

巻上機の空気ブレーキに関する一実験 (第1報)

渋谷 英 寅* 渡 部 富 治**

Some Experiments on Air Brake of Winders (Part 1)

By Hidetora Shibuya and Tomiji Watabe
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The operation of large capacity winding machines has been in a trend to entire automatization throughout its procedure from starting to stopping. And to accomplish such automatic control it is necessary to have recourse on the one hand to electric controlling and on the other to mechanical brake for the control of main motor. However, as long as the mechanical brake system by means of compressed air is concerned there are much to be improved in its accuracy and quick responsivity.

With the above in view, the writers conducted a series of fundamental experiments and, basing on their results analyzed the quick responsivity and the accuracy of air braking under various given conditions. This report deals exclusively with the above experimentation.

Further, in these experiments, only the winding machine in standstill at the factory was available, and the writers suggest that more exhaustive experiments should be made using actually loaded machines in operation before they could introduce their theoretical conclusion.

[I] 緒 言

大型巻上機の制動には空気ブレーキエンジンを使うのが普通であるが、これに関する実験は比較的少い。

一方大型巻上機は速度制御は起動から停止まで全自動化される機運に向つており、そのため空気ブレーキに対し今までより遙かに高い性能が要求されて来た。

この実験は空気ブレーキエンジンの代表例として、交流 350 kW 単胴複巻巻上機に附属する空気ブレーキエンジンを探り上げ、次の諸点を解析しようとしたものである。

(1) 常用ブレーキハンドル動きに対する実際制動力の応答度は、どの程度完全なものか?

[備考] 巻上機の起動、停止に際しては何時も

機械的制動 (圧気常用制動) $\begin{matrix} \text{起動} \\ \rightleftharpoons \\ \text{電氣的駆動} \\ \text{制動} \end{matrix}$

の変換が行われ、この両操作のどちらをも円滑に安全に行うための第一要件として、上の応答度の良い事が強く要求される。

(2) 非常制動の速応度

(3) 空気ブレーキエンジン設計上に必要なその他の諸要目

供試巻上機の制動方式は、今までの日立方式に対し常用制動の速応度を高めるよう一部に改造を加えたものである。しかしブレーキエンジン機構各部の設計は在来のまゝであつて、速応度や正確度を高める余地がまだ残されていることを知りつゝそのまゝ実験を行つたものである。

又この実験は工場内実験のため総べて静止状態で行つた。

この報告はまだ実験結果の記述に止まり、詳細な解析は後報にゆずる。

* ** 日立製作所亀有工場

第1表 350kW A.C. 巻空気ブレーキ方式

Table 1. Compressed Air-Operated Brake System for 350kW A.C. Winder

	常用	保安		
		非常	超非常	
用途	普通回転の場合の減速、停止、起動、増速に使われる制動	何か異常があつた時、自動又は人為的にかける制動	* 異常があつても万一非常制動が効かない場合に効かせる制動	
使用頻度	最大	稀	最も稀	
制動場合		1. 自動的 1.1 過負速荷巻電 1.2 過負速荷巻電 1.3 過負速荷巻電 1.4 停止 2. 人為的	1. 自動的 1.1 圧気圧力不足 1.2 制動力不足 1.3 停電 2. 人為的	
要求される性能	1. 制動の場合の速応性 2. 解除の場合の速応性 3. 正確度			
ポジティブかネガティブか	ポジティブ 常用シリンダと常用ブレーキ機構利用		ネガティブ 超非常シリンダと超非常ブレーキ機構利用	
操作方法	調圧弁を常用ブレーキハンドルで動かす	マグネットの消磁で調圧弁を動かす	超非常弁をマグネットの消磁で切替える	
ブレーキエンヂン主要仕様	ブシ径 (mm)	480φ		480φ
	レリオン許容最大ストローク (mm)	105		125
	キダストロークボリューム (l)	19		22.5
	使用弁	1½"φ 調圧弁、最小流路断面積 1½"φ ガス管相当		旧型超非常弁 最小流路断面積 0.7 cm ²
	配管	1"φ ガス管 流路断面積 6 cm ²		1"φ ガス管
			長さ (m)	容積 (l)
制動側		6.9	4.1 ** (22%)	9
解除側	4.3	2.6 ** (14%)	7	
ブレーキレバ比	6		6.3	
ブレーキドラム径 (mm)	3,834φ			
ブレーキライニング	木			

