吸音ダクトによるファン騒音の低周波域低減*

金子 憲一^{*1}, 白 鞘 秀 樹^{*2}, 藤 井 昭 一^{*1}Low-Frequency Noise Reduction of Fans
Using the Acoustically Treated Duct

Ken-ichi KANEKO, Hideki SHIRASAYA and Shoichi FUJII

We attempted to elucidate the mechanism of fan noise reduction at low frequencies below 1 000 Hz through cavity and acoustic treatment. The experimental data showed that significant reductions were obtained at several frequencies while no reduction was obtained at others. By the numerical analysis conducted in this paper, it might be concluded that such phenomena were caused by the longitudinal mode of sound waves travelling in the cavity.

Key Words: Aerodynamic Acoustics, Low-Frequency Noise, Fan Noise, Acoustic Treatment with Cavity

1. 緒 言

航空エンジンの歴史をふり返ると, そのバイパス比の増加に伴ってファン騒音が新たな主音源になったが, いろいろな対策, 特に吸音材を用いることにより10dB以上の減音に成功してきた。この吸音材は一般にハネカムで裏打ちされた構造になっており2kHz以上の高周波に有効とされ多くの研究開発がなされた結果, 高周波騒音の低減化についてはほぼ解明されたといっても過言ではない。ところが超高バイパスエンジンの出現と前後してダクトドプロパルサー⁽¹⁾の開発が予想されることから, 1kHz以下の低周波域の騒音低減も重要な課題となるのではないかと。一方産業用送風機等においても空気力学的設計の進歩とともに設計回転数が低下し, 高周波よりも低周波域の低減が急務となっている。

一般に高周波吸音の解析は吸音材表面の音響インピーダンス Z を

$$Z = R \left(1 + i \frac{f}{f_0} \right) - i c \cdot \cot(kD) \\ i^2 = -1$$

と与え, ハネカム構造の吸音特性に詳しく立ち入ることなく単にその深さ D で代表させる。^(2, 3)ここで R は抵抗, f は周波数, f_0 は特性周波数, ρ は密度, c は音速, k は波数とする。したがってファンの流れが存在するダクトでただ一つの波動方程式を立て, 上式の境界条件を与えて吸音量を計算する。一方, 低周波域吸音では空気層または空洞(cavity)が必要と言われている。ファン騒音を取り扱う限りは, 流れを伴うのでファン性能を害さない吸音構造すなわち空洞, 吸音材の組み合わせが必要になる。ここでは1kHz付近またはそれ以下を低周波域と定義する。低周波吸音を強調するとき, 高周波吸音での手法がそのまま適用できないであろう。

本研究では, これまで航空エンジンであまり問題にされていなかった吸音材による低周波域騒音の基本的な特性を, 実験と解析の両面から調べるために一つの試みを行った。

* 原稿受付 平成6年4月18日。

^{*1} 正員, 大阪府立大学工学部 (〒593 堺市学園町1-1)。

^{*2} 川崎重工業(株) (〒504 岐阜県各務原市川崎町1)。

2. 実験装置

音源としては、図1に示すように直径148mm、動翼枚数6枚のファンを静翼を介して2列に置き、同一回転2900 rpmで駆動した。さらに後方に静翼を設け周方向速度成分を回収し、後方に設けた吸音ダクト部に入る流れをなるべく一様流に近づけた。動翼先端周速は22.8m/secしたが一次の翼通過周波数(BPF)は290Hzであった。ファン前方のチャンバ-圧が8mmAq、風量3 m³/minのとき低周波域で十分な騒音を得られかつ、回転数が±5rpm程度で安定する作動点を見つけたので、以下のデータは特別にことわらない限りこの点のデータである。

ファンの後流側に図2に示す吸音ダクト部を取り付けた。この吸音ダクトは長さ500mmで長方形断面を持ち、図3に示すようにy軸に垂直な面は厚さ10mmの鉄板でこしらえた剛体壁を持ち、x軸に垂直な面は厚さ15mmの鉄板で製作した。x軸に垂直な2面の鉄板は上下方向に移動することができ、吸音材を途中に挿入で

図1 ファンセクションによる音源

図2 計算モデル

き、吸音材と剛体壁の間に空気層を設けることができる。また、空気層厚さは0から94mmまで順次変化させときの吸音量を測定した。用いた吸音材は、直径1.0 mm程度の球形樹脂を固めた厚さ6.0mmの板材であった。ダクトの中心付近の流速は5m/secであった。

