

連続圧延機張力制御装置

佐藤 武彦・伊藤 敬之助・河西 孝美

I. 緒言

連続冷間圧延機による圧延行程において最終製品の板厚を一定にする目的で各種の制御方式が試みられている。

この目的のための操作量としては、ロール圧下量、駆動電動機速度、前方張力および後方張力のいずれかまたはその組合せが扱われている。本報告は上記操作量の中の前方向張力および後方張力の定値制御についてのべるものであって、仕様は下記のとおりである。

1. 張力設定範囲：4～200 kg
2. 張力精度：各設定値に対し $\pm 5\%$ 以内
3. ダンサーロール昇降距離：300 mm
 〃 昇降最高速度：30 mm/sec

上記目的および仕様に対し、次の制御方式を採用した。

すなわち、張力発生源としては油圧シリンダを使用し、その油圧を電氣的に検出し、油圧制御弁をサーボ機構を介して制御した。

サーボ機構を使用した理由は、油圧制御弁の精密遠隔設定と張力偏差積分値を小にするためであって、油圧の急激な変化に対しては油圧制御弁の自己制御性に依存している。

以下にのべるような装置および構成により実験の結果

ほぼ所期の性能をえた。

II. 装置の構成および主要機器の説明

(1) 装置の構成

連続圧延機は3段のタンデム・ミルよりなりフープへの張力はそれぞれのダンサーロールを介して油圧シリンダにより加えられる。

張力制御装置は第1図の計装図に示すように3ケの主要ブロックから構成されている。すなわち

- 油圧シリンダ
- 油圧パワー・ユニット
- 油圧制御系

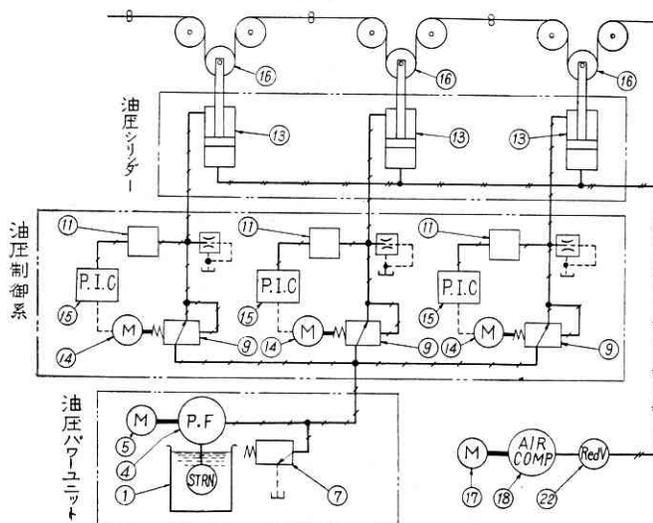
1) 油圧シリンダ

油圧シリンダは第2図に示すように圧延機本体に固定され、ピストンロッドはユニバーサル・ジョイントを介してダンサーロールに結合されている。ダンサーロールは2本の案内棒に沿って自由に昇降し得る。

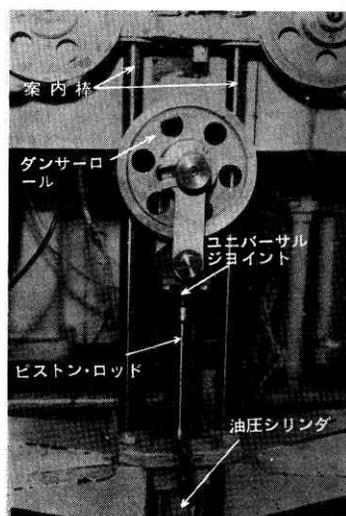
ピストンは油圧によって押し下げられるが、同時に下部には空気圧を加え一定の力でピストンを押し上げる。この理由は次のとおりである。

すなわち、ダンサーロールおよびピストン重量が大なるため、張力最低値 4 kg をだしえないので上向きの力を加える必要があるが、

- a. 油圧ではシリンダが両軸型になり、摩擦損失の間



第1図 計装図



第2図 油圧シリンダ

第1表 主要機器の性能

番号	部 品 名	
1	油 タ ン ク	Daphne-Hydraulic Fluid A 油 : (B) 温度 VS 粘度特性別図参照 油量: 140 l 冷却蛇管付
2	サククションフィルタ	脱塵粒度: 150 μ 以上 (120 メッシュ) 許容流量: 15 l/min
3	サククションストップ弁	
4	ベーン型2段ポンプ 型式 2050-10 N	圧 力: 140 kg/cm ² 回 転 数: 1,000 rpm-1,500 rpm 理論吐出量: 3.90 l/min~5.85 l/min 軸 馬 力: 1.90 HP~2.85 HP
5	誘導電動機 型式 EFO	3 相 極 数: 4 容 量: 2.2 kW 回 転 数: 1,430 rpm
6	インラインフィルタ 型式 HOF-1100	油 種 類: MIL O-5606 流 量: 1 l/min. in ² 圧 力: 200 kg/cm ² 圧力損失: 0.7 kg/cm ² 脱塵粒度: 40 μ 以上 ただし, Daphne Hydraulic Fluid A 40°C における絶対粘度 27 CP
7	リリーフ弁 型式 BT-06C	公称流量: 2~75 l/min 圧力調整範囲: 35~140 kg/cm ²
8	圧 力 計	ブルドン管: 4" 0~150 kg/cm ²
9	減 圧 弁 型式 XT-03F	圧力調整範囲: 7~140 kg/cm ² 公称流量: 36 l/min
10	減圧弁マニホールド	
11	圧力検出端	ブルドン管+差動変圧器 圧 力: 116 kg/cm ² (500 kg/cm ² 用ブルドン管) 出力電圧: 10.9 mV
12	油 ト ラ ッ プ	
13	油 圧 シ リ ン ダ	圧 力: 140 kg/cm ² ラム上側面積: 3.64 cm ² ストローク ラム下側面積: 28.3 cm ² 300 mm 摩擦損失(ピストンの各位置で): 150 g 以内
14	サーボモータ	定格電圧: 100 V 極 数: 4 容 量: 10 W 回 転 数: 20 rpm 減 速 比: 1/60 起動トルク: 4.6 kg-cm 無負荷起動電圧: 8 V 以下
15	圧力調節計	定 目 盛: 0~200 kg 使 用 範 囲: 4~200 kg 比 較 電 圧: 最高 10.9 mV 調 節 感 度: フルスケールの 1/1,000以内 偏 差 指 示 計: 0±100 μA
16	ダンサーロール	ストローク: 300 mm 重量(ピストン重量を含む): 16.8 kg
17	モ ー タ	定格電圧: 100 V 容 量: 200 W
18	空 気 圧 縮 機	吐 出 圧: 5 kg/cm ² 容 量: 47.5 l/min
19	減 圧 弁	
20	圧 力 計	2" 0~10 kg/cm ²