備考 * 超非常制動は、停止後一時的に静止して置こうとする場合にも使われる。

** () 内 % はストロークボリュームに対するものである。

第2図に示す。

[IV] 実験装置と実験結果

実験装置の概要は第2図に示してある。

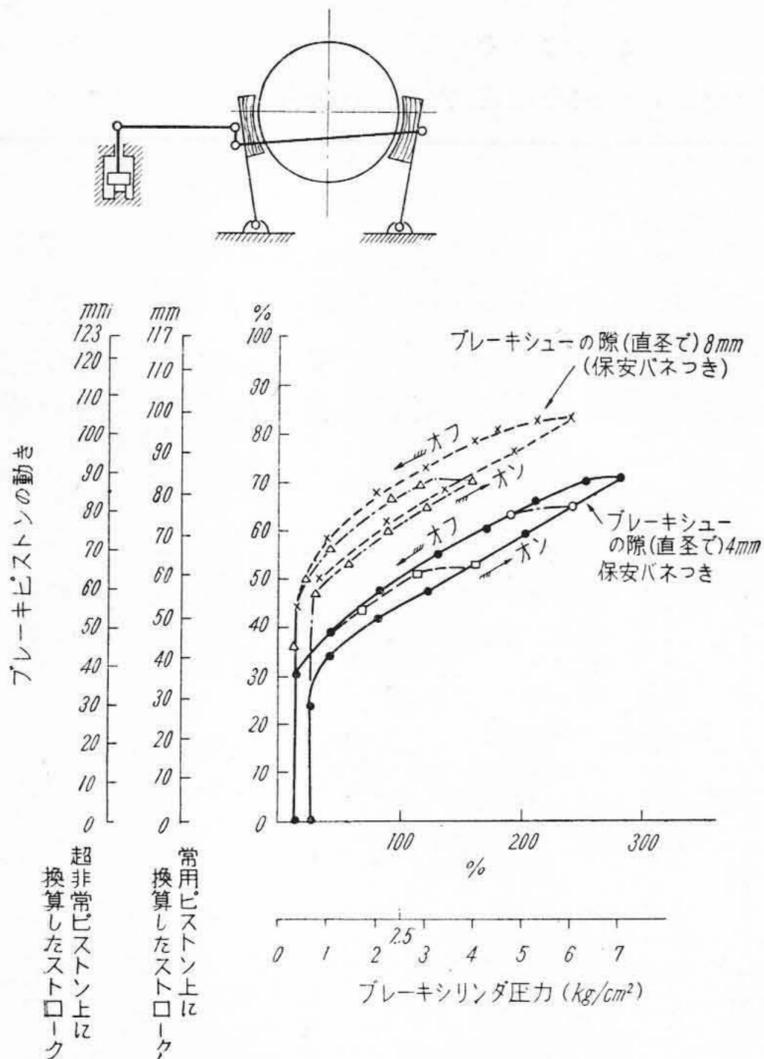
制動力の測定には光電管式歪計を使用し、圧力の測定には磁歪管式圧力計及び普通のブルドン管圧力計を使用した。機構部の移動位置の測定には、摺動抵抗線式を用いるか或は実測によつて見出し、動的測定結果の記録は総べてオシログラフによつた。以下実験結果に就いて述べよう。

(1) 静的試験

(A) 制動機構の弾性的性質

制動機構は弾性体である各メンバーが結合されて一組の弾性系を形成している。従つて制動時には制動力に応じた撓みを発生する。その測定結果の代表例を第3図に示す。(次頁参照)

第3図は常用制動機構の撓みの測定結果である。横軸にはブレーキシリンダ圧力を取り、縦軸にはピストンの動き及び制動機構の総合撓みを表わす。この撓みはブレーキドラムにブレーキシューを接触させて、ブレーキシ



