プロペラファン周りの流れ場と騒音の関係に関する実験的研究* (動作点による翼端流れ挙動の違いと騒音の関係について)

中島 誠治^{*1}, 山田 彰二^{*1}, 吉瀬 幸司^{*2}

Experimental Research into Relation between Propeller Fan's Flow Field and Noise (Relationships between Difference of Tip Flow Behavior in Each Operation Point and Its Noise)

Seiji NAKASHIMA^{*3}, Shoji YAMADA and Koji KISE

^{*3} Mitsubishi Electric Corporation,
8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-8661 Japan

The difference of the tip flow behavior in each operation points and the relation to the noise of the propeller fan with half-open-type casing were investigated through the measurement of the flow field of downstream by use of hot-wire probe and the pressure fluctuation on the casing wall with small pressure sensors. As a result, following conclusions were obtained. As flow ratio becomes smaller, the distance from the blade to tip vortex increases, and tip vortex interferes with casing more upstream. Velocity fluctuation at the downstream near the blade tip and pressure fluctuation on the casing wall have high correlation with the noise less than 200 Hz, which indicates the tip vortex becomes the noise source less than 200 Hz. The rate of contribution of the noise less than 200 Hz to overall noise increases as flow ratio becomes smaller, and the control of the tip vortex is more important in small flow ratio to reduce the fan noise.

Key Words: Propeller Fan, Noise, Tip Vortex, Velocity Distribution, Pressure Fluctuation, Operation Points

1. 緒 言

プロペラファンは換気、空調機器に広く使用されており、低騒音化が望まれている。プロペラファンの騒音は内部流れ場と密接に関係しており、低騒音化を実現するためには、内部流れ場と騒音の関係を明確にする必要がある。特に、翼先端の一部がケーシングから突出した半開放型プロペラファンにおいては、翼端部に形成される翼端渦が3次元性の強い複雑な流れ場を形成することが知られており、その流動様相の詳細および騒音との関係を解明することが重要である。これまでに、深野ら⁽¹⁾は翼に固定した相対座標系での流れ場計測から、翼端渦の流動様相を明らかにしている。川口ら⁽²⁾は火花追跡法などによる翼周りの可視化実験と翼面圧力変動計測に基づく考察から、翼面上の騒音源を明らかにしている。Choon-Man JANG^{(3)~(5)}、古川ら⁽⁶⁾は、LDV計測結果に基づく渦コアの同定やLESに基づく翼面圧力変動の解析から、半開放型プロペラファンにおける翼端渦挙動の詳細を明らかにして

いる。塩見ら⁽⁷⁾は、インダクトタイプのプロペラファンのファン入口および出口の風速分布計測やケーシング壁面圧力変動計測により、また大蔭ら⁽⁸⁾は、半開放型プロペラファンの後流速度分布の計測により、それぞれ翼端渦挙動を明らかにしている。しかし、これらの研究の多くは、ある特定の動作点についてなされており、動作点の違いによる現象の変化を系統的に観察することにより、ファン内部流れ場と騒音の関係を明らかにした研究例は少ない。また、搭載する機器によってプロペラファンの動作点は異なるため、動作点による内部流れ場の変化および騒音との関係を明らかにすることは重要である。

本研究では、半開放型プロペラファンの熱線プローブによる後流計測および小型圧力センサーを用いたケーシング壁面圧力変動計測を行い、主に翼端渦に着目して、動作点による翼端流れ挙動の変化とその騒音との関係について調べた。

2. 記 号

R : 半径方向座標 m

θ : 周方向位相角 °

Z : 軸方向座標 m

D_t : ファン外径 m

* 原稿受付 2010年1月15日。

^{*1} 正員、三菱電機(株)先端技術総合研究所(〒661-8661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