番号	部 品 名	
21	フ ィ ル タ	
22	空気圧精密減圧弁	供給空気圧: 2.0 kg/cm ² 圧力調整範囲: 0~1.43 kg/cm ² 圧力変化: 任意の設定圧に対して 9.14 mmH ₂ O 耐 圧: 7.1 kg/cm ²
23	圧 力 計	2" 0~2.0 kg/cm ²

題で製作が難しい。

b. 油圧では、7 kg/cm²以下の低圧において、精度の高い減圧弁がえられない。

これに対し

c. 空気圧の場合シリンダは単軸型ですみ、かつ空気圧用減圧弁の圧力精度が高い。

空気圧は精密減圧弁により調圧されて油圧シリンダ下部に加えられ油圧室からの漏洩油は油トラップにより空気中に排出される。

2) 油圧パワーユニット

油圧パワーユニットは 3HP モータ、ベーン型2段ポンプ、フィルタ、油タンクおよびリリーフ弁よりなりその出力は3系統の油圧弁に共通に加えられる。

3) 油圧制御系

シリンダ内の油圧は、平衡油圧による油圧緩衝を利用した減圧弁で調圧される。この種の油圧減圧弁は元来、パイロット弁の調圧子ハンドルを手動設定して使用されているが、本装置はサーボ・モータの駆動により、圧力の精密遠隔設定および制御を可能ならしめている。

すなわち、第3図に示すように、制御量の油圧を減圧弁二次側においてブルドン管と差動変圧器により検出し、これを計器内の設定用ポテンシオメータの設定電圧と比較し、偏差信号を増幅してサーボ・モータを駆動し常に偏差を零とするように動作する。サーボ・増幅器は山武ハネウエル社製計器 N156 型を使用し、その自動平衡計測用指示ディスクを設定用に使用し、張力計測用には偏差信号増幅器の電圧増幅段より信号を取り出し、これを同期整流して零セクタ型の電流計により張力偏差の直偏法指示をしている。

減圧弁二次側の流量制御弁は後述の実験報告に示すようにダンサーロール上昇時、減圧弁二次側に発生する急激な油圧変化をサーボ・モータの追従速度では訂正できないので減圧弁の自己制御性を補うために加えたものである。

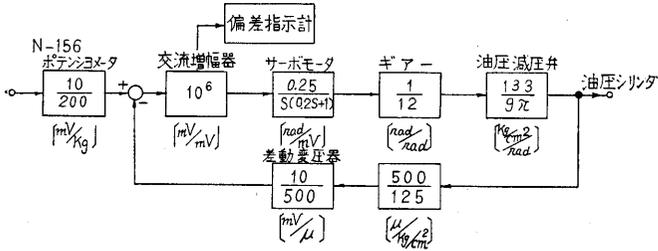
(2) 主要機器の説明 (第1表参照)

1) 油圧シリンダ

張力設定範囲、油圧減圧弁および空気圧精密減圧弁の圧力設定範囲、ダンサーロールおよびピストンロッド重量の3条件から

油 圧 シ リ ン ダ 内 径 = 60 mmφ

ピ ス ト ン ・ ロ ッ ド 外 径 = 56 mmφ



第 3 図 ブロック・ダイアグラム

第 2 表 シリンダ静摩擦力

シリンダ番号 M 870		シリンダ番号 M 871		シリンダ番号 M 872	
ピストン位置	静摩擦力	ピストン位置	静摩擦力	ピストン位置	静摩擦力
280 mm	<100 gr	285 mm	180~190 gr	300 mm	<150 gr
165 mm	<100 gr	200 mm	<100 gr	200 mm	<100 gr
50 mm	<100 gr	120 mm	<75 gr	100 mm	<125 gr

空 気 圧 = 1.4 kg/cm²
 油 圧 = 8.5~116.0 kg/cm²

と諸常数を定めると、張力 T (kg) と油圧 P (kg/cm²) の関係は

$$T = 1.82 P - 11.42$$

つぎに使用した油圧シリンダのピストンとシリンダ間の静摩擦力は実験の結果下記の値であった (第 2 表)。

上記静摩擦力は張力最低値 4 kg (シリンダ発生力換算値 8 kg) に対し、2.5%以下である。

また油圧室からの油リーク量は第 3 表に示す。

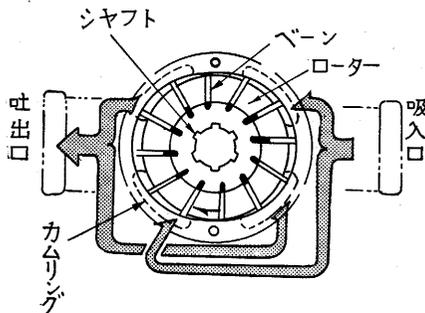
第 3 表 油リーク量

シリンダ番号	M 870	M 871	M 872
リーク量			
空気圧室へ	225 cc/min	126 cc/min	92 cc/min
スタッキングボックスより	26 "	42 "	30 "
油 温	31.5°C	27°C	30°C

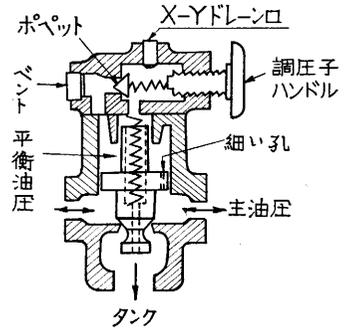
試験圧力 = 130 kg/cm²

2) 油圧パワーユニット

a. 油圧ポンプ (Y 社製 2050-10 N)



