

ブレーキ圧力制御機構における 二重滑り弁の特性

野村 義夫

Characteristics of Duplex Slide Valve in Pneumatic Brake Control Device

Yoshio NOMURA

Abstract

Duplex slide valve is a main part of pneumatic brake control device of rolling stock. But the performance of the valve has not been analysed and clarified yet.

In the paper the structure and the nature of the duplex slide valve are analysed by using "Describing Function" method, defining the technological meaning of the mechanics in pressure control. And actual performances of the brake control device with the duplex slide valve are checked in a test rack equivalent to a vehicle in service.

As a result, the duplex slide valve is clarified as a special non-linear element to be considered as possessing spatial phase lead characteristics and its maximum lead angle is $\pi/4$. Therefore, it becomes clear that the duplex slide valve contributes to stabilize the brake pressure control. However, when static friction force acts on each of slide valves, there would be some possibility of causing failures at a special brake pipe input pressure.

目 次

- | | |
|--------------------------------|----------------------|
| 1. まえがき | 4.1. 実用圧力制御弁の構造と実験装置 |
| 2. 二重滑り弁の特性解析 | 4.2. 弁内各部の運動と圧力変化 |
| 2.1. 二重滑り弁の構成 | 4.3. 滑り面に働く摩擦力 |
| 2.2. 記述関数による特性表示 | 5. 二重滑り弁による圧力制御の問題点 |
| 3. 圧力制御に及ぼす二重滑り弁の効果 | 6. 結 論 |
| 3.1. 二重滑り弁をもつブレーキ圧力制御機構の解
析 | 7. あとがき |
| 3.2. 二重滑り弁による圧力制御の安定化 | 「註」 |
| 4. 二重滑り弁をもつ実用圧力制御弁の挙動 | 「文献」 |

1. ま え が き

鉄道車両における空気ブレーキ装置は、列車におけるブレーキ情報の伝送媒体に圧縮空気を用い、制御機構として特殊の圧力サーボ弁を利用し、ブレーキシリンダに圧力を発生し、その力により摩擦ブレーキ機構を働かせる装置である。

この圧力サーボ弁は通常圧力制御弁と云われ、ブレーキ制御の支配的構成要素であることから、機構上多くの考案が古くからなされている。¹⁾ その考案の一つに通路開閉のための滑り弁を二重にしたものがある。このいわゆる二重滑り弁構造をもつ圧力制御弁は比較的すぐれており、現在広く世界の鉄道車両に使用されている。

しかしながら、その構成と設計とは可成り経験的であり、過去に制御工学的検討がなされたことはなかつ

た。このため、使用中の故障の対策、あるいは新しく設計する場合の指針などが明確でなかった。

本論文は、滑り弁式ブレーキ圧力制御機構における二重滑り弁構造の静特性および動特性を工学的に明らかにし、ブレーキ圧力制御の質の向上と、保守管理および設計に必要な新しい知見とを得んとしたものである。

このため、まず二重滑り弁の基本構造をモデル化し、弁の変位と通路断面積との関係を理論的に明らかにし、これを圧力制御に用いた場合の特性を論ずる。ついで、実際の圧力制御弁の挙動の観察から圧力制御に及ぼす効果を調べ、実用上の諸問題を検討することとしたのである。

2. 二重滑り弁の特性解析

2.1 二重滑り弁の構成

二重滑り弁の特性を解析するため、その構造をモデル化し、空気通路およびガタの関係位置を図1のように定める。

図1において、①は第1滑り弁、②は第2滑り弁、③は圧力制御弁の釣り合いピストンと共に動く枠、④は弁座である。②は①の上面を摺動し得るように構成され、ガタ $\pm\alpha$ を越えて③が移動する時には①が弁座の上を摺動すると云う構造を持つ。また、各通路間の重なり (γ, β) および幅 (z) は図1に示すとおりとする。

いま、枠③の変位 x を入力とし、空気通路断面積 a を出力としたとき、入力に対する出力の関係はつぎのようになる。ここで、簡単のために通路の開孔面積 a は変位 x に比例して増大し、最大通路面積 a_0 に達するものとする。また、動きに対するヒステリシスの幅

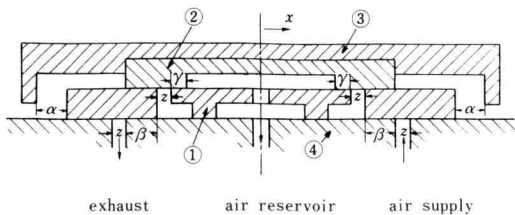


Fig. 1 Construction of duplex slide valve

を h とし、さらに $\alpha = \gamma + z + \delta$ ($\delta \geq 0$)となるように寸法を定めたとする*。ここで、入力変位 x は最大振幅 x_i を持つ正弦波状とすると、 x_i の大きさに従ってつぎの4つの場合に分けられる。

i) $x_i \leq \alpha + \beta$ のとき、 $a = 0$

ii) $\alpha + \beta < x_i \leq \alpha + \beta + z$ のとき、 $a \leq a_0$ で、 $\delta + z > h > \delta$

iii) $\alpha + \beta + z < x_i \leq \alpha + \beta + z + \delta$ のとき、 $a = a_0$ で $0 \leq h < \delta$

iv) $\alpha + \beta + z + \delta < x_i$ のとき、 $a = a_0$ で、 $h = x_i - (\alpha + \beta + z + \delta)$

ここで、 δ は第2滑り弁が α だけ動いた時の二つの滑り弁内通路が全開したあとの行き過ぎ量である。

図2は上記の関係を図示したもので、図2の(a)はii)の場合の一例、(b)はiii)の場合の一例、(c)はiv)の場合の一例を表わしている。

図2の(a)、(b)および(c)からわかるように、入力振幅 x_i が小さい間は入力 x_i に対し出力 a の位相は遅れるが、入力振幅 x_i が大きくなるにしたがいこの位相遅れは小さくなり、 $x_i = \alpha + \beta + z + \delta$ のとき0となること

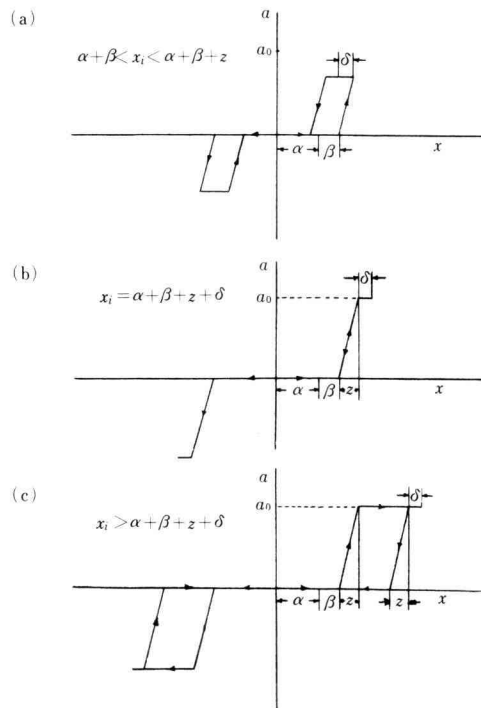


Fig. 2 Relations between input displacement and output area of duplex slide valve

* これらの仮定は二重滑り弁の特性検討に対し一般性を損なうものではない。

がわかる。 x_i が更に大きくなると、(c) の場合となり、入力 x_i に対する出力 a の位相は進み、 x_i が大きくなる程位相の進み量は大きくなり、ある極限值をもつことが予想される。

