円形空気薄膜層を壁面内に有する機械開口部からの音響放射* (離散周波数音の減音効果について)

柳 本 憲 作^{*1}, 伊 藤 孝 宏^{*2}, 一 宮 亮 一^{*3}

Sound Radiation from Ventilation Aperture with Circular Thin Air Layer Setting Up Machinery Wall (Attenuation of DFN Radiated from Axial Flow Fan)

Kensaku YANAGIMOTO^{*4}, Takahiro ITO and Ryoichi ICIMIYA

^{*4} Tsuruoka National College of Technology, Dept. of Control and Information Systems Engineering,
Inooka Sawada 104, Tsuruoka city, Yamagata, 997-8511 Japan

Purpose of this study is attenuation of sound radiated from ventilation apertures and holes setting up on all apparatus by using circular slit resonator. The circular slit resonator composed of thin air layer that is radial expansion with very short axial length was set up machinery wall. The circular thin air layer acts as an acoustic resistance, inertance and capacitance. The noise was reduced greatly at a natural frequency of the circular thin air layer that shows symmetrical circular mode of standing wave. In this paper insertion loss, IL, of the circular slit resonator designing to reduce discrete frequency noise (DFN) radiated from axial flow fan was clarified on both experimental and theoretical studies. The insertion loss, IL, of the circular slit resonator was measured by using sound intensity method. IL indicates narrow peak at resonant frequency and it strongly depends on the slit depth and slit width. IL level increases with the slit width, thickness of resonator panel and separator. The prediction of IL by the calculation model is approximately accurate.

Key Words: Noise Reduction, Machine Tool, Fan Noise, Passive Resonator, Ventilation Aperture, Insertion Loss, Sound Intensity

1. はじめに

近年の各種機器における省スペース化や機器内部の高密度化に伴い、機器内部における騒音の増加が指摘⁽¹⁾されている。このため工作機械をはじめ各種機器において、放熱ならびに通気や通風といった本来の目的と両立して、換気口や間げきなどの開口部における局所的な遮音・消音対策が望まれている。

このような理由から、機器の設計に際しての低騒音化情報の提供を目的としたさまざまな形状の間げきや穴の音響特性⁽²⁾、吸音ダクトによるファン騒音の低減⁽³⁾、さらに熱源および騒音源であるエンジンを設置するエンジンルームに対して通気性多穴壁による音波干渉を利用した遮音構造⁽⁴⁾についての報告がある。

そこで本研究は、機器壁内に設けた円形状の空気薄膜層のアドミタンス特性を用いたスリット状共鳴器により、機械内部からの漏洩音やファンからの離散周波数音を開口部において消音することを目的としている。

これら通風を目的にした開口部では、強制冷却用に小型の軸流ファンを取り付けることが多く、前述の遮

音体をファンガードとして使用した場合、圧力損失係数は50%~60%に低下するため⁽⁵⁾、ファンの空力特性を損なわず空力音や内部騒音の漏洩を遮音・消音する方法が望まれる。

ファン単体にヘルムホルツ型の共鳴器を組み込んだ例もいくつか報告⁽⁶⁾されているが、ファン単体では比較的騒音が小さくても機器への組み込み時に放射パワーが増大することがしばしば見受けられる。また、三次元空間に置かれた点音源モデルと消音器における音響パワーの最小化問題では、消音器の数と位置について解析され、消音器の数が3個以上になるとパワーの低減量は性能的に飽和するが、受圧面積の増大により十分なパワーの低減する周波数範囲が消音器の個数の増大に伴って拡大される⁽⁷⁾。

本スリット状共鳴器は、開口部と同心でそのスリット幅が壁厚に比べ十分な薄さの寸法を特徴としたリアクティブ形の音波吸収装置であり、このため開口部における流れの影響を少なくできる。さらに、スリットが開口部を連続的に囲んでいるため受圧面積の総和を有効に稼ぎ、大きな減音効果が期待できる。