第 4 図 ベーン・ポンプ



第 5 図 リリーフ弁

これはバランスト・ベーン型の定吐出量ポンプで、第 4 図に示すような構造の単段ポンプを 2 台串型に接続し自動圧力分配弁をつけた 2 段ポンプである。

b. リリーフ弁 (Y 社製 BT-O6C)

第 5 図に示すバランスト・ピストン型のバルブでその性能を第 1 表に示す。

3) 油圧制御系

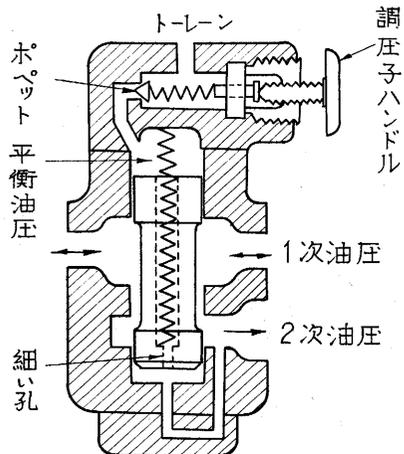
制御系各部のゲイン常数の撰定は次のとおりである。

- 7~140 kg/cm² の圧力調整範囲をもつ Vickers XT-O 3F のパイロット弁の操作上の諸常数を示すと
 - 摩 擦 ト ル ク = 3.2 kg-cm
 - 調圧子ハンドル回転数 = 4.5 回転
 - 1 回転のストローク = 1.27 mm
- である。

これを駆動するサーボ・モータとしては山武ハネウエル社製 10 W 型サーボ・モータでトルクは十分である。油圧検出にはブルドン管と 4 コイル型差動変圧器を使用し、その変換感度は、

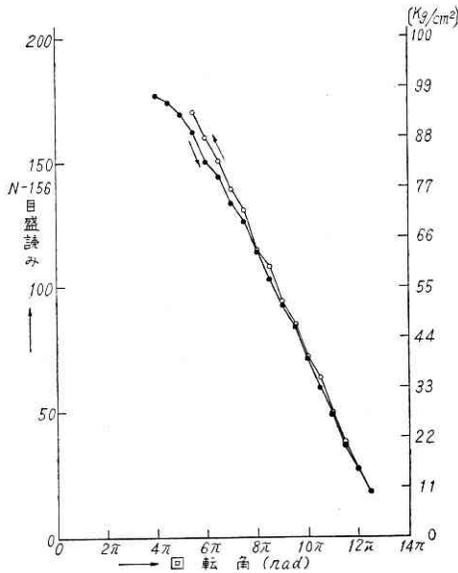
$$\text{ブルドン管による油圧-変位感度} \approx 2 \text{ mm}/500 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{油圧} = 125 \text{ kg/cm}^2 \text{ に対し変位} \approx 2000 \mu \times \frac{1}{4} = 500 \mu$$

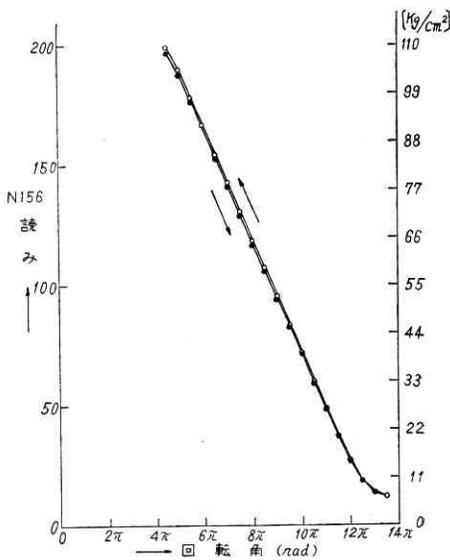


第 6 図 油圧減圧弁

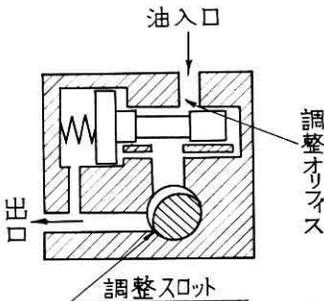
張力=4 kg の5%でサーボ・モータを駆動するためには



第7図 油圧減圧弁(改造前)特性



第8図 油圧減圧弁(改造後)特性



第9図 流量制御弁

△サーボ・モータ無負荷起動電圧<8 V

△増幅器 ゲイン=120 db

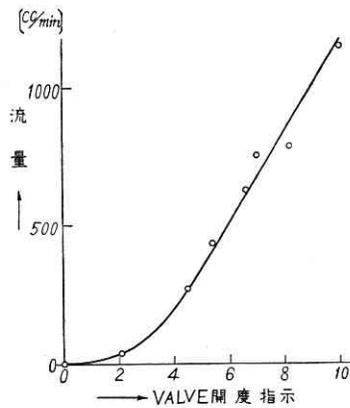
なるゆえ、所要増幅器入力=10 V×10⁻⁶=10 μV したがって差動変圧器の変位—電圧感度

$$=10 \mu V / 0.5 \mu = 10 \text{ mV} / 500 \mu$$

以上のブロックダイアグラムを第3図に示す。

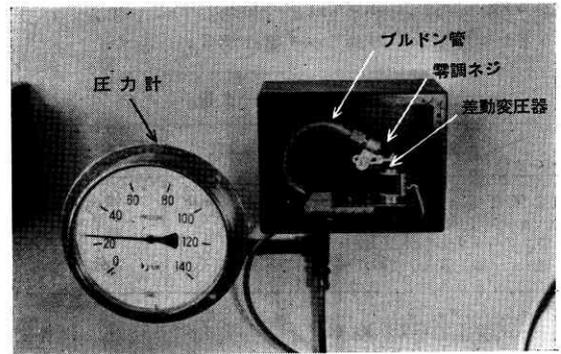
a. 油圧減圧弁 (Vickers XT-O3F)

これは第6図に示すようにバランスド・ピストン型でパイロット弁とメイン・バルブ内とで2段に平衡をとっている。メイン・バルブ内の平衡油圧はその容量と細い油供給孔の抵抗により油圧緩衝作用をしており圧力波を発生することは少ない。