2.2 記述関数による特性表示

二重滑り弁の変位と空気通路断面積との関係は、前節で述べたように非線形である。本節では二重滑り弁を圧力制御系に導入する場合を考慮して、この非線形の特性を標準化した後、等価線形化伝達関数 (記述関数)²⁾ で表わし検討を加える。

いま、 $\delta=0$ の場合を考え*、 $X=x_i/(\alpha+\beta)$ 、 $Z=z/(\alpha+\beta)$ 、 $A_0=a_0/(\alpha+\beta)$ と置き、記述関数 G_N を、 $G_N=g(X)+jb(X)$ の形で表わすと、 X のいろいろの値に対し次のように求めることが出来る。ここで、 $j=\sqrt{-1}$ である。

(a) $1 \geq X$ のとき、 $G_N=0$

(b) $1 < X \leq 1+Z$ のとき、

$$g(X) = \frac{A_0}{\pi Z} \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{1}{X} + \sin^{-1} \frac{2X-Z-1}{X} - \sin^{-1} \frac{X-Z}{X} + \frac{2X-Z-1}{X} \sqrt{1 - \left(\frac{2X-Z-1}{X} \right)^2} - \frac{1}{X} \sqrt{1 - \frac{1}{X^2}} - \frac{X-Z}{X} \sqrt{1 - \left(\frac{X-Z}{X} \right)^2} \right]$$

$$b(X) = \frac{A_0}{\pi Z} \cdot \frac{2(X-1)}{X^2} \cdot (X-Z-1)$$

(c) $X > 1+Z$ のとき、

$$g(X) = \frac{A_0}{\pi Z} \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{1}{X} + \sin^{-1} \frac{1+Z}{X} - \sin^{-1} \frac{X-Z}{X} + \frac{1+Z}{X} \sqrt{1 - \left(\frac{1+Z}{X} \right)^2} - \frac{1}{X} \sqrt{1 - \frac{1}{X^2}} - \frac{X-Z}{X} \sqrt{1 - \left(\frac{X-Z}{X} \right)^2} \right]$$

$$b(X) = \frac{A_0}{\pi} \cdot \frac{2}{X^2} (X-Z-1)$$

(d) 特に $Z=0$ のとき、 $X > 1$ に対し、

$$g(X) = \frac{2A_0}{\pi X} \sqrt{1 - \frac{1}{X^2}}$$

$$b(X) = \frac{2A_0}{\pi X} \left(1 - \frac{1}{X} \right)$$

G_N の値は X によって変るが、その極限の値を求め

るとつぎのようになる。ここで、 $Z \neq 0$ とする。

$X \rightarrow \infty$ の極限における G_N の値は、(c) の場合から、

$$\lim_{X \rightarrow \infty} |G_N| = 0,$$

$$\lim_{X \rightarrow \infty} \angle G_N = \lim_{X \rightarrow \infty} \tan^{-1} [b(X)/g(X)] = \tan^{-1} 1$$

(註1参照)。ここで、二重滑り弁の構造からみて、 $\angle G_N$ は主値を取ることは明らかだから、 $\lim_{X \rightarrow \infty} \angle G_N = \pi/4$ である。すなわち、 $X \rightarrow \infty$ の極限において位相は $\pi/4$ 進む。

$X \rightarrow 1$ の極限における G_N の値は、(b) の場合から、

$$\lim_{X \rightarrow 1} |G_N| = 0,$$

$$\lim_{X \rightarrow 1} \angle G_N = \lim_{X \rightarrow 1} \tan^{-1} [b(X)/g(X)]$$

$$= \tan^{-1} \left(-\sqrt{\frac{Z}{2-Z}} \right)$$

(註2参照)。すなわち、 $X \rightarrow 1$ の極限における位相の遅れは Z の関数となる。 Z の取り得る範囲は、二重滑り弁の構造上 $\beta \neq 0$ にはなしうるが、 $z > \alpha$ だから、 $0 \leq Z \leq 1$ である。したがって、 $0 \geq \lim_{X \rightarrow 1} \angle G_N \geq -\pi/4$ となる。すなわち、位相遅れの最大は $Z=1$ の時で、その値は $-\pi/4$ である。

なお、 $X=1+Z$ の時には、(b) の場合から、 $\angle G_N |_{X=1+Z} = 0$ となる。すなわち、入力と出力とは同位相となる。これは図2の(b)の場合に相当する。

3. 圧力制御に及ぼす二重滑り弁の効果

3.1 二重滑り弁をもつブレーキ圧力制御機構の解析

一般に実用されている滑り弁式圧力制御弁の基礎構造を考慮して、二重滑り弁をもつ圧力制御弁の構成をモデル化すると図3のようになる。この圧力制御弁は、コックの操作によってブレーキ管の圧力を変化し、その圧力に釣り合うように補助空気のための圧力を得て、ブレーキシリンダ圧力を制御しようとする構成をもつ。

いま、初期の平衡状態でブレーキ管が供給空気源および大気から遮断され、また補助空気だめはブレーキ管と同圧で、付加空気だめおよびブレーキシリンダと絶縁された状態にあるとする。ここでコックを操作しブレーキ管の圧力を高めると、釣り合いピストンは滑り弁を伴って動き、付加空気だめと補助空気だめとの連絡通路が開かれ、ブレーキシリンダと大気との連

* これは設計によって可能である。

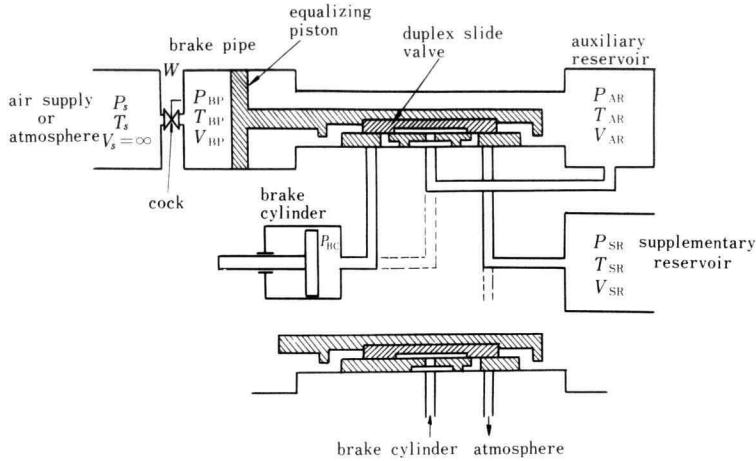


Fig. 3 Structural model of pressure control valve with duplex slide valve

絡通路が構成される。また、コック操作によってブレーキ管圧力を低下させると、補助空気だめとブレーキシリンダとの連絡通路が開かれる。なお、図3の下図は滑り弁が右方へ動けば、ブレーキシリンダの大気に通ずる連絡も構成されることを示している。

ブレーキ圧力制御に及ぼす二重滑り弁の効果を検討するにあたり、まず、記号をつぎのように定めておく。さらに、平衡状態には添字0をつけ、変化分にはΔをつけて表わすこととする。

P_s = 供給空気源の圧力	kgf/cm ²
P_{BP} = ブレーキ管圧力	kgf/cm ²
P_{AR} = 補助空気だめ圧力	kgf/cm ²
P_{SR} = 付加空気だめ圧力	kgf/cm ²
P_{BC} = ブレーキシリンダ圧力	kgf/cm ²
V_s = 供給空気源容積 = ∞	cm ³
V_{BP} = ブレーキ管容積	cm ³
V_{AR} = 補助空気だめ容積	cm ³
V_{SR} = 付加空気だめ容積	cm ³
V_{BC} = ブレーキシリンダ容積	cm ³
T_s = 供給空気源空気温度	°K
T_{BP} = ブレーキ管内空気温度	°K
T_{AR} = 補助空気だめ空気温度	°K
T_{SR} = 付加空気だめ空気温度	°K
T_{BC} = ブレーキシリンダ内空気温度	°K
W_1 = ブレーキ管へ供給される空気流量	kgf/sec
W_2 = ピストンリングを通る空気流量	kgf/sec

