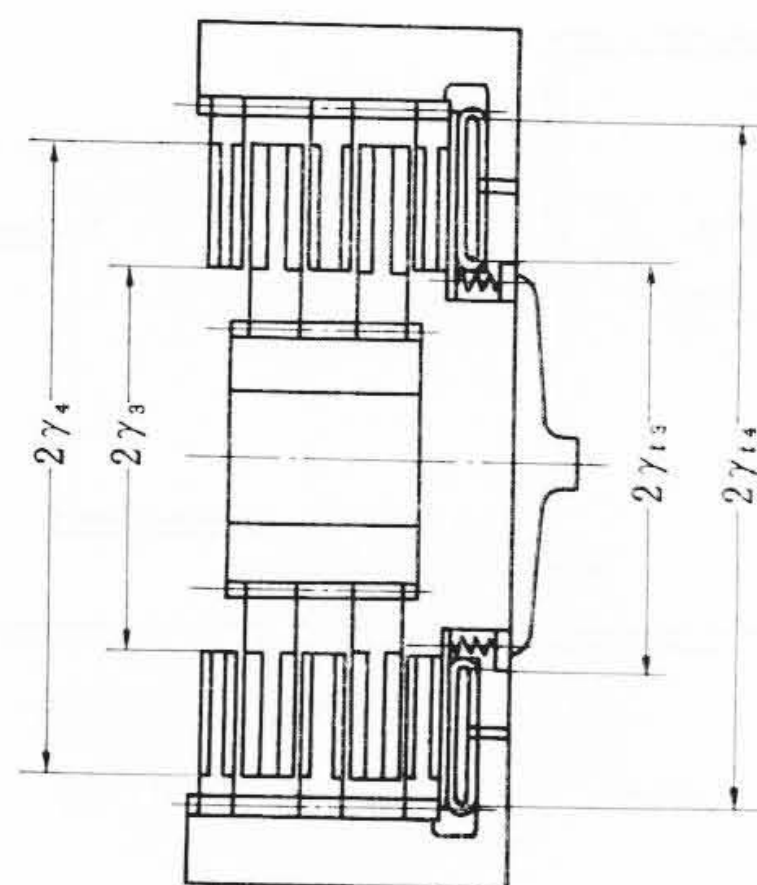
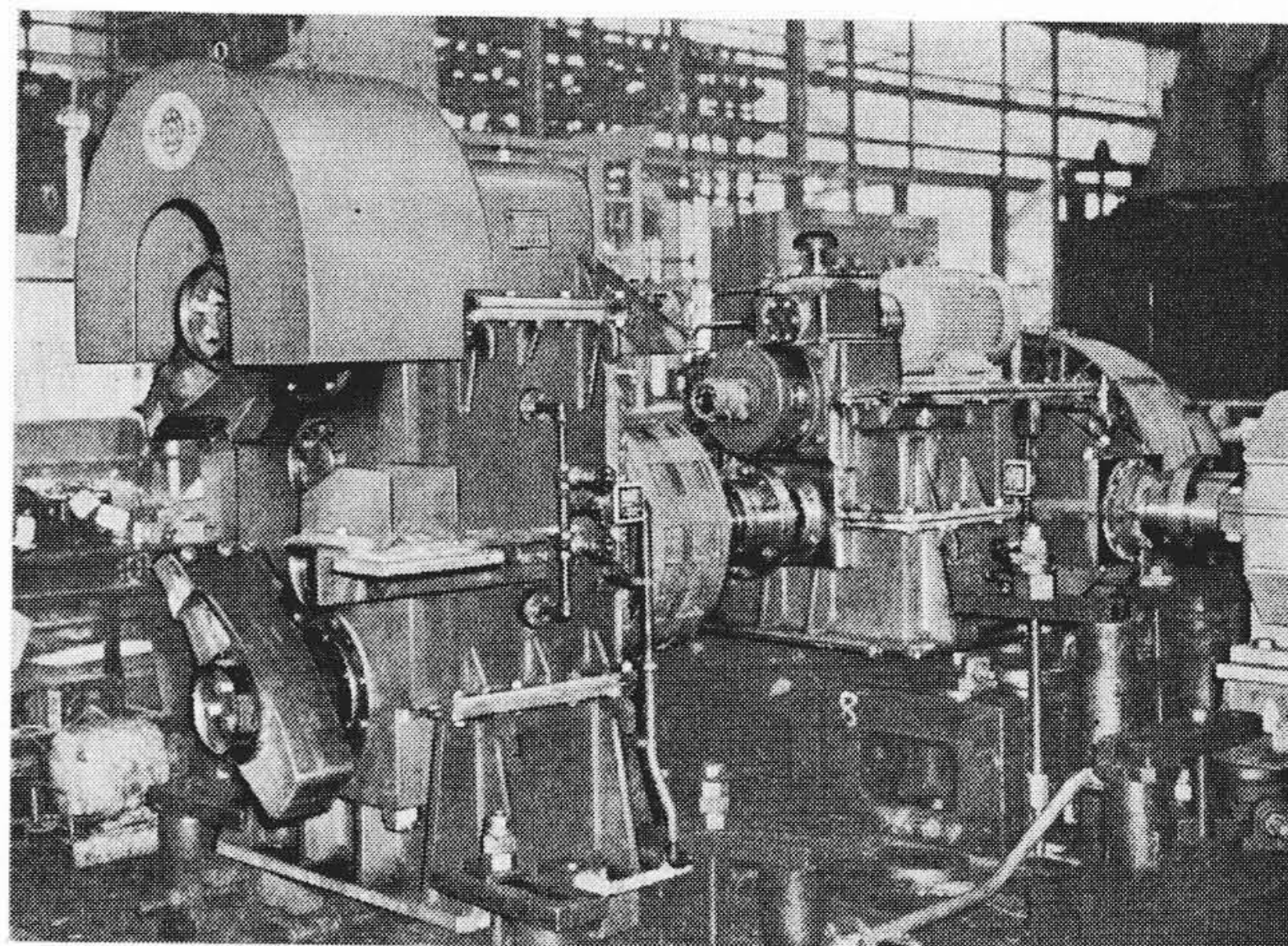