図4に示すようにファンとダクトを連結しチャンバ-の側面に取り付けた。チャンバ-の上面図を図5に示す。音圧レベルを計測するためのコンデンサーマイクはダクトから流出する空気がかからないようにオフセットして、ダクト排出口断面中心から1mの距離に置いた。チャンバ-は、簡易無響室にするため厚さ50mmのグラスウールを内張りした。

図3 吸音ダクト部の断面図(A-A)

図4 チャンバ-側面から見た簡易無響室と実験装置

3. 実験結果

図6は空気層厚さが0mmの時の吸音効果を調べたものである。予想した通り高周波域で吸音が顕著であった。図7は空気層厚さ14mmについてのデータであるが1kHz以下の低周波域でやや吸音効果があるものの吸音量が0という周波数が現れた。このようなことは高周波吸音においては決して生じない特異な現象であった。図8に空気層厚みを94mmまで順次変えた吸音量を整理して示す。やはり低周波域できわめて吸音される周波数帯とほとんど吸音されない周波数が現れている。図中、計算結果（ハニカム有り）については後述する。この現象を定性的に説明するために以下のような計算を行った。

図5 チャンバー上面図

$M=0.023$, $a=0.053m$, $b=0.053m$, $d=0.006m$
 $\Phi=1.805 \times 10^5$
 Fan Rotational Speed 2900 rpm
 Total Pressure Rise 8.0 mmHg

図6 空気層厚さが0mmの場合の騒音波形と吸音量

$M=0.023$, $a=0.053m$, $b=0.053m$, $d=0.006m$
 $\Phi=1.805 \times 10^5$
 Fan Rotational Speed 2900 rpm
 Total Pressure Rise 8.0 mmHg

図7 空気層厚さ14mmのときの騒音波形と吸音量

$M=0.03$, $a=0.053m$, $d=0.006m$, $\Phi=1.805 \times 10^5$
 — Experiment (Fan Rotational Speed 2900 rpm, Total Pressure Rise 8.0 mmHg)
 --- Calculated (with Honeycomb)

図8 空気層厚さの変化に対する吸音量の比較

4. 計 算

4. 1 3つの波動方程式 計算モデルはすでに図2に示した。ダクト断面を主流領域、吸音材域および空気層領域のAir-Cavityまたは空洞の3つに分けそれぞれの領域で波動方程式をたて、各領域の境界面で音圧と擾乱速度に対する条件を与える。主流領域では w_0 の一様流が存在するとして波動方程式は次のようになる。

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \left(\frac{\partial}{\partial t} + w_0 \frac{\partial}{\partial z} \right)^2 \psi \quad (1)$$

c は音速、 ψ は速度ポテンシャルである。この解法については $K_0^{(2,3)}$ が与えているので詳細は省略する。 $y = \pm b$ で剛体壁の条件を入れて音圧 p は次のように求められる。

$$p = i \rho k c \left(1 - \frac{k_z^{(mn)}}{k} M \right) \left[A^{(m)} \cos(k_x^{(m)} x) + B^{(m)} \sin(k_x^{(m)} x) \right] \left\{ \begin{array}{l} C^{(n)} \cos(k_y^{(n)} y) \\ D^{(n)} \sin(k_y^{(n)} y) \end{array} \right\} \exp[-i(k_z^{(mn)} z - \omega t)] \quad (2)$$

ここで $\{\}$ は前の項 $[\]$ のように加算を意味し ω は角振動数、 ρ は空気密度、 k_x, k_y, k_z はそれぞれの方角への波数で、 m, n は x, y 方向のモードとし、主流マッハを M とすると次の関係で結ばれている。

$$k_x^{(m)2} + k_y^{(n)2} = -(1 - M^2) k_z^{(mn)2} - 2kMk_z^{(mn)} + k^2$$

吸音材は空気孔が等方的に分布し互いにつながっていると仮定すると、吸音材領域に対する波動方程式は次のようになる。^(3,4,5)

$$\frac{\partial^2 \psi_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial z^2} = \kappa_p \rho \Omega \frac{\partial^2 \psi_p}{\partial t^2} + \kappa_p \Omega \Phi \frac{\partial \psi_p}{\partial t}$$