W_3 = 付加空気だめから補助空気だめへの流入空気量

kgf/sec

W_4 = 補助空気だめからブレーキシリンダへの流出空気量

kgf/sec

a_1 = ブレーキ管への供給空気通路断面

cm²

a_3 = 付加空気だめから補助空気だめへの通路断面

cm²

a_4 = 補助空気だめからブレーキシリンダへの通路

断面

cm²

A = 釣り合いピストンの受圧断面

cm²

F = 釣り合いピストンに加わる力

kgf

x = 釣り合いピストンの変位

cm

M = 第一、第二両滑り弁を含む釣り合いピストンの質量*

kgf·sec²/cm

f = 第一、第二両滑り弁を含む釣り合いピストンの動きに対する粘性抵抗†

kgf·sec/cm

χ = 空気の定積比熱と定圧比熱との比

R = ガス定数

cm²/(sec²·°K)

g = 重力の加速度

cm/sec²

いま、平衡点付近の微小変化を考える。ここで、 P_{BP} および P_{AR} は、それぞれ P_s および P_{SR} に比して充分

* 釣り合いピストンには第2滑り弁が含まれ、その合計質量は第1滑り弁の質量に比して充分大きいものとする。

† 第2滑り弁を含む釣り合いピストンの動きに対する粘性抵抗も f kgf·sec/cm であると見做す。

小さく、また、 P_{BC} は P_{AR} に比して充分小さく、それぞれ臨界圧力比以下にあると考える。

ブレーキ管の増圧領域についてはつぎのようになる。ここで、 $\frac{d}{dt}$ は \cdot をつけて表わす。

釣り合いピストンの運動方程式は、

$$M\Delta\ddot{x} + f\Delta\dot{x} = \Delta F \quad (1)$$

また、釣り合いピストンの受ける力は、

$$\Delta F = A(\Delta P_{BP} - \Delta P_{AR}) \quad (2)$$

ブレーキ管に流入する空気のもつエネルギーとブレーキ管より流出する空気のもつエネルギーとの差は、ブレーキ管内での仕事と内部エネルギーの増大となることを考慮し、ブレーキ管は断熱的であるとし、またピストンリングを通る流量 (W_2) を無視すると、

$$\Delta W_1 = \frac{gV_{BP0}}{\chi RT_0 A} (K_1 \Delta\dot{x} + A \Delta\dot{P}_{BP}) \quad (3)$$

となる。³⁾ また、付加空気だめから補助空気だめへの流入空気量については、

$$\Delta W_3 = \frac{gV_{AR0}}{kRT_0 A} (-K_2 \Delta\dot{x} + A \Delta\dot{P}_{AR}) \quad (4)$$

である。ここで、

$$K_1 = \frac{A^2 \chi P_{BP0}}{V_{BP0}} \quad \text{kgf/cm}$$

(ブレーキ管のばね定数)

$$K_2 = \frac{A^2 \chi P_{AR0}}{V_{AR0}} \quad \text{kgf/cm}$$

(補助空気だめのばね定数)

とし、また、 $T_S \doteq T_{BP} \doteq T_{AR} \doteq T_{SR} = T_0$ とみなした。

さらに、付加空気だめ圧力は一定 (P_{SR0}) とし、補助空気だめ圧力 (P_{AR}) より充分高く、 P_{AR}/P_{SR0} が臨界圧力比以下にあると考える。また、流入通路は流量係数 C_{AS3} をもつオリフイスと考えると、

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_3 &= \frac{C_a C_{AS3} P_{SR0}}{\sqrt{T_0}} \cdot \Delta a_3 \\ \Delta a_3 &= N \cdot \Delta x \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここで、

$$C_a = \text{圧縮流れの係数} = g\sqrt{\chi} / \left[R \left(\frac{\chi+1}{2} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi-1}} \right]$$

N = 二重滑り弁による非線形特性である。

したがって、(1), (2), (3), (4) および (5) の各式から、 ΔW_1 に対する Δx の関係を求めると、 s をラプラスの演算子とし、ラプラス変換後の量には $\hat{\quad}$ 記号をつけて示すと、つぎのようになる。

$$\Delta \hat{x} = \frac{\frac{\chi RT_0 A}{gV_{BP0}} \Delta \hat{W}_1}{Ms^3 + fs^2 + Ks + \frac{\chi R \sqrt{T_0} A C_a C_{AS3} P_{SR0}}{gV_{AR0}} N} \quad (6)$$

ここで、 $K = K_1 + K_2$ とする。

つぎに、ブレーキ管の減圧領域については、補助空気だめの空気がブレーキシリンダに流出する時の流量係数を C_{ae4} とし、ブレーキシリンダ圧力 (P_{BC}) が補助空気だめ圧力 (P_{AR}) より充分低く、 P_{BC}/P_{AR} が臨界圧力比以下にあると考えると、近似的につぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta W_4 &= \frac{C_a C_{ae4} P_{AR0}}{\sqrt{T_{AR}}} \Delta a_4 \\ \Delta a_4 &= N \cdot \Delta x \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

この場合、 $\Delta \hat{W}_1$ に対する $\Delta \hat{x}$ の関係は、つぎのようになる。

$$\Delta \hat{x} = \frac{\frac{\chi RT_0 A}{gV_{BP0}} \Delta \hat{W}_1}{Ms^3 + fs^2 + Ks + \frac{\chi P \sqrt{T_0} A C_a C_{ae4} P_{AR0}}{gV_{AR0}} N} \quad (8)$$

ここで、もし、 $C_{AS3} \cdot P_{SR0} = C_{ae4} \cdot P_{AR0}$ となる所を平衡点に選べば、その平衡点近傍の微小変化に対する関係式は (6) 式および (8) 式をまとめて、つぎのように表わすことができる。

$$\Delta \hat{x} = \frac{k_1 k_3 \Delta \hat{W}_1}{Ms^3 + fs^2 + Ks + k_2 k_3 N} \quad (9)$$

ここで、

$$k_1 = \frac{\chi RT_0 A}{gV_{BP0}}, \quad k_2 = \frac{\chi RT_0 A}{gV_{AR0}},$$

$$k_3 = \frac{C_a C_{AS3} P_{SR0}}{\sqrt{T_{SR}}} = \frac{C_a C_{ae4} P_{AR0}}{\sqrt{T_{AR}}}$$

である。(9) 式をブロック線図で示すと、図 4 のようになる。

3.2 二重滑り弁による圧力制御の安定化

二重滑り弁をもつブレーキ圧力制御システムは、前節で示したように、その線形部 $G(s)$ が $G(s) = k_2 k_3 /$

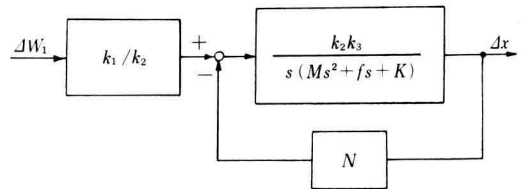


Fig. 4 Block diagram of brake pressure control system

$(Ms^3 + fs^2 + Ks)$ であり、非線形部が N である。この圧力制御システムの安定限界は $1 + G(s) \cdot N = 0$ である。