本報告は、機械開口部に設けたスリット状共鳴器について、その減音効果ならびに挿入損失の特性を比較的簡便な計算モデルおよび実験により解析した。さらに具体例としてファンから放射される動翼回転に起因

* 原稿受付 1999年6月16日。

^{*1} 正員, 鶴岡工業高等専門学校 (〒997-8511 鶴岡市井岡沢田104)。

^{*2} 正員, オリエンタルモーター(株) (〒997-0011 鶴岡市宝田3-4-10)。

^{*3} 正員, 福山大学工学部 (〒729-0251 福山市学園町一番地三蔵)。

E-mail: ken@sv-4.tsuruoka-nct.ac.jp

した離散周波数騒音(DFN)を消音目標として設計されたスリット状共鳴器について、その減音効果ならびに挿入損失の特性を明らかにした。

2. 記 号

本文に使用した主な記号は、以下の通りである。

- D_m : m 番目スリットの外径 ($m=1,2,3$)
- r_a, r_b : スリットの外半径・内半径
- D_s : スリット深さ ($=r_a - r_b$)
- d : スリット幅または空気層厚さ
- t_n : 共鳴器を構成する各厚さ t_{in}, t_{out}, t_s
- P : 音圧
- U : 体積速度
- ρ : 空気密度
- μ : 粘性係数
- χ : 空気の体積弾性率
- λ : $=j \cdot \omega$ 角周波数の複素表示
- c : 音速
- k : 波長定数
- f_m : スリット部の共鳴周波数 ($n=0,1,2,\dots$)
- J_n, Y_n : n 次の第一種・二種ベッセル関数
- S_1 : Struve 関数
- Y_{pm} : m 番目のスリット部のアドミタンス
- l_n : 各管路長 l_{in}, l_{out}, l_s
- W_{in}, W_s : 入力・出力の音響パワー
- Z_r : 放射インピーダンス
- IL : 挿入損失

3. 実験装置および方法

図1にスリット状共鳴器の外観およびクーリングファンの装着方法を示した。スリット状共鳴器は、通風のための円形の開口部を持ついわゆる円環状の空気薄膜層を形成している。この開口部の穴径は、ファンのケーシング内径に合わせ、 $D_0 = 175$ mmとしている。スリット状共鳴器の形状寸法は、 $\square 500$ mm、厚さ $t_{in}, t_{out} = 8$ mm のアクリル樹脂製の外装パネル2枚により、同じく $\square 500$ mm、厚さ d mm、穴径 D_m mm ($m=1,2,3$) のスペーサならびに厚さ $t_s = 1$ mm のセパレータをはさむことによりスリットを形成している。このスリットの幅 d および外径 D_m をチューニングすることで、目標周波数を消音する。また、これらの諸寸法において形成される空気層は、音波の波長に比べて十分小さな厚さの $d = 1$ mm ~ 10 mm、および $D_m/d = 21 \sim 460$ の範囲として実験を行った。なお、図は穴径 D_m をそれぞれ $D_1 = 450$ mm, $D_2 = 360$ mm, $D_3 = 290$ mm としたスペーサを組み

合わせた三段型のスリット状共鳴器を示している。

ファンはスリット部による空力的自励音の影響、また一般的に吸い込み口を壁面側にして機器内部に組み込まれることを考慮して、吸い込み口側を共鳴器に2 mm 厚の防振ゴムをはさんでボルト固定している。また、ファン騒音の発生因子としてファンを取り付ける壁面のベルマウス形状の影響は大きい、本実験では外装パネルおよび各スリットのエッジ部は、R0.2 程度の丸みをつけたオリフィスタイプとした。使用したファンの仕様は、静翼の付いた軸流型の5枚羽根二段、回転数 2850 rpm、出力 65 W、最大静圧 274.6 Pa、最大風量 11.2 m³/min である。

図2に本実験の測定装置系を示した。スリット状共鳴器およびクーリングファンを一体にした試料は、無響箱 ($1200(W) \times 900(H) \times 1200(D)$ mm) の正面壁面内に、設置されている。側壁ならびに床、天井は厚さ12 mm の

Fig.1 Setting up circular slit resonator with cooling fan.