第 3 図 常用制動機構の撓み曲線
Fig. 3. Deflexion Curve of Service Brake Gear

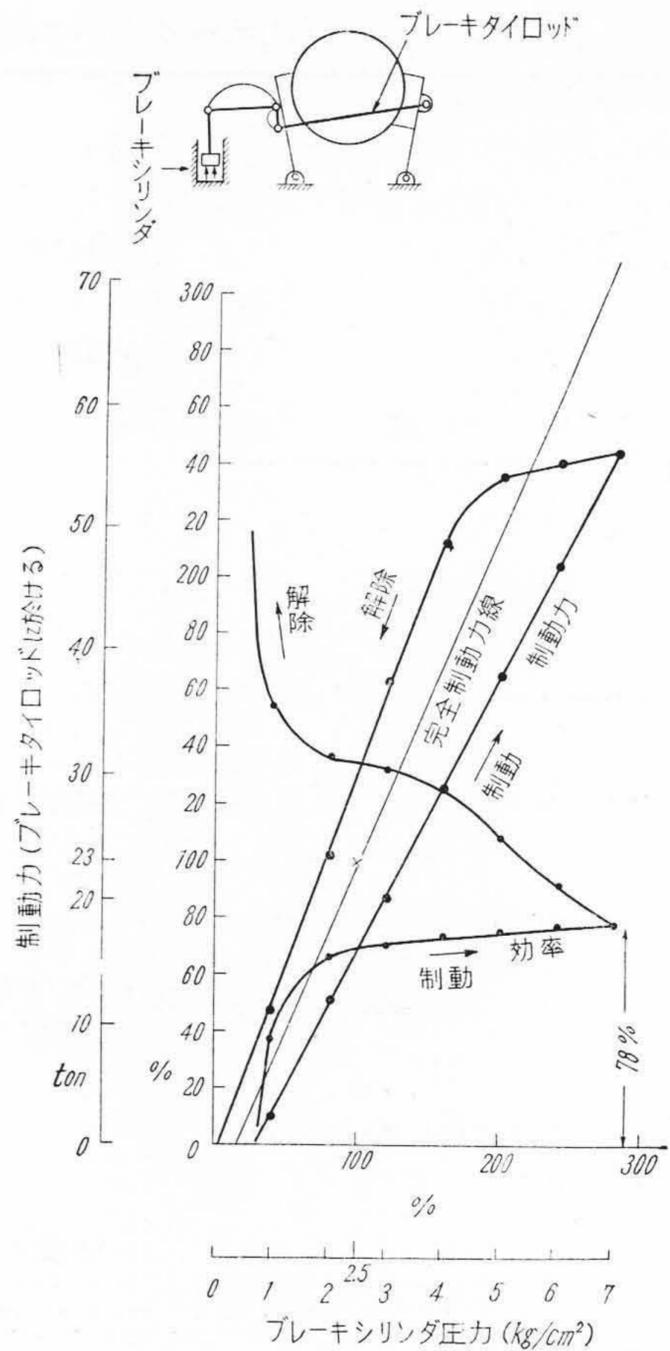
リンドに気圧を加えた時にピストンの移動する行程によつて示した。これらの曲線は摩擦の影響によつて制動行程と解除行程との間には相当巾の広いヒステリシスループが生じている。図に示すように常用制動の際、デュティサイクルで定められた規定の制動減速度を与える圧気圧力は 2.5 kg/cm^2 (これを圧気圧力の 100% にとる) で、この時の制動機構の撓みは常用ブレーキピストンの総ストローク (117mm) の約 20% に相当する。最高圧力 7 kg/cm^2 (約 280% 圧力) の場合に於ける撓みは、常用ブレーキピストンの総ストローク (117mm) の約 40% に達する。

この常用制動機構の各部の撓みを箇々に取り出して測定した結果は、ブレーキシャフトの振れとブレーキシューのつぶれが大きく、それに次いで保安バネの撓みとタイロッドの伸び及びブレーキドラムの弾性変形が利いている事を示した。

超非常制動機構の総合撓みは、最大 (常用ブレーキシリンダ圧力 3.7 kg/cm^2 相当のネガティブウエイトが働いている状態) 常用ブレーキピストン上のストロークに換算して、その総ストロークの約 25% である。

(B) 制動力の伝達効率

制動力の伝達効率は制動機の性能と直接大きな関係を持つている。第 4 図はその測定結果の一例である。



第 4 図 常用制動機の制動力伝達効率曲線
測定器 制動力: ブレーキタイロッド=HAI型
3号光電管歪計取付
圧力: ブルドンゲージ
Fig. 4. Efficiency Curve of Mechanical Service Brake Engine

第 4 図は常用制動機制動力の伝達効率を示す。図に於てブルドン管圧力計で読んだブレーキシリンダ圧力値を横軸にとり、光電管歪計によつて読んだブレーキタイロッド上の制動力の値を縦軸にとり、これらを座標として図上に測定点を写し出し、測定点を連結して制動力ヒステリシスループを画き出してある。

図中に完全制動力線と記入した傾斜直線は、制動機構に摩擦が全くないと仮定した場合のブレーキシリンダ気圧とタイロッド制動力との関係を示す直線である。

制動力伝達効率とは任意のブレーキシリンダ圧力に対する垂線を引きこの垂線が制動力ヒステリシスループを切る上下両点の高さで示す制動力を、完全制動力線を切る高さで除した値を示す。これらの効率値を同一垂線上

に適切な尺度で写し出し、又他の気圧に相当する他の垂線を引き、この垂線の上にも同じ手続きにより見出した伝達効率の二つの値を同一尺度で写し出す。これらの点を連結したものが制動力伝達効率曲線である。

第4図に於て制動時の制動力伝達効率は普通の使用圧気範囲に於ては最高78%程度である。常用制動時に於けるモータ側タイロッドとモータ反対側タイロッドに於ける箇々の制動力の差は実用上差支えない程度である。