いま、近似的に N の代りに記述関数 G_N を用い、周波数領域で考察すると、安定限界は $s = j\omega$ とおいてつぎのようになる。

$$G(j\omega) = -1/G_N \quad (10)$$

ここで、 ω は周波数である。

この圧力制御システムが安定であるためには、自動制御理論²⁾の教える所により、複素平面上で(10)式の左辺の線形部の周波数軌跡を周波数の増大するむきにとった時、右辺の非線形部の振幅軌跡の右側にあることが必要である。

線形部 $G(j\omega)$ の周波数軌跡は、 ω を 0 から ∞ に変化すると $-j\infty$ から第3象限を通り負の実軸をよぎって第2象限に入り正の虚軸に接しつつ原点に至る経路である。一方、非線形部 $-1/G_N$ の振幅軌跡は、前節で求めた結果を利用して計算すると第2象限と第3象限にある。すなわち、 $Z = 0 \sim 1.0$ 、 $X = 1 \sim \infty$ の範囲について図示すると、図5のようになり、 X が大きくなると $-1/G_N$ の軌跡は第3象限から第2象限に移動する。また、 Z が小さくなると第3象限に入る部分がへり、 $Z = 0$ のとき軌跡はすべて第2象限に入る。なお、これらの軌跡が負の実軸をよぎる点の値は、 $X = Z + 1$ である。また、 $X \rightarrow 1$ の極限においては、

$$\lim_{X \rightarrow 1} \angle -1/G_N = \pi - \tan^{-1} \left(-\sqrt{\frac{Z}{2-Z}} \right)$$

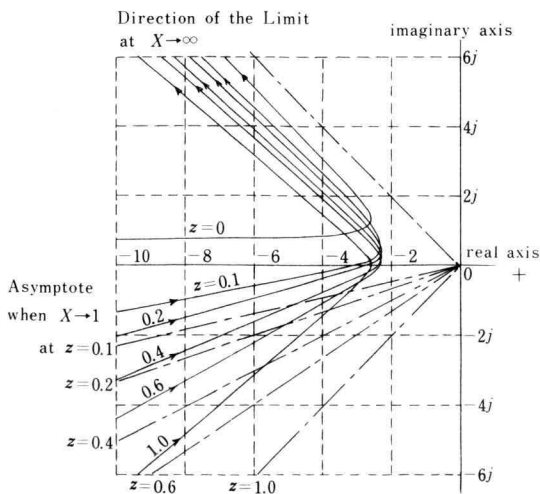


Fig. 5 Amplitude loci of $-1/G_N$

であり、 $X \rightarrow \infty$ の極限においては、

$$\lim_{X \rightarrow \infty} \angle -1/G_N = 3\pi/4$$

である。図5中に示した破線はこれら極限の方向を示す。

線形部 $G(j\omega)$ のゲインは周波数が高くなると小さくなるから、 Z を小さくして第3象限内の $-1/G_N$ の存在領域を少なくする方が、このシステムを安定化するのに有利である。もし、 $-1/G_N$ の振幅軌跡と $G(j\omega)$ の周波数軌跡とが交わり不安定領域が存在する図6のような場合、一般に A_1 と A_2 との二つの点に対応する解が存在し、持続振動の周波数と振幅がきまるが、 A_1 は不安定点であり、 A_2 は安定な持続振動をもつ点である。

つぎに、 $-1/G_N$ が負の実軸をよぎる点と原点との距離を L_N とすると、 L_N が大きい程 $G(j\omega)$ と交わりにくく安定側にむく。この L_N の値は

$$L_N = |-1/G_N|_{\omega(X)=0} = 1/g(X)$$

この $g(X)$ は、2.2節(b)に示す値であるから、これに、 $X = Z + 1$ を代入して L_N が求められる。すなわち、

$$L_N = \frac{\pi Z}{2A_0} \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{1}{1+Z} - \frac{1}{1+Z} \sqrt{1 - \frac{1}{(1+Z)^2}} \right]^{-1} \quad (11)$$

他方、二重滑り弁を用いず、図7に示すような単純滑り弁が圧力制御に用いられた場合には、その記述関

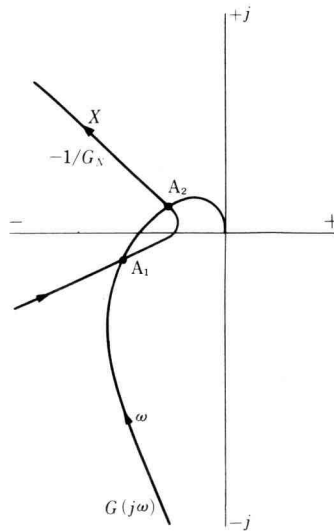


Fig. 6 Stability analysis of brake pressure control system

数を G_n とし, $-1/G_n$ の軌跡が複素平面の負の実軸上で最も原点に近づいた時の原点からの距離を L_n とすると, L_n はつぎのように求められる。

前と同様に, $X = x_i / (\alpha + \beta)$, $Z = z / (\alpha + \beta)$ と置いて, まず G_n の値を求めるとつぎのようになる。

(a) $1 \geq X$ のとき,

$$G_n = 0$$

(b) $1 < X \leq 1 + Z$ のとき,

$$G_n = \frac{2A_0}{\pi Z} \left[\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{1}{X} - \frac{1}{X} \sqrt{1 - \frac{1}{X^2}} \right]$$

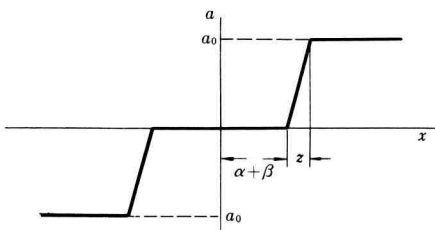


Fig. 7 Relations between input displacement and output area of simple slide valve

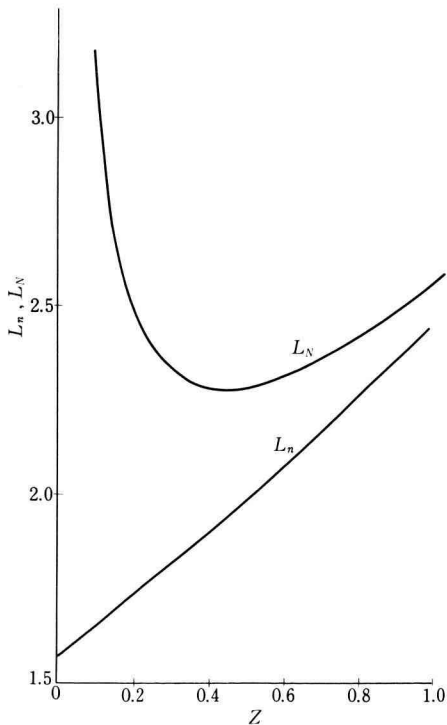


Fig. 8 Relations between Z and L_n and L_N

(c) $X > 1 + Z$ のとき,

$$G_n = \frac{2A_0}{\pi Z} \left[-\sin^{-1} \frac{1}{X} + \sin^{-1} \frac{1+Z}{X} - \frac{1}{X} \sqrt{1 - \frac{1}{X^2}} + \frac{1+Z}{X} \sqrt{1 - \left(\frac{1+Z}{X} \right)^2} \right]$$

これらから, $-1/G_n$ の最大値は $X = \sqrt{(1+Z)^2 + 1}$ の時に生じ, L_n の値はつぎのようになる。

$$L_n = -\frac{\pi Z}{2A_0} \left[\sin^{-1} \frac{(1+Z)^2 - 1}{(1+Z)^2 + 1} \right]^{-1} \quad (12)$$

