A122 円管開口端における衝撃的騒音のパッシブコントロール

九大・総理工 青木俊之 九大・院 仲尾晋一郎
 九大・総理工 近藤信昭 九大・総理工 松尾一泰

Passive Control of Impulsive Noise from an Open End of a Circular Tube

Toshiyuki AOKI*, Shinichiro NAKAO*, Nobuaki KONDOH* and Kazuyasu MATSUO*

When a high-speed train enters a tunnel, a compression wave is generated ahead of the train and propagates along the tunnel. This wave subsequently emerges from the exit portal of the tunnel as an impulsive wave which may cause noise problems in the surrounding area. The objective of this paper is to show the optimum silencer to reduce an impulsive noise. The effects of the annular boxes at the circular tube exit on the impulsive noise were investigated numerically. As a result, the effects of geometry of passive silencer and the noise reduction rate have been clarified, and then a suitable choice of design factors for exit annular box has been suggested.

1. まえがき

高速列車のトンネルへの突入により形成される圧縮波は、トンネル内を伝ばしトンネル出口から放出されると衝撃的騒音になる。従来の低減対策^{1,2)}は、トンネル入口での緩衝工、トンネル内に枝坑を設けるなどの方法であったが、近年の列車の高速化に伴い従来の低減法では不十分になってきた。本研究の目的は、衝撃的騒音のパッシブな低減対策法の一つであるトンネル出口にボックスを設ける方法の低減効果を確認することである。本報では、まず円形断面の管内を圧力波が伝ばし、開口端から放出され衝撃的騒音が形成されるまでを数値解析した。この計算結果を用い、低減ボックス内の流れ場を数値的に可視化し、衝撃的騒音の低減メカニズムを明らかにした。さらに、ボックスの形状をさまざまに変化させた解析により、トンネル出口ボックスの最適な形状が明らかになった。

2. 数値解析方法

図1に示すように、無限大に大きなバッフル板が管軸に垂直に取り付けられている直径Dの開口円管の出口端に、衝撃的騒音低減のためのパッシブコントロール用の出口ボックスが設置されていると考える。圧力波が管内を左から右へ伝ばし、開口端で大気へ放出されたとする。流れは管軸に対し対称であると仮定し、円管の管軸方向すなわち管内を圧力波が伝ばする方向に出口ボックスの開口端を原点としてx軸、半径方向をy軸、任意の点までの距離をr軸、管軸からの角度を θ 軸とする平面で考える。

流れの基礎方程式は質量保存、x及びy方向の運動量保存、エネルギー保存の式であり、保存系で次式のようにかける。

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + W = 0 \quad (1)$$

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho u v \\ (e + p)u \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho u v \\ \rho v^2 + p \\ (e + p)v \end{bmatrix}, W = \frac{1}{y} \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho u v \\ \rho v^2 \\ (e + p)v \end{bmatrix}$$

ここにtは時間、 ρ は密度、uとvは軸および半径方向の速度、pは圧力である。また、eは単位体積当たりの全エネルギーである。これらの式をTVD法³⁾と演算子分割法⁴⁾を用いて数値解析する。

Fig.1 Geometry and computed field

* Graduate School of Engineering Sciences, Kyushu University, Kasuga, Fukuoka, 816

計算は図1に示す計算面で行われた。図に示すように, 出口ボックスは同心形状しておりその内径を d , 高さを h ($= (D - d) / 2$), 幅を ℓ , 出口の壁の厚さを w とする。計算の初期条件, すなわち $t=0$ における圧力波の初期波形として, 列車が突入することによりトンネル内に形成される圧縮波の半経験式¹⁾を参考にして, 次式で示す圧力波を出口ボックスの入口に仮定する。

$$\frac{\Delta p_i}{p_1} = \frac{\Delta p^*}{p_1} \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \left\{ \frac{\pi}{L} \left(x + \frac{10}{3} D \right) \right\} \right] \quad (2)$$

