

巻上機用無衝撃形制動装置

Shockless Brake Engine for Winders

渡 部 富 治*
Tomiji Watabe

川 崎 寛 司*
Hiroshi Kawasaki

藤 原 剛 二*
Kôji Fujiwara

内 容 梗 概

従来の巻上機用制動装置では制動時にシャクリと呼ばれる現象を伴い、急制動時にはロープに過大応力が生じて破断事故を起こした例もあった。

本装置は、いかなる制動時においてもロープに過大な応力を与えず、自動的に適正な値に制御しつつ制動する装置である。本装置の特長は、制動時に生ずる減速度を検出してこれを常に一定に制御することである。制動中は制動力の変動がなく、制動特性は従来のものより改善され、むだ時間 0.1 秒以内、時定数 0.2 秒以内という性能を備えている。

1. 緒 言

従来の巻上機用制動装置では、制動時にシャクリと呼ばれる現象を伴い、急制動時にはロープに過大応力が生じて破断事故を起こすことがある。シャクリとは、巻上中に急制動を行なった場合、巻上ドラムだけが急速に減速しこれが炭車の減速度をこえると、巻上ロープにたるみが生じ、次の瞬間には炭車が逆走してロープに激しい衝撃を与える現象であって、ロープ破断事故の原因になることも少なくない。

シャクリは立坑巻上機より斜坑巻上機に発生しやすく、坑道傾斜が広範囲に変化するところに設置されるほど危険である。

またケーベ巻上機では、急制動によって、ロープとドラム間にスリップが生ずることを非常に恐れている。こうしたことを完全に防止するには、非常制動時も含めて、制動力を適当に自動制御することが必要である。

巻上機用無衝撃形制動装置(以下 S. L. B. E と略称する)は、被制動体の減速度を検出して、これがあらかじめ定めた限界値を越えないように制動力を制御するものである。

2. 非常制動の危険性

従来の制動装置(以下 B E と略称)では、非常制動時の制動力は一定である。制動中の減速度は、巻上方向や荷重の大小によって大幅に変わるので、予測される条件の下で一番さしさわりのない制動力に調整しておく。しかし荷重巻上時の制動でシャクリが避けられない場合が起こって来る。

また複胴巻上機でクラッチ付のものは、保安上 2 台以上の B E が必要であって、単胴巻上機の場合よりいっそうシャクリの危険性がある。このように従来の B E では非常制動時にシャクリを伴う危険性を持っている。

第 1 図は単胴斜坑巻上機の説明図である。普通炭車には制動装置を備えない。したがって炭車に働く制動力はロープ張力 T_1 と炭車に働く摩擦力 $\mu \cdot W_{cv}$ であり(巻下中)、また炭車重力の巻上方向分力は W_{ch} と炭車に働く摩擦力 $\mu \cdot W_{cv}$ (巻上中)である。

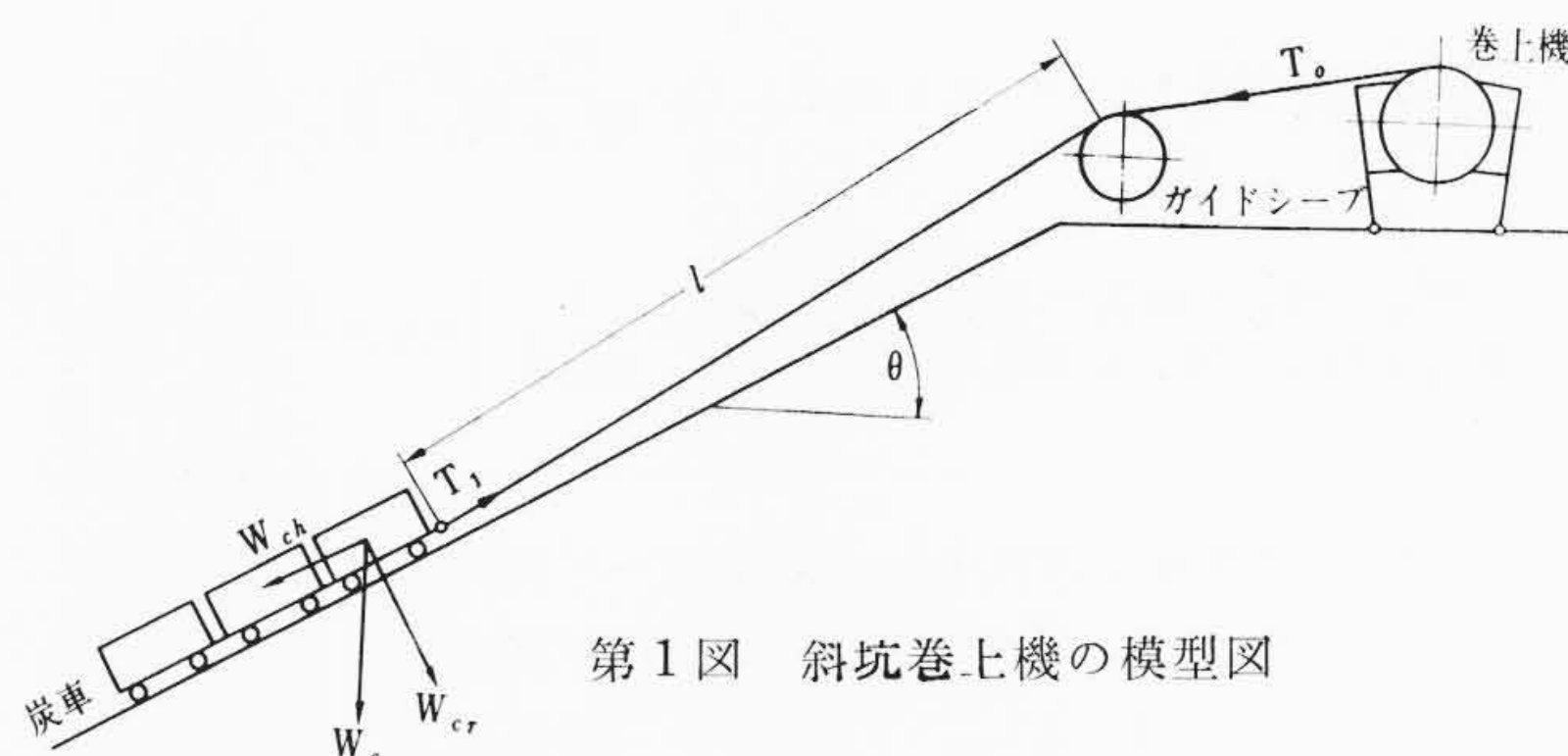
巻上中に制動を行なった場合、炭車に生じうる最大減速度 $\alpha_{u \max}$ は、ロープ張力 $T_1=0$ のときに発生し、その大きさは、

$$\alpha_{u \max} = g \cdot \frac{W_{ch} + \mu \cdot W_{cv}}{W_c} \doteq g \cdot \sin(\theta + \rho) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに W_c : 炭車重量 ρ : $\tan^{-1}\mu$
 μ : 炭車とレールの摩擦係数 θ : 坑道傾斜角
 g : 重力の加速度

巻上中にブレーキドラムが $\alpha_{u \max}$ より大きな値で減速されると、

* 日立製作所亀有工場



第 1 図 斜坑巻上機の模型図

ドラムは炭車よりも早く停止し、ロープ張力 $T_1=0$ になってロープは一瞬たるみ、炭車は遅れて停止後逆走してロープ張力によって激しく制動される。

B E が持つべき制動力の大きさは、最大巻下荷重に対して定められる。第 1 図の巻上機に関しては

$$F_B = \frac{\alpha_d}{g} (W_c + W_r + W_d) + (W_c + w l_{\max}) \sin(\theta - \rho) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 F_B : ロープ上に換算した制動力

W_c : 炭車の重量

W_r : 巻上ロープの全重量

W_d : ロープ上に換算した巻上機回転部分の重量

w : ロープの単位長さ当たりの重量

$l_{\max}$: ロープの最大巻上長さ

(2) 式の減速度はロープ上の値で、ロープ張力 $T_1 = T_{0 \max}$ の場合に関するものである。また減速中はロープに縦振動が生ずるので、 α_d もほぼ正弦波状に変動する。 α_d の大きさは立坑巻上機で、 $2 \sim 2.5 \text{ m/s}^2$ 、斜坑巻上機では $0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ 程度に選ばれている。(2) 式から定められる制動力 F_B が巻上中に働くとき、第 1 図の巻上機に生ずる減速度を α_u とすれば