^{*2} 三菱電機(株)先端技術総合研究所。

E-mail: Nakashima.Seiji@ab.MitsubishiElectric.co.jp

- R_t : 翼チップ半径 $=D_t/2$ m
 ν : ボス比
 V_t : 翼チップ速度 m/s
 V_r : 半径方向流速 m/s
 V_θ : 周方向流速 m/s
 V_{rms} : 流速変動実効値 m/s
 ω_z : 軸方向渦度 s^{-1}
 ω'_z : 無次元軸方向渦度
 N : 回転数 min^{-1}
 Q : 風量 m^3/min
 ϕ : 流量係数
 P : 静圧上昇 Pa
 ψ : 圧力係数
 P' : 圧力変動実効値 Pa
 ϕ' : 無次元圧力変動実効値
 ρ : 空気密度 kg/m^3

添え字

- i : ファン後流測定平面での半径方向位置を示す変数
 j : ファン後流測定平面での周方向位置を示す変数

3. 実験装置および実験方法

図1に本研究で用いた実験装置の概略図を示す。供試ファンの風量-静圧特性は、通風無響室においてチャンバー法により測定した。試験回転数は $700\ min^{-1}$ とした。騒音はファンの内周後縁から下流側 1 m の距離の回転軸線上に、ウインドスクリーンを装着したマイクを設置して測定した。

図2にファン周りの構成概略図を示す。図2中に示した Z 軸は、ファンの外周後縁端を原点として、ファンの上流側を正としたファン軸方向座標である。供試ファンには直径 400 mm、ボス比 0.3、翼枚数 3 枚のプロペラファンを用いた。ケーシングの直径は 412 mm、直管部の長さは 40 mm であり、吸い込み側のみ半径 30 mm のラウンド部を有している。供試ファンの外周後縁端がケーシングの直管部とラウンド部の接続点から 27 mm 下流側に位置するように、供試ファンとケーシングを設置した。チップクリアランスは 6 mm である。

ファン後流の流れ場は 45° 傾斜型熱線プローブを用いて、周期的多点抽出法により測定した⁽⁹⁾。熱線プローブの応答周波数は 100 kHz である。測定面は $Z = -30\ mm$ の回転軸に垂直な平面とした。半径方向の測定点は半径 60 mm から 215 mm までの 5 mm 刻みとし、各測定点での熱線プローブのプローブ軸周

りの回転角度は 9° 刻みとした。サンプリング周波数は 113 kHz である。ケーシングに設置した回転計からファンの回転信号を取り込んでおり、測定された電圧データには 30 回転分の位相固定平均を施した。測定された電圧データから測定方程式⁽⁹⁾を解くことにより、3次元風速分布を算出した。流速変動実効値は電圧変動実効値より算出した。

ケーシング壁面圧力変動の計測は、ケーシング壁面に空けた直径 1 mm の穴に、長さ 10 mm のゴムチューブを接着剤でシールして接続し、その先に測圧面から受圧面までが 4 mm となるように小型圧力センサーを取り付けて測定した。圧力センサーの応答周波数は 80 kHz、共振周波数は 400 kHz、ゴムチューブを

Fig. 1 Schematic of the equipment of experiment

Fig. 2 Schematic around a test fan

Fig. 3 Definition of the phase angle of blades

含む測定系の応答周波数は 3.9 kHz, 共振周波数は 19.5 kHz である。測定する圧力変動の主な周波数成分が測定系の応答周波数以下であることを確認している。サンプリング周波数は 58.3 kHz であり、これはファン一周あたり 5 000 点に相当する。測定データには 50 回の位相固定平均を施した。測定点はそれぞれ $Z=40, 30, 20, 10$ mm の位置とした。 $Z=40$ mm および 30 mm の位置の圧力センサーはケーシングのラウンド部に設置されている。同一条件でのデータの再現性は高く、測定精度に問題がないことを確認している。

図 3 に周方向位相角 θ の定義を示す。周方向位相角は、翼の外周後縁端の位置を基準として、翼間の位置を角度で示している。供試ファンは 3 枚翼で 120° ごとに周期性があるとみなせるため、以降は $\theta=0\sim 120^\circ$ の範囲で議論する。外周後縁端が $\theta=0^\circ$ に位置する翼を基準翼と定義する。

4. 実験結果および考察

4.1 空力特性および騒音特性 図 4 に供試ファンの流量係数、圧力係数および騒音特性の関係を示す。ここで、流量係数 ϕ および圧力係数 ψ は以下の式で表される。

$$\phi = \frac{4Q}{\pi^2 D_t^3 (1 - \nu^2) N} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\psi = \frac{2P}{\rho \left(\pi D_t \frac{N}{60} \right)^2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