図 12 エアブレーキ



(住友金属工業株式会社小倉製鉄所納)

図 13 ロータリ形フライングシャー

$$\frac{GD_m^2}{375} \cdot \frac{dN_m}{dt} = d(N_0 - N_m) - q\gamma_t$$

これを解き (6) 式を得る。

$$N_m = N_0 - \left[\frac{q\gamma}{d} t + \frac{q\gamma GD_m^2}{375 d} \left\{ \exp\left(-\frac{375 \alpha}{GD_m^2} t\right) - 1 \right\} \right] \dots\dots (6)$$

(ii) 第一次増速過程 (モータ軸，クラッチ軸一体化後の速度上昇)

図 11 に見るように点 B で，モータ軸とクラッチ軸は同一速度となり，これより両軸が一体化し速度上昇する。この関係は

$$\frac{GD_i^2}{375} \cdot \frac{dN_m}{dt} = \alpha(N_0 - N_m) - qT_l$$

ここで， GD_i^2 ：クラッチ軸およびモータ軸の全 GD^2 (kg-m²)
 $GD_i^2 = q^2 GD_c^2 + GD_m^2$

これを解いて (7) 式を得る。

$$N_m = N_0 - \frac{GD_i^2 q T_l}{375 \alpha} + C_1 \exp \left\{ \frac{375 \alpha}{GD_i^2} (t_B - t) \right\} \dots\dots (7)$$

ただし， C_1 ：B 点の位置により定まる定数

したがって，図 11 に見るようにせん断点 C に至る間，速度は上昇する。

(iii) せん断時のスピードドロップ (モータ軸とクラッチ軸一体のまま外部へ仕事をするための速度低下)

C 点において材料を切断するが，高速フライングシャーにおいては瞬間に切断エネルギーを放出するため，その間のモータのトルクはほとんど期待できない。したがって近似的にせん断後のモータ速度 N_D は (8) 式で与えられる。

$$N_D^2 = N_C^2 - \frac{7150 E}{GD_i^2} \dots\dots\dots (8)$$

ここに， N_C ：せん断始めのモータ回転数 (rpm)

表1 加減速時の測定値および計算値

項 目	測 定 値 I		測 定 値 II	
	実 測 値	計 算 値	実 測 値	計 算 値
t_B (加速時間) (s)	0.190	0.190	0.185	0.190
t_E (s)	0.210	0.210	0.260	0.270
t_F (s)	0.390	0.392	0.430	0.445
N_B (rpm)	905	912	905	912
θ ($t=t_F$ に至る 刃物回転角)	452°	439°	562°	559°

E : せん断エネルギー (kg-m)

せん断エネルギー E はせん断に費されるエネルギー E_V とせん断過程にて材料の変形または加減速に費されるエネルギー E_H の和として表わされる。すなわち

$$E = E_V + E_H$$

$$E_V = 0.6 P_h \cdot h$$

$$E_H = \beta E_V$$

ここに, h : せん断材の高さ (m)

β : 同調, 非同調および温度によりきまる係数

P_h : 最大せん断荷重 (kg)

一般にスタートストップ式のフライングシャーにおいては GD_i^2 が E の値に対し大きく, N_B の値も高速フライングシャーにおいては大きい値となり, N_B と N_C の差はごく小さい。

(iv) 第二次増速過程 (モータ軸とクラッチ軸一体化のまま速度上昇)

せん断完了点 D より E 点に至る間, いま一度モータ軸とクラッチ軸一体化のまま速度上昇する。この関係は (ii) の場合と同様に次式で与えられる。

$$N_m = N_0 - \frac{GD_i^2 q T_l}{375 \alpha} + C_2 \exp \left\{ \frac{375 \alpha}{GD_i^2} (t_D - t) \right\} \dots\dots (9)$$

ここで, C_2 : D 点の位置により定まる定数

(v) 減速過程 (クラッチ軸以降を切りはなし, ブレーキにより減速停止)

図 12 に示すエアブレーキはエアクラッチと同様の構造でありブレーキトルクは次式で示される。

$$T_b = \frac{4}{3} \mu_b \cdot P_b \cdot n_b \cdot \frac{\gamma_4^3 - \gamma_3^3}{\gamma_4^2 - \gamma_3^2}$$

ここに, P_b : ブレーキ軸方向押付力 (kg)

$2\gamma_3$: ブレーキ摩擦板の内径 (m)

$2\gamma_4$: ブレーキ摩擦板の外径 (m)

