自動車用空調シロッコファンの騒音発生機構に関する研究*

酒井 康彦^{*1}, 加藤 高章^{*2}, 森口 優^{*2}
 酒井 雅晴^{*3}, 伊藤 功治^{*3}, 三石 康志^{*4}
 長田 孝二^{*5}, 久保 貴^{*5}

On the Mechanism of Noise Generation in the Sirocco Fan
for Automobile Air Conditioner

Yasuhiko SAKAI^{*6}, Takaaki KATO, Yuu MORIGUCHI,
 Masaharu SAKAI, Kouji ITO, Yasushi MITSUISHI,
 Kouji NAGATA and Takashi KUBO

^{*6} Department of Mechanical Science and Engineering, Nagoya University,
 Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 464-8603 Japan

The final purpose of this study is to clarify the relation between the static pressure fluctuation between fan blades and the noise emitted to the outside of the fan. For this purpose, first of all, a new micro probe for the measurement of the static pressure fluctuation has been developed. The measurement of the static pressure fluctuation between the blades has been performed, and the intensity of sound source was quantified from the second derivative of phase averaged static pressure fluctuation signal (Ribner⁽²⁾). It is shown that the intensity of sound source becomes largest when the blade approaches to the tongue. The difference between the cooling mode and the heating mode are also investigated. It is found that the sound source for cooling mode shows the larger value than that for heating as a whole.

Key Words: Fluctuating Pressure, Aerodynamic Noise, Turbulence, Micro Pressure Probe, Sirocco Fan, Car Air-Conditioning System

1. は じ め に

本研究の目的は自動車用空調シロッコファンの騒音発生機構を実験的に解明することである。シロッコファンでは、羽根車からの放射音が主な騒音源になることが知られている⁽¹⁾。音源に関する Ribner の膨張理論⁽²⁾⁽³⁾では、音源項が流れ中の静圧変動の時間に関する二階微分であるとし、静圧変動と音の圧力変動の関係式が導き出されている。この関係式に基づき、流れ中の変動静圧を計測することで音源と音の強さの関係を検討することが可能になると考えられる。

本研究ではまず、シロッコファン翼間に設置でき、かつ変動静圧測定可能な小型の L 字型静圧管の開発を行った。そしてこの静圧管を用いた静圧管プローブの各種検定を行い、その有効性を検証した。次に、この

静圧管プローブを用いて自動車用空調シロッコファンの翼間変動静圧を測定し、その時間に関する二階微分値を求めることにより音源項の定量化を試みた。さらに、定量化した音源項の回転角 30° 毎の位相平均を評価することで音源の強い位置を特定した。本報ではこれらについて報告する。

2. Ribner の膨張理論

Ribner の式は Lighthill の式を発展させたものであり、次式で表される⁽²⁾⁽³⁾。

$$\frac{\partial^2 p^{(1)}}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 p^{(1)} = -\frac{\partial^2 p^{(0)}}{\partial t^2} \quad (1)$$

ここで、 c_0 は音速、 $p^{(0)}$ は非圧縮流れ中の静圧変動、 $p^{(1)}$ は放射される音の圧力変動である。この Ribner の式は、音の圧力変動が流れ中の変動静圧の時間に関する二階微分値を音源として、波動となって伝播することを示している。

