

鉄道車両におけるブレーキ作用の促進

野 村 義 夫*

Promotion of Railway cars' Braking

Yoshio NOMURA

Abstract

Brake actions in air brake system are propagated through the train. In order to promote the action, it is necessary to make the propagation speed higher in pipe line and to make the pneumatic control action sensitive.

The paper discusses the past researchs and shows the characteristics of pneumatic transmission line both experimentally and theoretically. The results shall be applied to future design of control valves effectively.

1. ま え が き

鉄道車両は高速になるほど走行の安全のためと制動距離の短縮のため、ブレーキ作用の迅速性が要求される。

空気ブレーキシステムを持つ車両において、ブレーキ信号の伝達は通常、列車に引き通されている空気管内の圧縮空気の圧力変化によっている。また列車中の各車両に設置された圧力制御弁が、この圧力変化を受け作動を起こしブレーキ力を発生するようになっている。

したがって、ブレーキ作用を迅速にするためには、ブレーキ管内の圧力波の伝達を早めることと、圧力制御弁の動特性のすぐれていることが必要である。

この研究は、空気ブレーキシステムにおけるブレーキ伝達促進機能を基礎的に検討し、特にブレーキ管内圧力波の伝達特性を明確にした後、具体化する圧力制御弁を提案して、実用化のための諸条件を明らかにしようとした。

2. 従来の研究と検討¹⁾

運転士の操作する空気ブレーキの作用を迅速に列車の後部車両に伝えようとする工夫は、かなり古くからあり、急ブレーキ作用 (quick service) あるいは急動作用 (quick action) と称して圧力制御弁の機能の一部に取り入れられてきた。

急ブレーキ作用は常用ブレーキ作用時に働き、ブレーキ作用の伝達を促進するよう工夫されたもので、ブレーキ管の小減圧で作動を開始し、作動後ブレーキ管の減圧を助長する機能をもつが、その効果は一定量を越さないように制限されている。これに対し急動作用は列車走行中の非常事態の時作用するよう工夫され、ブレーキ管に大きな減圧を起こし出来る限り迅速に列車全体に最大制動力をあたえるようにした機能をもっているのである。

これら急ブレーキ作用や急動作用を実現した構造は過去に数多くの考察がある²⁻⁶⁾。従来の機構によるブレーキ作用伝達速度は、貨物列車の場合、たかだか 60 m/s であり、旅客列車の場合でも最大 150 m/s にすぎず極めて遅い。

つぎにこれら従来の機構を機能上から検討すると次のとおりである。

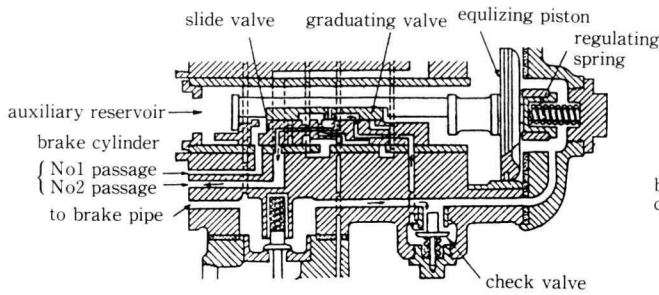


Fig. 1. Quick service mechanism

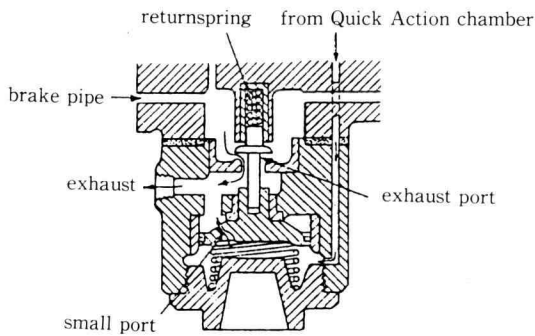


Fig. 2. Quick section mechanism

2.1. ブレーキ作用促進機能の考察

(i) 滑り弁の動きによってブレーキ管をブレーキシリンダあるいは排気孔につなぐ方式、これは K 形または A 形圧力制御弁に用いられており、Fig. 1, Fig. 2 にその構造例を示す。

(ii) 滑り弁の動きによってブレーキ管を一定容積の空気だめにつなぐ方式、これは F8 形および Hik 形圧力制御弁などに用いられており、Fig. 3 にその構造例を示す。

(iii) 滑り弁の動きによって、ブレーキ管をまず定容積の空気だめにつなぎ、ついでブレーキシリンダにつなぐ方式、これには AB 形圧力制御弁などがある。

(iv) 滑り弁あるいは膜板の動きによって、ブレーキ管を大気と絞り通路でつながれている空気だめにつなぎ、ブレーキシリンダ圧力の高まりによって、そのつながりを遮断する方式、たとえば KE 形あるいは Est 形圧力制御弁などがある。

以上に述べた各種の方式は、圧力制御弁の基本的構造内に含めて構成される事が多く、受圧部がピストンか、膜板かにより、また空気通路の切り換えが滑り弁

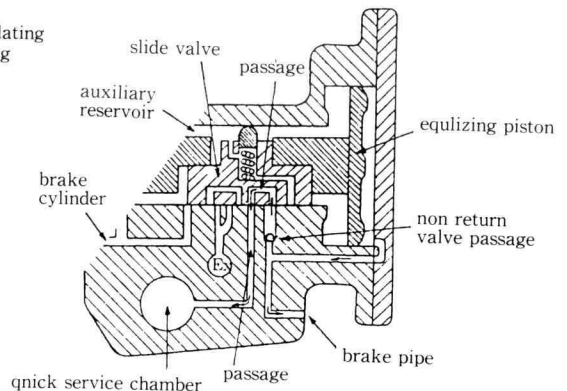


Fig. 3. Quick service mechanism

か、押し上げ弁によるか、などによって構造が相違し、それぞれの特長が生かされるよう考慮され、同時に空気消費を少なくする配慮がなされているのが普通である。

2.2. ブレーキ作用促進機構の問題点

前項で述べた機能は、高速運転の車両には必ずしも適応しない点がある。それは、

(i) 作動を開始する時のブレーキ管の減圧量が比較的大きい。これは受圧感度を高めるような弁構造の検討が必要であることを示すと共に、補助空気だめから込め溝を通してブレーキ管への逆流を阻止する方法の導入が必要であることを示す。

(ii) 急ブレーキ作用によって予想以上の大きな減圧がブレーキ管に生ずる。これは弁作動時の位置決めを正確にする機構とブレーキシリンダなどの可変容量とについて検討の必要があり、同時に、急ブレーキ弁 1 個の受持つブレーキ管の容積を規定する必要があることを示す。