図 4 より、供試ファンは $\phi=0.30$ において、最も低騒音となる特性を示すことが分かる。ファンの後流計測およびケーシング壁面圧力変動計測を行う流量係数は、換気、空調機器で一般的に使用される動作点範囲の代表点として、 $\phi=0.37, 0.30, 0.26, 0.24$ の 4 点と

Fig. 4 Characteristics curve of flow ratio, pressure ratio and noise level

Fig. 5 Non-dimensional axial vorticity component

した。

4.2 翼端流れ挙動の把握

4.2.1 ファン後流の軸方向渦度分布 図 5 に軸方向渦度の周方向分布を示す。軸方向渦度は以下の式により無次元化され、絶対値で表されている。

$$\omega'_z = \omega_z \frac{R_t}{V_t} \quad \dots\dots\dots (3)$$

軸方向渦度 ω_z は後流計測により得られた 3 次元流速分布の V_r, V_θ 成分を用いて以下の式より求めた。

$$\omega_z^{i,j} = \frac{1}{R^i} \frac{R^{i+1} V_\theta^{i+1,j} - R^i V_\theta^{i,j}}{\Delta R} - \frac{1}{R^i} \frac{V_r^{i,j+1} - V_r^{i,j}}{\Delta \theta} \cdot \frac{180}{\pi} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 (R^i, θ^j) での ω_z, V_r, V_θ をそれぞれ $\omega_z^{i,j}, V_r^{i,j}, V_\theta^{i,j}$ と表記し、 $R^{i+1} = R^i + \Delta R, \theta^{j+1} = \theta^j + \Delta \theta, \Delta R = 0.005$ m, $\Delta \theta = 4^\circ$ である。翼端流れに着目するため、軸方向渦度には $0.8 \leq R/R_t \leq 1.075$ の範囲における半径方向平均値を用いた。この範囲は、ファン後流測定面での軸方向渦度および後述する流速変動実効値の 3 次元分布の観察から、翼端部の影響があると判断できる領域である。図 5 より、いずれの流量係数においても $\theta=10^\circ$ 付近に軸方向渦度の極大部がみられる。この極大部は、基準翼のごく近傍に位置しており、

かつ、流量係数によって位置がほとんど変化していないことから、基準翼からの後縁放出渦であることが分かる。一方、 $\theta=60\sim120^\circ$ の領域では、流量係数によって異なる位置に軸方向渦度の極大部がみられる。この軸方向渦度の極大部は、いずれも基準翼から大きく離れていることから、基準翼を離脱して翼間を流下してきた翼端渦であることが分かる。軸方向渦度の極大部が観測される位置は、それぞれ $\phi=0.37$ では $\theta=60^\circ$ 、 $\phi=0.30$ では $\theta=90^\circ$ 、 $\phi=0.26$ では $\theta=110^\circ$ 、 $\phi=0.24$ では $\theta=110^\circ$ であり、流量係数が小さくなるほど基準翼から離れる傾向を示している。このことから、測定面より上流側の翼端渦は、流量係数が小さいほど、翼からの離脱点が上流側にあるか、翼から離脱して流下する軌道の軸方向に対する角度が大きいことが推定できる。この点を明確にすることは、今後の課題である。

4・2・2 ファン後流の流速変動分布 図6に流速変動実効値の周方向分布を示す。流速変動実効値は、 V_t により無次元化され、図5と同様に半径方向平均が施されている。図6より、流速変動が極大を示す位置は、図5において軸方向渦度が極大を示す位置とほぼ一致していることが分かる。このことから、後縁放出渦および翼端渦により、流速変動が引き起こされていることが分かる。翼端渦により引き起こされる流速変動は、後縁放出渦のそれに比べて広範囲に分布しており、翼端渦は翼端部の流れ場に強く影響を与えていると言える。

図7に、翼端渦に起因する流速変動実効値の極大値と流量係数の関係を示す。流速変動実効値の極大値は、流量係数が大きくなるにつれて単調減少している。従って、翼端渦に起因する流速変動は、流量係数が大きいほど小さくなることが分かる。