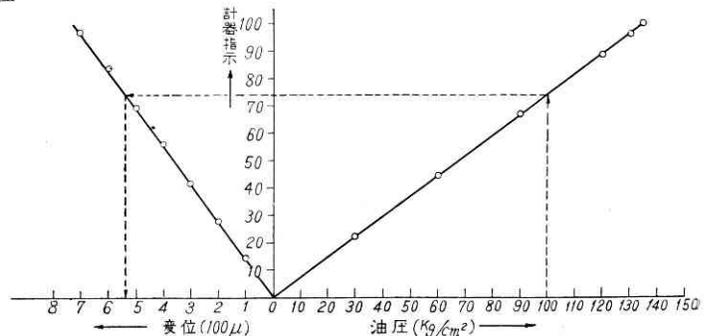


パイロット弁の調圧子ハンドルを回すことによりスプリングの力で決定される平衡油圧がメイン・バルブに加えられる。調圧子スプールの摩擦損失は油圧制御系のヒステリシス・ループの原因となる。したがってこの部分だけ特に

第10図 流量制御弁流量特性



第11図 圧力検出端



第12図 圧力検出端特性

摩擦損失の小なるように改造した。改造前および改造後の減圧弁特性をそれぞれ第 7, 8 図に示す。

b. 流量制御弁 (Y 社製 FG-02)

これは第 9 図に示すようにバルブの中心に調整可能なスロットル・バルブがありその前後の差圧を一定に保持するようになっているので、外部の圧力変動には無関係に一定の流量が保たれる。バルブ開度指示値に対する流量特性を第 10 図に示す。

c. 圧力検出端 (第 11 図)

ブルドン管の圧力-変位特性を油圧試験機およびマイクロメータで測定した結果を第 12 図に示す。

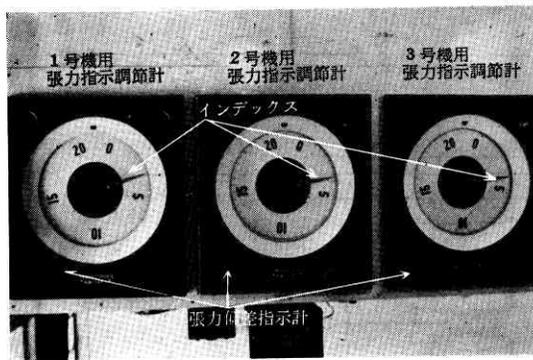
第 4 表 ブルドン管変位

ブルドン管 No.	No. 1	No. 2	No. 3
変位			
最大変位 (116 kg/cm ² の時)	565 μ	620 μ	565 μ
スパン (8.5~116 kg/cm ²)	536 μ	590 μ	536 μ

ブルドン管自由端変位を差動変圧器* コアに伝える部分にコアの機械的零点を調整する零調整ねじが取り付けられてあり、コアはリーフ・スプリングで支えられ、かつコイル・スプリングの力により常に上方へ押し上げられる状態で変位を測定する。

d. 圧力調節計

これは第 14 図に示すように、偏差検出回路、増幅器、偏差信号同期整流回路から成る。



第 13 図 圧力調節計

偏差検出回路

設定用ポテンシオメータ Rws の摺動端子は計器設定用ディスクのインデックス軸の回転と連動する。Rws 両端にかかる差動変圧器 3 次コイルの電圧はコアの変位量には無関係で、計器電源電圧変動の影響を除くため比較電圧として使用される。3 次コイルポテンシオメータでの設定用電圧と 2 次コイル出力端子間のコア変位に比例

* 計測 Vol. 9, No. 6, p. 354 参照

した電圧とが比較されて偏差信号となり増幅器に入る。また VR₂ はスパンの 10% までの零調整用であり、VR₁ は 2 ケの 2 次コイルのコア零点での基本波を打ち消す残留電圧調整用である。偏差検出回路の出力は第 5 表に示す。

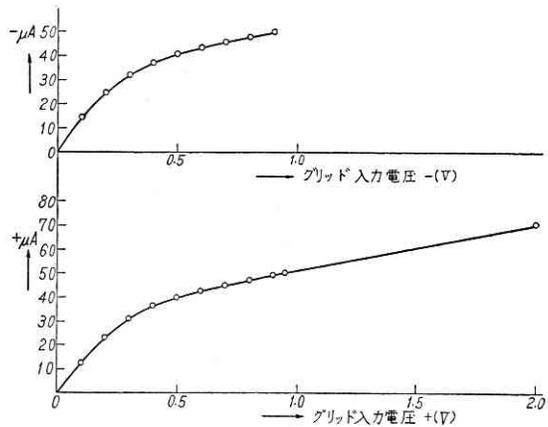
第 5 表 偏差検出回路出力

計器 No.	p-48027	p-48028	p-48029
出力電圧	10.2 mV	10.9 mV	12.0 mV
スパン	530 μ	595 μ	532 μ
残留電圧	2 μ 相当	1 μ 相当	1 μ 相当

増幅器は山武ハネウエル社製 Electronik 用増幅器を 1 部改造して使用した。

偏差信号同期整流回路入力は第 14 図 (次ページ) に示すように、増幅器電圧増幅 3 段プレート出力から取り出してあり、特性は第 15 図に示す。

つぎにサーボ・モータ入力電圧は第 16 図に示すように張力 200 kg の 0.25% の偏差信号で制御巻線電圧はほぼ飽和値に達しており、したがって閉回路の制御動作