超非常制動機の制動力伝達効率は、制動時に於て常用制動機のそれより低く最高70%程度である。これはリンクのピン結合部分が多い事に原因していると思われる。

(C) 制動機構の摩擦

こゝでは制動機構の機械的摩擦のみに就いて述べる。

常用制動機構を大まかにブレーキピストン部分とリンク部分とに大別し、それぞれブレーキピストンとリンク部分の摩擦を求めると、ブレーキピストン部分に於て常用圧力附近に於ける摩擦によるブレーキピストン推力の損失度は、圧気漏れ止用皮パッキング1枚及び2枚挿入の場合ほとんど同じで5~6%である。

ピストンロッド上の制動力が、ピストンロッドからブレーキタイロッドまで伝達される間に失はれるリンク部分の摩擦による制動力の損失度は、常用圧力附近に於て16~20%である。

(D) 制動機構の慣性

制動機構の慣性は急制動時に於ける各部制動機構の加速に抵抗して速応性を害し、又制動の際にはショックの原因になつている。

常用制動機構に於ては、慣性による影響は実用上全く無視し得る程度である。

超非常制動機構の慣性値は、常用制動機構のそれに比べて40倍近く、これが直接間接悪影響を及ぼす。このため制動遊び時間が0.65~0.95秒程度になつている。

(E) その他

常用制動操作機構のガタは、ブレーキレバ↔調圧弁調圧棒の間に於て、調圧棒総ストロークの3~4%相当程度である。

制動機構そのものゝガタは問題にしなくてもよい程度である。

調圧弁を操作するに要する力は、レシーバ圧力7kg/cm²の場合調圧棒のところで最大12kg程度である。

圧気系統からの空気漏れも実用上ほとんど差支えない程度である。

(2) 動的試験

本項では常用制動の応答度及び非常、超非常制動の速応度に就いて測定結果を述べる。

