常用ブレーキの主要諸元決定法についての研究*

(第3報, ブレーキのペダルトラベル特性計算法)

原 敬*¹, 木村良一*²

Determination Method for Dimension of Service Braking System (3rd Report, Calculation of Pedal Characteristics)

Kei HARA and Ryoichi KIMURA

This paper describes the calculation methods for the characteristics of the line pressure-pedal travel and the line pressure-pedal force to estimate the braking performance and pedal characteristics of a newly designed vehicle with tandem master cylinder. The above characteristics calculated using the authors' methods and pedal force-pedal travel characteristics led by eliminating line pressure from them are compared to those of empirical results, and the validity of the calculating methods is investigated.

Key Words: Mechanical Engineering, Transportation Engineering, Automobile, Design Engineering, Brake, Simulation

1. 緒 言

第1報¹⁾では吊り下げ式ペダルとピストン式シングルマスタシリンダを有する常用ブレーキについて、新型自動車の審査基準で定められた踏力-ペダルトラベル特性(踏力 F_{p1} とペダルの踏み込み量 l_{ped} との関係)を求める計算式を提案した。それはドラム(ブレーキドラム)を剛体として取り扱った場合の圧力-ペダルトラベル特性(任意の入力圧力 P_{mc} とペダルの踏み込み量 l_{ped} との関係)、圧力-踏力特性(P_{mc} と F_{p1} との関係)を求める計算式を導き、両者の関係から P_{mc} を消去して、踏力-ペダルトラベル特性を求める方法であった。さらに、計算法の有効性の検討をおこなった。

常用ブレーキの配管の一部が損傷した場合においても、2つ以上の車輪を制動できる構造を有することが、法令²⁾で義務づけられているので、上記の目的を達成できる装置を有する車両の踏力-ペダルトラベル特性を求める式を導くことが必要である。

そこで、本研究は吊り下げ式ペダルとピストン式タンデムマスタシリンダを有する常用ブレーキについて、

踏力-ペダルトラベル特性を求める計算式を導き、その有効性の検討をおこなった。

2. 記 号

本文中および図中で示されたものは省略する。

A : 断面積 k : スプリングのばね定数
 d : 直径 V : 容積膨張量
 l : 長さ

添え字

bh : ブレーキホース
 bhf : 前軸のブレーキホース
 bhr : 後軸のブレーキホース
 bp : ブレーキパイプ
 bpf : 前軸のブレーキパイプ
 bpr : 後軸のブレーキパイプ
 mc : マスタシリンダ
 mcp : マスタシリンダのプライマリ側
 mcs : マスタシリンダのセカンダリ側
 ped : ペダル
 wc : ホイールシリンダ
 wcf : 前輪のホイールシリンダ
 wcr : 後輪のホイールシリンダ

* 原稿受付 平成5年5月6日。

*¹ 正員, 同志社大学工学部 (〒602 京都市上京区今出川通り烏丸東入)。

*² 正員, ダイハツ工業(株)技術開発部 (〒563 池田市ダイハツ町1-1)。

3. 基礎式

ブッシュロッド (ブレーキペダルブッシュロッド) およびマスタシリンダの構造を図1に示す。なお図中の記号は以下のとおりである。

- $P_2(x_2, y_2)$: ペダルとブッシュロッドとの結合点 (図2参照)。
- $P_5(x_5, y_5)$: ブッシュロッドのマスタシリンダ側端面 (図2参照)。
- P_6 : プライマリピストンのブッシュロッド側端面。
- P_7 : プライマリピストンカップのセカンダリシリンダ側端面。
- P_8 : プライマリピストンカップから最も遠い側のプライマリインレットポートの端面。
- P_9 : プライマリピストンのセカンダリシリンダ側端面。
- P_{10} : セカンダリピストンのプライマリシリンダ側端面。
- P_{11} : セカンダリピストンカップのセカンダリシリンダ終端側端面。
- P_{12} : セカンダリピストンカップから最も遠い側のセカンダリインレットポートの端面。
- P_{13} : セカンダリピストンのセカンダリシリンダ終端側端面。
- P_{14} : セカンダリシリンダの終端面。