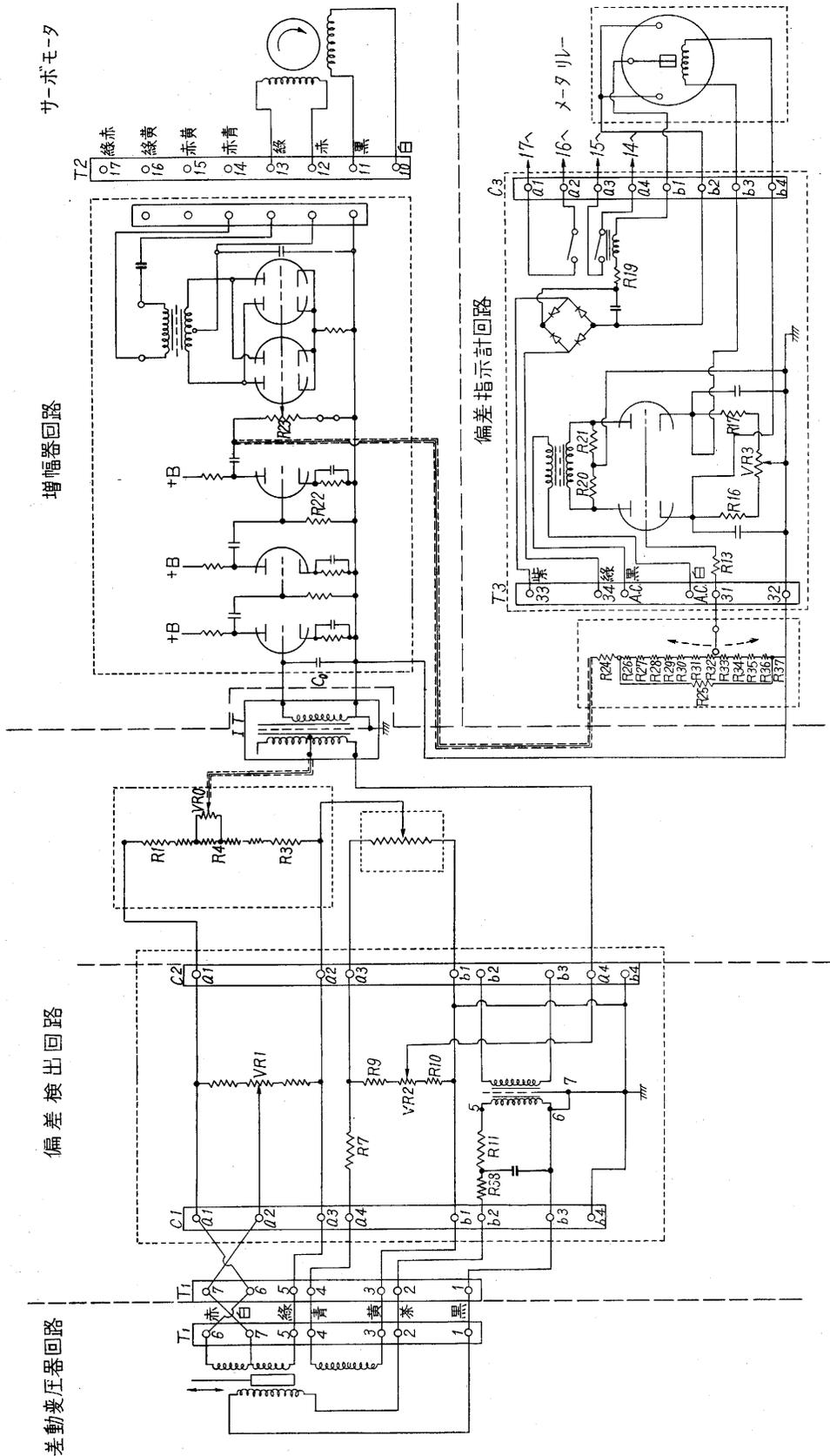
第 15 図 偏差指示計特性

型式はほぼ単速度制御と考えられる。また計器インデックスに偏差信号を与えた時のサーボ・モータ出力軸トルクをトルク計により測定した結果を第 6 表に示す。

第 6 表 サーボ・モータ出力軸トルク

張力設定値	トルク 偏差幅	測定値	フルスケールの 1/1000換算値	減圧弁調整子軸 におけるトルク**
10 kg	+1 kg	2.8 kg-cm	560 g-cm	6.7 kg-cm
	-1 kg	2.0 kg-cm	400 g-cm	4.8 kg-cm
5 kg	+1 kg	2.9 kg-cm	580 g-cm	7 kg-cm
	-1 kg	1.95 kg-cm	390 g-cm	4.7 kg-cm

** 減速比 1/12 の歯車列での摩擦損失を零と仮定した時の実験値からの換算値



サーボモータ

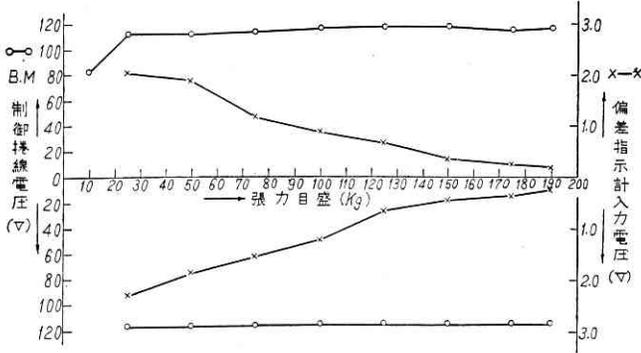
増幅器回路

偏差検出回路

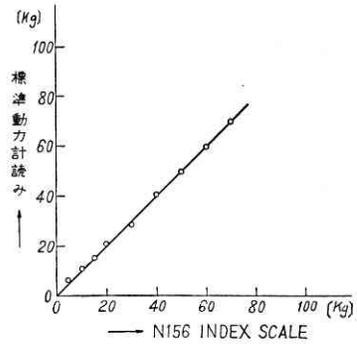
差動変圧器回路

偏差指示計回路

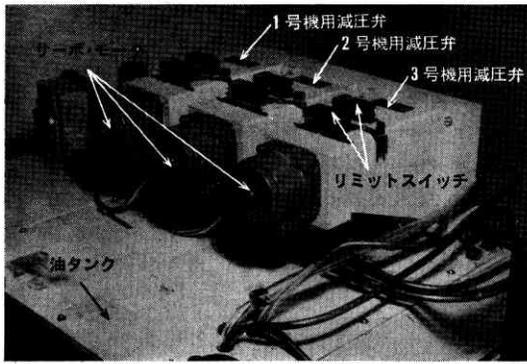
第14図 圧力調節計回路



第 16 図 計器特性



第 19 図 2号油圧シリンダ



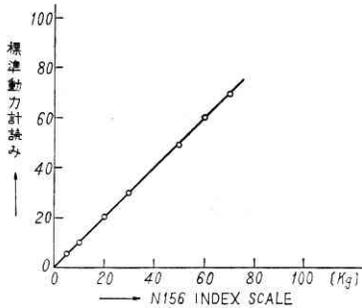
第 17 図 サーボ機構

油圧減圧弁調圧子軸の摩擦トルクは 3.2 kg-cm であるため、減速ギヤでの摩擦損失があっても張力 4 kg の 5% 以内の偏差信号でサーボ・モータは働き調圧子軸を駆動できる。