3. 変動静圧プローブ

3-1 変動静圧プローブの設計に対する留意点 変動静圧の計測法については文献 (4) に詳しく記載され

* 原稿受付 2008 年 4 月 11 日。

^{*1} 正員、フェロー、名古屋大学大学院工学研究科 (〒464-8603 名古屋千種区不老町)。

^{*2} 名古屋大学大学院工学研究科。

^{*3} (株)デンソー (〒448-8661 刈谷市昭和町 1-1)。

^{*4} (株)日本自動車部品総合研究所 (〒445-0012 西尾市下羽角町岩谷 14)。

^{*5} 正員、名古屋大学大学院工学研究科。

E-mail: ysakai@mech.nagoya-u.ac.jp

ているが、ここでは実際に今回、変動静圧プローブを設計・製作するために特に留意した点をまとめる^{(4)~(6)}。

理想的に変動静圧を計測するには計器を流れと共に流動させて静圧を読み取ることが必要であるが、これは実際上困難であり、流れ内部で静圧を測る場合には空間中に固定した静圧管を用いることが一般的である。しかし、静圧管による計測は流れに対する傾きの影響を強く受ける。すなわち、傾きが大きくなれば静圧管に沿う流れが下流で剥離し、管の周囲で圧力の不均一が起きる。そのため、静圧の計測には流れをできるだけ乱さないことが必要な条件である。従って、流れを乱すことなく、流れに対する傾きに鈍感な静圧管を開発することが非常に重要となる。

また、静圧管を用いて変動静圧を測定する際、その静圧管の共鳴周波数が問題となる。図1に示すような形状の静圧管プローブがあるとすると、図中、 p_1 は測圧孔にかかる圧力の値(これは、導管内の圧力の値と近似的に同じであると考えられる)であり、 p_2 は実際に測定される受圧室での圧力の値である。また、 d_1, d_2 はそれぞれ導管内径及び受圧室内径に対応し、 l_1 は測圧孔から受圧室までの距離、 l_2 は受圧室の深さである。 q は測圧孔と導管を通して受圧室に流入する体積流量である。このとき、静圧管全体のヘルムホルツ共鳴周波数 f_{n1} 、及びオルガンパイプ共鳴周波数 f_{n2} は

$$f_{n1} = \frac{c_0}{2\pi} \frac{d_1}{d_2} \sqrt{\frac{1}{kl_1 l_2}}, \quad k = 1 + \frac{8d_1}{3\pi l_1} \quad (2)$$

$$f_{n2} = \frac{c_0}{2l_1} \quad (3)$$

となる⁽⁵⁾。ここで、 c_0 は音速である。例えば、本研究で用いたプローブの場合、 $d_1 = 0.30$ mm, $d_2 = 1.80$ mm, $l_1 = 10.4$ mm (直線として考えた場合), $l_2 = 0.31$ mm であるので、これらの数値を代入すると、 $f_{n1} = 4960$ Hz, $f_{n2} = 16300$ Hz となる。ヘルムホルツ共鳴は導管の断面積 $A_1 = \pi d_1^2/4$ と長さ l_1 および受圧室空隙の体積 $V_2 = A_2 l_2$ (ここで、 $A_2 = \pi d_2^2/4$) に依存し、空隙を導管につないだために生じる共鳴である。これらの共鳴周波数を高くすることも静圧管を開発する上で重要となる。

3.2 マイクロ静圧管の設計 図2に本研究で設計・製作した静圧管を示す。この静圧管は直径0.55 mm、内径0.3 mmであり、直径0.1 mmの静圧孔が4孔設けられている。圧力センサは半導体トランスデューサ(Kulite: XCS-062-SSG)であり、図3にその概略を示す。この半導体トランスデューサを図2のマイクロ静圧管のフレア部に埋め込むことにより、非常に小型な

Fig. 1 The schematic of probe

Fig. 2 The micro static tube

Fig. 3 The semiconductor transducer

静圧管プローブが完成した。以後、この静圧管プローブをマイクロ静圧管プローブと称する。

3.3 マイクロ静圧管による一様流中の圧力測定 マイクロ静圧管が標準ピトー管と同様に一様流中で平均静圧を測定できるかどうかを確かめるため、正方形噴流風洞(図4に示される風洞、出口寸法は80 mm × 80 mm)のポテンシャルコア内の一様流中でマイクロ静圧管と微圧インジケータ(豊田工機: AA6610, 最大測定可能圧力: 100 Pa)を用いて圧力の測定を行なった。噴流出口速度 U_0 は0~30 m/sである。