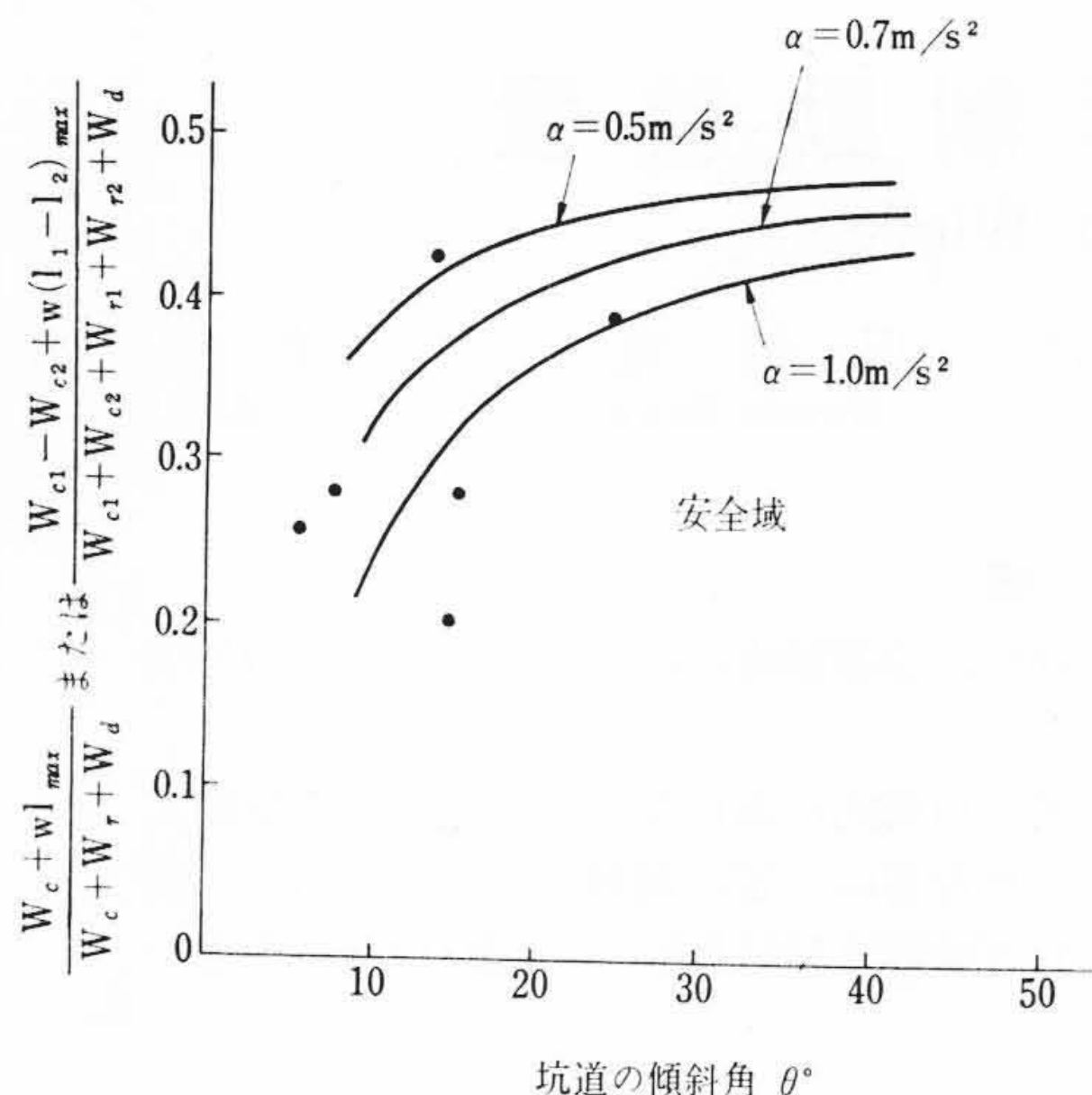
$$\alpha_u = g \cdot \frac{F_B + (W_c + w l) \sin(\theta + \rho)}{W_c + W_r + W_d} \quad \dots\dots\dots (3)$$

α_u は $l = l_{\max}$ のときいちばん大きくなる。この場合にもロープ張力 $F_1 > 0$ であるべきだから常に $\alpha_{u \max} > \alpha_u$ でなくてはならない。これから次の式が導かれる。

$$\frac{W_c + w l_{\max}}{W_c + W_r + W_d} < \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin \theta} \left\{ \sin(\theta + \rho) - \frac{\alpha_d}{g} \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

第 1 図の巻上機では、巻上負荷に影響する部分の重量の最大値 $= W_c + w l_{\max}$ と、運動部分全体の重量 $= W_c + W_r + W_d$ との比が(4)式の制限内になくなくてはならないことを示している。

複巻式巻上機では、巻上負荷に影響する部分の重量の最大値として $W_{c1} + W_{c2} + W_{r1} + W_{r2} + W_d$ をとれば



第 2 図 (4) と (5) 式を図示した $\frac{W_c + w l_{\max}}{W_c + W_r + W_d}$ の限界

$$\frac{W_{c1} - W_{c2} + w(l_1 - l_2)_{\max}}{W_{c1} + W_{c2} + W_{r1} + W_{r2} + W_d} < \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sin \theta} \left\{ \sin(\theta + \rho) - \frac{\alpha_d}{g} \right\} \quad (5)$$

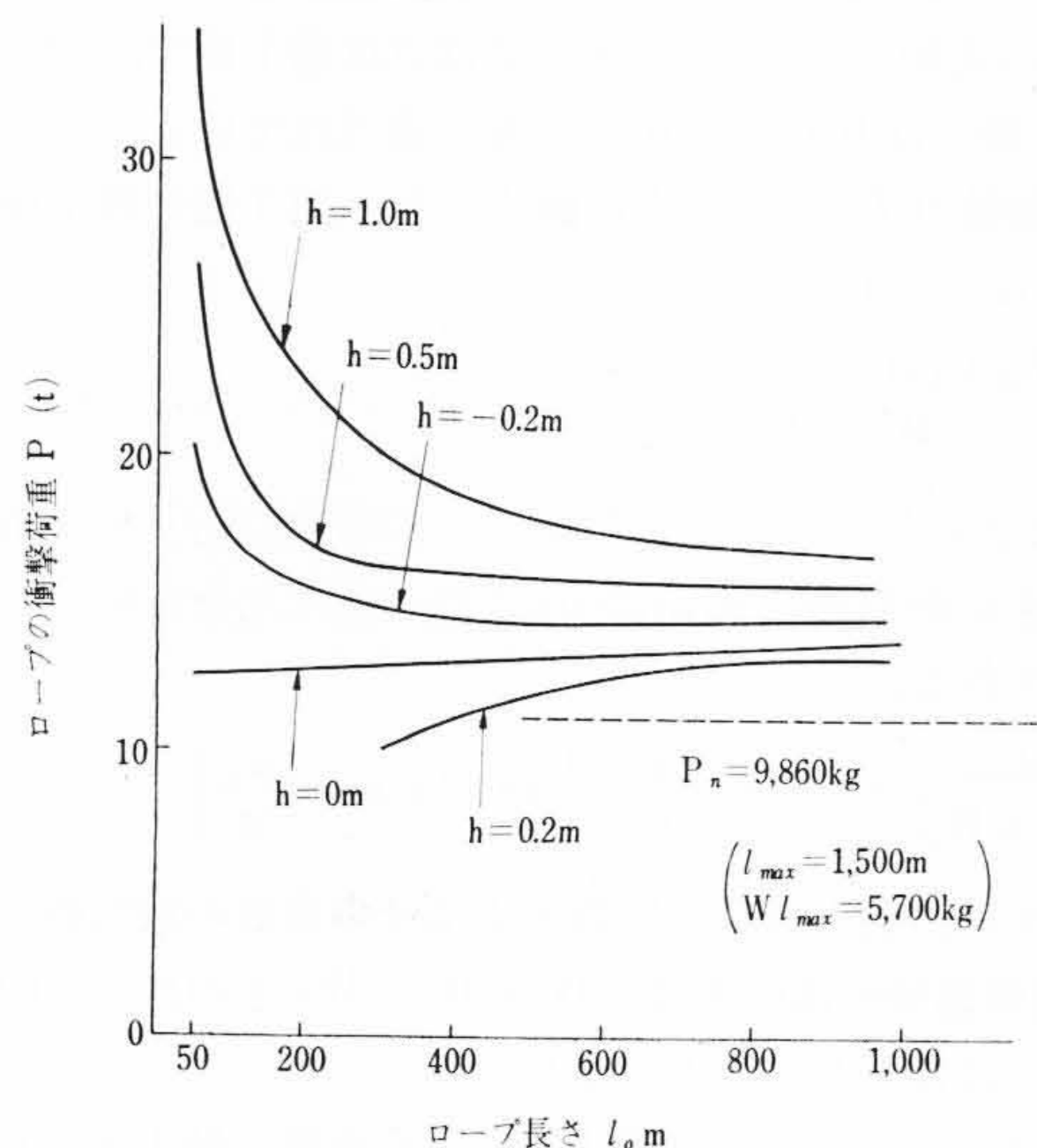
ここで、サフィックス 1: No. 1 ロープ側のもの
サフィックス 2: No. 2 ロープ側のもの

$(l_1 - l_2)_{\max}$: No. 1 ロープ側炭車が坑底位置で、
No. 2 ロープ側炭車が坑口にある場合、No. 1 と No. 2 ロープの巻上長さの差