μ_b : ブレーキ摩擦板の摩擦係数

n_b : ブレーキ摩擦板の板数

エアクラッチの場合と同様, ブレーキのトルクは, エアチューブ内圧力がスプリング力に打ち勝って, ブレーキ軸方向押付力が生じてからの時間 $t-t_E$ に概略比例する。したがって

$$T_b = \lambda (t - t_E)$$

で与えられる。これより $t-t_E$ 後のクラッチ軸速度は

$$N = q N_E - \frac{375}{GD_c^2} \left\{ T_l (t - t_E) + \frac{1}{2} \lambda (t - t_E)^2 \right\} \dots\dots (10)$$

にて表わされる。

3.2 フライングシャー加減速時間の計算と実測値の比較

前述の理論式を用いて, 日立製作所が製作納入し現在稼働中の最高刃物周速 16.5 m/s のフライングシャーについて計算し, この結果を実測したオシロの値と比較すると表 1 となる。

フライングシャーの仕様は下記のとおりである。

形 式 ロータリ形
刃 物 周 速 max 16.5 m/s

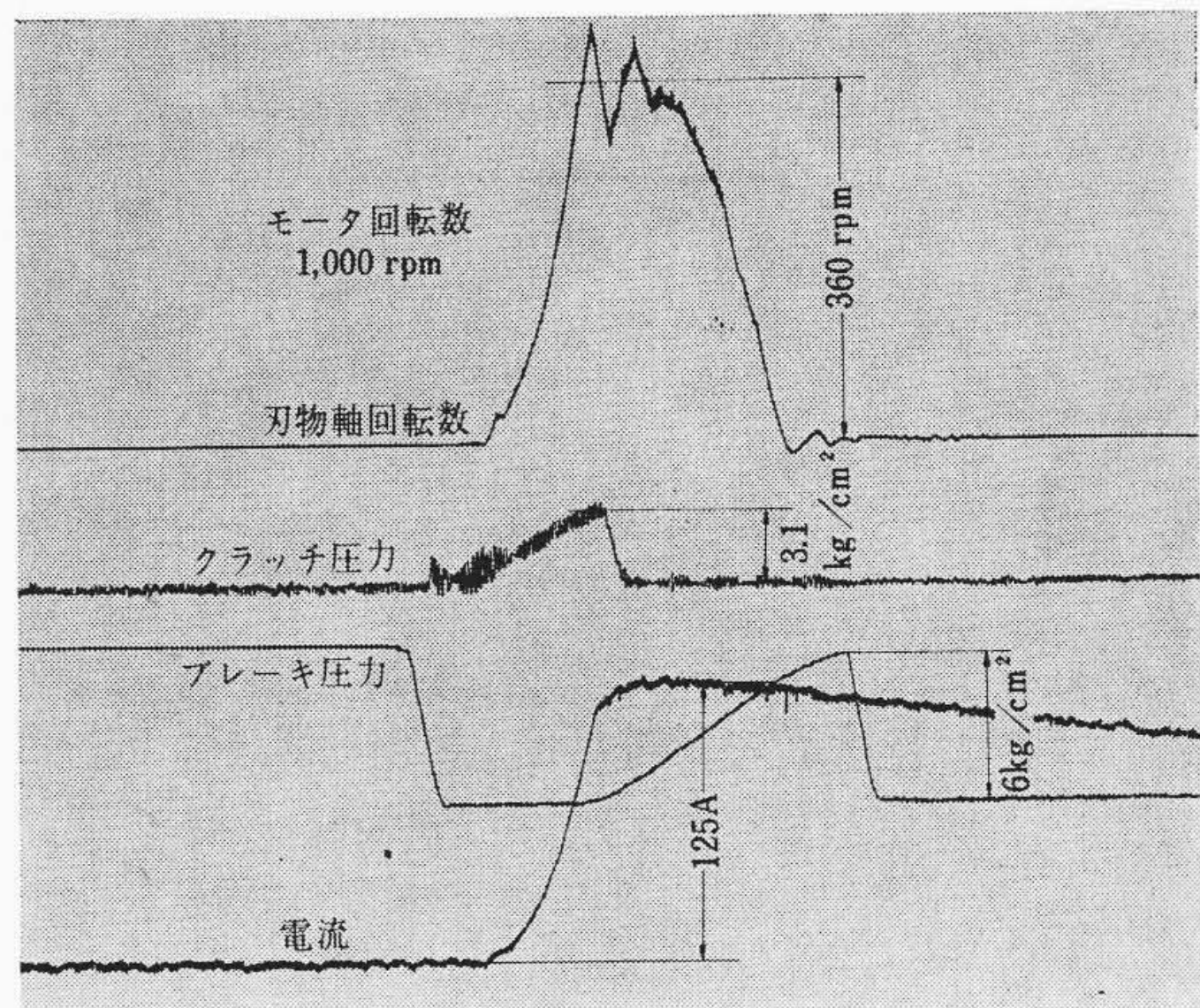


図 14 オシロ実測曲線