動的試験の測定結果オシログラムの数例を第5図に示す。それぞれの制動状態、試験条件及びその他の諸項目は図中に記した通りである。

(A) 常用制動

常用制動の動的試験に於ける測定項目は第2表に記した通りである。

第5図のオシログラム写真の中で、上の二つ (No. 3, 4) は常用制動測定結果の代表例である。これは何れも左から右へ

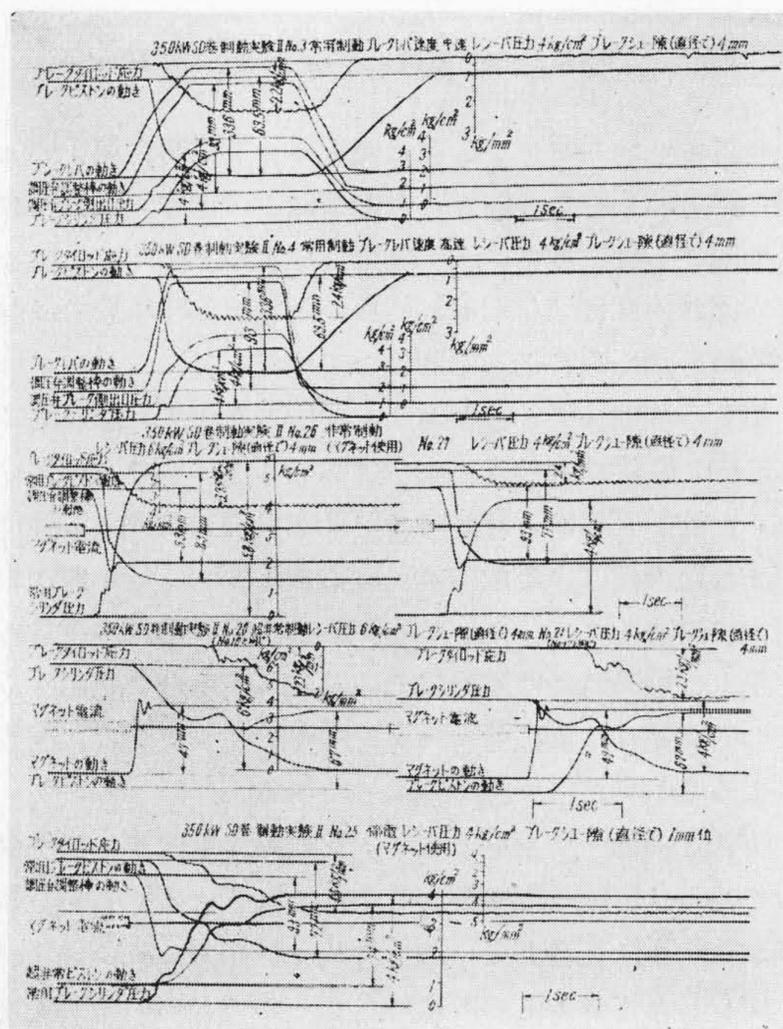
制動解除状態 → 制動 → 解除

第2表 常用制動試験の測定項目

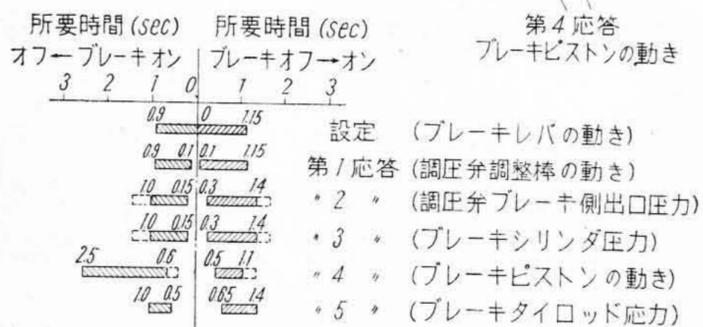
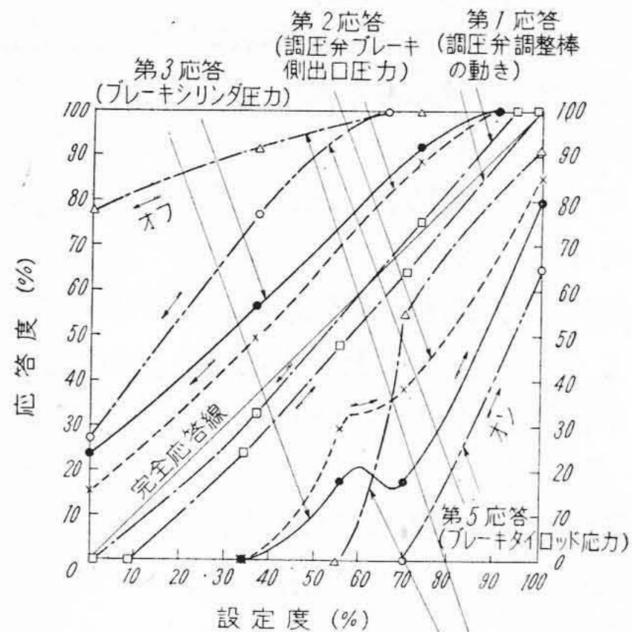
Table 2. Measured Items in Service Brake Test

動作の進む方向 (順序)	測定項目	測定箇所
(1)	ブレーキレバの動き	ブレーキレバ
(2)	調圧弁調圧棒の動き	調圧弁調圧棒
(3)	調圧弁ブレーキ側出口圧力	調圧弁ブレーキ側出口
(4)	ブレーキシリンダ圧力	ブレーキシリンダ
(5)	ブレーキピストンの動き	ピストンロッド
(6)	ブレーキタイロッド応力 (ブレーキタイロッド上に於ける制動力)	ブレーキタイロッド

備考 測定箇所に就いては第2図参照のこと。



第5図 制動試験オシログラム
Fig. 5. Oscillogram of Dynamic Braking Tests



備考 実線で示したのは特に作動が長引く場合で
 その場合の「 \square 」実線: 始点又は100%完了点
 「 \square 」実線: 10%始点又は30%を有して示る