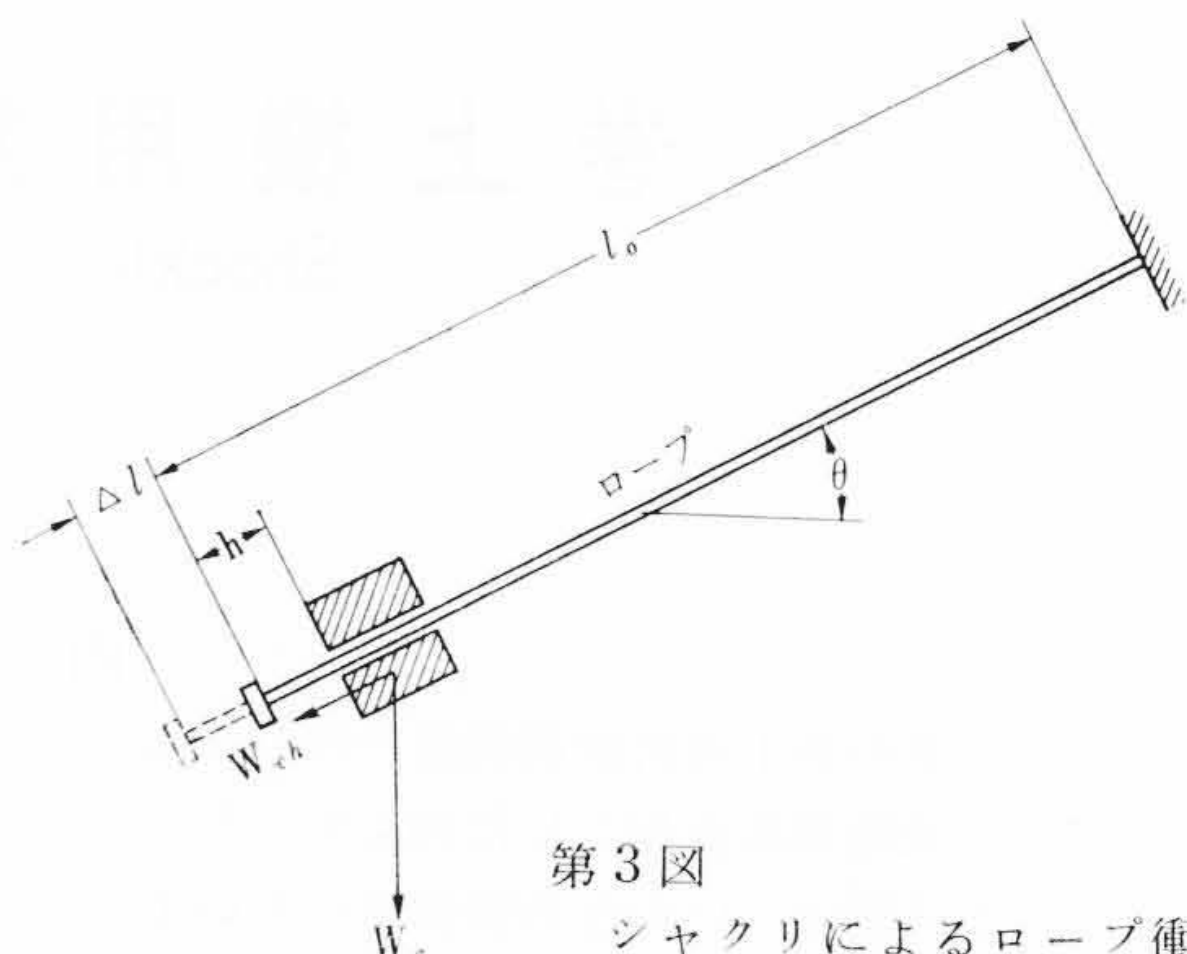
(4), (5) 式を図示すると第 2 図のようになる。坑道傾斜 θ に対し、シャクリ発生限界がどう変化するかを示す。巻下制動時の減速度 α_d が大きいほど、シャクリに対する余裕が減る。以上の検討によりつぎの場合にはシャクリの危険性が大きい。

- (1) 複巻式より単巻式が。
- (2) 立坑より斜坑巻上機。傾斜角 θ が小さくなるほど
- (3) 主電動機と巻上ドラムの回転速度比（歯車比）が小さくなるほど（電動機の形式で大いに異なるが、直結式が最も不利である）。
- (4) ケーベ式は最も不利

斜坑巻上機でシャクリによるロープ衝撃応力について、第 3 図に基づき考える。簡単のためロープ重量を無視する。ロープの最大たるみ長さ h に対するロープの最大衝撃荷重 $P_{\max}$ は、



第 4 図 シャクリによるロープ衝撃荷重の一例



第 3 図
シャクリによるロープ衝撃応力

$$P_{\max} = K_s \left\{ W_c \sin(\theta - \rho) + \sqrt{W_c^2 \sin^2(\theta - \rho) + \frac{2EAhW_c}{l_0} \sin(\theta - \rho)} \right\} + w l_0 \sin(\theta - \rho) \quad (6)$$

E : ロープの弾性係数

K_s : ロープの減衰係数 0.8~0.9

A : ロープの断面積

l_0 : シャクリを発生したときのロープの長さ

(6) 式を用いて日本窒素株式会社江迎鉱業所納 450 kW DD 巻上機について計算したものが第 4 図である。このことから

- (1) 同じシャクリでもロープ長さ l_0 が小さいときほどロープ衝撃荷重が大きい。 l_0 が小さいところでは急激に増加する。
- (2) 同一 l_0 のときには、 h ととも衝撃荷重が増し l_0 が小さいところほど著しい。

以上のことからロープ長さ l_0 が小さい範囲では特にシャクリ防止が重要になってくる。

3. シャクリ防止の制動方式

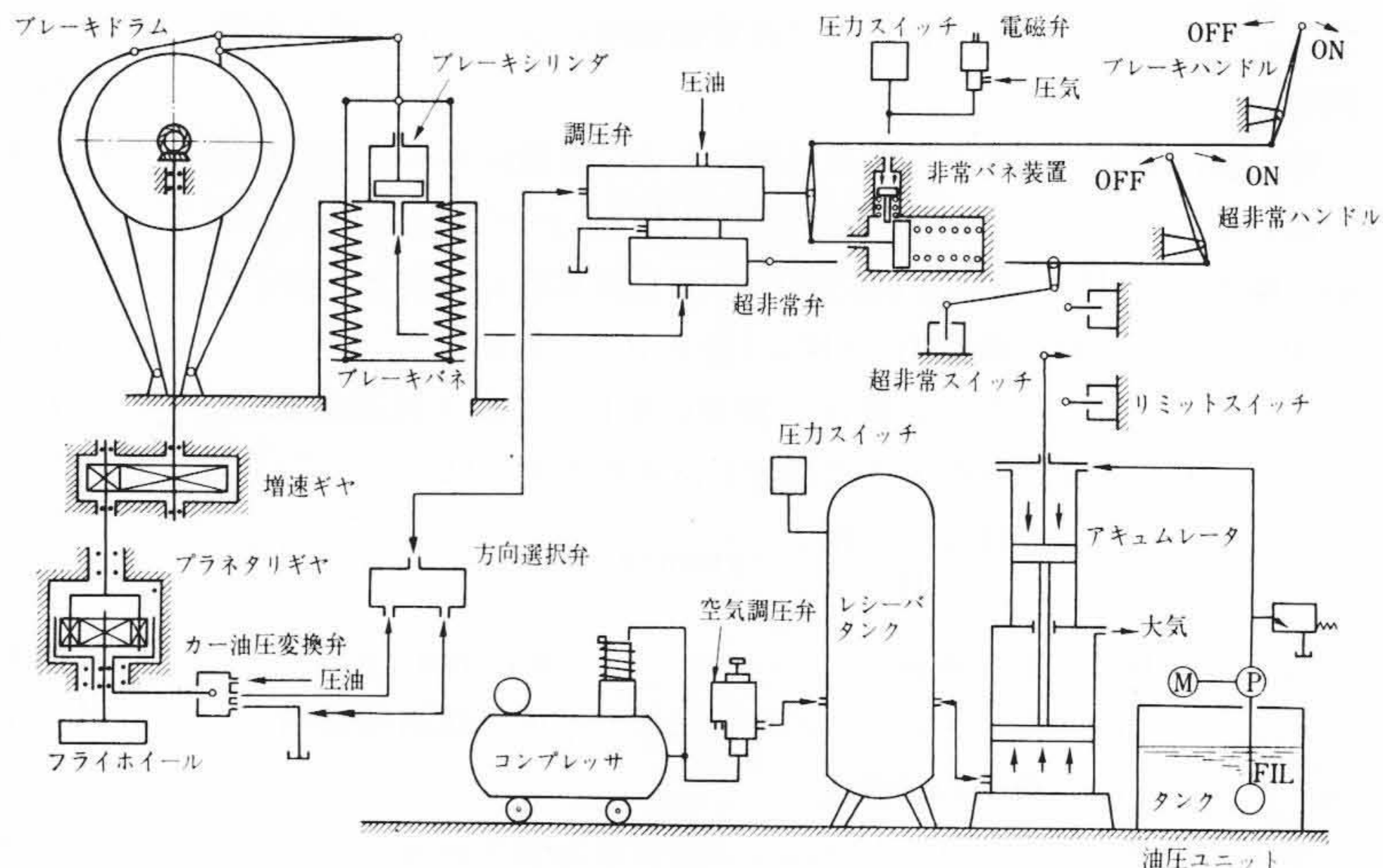
シャクリを防止するための制動方式にはつぎのものが考えられる。

(1) Preselect 方式

あらかじめ最大制動力をセットしておく方式で、一般には人炭切替と呼ばれている。広く使われている方式であり、ある程度シャクリを軽減できるが、誤切替えをすると危険である。

(2) 負荷検出方式

負荷および巻上方向を同時に検出して自動的に制動力をセット



第 5 図 S. L. B. E の 構 造

する。この方式は同和工業株式会社柵原鉱業所納 800 kW 立坑巻上機に備え付けられた⁽¹⁾。

(3) 最大減速度制御方式

今回完成した S. L. B. E の方式。いかなる負荷条件の下でも、制動距離は常に小さい。制動力の安全率は十分にとることができる。

(4) ロープ・プル制御方式

ロープ・プルを直接検出し、これがある一定値内にあるよう制動力を制御する方式である。ロープ・プルの検出がむずかしい。制動距離が変動する。

4. S. L. B. E の構造

最大減速度制御方式を採用した S. L. B. E の構造を第 5 図に、そのブロック線図を第 6 図に示す。

試作 S. L. B. E は次の部分より構成されている。

- (1) 巻上機を制動するブレーキシリンダ部分。
- (2) ブレーキシリンダ内圧力を制御する制御弁およびその操作部分。
- (3) 巻上機減速度検出部分。
- (4) 油圧源装置。