Fig.2 Schematic diagram of IL measurement system.

合板製で、内側には厚さ20mmのグラスウールを、また外側には厚さ1.5mmの遮音シートを張り付けてラギングを施し、開口部以外からの音の漏れを極力少なくしている。また無響箱の背面壁には排気口が設けられており、スライダにより空気量ならびに負荷を調節できるようにになっている。

スリット状共鳴器の挿入損失の計測は、音響インテンシテイ法により行っている。測定は試料全範囲の500 mm×500 mmで、試料から60mm離れた平行な測定面において行っている。この測定面を縦横にそれぞれ10分割した合計121点で音響インテンシテイを計測し、各分割要素における平均音響パワーおよび測定面の全音響パワーを計算している。挿入損失は、スリットが無い状態、つまり外装パネルのみをファンに取り付けた場合の全音響パワーレベル(PWL_0)と、スリットがある場合の全音響パワーレベル(PWL_s)との差として次式から計算した。

$$IL = PWL_0 - PWL_s \quad (\text{dB}) \quad (1)$$

計算は0Hz～5kHzの周波数範囲において、25Hzの等幅周波数バンドで算出している。また、音響の測定は暗騒音の変動による影響が無視できる環境で行った。

4. スリットの設計と挿入損失の算出

4・1 スリットの設計 本スリット状共鳴器の減音特性⁽⁸⁾は、多数の共鳴点（特に円形空気薄膜の節円モード）を中心とした鋭い山型の周波数選択性を持つ。そこで、スリットの外径 D_m ならびに幅 d は、消音目標周波数が節円モードの最低次の周波数と一致するように、アドミタンス特性から設計した。また本スリット状共鳴器は、平行平板の剛壁にはさまれた円環状の空気薄膜として取り扱い、厚さ方向、周方向における音圧、粒子速度の変化は小さく、さらにスリット入り口での流れの影響も無いものと仮定している。

以上の仮定より、スリット内の音場を支配する基本方程式は、音圧を半径方向 r および時間 t の関数として $P(r, t) = p(r) \exp(j\omega t)$ とすると、 $p(r)$ に関して、

$$\left\{ \frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} + \alpha^2 \right\} p = 0 \quad (2)$$

と表わされる⁽⁹⁾。ここで、

$$\alpha = \sqrt{\lambda \Gamma(\beta) / \chi}$$

$$\Gamma(\beta) = \frac{12\mu}{d^2} \frac{\beta^3 \sinh \beta}{12(2-2\cosh \beta + \beta \sinh \beta)}$$

$$\beta = d \sqrt{\rho \lambda / \mu}$$

と定義される。

β は質量効果 $\rho\lambda$ と粘性効果 μ/d^2 との比で空気の質量効果の大小を代表するパラメータであり、 $\Gamma(\beta)$ は空気層の制動作用を表わす量である。本実験では $|\beta| = 6.5 \sim 460$ にあり、この範囲における $\Gamma(\beta)$ は、音響的抵抗のほかにリアクタンス性を持ったインピーダンス的性質を持っている⁽⁹⁾。

方程式(2)の解より音圧 $P(r, t)$ は、0次の第1種および第2種のベッセル関数 $J_0(\alpha r)$ 、 $Y_0(\alpha r)$ を用いて、

$$P = \{ C_A J_0(\alpha r) + C_B Y_0(\alpha r) \} \exp(j\omega t) \quad (3)$$

となる。ここで係数 C_A, C_B は、境界条件から求められる定数である。また径方向の粒子速度は、

$$\dot{u} = -\frac{1}{\Gamma(\beta)} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (4)$$