(iii) 弁作動時のブレーキ管減圧速度が小さくブレーキ伝達促進作用が比較的小さい。これは、ブレーキ管の減圧速度を早める方法を積極的に考える必要のあることを示し、さらに常用と非常との両ブレーキ指令をブレーキ管の減圧速度の相違によって区別する方式を再検討する必要があることを示すのである。

2.3. 特殊機構によるブレーキ作用促進

従来の弁機構によるブレーキ作用促進には上述のようないろいろの改良すべき点があるので、別的手段も考えられている。それらは

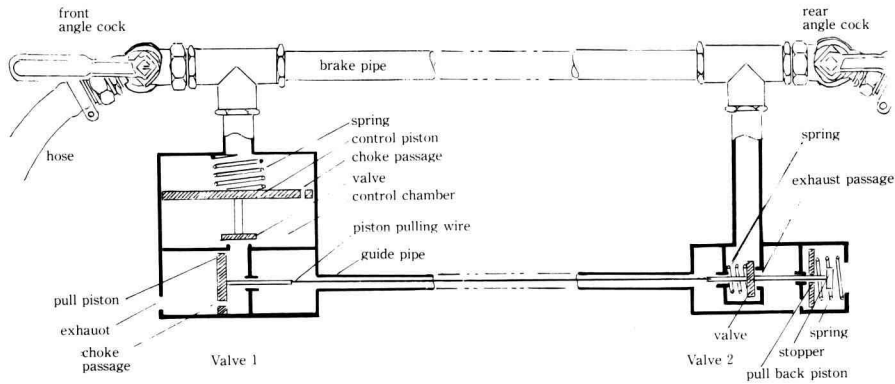


Fig. 4. Brake accelerator using wire and piston

(i) 電磁弁の併用構造

列車中の各車両のブレーキ管に電磁弁を取りつけ、運転士のブレーキ指令による励磁でその排気孔を開き、ブレーキ管を減圧する。これによって列車の全車両の圧力制御弁を同時に働かせることが出来る。この方式は電源を持つ列車に対しては極めて有効であるが、従来の貨物列車などの電源を持たない車両には利用できない。

(ii) 鋼線利用の特殊弁構造⁷⁾

これは車両と車両の間では空気圧力の伝達を利用するが、車両の両端にそれぞれ弁を設け第1の弁の作動を第2の弁へ伝えるのに鋼線を利用する方法を用い、全体としてブレーキ作用の伝達を促進させる方法である。Fig. 4はこの構造を示す。

(iii) ブレーキ技管弁構造

ブレーキシリンダに圧縮空気を供給する圧力制御弁は、列車に引き通されるブレーキ管から分岐した管の末端に取りつけられるので、圧力伝達が遅れる。これを防ぐため、この分岐部に取りつけた中継弁によりブレーキ管の圧力変化を技管内に再現するように考案されたのが技管弁である。

ブレーキ伝達速度にどこまで近づけられるかが問題となる。

そこで、急ブレーキ弁の作動によるブレーキ管内の圧力変化の状況を調べておく。

いま一つの列車において、機関車の次位の車両すなわち1両目の車両と2両目の車両のブレーキ管の制御弁取り付け位置における圧力変化を考えると Fig. 5 のようになる。ここで、1両目の弁と2両目の弁との間隔を L とし、弁の作動には慣性や摩擦などの抵抗はないものとし、弁の特性に相違はないものと仮定する。

機関車のブレーキ弁操作によるブレーキ管の減圧が、1両目において A_1B_1 のように表わされるとし、それが2両目に伝播して A_2B_2 のようになるものとする。ブレーキ管の初期状態における音速を a_0 とすると、 $A_1A_2 = t_0 = L/a_0$ である。

急ブレーキ弁の作動は、別に設けた空気だめの圧力とブレーキ管圧力との差 ΔP_1 によって起こるが、一般に込め機能の必要上、その空気だめとブレーキ管の間には細い通路が設けられるため、ブレーキ管の減圧によって空気だめの圧力も低下する。この状態は急ブ

3. ブレーキ作用促進法の検討

前章に述べた問題点を解決することによって、急ブレーキ作用や急動作用の特性を向上し、ブレーキ伝達速度を早めることが出来る筈である。しかし、ブレーキ伝達速度向上の限界は、無限小の圧力変化で弁が作動し、遅れなくブレーキシリンダ圧力が上昇する場合、その値は音速である。したがって、この限界のブ

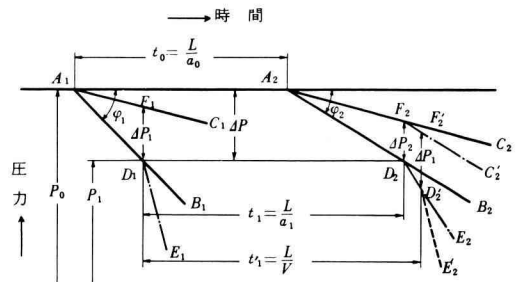


Fig. 5. Pressure in brake pipe line

ブレーキ弁が作動を完了するまで続く。そこでこの空気だめ内の圧力変化を1両目について A_1C_1 , 2両目について A_2C_2 と表わす。

1両目の急ブレーキ弁の作動点 D_1 は, A_1C_1 と A_1B_1 との差圧がこの弁の作動を起こすのに必要な量 ΔP_1 に達した時であり, 作動後のブレーキ管の圧力変化は D_1E_1 のようになる。 D_1 点に対するブレーキ管の圧力 P_1 は, その状態の音速 $a_1 = a_0(P_1/P_0)^{\frac{k-1}{2k}}$ で2両目に伝わり D_2 に至る。ここで k は空気の断熱指数である。この場合には $a_0 > a_1$ だから, $t_1 > t_0$ である。したがって圧力変化は $\varphi_2 < \varphi_1$ である。すなわち, 2両目のブレーキ管減圧速度は1両目のそれより小さいから, D_2 点における A_2C_2 と A_2B_2 との差 ΔP_2 は $\Delta P_2 < \Delta P_1$ である。したがって2両目の急ブレーキ弁は D_2 点では作動しない。2両目のブレーキ管の圧力変化は, 1両目の急ブレーキ弁作動の影響を受けて D_2E_2 のようになる。この時当然2両目の空気だめ圧力も影響を受け F_2C_2' のようになる。したがって, F_2C_2' と D_2E_2 との差が ΔP_1 に達した点 D_2' で2両目の弁は作動を起こし, ブレーキ管内の圧力変化は $D_2'E_2'$ のようになる。そこでこの場合のブレーキ伝達の時間は D_1 と D_2' との間の時間 t_1' であり, ブレーキ伝達速度 V は $V = L/t_1'$ となる。ここで急ブレーキ弁が働いた後圧力制御弁が働らきブレーキシリンダ圧力が上昇し始めるまでの時間は一定であるとする。このようにつぎつぎと考えれば, 3両目以下の車両のブレーキ管内圧力変化と急ブレーキ弁の作動点がわかり, ブレーキの伝達速度が求められる筈である。

