衝撃騒音低減を目的とした負のパルス波発生装置に関する研究* (パルス波強さの改善)

瀬戸口 俊明^{*1}, 松尾 一 泰^{*2}, 青木 俊 之^{*2}
中 富 隆 一^{*3}, 日 高 文 泰^{*4}, 金 子 賢 二^{*1}

A Study of Negative Impulsive Wave Generator for Reducing Impulsive Noise (Improvement of Wave Strength)

Toshiaki SETOGUCHI, Kazuyasu MATSUO, Toshiyuki AOKI,
Ryuichi NAKATOMI, Fumiyasu HIDAKA and Kenji KANEKO

The compression wave discharged from the open end of a tube causes positive impulsive noise. Active noise cancellation, which is cancelling of noise by the addition of an inverse wave, is a useful technique for reducing impulsive noise. We present a design for a negative impulsive wave generator utilizing unsteady mass influx. The generator consists of a vacuum chamber and a movable valve. In order to increase the strength of the negative impulsive wave, the effect of valve geometry on the impulsive wave has been clarified, and a suitable choice of design factors has been suggested.

Key Words: Compressible Flow, Pressure Wave, Noise Control, Aeroacoustics, Unsteady Mass Influx, Impulsive Noise, Impulsive Wave Generator

1. まえがき

伝ばする圧力波が管の開口端から放出されるとパルス状の波(ここではパルス波という)が生成され, 衝撃音として周囲に広がる。このような音に関しては, 高速列車がトンネルに突入することによってトンネル出口で発生する衝撃音⁽¹⁾に関連して, 近年盛んに研究が行われている^{(2)~(8)}。

ところで, このような波動に関連する衝撃音の低減法については, アクティブコントロール, すなわち対象騒音と逆位相の波を人工的に作り, 両者を干渉させることで減音効果を得る方法も有効な対策法と思われる。著者らは, 正のパルス波の制御を目的として, 衝撃波管の非定常膨張波を利用した負のパルス波発生装置を提案し, 非定常膨張波特性と負のパルス波特性の関連を明らかにした⁽⁷⁾。また, 負のパルス波発生装置のモデル機を試作し, バルブ形状が図1に示すような平

板の場合について, 生成される負のパルス波とバルブ挙動の関連などを明らかにした⁽⁹⁾。しかし, 本パルス波発生装置の実機を想定した場合, 例えば, トンネル出口で発生する衝撃音を対象とすれば, 単機当たりで発生できる負のパルス波強さをできるだけ大きくするように設計することが経済的理由のために望まれ⁽⁷⁾, 従来の負のパルス波発生装置⁽⁸⁾の改良が必要である。

本研究では, 負のパルス波の特性改善を目的として, パルス波発生装置の幾何形状に対する考察を行い, よ

Fig. 1 Schematic of negative impulsive wave generator with flat valve

* 原稿受付 1996年3月21日.

^{*1} 正員, 佐賀大学理工学部 (〒840 佐賀市本庄町1).

^{*2} 正員, 九州大学総合理工学研究所 (〒816 春日市春日公園6-1).

^{*3} 学生員, 佐賀大学大学院.

^{*4} 正員, 三菱重工(株) (〒655 神戸市垂水区高丸6-2-3).

えば図3において図4と同じように初期波形を与えても、後述する結果(図6)にはほとんど影響しなかった。

3.2 解析結果 図5は、図3において $d_i = 80 \text{ mm}$, $d_o = 125 \text{ mm}$ の場合に、膨張波が時間 $t = 0$ よりパルス波発生装置の出口端から放出されて負のパルス波が形成され、それが空間的に広がってゆく過程の鳥瞰図を示す。図より負のパルス波が形成され、距離とともに減衰する様子がわかる。

図6は、環状バルブ板の内外径比 d_i/d_o ($d_o = 125 \text{ mm}$ で固定) が負のパルス波 ($r/d_o = 2$, $\theta = 0^\circ$ の位置における値) に及ぼす影響を示す。図の縦軸は、環状バルブで得られる負のパルス波強さ $(-\Delta p_m)_a$ を、 $d_o = 125 \text{ mm}$ ($= d_i$) の平板バルブのパルス波強さ $(-\Delta p_m)_f$ で除した値を示す。図より、 $(-\Delta p_m)_a/(-\Delta p_m)_f$ は d_i/d_o とともに増加し、極大値を得た後に減少することがわかる。 $(-\Delta p_m)_a$ 値が d_i/d_o とともに増加するのは、環状バルブの採用により単位時間当たりの空気吸込み量が増加するためである。一方、極大値後の $(-\Delta p_m)_a$ 値の低下は、パルス波発生装置前板の大気側端における面積が減少することに起因し、 $d_i/d_o = 1$ の場合には当然 $(-\Delta p_m)_a/(-\Delta p_m)_f = 0$ となる。従って、より強い負のパルス波を得る環状バルブの幾何形状には好適値が存在し、図中に示す結果 ($d_i/d_o \approx 0.68$) から判断すると、本計算場のように流路が固定されている場合には、図3に示す点aと点bがほぼ一致する場合と思われる。なお、図中に示す実験結果については後述する。