そこで, Z のいろいろの値に対して, L_n と L_N とを比較して示すと図 8 のようになる。ここで, $A_0 = 1$ とした。

この結果から, 不感帯の幅 $(\alpha + \beta)$ が同一なら, 二重滑り弁を用いる方が圧力制御を安定化するのに有利であることがわかる。しかも, Z が小さい程有利であるが, 実際の二重滑り弁の構成における空気通路相互間の間隔は気密保持上あまり狭くはできない。しかし, $Z = 0.1 \sim 0.2$ 程度は実現可能であるから, 二重滑り弁の効果は充分期待出来る。

4. 二重滑り弁をもつ实用圧力制御弁の挙動

二重滑り弁の基礎特性については前章までに明らかにしたが, 本章では実用の圧力制御弁において二重滑り弁はどのように働いて居るかを確かめ, また, 実用上の問題点を明確にする。

4.1 实用圧力制御弁の構造と実験装置

二重滑り弁を内蔵する实用圧力制御弁のうち, 通常の客車や電車に用いられている A 形圧力制御弁について, 実車と同じブレーキ配管を用意し実験に供した。

図 9 は A 形圧力制御弁の構造⁴⁾のうち二重滑り弁の特性に大きく影響をうける常用部構造を示す。また図 10 は実験装置の配管を示す。

実験は, 図 10 において第 1 締め切りコックを閉じ, 第 2 締め切りコックを開いて装置全体に設定圧力 (5 kgf/cm² ゲージ) を込めた後, 第 2 締め切りコックを閉じ第 1 締め切りコックを開いてブレーキ管の減圧を「ブレーキ絞り」を通して行ない, ブレーキ管の減圧量が予定値に達した時第 1 締め切りコックを閉じ, ついで第 2 締め切りコックを開き, ブレーキ管の増圧を「込め絞り」を通して行なう, といった順序による。

この実験装置のブレーキ管容積は約 13 l であり, 「ブレーキ絞り」と「込め絞り」とは厚さ 2 mm の真鍮板の

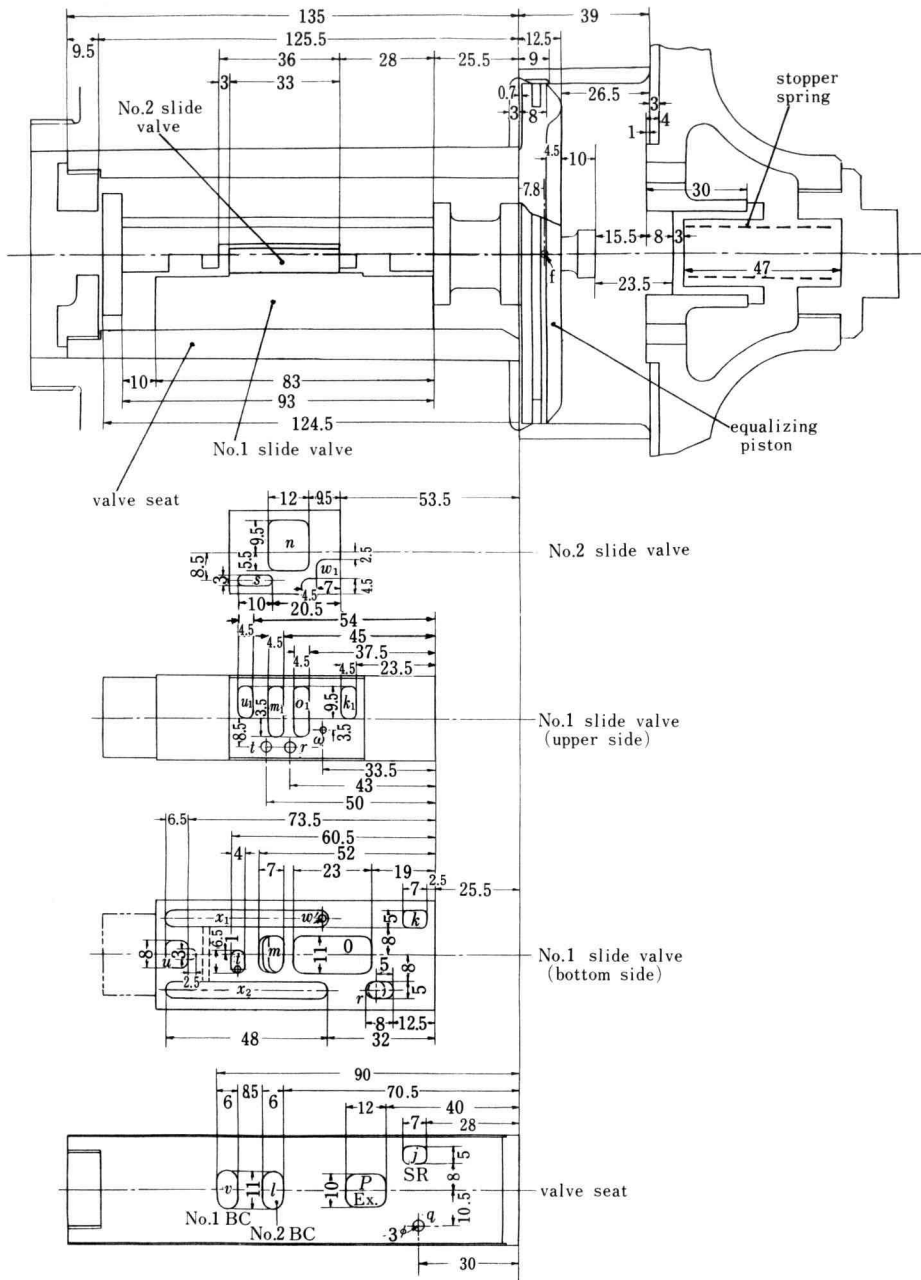


Fig. 9 Construction of A type brake control valve (service portion)

中央に直角にあけたキリ孔とし、その孔の径は実際のブレーキ管の減圧速度および増圧速度を考慮して、5種類（0.52, 0.71, 0.86, 0.92, 1.34 mm ϕ ）用意した。