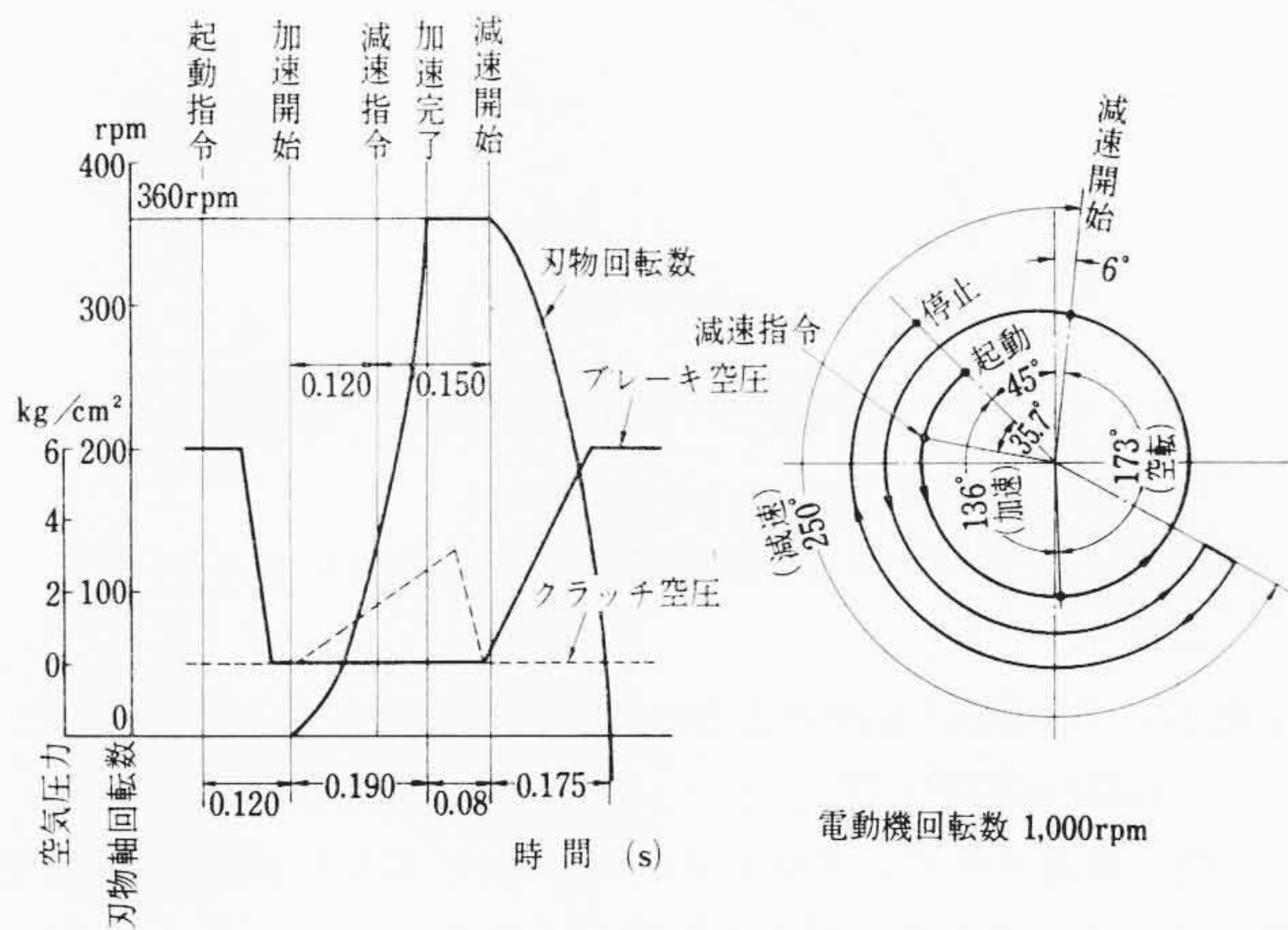


図 15 刃物軸加減速曲線 (計算値)

刃 物 径 850φ mm
切 断 長 さ 60 m
主 電 動 機 D C 55/110 kW, 515/1,030 rpm
せん断能力 max 50φ mm 熱間 普通鋼
エアクラッチ 伝達トルク 3,456 kg-m (7.0 kg/cm² で)
エアブレーキ 伝達トルク 1,184 kg-m (7.0 kg/cm² で)
使用エア圧力 6.2 kg/cm²

ただし, 測定条件, モータ回転数 $n=1,000$ rpm

測定値 I は刃物回転角 5 度, 測定値 II は 34 度にて減速指令を入れた場合の値である。

表 1 より理論式は実測値とほぼ一致すると判断される。以下前述の理論式により検討を行なうものとする。

図 14 にオシロの測定値を, また図 15 に計算より求めた刃物軸の加減曲線を示す。

3.3 高速性能の限界

(i) フライングシャー刃物側慣性

高速フライングシャーにおいては先に述べたように, 刃物軸をエアクラッチおよびブレーキにより急速に加減速するため, 刃物軸側の慣性 GD_c^2 を小さくする努力がなされている。