以上に述べたことから, ブレーキ伝達速度を安定にしかも実現可能な形で早めるには, つぎのような諸条件が必要となることを知る。

(i) 急ブレーキ弁はなるべく小圧力差で働くこと。

(ii) 急ブレーキ弁の作動によりブレーキ管内に生ずる圧力波の前面はなるべく垂直に近いこと。

(iii) 圧力波の大きさは, 最も条件の悪い時でも隣接車の弁を動かさうる高さであること。

(iv) 空気だめからブレーキ管への逆流は許さうる限り少ない方がよい。これは, ブレーキ配管内の避けられない漏気に対し意図しない働きが弁に起こることを防ぐ意味で, この逆流はある程度許さざるを得ないのである。

(v) ブレーキ配管は, 圧力波の減衰や波形の乱れ

を起こさないような構成とする必要がある。

(vi) 運転台のブレーキ弁からくる最初のブレーキ管減圧波についても, その波の前面がなるべく垂直に近いことが必要である。

(vii) ブレーキ圧力制御の見地からみると, 急ブレーキ作用によるブレーキ管の減圧量に制限をつける必要のあることは当然であり, ブレーキ圧力の制御範囲の減少を防がなくてはならない。

(viii) ブレーキの保安機能の必要上, 非常ブレーキ作用と急ブレーキ作用とを区別するためには, それらの作用が競合しないように構成する必要がある。

(ix) 特性にバラツキの少ない急ブレーキ弁構造とすることは勿論のことである。

以上のような諸条件を考慮に入れて, 具体的構成と, その取りつけられる列車配管が定められなければならない。

4. ブレーキ管内に発生する圧力波

4.1. 理論的背景

長管内の非定常流れを扱った理論は, 可成り古くからあるが, 通常振幅の極めて小さい場合についてであり, 流体によって仕事をさせる問題にはあまり役立たない。有限振幅の波動の実際問題に関する最初の研究は Kobes⁸⁾ による空気ブレーキの計算であるといわれている⁹⁾。Kobes は真空ブレーキの作用伝達速度が音速を越すという実車実験のデータの解明のため, 理論研究を行ない, 断面積一定で無限に長い真すぐな管内の非定常流における圧縮波および膨脹波の特性を明らかにし, ブレーキ伝達速度の限界を示した。その後, 管内の水の脈動理論はあるが, 空気ブレーキに直接利用しうる研究は暫らく途絶えていたようである。しかし, 1940年頃からまた非定常流れに関する研究が盛んになり, 数多くの実際問題に利用しうる理論が発表された。また応用面でも V-1号ロケットの解析や内燃機関の過給機内脈動流の解析に適用された^{10,11)}。さらに Giffen¹²⁾ は一つの容器から大気へのガスの急速な放出問題を扱い, Bannister¹³⁾ らは圧縮空気を有限の長さのシリンダから径の異なる真すぐな長管内に放出する場合の特性について解析し実験も行なった。また Mucklow ら¹⁴⁾ は管内を伝播する圧縮波の減衰と反射の問題についてくわしく検討を行なった。これらの知識はブレーキ伝達の問題を解析するのに非常に有効であるが, 分岐管のある複雑な管路については, その

後発展した特性曲線法によらなければならない。この方法の工学的利用は広く、幾つかの論文が発表されているが、その理論は Rudinger⁹⁾ や Haller¹⁵⁾ がくわしく述べている。

空気ブレーキの伝達に関する問題の検討には、これらの理論が基礎となるが、実際の弁機構や配管の設計にあたっては、境界条件の相違による流動摩擦や損失の程度を理論と対比しつつ実験的に求め検討を行なう必要がある。

の配管とし、(a),(c)は絞りを通して $6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ ab}$ の圧力をもつ管内圧縮空気を大気へ放出する構成であり、(b)は大気圧にある空気だめに放出する構成である。真管に枝管のついた場合の配管は Fig. 7(a),(b)のようにした。絞りは薄板の中心にあけたドリル孔とし、大気側から排気孔を閉塞する蓋を設け、時刻0で蓋の押えを迅速に除去した。空気だめに放出する場合はコックを手動で操作した。なお、図中の○印は計測用圧力計の位置を示し、圧力の変化分を測定した。ここで管は1吋のガス管を用いた。

4.2. ブレーキ管内圧力変化の実験

4.2.1. 実験装置 真管については Fig. 6(a),(b),(c)