以上の結果より、バルブを環状にすることは、負のパルス波強さを改善するうえで有効であることが明らかとなった。

Fig. 4 Geometry of computed field and boundary conditions for modified flat valve

図7は、図4において $d_o (=125 \text{ mm})$ と $d_i (=105 \text{ mm})$ を固定し、急拡大部がない場合 ($W_b = W_a$) に、負のパルス波発生装置のバルブ部前板の厚み W_b が負のパルス波波形に及ぼす影響を示す。図より明かなように、 W_b が小さいほど $(-\Delta p_m)$ 値は大きい。これは、図4に初期波形として示す非定常膨張波が流路を出口側に伝ばするとき、 W_b が大きいほど $(\partial p/\partial t)_a$ 値が減少する(式(2)において $|\partial p/\partial t|_a$ 値が小さくなることに相当する)ためである。この事実は、負のパルス波発生装置の前板厚さは、装置の強度を考慮してできるだけ薄く設計することが重要であることを示す。また図より、 W_b とともにパルス幅が大きくなることがわかる。

Fig. 5 Computed pressure distributions showing generation of impulsive wave

Fig. 6 Computed results showing effect of annular valve geometry on impulsive wave strength

これは、 W_b が長いほど、伝ばする非定常膨張波の波頭と波尾間の時間間隔が長くなるためである。

図8は、図4において $W_b (=20 \text{ mm})$ と $W_a (=10 \text{ mm})$ を固定し、負のパルス波発生装置の前板に急拡大部を設けた場合に形成される負のパルス波強さと面積拡大率 $S/S_s (= (d_o^2 - d_i^2)/(d_o^2 - d_i^2))$ の関係を示す。図の縦軸は、流路が拡大された場合の負のパルス波強さ $(-\Delta p_m)$ を、流路幅一定の場合のそれ $(-\Delta p_{ms})$ で除した値である。図より、 $(-\Delta p_m)/(-\Delta p_{ms})$ 値は $S/S_s \approx 4$ で極大値を経た後減少する。 $(-\Delta p_m)/(-\Delta p_{ms}) > 1$ の理由は、2節で述べた予想通り、管路出口面積の増加割合が $(-\partial p/\partial t)_m$ の減少割合より大きいためである。従って、負のパルス波発生装置前板のバルブ部に急拡大部を設けることも、負のパルス波強さを改善するためには、有効な手段であることがわかる。

以上の考察より、負のパルス波強さを改善するには、図9で定性的に示すように、バルブを環状にし、バルブ出口形状を出口側で流路が急拡大するように設計することが効果的であることが明らかとなった。

Fig. 7 Effect of front plate thickness on impulsive wave

Fig. 8 Relation between strength of negative impulsive wave and area changes

4. 実験装置と方法

前節の数値計算の有効性を確認するため、バルブ板が環状の場合について、モデル機を用いた負のパルス波の特性試験を行った。

図10は、負のパルス波発生装置の概要を示す。モデル機は、長さ $L=500 \text{ mm}$ 、直径 $D=240 \text{ mm}$ の円筒真空室と出口外径 $d_o (=125 \text{ mm})$ に固定、出口内径 $d_i (=35, 50, 65, 80 \text{ mm})$ の4種類で、以下の議論では、それぞれ $V35-125$, $V50-125$, $V65-125$, $V80-125$ と呼ぶ、傾き角 45° 、厚み 10 mm の環状バルブより構成されており、バルブストロークは 10 mm である。

実験方法は、文献(8)とほぼ同じであるが、真空室の初期設定圧は -30 kPa (ゲージ圧)とし、パルス波発生装置は大気中に設置されている。なお距離 r 、方位角 θ の点における負のパルス波はマイクロフォン(RION UC-27)で、バルブ板の加速度変化は加速度計(ONO NP-601)で計測した。

5. 実験結果と考察

環状バルブ($V80-125$)を用いた場合に得られる $r/d_o=2$ 、 $\theta=0^\circ$ の位置における負のパルス波波形の代表

Fig. 9 Favorable geometries of valve and front plate

Fig. 10 Experimental apparatus for annular valve

例を、バルブの加速度変化とともに図11に示す。また図には、同じ加速度変化をする平板バルブ($d_o=125$ mm, $d_i=0$ で、 $V'125$ と呼ぶ)の場合に得られるパルス波波形を破線で示す。なお、文献(8)で明らかにしたように、負のパルス波強さを主として支配するバルブの初期加速度の時間勾配値 α_a は 6×10^4 m/s³である。図より、環状バルブは平板バルブと比較してパルス波強さが増加することがわかる。