図5に一様流中でマイクロ静圧管と微圧インジケータを用いて圧力測定を行なった結果を示す。横軸は正方形噴流風洞の出口速度 U_0 を、縦軸はマイクロ静圧管を通し、微圧インジケータにより測定された出力電圧 E_p を示す。 E_p は流速に比例するので、各流速における静圧の基準値は、標準ピトー管での静圧測定電圧値と考えることができる。この結果から、マイクロ静圧管は出口速度 U_0 が $0 < U_0 < 15$ m/s の範囲において、誤差5%以内で標準ピトー管と同様に平均静圧が測定できることがわかる。

Fig. 4 Experimental device and coordinate system of direction test

3.4 方向特性検定

3.4.1 方向特性検定法 マイクロ静圧管プローブの方向特性の検定には、第3.3節で説明した風洞と同じ正方形噴流風洞(図4参照)を使用した。出口速度は $U_0 = 10, 15, 20$ m/s で行なった。マイクロ静圧管の方向特性検定では、流れに対して x_2 軸周りに α 傾斜、また x_3 軸周りに β 傾斜させたときの圧力を微圧インジケータにより測定を行った。測定値は次式により無次元化された。

$$C_p = (P_\alpha - P_0) / (\rho U_0^2 / 2) \quad (4)$$

ここで、 P_0 は傾斜角 $\alpha = 0^\circ$ における平均静圧、 U_0 は出口速度、 ρ は密度である。

3.4.2 方向特性の検定結果 図6に噴流出口速度 $U_0 = 10, 15, 20$ m/s でのマイクロ静圧管の傾斜角 α に対する方向特性検定結果を示す。いずれの噴流出口速度においても、 $|\alpha| < 15^\circ$ に対して P_0 とのずれは動圧に対して約5%であった。図7に傾斜角 β に対する方向特性検定結果を示す。 $-15^\circ < \beta < 40^\circ$ に対して P_0 とのずれは動圧に対して約5%であった。これらの結果から、マイクロ静圧管は傾斜角が約 15° 以内において P_0 とのずれは動圧に対して約5%であることがわかる。

3.5 周波数応答特性検定

3.5.1 周波数応答特性検定法 図8にマイクロ静圧管プローブの周波数検定用の実験装置の測定系を示す。この検定は、外部からの騒音を避けるため防音室内にて行う。まず、スピーカーから50 mm離れた位置に参照用圧力センサ(Kulite: XCS-062-5SG)またはマイクロ静圧管プローブの静圧孔がくるように設置する。そして、オシレーターで発生させた100 ~ 20,000 Hzの正弦波をオーディオアンプ(BOSE社製)により増幅させ、スピーカー(BOSE社製)から音波として放出させる。参照用圧力センサまたはマイクロ静圧管プ

Fig. 5 The result of pressure measurement by the micro static tube

Fig. 6 Direction characteristic vs. α

Fig. 7 Direction characteristic vs. β

ローブにより計測された音波は電圧信号に変換され、センサアンプによって5,000倍に増幅されて、このアンプに内蔵されているローパスフィルター(10 kHz)を通した後に電圧計とオシロスコープに取り込まれる。また、オシレーターで発生した正弦波の波形は、オーディオアンプを通してスピーカーへ入力される電圧信号からオシロスコープにより確認し、その信号の位相と参照用圧力センサ及びマイクロ静圧管プローブの位相との位相差 φ_1 , φ_2 を測定する。また、参照用圧力センサの振幅測定値を p_1 、マイクロ静圧管プローブの振幅測定値を p_2 とする。このとき、振幅比 M 及び位相差 φ は次式のように定義される。

$$M \equiv p_2 / p_1, \quad \varphi \equiv \varphi_2 - \varphi_1 \quad (5)$$

3.6 周波数応答検定の実験結果 振幅比 M と位相差 φ の実験結果をそれぞれ図9、図10に示す。この結果から、約2,500 Hzにヘルムホルツ共鳴点を確認できる。なお、図中の実線は本実験で確認された共

Fig. 8 Experimental set up for the examination of the characteristics of frequency response

鳴点を用いて計算された測定圧力が静圧孔上での圧力に対して二次遅れ系の微分方程式に従うと仮定したときの振幅比と位相差の近似曲線⁽⁷⁾である。以下に、この近似曲線に対する理論の概略⁽⁸⁾を説明する。