ペダル (ブレーキペダル)、ブッシュロッドおよびマスタシリンダの配置を図2に示す。 M_c 軸はマスタシリンダ取り付け軸、 y 軸は原点0 (ペダルの回転中心) と点 P_{15} (ペダルトラベルの計算基準点) を通る直線、 x 軸は原点0を通り y 軸と直角な直線である。さらに、記号は以下のとおりであり、それ以外の記号は図1と同じである。

- P_1 : 踏力 F_{p1} が踏面 (ブレーキペダルの踏面) に作用していないときの踏面中心。
- P_3 : x 軸と M_c 軸との交点。
- P_4 : y 軸と M_c 軸との交点。
- $P'_1, P'_2(x'_2, y'_2), P'_5(x'_5, y'_5)$: 踏面に直角に踏力 F_{p1} を加えたときの点 P_1, P_2, P_5 の位置。
- P''_2 : 原点0と P'_5 を結ぶ直線を対称軸にしたときに P'_2 と対称の位置にある点。

さらに、 $\ell_{01}, \ell_{02}, \ell_{03}, \ell_{04}, \ell_{015}, \ell_{151}, \ell_{151}, \ell_{25}, \ell_{45}, \ell_{46}, \ell_{56}, \ell_{78}, \ell_{910}, \ell_{1112}, \ell_{1314}$ は図2に示すごとくであり、 $\overline{P_2P_5} = \overline{P'_2P'_5}$ はブッシュロッドの長さ、 $\overline{P_5P_6}$ はブッシュロッドクリアランス、 $\overline{P_7P_8}$ はプライマリポートクリアランス、 $\overline{P_9P_{10}}$ はプライマリ側のマスタシリンダの有効長さ、 $\overline{P_{11}P_{12}}$ はセカンダリポートクリアランス、 $\overline{P_{13}P_{14}}$ はセカンダリ側のマスタシリンダの有効長さである。

点 P'_2 において $\overline{Op'_2}$ に直角に作用する力を F_{P2}, F_{P2} の M_c 軸方向の成分を F_{P1}, F_{P1} の M_c 軸方向の成分を F_{m1}, F_{m1} と F_{P2} と F_{P1} とのなす角度を α'_2, F_{P1} と F_{m1} とのなす角度を β'_5 、原点0と P_1, P_2, P'_2 とを結ぶ直線が x 軸となす角度をそれぞれ、 $\theta_{p1}, \theta_{p2}, \theta'_{p2}$ 、 $\angle OP_{15}P'_1$ を ϕ'_{15} 、 θ_{p1}, ϕ'_{15} はそれぞれ、 x, y 軸から時計回りを正、 $\theta_{p2}, \theta'_{p2}$ は反時計回りを正とする。

圧力ペダルトラベル特性、圧力踏力特性の計算を簡単にするために、次のような計算条件および仮定をおく。

計算条件

- 1) 制動力倍力装置は無いものとする。
- 2) マスタシリンダのプライマリシリンダには、前軸のブレーキ系 (シリンダ類および圧力系統) が、セカンダリシリンダには、後軸のブレーキ系が接続されているものとする。
- 3) マスタシリンダのプライマリシリンダの直径と、セカンダリシリンダの直径とは同一寸法とする。
- 4) 前、後輪ブレーキの効き初め圧力 (ブレーキが制動力を発生し始めるときのホイールシリンダの入力圧力) P_{it}, P_{ir} は小さく、ペダルトラベルが問題になるのは、それ以上の圧力が多いので、前、後輪のホイールシリンダに作用する圧力 P_{wt}, P_{wr} はそれぞれ、 P_{it}, P_{ir} 以上の圧力について計算を行なうものとする。