4.2 弁内各部の運動と圧力変化

前節で示した実験装置において、それぞれの絞りを介してブレーキ管の減圧および増圧を行ない、圧力制

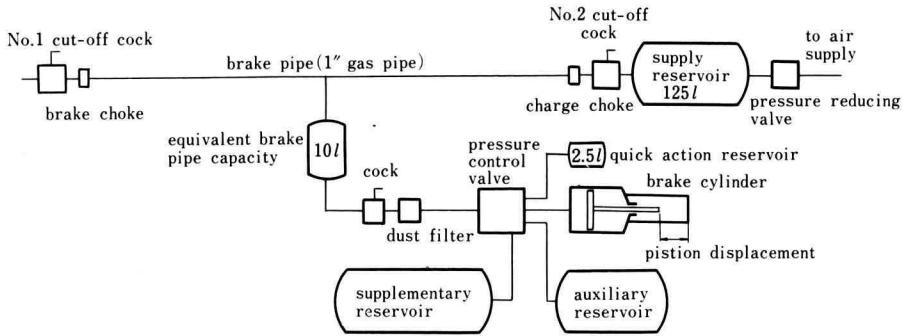


Fig. 10 Pippings of brake test rack

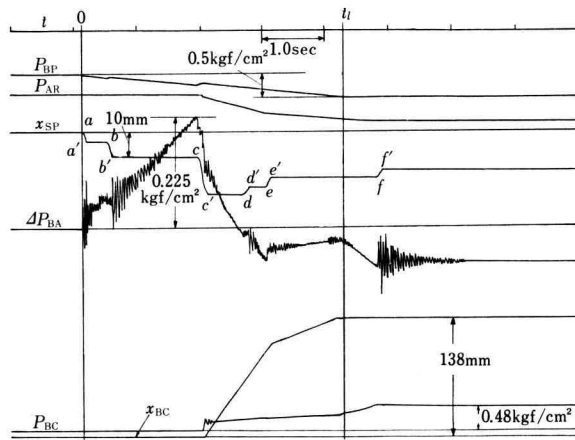


Fig. 11 Braking performance of A type brake control valve

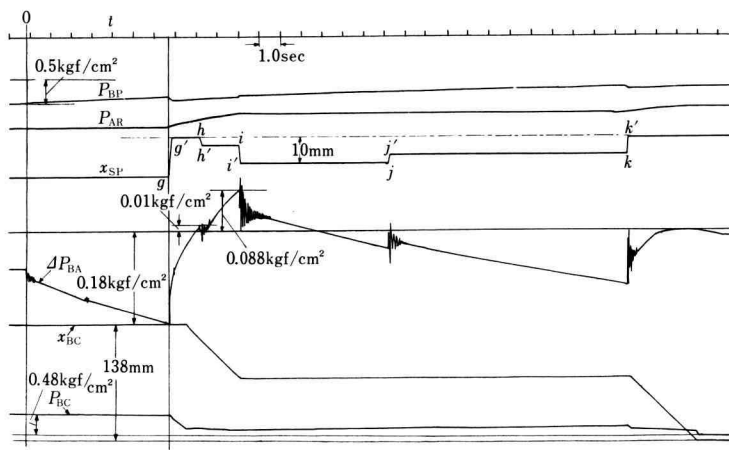


Fig. 12 Releasing performance of A type brake control valve

御弁内各部の運動と圧力変化とを計測した結果を図 11, および図 12 に示す。ここで, これらの図中の記号はつぎのとおりである。

$$\Delta P_{BA} = P_{AR} - P_{BP}$$

x_{SP} = 常用部釣り合いピストンの変位 (mm)

x_{BC} = ブレーキシリンダピストンの変位 (mm)

i) ブレーキ作用時の経過

ブレーキ管を減圧した時の圧力制御弁内各値の変化は図 11 のとおりであり, その経過はつぎのように解釈される。

時刻 $t=0$ においてブレーキ管を減圧すると, ΔP_{BA} が増大し始め, それに対応して x_{SP} も変化する。 a 点は釣り合いピストンが動き始めた点であり, a' 点はそれが第 2 滑り弁* にぶつかり停止した点である。(これは A 形圧力制御弁には釣り合いピストンと第 2 滑り弁との間にその移動方向に対し若干のガタを持っているからである。) また, b 点は第 2 滑り弁が動き始めた点であり, b' 点は第 1 滑り弁にぶつかり停止した点である。 c 点は第 1 滑り弁が動き始めた点であり, c' 点は釣り合いピストンが度合いばね受けにぶつかり停止した点である。

これら a, b, c の各点に対応する ΔP_{BA} は, 釣り合いピストン, 釣り合いピストンと第 2 滑り弁, 釣り合いピストンと第 1, 第 2 両滑り弁のそれぞれの運動に対する静止摩擦力に対応する値であるとみなされる。 a 点から a' 点へ, また b 点から b' 点へと, 釣り合いピストンが動く時の ΔP_{BA} の振動的変化は, ブレーキ管と補助空気だめとの容積変化および釣り合いピストンの変位速度による影響であるとみなされる。 c 点から c' 点へ釣り合いピストンが動く時の ΔP_{BA} は, さらにブレーキ管の局部減圧 (急ブレーキ作用) とブレーキ通路 (補助空気だめとブレーキシリンダとをつなぐ通路) の開孔とによる影響を受ける。図 11 の例では, ブレーキ通路の効果が急ブレーキ作用の効果よりまさるため, ΔP_{BA} は次第に減少し負の値となる。すなわち, 補助空気だめ圧力の方がブレーキ管の圧力より低くなる。このため, その後 d 点から d' 点へと, 釣り合いピストンは, それまでとは逆方向に動き, 第 2 滑り弁の肩にぶつかって止まる。 ΔP_{BA} はさらに負側に増大するので, 釣り合いピストンは第 2 滑り弁を伴なって e 点より動き始め, e' 点に至る。 e' 点ではブレーキ通路

がまだ若干開いている状態なので, ΔP_{BA} は負側に留まっている。ついで時刻 t_1 でブレーキ管の減圧を停止すると, ΔP_{BA} はさらに負側に増大し, 第 2 滑り弁は第 1 滑り弁とぶつかる所まで移動する。これは f 点から f' 点に至る経過である。これによってブレーキ通路は完全に遮断されるから, 以後 ΔP_{BA} に変化は起らない。以上の経過の間にブレーキ通路からの流入空気によって P_{BC} に変化が起る。この場合 P_{BC} は x_{BC} によっても影響されるが, x_{BC} が最大値に至ればその影響はなくなる。

ii) ゆるめ作用時の経過

ブレーキ管を 0.5 kgf/cm^2 減圧し, 圧力制御弁内各部分が平衡状態に達した後, 時刻 $t=0$ において, ゆるめ操作を行ないブレーキ管を増圧した時の圧力制御弁内各部分の変化は図 12 に示すとおりである。前と同様にその経過はつぎのように解釈される。

釣り合いピストンの変位 x_{SP} において, gg' は第 1, 第 2 両滑り弁を伴った動きであり, hh' および jj' は釣り合いピストンのみの動きであり, ii' および kk' は第 2 滑り弁を伴った釣り合いピストンの動きである。この場合 g' は釣り合いピストンが補助空気だめ側に最も深く押し込まれ, 付加空気だめと補助空気だめとの連絡通路が全開する位置である。補助空気だめ圧力がブレーキ管の圧力より高くなると, hh' および ii' のように, 釣り合いピストンおよび第 2 滑り弁は, いままでと逆方向に動き, 付加空気だめと補助空気だめとの連絡通路を遮断し, 同時にブレーキシリンダと大気との連絡通路も遮断する。しかし, ブレーキ管の増圧が続いて居れば, 補助空気だめ側の圧力に勝って jj' および kk' のように再び釣り合いピストンと第 2 滑り弁とは移動し, 付加空気だめと補助空気だめとの連絡通路が開き, 補助空気だめの圧力上昇が再び起り, また同時にブレーキシリンダの排気が起る。ここで, もし, ブレーキ管圧力がその設定値に達すると, 第 2 滑り弁の静止摩擦力に打ち勝つに足る差圧が出来なくなり, 第 2 滑り弁の移動は起らない。もし, k 点に至る前にこのような状態になれば, ブレーキシリンダ圧力は保持されたままとなる。すなわち, ゆるめ不能状態になるのである。

4.3 滑り面に働く摩擦力

実用圧力制御弁の特性実験から, 二重滑り弁は圧力制御の安定性に役立っていることがわかったが, 滑り面に働く静止摩擦力が可成り大きい影響をもつことも

* A 型圧力制御弁では, 通常この第 2 滑り弁を「度合い弁」と呼んでいる。

認められた。そこで、この摩擦の性質を調べることとした。

静止摩擦力は、加えられる力の変化速度に関係すると考えられるので、実験では、ブレーキ管の減圧時と増圧時の圧力変化速度をほぼ等しくするよう、各絞りを選定し、さらに長大編成列車の後部車両のブレーキ管の圧力変化を想定して、 $dP_{BP}/dt=0.027 \text{ kgf/cm}^2 \cdot \text{sec}$ とした。また、実験はブレーキ管の減圧および増圧を各100回繰り返えし、釣り合いピストン、第2滑り弁および第1滑り弁が動き始める直前の釣り合いピス