静圧管プローブの共鳴周波数の近似曲線は、次式より求まる伝達関数の重ね合わせとして扱うことで求めることができる。ここで、 L, R, C はそれぞれ流体イナータンス、流体抵抗、流体キャパシタンスと呼ばれるものであり、流体イナータンスは流体の急激な移動により、流体抵抗は流体の粘性力により、流体キャパシタンスは流体の圧縮性の影響によりそれぞれ生じる。

$$LC \frac{d^2 p_2}{dt^2} + RC \frac{dp_2}{dt} + p_2 = p_1 \quad (6)$$

上式をラプラス変換すると、伝達関数 $G_n(s)$ が求まる。

$$G_n(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{1}{LCs^2 + RCs + 1} = \frac{1}{(s/\omega_n)^2 + 2\zeta_n(s/\omega_n) + 1} \quad (7)$$

ここで、 $\omega_n = 1/\sqrt{LC}$ は固有角振動数、 $\zeta_n = R\sqrt{C/L}/2$ は減衰比である。この周波数伝達関数 $G_n(j\omega)$ は次式で表される。

$$G_n(j\omega) = \frac{1}{(1 - (\omega/\omega_n)^2) + j2\zeta_n(\omega/\omega_n)} \quad (8)$$

この周波数伝達関数 $G_n(j\omega)$ の振幅 $|G_n(j\omega)|$ と位相差 φ_n は次式で表される。

$$|G_n(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{\{1 - (f/f_n)^2\}^2 + 4\zeta_n^2(f/f_n)^2}} \quad (9)$$

$$\varphi_n = -\tan^{-1} \frac{2\zeta_n(f/f_n)}{1 - (f/f_n)^2} \quad (10)$$

図 11 に示すような伝達関数 $G_n(s)$ の重ね合わせの場合、振幅 $|G_n(j\omega)|$ と位相差 φ_n は次式で表される。

$$|G(j\omega)| = |G_1(j\omega)| |G_2(j\omega)| \cdots |G_N(j\omega)| = \prod_{n=1}^N |G_n(j\omega)| \quad (11)$$

Fig. 9 Ratio of magnitude M vs. frequency f

Fig. 10 Phase difference φ vs. frequency f

Fig. 11 Superposition of transfer function

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \cdots + \varphi_N = \sum_{n=1}^N \varphi_n \quad (12)$$

従って、ヘルムホルツ共鳴周波数とオルガンパイプ共鳴周波数をそれぞれ f_1, f_2 、それに対応した減衰比をそれぞれ ζ_1, ζ_2 とすると、静圧管プローブの周波数応答特性における振幅比 $|G|$ と位相差 φ は次式で求めることができる。

$$|G| = \frac{1}{\sqrt{\{1 - (f/f_1)^2\}^2 + 4\zeta_1^2(f/f_1)^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\{1 - (f/f_2)^2\}^2 + 4\zeta_2^2(f/f_2)^2}} \quad (13)$$

$$\varphi = -\tan^{-1} \frac{2\zeta_1(f/f_1)}{1 - (f/f_1)^2} - \tan^{-1} \frac{2\zeta_2(f/f_2)}{1 - (f/f_2)^2} \quad (14)$$

3.7 二次元噴流の変動静圧測定 今回開発されたマイクロ静圧管プローブの有効性を検証するために、ここでは、過去に特性がよく調べられている二次元噴流⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾における変動静圧の測定を行った。