(1) はシリンダ内油圧でブレーキオフを、ブレーキバネでブレーキオンを行なう。圧力制御形ネガティブブレーキである。

(2) の制御弁は、圧力制御用の調圧弁（圧力調整弁の略称）と超非常弁から成る。調圧弁はブレーキハンドルによって操作されるほか、非常時には自動的に非常バネ装置により操作される。スプール形であって、スプールに働く流体力を考慮して設計製作されている^{(2)~(5)}。超非常弁はこの上さらに三重に設けた保安用のものである。普通は操作されない。

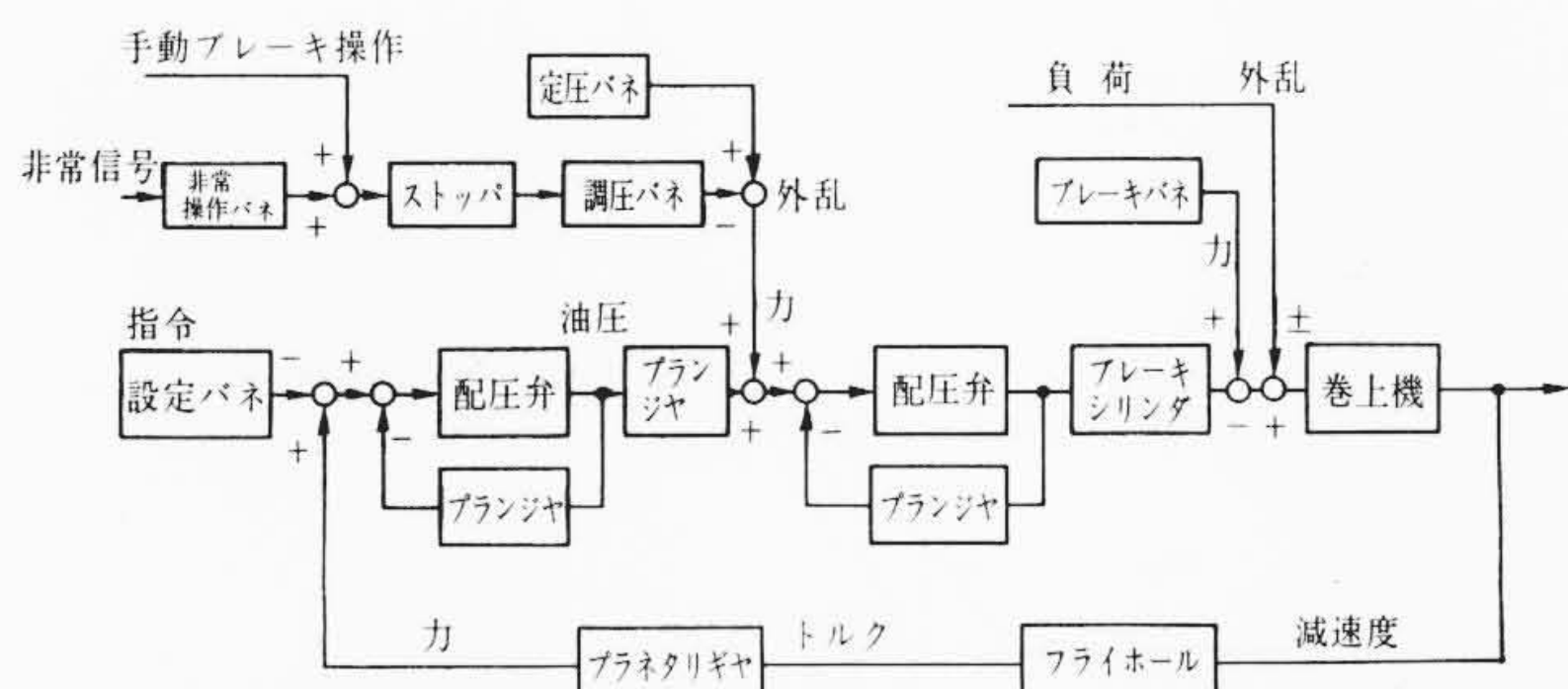
(3) の減速度は、巻上機により歯車増速機、プラネタリギヤを介して駆動されているフライホイールの減速度によって生ずる内歯歯車軸の反力（減速度に比例する）として検出される。検出された反力はカー油圧変換弁により油圧に変換され、パイプで制御弁にフィードバックされる。

特長をあげると

- (1) 電氣的要素を使用しないのでじょうぶである。
- (2) 構造が簡単である。
- (3) 超非常弁の設置により三重の保安装置を持っている。
- (4) フィードバックは配管で伝達される。
- (5) 伝達関数の調整が容易にできる。
- (6) 制御回路中にリンクやレバーの使用が制限されている。

欠点としては次のものがあげられる。

- (1) 巻上機の運動方向によって減速度が反転して検出されるのでこのため切替装置が必要である。
- (2) 検出部の固有振動数が小さくなりやすい。
- (3) ゲインおよび整定点の調整が単独で行えない。



第 6 図 S. L. B. E のブロックダイヤグラム

5. 理論的考察

S. L. B. E では定常偏差は零にする必要はない。たとえ定常偏差を零にしても、ロープに生ずる応力はある限界値以下にはならないからである。制御系の一巡伝達関数を決める場合には、安定性や速応性とともに、実情に合った精度を検討し、これらの総合のうえで判断することがたいせつである。

こうした意味から、各要素を簡単な一次遅れ要素のみの組み合わせとし、この場合の定常偏差から一巡伝達関数を決める。第 7 図は近似伝達関数である。

第 7 図の目標値 $V(s)$ と制御量 $X(s)$ に関して

$$X(s) = \frac{1}{1 + K_1 K_2 K_3 K_4} \{K_1 K_2 K_3 V(s) + K_2 K_3 U_1(s) \pm K_3 U_2(s)\} \quad (7)$$

外乱（操作力）が最大値 $U_{1\max}(s)$ のとき、減速度（制御量） $X(s)$ は特定の α_0 になるよう外乱 $U_{1\max}(s)$ の大きさを定めておく。また α_0 を目標値 $V(s)$ 対応する大きさとし

$$\alpha_0 = \frac{1}{K_4} V(s) \quad (8)$$

とする。これは最大荷重を巻き下げるときに最大制動力によって制動する場合、特定の減速度 α_0 が確保されるよう操作力を整定する一般の方法に相当する。したがってこのような場合には

$$X(s) = K_2 K_3 U_{1\max}(s) - K_3 U_{2\max}(s) = \alpha_0 \quad (9)$$

$V(s)$ 、 $U_{1\max}(s)$ および $U_{2\max}(s)$ がそれぞれ (8)、(9) 式で示され、外乱（巻上荷重）が正の最大値 $U_{2\max}(s)$ のとき、減速度 $X(s)$ が $K_1 \cdots K_4$ でどう変化するかを調べる。

$$X(s) = \frac{1}{1 + K_1 K_2 K_3 K_4} \{K_1 K_2 K_3 V(s) + K_2 K_3 U_{1\max}(s) + K_3 U_{2\max}(s)\} \quad (10)$$