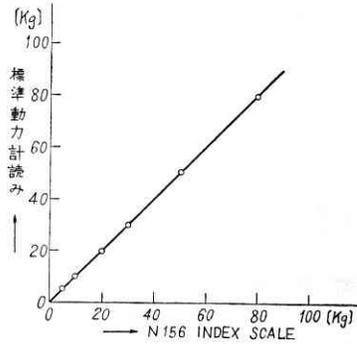
III. 総合実験結果ならびに検討

(1) 静特性

油圧シリンダのピストン・ロッドとダンサーロール間に標準動力計を取り付け計器の張力設定値に対する実際の張力を 1, 2, 3 号の各調節計について測定した結果を第 18~20 図に示す。ただし使用した標準動力計はフルスケール 200 kg の 0.5% 以内の精度のものである。



第 18 図 1号油圧シリンダ



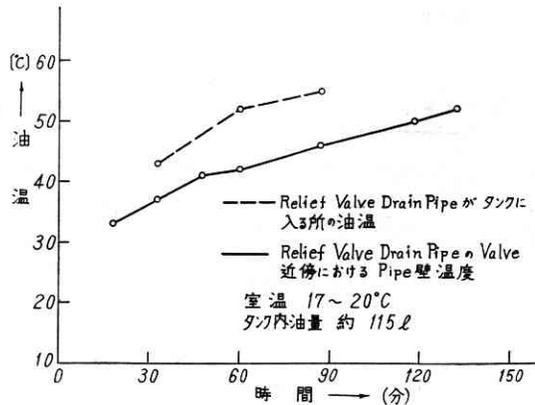
第 20 図 3号油圧シリンダ

つぎに油圧機器の使用に際して重要な条件は油温である。油は温度により粘度が広範囲に変化し、ある温度範囲外では油圧機器の性能の劣化あるいは損傷をもたらす。本装置の油圧機器に使用した油 Daphne Hydraulic Fluid A の最適運転温度は 43~55°C とされている。

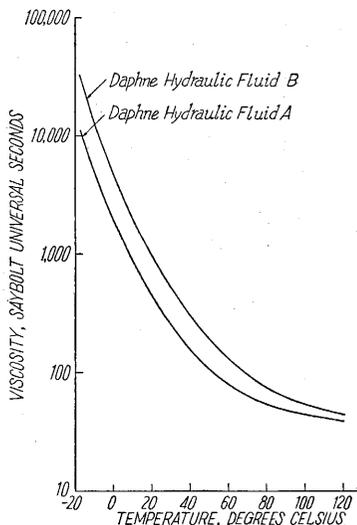
実際の運転状況におけるポンプ起動後の時間と油温の関係を測定した結果を第 21 図に示す。

ただし、タンク内油量=115 l (ポンプ吐出量は約 4.3 l/min) 室温=17~20°C

これは短時間の油温上昇のデータのため大体最適運転温度が保たれているが、将来さらに長時間の連続運転が



第 21 図 ポンプ起動後の時間と油温の関係



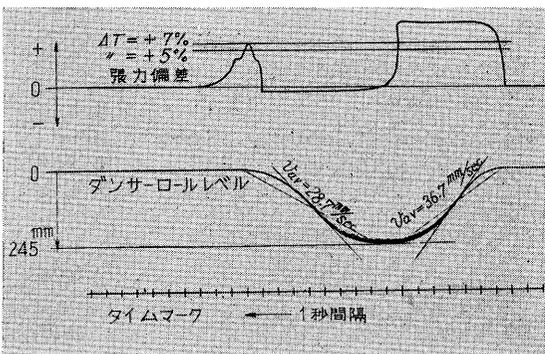
第 22 図 油温-粘度特性

予想されるので油タンク内に冷却蛇管を取り付けた。

なお参考までに使用油の温度-粘度特性を第 22 図に示す。

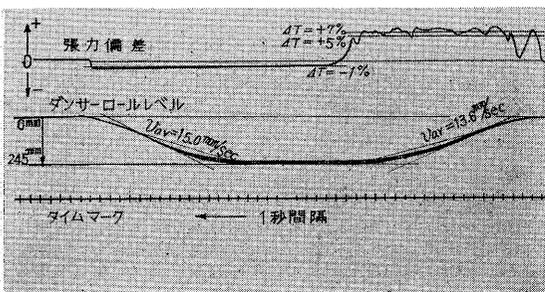
(2) 動特性

油圧制御系の大なる外乱源としてはダンサーロール上下動による減圧弁流量の変化率が考えられる。



ダンサーロールの上昇下降による張力偏差

第 23 図 2 号系統 open loop 特性



ダンサーロールの上昇下降による張力偏差

第 24 図 2 号系統 open loop 特性

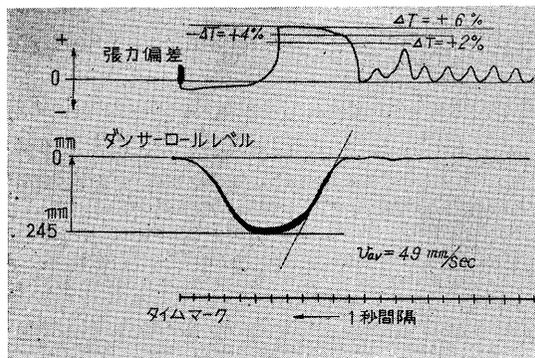
ダンサーロールが下降する場合は、油の流れは減圧弁 1 次側より 2 次側へと正規の方向への流れである。しかも減圧弁の公称流量は 36 l/min で、ダンサーロールが最高速度 30 mm/sec で下降してもその流量はシリンダでのリーク量も含めて約 1 l/min であるので、減圧弁 2 次側での圧力降下は少ないと考えられる。