トン面の差圧 (ΔP_{BA}) から、それぞれの静止摩擦力を求めた。

実験結果は図13に示すとおりである。この図で、(a)はブレーキ管減圧時に第1滑り弁が動き始めようとする時の値、(b)はブレーキ重なるの状態にある第1滑り弁がブレーキ管の増圧によって、ゆるめ方向に動き始めようとする時の値、(c)はブレーキ重なり後第2滑り弁がブレーキ位置に動き始めようとする時の値、(d)はゆるめ位置から第2滑り弁がその重なり方向に動き始めようとする時の値、(e)は釣り合いピストンだけが動き始めようとする時の値である。これらの値の平均値 (μ)と標準偏差 (σ)とを求めると、表1のようになる。

これらの測定結果から、静止摩擦力には「ばらつき」があり、特に第1滑り弁の「ばらつき」は大きく、しかも、ブレーキ時とゆるめ時との値の間に差がある。この差は、それぞれの値の平均値でみると約 0.060 kgf/cm^2 となるが、主として抵抗みぞ⁴⁾および弁室力圧力の影響であると考えられる。また、第2滑り弁の静止摩擦力が(c)の場合と(d)の場合とでやや異なるのは、接触面内通路の関係位置が異なることに加え、弁室内の空気圧力もやや異なるためであると考えられる。

5. 二重滑り弁による圧力制御の問題点

二重滑り弁は、ブレーキ圧力制御の安定化に貢献しているが、実用に際していくつかの問題点がある。それは、各滑り弁の滑り面には数多くの空気通路があり、またその正味接触面積が比較的広いことから、滑り面は特殊の境界潤滑状態にあると推測され、その摩擦特性が圧力制御に大きく影響していると考えられるからである。

いま、釣り合いピストンが第1、第2両滑り弁をと

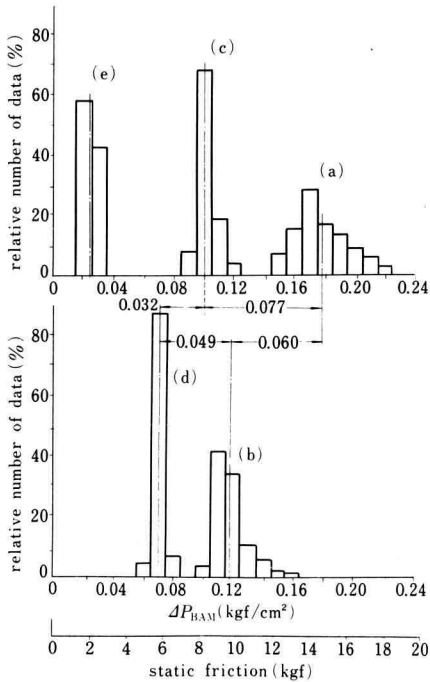


Fig. 13 Distribution of static friction data

Table 1 Characteristics of static friction

operation	location of friction surface	number of data	value of static friction (measured at equalizing piston surface) kgf/cm^2		notation in fig. 13
			mean value (μ)	standard deviation (σ)	
brake	No. 1 slide valve	100	0.178	0.0174	(a)
	No. 2 slide valve	99	0.101	0.0063	(c)
brake & release	equalizing piston	100	0.024	0.0050	(e)
release	No. 1 slide valve	100	0.118	0.0112	(b)
	No. 2 slide valve	83	0.069	0.0034	(d)

なって動く時の静止摩擦力に対応する釣り合いピストン面での圧力を P_{S1} とし、第2滑り弁のみをともなって動く時のその圧力を P_{S2} とすると、前章の実験結果が示すように通常は $P_{S1} > P_{S2}$ である。ここで、圧力制御弁の可動部の質量が小さく、運動摩擦力も小さいとし、さらに、第1滑り弁の1回の動きで空気通路が全開あるいは全閉状態に至るものとし、 P_{S1} および P_{S2} は共に釣り合いピストンの移動方向によって値が変わらないものとする時、ブレーキ作用後の平衡状態から ΔP_{BP} がランプ状に増大する場合の ΔP_{AR} の変化を考えると、図14のようになるはずである。

この経過は図3を参照して考えると、図14のO点より ΔP_{BP} が増大しその値が P_{S2} に達すると、釣り合いピストンは第2滑り弁をともなって動き始めるが第1滑り弁にぶつかった位置でその摩擦力のために停止する。ついで ΔP_{BP} が P_{S1} に達するB点で第1滑り弁も動き始め、弁座との間で空気通路が構成される位置に達する。これがD点である。ここで、可動部の移動時間は空気圧力の変化する時間に対し無視したのでB点とD点とは重なってくる。そこで、付加空気だめの空気が補助空気だめに流入して ΔP_{AR} が増大し始める。この流入による ΔP_{AR} の圧力上昇が大きいと、やがて $\Delta P_{AR} - \Delta P_{BP} = P_{S2}$ となり釣り合いピストンは第2滑り弁をともないこれまでとは逆方向に移動し始める。これがF点である。ついで、第1滑り弁との間のガタがつまった位置で停止する。これがH点である。この時、第1滑り弁と第2滑り弁との間で付加空気だめと補助空気だめをつなぐ通路が遮断されるので、以後 ΔP_{AR} の変化はなくなる。一方 ΔP_{BP} は変化しつづけるから、再びI点で $\Delta P_{BP} - \Delta P_{AR} = P_{S2}$ となり、釣

り合いピストンは第2滑り弁をともなって動き始め、第1滑り弁との間のガタがなくなる位置に達する。これがK点である。この時、付加空気だめと補助空気だめとの間の通路は再び構成され ΔP_{AR} は変化し始める。以後はこれまでと同じ経過がくり返される。これらの関係を位相面上で示すと、 $\Delta P_H = \Delta P_{BP} - \Delta P_{AR}$ 、 $\Delta \dot{P}_H = d\Delta P_H/dt$ として、図15のようになり、圧力変化は $O \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow D \rightarrow F \rightarrow H \rightarrow I \rightarrow K \rightarrow F \rightarrow H \rightarrow \dots$ といったサイクルを画くこととなる。

実際の圧力制御弁にあっては、可動部の質量、作動空気圧の流量特性および圧力調整弁の影響などによって、位相面上の軌跡は若干変ってくるが、いま図15について作動空気圧の変動を考え、弁作動の問題を調べるとつぎのようになる。

ブレーキ管の減圧の場合には、圧縮空気特性により一般に P_{BP} の低下とともに $\Delta \dot{P}_{BP}$ は小さくなる。また、ブレーキ管の増圧の場合には、給気弁の設定圧力付近で $\Delta \dot{P}_{BP}$ は小さくなる。他方、補助空気だめについては、 P_{AR} の低下とともに $\Delta \dot{P}_{AR}$ は小さくなり、また、 P_{AR} の増大の場合は P_{SR0} 付近で $\Delta \dot{P}_{AR}$ は小さくなる。したがって、圧力制御弁の作動時の ΔP_H と $\Delta \dot{P}_H$ との位相面上の軌跡は $\Delta \dot{P}_{BP}$ と $\Delta \dot{P}_{AR}$ との大小関係によっていろいろの場合が生ずる。

すなわち、 $\Delta \dot{P}_{AR} < \Delta \dot{P}_{BP}$ ならば、 ΔP_H はどこまでも大きくなり、 $\Delta \dot{P}_{AR} = \Delta \dot{P}_{BP}$ ならば、初期状態によってC点あるいはJ点に達した後そこに留まる。また、 $\Delta \dot{P}_{AR} > \Delta \dot{P}_{BP}$ ならば、図15のようなサイクルを画く。もし、この途中のHIの間にある時に $\Delta \dot{P}_{BP} = 0$ となるとGJの間の値をとるが、特にDFの間にある時には、すべてG点に達する。この場合DF上で $\Delta \dot{P}_{BP} =$