で与えられる。境界条件としてスリット状共鳴器の入り口 $r_b (= D_0/2)$ において、粒子速度 $u = u_0 \exp(j\omega t)$ なる周方向に様な音源分布があり、またスリット外周壁の半径 $r_a (= D_m/2)$ では、 $\dot{u} = 0$ であるとする。係数 C_A, C_B は、式(3)、式(4)およびこれらの境界条件を用いて、

$$C_A = \frac{-\dot{u}_0 \Gamma(\beta) Y_1(\alpha r_a)}{\alpha \{ Y_1(\alpha r_b) J_1(\alpha r_a) - J_1(\alpha r_b) Y_1(\alpha r_a) \}} \quad (5.a)$$

$$C_B = \frac{\dot{u}_0 \Gamma(\beta) J_1(\alpha r_a)}{\alpha \{ Y_1(\alpha r_b) J_1(\alpha r_a) - J_1(\alpha r_b) Y_1(\alpha r_a) \}} \quad (5.b)$$

と表される。また、スリットの入口における体積速度は、 $U = 2\pi r_b d \dot{u}_0 \exp(j\omega t)$ と表わせるので、式(3)、式(4)、式(5.a)、式(5.b)を用いて、 m 番目のスリットの入口からみた入力インピーダンス Z_{pm} をもとめると、内半径 r_b 、外半径 r_a なる円環状スリットのアドミタンス Y_{pm} は、

$$Y_{pm} = \frac{1}{Z_{pm}} = \frac{U(r=r_b)}{P(r=r_b)}$$

$$= \frac{2\pi r_b d \alpha \{ Y_1(\alpha r_b) J_1(\alpha r_a) - J_1(\alpha r_b) Y_1(\alpha r_a) \}}{\Gamma(\beta) \{ Y_0(\alpha r_b) J_1(\alpha r_a) - J_0(\alpha r_b) Y_1(\alpha r_a) \}} \quad (6)$$

となる。また計算の際には、開口端での補正長を考慮

して内半径を $r_b = D_0/2 - 0.8d$ としている。

4・2 挿入損失の計算 図3に三重構造を持つスリット状共鳴器の諸記号ならびに音響インピーダンスを示す。各スリットにおける入力インピーダンス Z_{pm} はそれぞれ Z_{p1} , Z_{p2} , Z_{p3} である。また、管路長 l_n (l_{in} , l_{out} , l_s)では、断面積 S なる円管の特性インピーダンス $\rho c/S$ に等しいとする。また図4は、このときの等価回路を四端子回路により表わしたものである。この四端子定数は、管路長 l_n の無損失音響管の分布定数として、以下のように与えられる⁽¹⁰⁾。

$$\begin{bmatrix} A(l_n) & B(l_n) \\ C(l_n) & D(l_n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_n & j \frac{\rho c}{S} \sin kl_n \\ j \frac{S}{\rho c} \sin kl_n & \cos kl_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

ただし、 $l_n = l_{in}, l_s, l_{out}$

このスリット状共鳴器における音圧、体積速度の入出力の関係は図4に示した等価回路により次式となる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} P_{s1} \\ U_{s1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A(l_{in}) & B(l_{in}) \\ C(l_{in}) & D(l_{in}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{p1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A(l_s) & B(l_s) \\ C(l_s) & D(l_s) \end{bmatrix} \\ &\cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{p2} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A(l_s) & B(l_s) \\ C(l_s) & D(l_s) \end{bmatrix} \\ &\cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Y_{p3} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A(l_{out}) & B(l_{out}) \\ C(l_{out}) & D(l_{out}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{s2} \\ U_{s2} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} A_s & B_s \\ C_s & D_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{s2} \\ U_{s2} \end{bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

また、スリット状共鳴器における音波の出口側において放射インピーダンス Z_r は円形ピストン振動板のそ

れに等しいとして、

$$Z_r = \frac{\rho c}{S} \left[\left\{ 1 - \frac{J_1(2kr_b)}{kr_b} \right\} + j \frac{S_1(2kr_b)}{kr_b} \right] \quad (9)$$