第6図 常用制動の応答度曲線

試験条件 ブレーキレバ速度 中速
 レシーバ圧力 4kg/cm²
 ブレーキシュー隙(直径で) 4mm

Fig. 6. Response Curve of Service Brake

を行つた状態を記録したものである。

このオシログラムを更に応答度の比較に便なように書き換えたものが第6図、第7図である。

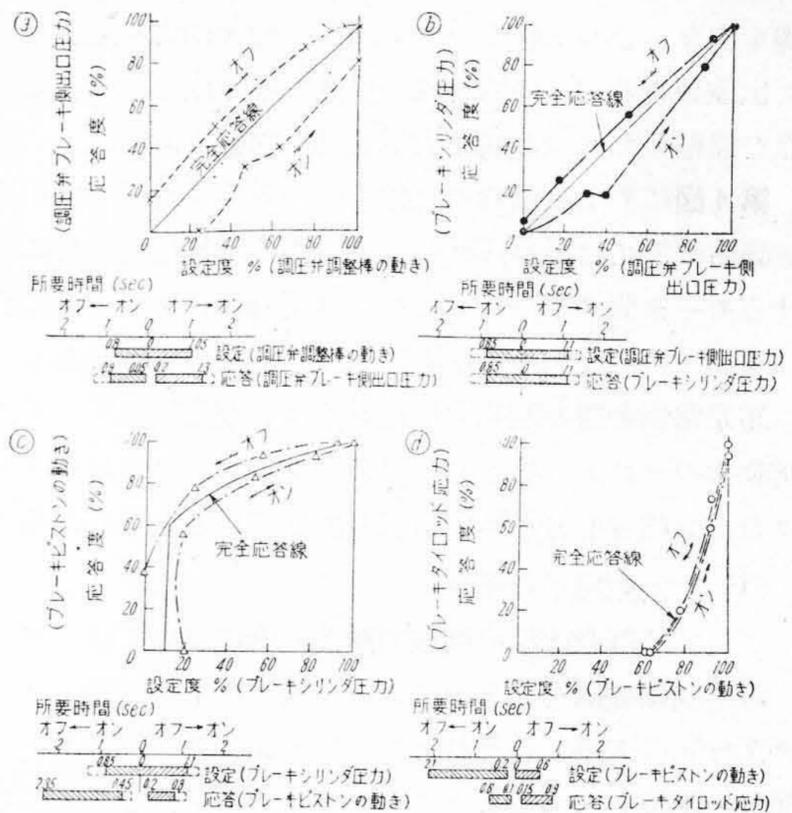
第6図は横軸に設定度% (ブレーキレバの動き) を取り、縦軸にはブレーキレバの各移動位置 (設定度) に対応する各測定箇所における各々の応答度% (第1~5 応答) を取つてある。又図中に示した完全応答線と名付ける傾斜直線は、遅れや摩擦が全くないと仮定した場合に於ける設定度と応答度との関係を示す。

図中の第1 応答線 (調圧弁調整棒の動きを示す) は、制動行程と解除行程とに於て細長いヒステリシスループを画いている。このヒステリシスループは調圧棒の動きの応答遅れに原因するものであつて、ヒステリシスループによつて閉ざされた面積の広さは、応答遅れの度合いを示す。又この応答遅れは、その大部分が

ブレーキレバ ←→ 調圧弁調整棒

間に於ける結合部分の予圧縮とガタによつて生じている。

第2 応答線 (調圧弁ブレーキ側出口圧力を示す) は、制動行程と解除行程に於て、第1 応答線より更に巾の広



第7図 常用制動の応答度曲線

試験条件 ブレーキレバ速度 中速
 レシーバ圧力 4kg/cm²
 ブレーキシュー隙(直径で) 4mm

- 1) 調圧弁ブレーキ側出口圧力 (max.)=4 kg/cm²
- 2) ブレーキシリンダ圧力 (max.)=4 kg/cm²
- 3) ブレーキピストンの動き (max.)=69.5 mm
- 4) ブレーキタイロッド応力 (max.)=2.2 kg/mm²
- 5) ブレーキシリンダ容積 (max.)=13.5 l
- 6) 配管の容積=2.2 l

Fig. 7. Response Curve of Service Brake

いヒステリシスループを画いている。制動時の第1 応答線と第2 応答線とに囲まれた面積は、調圧弁調整棒の動きに対する調圧弁ブレーキ側出口圧力の制動時に於ける応答遅れの度合いを示し、同様に制動解除時に於ては解除時に於ける応答遅れの度合いを示す。

第3 応答線 (ブレーキシリンダ圧力を示す) は、第2 応答線より更に巾の広いヒステリシスループを画いている。前述と同様に、制動時の第2 応答線と第3 応答線に囲まれた面積は、制動時に於ける調圧弁ブレーキ側出口圧力に対するブレーキシリンダ圧力の応答遅れの度合いを示し、解除時には解除時の応答遅れの度合いを示す。この応答遅れは調圧弁←→ブレーキシリンダ間の、配管による空気抵抗に原因するものである。

第4 応答線 (ブレーキピストンの動きを示す) の制御時の始点は、第3 応答線より更に遅れている。しかし始点から急激に上昇している。これは最初ブレーキシューとブレーキドラムとの間に隙があるので、この隙が無くなるまでの範囲はブレーキピストンが殆ど無抵抗に上昇するためである。従つてこの範囲ではブレーキシリンダ容積の増加率は激しく、この範囲に相当する第3 応答線

は上昇を示していない。又ブレーキシューがブレーキドラムに接した点からブレーキピストンの動きは減少し、この点より横軸に下した垂線と第3応答線との交点より再び第3応答線の上昇が起り、同時に第5応答線はこの垂線の足より発生している。