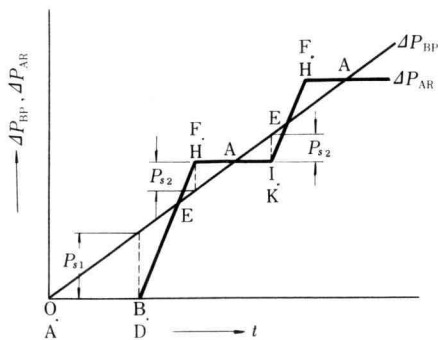


Fig. 14 Auxiliary reservoir pressure correspond to brake pipe pressure

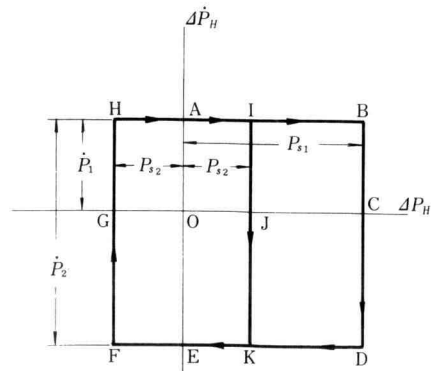


Fig. 15 Phase-plane portrait of pressure difference

0 になる点から先は $\Delta P_H = -\Delta P_{AR}$ で画かれる軌跡上にくる。

ブレーキシリンダ圧力は第 2 滑り弁の動きに支配されるから、この G 点に留ることは、補助空気だめ圧力と同時にブレーキシリンダ圧力をも変化させないことになる。したがって、ブレーキ作用後のゆるめの場合、その最終段階でこのような状態に至ると、ブレーキシリンダ圧力を排出することができず、いわゆる「ゆるめ不良」という車両故障の原因となるのである。この状態は補助空気だめ容量の小さい時に起り易く、実車で発生した例を図 16 に示す。これは、国鉄の湘南電車が東海道線早川駅付近でブレーキ管の小減圧を行なった後のゆるめ操作でブレーキシリンダ圧力が低下しなかったことを示している。この問題の解決は、圧力制御弁の構成の適正化³⁾とブレーキ管圧力の変化速度に制限を与えることによらざるを得ない。と云うのは、滑り面の摩擦力を制御することは極めて困難であるからである。

6. 結 論

鉄道車両のブレーキ圧力制御機構の一部として通常用いられている二重滑り弁について、その構成の性質をくわしく調べ、等価線形化伝達関数（記述関数）によって特性を表わし、圧力制御におけるこの機構の工学的意味を明確にした。すなわち、二重滑り弁は空間的位相進め特性となしうる特殊な非線要素で、その最大位相進み量は $\pi/4$ である。また、この機構を具体化

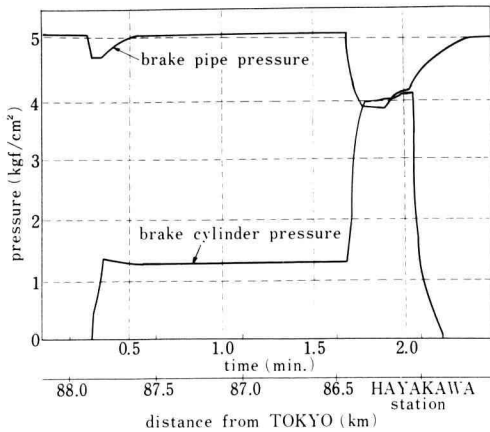


Fig. 16 A example of failures at release application after brake application

する場合、寸法的に位相進め領域で設計出来るから、安定な圧力制御に寄与しうることを数量的に明らかにした。このことは、実用圧力制御弁の特性実験によって確かめたが、他方第 1, 第 2 両滑り弁の動きには比較的大きい静止摩擦が働らき、しかも、その値は「ばらつき」をもつので、圧力制御に大きな影響を及ぼしていることを示した。この場合、ブレーキ管の入力圧力のあたえ方如何によって、ブレーキの「ゆるめ作用」が不完全になる場合のあることをも示した。

7. あとがき

本研究は、ブレーキ圧力制御機構に使用される二重滑り弁について、解析のおよび実験的に検討を加え、従来不明確であった特性とその効果について新しい工学的知見を得たものである。滑り面に働らく摩擦の性質と潤滑の方法など今後若干検討すべき諸点は残っていると云え、得られた知識は今後のブレーキ圧力制御を検討する場合の有力な手段となりうると信ずる。

未筆ながら、この研究を進めるにあたり御懇切な御指導と御助言とをいただいた東京大学名誉教授藤井澄二博士、東京大学教授井口雅一博士に深く感謝するとともに、実験実施に御協力いただいた日本国有鉄道、鉄道技術研究所の関係者に厚く御礼を申し上げる。

「註 1」 $X \rightarrow \infty$ の極限における G_N の値

いま、 $X = 1/t$ とおくと、

$$\lim_{X \rightarrow \infty} b(X)/g(X) = \lim_{t \rightarrow 0} b(t)/g(t) = 0/0$$

したがって、

$$\begin{aligned} \lim_{X \rightarrow \infty} b(X)/g(X) &= \lim_{t \rightarrow 0} b'(t)/g'(t) \\ &= \lim_{t \rightarrow 0} \frac{Z(1-2tZ-2t)}{-\sqrt{1-t^2} + (1+Z)\sqrt{1-t^2(1+Z)^2}} \\ &= \frac{1}{1+Z\sqrt{1-(1-tZ)^2}} = 1 \end{aligned}$$

ゆえに、

$$\lim_{X \rightarrow \infty} \angle G_N = \lim_{X \rightarrow \infty} \tan^{-1} [b(X)/g(X)] = \tan^{-1} 1$$

「註 2」 $X \rightarrow 1$ の極限における G_N の値

いま、 $X = 1/t$ とおくと、

$$\lim_{X \rightarrow 1} b(X)/g(X) = \lim_{t \rightarrow 1} b(t)/g(t) = 0/0$$

したがって、

$$\begin{aligned} \lim_{X \rightarrow 1} b(X)/g(X) &= \lim_{t \rightarrow 1} b'(t)/g'(t) \\ &= \lim_{t \rightarrow 1} \frac{2 + Z - 2t(1 + Z)}{\sqrt{1-t^2} + (1+Z)\sqrt{1-(2-tZ-t)^2}} \\ &\quad \frac{-Z\sqrt{1-(1-tZ)^2}}{-Z\sqrt{1-(1-tZ)^2}} = -\sqrt{\frac{Z}{2-Z}} \end{aligned}$$

ゆえに,

$$\begin{aligned} \lim_{X \rightarrow 1} \angle G_N &= \lim_{X \rightarrow 1} \tan^{-1} [b(X)/g(X)] \\ &= \tan^{-1} \left(-\sqrt{\frac{Z}{2-Z}} \right) \end{aligned}$$

文 献

- 1) Jaxtheimer, W., "Die Bremsen und Luftanlagen der Schienenfahrzeuge", Richard Pflaum Verlag, Münch. 1949.
- 2) Gibson, J.E., "Nonlinear Automatic Control", McGraw-Hill Book Co., 1963.
- 3) 野村義夫, "滑り弁式ブレーキ圧力制御弁の適正構造", 幾徳工大研究報告, B理工学編, 第7号, 昭和57年.
- 4) 日紫喜伴逸, 早稲田順作, "A動作弁の解剖", 業研資料, 第25巻, 第3号, 鉄道大臣官房研究所, 昭和12年2月.