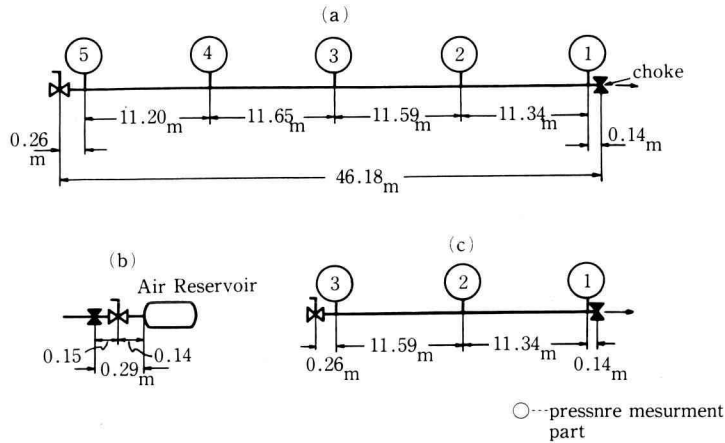


Fig. 6. Test pipe line I

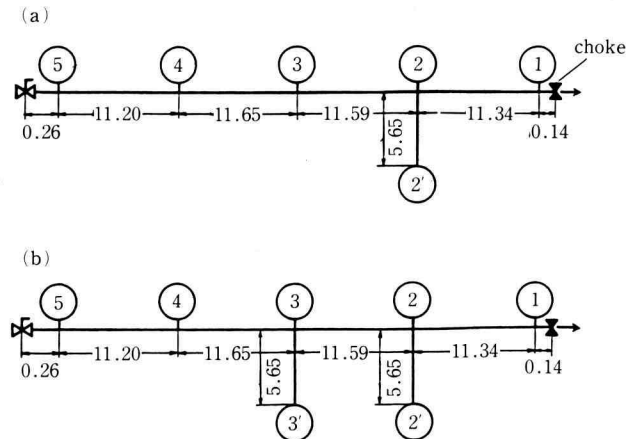


Fig. 7. Test pipe line II with branch pipe

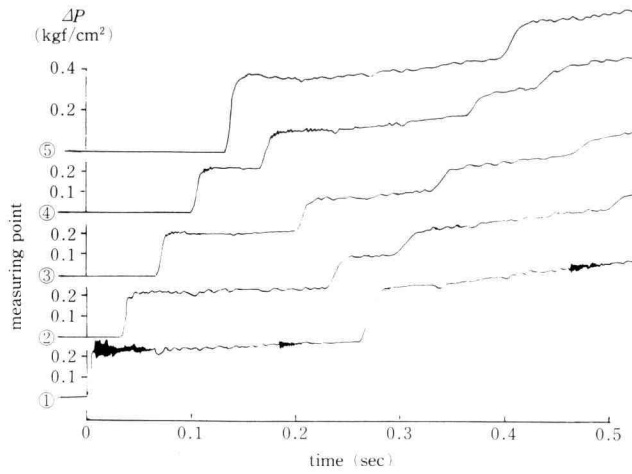
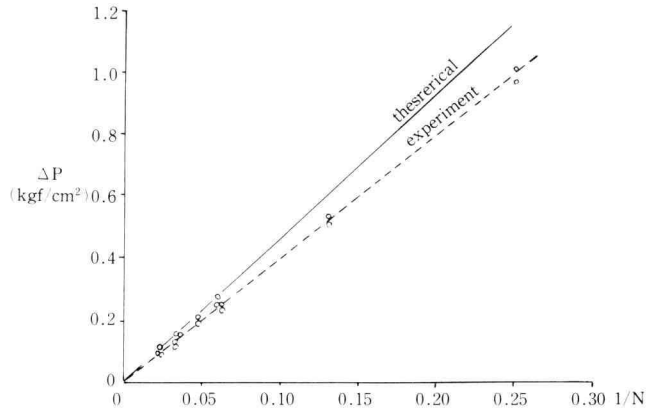


Fig. 8. Pressure wave propagation in straight duct

Fig. 9. Relations between Δp and N

4.2.2. 実験結果と検討

(1) 排気孔の大きさと管内圧力変化

Fig. 6 の配管 (a) について絞り径 $6.9 \text{ mm}\phi$ として実験した結果を Fig. 8 に示す。ここで基本圧力波の上に小圧力波が重畳しているのは、測定器取り付け部 T 接手や管接手の影響であると考えられる。絞り径を大きくすると基本波の高さは比例して大きくなる。Fig. 9 は測定点 ① の最初の波についてこの関係を示したものである。ここで $\Delta P (\text{kgf/cm}^2)$ は圧力波の高さであり、 N は管と絞りとの通路断面積の比である。

この実験では排気孔出口の流速が音速である、すなわち臨界状態にあるから、理論的には次式より求めら

れる。

$$\frac{216N}{25} = [6(P_1/P_0'')^{\frac{2}{7}} - 10(P_1/P_0'')^{\frac{1}{7}} + 5]^3 / (P_1 P_0'')^{\frac{5}{7}} [1 - (P_1/P_0'')^{\frac{1}{7}}] \quad (1)$$

ここで、 P_1 は管内に発生する圧力、 P_0'' は最初の管内圧力、である。ゆえに $\Delta P = P_0'' - P_1$ である。ここで断熱指数 $k=1.4$ とした。

この理論式では一次元流れで摩擦がないとしてあるので、Fig. 9 に示すように ΔP の実験点は理論より小さくなっている。しかし $1/N$ のごく小さい所ではこの相違はごく僅かである。(1) 式より $\Delta P \approx 4.86/N$ 、また実験結果より、 $\Delta P \approx 4.0/N$ となるから、実験値と理

論値との比は $4.0/4.86=0.823$ となり約 18% 実験値は理論値より低いことがわかる。

(2) 空気だめに排気する場合の圧力変化

Fig. 6(b) のように管の末端に空気だめを取りつけ、コックの開放によって管内の圧縮空気を流入させた場合にも、空気だめの初期圧力が大気圧であれば管内に発生する最初の圧力波の高さは空気だめのない場合と全く同じであった。空気だめの大きさを 15 l から 2.5 l に小さくしても変らなかった。しかし当然ながら最終圧力は空気だめの大きさの影響を受ける。

(3) 管の閉塞端における圧力波の反射

Fig. 6 において (a) 図の圧力測定部 ⑤ は管の閉塞端に近いので末端反射による高い圧力が記録される。このことは Fig. 8 で ⑤ の圧力が ④ の圧力より遙かに

高いことからわかる。このことを更に明確にするため、Fig. 6 の (c) 図の ③ 点の圧力を (a) 図の ③ 点の圧力と比較した。その結果は Table 1 に示すとおりで、反射波は 2.0 倍になり、絞りの径に関係しないことがわかる。この事は理論的にも明らかである。すなわち、一次元流れにおける閉塞端での反射圧力 P_t は反射前の圧力 P_1 に対して次の関係にあることが知られている¹³⁾。

$$\left(\frac{P_t}{P_0''}\right)^{\frac{1}{7}} = \left(\frac{P_1}{P_0''}\right)^{\frac{1}{7}} - 1 \quad (2)$$

そこで、いま $P_0'' - P_1 = \Delta P_1$, $P_0'' - P_t = \Delta P_t$ とおき、 ΔP_1 および ΔP_t が充分小さな値とすると (2) 式は次のようになるからである。

$$\Delta P_t \approx 2\Delta P_1 \quad (3)$$

(4) 管内圧力波の減衰

直管内を伝播する圧力波は Fig. 8 の ①②③④ と示すように減衰してゆく。いま ① の圧力波がどのような経過で減衰するかを、排気絞りの径を変えた実験結果から取り出して示すと、Fig. 10 のようになる。この図から、 N が小さい程すなわち絞り孔付近の ΔP が大きい程、管内流動の影響を大きく受け、単位長さあたりの圧力損失が大きいことがわかる。

いま管の摩擦が流体の粒子速度の 2 乗に比例するとした場合、波の前頭の圧力 ΔP と距離 x との関係は、第 1 近似として次式のようになることが知られている¹³⁾。

Table 1. Comparison between pipe end pressure and inter mediate pressure

choke diameter (mmφ)	pipng in Fig. 6	pressure diffence at ③ point, mean value (kgf/cm ²)
4.9	(a)	0.105
	(c)	0.210
6.9	(a)	0.202
	(c)	0.404