ここで κ_p は等温圧縮率、 Ω は開口比である。フローレジスタンス Φ は計測で求めるものであり後述する。 $z=0, L$ で剛体壁の条件を入れて音圧 p_p は次のように求まる。

$$p_p = (i\omega\rho + \Phi) \left[A_p^{(n1)} \cos(k_{px}^{(n1)} x) + B_p^{(n1)} \sin(k_{px}^{(n1)} x) \right] \left\{ \begin{array}{l} C_p^{(n)} \cos(k_{py}^{(n)} y) \\ D_p^{(n)} \sin(k_{py}^{(n)} y) \end{array} \right\} E_p^{(1)} \cos(k_{pz}^{(1)} z) \exp(i\omega t) \quad (4)$$

ここで l は z 方向のモードとし、 k_{px}, k_{py}, k_{pz} は次の関係にある。

$$k_{px}^{(n1)2} + k_{py}^{(n)2} = -k_{pz}^{(1)2} - \kappa_p \Omega \omega (i\rho\omega + \Phi)$$

一方空洞すなわち空気層領域では式(1)の波動方程式で $w_0=0$ としたものが対応する波動方程式であり、境界条件を入れて音圧 p_c は次のようになる。

$$p_c = i\omega\rho \left[A_c^{(n1)} \cos(k_{cx}^{(n1)} x) + B_c^{(n1)} \sin(k_{cx}^{(n1)} x) \right] \left\{ \begin{array}{l} C_c^{(n)} \cos(k_{cy}^{(n)} y) \\ D_c^{(n)} \sin(k_{cy}^{(n)} y) \end{array} \right\} E_c^{(1)} \cos(k_{cz}^{(1)} z) \exp(i\omega t) \quad (5)$$

k_{cx}, k_{cy}, k_{cz} は次のような関係にある。

$$k_{cx}^{(n1)2} + k_{cy}^{(n)2} + k_{cz}^{(1)2} = k^2$$

4. 2 境界条件と吸音量 空気層領域の剛体壁面上 $x=a+d+c$ において x 方向の粒子速度 $u_{cx}=0$ とし、吸音材と空気層の境界 $x=a+d$ において速度と圧力の連続から

$$\frac{u_{px}}{p_p} = \frac{u_{cx}}{p_c} \quad (6)$$

と与える。ここで図2に示すように d は吸音材厚さである。

吸音材表面におけるアドミッタンスすなわち、 $x=a$ における境界条件は次のように与えられる。^(2,3)

$$-iY(p)_{x=a} = \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=a}}{k \left(1 - \frac{k_z^{(mn)}}{k} M \right)^2} \quad (7)$$

方程式系をまず $k_x^{(m)}$ について解き、波数関係の式を用いて $k_z^{(mn)}$ を求めれば吸音量は次式で求められる。吸音量

$$= 10 \log_{10} \left(\frac{E_0}{E_z} \right) \quad (8)$$

$$= 10 \log_{10} \{ \exp(\beta \cdot L) \} \quad (\text{dB})$$

ここで E_0, E_z はダクト入口、および z での音響エネルギー、 β は $k_z^{(mn)}$ 虚数部分であり L は入口から z に至るダクト長とする。壁がすべて剛体の場合は $\beta=0$ であり吸音量が得られない。

4. 3 フローレジスタンス Φ Φ は空気が吸音材を透過する損失と次のような関係にある。⁽⁶⁾

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2btT} = \Phi G + \beta_1 G^2 \quad [11][12] \quad (9)$$

ここで P_1, P_2 は吸音材上流、下流の圧力、 G は吸音材を透過する流量、 b はガス定数、 T は気温、 t は吸音材厚さ、 β_1 は定数とする。用いた吸音材を直径50mm程度の円板に切り、フローダクトで計測した。得られ

た流量と圧力損失の関係を図9に示す。結局 $\Phi=1.805 \times 10^5$ (kg/m³s)と求まった。本計算法の特徴は3つの領域の波動方程式を連立させているので、単にフローレジスタンスを入力すればよい。高周波吸音の計算で従来行われている吸音材表面のインピーダンスを与えてひとつの波動方程式を解くのと異なる。