(10) 式に (8)、(9) 式を代入して整理すると (11) 式が得られる。

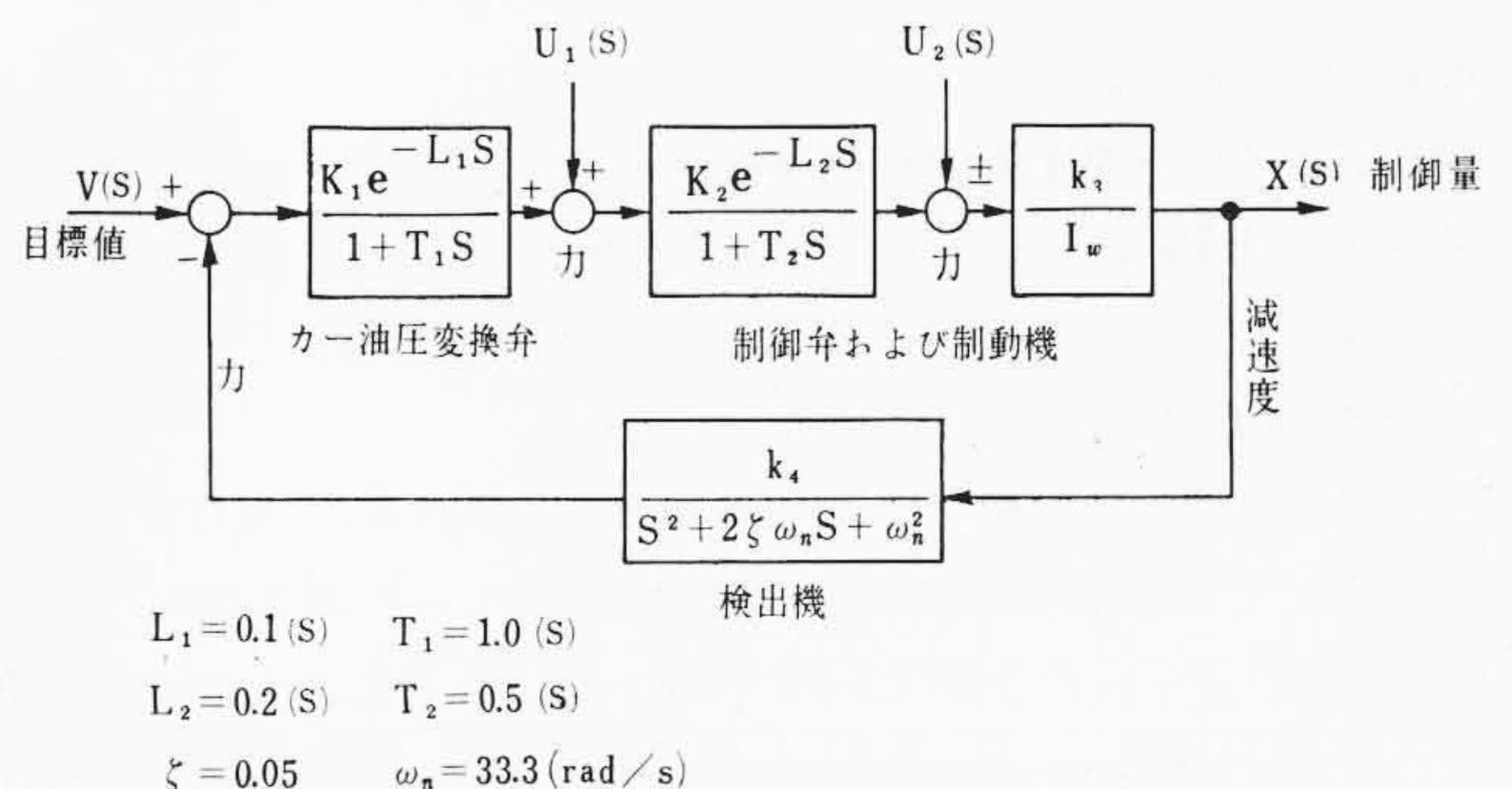
$$\frac{X(s)}{\alpha_0} = 1 + \frac{1}{1 + K_1 K_2 K_3 K_4} \times \frac{2 K_3 U_{2\max}(s)}{\alpha_0} \quad (11)$$

(11) 式は巻上制動時（巻上荷重最大のとき）に生ずる減速度 $X(s)$ と、巻下制動時（巻下荷重最大のとき）の基準減速度 α_0 との比が、ゲイン $K_1 \cdots K_4$ によってどう変化するかを示されている。外乱による減速度の変動の度合いを示す U の値が大きいほど $X(s)/\alpha_0$ が大きくなり、シャクリが生じやすい。実情では斜坑巻上機の場合、 $\alpha_0 = 0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ 、 $K_3 U_{2\max}(s) = 0.5 \sim 1.0 \text{ m/s}^2$ だから

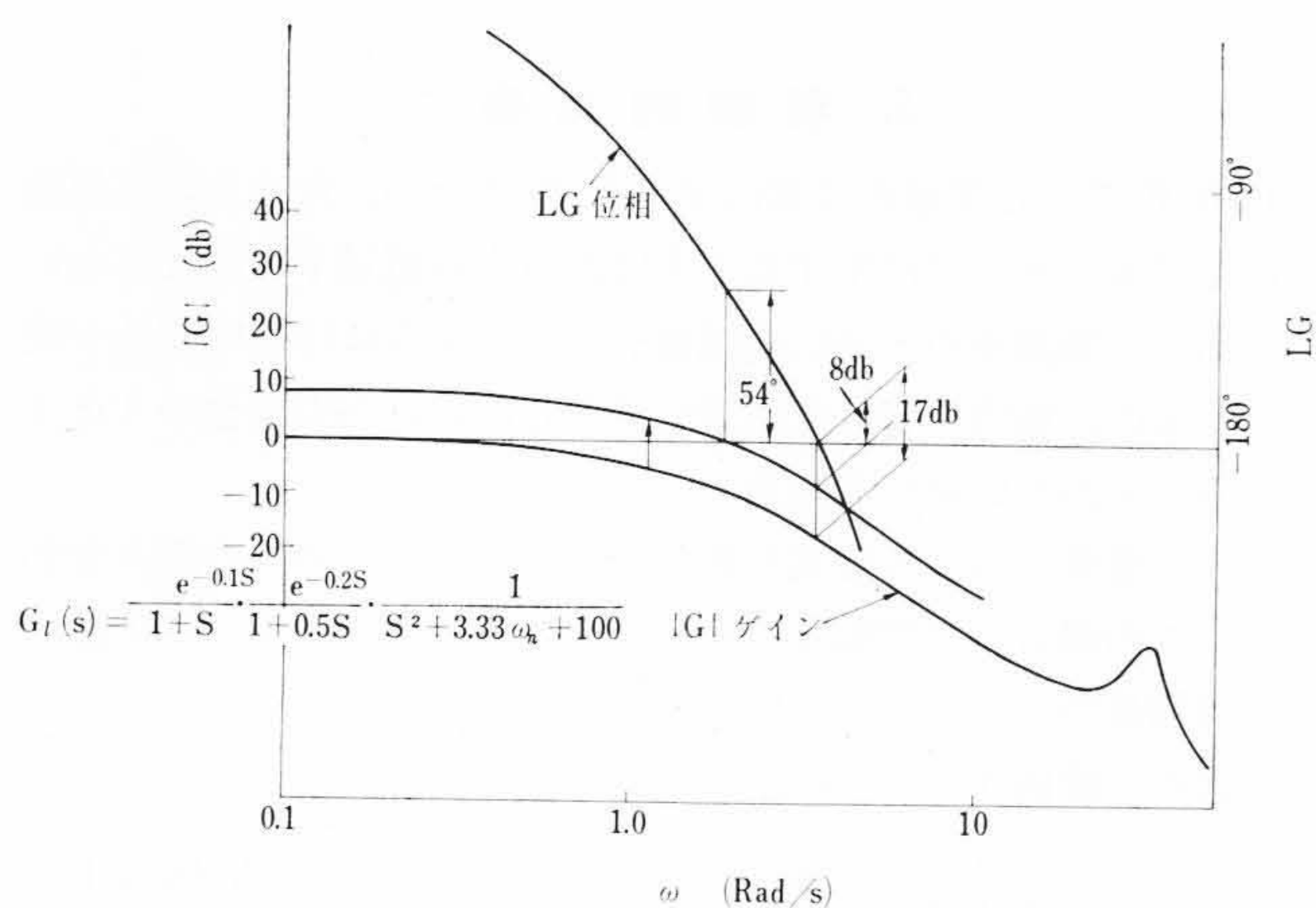
$$U = \frac{2 K_3 U_{2\max}(s)}{\alpha_0} \quad (12)$$

において、 $U = 1.0 \sim 4.0$ の範囲にある。

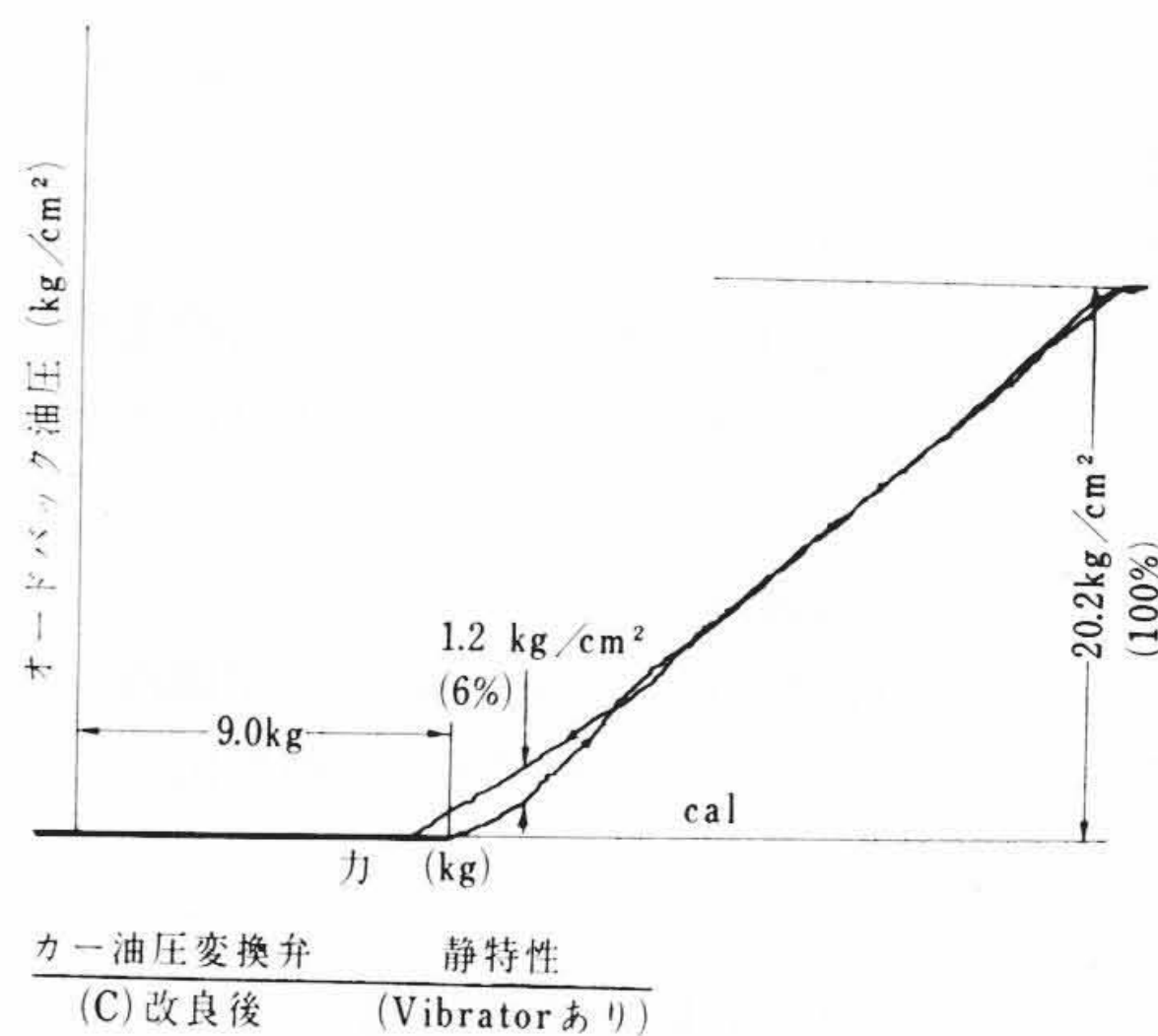
第 7 図の各部の伝達関数をどのように選定したらよいか、前述の検討結果を基礎に、各要素の特性と設計製作上の問題を勘案し、各