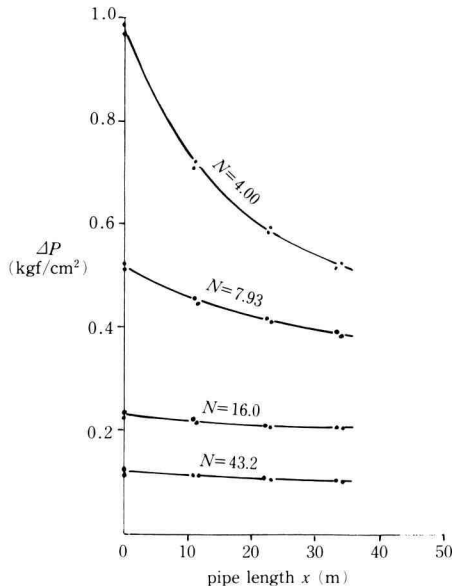


Fig. 10. Attenuation of pressure wave

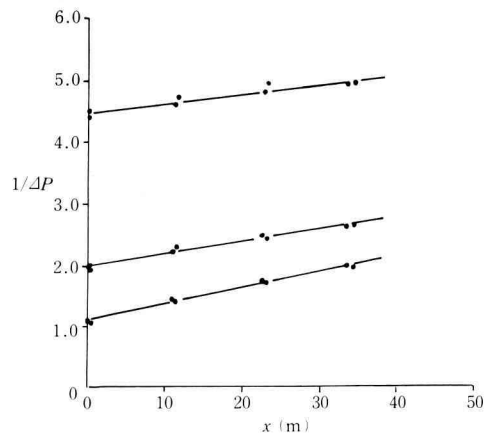


Fig. 11. Relations between x and $1/\Delta p$

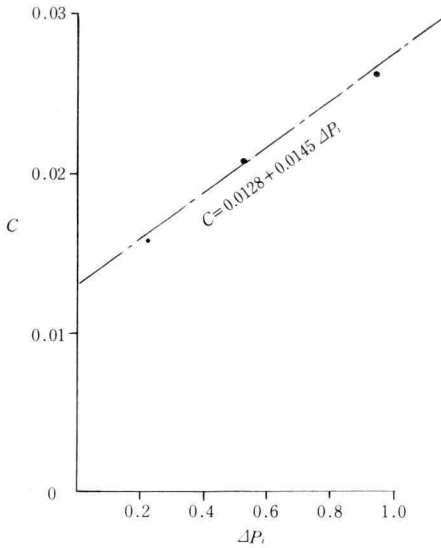
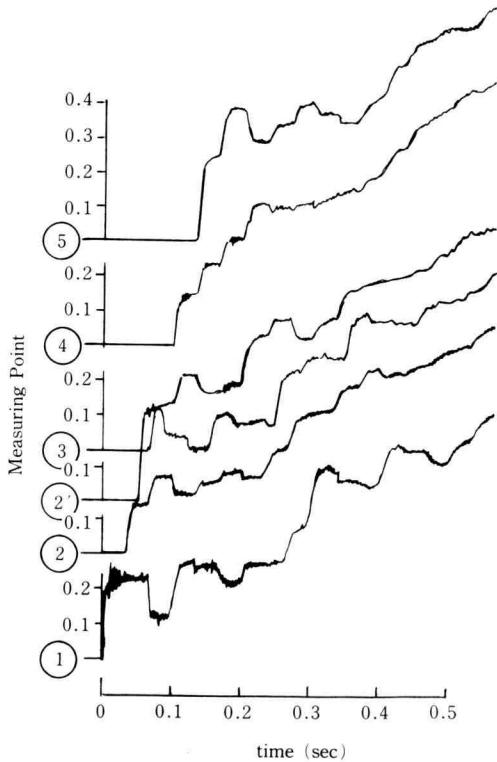
Fig. 12. Relations between ΔP_i and C 

Fig. 13. Pressure wave in pipe with a branch

$$\Delta P = \frac{\Delta P_i}{1 + Kx} \quad (4)$$

ここで、 ΔP_i は $x=0$ の点の圧力である。Fig. 10 に示す結果から、この実験の範囲での K の値を求めるのに、 $1/\Delta P$ と x の関係を Fig. 11 のように求め、図中の直線の傾き $C(=1/\Delta P \cdot x)$ と ΔP_i との関係を Fig. 12 のように求め、 $K=C\Delta P_i$ とすればよいのである。その結果は次式のようにになった。

$$K = 0.0128\Delta P_i + 0.0145\Delta P_i^2 \quad (5)$$

(5) 管の曲りによる圧力波の減衰

曲管内での圧力損失は直管の場合より大きいが、過去の研究¹⁶⁾によると、比較的小さいようである。筆者は、直角に曲がった部分を3箇所持つ管内の圧力変化を調べたが、特に大きな圧力損失は認められなかった。したがって90°の曲管が1~2箇所程度持つブレーキ管では、工学的に曲りによる圧力損失を無視しても差支えないようである。

(6) 分岐管内の圧力波の測定

ブレーキ管には付属機器の取り付けのため分岐管を設けることが多い。また一般に圧力制御弁や急ブレーキ弁も分岐管の末端に取り付けられる。したがって、ブレーキ管内を伝播する圧力波が分岐管の存在によってどのように変化するか定量的に求めるため前出の Fig. 7(a), (b) 図に示す配管によって実験を行なった。

実験結果の一例を Fig. 13, および Fig. 14 に示す。Fig. 13 は分岐管1本 (Fig. 7(a)), Fig. 14 は分岐管2本 (Fig. 7(b)) の場合で、いずれも $N=16.0$ についての測定結果である。

排気絞り部で発生した圧力波は、管内を伝わり分岐部で二つに分れて伝播する波と、分岐部で反射する波となる。分岐管内の波はその末端で反射して分岐部に戻り再び圧力変化を起こすといった現象が続いて起こり圧力変化は複雑になる。

(7) 管の分岐部前後の圧力変化理論

分岐管部をその断面積変化に着目してモデル化すると、Fig. 15(a) のようになる。すなわち分岐部で断面積 A_l のブレーキ管が分岐管の断面積を加えた断面積 A_r に変化すると考えるのである。圧力波は左より右に伝わり断面積の変化部で1部反射する。そこで空気の状態量が変わらないと見做せる小領域を考え、それを時間-距離線図上で示すと Fig. 15(b) のようになる。ここで断面積変化部の左側を l , 右側を r とし、初期状態を1, 左からくる1つの波を1' とし、断面積変化部