Fig. 12 Coordinate system of two-dimensional jet flow

Fig. 13 Power spectra of fluctuating pressure on the two-dimensional jet flow

3.7.1 実験装置と実験条件 本研究で使用した二次元噴流発生装置は、著者らによる過去の報告^{(9),(10)}で示したものと同一のものである。従って、ここでは装置の簡単な説明のみ与える（詳細は文献(9),(10)を参照されたい）。図12に噴流出口付近の略図と座標系を示す。ノズル出口から1mm離れた場所にスキマーを設置することにより、ノズル出口の流れの均一な部分のみ取り出すことができる。噴流出口（スキマー出口）は高さ $d=12\text{ mm}$ で、アスペクト比は19.7である。座標系は噴流軸方向を x_1 、垂直方向を x_2 、スパン方向を x_3 とし、噴出レイノルズ数 Re は $Re=U_0 d/\nu=22,000$ (U_0 : 噴流出口速度)に調節した。測定は $x_1/d=20$ の断面において乱れの強い $x_2/b \approx 1.0$ (b : 噴流の平均速度分布の半値幅)の位置とした。

3.7.2 変動静圧測定結果 測定された変動静圧のパワースペクトルを図13に示す。縦軸は無次元化しておらずエネルギーの生の値を示している。なお、図13中には著者らが先の実験⁽⁷⁾で使用した円錐先端型静圧管プローブによる測定結果もあわせて示してある。円錐先端型静圧管プローブは、周波数応答の検定より、約3kHzまで振幅比 $M=1.0$ で一定であり、位相差 ϕ もほとんど零であることが確かめられている⁽⁷⁾。図

(a) Sirocco fan

(b) Measurement positions

Fig. 14 Sirocco fan and measurement positions. The measurement positions are located between the adjacent blades

13の結果から、両者のスペクトルはほぼ一致しており、 $-7/3$ 乗則の領域が確認されることから、本研究で開発したマイクロ静圧管プローブは静圧変動を十分精度よく測定可能であることが確認された。

4. 自動車用空調シロッコファン翼間の変動静圧の測定

ここでは、前章で説明された新型マイクロ静圧管プローブを使用して、具体的に、自動車用シロッコファン翼間の変動静圧の測定を行ったので、その結果を報告する。なお、予備実験により、本研究で用いたシロッコファンの主な騒音源が羽根車からの放射音であることを確認している。

4.1 実験条件 図14に自動車用空調シロッコファンとファン翼間の変動静圧測定位置を示す。シロッコファン翼間の変動静圧の測定には、図2、図3に示すマイクロ静圧管と半導体トランスデューサ (Kulite: XCS-062-5SG) を組み合わせたマイクロ静圧管プローブを使用した。図14(b)に示す翼面の1-a～3-cの位置で、ファン翼間の中心にマイクロ静圧管プローブを設置した。ここで、1-2および2-3間の間隔は9mm、a-b、b-cおよびc-d間の間隔は15mmである。なお、マイクロ静圧管プローブの設置角度は、CFDにより求められた、測定位置での平均流れの角度に調整した。

マイクロ静圧管プローブの出力電圧を、スリッリングに通し、その後センサアンプ (TEAC: SA-56) に

Fig. 15 Time history of static pressure signal (measurement point 1-b; cooling mode)

Fig. 16 Time history of static pressure signal (measurement point 1-b; heating mode)

より 5,000 倍に増幅し、PC (DELL: Dimension 1100) に搭載された A/D ボード (MICRO SCIENCE: ADM-688PCI) により 14 bit デジタル値に変換された後サンプリングされ、固定ディスクに瞬時電圧として記録される。また、トリガー信号をかける位置は、図 14(a) の舌部とし、得られたトリガー信号についても同様に瞬時電圧として記録される。

ファンの回転数は 1,500 rpm、サンプリング周波数は 20 kHz でサンプリング点数は 2,097,152 点 (サンプリング時間: 約 105 秒) である。

また、二種類の流路抵抗を用いて、空調の冷房モード (cooling mode) と暖房モード (heating mode) の二種類の条件で測定を行った。なお、流路抵抗は実際の運転条件を考慮して、冷房モードの抵抗が暖房モードの抵抗より小さくなっており、流量係数 $\phi (= (Q/A)/U$: Q : 流量; $A = \pi D^2/4$; D : 羽根車外径; U : 羽根車外周速度) は冷房モードにおいて 0.38、暖房モードにおいて 0.18 である。また、実際の実験では回転数は 1,500 rpm に固定されているので、流量は二種類のモードで異なることに注意されたい。