GD_c^2 は概略下記のような二つの部分に分けられる。

$$GD_c^2 = GD_1^2 + GD_2^2$$

ここに, GD_1^2 : 刃物軸の回転刃物径 D の概略 4 乗に比例する部分

GD_2^2 : クラッチおよびブレーキのディスクなどの D によって変化しない部分

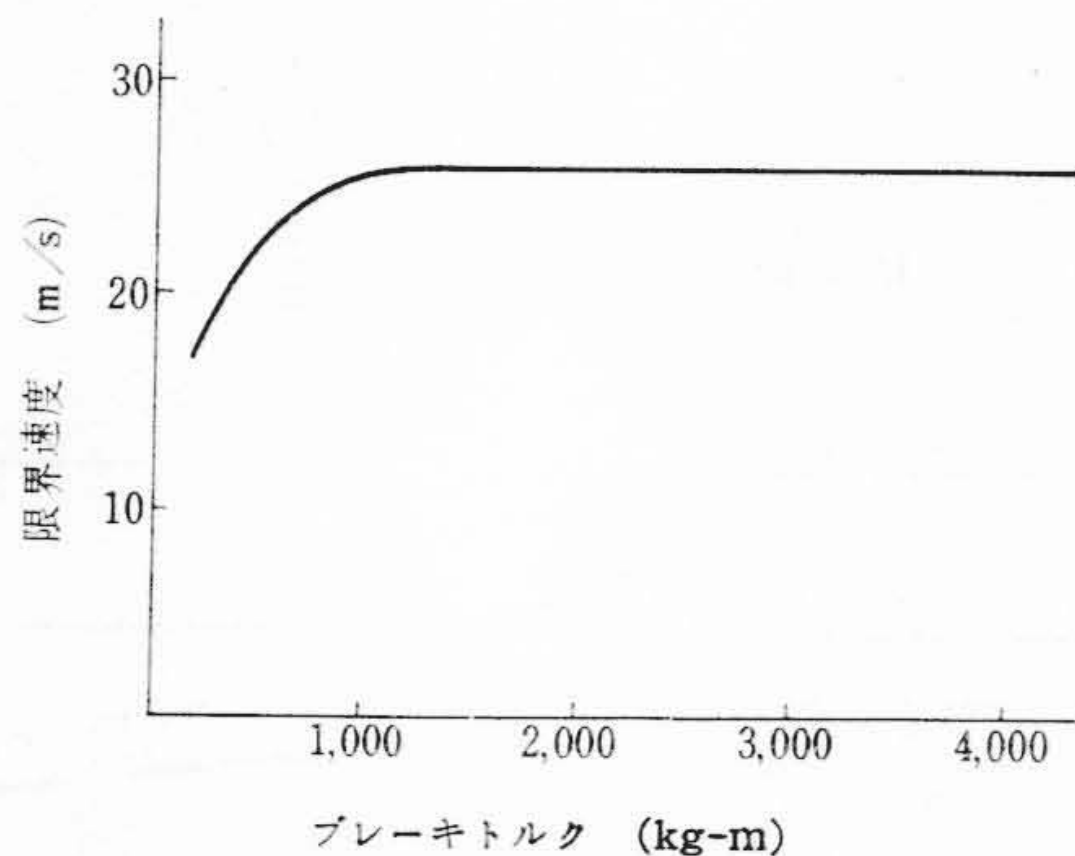


図 16 フライングシャー限界速度

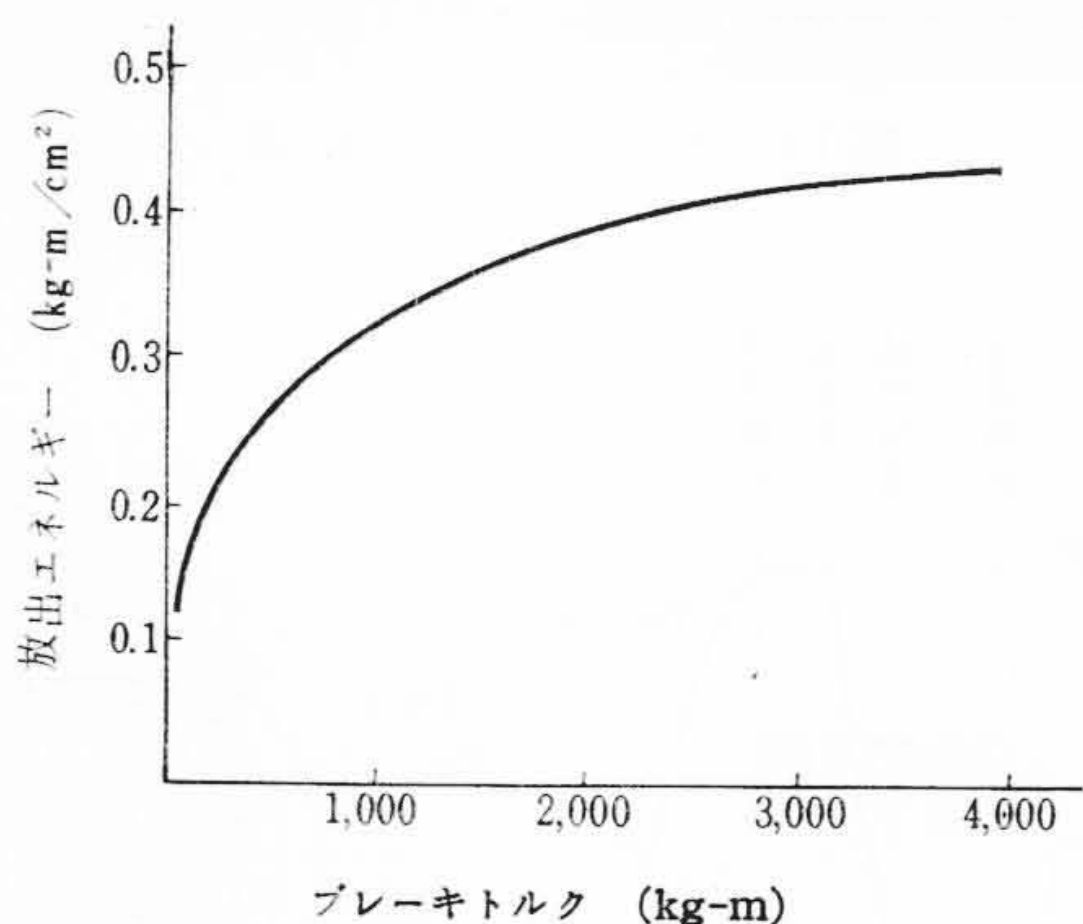


図 17 ブレーキ単位摩擦板面積当たり放出エネルギー

したがって、 GD_c^2 を次のように大胆に近似することにする。

$$GD_c^2 = KD^4 + H \quad \text{.....(11)}$$

一方、高速フライングシャーにおいては、 GD_1^2 は軽合金などを使って小さくすることができるが、エアクラッチ、ブレーキのディスクは性能、強度上から小形化することが困難で GD_2^2 が GD_c^2 に占める割合が大きくなっていく。したがってエアクラッチおよびブレーキはできるだけ低速軸に置く。すなわち回転刃物軸に直結したほうが、加減速のエネルギーが少なくすみ、加速性も改善されることになる。

ただし一般には、構造上および経済面から、刃物軸に対し一般増速側にクラッチおよびブレーキが設けられることが多いが、ここでは性能を主眼に、刃物軸とクラッチ軸の回転数を同じとして検討を進める。

(ii) 刃物軸回転数と減速角度

フライングシャーにおいて減速前の刃物軸回転数 N_s は

$$N_s = \frac{60}{\pi D} V \quad \text{.....(12)}$$

ここに、 V ：材料圧延速度 (m/s)

D ：回転刃物直径 (m)

で与えられる。実際には圧延速度より 5~10% 高くする必要があるが、簡単のため等しいとする。

一方、(10)式において摩擦トルク T_f は小さく無視しても大差はない。また、回転数 $qN_E = N_s$, $t - t_E = t_s$ と置けば

$$N = N_s - \frac{375\lambda}{2GD_c^2} t_s^2 \quad \text{.....(13)}$$

減速停止までの時間は $N=0$ と置いて

$$t_s = \sqrt{\frac{2N_s \cdot GD_c^2}{375\lambda}}$$

また、減速途中の回転角は次式で与えられる。

$$\theta = \frac{360}{60} \int_0^{t_s} N dt = 4N_s \cdot \sqrt{\frac{2N_s \cdot GD_c^2}{375\lambda}} \quad (\text{deg}) \quad \text{.....(14)}$$