しかしダンサーロールが上昇する場合、油は減圧 2 次側からドレーン側へと押し出されねばならないため、ダンサーロール上昇開始の瞬間に減圧弁 2 次側圧力に急激な上昇で現われる。この急激な圧力初期偏差はサーボ機構による訂正動作では追従できず、この初期偏差を油圧制御弁自体の組合せにより、いかに減少させるかが本実験の焦点となったことをつぎのデータにより示す。したがって動特性においてはサーボ機構の機能は張力偏差積分値を小にする点に限定されている。

1) 開回路および閉回路特性の比較

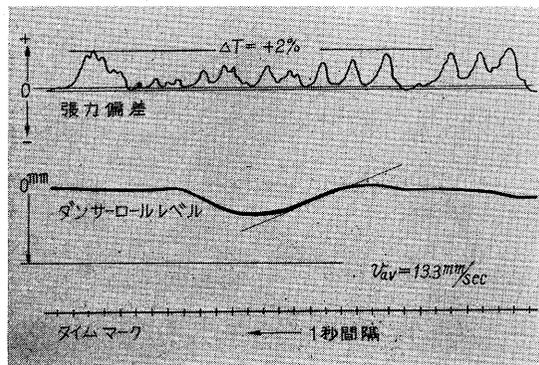
サーボ・モータを油圧減圧弁から外した開回路においてダンサーロールを上下させた時の張力偏差を第 23 図および第 24 図に示す。

つぎに閉回路での張力偏差を第 25 図および第 26 図に示す。



ダンサーロールの上昇下降による張力偏差

第 25 図 2 号系統 closed loop 特性



ダンサーロールの上昇下降による張力偏差

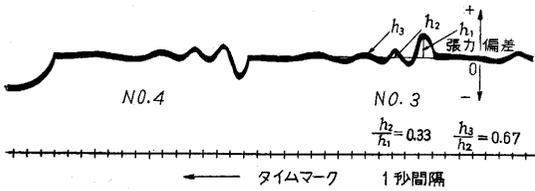
第 26 図 2 号系統 closed loop 特性

開回路と閉回路とでは張力設定値が異なるため、厳密な比較はできないが、

- a. 第 24 図と第 26 図を比較すると閉回路では張力偏差積分は開回路よりはるかに少ない。
- b. 初期偏差は閉回路の場合開回路のそれより大なることはない。
- c. 同一張力設定値の場合開回路、閉回路ともダンサーロール立上りにおける加速度が大である程張力初期偏差は大である。

2) 閉回路特性

閉回路特性の一つとして、調節計インデックスに階段状変化を入れた場合の過渡応答を第 27 図に示す。



第 27 図 計器インデックスに階段状変化を与えた時の応答

No. 2, No. 3 のデータにつき振幅減衰比をとると、

No. 2 $h_2/h_1 = 0.377$ $h_3/h_2 = 0.632$

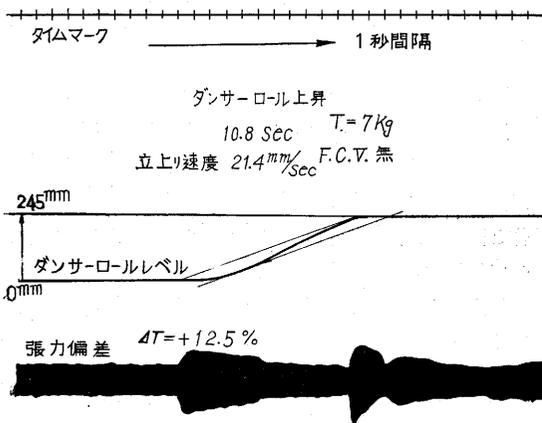
No. 3 $h_2/h_1 = 0.33$ $h_3/h_2 = 0.67$

となる。

3) ダンサーロール上下動と張力偏差との関係

フープを圧延機に通し、ダンサーロールにランダムな上下動の外乱を与える数回の実験によりつぎの現象が確認された。

- a. 張力偏差はダンサーロール上昇時には大で下降時には小である。
- b. 上昇時の張力初期偏差はダンサーロール立上り時の加速度が大である程大である。ダンサーロール立上り時の加速度と張力初期偏差との関係を求めるた



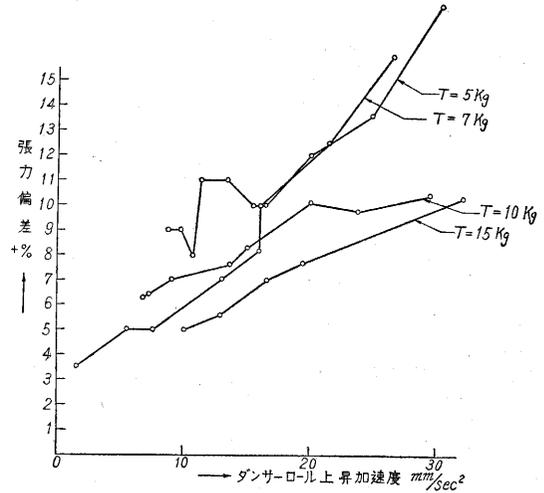
第 28 図 ダンサーロール上昇による張力偏差 (流量制御弁の無い場合)

めつぎの実験を行なった。

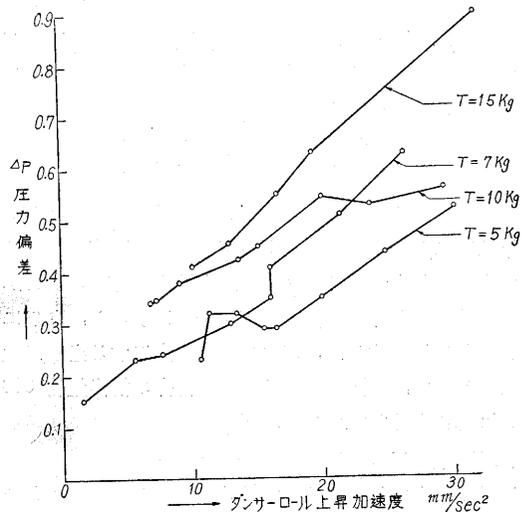
すなわち、ガイド・ロールを試験スタンドに固定し、重錘によりケーブルを介してダンサーロールを一定速度で上下させ、閉回路での張力偏差を記録させた。なお張力偏差は偏差信号同期整流回路での飽和特性をさけるため、電圧増幅段から交流信号のまま取り出した。