と表わせる⁽⁹⁾。

よって、スリット状共鳴器を装着した場合の音響放射パワー W_s は、放射インピーダンス Z_r および式(8)の統合された四端子定数 A_s, B_s を用いて次式となる。

$$W_s = \frac{\text{Re}(Z_r) |P_{s2}|^2}{|Z_r|^2} = \frac{\text{Re}(Z_r) |P_{s1}|^2}{|Z_r A_s + B_s|^2} \quad (10)$$

スリット状共鳴器が無い場合の音響放射パワー W_0 は、音源側に管路長 l_{in} (外装パネル) の音響管のみが接続されているとし、入力音圧を P_{0I} とすると、式(7)であらわした四端子定数を用いて、

$$W_0 = \frac{\text{Re}(Z_r) |P_{0I}|^2}{|Z_r A(t_{in}) + B(t_{in})|^2} \quad (11)$$

となる。音源のファンならびにスリット状共鳴器との接続部におけるインピーダンスは、共鳴器のインピーダンスに比べ十分に小さいと考えられる。よって、ファンを定音圧音源とすると、スリット状共鳴器が有る場合と無い場合の入力音圧は $P_{sI} = P_{0I}$ となり、式(10)、式(11)を用いて、挿入損失 IL は次式から計算される。

$$\begin{aligned} IL &= 10 \log_{10} \frac{W_0}{W_s} \\ &= 20 \log_{10} \left| \frac{Z_r A_s + B_s}{Z_r A(t_{in}) + B(t_{in})} \right| \quad (\text{dB}) \quad (12) \end{aligned}$$

5. 実験結果および考察

5・1 スリットのアドミタンス特性 スリット状共鳴器におけるスリット部のアドミタンス特性を図5

Fig.3 Simulation model of circular slit resonator.

Fig.4 Block diagram of four-pole parameters for circular slit resonator.

に示す。音波の共鳴吸収による減音は、図中の各ピークを示す共鳴周波数で最大となる。最低次の共鳴周波数は前述の境界条件により、粒子速度分布がスリットの入り口で最大、外周壁で0となる基本モードを示している。共鳴周波数が高くなるにつれて、節円モードの次数が増える。最低次の共鳴周波数から f_{r0} 、 f_{r1} 、 f_{r2} 、 $\dots$ 、 f_{rm} とすると、スリット深さ $D_s (=r_a r_b)$ に対して各ピーク周波数は図6に示したように、曲線的に変化する。図中の実線および破線は、それぞれスリット外径 D_m または開口部径 D_0 のどちらか一方を種々変えてスリット深さを变化させたときの共鳴周波数の計算値である。スリット深さが150mmより小さな範囲では両者の計算結果はほとんど一致しており、スリット状共鳴器における共鳴周波数は、ほぼスリット深さに依存していると言える。このスリット深さが大きくなるほど共鳴周波数は、低い値へ移行するとともにその数も多くなる。また測定値はサインスイープ法により計測したもので、本実験におけるスリット深さの範囲での測定結果は、計算値とよく一致している。

空気層厚に対する共鳴周波数の変化を図7に示して

Fig.5 Frequency characteristics of admittance $|Y_{pm}|$ calculated by formula (6).

Fig.6 Dependence of slit depth on resonant frequency.