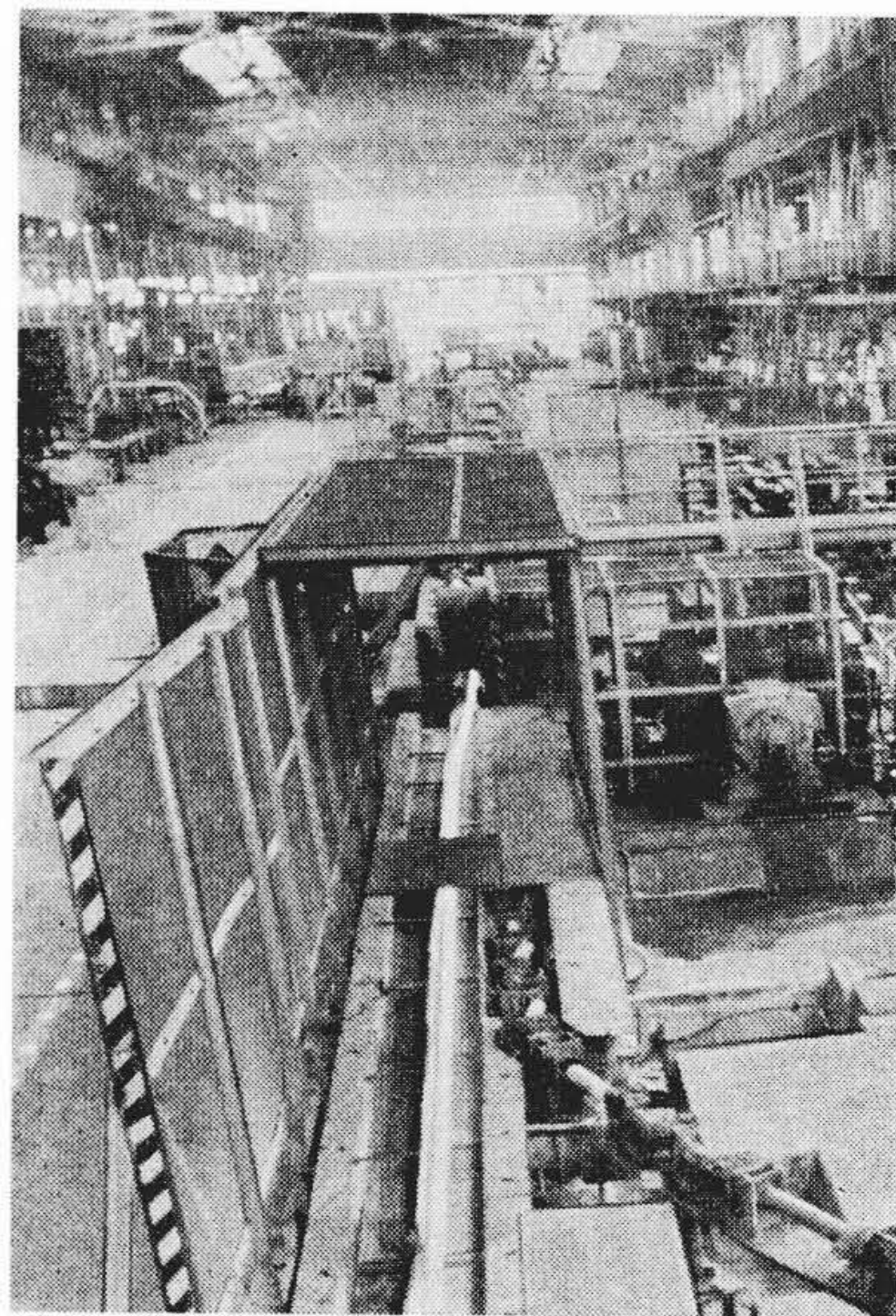


図 18 ランインテーブル

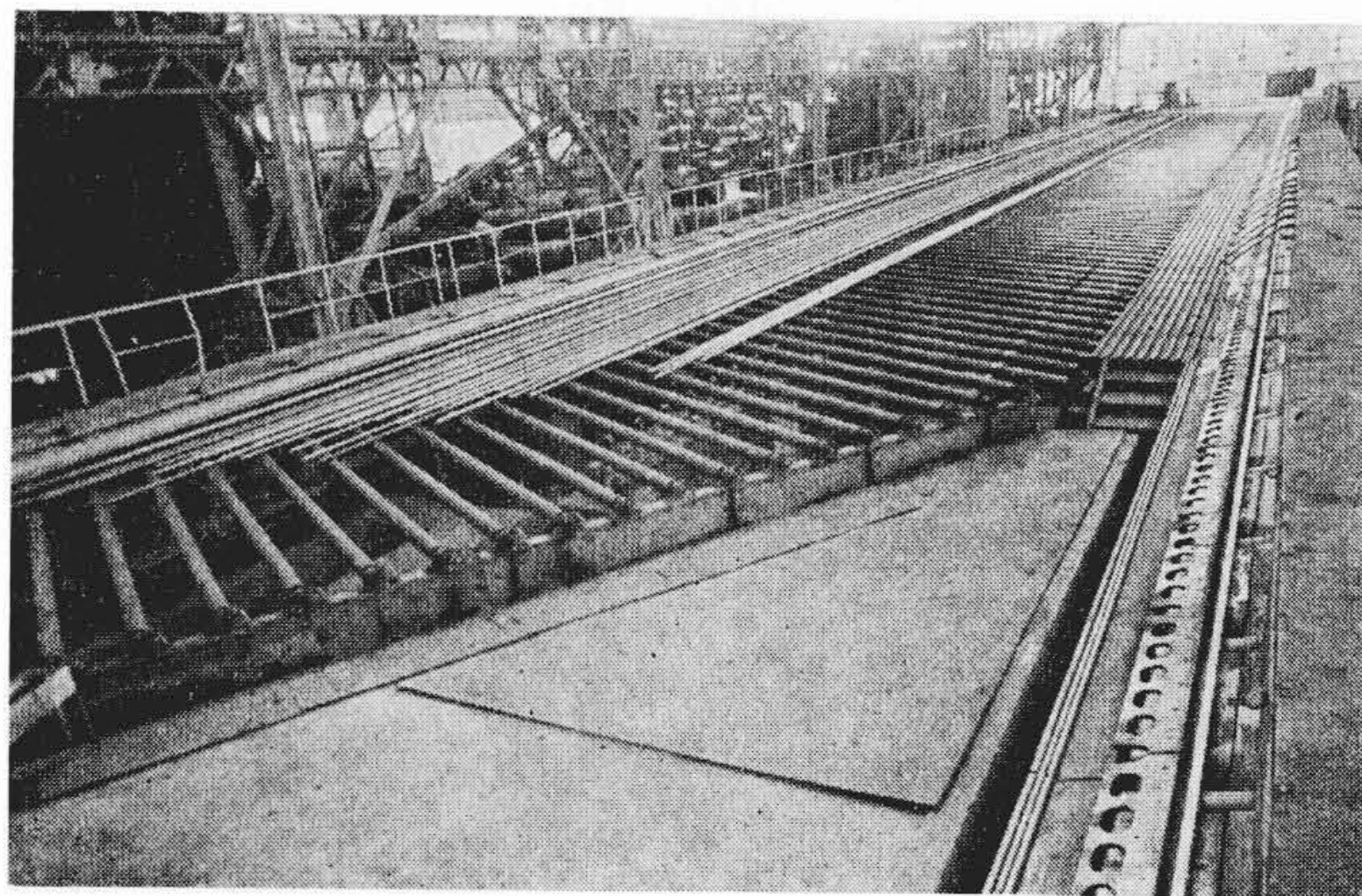


図 19 クーリングベッド

これが、前述したように“2回切り”を行なわないためには、制限角度 θ_0 以内でなければならない。

(14)式に(11)、(12)式を代入すれば、

$$\theta_0 = \frac{240V}{\pi D} \sqrt{\frac{120V(KD^4 + H)}{375\pi\lambda D}}$$

上式を V について解き次式を得る。

$$V^3 = \frac{375\pi^3\lambda\theta_0^2}{4 \times 120^3} \cdot \frac{D^3}{KD^4 + H} \quad \text{.....(15)}$$