第5応答線（ブレーキタイロッド応力を示す）の画くヒステリシスループは非常に大きい。その占める面積は、制動時と解除時とに於けるブレーキレバに対する実際制動力の、制動時及び解除時の応答遅れの度合いを示す。その割合は座標軸と設定度及び応答度100%直線とで囲む正方形面積（この面積は制動及び解除時に於て、常に応答度0%の場合に於ける制動及び解除時の総合応答遅れの度合いを示す）の約70%を占めている。

又第6図中に各測定箇所の作動所要時間の状態を附記した。この中で点線で示したものは最初或は作動範囲に於て作動所要時間が長引く場合の指示に用いたもので、この場合に於ける作動状態と行動所要時間との関係は、図中に記した通りである。（以下同様）

第6図に示した応答度曲線の一つ一つ取り出して、

- Ⓐ（設定） 調圧弁調圧棒の動きに対する調圧弁ブレーキ側出口圧力の応答度
- Ⓑ（設定） 調圧弁ブレーキ側出口圧力に対するブレーキシリンダ圧力の応答度
- Ⓒ（設定） ブレーキシリンダ圧力に対するブレーキピストンの応答度
- Ⓓ（設定） ブレーキピストンの動きに対するブレーキタイロッド応力の応答度

のように分析して示したものが第7図である。

第7図中には各々の応答に全く遅れが無い場合を仮定して、その場合の設定度と応答度との関係を、完全応答線と名付けてそれぞれの図中に示した。

第7図によれば各測定箇所毎に於ける各応答遅れの度合いを容易に知る事が出来、この中で最も著しいのはⒶの調圧弁の応答遅れである。

同一制動機構の下に於ける制動力の応答度は
 ブレーキレバ操作速度が低速より高速になる程
 ブレーキシュー隙が大きい程
 レシーバ圧力が低い程

悪くなると推察される。

a. 圧気圧力の影響

一般に空気制動機に用いられる圧気は、レシーバタンクに於ける圧力が4~7kg/cm²程度の範囲内で変化することが許されている。

圧気圧力4~7kg/cm²の範囲では、圧気圧力の変化の各部応答度に対する影響は余り大きくない。

又作動所要時間は、圧気圧力が高くなるに従つて制動

力の飽和所要時間が幾分伸びる傾向を持つている。

b. ブレーキシュー隙の影響

ブレーキドラムは運転中の制動発熱により膨脹するので、ブレーキシューとブレーキドラム間には予め制動解除状態で適当な隙を与えて置かねばならない。

隙が増加すると制動時の制動力応答度が低下する。これは制動操作をしてからブレーキタイロッド上に制動力が発生するまでの時間遅れが増す事に原因している。しかし隙（直径で）0→8mmに変化させた場合のこの時間遅れの増加は、圧力4~7kg/cm²の場合約10%位で比較的少い。又ショックは殆ど現われない。

c. 制動操作による影響

ブレーキレバは普通1ストロークの所要時間0.3~5秒位の範囲の操作速度で操作される。

ブレーキレバ操作速度が速くなると、各部の所要時間は短縮されるが応答度は逆に低下する。この低下の割合はブレーキレバ1ストロークの操作時間2秒以下の範囲で著しく増加して来る。

(B) 非常制動

本実験に使用された巻上機用制動機の非常制動方式は、非常の場合に「錘の動きを利用して調圧弁を操作させ非常制動を行う方式」であつて、この点普通の日立方式（ブレーキシリンダへの圧気通路を切換えることによつて非常制動を行う方式）と異つている。

非常制動実験のオッシログラムは第5図の上から3番目に示した通りである。図はレシーバ圧力4, 6kg/cm²の場合で、それぞれ左から右へブレーキオフ→オンに移行した時の図に記した各部の作動状態を記録してある。

非常制動に於て錘を操作するのに、押上機を使用した場合とマグネットを使用した場合の作動所要時間を比較すると、前者は後者に比べて作動所要時間が長く、しかも最初の作動遅れが制動力の作動遅れで1.1秒程度で相当に大きい。制動力の最初の作動遅れは、巻下げ制動時の制動距離を著しく伸ばす結果になるので（後述する第9図参照）、押上機の使用は好ましくない。

(C) 超非常制動

超非常制動機の制動性能は当然出来るだけ良いことが望まれるが、超非常制動機構の運動部分の慣性が非常に大きいので（前述IV.(D)参照）、それが直接間接に超非常制動時の制動遅れの原因になつている。又超非常弁は、制動機の大きさに応じて排気口の最少流路断面積をこの型式のように加減出来る事が望ましい。