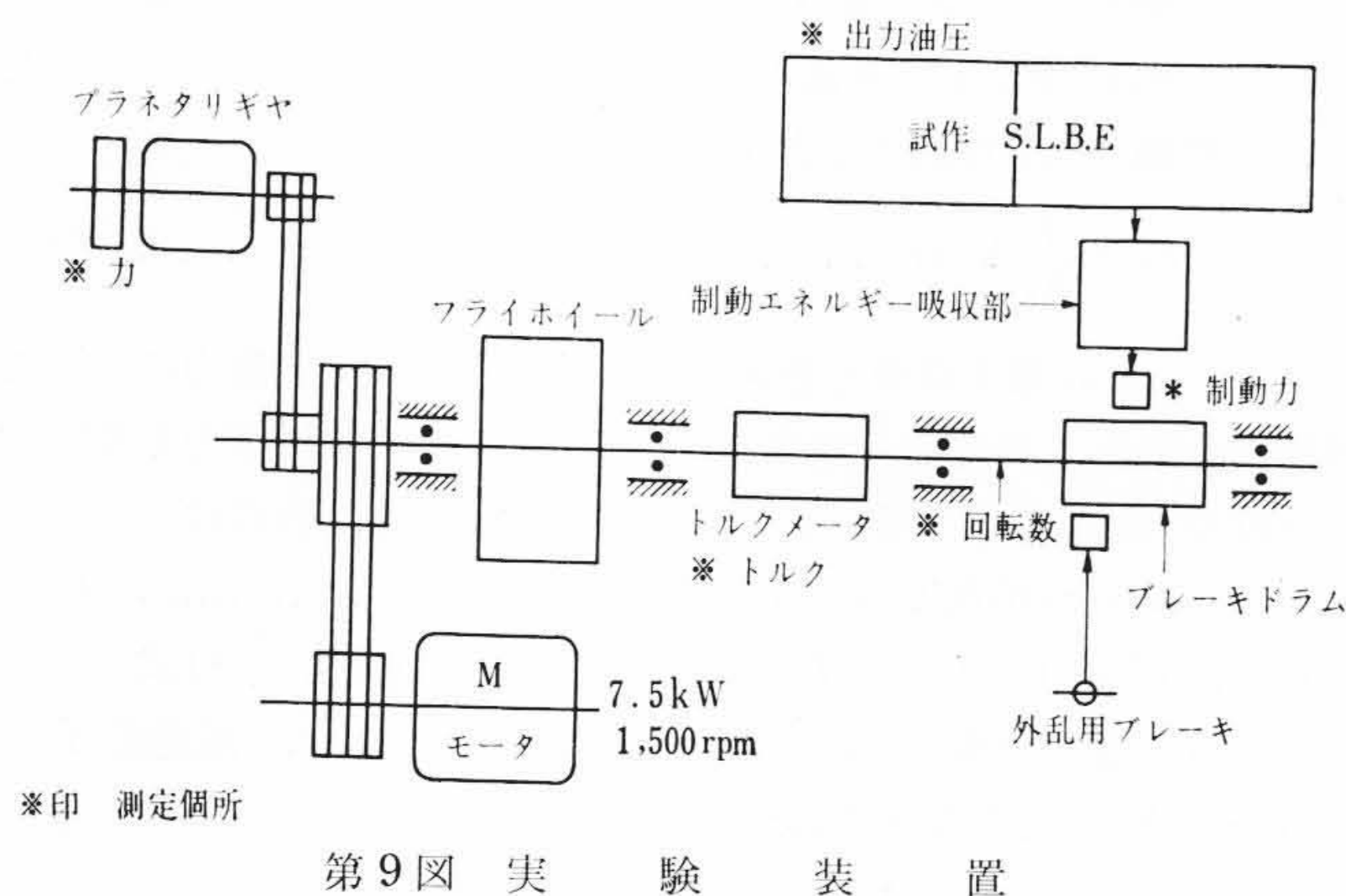
第 7 図 S. L. B. E のブロックダイヤグラム



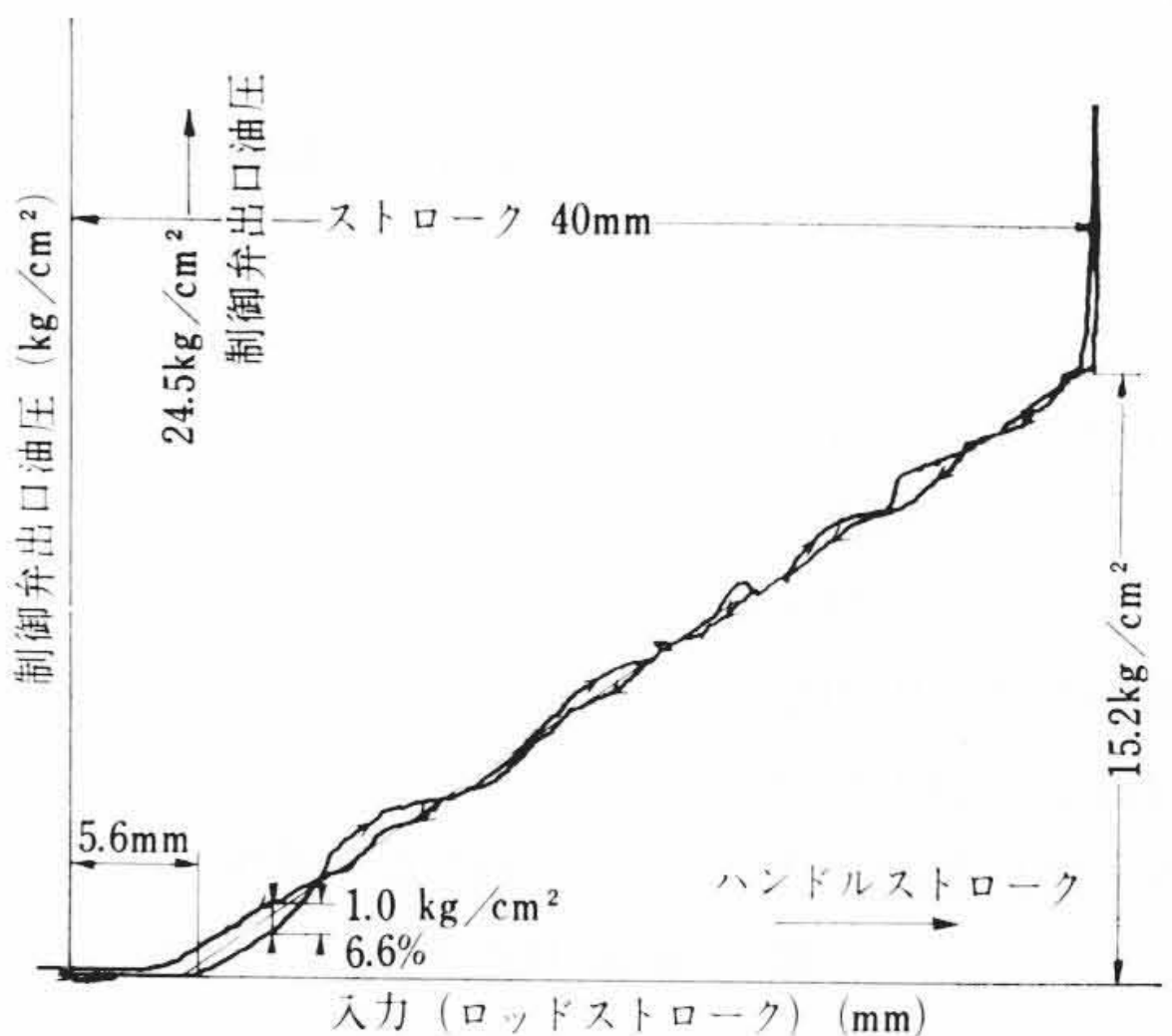
第 8 図 S. L. B. E の一巡伝達関数の周波数特性(推定)



第 10 図 カー油圧変換弁の静特性
(S 38.5.31 タービン油 90# 油温 25℃ 50 へのデイズー付きの場合)