その結果を第 28~30 図に示す。

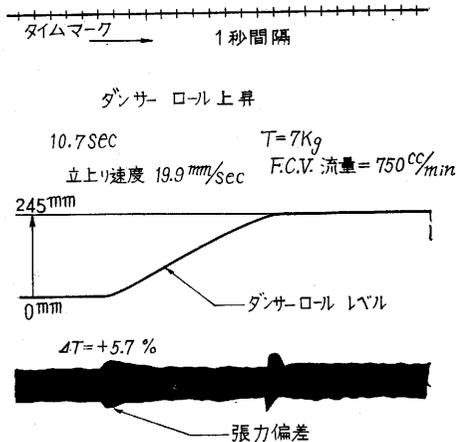
第 29 図から判るように、ダンサーロール上昇加速度が同一の場合、張力偏差 [%] は、張力設定値が大なる程小である。これを圧力偏差 [ΔP] に換算してみると第 30 図に示すとおりで、圧力偏差 ΔP は設定圧 P が増加するに従って増加するが、ΔP/P は P が増加すると減少する。したがって、張力設定値が最小の時の張力偏差を考えると、 $T=5 \text{ kg}$ で加速度 = 30 mm/sec^2 の時張力偏差



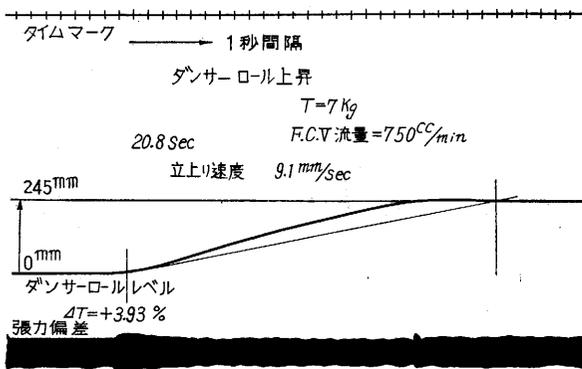
第 29 図 ダンサーロール加速度と張力偏差 (流量制御弁無)



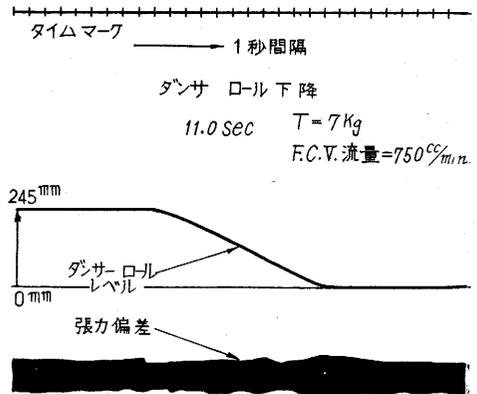
第 30 図 ダンサーロール加速度と圧力偏差 (流量制御弁無)



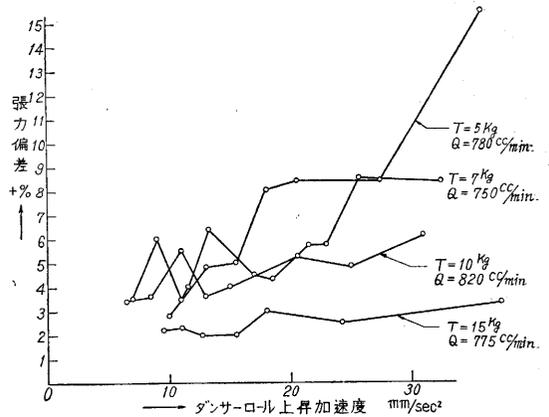
第 31 図 ダンサーロール上昇による張力偏差 (流量制御弁のある場合)



第 32 図 ダンサーロール下降による張力偏差 (流量制御弁のある場合)



第 33 図 ダンサーロール下降による張力偏差 (流量制御弁のある場合)



第 34 図 ダンサーロール加速度と張力偏差 (流量制御弁有)

は +18% である。

ダンサーロールが上昇する時に減圧弁 2 次圧力偏差が高く現われるのは、減圧弁ドレーン容量の不足によるものである。ダンサーロール下降時は張力偏差がほとんどないことから上昇時でも減圧弁のドレーン容量内であるようにするため、減圧弁 2 次側に流量制御弁をつけ、ダンサーロール上昇時においても常に減圧弁 2 次側に油を流す状態で実験を行なった結果を第 31~34 図に示す。第 29 図と第 34 図を比較すると、流量制御弁を加えた効果は特にダンサーロール上昇開始時の加速度の大なる所で大で、張力偏差は約 40% 以上減少していることが判る。流量制御弁から逃す油流量を大にすると、さらに張力偏差は減少するが、ポンプ容量を大にする必要が生じてくるので、今回の実験は流量制御弁の排出量約 800 cc/min まで実験を中止した。

4) 実験結果の総括

流量制御弁を加えた時の実験結果をまとめるとつぎのとおりである (第 34 図参照)。

a. ダンサーロール上昇加速度が 30 mm/sec² の時、

各設定値に対する張力偏差は第 7 表のとおりである (流量制御弁排出量 800 cc/min)。

第 7 表 張力偏差

張力設定値	15 kg	10 kg	7 kg	5 kg
張力偏差	3%以内	6%以内	8%以内	10%以内

b. ダンサーロール下降時では加速度が 30 mm/sec² の時でも張力偏差はほとんどない。

IV. 結言

連続圧延の行程において、フープにかかる張力はその偏差積分値を小さくとすると同時に初期偏差を小さくすることが重要な課題である。そのためには閉回路による訂正動作と同時に、油圧制御弁の自己制御性をいかに組み合わせて使用するかが装置の機能を左右する。

以上のようにほぼ所期の性能を得たので、不備の点もあるが今回は実験を終了した。擧筆に当たり本装置の実験に関し、種々ご指導をいただいた鈴木教授ならびに鈴木研究室員、第二精工舎佐藤研究部長に感謝するとともに、製作に当たりご協力をいただいた共和無線研究所杉山氏、精研工業赤城氏に感謝する。(1959. 9. 8)