4.2 シロッコファン翼間変動静圧の測定結果

Fig. 17 Phase averaged signals (cooling mode)

Fig. 18 Phase averaged signals (heating mode)

4.2.1 瞬時波形 ここでは、二種類の流路抵抗を用いて、測定点 1-b で測定された変動静圧の瞬時波形を示す。図 15 が冷房モード (cooling mode) の結果を、図 16 が暖房モード (heating mode) の結果を示している。なお、出力変動電圧と変動静圧の換算率は 0.189 Pa/mV である。これらの結果より、舌部付近で静圧管プローブから得られた電圧値が急増していることがわかる。また cooling mode と heating mode で瞬時波形が異なっていることがわかる。

4.2.2 ファン翼間変動静圧の二階の時間微分 Ribner の式に基づき、ファン翼間変動静圧の二階の時間微分値を求めるための処理手順を示す。まず、マイクロ静圧管プローブから得られた瞬時電圧にデジタルローパスフィルターをかけ、2,000 Hz 以上の周波数成分の信号をカットする。これは、第 3 章のマイクロ静圧管の周波数応答特性検定において、約 2,500 Hz でヘルムホルツ共鳴と考えられる共鳴点を確認したからである。次に、マイクロ静圧管プローブから得られた瞬時電圧の時間に関する一階微分と二階微分を求める。微分の計算には、四次精度の五点中心差分式を用

Fig. 19 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the inlet of blade, cooling mode). The unit is $[mV/s^2]$

Fig. 20 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the inlet of blade, heating mode). The unit is $[mV/s^2]$

いた。最後に、瞬時電圧と瞬時電圧の一階微分および二階微分の位相平均を求める。なお、これら一連の計算処理の精度については、正弦波を使用して、100～5,000 Hz に渡って微分波形が理論波形と一致することを確認することによって検証を行っている。

測定点 1-b で測定された変動静圧の 1 回転分の位相平均および、変動静圧の一階微分と二階微分の位相平均を冷房モード (cooling mode) について図 17 に、暖房モード (heating mode) について図 18 にそれぞれ示す。なお、位相平均は測定点によって異なるが、2,500～2,700 回転分の信号の平均をとって得られたものである。これらの結果より、瞬時電圧の傾きに整合した微分値が計算されていることがわかる。変動静圧の時間に関する二階微分は、Ribner の式の音源項を示しており、これにより音源項を定量化できたといえる。

4.2.3 羽根車の周方向 30° 間隔毎の変動静圧の二階微分に対する二乗平均平方根の分布 Ribner の式の音源項を定量化することができたことで、さらに音源の強い位置の特定を目指す。まず、先に求めた変動静圧の二階微分の位相平均を羽根車の周方向 (図 14 参照) に 30° 間隔で 12 等分する。次に、各区間で二

Fig. 21 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the middle of blade, cooling mode). The unit is $[mV/s^2]$

Fig. 22 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the middle of blade, heating mode). The unit is $[mV/s^2]$

乗平均の平方根 (これを区間二乗平均平方根と呼ぶことにする) をとり、その値をその区間の音源の強さのパラメータとする。そして全ての区間で区間二乗平均平方根を求める。

30° 間隔毎の変動静圧の二階微分に対する二乗平均平方根の分布を以下に示す。図 19、図 20 はそれぞれ翼入口 (IN) の cooling mode, heating mode の結果を、図 21、図 22 はそれぞれ翼中間 (MID) の cooling mode, heating mode の結果を、図 23、図 24 はそれぞれ翼出口 (OUT) の cooling mode, heating mode の結果を示している。図中の値の単位は $[mV/s^2]$ である。図 19、図 20 より、舌部直前で cooling mode の区間二乗平均平方根が heating mode の区間二乗平均平方根より大きいことがわかる。また、図 21、図 22 からは、全体的に cooling mode の方が heating mode より区間二乗平均平方根が大きいことがわかる。図 23、図 24 でも同様に、cooling mode の区間二乗平均平方根が heating mode のそれより大きく、舌部で最も大きくなっている。