4・2・3 ケーシング壁面圧力変動分布 図8～11に、それぞれ $Z=40, 30, 20, 10$ mmでのケーシング壁面圧力変動実効値の周方向分布を示す。圧力変動実効値は以下の式により無次元化されている。

$$\phi' = \frac{2P'}{\rho V_t^2} \dots\dots\dots (5)$$

図8～11中の一点鎖線は翼通過位置を示す。

図8～11において、測定位置により大きさおよび位置は異なるものの、 $\phi=0.30, 0.26, 0.24$ の各流量係数では明確な圧力変動の極大部がみられる。これは、その位置が翼通過位置の少し後方であることから、翼端部で発達しながら流下した翼端渦がケーシングと干渉することにより発生していると考えられる。一方、 $\phi=0.37$ については圧力変動の極大部はみられない。

これは、翼端渦の発達規模が小さく、ケーシングと干渉していないためと考えられる。

図8, 9において、圧力変動の極大部は、流量係数が小さいほど基準翼から離れる傾向を示している。この傾向は、4・2・1項で述べた後流測定面における翼端渦の位置と流量係数の関係と一致しており、圧力変動極大部が翼端渦の影響であることを示している。

図8～11の $\phi=0.30$ の圧力変動を比較すると、圧力変動の極大部は下流に向かうに従って基準翼から離れる傾向がみられる。このことから、翼面から離脱した翼端渦が、基準翼から相対的に離れながら流下していることが分かる。

図12に、軸方向座標 Z とケーシング壁面圧力変動実効値の極大値の関係を示す。ただし、 $\phi=0.37$ については、明確な圧力変動の極大部がみられないため、記載を省略している。図12より、圧力変動極大値が最大を示す位置は、 $\theta=0.30$ では $Z=20$ mm、 $\theta=0.26$ では $Z=30$ mm、 $\theta=0.24$ では $Z=40$ mmであり、流量係数が小さいほど、上流側となる傾向であることが分かる。このことから、以下の流動様相が推定できる。 $\theta=0.30$ では翼端渦の発達規模が小さいた

Fig. 6 Non-dimensional velocity fluctuation component

Fig. 7 Relation between maximal value of non-dimensional velocity fluctuation related to tip vortex and flow ratio

Fig. 8 Non-dimensional pressure fluctuation on the casing wall ($Z=40$ mm)

Fig. 9 Non-dimensional pressure fluctuation on the casing wall ($Z=30$ mm)

Fig. 10 Non-dimensional pressure fluctuation on the casing wall ($Z=20$ mm)

Fig. 11 Non-dimensional pressure fluctuation on the casing wall ($Z=10$ mm)

Fig. 12 Relation between maximal value of non-dimensional pressure fluctuation and Z

Fig. 13 Relation between maximum value of non-dimensional pressure fluctuation and flow ratio

め、ケーシングがラウンド形状を有して広がっている $Z=40$ mm の位置では、翼端渦とケーシングは干渉せず、さらに下流の $Z=20$ mm の位置に到達したときに干渉する。流量係数が小さくなるほど翼端渦の発達規模が大きくなるため、 $\theta=0.24$ では、 $Z=40$ mm においても翼端渦がケーシングと干渉する。このとき翼端渦は崩壊し、それより下流ではケーシングと干渉なくなるため、 $Z=40$ mm より下流での圧力変動が小さくなる。

図 13 にケーシング壁面圧力変動実効値の最大値と流量係数の関係を示す。ケーシング壁面圧力変動実効値の最大値は、流量係数が大きくなるにつれて単調減少している。これより、翼端渦に起因するケーシング壁面の圧力変動は、流量係数が大きいほど小さくなることが分かる。

4.3 翼端流れ挙動と騒音の関係 図 14 に騒音の周波数特性を示す。200 Hz において $\theta=0.37$ と $\theta=0.30$ のスペクトルラインが交差しており、200 Hz を境界として、騒音特性の流量係数に対する傾向が異なることが示唆される。図 15 に、200 Hz を境界として分離した騒音と流量係数との関係を示す。図 15 より、200 Hz 以上の騒音は $\theta=0.30$ で最小値を示す傾向であるのに対し、200 Hz 以下の騒音は流量係数に対し