本実験の場合に於ける制動力の最初の時間遅れは0.65~0.95秒程度である。

(D) 停電の場合

停電の場合の測定結果の例は第5図の一番下に示して

ある。図は左から右へブレーキオフの状態から、停電によつてブレーキオンに移行した場合の、図に記した各測定箇所の作動状態を記録したものである。この際の非常制動による制動力と、超非常制動による制動力とは作動時間にずれがあるので、制動力（ブレーキタイロッド応力）は、「非常制動による制動力」→「非常制動による制動力+超非常制動による制動力」の2段階になつて現われている。

〔V〕 結 言

以上の実験結果から空気ブレーキの性能に関して次のことが分つた。

機構としての信頼度、耐久度に就いては今のところ問題は無い。

速度度はどの場合の制動にも要求されるが、大体に於て実用上十分である。

また現在の制動機構は、摩擦による制動力のヒステリシス（20% 程度）を避ける事は出来ない。

これらの理論的に予想される偏差を別問題にし、0.5秒程度の応答の遅れ時間の経過後の制動力を問題にすれば、ブレーキハンドル位置に対応する制動力の誤差は数パーセント程度であり、実用上普通は十分の正確度である。

なお詳細な解析結果は第2報に於て述べる。



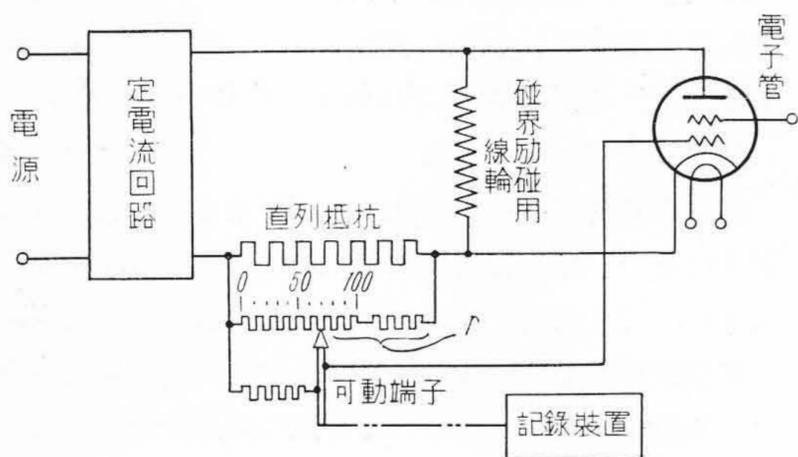
特 許 第 196391 号

神 原 豊 三・秋 山 正

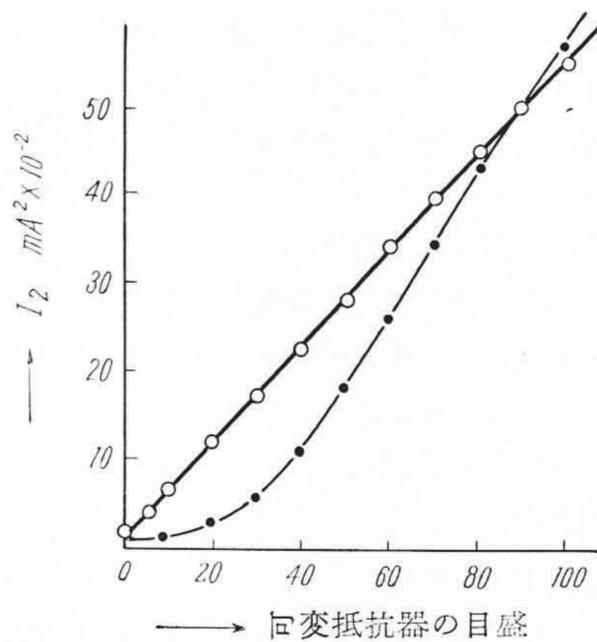
質 量 分 析 器 磁 界 制 御 装 置

質量分析器に於て磁界の強さを変化させて被測定イオンの像を記録する場合、イオンの質量 M と電荷 e との比 M/e は磁界の強さ H の2乗に比例する。従つてこの磁界 H の励磁用線輪電流 I に対応して質量目盛を記録して行くとき、この目盛は均等目盛にならず M の大きい部分の像間隔が極めて狭くなる欠点がある。この欠点を除くためこの発明では第1図のように磁界励磁用線輪を直列抵抗と、ともに定電流回路に接続し、上記の直列抵抗に並列に図示のような可変抵抗器を接続し、この可変

抵抗器の可動端子を励磁線輪と並列の電子管のグリッドに接続すると、ともにこの可動端子を記録装置の質量目盛軸記録機構と連動させたものである。可変抵抗器の全抵抗値 R と図示の部分の抵抗値 r との比を適当に選ぶとき第2図に示すように I^2 は可変抵抗器の目盛に対し實際上直線的に変化し均等な質量目盛が得られる。(原 田)



第 1 図



第 2 図