仮定

- 1) 入力圧力 (マスタシリンダの発生圧力) P_{m1} とホイールシリンダの発生圧力 P_{wt} とは等しいものとする。
- 2) ペダル取り付けブラケット、マスタシリンダ取り付けブラケット、シユーおよびドラムは剛体であり、発生圧力、ペダルトラベルに影響をおよぼさないものとする。
- 3) ブレーキ液の収縮は $V_2 - V_1 = k_{br} V_1 (P_1 - P_2)$ で表わされるものとする³⁾。ここで、 k_{br} はブレーキ液の収縮率、 P は圧力、 V はブレーキ液の容積、添字_{1,2}はそれぞれ、加圧前、後の状態を示す。
- 4) シリンダ類 (マスタシリンダ、前、後軸ホイールシリンダ) のピストン凸部とシリンダ内径間の容積、ピストンカップ凹部の容積、インレットポート、アウトレットポート、チェックバルブシートガスケット、チェックバルブスプリング等の容積⁴⁾は加圧時の全ブレーキ液量 (マスタシリンダリザーブタンク内のブレーキ液を除いた圧力系統の全ブレーキ液量) に比べて少ないので、ブレーキ液の収縮がペダルトラベル ℓ_{pod} に与える影響は、無視できるものとする。

図 1. マスタシリンダ・プッシュ・ロッドおよびマスタシリンダ断面図

図 2. ブレーキ・ペダルおよびマスタ・シリンダの配置図

3.1 圧力-ペダルトラベル特性の計算法 圧力-ペダルトラベル特性は図2を用いて、次のようにして求めることができる。

ペダルトラベル ℓ_{pod} は次のように定義されている⁵⁾。

$$\begin{aligned}\ell_{pod} &= \ell_{151} - \ell'_{151} \\ &= \ell_{151} - \frac{\ell_{01} \sin(\theta'_{p2} - \pi/2 - \gamma_{pod})}{\sin \phi'_{15}} \dots\dots\dots (1)\end{aligned}$$

$$\gamma_{pod} = \theta_{p1} + \theta_{p2} - \pi \dots\dots\dots (2)$$

M_c 軸の方程式は次式で表わされる。

$$y = \frac{\ell_{04}}{\ell_{03}} x + \ell_{04} \dots\dots\dots (3)$$

$$\ell'_{45} = \sqrt{(x'5)^2 + (y'5 - \ell_{04})^2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\left. \begin{aligned}x'5 &= \sqrt{\frac{(\ell'_{45})^2}{1 + (\ell_{04}/\ell_{03})^2}} \\ y'5 &= \frac{\ell_{04}}{\ell_{03}} x'5 + \ell_{04}\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

$$\left. \begin{aligned}x'2 &= \ell_{02} \cos \theta'_{p2} \\ y'2 &= \ell_{02} \sin \theta'_{p2}\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

$$\ell_{25} = \sqrt{(x'5 - x'2)^2 + (y'5 - y'2)^2} \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned}B' &= \sqrt{\frac{(\ell'_{45})^2}{1 + (\ell_{04}/\ell_{03})^2}} \\ C' &= \frac{\ell_{04}}{\ell_{03}} B' + \ell_{04}\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

と置き、式(8)を式(5)に代入した式および式(6)を式(7)に代入して整理すると、次式の関係が成り立つ。

$$\left\{ \left(\frac{C'}{B'} \right)^2 + 1 \right\} \sin^2 \theta'_{p2} - \frac{2C'E'}{B'} \sin \theta'_{p2} + (E')^2 - 1 = 0 \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$E' = \frac{(B')^2 + (C')^2 + \ell_{02}^2 - \ell_{25}^2}{2 \ell_{02} B'} \dots\dots\dots (10)$$

である。

$$\sin \theta'_{p2} = \frac{(C'E'/B') \pm \sqrt{(C'/B')^2 - (E')^2 + 1}}{(C'/B')^2 + 1} \dots\dots\dots (11)$$

上式で求めた θ'_{p2} の値は、平方根の前の符号によって、2つの値を取り、正符号を用いたときの θ'_{p2} の値は、第2象限にある $\angle xOP'_2$ の値、負符号を用いたときの θ'_{p2} の値は、第4象限にある $\angle xOP''_2$ の値を示す。