図12は、 $r/d_o=2$ (d_o :代表半径), $\theta=0^\circ$ における $(-\Delta p_m)$ と α_a の関係を、 $V'80$ - $V'125$ に対して示す。図には、 $V'80$ - $V'125$ の環状バルブの場合に、その外側の流路を膜でさえぎり内側の流路のみからパルス波を発生させた場合($V'80$ と呼ぶ)と、その逆に外側の流路のみからパルス波を発生させた場合($V'125$ と呼ぶ)の $(-\Delta p_m)$ 値を付記している。図より、 $(-\Delta p_m)$ 値は α_a とともに増加することがわかる。また $V'80$ のパルス波強さを

Fig. 11 Typical examples of negative impulsive wave and valve behavior

Fig. 12 Relationship between impulsive wave strength and initial acceleration rate of valve

r^{-1} 法則⁽⁸⁾ (後述するように、 $r/d_o=2$ は遠距離場である)を用いて $r=250$ mmの位置に換算した値と $V'125$ の $(-\Delta p_m)$ の加算値が、 $V'80$ - $V'125$ のそれとほぼ等しいことがわかる。この事実は、環状バルブの場合に得られる負のパルス波が、その内径と外径の位置で生成されるそれぞれのパルス波の線形的重ね合わせになることを示す。本結果は、数値計算結果(図略)と同じであった。なお、 $r/d_o=2$ における $V'125$ の $(-\Delta p_m)$ 値が $V'80$ の場合より大きい理由は、 $V'80$ の非定常吸込みが行われる流路形状が、負のパルス波発生装置の中心軸側に傾斜しているために、実質的な空気吸込み量の時間的変化割合が小さくなるためである。このことは、 d_o が等しい平板バルブにおいて、バルブとパルス波発生装置の前板(図2(a)参照)で構成される流路が、それぞれパルス波発生装置の中心軸側と外側に傾斜している場合を考えると明らかである。すなわち、パルス波が放出される出口形状は同じであっても、中心軸側に傾斜した流路では、パルス波発生装置前板の真空室側端における開口部出口の面積が小さいために空気吸込み量が少なくなり、発生する負のパルス波は弱くなる。

Fig. 13 Effect of valve geometry on impulsive wave

Fig. 14 Typical example showing attenuation and directivity of impulsive wave

図13は、パルス波強さに及ぼす環状バルブ内径の影響を示す。図より明らかなように、 $d_i > 35 \text{ mm}$ で環状バルブの効果が認められ、 d_i とともに $(-\Delta p_m)$ 値は増加する。これは、本実験範囲内で、 d_i が大きいほど空気の吸い込み量が増加することによる効果が大きいのである。なお図13に示す結果は、図6に併記されており、数値計算は定性的に実験結果と一致している。従って、数値計算で得られる知見は、工学上満足できるものと思われる。

図14は、負のパルス波の減衰および指向特性を示す。図より、 $r/d_o > 1.0$ の範囲で、 $(-\Delta p_m)$ 値は r^{-1} 法則(遠距離場)⁽⁹⁾に従って減衰していることがわかる。また、 $(-\Delta p_m)$ 値は θ に依存せず、本パルス波には指向性が無いことがわかる。本結果についても、数値計算と同様な結果(図略)であった。

6. まとめ

非定常吸い込みを利用した負のパルス波発生装置の設計に関し、より強い負のパルス波を発生させる観点からパルス波発生装置のバルブ部形状に対して考察した。その結果、バルブは環状とし、かつパルス波発生装置前板とバルブで構成される流路が急拡大するように設計することが、負のパルス波強さ改善に対し効果的であることを示した。

文 献

- (1) 松尾, 高速鉄道トンネルにおける波動現象, 機械の研究, 45-6, (1993), 656-661.
- (2) 松尾・ほか3名, 管内を伝ばする圧縮波の開口端からの放射(第一報, 解析的研究), 機論, 58-546, B(1992), 331-337.
- (3) Pennelegion, L., et al., The Diffraction of the Blast Wave Emerging from a Conical Nozzle Driven by Compressed Gas, *Proc. 12th Int. Symp. Shock Tubes and Waves*, (1979), 349-358.
- (4) Matsuo, K., et al., Wave Problems in High-Speed Railway Tunnels, *Proc 18th Int. Symp. Shock Tubes and Waves*, (1992), 95-102.
- (5) 佐宗・ほか4名, 高速列車のトンネル突入による衝撃波発生に関する実験, 機論, 60-575, B(1994), 2307-2314.
- (6) Setoguchi, T., et al., Impulsive Noise Induced by a Weak Shock Wave Discharged from an Open End of a Tube: Acoustic Characteristics and Its Passive Control, *FED-170, Contributed Papers in Fluids Engineering*, ASME, (1993), 57-64.
- (7) 瀬戸口・ほか4名, 非定常膨張波の開口端からの放出による負のパルス波, 機論, 60-575, B(1994), 2300-2306.
- (8) 瀬戸口・ほか6名, 衝撃騒音低減を目的とした負のパルス波発生装置に関する研究(非定常吸込みを利用した発生装置のモデル試験), 機論, 61-587, B(1995), 2458-2490.