上式の Δp_i と Δp^* はゲージ圧, p_1 は圧力波前方の静止気体の圧力である。 Δp^* は圧力波による圧力上昇値, L は圧力波の波面の長さを表す。 $L=0$ の場合, 式(2)は衝撃波の波形を, $L>0$ の場合, 圧縮波の波形を表す。計算格子は, 管内において半径方向に9, 軸方向に160, 管外においては 40×40 を基準値とし, 必要に応じてその倍数を使用した。

3. 解析結果と考察

3.1 出口ボックスがない場合

まず, 出口ボックスがない場合に, 管内の衝撃波および圧縮波が管の開口端から放射され, 管外に形成される時のパルス波の圧力波形の時間的変化を図2と3に示す。図では, 内径 $D=75$ mmの管を用いて得られた実験結果⁵⁾も比較のため示してある。図より分かるように, 数値計算と実験結果の圧力波形はよく一致しており, 本数値計算は十分な計算精度を持っていることがわかる。また, 図2の衝撃波の場合, 中心軸上でパルス波は, 他の方向と比べて鋭いピークを持っており, すなわち衝撃波により形成されるパルス波は強い指向性を持っていることをしめしている。図3の圧縮波の場合も波形に指向性が見られるが衝撃波ほど強くない。したがって, 出口ボックスがある場合の衝撃的騒音, すなわちパルス波のピーク圧力の低減量を測定する位置は, 中心軸上の鋭いピークを避け, なおかつその特性をよく示す必要がある。以下本論文では, その測定点を中心軸から45度方向, 距離 $r=2D$ とした。なお, 実際のトンネルでの衝撃的騒音(微気圧波)の測定位置は, 線路脇, トンネル出口中心より $20\text{m}(=2.22D)$ が一般的に用いられており, 本測定位置とはほぼ同じである。

3.2 出口ボックスがある場合

円管開口端からの衝撃的騒音のパッシブコントロール用の出口ボックスが設置されている場合に, 管内を伝ばする衝撃波が管の開口端から放射されてパルス波が管外に形成され, それが空間的に広がっていく過程の等圧力分布図を図4に示す。図4は原図のカラーの分布図をグレー印刷したもので, ゲージ圧力がその強さに応じて色分けしてある。また, 管の内径は実際のトンネルの値の $D=9$ mとし, 出口ボックスは $h=2.2$ m, $\ell=13.5$ m, $w=2.2$ mとした。図より, 最初衝撃波が出口ボックスで反射し R_1 , 管内を上流へ反射膨張波が伝ばする。一方ボックス内で回折した衝撃波は開口端に達すると膨張波とし

Fig.2 Pressure changes caused by emission of shock wave ($D = 75$ mm, $\Delta p^* = 12.1$ kPa)

Fig.3 Pressure changes caused by emission of compression wave ($L/D = 1.02$, $\Delta p^* = 12.1$ kPa)

て反射する R_2 ことが分かる。開口端より放射されるパルス波は、まず管軸上を直接伝ばしてきた衝撃波が放出され P_1 、続いてボックスの内壁で反射してきた衝撃波が開口端から放出され P_2 、さらにボックスの出口内壁からの反射波が再放出される P_3 ことにより順次形成されていくことがわかる。

出口ボックスがある場合に得られた衝撃的騒音の波形、すなわちパルス波の圧力波形を図5に示す。測定位置は前述の参照点(中心軸から45度方向、距離 $r = 2D$)で、初期波形は衝撃波と圧縮波($L/D = 1.0$)で $\Delta p^* = 8 \text{ kPa}$ 、出口ボックスは $D = 9 \text{ m}$ 、 $\ell/D = 2.0$ 、 $w/D = 0.06$ 、である。図から分かるように、パルス波は3つピーク値を持ち、2番目のピークが一番大きい。そこで、このパルス波の最大圧力値を $\Delta p_{\max}$ とする。また、 h/D が大きいほどその強さは弱くなり、最初のピークに対する時間遅れも大きくなる。すなわち、二番目以降のピーク波形はボックス内の反射、回折による波の時間遅れがあることを示している。