しかし、求める θ'_{p2} の値は第2象限の角度であるので、平方根の前の符号は、以下正符号のみを用いるものとする。

$\theta''_{p2} = \theta'_{p2} - \pi/2$ とすると、図2から、

$$\sin \theta'_{p2} = \sin \{(\pi/2) + \theta''_{p2}\} = \cos \theta''_{p2} \dots\dots\dots (12)$$

したがって、

$$\theta'_{p2} = \cos^{-1} \left\{ \frac{(C'E'/B') + \sqrt{(C'/B')^2 - (E')^2 + 1}}{(C'/B')^2 + 1} \right\} + \frac{\pi}{2} \dots\dots\dots (13)$$

前、後軸ブレーキが、正常に作動しているときのマスタシリンダのセカンダリシリンダの設定圧力 $P_{mc s}$ 、プライマリシリンダの設定圧力 $P_{mc p}$ は、次式で表される。

$$P_{mc s} = P_0 + (n-1) \Delta P \dots\dots\dots (14)$$

$$P_{mc p} = \{P_{mc s} A_{mc} + F_{mc s p} + k_{mc s p} \Delta \ell_{mc s} + F_{mc p} - (F_{mc p p} + k_{mc p p} \Delta \ell_{mc p})\} / A_{mc} \dots\dots\dots (15)$$

ここで、 $F_{mc s p}$ 、 $k_{mc s p}$ はそれぞれ、マスタシリンダプライマリピストンリターンズプリングの取り付け荷重、ばね定数、 $F_{mc s s}$ はマスタシリンダセカンダリピストンのしゅう動抵抗、 $F_{mc p s}$ 、 $k_{mc p s}$ はそれぞれ、マスタシリンダセカンダリピストンの取り付け荷重、ばね定数、 n は自然数、 P_0 は計算初めの圧力、 $\Delta \ell_{mc p}$ と $\Delta \ell_{mc s}$ はそれぞれ踏力 F_{p1} が、踏面に作用していない状態から、 F_{p1} を踏面に作用させたときのマスタシリンダのプライマリピストンとセカンダリピストンの移動量、 ΔP は増加圧力である。 $F_{mc s s}$ は、前もって求められた実験式を用いて求めることができる⁶⁾

前軸ブレーキのみが失患し、マスタシリンダプライマリピストンが、セカンダリピストンに接した状態での $P_{mc s}$ 、 $P_{mc p}$ は、次式であらわされる。

$$\left. \begin{aligned}P_{mc s} &= P_0 + (n-1) \Delta P \\ P_{mc p} &= 0\end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15a)$$

後軸ブレーキのみが失患し、マスタシリンダセカンダリピストンが、マスタシリンダの右端面に接した状態での P_{mcs} , P_{mcp} は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} P_{mcs} &= 0 \\ P_{mcp} &= P_0 + (n-1) \Delta P \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15b)$$

$$\ell'_{45} = \ell_{46} + \Delta \ell_{mcp} + \Delta \ell_{mcs} \dots\dots\dots (16)$$

前、後軸ブレーキが正常に作動しているときの $\Delta \ell_{mcp}$, $\Delta \ell_{mcs}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \Delta \ell_{mcp} &= \ell_{shf} + \ell_{exf} + \ell_{cof} \\ \Delta \ell_{mcs} &= \ell_{shr} + \ell_{exr} + \ell_{cor} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 ℓ_{cof} は前軸の制動系に充填されたブレーキ液の収縮によるマスタシリンダプライマリピストンの移動量、 ℓ_{cor} は後軸の制動系に充填されたブレーキ液の収縮によるマスタシリンダセカンダリピストンの移動量、 ℓ_{exf} は前軸の制動系の容積膨張によるマスタシリンダプライマリピストンの移動量、 ℓ_{exr} は後軸の制動系の容積膨張によるマスタシリンダセカンダリピストンの移動量、 ℓ_{shf} は踏力 F_{p1} が路面に作用していない状態からドラムに接触するまで、前軸のシュー（ブレーキシュー）を移動させたとき（シュー間隙=0のとき）のマスタシリンダプライマリピストンの移動量、 ℓ_{shr} は踏力 F_{p1} が路面に作用していない状態からドラムに接触するまで、後軸のシューを移動させたときのマスタシリンダセカンダリピストンの移動量である。