いる。共鳴器のスリット深さは $D_s=137.5\text{mm}$ に固定し、スリット幅を $d=1\text{mm}\sim 10\text{mm}$ の範囲で変化させている。

計算の結果、比較的空気層の小さな $d=2\text{mm}$ の範囲までは増加し、その後開口端補正によるスリット深さの増加により、共鳴周波数は減少する傾向を示すがその変化の割合は小さい。測定結果の各共鳴周波数 f_{r0} 、 f_{r1} 、 f_{r2} 、 f_{r3} 、 f_{r4} における測定値も、同様な傾向を示している。

5・2 離散周波数音の減音 図8は、スリット状共鳴器をクーリングファンに装着したときの騒音のパワースペクトルである。測定点はファンの吸い込み口から回転軸線上1mの位置である。ファン回転時のスリット部によるキャビティ音や笛吹き音などの空力的自励音の確認のために、多孔質体をスリットの入り口に挿入した場合と比較し、これらの影響が少ないスリット幅の条件で実験した。このファンからの動翼回転音の基本周波数は $f_1=240\text{Hz}$ であり、この2倍音、3倍音、5倍音にあたる騒音レベルが卓越して大きい。そ

Fig.7 Dependence of air layer thickness on resonant frequency. Slit depth is $D_s=137.5\text{mm}$.

Fig.8 Attenuation of A-weighted sound pressure level on fan noise.

ここでスリットの幅 d 、および外径 D_m の値は、これらの卓越周波数($f_2=480\text{Hz}$, $f_3=720\text{Hz}$, $f_5=1200\text{Hz}$)と各スリットにおける最低次モードの周波数 f_{r0} に一致するように式(6)より決定した。その結果、スリット幅 $d=7\text{mm}$ のとき、外径 $D_1=450\text{mm}$ ($f_{r0}=480\text{Hz}$), $D_2=360\text{mm}$ ($f_{r0}=720\text{Hz}$), $D_3=290\text{mm}$ ($f_{r0}=1200\text{Hz}$)となった。

(a) Dependence of slit width d on single-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$).

(b) Dependence of pipe length l_{in} , l_{out} on double-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$, $D_2=360\text{mm}$).

(c) Dependence of pipe length l_s on double-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$, $D_2=360\text{mm}$).

Fig.9 Calculated IL.

各卓越周波数における騒音レベルは10~16dBの範囲で減少し、O.A.値で4.7dB(A)減音している。これよりスリット状共鳴器を装着することにより大幅な減音効果が得られていることがわかる。

5・3 挿入損失の計算および測定結果 本挿入損失の計算モデルにおいて、スリット状共鳴器を構成するスリットの幅 d 、各管路長 l_n をパラメータとした場合の挿入損失を図9に示す。挿入損失の特性は、サイ

(a) Single-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$).

(b) Double-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$, $D_2=360\text{mm}$).

(c) Triple-slit resonator ($D_1=450\text{mm}$, $D_2=360\text{mm}$, $D_3=290\text{mm}$).

Fig.10 Calculated and experimental results of IL.

ドブランチ形⁽¹⁰⁾の共鳴器と類似しており、共鳴周波数付近の谷部の f_s 点から急激に立ち上がり、共鳴周波数 f_p で最大となる。

図9(a)は単一スリットにおける挿入損失である。スリットの幅 d の増加にともない、図7に示したように共鳴周波数は低くなるため、挿入損失の最大値は低周波数へわずかながら移る。また、スリットのインピーダンス Z_{pm} が小さくなり、アドミタンスは大きくなる。そのため、式(12)中の四端子定数 A_s, B_s が増加し、挿入損失は大きくなる。

図9(b),(c)は、各管路長の影響を調べるために、二段型のスリット状共鳴器の挿入損失について計算したものである。管路長を大きくすると管路のイナータンスが増加するため、挿入損失は増加する傾向がある。図9(b)に示したように音源側の管路長 l_{in} ならびに開口面側の管路長 l_{out} を大きくすると低周波数域の100Hz～400Hzにおける挿入損失が増加し、さらに各共鳴周波数付近における値も増加する。また、図9(c)に示したように、セパレータの管路長 l_s を大きくするとその後方に接続されたスリット状共鳴器(f_{p2} Hz)における消音効果が大きくなる。