5. 計算結果による実験データの考察

航空エンジンなどで用いられている従来の吸音構造は吸音材のパッキングとしてハニカム構造になっており、ハニカム内においては主流方向の音圧モード、言い換えれば高次のz方向のモードは存在しない。ところが本実験では大きな空洞をこしらえているために、z方向に多数のモードが存在しているはずである。図10に10次までのz方向のモードを考慮した場合についてハニカム有りすなわちz方向モードが0次のみ存在する場合と比較した計算結果を示す。計算を簡単化するためにxおよびy方向の空洞内での高次のモードは存在しないと仮定した。ハニカムの場合は計算ではz方向に平面波のみ存在していたとした。図11に実験結果との比較を示す。吸音量のピークや谷の位置が計算でも鮮明にとらえられており、実験データと定性的に一致している。そこで高次のモードが単独で存在すると仮定した場合の計算結果を図12に示す。吸音量に谷が現れる周波数は実験で得られたものと完全に一致している。粒子速度が0の場合には吸音材によって流体の運動エネルギーを奪うことができず吸音が全くなされない。計算式から $n\pi/L=\omega c$ ($n=1, 2, 3, \dots$)を満足する周波数で各モードにおける粒子速度が0になる。例えばn次のモードにおいては $f=345n$ (Hz)である。これは実験結果の谷と非常によく一致している。

本計算が実験データを定量的に説明できない理由として、空洞内のx, y方向のモードを考えていないこと、吸音量を計算ではダクト入口、出口の音響エネルギーの比で求めているのに対して、実験では音響エネルギーを測定せずに減音効果をダクト出口の一点における音圧レベルで比較していること、計算で用いた一様流の仮定が実際では必ずしも成立していないことなどが考えられる。

単純に低周波吸音を考えるなら、ヘルムホルツ型の吸音構造⁽⁷⁾で効果があるが本研究はファン騒音の吸音が主目的であり、流れを伴うのでヘルムホルツ型が使えない。よって流れに対して抵抗の少ない吸音材を介して、空洞と主流ダクトを連結する必要があった。また吸音材のもう一つの役割はフローレジスタンス Φ

により吸音量に関与している。実際 Φ を大きくすると剛体壁と同じことになり吸音量が減少していく。

図9 流量と圧力損失の関係

$M=0.03, a=0.053\text{m}, d=0.006\text{m}, \Phi=1.805 \times 10^5$
 — Calculated (with Mode of Tenth Order)
 --- Calculated (with Honeycomb)

図10 計算による吸音比較

図 1.1 計算と実験値との比較

図 1.2 単一モードが存在する場合の吸音量

6. 結 論

(1) 低周波の吸音量は空洞内音圧の主流方向(z)モードに影響され、特定の周期で吸音量が著しく低下する谷を形成しかつ、他の領域では吸音量が増加するピークを持つ。

(2) 本実験の音圧レベルではz方向モードの影響は線形的であり、個々のモードの影響が独立的に現れる。また比較的高次のモードまで吸音量に影響している。

(3) 採用した仮定のために計算結果は定量的に正確な予測を行うまでには至らなかったが、低周波騒音の吸音という点で有益な知見を得た。

文 献

- (1) 藤井昭一, 「ターボプロップの技術と現状」, 機械の研究, 44-11, (1992), 1143
- (2) S.-H.Ko, Sound Attenuation in Lined Rectangular Ducts with Flow and Its Application to the Reduction of Aircraft Noise, J. of the Acoustical Society of America, 50, (1971), 1418-1432
- (3) S.-H.Ko, Theoretical Analysis of Sound Attenuation in Acoustically Lined Flow Duct Separated by Porous Splitters, J. of Sound and Vibration, 39, (1975), 471-487
- (4) P.M.Morse and K.U.Ingard, Theoretical Acoustics, Princeton University Press, New Jersey, (1968)
- (5) A.H.Nayfeh, J.Sun and D.P.Telionis, Effect of Buck-Reacting Liners on Wave Propagation Ducts, AIAA, 73-227, (1973)
- (6) Walter Eversman, M. Dean Nelsen, Denis Armstrong and Orville J.Hall, Jr., Design of Acoustic Linings for Ducts with Flow, J. of Aircraft, 9, 8, (1972), 548-556
- (7) A.Trochidis, Sound Transmission in a Duct With an Array of Lined Resonators, Journal of Vibration and Acoustics, 113, 2, 1991, pp. 245-249.