前、後軸ブレーキが、それぞれ失患したときの $\Delta \ell_{mcp}$, $\Delta \ell_{mcs}$ は、 $P_{mcp}=0$ のとき $\Delta \ell_{mcp} = \ell_{56} + \ell_{910}$, $P_{mcs}=0$ のとき $\Delta \ell_{mcs} = \ell_{1112} + \ell_{1314}$ と置くことによって、求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} \ell_{shf} &= \ell_{78} + \frac{2 A_{wcf} (\Delta \ell_{wcf} + \Delta \ell_{wc2f})}{A_{mc}} \\ \ell_{shr} &= \ell_{910} + \frac{2 A_{wcr} (\Delta \ell_{wcr} + \Delta \ell_{wc2r})}{A_{mc}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

ここで、 $\Delta \ell_{wcf}$, $\Delta \ell_{wcr}$ はそれぞれ、ドラムに接触するまで、シューを移動させるのに必要な前、後輪のプライマリまたはリーディング側のホイールシリンダピストンの移動量、 $\Delta \ell_{wc2f}$ と $\Delta \ell_{wc2r}$ はそれぞれ、ドラムに接触するまで、シューを移動させるのに必要な前、後輪のセカンダリまたはトレーリング側のホイールシリンダピストンの移動量である。 $\Delta \ell_{wcf}$, $\Delta \ell_{wc2f}$, $\Delta \ell_{wcr}$, $\Delta \ell_{wc2r}$ の値

は、前もって求めることができる⁷⁾。

$$\left. \begin{aligned} \ell_{exf} &= \frac{V_{mcp} + 2 n_{wcf} V_{wcf} + \ell_{bpf} V_{bpf} + \ell_{bhf} V_{bhf}}{A_{mc}} \\ \ell_{exr} &= \frac{V_{mcs} + 2 n_{wcr} V_{wcr} + \ell_{bpr} V_{bpr} + \ell_{bhr} V_{bhr}}{A_{mc}} \end{aligned} \right\} \dots\dots (19)$$

ここで、 n_{wcf} , n_{wcr} はそれぞれ、前、後輪のホイールシリンダの数である。そして、 V_{bhf} , V_{bhr} , V_{bpf} , V_{bpr} , V_{mcp} , V_{mcs} , V_{wcf} , V_{wcr} の値は、前もって求められた実験式を用いて求めることができる⁸⁾。

$$\left. \begin{aligned} \ell_{cof} &= \left\{ (\ell_{910} A_{mc} + 2 n_{wcf} \ell_{wcf} A_{wcf} + \ell_{bpf} A_{bpf} + \ell_{bhf} A_{bhf}) / (k_{btf} P_{mcp}) \right\} / A_{mc} \\ \ell_{cor} &= \left\{ (\ell_{910} A_{mc} + 2 n_{wcr} \ell_{wcr} A_{wcr} + \ell_{bpr} A_{bpr} + \ell_{bhr} A_{bhr}) / (k_{btr} P_{mcs}) \right\} / A_{mc} \end{aligned} \right\} \dots\dots (20)$$

ここで、 ℓ_{wcf} , ℓ_{wcr} はそれぞれ、前、後輪のホイールシリンダの有効行程長さである。

$$\phi'_{15} = \tan^{-1} \left\{ \frac{\ell_{01} \sin (\theta'_{p2} - \pi/2 - \gamma_{ped})}{\ell_{015} - \ell_{01} \cos (\theta'_{p2} - \pi/2 - \gamma_{ped})} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