一般的に暖房モードよりも冷房モードのほうが比騒音が大きいことが知られており、今回の実験結果と一致する。また、本研究によって舌部での騒音が大きい

Fig. 23 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the outlet of blade, cooling mode). The unit is $[mV/s^2]$

Fig. 24 Distributions of the interval r.m.s value of static pressure fluctuation (at the outlet of blade, heating mode). The unit is $[mV/s^2]$

ことが示唆され、自動車用空調シロッコファンにおける音源の強い位置を特定することができた。

5. お わ り に

本研究で得られた結果を以下にまとめる。

1. 今回新たに開発したマイクロ静圧管プローブの角度特性を調べた結果、主流に対する傾斜角が約 $\pm 15^\circ$ の範囲で動圧に対するずれが約5%以内であった。
2. 開発したマイクロ静圧管プローブの周波数応答特性を調べた結果、約2,500 Hzでヘルムホルツ共鳴による共鳴点を確認された。
3. マイクロ静圧管プローブの実際の乱流場での有効性を確かめるため、二次元噴流場において静圧場の測定を行った。その結果、変動静圧 r.m.s 値がピークを持つ位置では変動静圧のスペクトルに $-7/3$ 乗則の領域が確認された。
4. 開発したマイクロ静圧管プローブを用いて、シロッコファン翼間の変動静圧を測定することができた。

5. 静圧変動の時間に関する二階微分値を求めることにより、Ribnerの式の音源項を定量化することができた。
6. 定量化した音源項から羽根車の周方向に 30° 間隔毎の二乗平均平方根を求めることで、翼が舌部を通過する際に音源項が大きくなること、冷房モードの音源が暖房モードの音源よりも大きな値を示すことがわかった。

謝 辞

本研究の一部は、株式会社デンソーから共同研究資金の援助を受けて行われた。記して謝意を表する。

文 献

- (1) Morinushi, K., Noise Source of a Multiblade Fan (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.57, No.543 (1991), pp. 3837–3844.
- (2) Ribner, H. S., Aerodynamic Sound from Fluid Dilatation, *Institute of Aerophysics Report*, No. 86, University of Toronto, (1962).
- (3) Ribner, H. S., Perspectives on Jet Noise, *AIAA Journal*, Vol.19, No.12 (1981), pp.1513–1526.
- (4) Shirahama, Y. and Toyoda, K., Development of the Probe to Measure Static-Pressure Fluctuations (Application to the Measurements of Jets) (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.59, No.567 (1993), pp.3381–3387.
- (5) *JSME Data Book: Flow Measurements* (ed: The Japan Society of Mechanical Engineers, in Japanese) (1985), pp.34–66.
- (6) Ishida, T., Toyoda, K., Tao, H. and Shirahama, Y., Study of Yaw-Angle Characteristics of Static Pressure Probe, *Proceedings of Fluids Engineering Division Conference of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No.95–19 (1995), pp.169–170.
- (7) Sakai, Y., Moriguchi, Y., Tanaka, N., Yamamoto, M., Kubo, T. and Nagata, K., On Characteristics of Velocity and Pressure Field in Two-Dimensional Turbulent Jet, *Journal of Fluid Science and Technology*, Vol.2, No.3 (2007), pp.611–622.
- (8) Ito, M., *Automatic Control* (Shokodo Inc.), Vol.1 (1983).
- (9) Sakai, Y., Tanaka, N. and Kushida, T., On the Development of Coherent Structure in a Plane Jet (Part1, Characteristics of Two-point Velocity Correlation and Analysis of Eigenmodes by the KL Expansion), *JSME International Journal, Series B*, Vol.49, No.1 (2006), pp.115–124.
- (10) Sakai, Y., Tanaka, N. and Kushida, T., On the Development of Coherent Structure in a Plane Jet (Part2, Investigation of Spatio-Temporal Velocity Structure by the KL Expansion), *JSME International Journal, Series B*, Vol.49, No.3 (2006), pp.714–721.