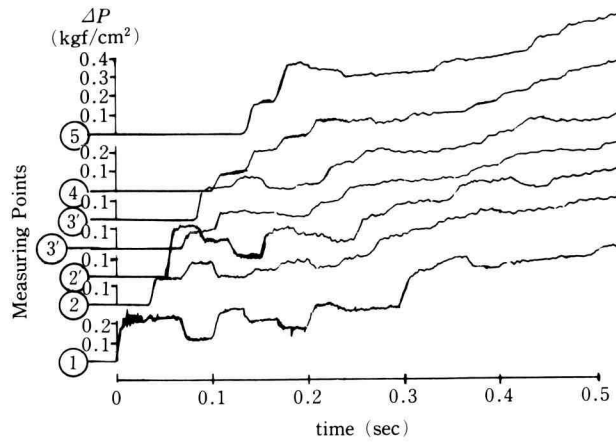


Fig. 14. Pressur wave in pipe line with two branches

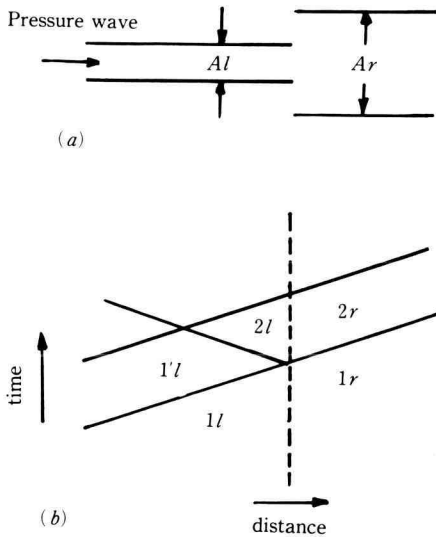


Fig. 15. model of branch pipe

に到着したあとでは2とする。というように記号を定める。これらの記号を添字とすると、分岐部直前の圧力変化は ΔP_{1l} であり、直後の圧力変化は ΔP_{2r} となる。また、流体の粒子速度を w 、音速を a とすると、断面変化部前後の状態を考慮して、次の関係式が成り立つ。

エネルギー保存の関係から、

$$w_{2l}^2 + 5a_{2l}^2 = w_{2r}^2 + 5a_{2r}^2 \quad (6)$$

連続の関係から

$$A_l a_{2l}^5 w_{2l} = A_r a_{2r}^5 w_{2r} \quad (7)$$

特性方程式は

$$w_{2l} - w_{1l} = -5(a_{2l} - a_{1l}) \quad (8)$$

$$w_{2r} - w_{1r} = 5(a_{2r} - a_{1r}) \quad (9)$$

となる。さらに初期条件は

$$w_{1r} = 0, a_{1r} = a_0 \quad (10)$$

ここで、 a_0 は初期状態における空気中の音速である。いま

$$A_r/A_l = A \quad (11)$$

とし、(6), (7), (8), (9) 式を (10) 式の条件の下で解くと、つぎのようになる。

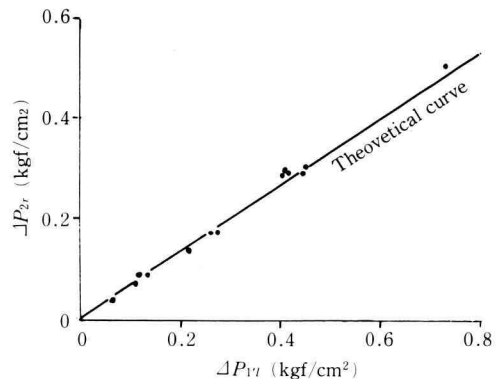


Fig. 16. Pressure difference near branch pipe

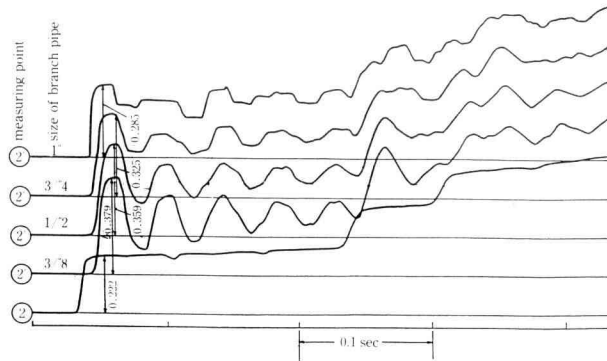


Fig. 17. Relations between A and $\Delta P_{2r}/\Delta P_{1l}$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{w_{1l}+5a_{1l}}{a_0}\right)^2 - 10 \frac{w_{1l}+5a_{1l}}{a_0} \times \frac{a_{2l}}{a_0} + 30 \left(\frac{a_{2l}}{a_0}\right)^2 \\ & = 30 \left(\frac{a_{2r}}{a_0}\right)^2 - 50 \frac{a_{2r}}{a_0} + 25 \end{aligned} \tag{12}$$

および,

$$\left(\frac{a_{2l}}{a_0}\right)^5 \left[\frac{w_{1l}+5a_{1l}}{a_0} - 5 \frac{a_{2l}}{a_0} \right] = 5A \left(\frac{a_{2r}}{a_0}\right)^5 \left(\frac{a_{2r}}{a_0} - 1\right) \tag{13}$$

である。この(12)式および(13)式から a_{2r} と a_{2l} とが求められる。したがって、 $2r$ 部と $1l$ 部との圧力変化 ΔP_{2r} と ΔP_{1l} が求められる。

いま、管内圧力変化が微小であるとする、一般に、つぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{a_i}{a_0} &= \left(\frac{P_i}{P_0}\right)^{\frac{1}{7}} = \left(\frac{P_0 - \Delta P_i}{P_0}\right)^{\frac{1}{7}} \approx 1 - \frac{1}{7} \frac{\Delta P_i}{P_0} \\ \frac{w_i}{w_0} &= 5 \left[\left(\frac{P_i}{P_0}\right)^{\frac{1}{7}} - 1 \right] \approx -\frac{5}{7} \frac{\Delta P_i}{P_0} \end{aligned} \right\} \tag{14}$$

であるから、この関係を(12)、(13)両式に適用し整理すると、次のような近似関係式が得られる。

$$\Delta P_{2l} \approx \Delta P_{2r} \approx \frac{2}{1+A} \Delta P_{1l} \tag{15}$$

分岐管をブレーキ管と同じく1時のガス管とし、 N をいろいろ変えて実験した結果から ΔP_{1l} と ΔP_{2r} の関係をプロットすると、Fig. 16のようになる。ここで、 ΔP_{1l} は分岐管のついたままでは測定しにくい。というのは圧力測定器を分岐管のごく近くに置くと ΔP_{2l} すなわち ΔP_{2r} が測定されてしまうからであり、また測定位置を分岐管より離すと ΔP_{1l} は管内の摩擦の影響を受けて実際の値と異なってくるからである。したがってこの実験では Fig. 7の②あるいは③で測定された値を ΔP_{2r} とし、分岐管を除去した後同一位置で測定した値を ΔP_{1l} として比較したのである。Fig. 16中の実線は、上記理論式(15)より得られる曲線である。すなわち、この場合は $A=2$ であるから $\Delta P_{2r} = \Delta P_{2l} = \frac{2}{3} \Delta P_{1l}$ である。図に示すように、この実験の範囲すなわち $\Delta P_{1l} = 0 \sim 0.7 \text{ kgf/cm}^2$ では、理論と実験とが非常に良く一致している。