前、後軸ブレーキが正常に作動しているときの、任意の入力圧力 P_{mcs} におけるペダルトラベル ℓ_{ped} の値は、 P_{mcp} を仮定した後、式 (18), (19), (20), (17), (15), (8), (10), (13), (2), (21), (1) の計算を繰り返すことによって、求めることができる。なお、仮定した P_{mcp} の値と式(15)で求めた P_{mcp} の値とが異なるときは、それらの値が等しくなるまで式 (18)~(15) の計算を繰り返す。

前、後軸ブレーキのいずれかが失患しているときの計算手順は省略する。

3.2 圧力-踏力特性の計算法 圧力-踏力特性は図2を用いて、次のようにして求めることができる。踏力 F_{p1} は次式で表される。

$$F_{p1} = F_{p1pp} + F_{p1srp} + F_{p1mcp} + F_{p1pe} - F_{pew} \dots\dots\dots (22)$$

ここで、 F_{p1pp} は、マスタシリンダプライマリピストンに作用する圧力 P_{mcp} を路面に換算した力、 F_{p1srp} はマスタシリンダプライマリピストンのしゅう動抵抗を路面に換算した力、 F_{p1mcp} はマスタシリンダプライマリピストンリターンスプリングを変位させるに必要な力を路面に換算した力、 F_{p1pe} はペダルリターンスプリングを変位させるに必要な力を路面に換算した力、 F_{pew} は踏力計ピックアップの重量によって、路面に作用する力で

ある。

ペダルにペダルリターン springs を取り付けしていないときの、原点0まわりのモーメントのつり合いは、次式で表される。

$$F_{p1pp} + F_{p1srp} + F_{p1mcp} = \frac{\ell_{02}}{\ell_{01}} F_{p2}$$

$$= \frac{\ell_{02}}{\ell_{01} \eta_{pd} \cos \alpha'_2 \cos \beta'_s} F_{mc} \dots (23)$$

ここで、 η_{pd} はマスタシリンダプッシュロッドの作動効率である。

ペダルにペダルリターン springs のみを取り付けたときの原点0まわりのモーメントのつり合い。

$$F_{pipe} = \frac{T_{ped} + k_{ped} (\theta_{p2} - \theta'_{p2})}{\eta_{ped} \ell_{01}} \dots (24)$$

ここで、 T_{ped} 、 k_{ped} はそれぞれ、ペダルリターン springs の取り付けトルク、ばね定数、 η_{ped} はペダルの作動効率である。

前、後軸ブレーキが正常に作動しているとき、および後軸ブレーキのみが失速しているときの F_{mc} の値は、次式で求めることができる。

$$F_{mc} = P_{mcp} A_{mc} + F_{mcsp} + F_{mcopp} + k_{mcopp} \Delta \ell_{mcp} \dots (25)$$

ここで、マスタシリンダプライマリピストンのしゅう動抵抗 F_{mcsp} は、 F_{mcars} の場合と同様に、前もって求められた実験式を用いて、求めることができる。

前軸ブレーキのみが失速しているときの F_{mc} の値は、次式で求めることができる。

$$F_{mc} = P_{mcs} A_{mc} + F_{mcopp} + k_{mcopp} (\ell_{78} + \ell_{910})$$

$$+ F_{mcars} + F_{mcspa} + k_{mcspa} (\ell_{1112} + \Delta \ell_{mcs}) \dots (25a)$$

図2から α'_2 、 β'_s は次式で表すことができる。

$$\alpha'_2 = \theta'_{p2} - \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left\{ \frac{C' - \ell_{02} \sin \theta'_{p2}}{B' - \ell_{02} \cos \theta'_{p2}} \right\}$$

$$\beta'_s = \left| \tan^{-1} \left\{ \frac{C' - \ell_{02} \sin \theta'_{p2}}{B' - \ell_{02} \cos \theta'_{p2}} \right\} - \tan^{-1} \left(\frac{\ell_{04}}{\ell_{03}} \right) \right| \dots (26)$$