3.2 出口ボックスの最適形状

パッシブコントロール用出口ボックスの最適形状を求めるために、 $\Delta p^* = 8 \text{ kPa}$ 、 $h/D = 0.222$ の一定とし、出口ボックスの長さ ℓ を変化させた場合の参照点での最大ピーク圧力 $\Delta p_{\max}$ を、衝撃波と圧縮波($L/D = 1.0, 2.0$)の場合について図6に示す。図の $\ell/D = 0$ は出口ボックスがない場合を示している。図より、衝撃波の場合、 ℓ/D の増加と共に $\Delta p_{\max}$ は減少し、 $\ell/D = 0.5$ で最小値になった後、その後ゆるやかに上昇する。これは、ボックスの上壁での波の反射がその低減作用に大きく関係しており、 $\ell/D = 0.5$ では波の相互干渉が起きていると考えられる。圧縮波の場合も同様の傾向を示しているが、 $\Delta p_{\max}$ の低減率は衝撃波に比べて小さくなる。とくに、 $L/D = 2.0$ の場合はほとんど低減作用がないことがわか

Fig.4 Pressure contours caused by emission of shock wave
($D = 9 \text{ m}$, $h = 2.2 \text{ m}$, $\ell = 13.5 \text{ m}$, $w = 2.2 \text{ m}$, $\Delta p^* = 1000 \text{ Pa}$)

る。これは波の干渉による低減効果が、波面の幅の中に隠れてしまうためと考えられる。

$\Delta p^* = 8 \text{ kPa}$, $\ell/D = 1.0$ の一定とし、出口ボックスの高さ h を変化させた場合の参照点の最大ピーク圧力 $\Delta p_{\max}$ を、衝撃波と圧縮波($L/D = 1.0, 2.0$)の場合について図7に示す。図の $h/D = 0$ は出口ボックスがない場合を示している。図より分かるように、 h/D が大きくなるほど、すなわち出口ボックスの内容積は大きくなるほど、最大ピーク圧力 $\Delta p_{\max}$ の減少割合は大きくなる。とくに衝撃波の場合は $\Delta p_{\max}$ の低減率が大きい。

4. 結論

衝撃的騒音のパッシブな低減対策法としての出口ボックスに対し、パルス波の最大ピーク圧力は、出口ボックスの内容積が大きいほど大きく減少し、出口ボックスの長さより、その高さを大きくする方が最大ピーク圧力の低減に対し、効果的であることがわかった。

謝辞：本研究に当たっては、Dundee大学のA.E.Vardy教授、北九州高専の檜村秀男教授を始め多くの方々の協力をいただきました。ここに改めて感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 小沢, トンネル出口微気圧波の研究, 鉄道技術研究報告書, No.1121, (1974), 1-92.
- 2) Zeutzius, M. ほか4名, Passive control of impulsive noise caused by unsteady compression wave, Proc 9th Int.Symp.Transport Phenomena in Thermal-Fluids Engineering. (1996), 303-308
- 3) Yee, H.C., Upwind and symmetric shock-capturing Schemes, NACA TM-89464, (1987), 1-127.
- 4) Sod, G.A., Numerical Study of a Converging Cylindrical Shock, J. Fluids Mechanics, 83-4, (1977), 785-794.
- 5) (投稿予定)

Fig.5 Effect of the exit annular box shape on the impulsive wave ($D = 9 \text{ m}$, $\ell/D = 1.0$, $w/D = 0.06$, $L/D = 1.0$, $\Delta p^* = 8000 \text{ Pa}$)

Fig.6 Relation between the magnitude of the impulsive wave and the length of the exit annular box

Fig.7 Relation between the magnitude of the impulsive wave and the height of the exit annular box