このように共鳴器の出入口の管路長は、ある程度長さがあるほど消音効果がある。また、セパレータ厚については、 $t_s=1\text{mm}$ 程度($l_s/d=1.14$)でも共鳴器の消音効果は比較的大きいことがわかる。以上の計算結果をふまえ、各スリット幅 $d=7\text{mm}$ 、外装パネル厚 $t_{in}=t_{out}=8\text{mm}$ 、セパレータ厚 $t_s=1\text{mm}$ とした単一型、二段型、三段型のスリット状共鳴器にクーリングファンを装着したときの挿入損失の測定結果を図10に示した。

単一型に比べ、二段、三段といった多段型のほうが、共鳴点での挿入損失は大きくなり、また谷部 f_s 点での落ち込みは少なくなっている。このように谷部 f_s 点では減音効果が低下するため、スリット状共鳴器の内部損失を高めたり、共鳴周波数 f_p に近接している f_s 点を避けるように設計点を消音目標の周波数よりやや低めに設定するなどの改善策が考えられる。

また単一型では、図10(a)に示した周波数 f_c (約950Hz)点で挿入損失が大きく低下している。これは、アクリル樹脂製パネルの面密度を $m=1.2\text{kg/m}^2$ 、スリット幅 $d=7\text{mm}$ としたときの二重壁における通過帯域周波数の計算値⁽¹⁰⁾と一致することから、外装パネルの低音域における音波の透過と考えられる。多段型ではこの透過周波数による挿入損失の低下が現われにくくなっており、良好な減音特性を示している。

計算値に比べて測定値では、400Hz以下の低周波数領域において挿入損失が小さくなっている。さらに、円形空気薄膜層の節直径モードに起因した250Hz付近

のピークをはじめとするいくつかの共鳴周波数における挿入損失の増加も見られる。

本計算モデルでは音源の強さや流れによる音源の変化の影響、またスリット状共鳴器の内部損失を含まない周波数特性が得られるため、クーリングファンを音源としたとき、多少のレベル差は認められるものの、その変化の傾向はほぼ一致している。

6. まとめ

機械開口部における消音を目的に、円形空気薄膜層の共鳴吸収作用を利用したスリット状共鳴器を壁面内に形成し、クーリングファンを離散周波数騒音源として、その低減化を行った。さらに本スリット状共鳴器の計算モデルおよび測定から挿入損失を解析した結果、以下の結論を得た。

(1) クーリングファンの動翼回転に起因した離散周波数を消音目標に、その目標周波数が円形空気薄膜における最低次の節円モードと一致するように設計されたスリット状共鳴器により、空力音における離散周波数音が大幅に低減することを示した。

(2) スリットのアドミタンス特性ならびに無損失音響管の四端子定数を用いた簡易的な計算モデルにより、本構造のスリット状共鳴器の挿入損失を比較的容易に予測できることを示した。

(3) 本スリット状共鳴器を設計するにあたり、目標周波数の設定は、スリット幅とスリット深さを変化させることで共鳴低減させたい周波数をチューニングできる。また、管路長を決定するパラメータである外装パネルやセパレータの厚さは、挿入損失を大きくする効果を持つ。

文献

- (1) 長安克芳, 日本音響学会誌, 49-11, (1993), 797-802.
- (2) 一宮・宮口, 機論, 57-536, C(1991), 1408-1412.
- (3) 金子・白鞘・藤井, 機論, 60-580, (1994), 141-146.
- (4) 巖・ほか3名, 機論, 63-607, C(1997), 989-994.
- (5) 巖・新保・屋代, 機論, 64-621, B(1998), 1405-1412.
- (6) 例えば, 酒井・杉尾, 特許公報, 第2911236号(1999).
- (7) 本田・大田・松久, 機講論 D&D'99, No.99-7, (1999), p570-573.
- (8) 柳本・伊藤・一宮, 機講論 VS Tech'97, No.97-37, (1997), 75-78.
- (9) 早川・吉川, 音響振動論, (1978), 157, 丸善.
- (10) 例えば, 福田基一, 騒音防止工学, (1976), 日刊工業新聞社.