Fig. 14 Spectrum of noise

Fig. 15 Relation between noise level separated by the boundary of 200 Hz and flow ratio

て単調減少の傾向を示している。ファン後流の外周近傍における流速変動実効値の最大値およびケーシング壁面圧力変動実効値の最大値が、流量係数に対して単調減少の傾向を示していることは、図7および図13で示した。このことは、200 Hz以下の騒音が翼端渦挙動と高い相関を持っていることを示している。すなわち、翼端渦の変動および翼端渦とケーシング壁面との干渉による圧力変動が200 Hz以下の騒音の音源であることが推定できる。

また、流量係数が小さいほど、200 Hz以下の騒音のオーバーオールに対する寄与率が大きくなり、ファンの低騒音化のためには翼端渦の制御が重要になるといえる。

5. 結 言

半開放型プロペラファンの熱線プローブによるファン後流計測および小型圧力センサーを用いたケーシング壁面圧力変動計測を行い、動作点による翼端流れ挙動の変化とその騒音との関係を調べた。その結果、以下の知見を得た。

(1) 流量係数が小さいほど、翼端渦は離脱した翼

から離れて流下し、より上流でケーシングと干渉する。

(2) ファン後流の外周近傍における流速変動およびケーシング壁面圧力変動と、200 Hz以下の騒音が高い相関を持っていることから、翼端渦の変動および翼端渦とケーシングとの干渉による圧力変動が200 Hz以下の騒音の音源であることが推定できる。

(3) 流量係数が小さいほど、200 Hz以下の騒音のオーバーオールに対する寄与率が大きくなり、ファンの低騒音化のためには翼端渦の制御が重要になるといえる。

文 献

- (1) Fukano, T., Ogata, N. and Choon-Man, J., Axial Flow Fan Noise Generated by the Interaction between Tip Leakage Flow and an Adjacent Rotor Blade, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 69, No. 685 (2003), pp. 26-32.
- (2) Kawaguchi, K., Kadota, S., Suzuki, M. and Kikuyama, K., Experimental Study on Low Noise Fans (Flow Visualization and Pressure Fluctuations on Blade Surface), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 58, No. 554 (1992), pp. 169-176.
- (3) Choon-Man, J., Furukawa, M. and Inoue, M., Noise Reduction by Controlling Tip Vortex in a Propeller Fan, *JSME International Journal*, Vol. 44, No. 4 B (2001), pp. 748-755.
- (4) Choon-Man, J., Furukawa, M. and Inoue, M., Frequency Characteristics of Fluctuating Pressure on Rotor Blade in a Propeller Fan, *JSME International Journal*, Vol. 46, No. 1 B (2003), pp. 163-172.
- (5) Choon-Man, J., Fukano, T. and Furukawa, M., Effects of the Tip Clearance on Vortical Flow and Its Relation to Noise in an Axial Flow Fan, *JSME International Journal*, Vol. 46, No. 3 B (2003), pp. 356-365.
- (6) Furukawa, M., Choon-Man, J. and Inoue, M., Extraction of Unsteady Three-Dimensional Flow Phenomena by Visual Data Mining, *Proceedings of Mechanical Engineering Congress (VII)*, No. 02-1 (2002), pp. 21-22.
- (7) Shiomi, N., Kaneko, K., Shimozone, K. and Setoguchi, T., Flow Field with Tip Leakage Vortex in a Small Axial Fan, *Turbomachinery*, Vol. 34, No. 1 (2006), pp. 41-47.
- (8) Ohtsuta, K. and Morinushi, K., Noise Reduction of Fans Used in Air-Conditioner (in Japanese), *Journal of the Acoustical Society of Japan*, Vol. 49, No. 11 (1993), pp. 803-809.
- (9) Kuroamaru, M., Inoue, M., Higaki, T., Abd-Flaziz, F. and Ikui, T., Measurement of Three-Dimensional Flow-Field of Downstream of a Fan by Periodic Multiple Sampling Method (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 48, No. 427 (1982), pp. 408-417.