つぎに分岐管の太さを変え $3/8$ 、 $1/2$ および $3/4$ のガス管とした場合の分岐管内の圧力変化は Fig. 17のようになった。この場合の A に対する $\Delta P_{2r}/\Delta P_{1l}$ の関係は Fig. 18のようになる。図中の実線は理論式(15)による曲線で実験とよく一致していることがわ

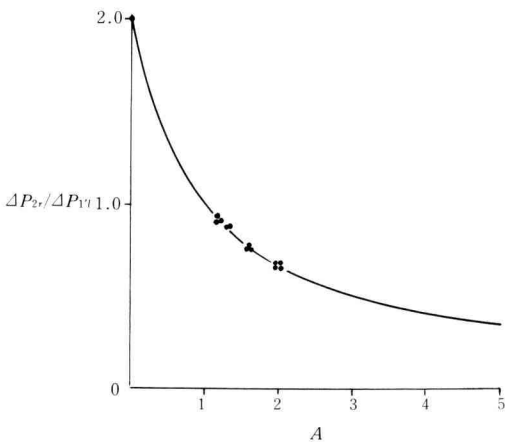


Fig. 18. Pressure wave in several branch pipes

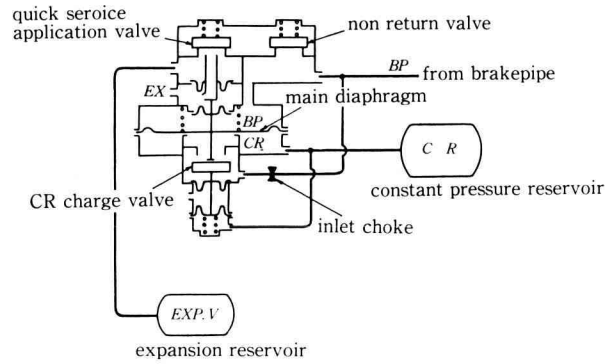


Fig. 19. New quick service value skeleton

かる。なお、 $A=0$ は管の末端が閉塞していることを意味し、 $A=1$ は分岐管がないこと、 $A=\infty$ は分岐管がブレーキ管に比べ充分大きい断面積を持つことを意味するのである。

以上の事から、管内を伝播する圧力変化の波は、分岐部を通過する毎にその圧力変化の $2/(1+A)$ 倍になる。したがって n 個所の分岐部を経たあとの圧力変化、あるいは n 本目の分岐管内圧力変化 (ΔP_{nr}) は近

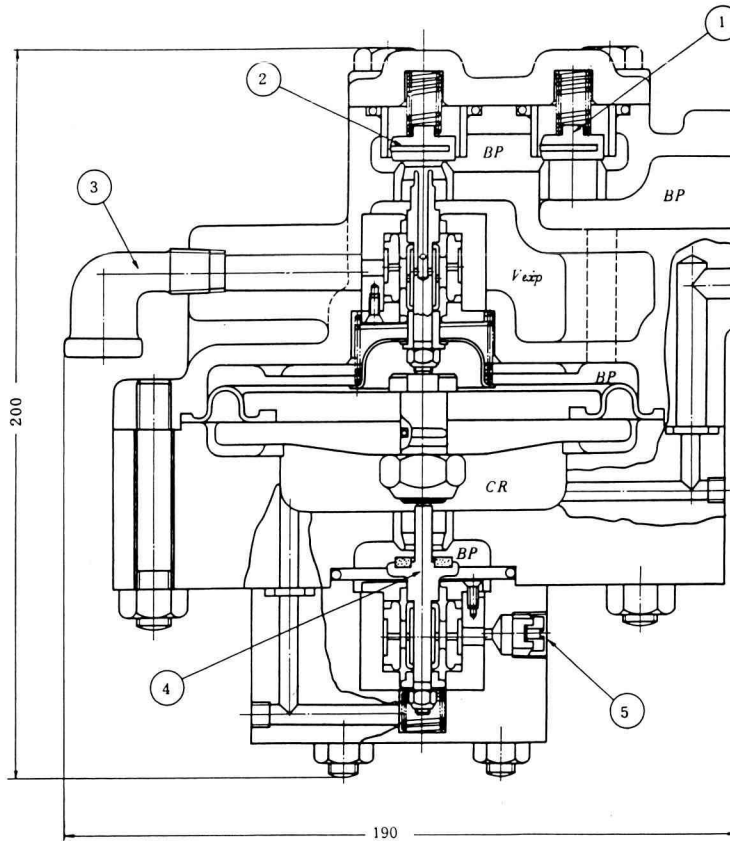


Fig. 20. New quick service value for test

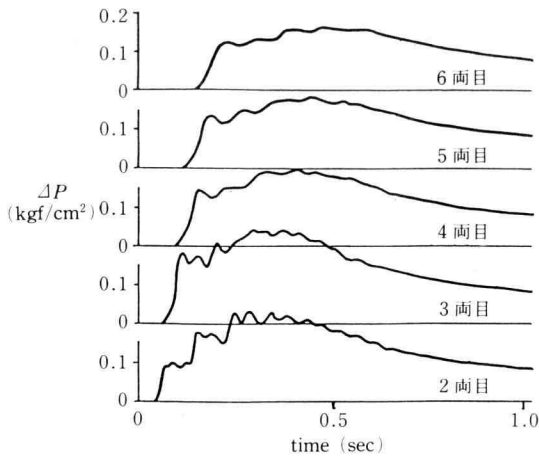


Fig. 21. Pressure wave in brake pipe line for test valves

似的に次式で表わされるであろう。

$$\Delta P_{nr} = \left(\frac{2}{1+A} \right)^n \prod_{i=1}^n \varphi_i \Delta P_0 \quad (16)$$

ここで ΔP_0 は管の開孔端近傍の圧力変化であり、 φ_1 は管の開孔端と第1番目の分岐部との間のブレーキ管内で生ずる圧力損失の割合であり、 φ_i は第 $i-1$ 番目の分岐部と第 i 番目の分岐部との間のブレーキ管内で生ずる圧力損失の割合である。