第 9 図 実 験 装 置



制御弁静特性

第 11 図 制 御 弁 静 特 性

エレメントの特性値を第 7 図中に選定した。この場合の一巡伝達関数の Bode 線図を第 8 図に示す*。

6. 実 験

実験装置の略図を第 9 図に示す。まず実験装置を 7.5 kW の誘導電動機で駆動しておき、ブレーキドラム軸が一定速度に達した後、電源を切りこの状態から制動する。

制動トルクはトルクメータによって測定し、回転数は単極発電機をブレーキドラム軸からベルトにより駆動して測る。減速度検出用のプラネタリーギヤはブレーキドラム軸から V ベルトにより駆動する。この S. L. B. E の制動力は実機と同容量に設計されている。

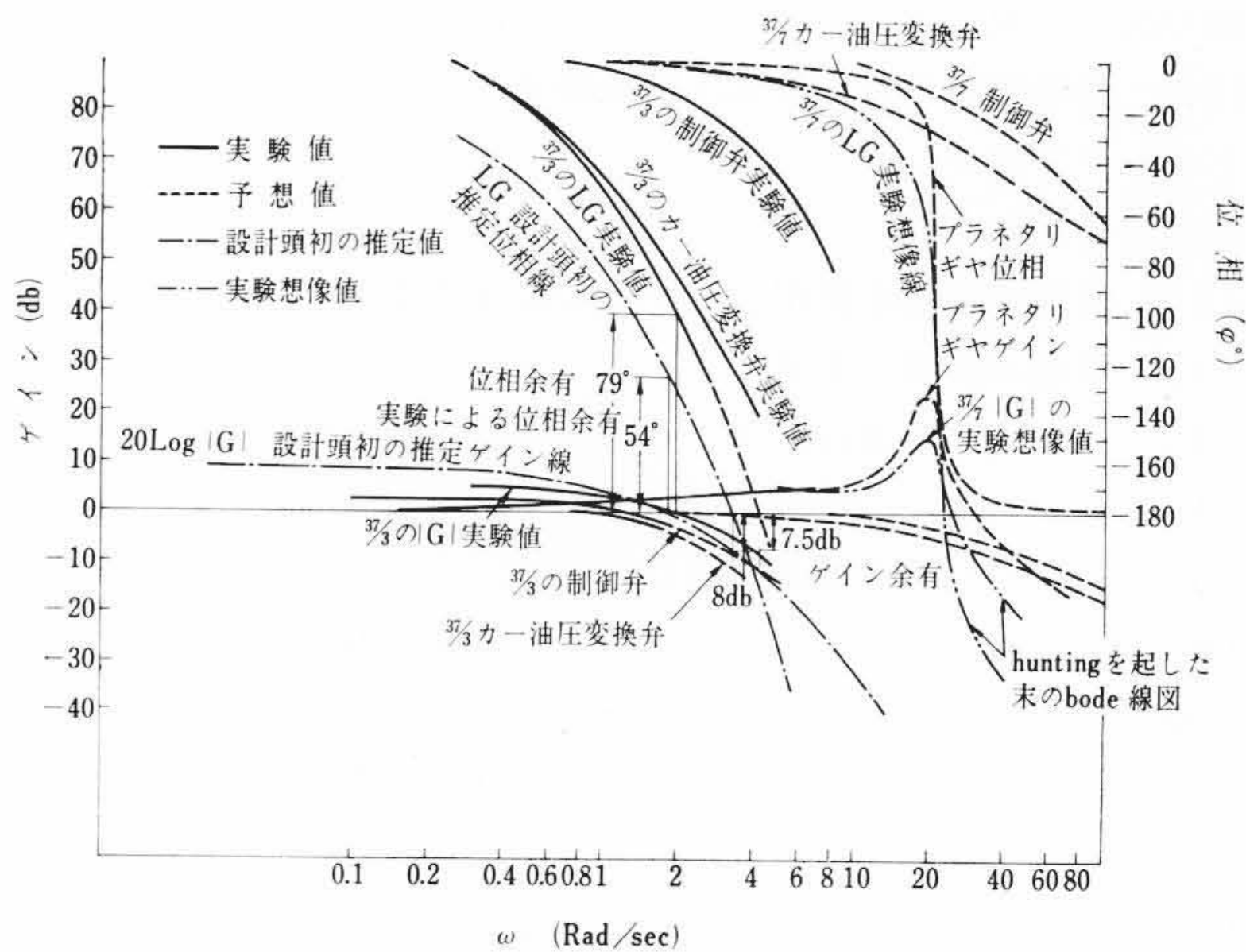
記録は電磁オシログラフによった。圧力、制動力、トルクはひずみゲージにより、変位はすべり抵抗線式変位計により、速度はタコジェネレータにより測定した。性能を調査するため次のようなことを行なった。

- (1) 各構成要素の特性調査、および静・動特性。
- (2) 不安定原因の追求と最適調整。
- (3) 系全体の組合せ実験、線形特性への修正、ガタ消し。

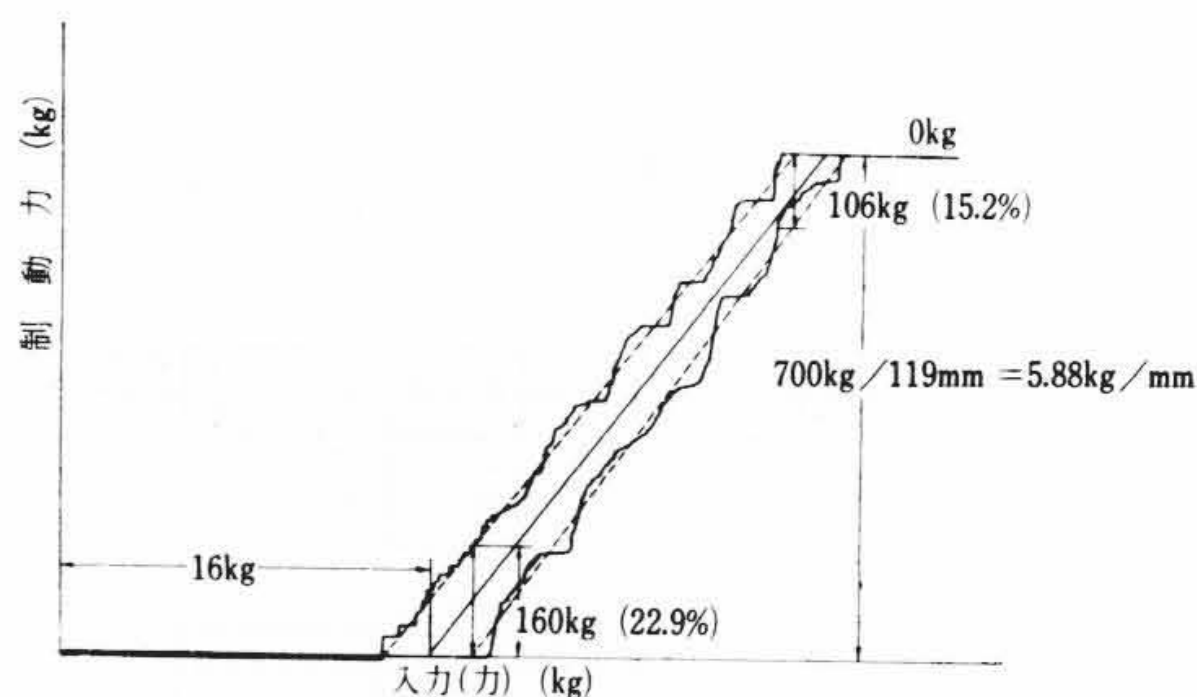
6.1 実 験 結 果

第 10 図にカー油圧変換弁の静特性を示す。スプール端に加えられる入力 9 kg に達した点から出力油圧が出る。入出力の関係は線形であり、ヒステリシスは出力の小さい範囲で 6% である。出力油圧 5 kg/cm² 以上では 1~3% に減少する。

第 11 図は調圧弁の静特性を示したものである。入力ストローク 5.6 mm で出力が生じはじめ、入力ストローク 39.5 mm で出力 15.2 kg/cm² でここから源圧に切り替わる。ヒステリシスはカー油



第 12 図 S. L. B. E の 周 波 数 特 性



第 13 図 S. L. B. E 系 の 静 特 性

* アメリカ機械学会自動制御部門力学委員会では位相余裕 30 度以上、ゲイン余裕 8dB 以上としている。

圧変換弁のそれと類似しており、低出力側で大きく、高出力側で小さい。1～7%程度の範囲であって実用上は十分の精度と考えられる。また発振の危険はない。

動特性に関してはその周波数特性を第12図に示す。

系の入出力関係はほぼ直線となる。これを第13図に示す。入力に対する出力の遅れは、調圧バネと定圧バネの力が平衡せず、調圧バネがわずかに上回っていたことを意味する。ヒステリシスは最大 2.2 kg/cm^2 で11%程度である。その幅は制動力にして100～160kgとなり、その大部分はピストンのシールパッキング部に存在するものと考えられる。

系の動特性として、カー油圧変換弁のスプール端に正弦波状入力を加えたとき、カー油圧変換弁出力油圧、調圧弁出力油圧および制動力は正弦波状に応答し、高調波はほとんどない。

急制動実験：1,000 rpm で回転中のフライホイールを制動し、制動中に外乱用ブレーキを加えない場合と、加えた場合の実験について次に述べる。ブレーキドラムがやや偏心しているために外乱用ブレーキを働かせると、外乱がドラム回転数と等しい周期で振動しながら加えられた。第14図は外乱なし、第15図は制動力に換算して240 kgの外乱を加えた場合のオシログラムである。一巡のゲインは5の場合である。