前、後軸ブレーキが、正常に作動しているときの任意の入力圧力 P_{mcs} における踏力 F_{p1} の値は、3.1節で求めた P_{mcp} 、 $\Delta \ell_{mcp}$ 、 $\Delta \ell_{mcs}$ 、 B' 、 C' 、 θ'_{p2} の値を用いて、式 (26)、(25)、(23)、(24)、(22) の計算を繰り返すことによって求めることができる。

前、後軸ブレーキのいずれかが失速しているときの計算手順は省略する。

4. 計算結果および考察

表 1 に示す常用ブレーキの諸元と、3.1節の計算法を用いて、プライマリピストンの発生圧力 P_{mcp} とセカンダリピストンの発生圧力 P_{mcs} との関係を求め、実験結果と比較したのが図 3 であり、 P_{mcs} と F_{p1} との関係を求め実験結果と比較したのが図 4 である。ここで、踏力計ピックアップの重量 1.2 kgf によって、路面に作用する力は 11.77 N である。

図3 マスタシリンダの圧力特性

図 3 から、 P_{mcp} は P_{mcs} より大きく、計算結果は実験結果とよく一致している。以上のことから、 P_{mcp} は制動力が大きく、さらに急制動時の車両の安定性に大きく影響する前軸ブレーキに、作用するようになっている。

図 4 の同一踏力における P_{mcs} は、計算結果の方が実験結果より大きくなっており、実験結果と計算結果との差も、第1報で述べたシングルマスタシリンダの場合と同様である。

表 1 に示す常用ブレーキの諸元と3.1、3.2 節の計算法を用いて、 F_{p1} とペダルトラベル ℓ_{ped} との関係を求め、実験結果と比較したのが図 5 である。なお計算結果は加圧時のブレーキ制御系の膨張特性のみを用いている。実験結果は加圧時と減圧時とでヒステリシスを有

表 1 常用ブレーキ系の諸元

CLASSIFICATION	SYMBOL	UNIT	FRONT AXLE	REAR AXLE
ARRANGEMENT OF BRAKE OPERATING SYSTEM	ℓ_{03}	mm	66.5	
	ℓ_{04}	〃	46.2	
	ℓ_{46}	〃	45.6	
	ℓ_{56}	〃	1.0	
	ℓ_{015}	〃	227.0	
	ℓ_{151}	〃	180.0	
	θ_{p1}	rad	0.7156	
	θ_{p2}	〃	2.6529	
BRAKE PEDAL	T_{ped}	N · cm	135.1	
	k_{ped}	N · cm/rad	134.9	
	ℓ_{01}	mm	177.5	
	ℓ_{02}	〃	40.0	
	η_{ped}	-	1.0	
MASTER CYLINDER PUSH ROD	ℓ_{25}	mm	90.6	
	η_{pl}	-	1.0	
MASTER CYLINDER	d_{mc}	mm	17.46	
	F_{mcsp}	N	9.807	23.536
	F_{mcsl}	〃	$1.43P_{mcp}^{0.3}$	$1.43P_{mcs}^{0.3}$
	k_{mcsp}	N/cm	6.57	29.42
	ℓ_{78}	mm	0.8	
	ℓ_{910}	〃	21.0	
	ℓ_{1112}	〃	0.8	
	ℓ_{1314}	〃	14.0	
	V_{mc}	cm ³	$8.898 \times 10^{-1} P_{mcp}^{0.1195}$	$8.898 \times 10^{-1} P_{mcs}^{0.1195}$
WHEEL CYLINDER	d_{wc}	mm	22.225	17.46
	ℓ_{wc}	〃	4.0	5.5
	n_{wc}	-	4.0	2.0
	P_{wci}	Pa	1.973×10^5	2.687×10^5
	V_{wc}	cm ³	$1.551 \times 10^{-1} P_{mcp}^{-0.01334}$	$1.095 \times 10^{-1} P_{mcs}^{0.03896}$
	$\Delta \ell_{wc}$	mm	0.3696	0.4101
BRAKE PIPE	d_{bp}	mm	3.36	3.36
	ℓ_{bp}	〃	3397.0	4926.0
	V_{bp}	cm ³ /cm	$1.146 \times 10^{-7} P_{mcp}^{0.518}$	$1.146 \times 10^{-7} P_{mcs}^{0.518}$
BRAKE HOSE	d_{bh}	mm	3.1	3.1
	ℓ_{bh}	〃	636.0	375.0
	V_{bh}	cm ³ /cm	$8.656 \times 10^{-7} P_{mcp}^{0.5671}$	$8.656 \times 10^{-7} P_{mcs}^{0.5671}$
BRAKE FLUID	k_{bfl}	1/Pa	8.33×10^{-10}	