上式を D の関数とみたとき V は $D = \sqrt[3]{3H/K}$ の時最大値をとる。

$$V_{\max} = \frac{\pi}{120} \cdot \left(\frac{375\lambda\theta_0^2}{16H} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{3H}{K} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{.....(16)}$$

図 16 は、燃間、炭素鋼 13φ mm 以下用のフライングシャーについて、低慣性の高性能ディスククラッチおよびブレーキのデータに基づき、(16)式を用いて $V_{\max}$ を求めた結果である。

ブレーキの熱容量の制限に照らして、 $V_{\max}$ が可能かどうかをみるために、下記ブレーキ内に発生するエネルギー E_c を摩擦板面積 A で除したものを比較することにする。

$$\frac{E_c}{A} = \frac{GD_c^2 N_s^2}{7,150 A} \quad (\text{kg-m/cm}^2) \quad \text{.....(17)}$$

図 17 は $V_{\max}$ を与える条件で求めた E_c/A の値を示している。

以上の検討結果より

(1) 図 16 よりエアクラッチおよびブレーキを使用したフライングシャーの速度限界は 26 m/s である。

ただし、これはあくまで理想的な状態の下で得られた結果であ

って、実用上は 20 m/s 前後でないかと推定される。

(2) (16)式において $V_{\max}$ を与える GD_0^2 は

$$GD_0^2 = KD^4 + H = 3H + H = 4G_2 D^2 \div 4GD_0^2$$

GD_0^2 の大半はクラッチおよびブレーキのディスクの GD_0^2 であることより、刃物軸側 GD_0^2 はクラッチおよびブレーキのディスクの GD_0^2 の概略 4 倍程度となっている。

(3) $V_{\max}$ を与える回転刃物直径 D は

$$D = \left(\frac{3H}{K} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{3GD_0^2}{K} \right)^{\frac{1}{4}} \div \left(\frac{3GD_0^2}{K} \right)^{\frac{1}{4}}$$

となり、ブレーキおよびクラッチの伝達トルクの大きなものを使用すれば、 GD_0^2 も大きくなり、 $V_{\max}$ を与える D も大きくなる傾向がある。

一方、図 16 よりブレーキトルクの大きなものを使用しても限界速度はほとんど改善されず 26 m/s に漸近するだけである。

計算上、

$$\begin{aligned} \text{ブレーキトルク } 622 \text{ kg-m, } D=1,140 \phi \text{ mm で} \\ V_{\max}=23.7 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ブレーキトルク } 2,460 \text{ kg-m, } D=2,160 \phi \text{ mm で} \\ V_{\max}=25.6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

となり、これより刃物径を約 2 倍にし、ブレーキトルク 4 倍のものを使用しても、ほとんど効果のないことがわかる。

逆に、

- (イ) 刃物径を大きくすることにより機械が大形となり、取り扱いにも、また経済的にも不利である。
- (ロ) 刃物径を大きくすることにより、シャープ入口、出口間ガイドが遠くなり圧延材をガイドする点に問題がある。
- (ハ) クラッチおよびブレーキのディスクが大形化するに伴い慣性が大となり、オン、オフ時の応答が悪くなる。

などの悪い面が多くなる。これよりブレーキトルク 1,000 kg-m 前後に合理的な設計範囲があると推定せられる。

(4) 図 17 より、ブレーキ摩擦板単位面積あたり放出エネルギーはせいぜい 0.5 kg-m/cm^2 であり、3 秒ピッチで使用したとしても、 0.0147 kW/cm^2 程度となり、水冷ブレーキの許容熱容量 0.019 kW/cm^2 以下の範囲内にある。このことによりフライングシャープの速度限界は、ブレーキの減速特性より決定され、熱容量にて限界が決められるのでないことがわかる。

4. 結 言

条鋼圧延設備においてクーリングベッドにはいる最終圧延速度を上げ生産能力の向上を図る真剣な努力が払われており、現状では 15 m/s 程度の速度であるが、近い将来さらにアップしていくものと推定される。

最終圧延速度のアップに伴って次のような問題を解決する必要がある。すなわち

(i) 製品歩留りの向上

圧延速度のアップに伴い、フライングシャープの切断はいつそうの高精度で行なわれねばならない。

(ii) クーリングベッドの短縮化

フライングシャープの切断サイクルを最小におさえても、圧延速度のアップに伴って、切断長さは長くなり、このためクーリングベッドおよびランインテーブルが長くなり、設備費およびスペースが大きくなってくる。したがってフライングシャープの切断ピッチの短縮化が必要である。

なお、圧延速度のアップに伴い、クーリングベッドでの走間けり出し機構の改善、圧延材の傷つき防止、クーリングベッド上における材料停止精度の向上が要求せられる。

また、圧延材の高速化によりフライングシャープの切断ピッチの影響で切断長さが長くなると取り扱い上のもつれなどの種々の問題が発生し稼働率を悪くする。

以上よりフライングシャープの高速化にあたっては、次の問題を考慮に入れる必要がある。すなわち

- (a) スタートストップ式フライングシャープでは切断ピッチの短縮化に限度がある。
- (b) スタートストップ式フライングシャープでは 25 m/s 以上の高速での安定性が期待できない。

このためフライングシャープに対しては、将来ミスカット装置をもって連続回転し 10~15 m の短尺に圧延材を切断するフライングシャープの開発について検討を加えていきたいと考える。