分岐管内に生じた圧力変化の波は、管内を伝播し末端に至り反射して再び分岐部に戻るので、圧力変化は振動的になる。その状況は Fig. 17 に示すとおりで、分岐管の太さによって振幅は異なるが、周期は長さによってきまる。また圧力波が管内を往復するにつれて減衰するが、開孔端からの反射にも影響され波形は複雑になる。Fig. 17 で約 0.2 秒後に圧力変化が急に大きく現われているのは、閉塞端からの反射の影響である。これらの波についての解析は、特性曲線法によって進められる筈である。ここではこれ以上追求しない。というのは、ブレーキにおいては分岐管末端で発生する最初の振幅の最も大きい圧力変化のみに着目すれば充分であるからである。

5. ブレーキ伝達促進機構¹⁶⁻¹⁸⁾

ブレーキ作用の促進機構は第3章で検討した条件を満たすように構成するのであるが、この際、第4章で得られた実験結果を利用する。

5.1. 機構の原理的構成

ブレーキ管内の小さな圧力変化を受けて作動しうる様に受圧部を比較的大きい膜板とし、作動によって発生する圧力波の前面をなるべく垂直に近づけるため押し上げ弁構造を用い、僅かなリフトで通路が全開するように構成する。また膨脹空気だめは、弁の作動によるブレーキ管の減圧量が一定値以上にならないように制限する大きさとする。こういった構想による原理的構成として提案したのが Fig. 19 である。

5.2. ブレーキ作用促進機構の試作

前節の原理的構成を基に具体的設計する場合には、車両の空気ブレーキシステムに組み込まれる事を考慮して、次のような仕様を満足させるようにする。

- (i) 弁体各部は 8 kgf/cm² gage に耐えられる。
- (ii) 弁作動の敏感性；6 秒間にブレーキ管減圧が 0.6 kgf/cm² 以上の時には作動を起こす。
- (iii) 弁作動の感度；ブレーキ管圧力と空気だめ圧力との差は 0.1 kgf/cm² 以内で作動を起こす。
- (iv) 弁作動の安定性；ブレーキ管内圧力空気漏洩が毎分 0.5 kgf/cm² 以下の時は作動を起こさない。
- (v) 弁作動によるブレーキ管の最大減圧量は 0.5 kgf/cm² 以内とする。

以上の条件を考慮して試作した急ブレーキ弁を Fig. 20 に示す。

試作装置を車両と等価のブレーキ管に取りつけ実験した結果を Fig. 21 に示す。この時 1 両分のブレーキ管長さは約 6 m、技管の長さは約 2 m であり、車両は 6 両編成とした。3 両目に試作弁を取りつけ、1 両目の弁の作動により作動が誘起した状況を記録したもので、3 両目の ΔP の値が 0.05 kgf/cm² より急激に変化している所が試作弁の作動を起こした点である。

ブレーキ伝達の促進を目的として試作した弁は検討した条件をほぼ満足し、実用に耐えることがわかった。

6. 結 論

高速長編成列車における運転の安全性と速度制御特性の向上に対して必要な新しい空気ブレーキシステムの設計において、まず問題となる従来のブレーキ作用促進機能を比較検討し、従来定量的に明確ではなかったブレーキ管内圧力波の諸特性を理論的および実験的に明らかにし、その圧力波を積極的に利用する方法を

提案し、ついでそれを具体化した弁を試作して実用化の可能性の高いことを示すことが出来た。

あ と が き

ブレーキ作用を早めるための基礎的問題を理論的および実験的に考察し、その結果を応用した試作弁の有効である事を示したが、この研究成果は将来のブレーキの高性能化に役立つものと信ずる。

最後に、本論文をまとめるにあたり多大の協力と援助をいただいた旧国鉄の鉄道技術研究所の関係各位に深く感謝する。

文 献

- 1) 野村,「鉄道車両の空気ブレーキに関する研究」, 1971年, 鉄道技術研究所報告 No. 739.
- 2) V. Turner, "The development of the electro-pneumatic Brake", 1914, Westinghouse Air Brake Co.
- 3) W. Hildebrand, "Die Entwicklung der selbststättigen Einkammer-Druckluft-Bremse bei den europäischen Vallbahnen", 1927, Verlag von J. Springer, Berlin.
- 4) W. Jaxtheimer, "Die Bremsen und Luftanlagen der Schienenfahrzeuge", 1949, Richard phfaum Verlag, Münch.
- 5) K. Sachs, "Electrische Triebfahrzeuge", 1953, Fandenfeld.
- 6) Möller, "Die neue Eisenbahn Druckluft-Bremse mit dem KE Eisheitsventil", 1954, VDI, Nr. 11/12.
- 7) E. Möller, "Bremsbeschleuniger für Druchluft-bremsen Einfachbeschleuniger und Koppelbeschleuniger", 1937, Glasers Annalen.
- 8) K. Kobes, "Die Durchschlagsgeschwindigkeit bei den Luftsaug und Druckluft bremsen", 1910, seitschrift des Österr Ingenieur und Ar-

- chiteckten-Vereines Nr. 35.
- 9) G. Rudinger, "Wave Diagrams for nonsteady Flow in Ducts", 1955, D. Van Nostrand Co. New York.
- 10) E. Jenny, "Unidimensional Transient Flow with consideration of Friction, Heat Transfer, and change of section", 1950, The Brown Boveri Review, Vol. 37, p. 447.
- 11) "Pressure pulsation at the Intake of a supercharged Internal-combustion Engine", 1952, The Brown Boveri Review Vol. 59 No. 8, 9, Aug./Sep..
- 12) E. Giffen, "Rapid Discharge of Gas from a vessel into the Atmosphere", 1940, Engineering, Vol. 150, Aug. 16.
- 13) F.K. Bannister & G.F. Mucklow, "Wave Action following sudden Release of Compressed Gas from a Cylinder", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 159, WEI. No. 42, 1948.
- 14) G.F. Mucklow & Wilson, "Wave Action in Gases: Attenuation and Reflection of Compression Waves Propagated in Pipes, Part I-Wave Attenuation; Part II-Wave Reflection", Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 169, No. 1 1955.
- 15) P. de Haller, "the Application of a Graphic Method to some dynamic problems in Gases", sulzer Technical Review, No. 1, 1945.
- 16) 野村,「ブレーキ伝達の促進」, 鉄道技術研究所報告 No. 705, 1970年3月.
- 17) R.M.H. Cheng, "Apparent Sub-Acoustic propagation of pneumatic Braking Systems in Trains", ASME 82WA/DSC-11.
- 18) 野村他, "Development of High Performance Air Brake System", Quarterly Reports, Vol. 12, No. 1, Railway Technical Research Institute, Japanese National Railways, 1971, pp. 41-49.