しているので、計算結果と実験結果との比較は、加圧時についてのみ行うことにする。

踏面の遊び (点 P' の位置が P₆ の位置と一致したときの l_{pod} の値, $l'_{45} = l_{46}$) の計算結果は 5.49 mm となり、実験結果 5.0 mm より 0.49 mm 大きくなっている。以上のことから、供試車の制動系の構成部品が、表 1 に示す常用ブレーキの諸元に非常に近い値に組立られているといえる。

踏力が 300 N 以下の実験結果と計算結果とは、よく一致している。そして、ローラ駆動式ブレーキ試験機による制動効率 0.6 のときの踏力 279.5 N (28.5 kgf) に対応する l_{pod} の値は、実験結果 92 mm に対して、計算結果は 90.2 mm となり、実験結果の 96.7 % となっている。また実験結果と計算結果との差 1.8 mm は、設計上可能な l_{pod} の最大値 158 mm の 1.14 % となり、第 3 章で述べた踏力-ペダルトラベル特性計算法は、実用上十分な計算精度を有していることがわかる。

踏力-ペダルトラベル特性における実験結果と計算結果との曲線の形状の差は、ブレーキホースの容積膨張特性の差による影響が大きいものと思われる⁹⁾。

以上のことから、ペダル踏面の遊び、ブレーキホースの容積膨張特性を修正することによって、踏力-ペダルトラベル特性の計算精度は向上できることがわかる。

5. 結 論

吊り下げ式ペダルとピストン式タンデムマスタシリンダを有する車両について、圧力-ペダルトラベル特性、圧力-踏力特性を求める計算式を導き、両者の関係から圧力を消去して、踏力-ペダルトラベル特性を求め、それぞれ実験結果と計算結果とを比較して、計算法の有効性の検討を行った。その結果を要約すると次のようになる。

- (1) プライマリピストンの発生圧力 P_{mcp} はセカンダリピストンの発生圧力 P_{mcs} より大きく、計算結果は実験結果とよく一致している。
- (2) 踏力-ペダルトラベル特性は加圧時と減圧時とでヒステリシスを有しているが、その主要因は、ゴムを主体としたブレーキホースの容積膨張特性によるものである。
- (3) ペダル踏面の遊びを考慮すると、ローラ駆動式ブレーキ試験機による制動効率 0.6 のときの踏力に対応するペダルトラベルの実験結果と計算結果との差は、ペダルトラベルの最大値 158 mm の 1.14 % となり、第 3 章の計算法を用いて、踏力-ペダルトラベル特性を実用上十分な精度で計算できる。

図4 圧力 - 踏力特性

図5 ペダルトラベル特性

文 献

- (1) 木村, 機論 (C 篇), 49 巻, 441 号, (1983), 755.
- (2) 運輸省自動車局監修, 道路運送車両の保安基準詳解, (1975), 99, 株式会社 交文社.
- (3) 近藤, 基礎自動車工学 前期篇, (1967), 90, 養賢堂.
- (4) 日本自動車整備振興会連合会編, 自動車整備技術 3 級自動車 シヤシ 下巻, (1978), 5, 日本自動車整備振興会連合会.
- (5) 運輸省, 新型自動車の審査基準, 2-7-3.
- (6) 文献(1).
- (7) 木村, 機論 (C 篇), 50 巻, 452 号, (1984), 643.
- (8) 文献(1).
- (9) 文献(1).