急制動操作後約0.17秒から制動力が作用しはじめ、さらに0.52秒後制動力は630 kgに達する。この後制動力は420 kgを中心に振動しながら減衰する。ガタおよびフリクシヨンの影響と見られる振動が持続するが、このときの値は、振幅50～90 kg、周期0.3秒以下で実用上はほとんど問題にする必要はない。フライホイールは128 rpm/sで減速され、停止後制動力は最大値700 kgになる。

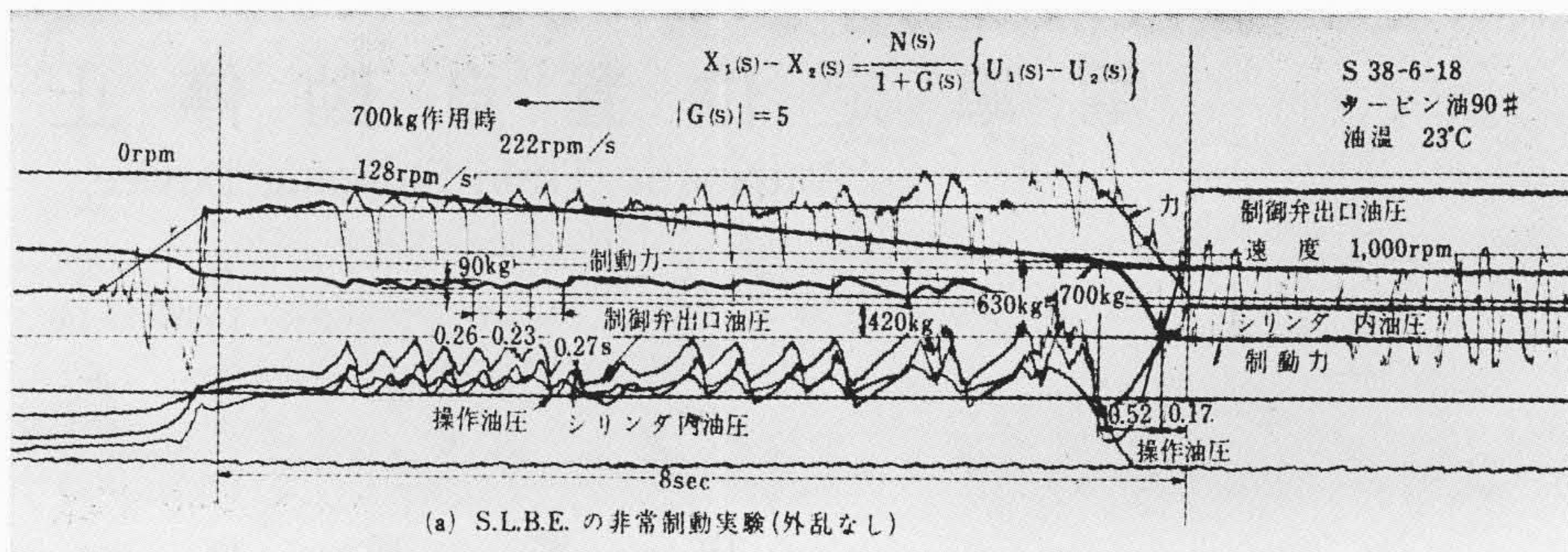
外乱が加わっている場合には、急制動による制動力のオーバーシュートが小さく、しかもすぐに一定持続振幅に減衰している。第15図ではオーバーシュート360 kgで、その後平均220 kgの制動力になる。振幅は70 kgで最大制動力700 kgの10%、周期は0.22秒前後でこのような系においては早い。外乱240 kgの影響により、減速度は第14図の場合より12 rpm/s増加し140 rpm/sとなっている。

6.2 実験結果の考察

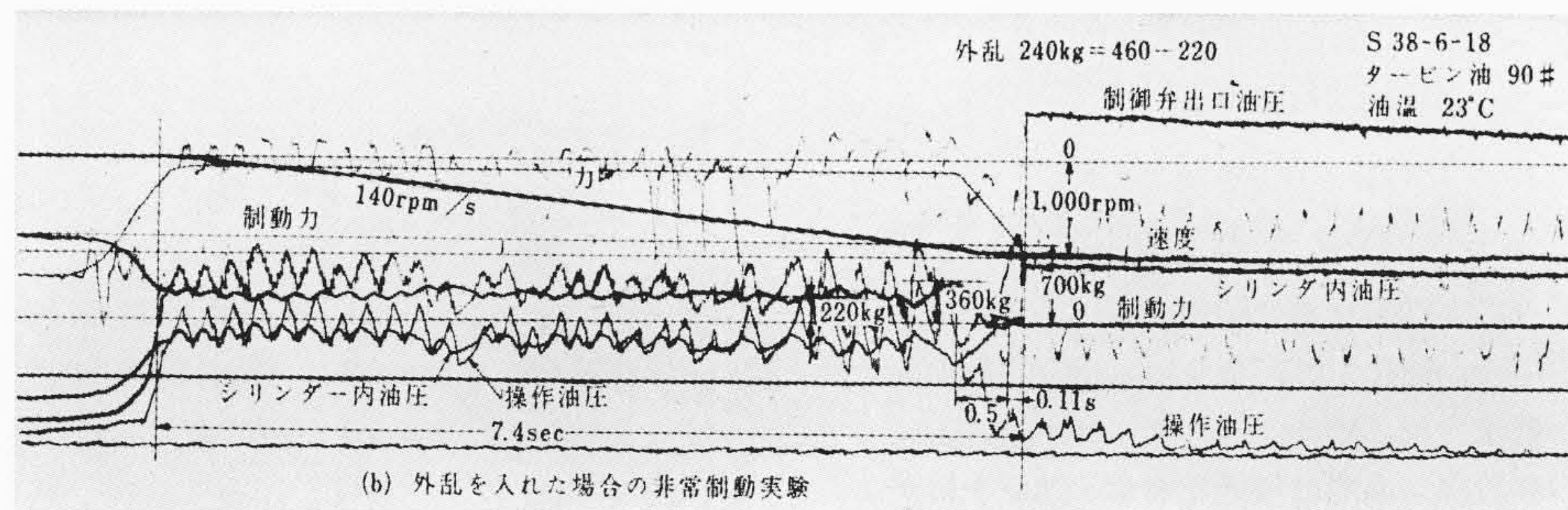
以上の結果を従来のBEと比較してみよう。調圧弁の静特性は日立速動形BEのそれと比較すると、調圧ロッドストロークに対する出力圧力のヒステリシスの大きさは、日立速動形では7～9%で、S.L.B.Eは1～7%となっている。

従来の油圧BEでは位置制動形を採用しているものが多い。ブレーキハンドルストロークに対するピストンストロークのヒステリシスは小さいことが知られているが、一般的に制動力が発生し始めるまでのむだストロークが大きく、その後わずかのハンドルストロークに対し急激に制動力が上昇し、制動操作を微妙に行なう目的には不利な面がある。S.L.B.Eでは時定数0.2秒以下にしても、可動部の慣性による制動力のオーバーシュートが生ぜず、衝撃に対し安全である。これを使用すれば、現在使用されている巻上機の非常制動時

* 青木、若森、渡部：日立速動形ブレーキエンジンについて
日立評論 Vol. 44, 10月 p. 20, 1962



第14図 外乱を入れない時の非常制動実験



第15図 外乱を入れた時の非常制動実験

の減速度を、100～150%程度の範囲内に制限できるから、シャクリの危険は完全に防止できるものと思われる。

7. 結 言

今回完成したS.L.B.Eについてつぎのように結論することができる。

- (1) 制動中の減速度はほぼ一定限界内に制御される。
- (2) 静特性、カー油圧変換弁のヒステリシス5%、制御弁のヒステリシス6%、系の線形性は非常によい。
- (3) 安定性はゲイン5のとき、ゲイン余裕7 dB、位相余裕88度、非常制動をかけた場合の制動力変動10%以下にはいっている。
- (4) 性能に関しては系の時定数0.2秒、むだ時間0.1秒。

となっており従来のBEに比較して性能が向上している。信頼性、安全性を考慮して本装置には電氣的要素をいっさい使用しなかった。しかし将来は高信頼度の電気品を用いることも考えており、これによってここで試作したS.L.B.Eより簡潔で特性のよい設計が可能になるものとする。これらは今後に残された課題である。

今回の試作研究に当たり、終始ご懇篤なご指導をいただいた、東京大学藤井澄二教授、東大生研大島康次郎教授、石原智男教授、森政弘助教授、横浜国大増淵正美教授、日立製作所川崎工場阿武博士、日立製作所中央研究所松崎氏、日立製作所日立工場大島主任、日立製作所亀有工場青木副技師長、宮本博士、小島氏のかたがたに深く感謝する。

参 考 文 献

- (1) 青木、渡部、高原：同和鋳業柵原鋳業所納800kW立坑巻上設備について、日立評論(昭37-10)
- (2) 久田訳：コントロールバルブピストンの定常軸方向力 Engineering 第43巻 第9号
- (3) たとえば
久田訳：サーボ理論 コロナ社
伊沢計介：自動制御入門 オーム社
- (4) S. Y. Lee, J. F. Blackburn: Camb. Mass. Transient-Flow Force and Valve Instability
- (5) F. D. Ezekiel: Camb. Mass. The Effect of Conduit Dynamics on Control Valve Stability, S9, 14436