プロペラファン内部流れの LES 解析と空力騒音源の可視化*

加藤 千幸**, 宍戸 進一郎***, 藤井 亮輔†, 伊藤 博幸††, 坪田 晴弘††

Large Eddy Simulation of Internal Flow of a Propeller Fan and Visualization of Its Aeroacoustics Source

Chisachi KATO, Sin-ichiro SHISHIDO, Ryosuke FUJII, Hiroyuki ITO and Haruhiro TSUBOTA

1. はじめに

プロペラファンは、エアコンの室外機、車両のラジエーター、換気扇、コンピュータの冷却用などに幅広く使用されている。ファンの設置スペースの削減を図るためや、除去すべき熱量の増加に対応するために、プロペラファンの回転数は高速化される傾向にあるが、それに伴い空気の流れから発生する騒音、すなわち、空力騒音の問題が顕在化しつつある。これは、空力騒音の強度が機器の代表的な流速の6乗から8乗という高い指数に比例するため、ファンの高速化に伴い空力騒音が急激に増大するからである。一方では、環境負荷の低減やオフィス環境の維持に対する要求は厳しくなる傾向にあり、プロペラファンに対してより一層の低騒音化が求められている。

同一の大きさ・回転数において、いかに多くの風を流せるかということがプロペラファンの最も重要な性質である。また、プロペラファンは、電気的エネルギーを流体的エネルギーに変換することにより風を流す機械であるため、エネルギー変換効率（ファン効率）も重要な特性である。いくら発生する騒音が小さくとも、これらの空力的な性能が悪くては意味がない。このような空力および騒音に対する要求性能を実現するために、従来は主として、羽根車出入口の平均流速や翼面に沿った流速変化に基づいたファンの設計が行われてきた。また、最近では、プロペラファンの内部流れに数値流体解析(CFD)を適用し、性能向上や低騒音化を図ろうという研究も盛んに行われている。しかしながら、空力騒音は流れの渦の変動に起因して発生するため、従来行われてきた時間平均流れの解析を用いて空力騒音の発生を検討することには限界がある。

ダクトの中に羽根車が設置される軸流ファンとは異なり、プロペラファンの羽根車は部分的、あるいは、全面的に開放された空間に設置される。このため、羽根車の

各翼の先端には翼端渦と呼ばれる渦が発達し¹⁾、これがファンの空力性能ならびに騒音特性に大きな影響を与える。したがって、プロペラファンの空力・騒音特性を向上させるためには、翼端渦の非定常挙動と空力性能・騒音特性との因果関係を解明することが必須と考えられる。本稿では、流れの非定常変動が直接計算できる乱流解析手法である、Large Eddy Simulation (LES) をプロペラファンの流れ解析に適用し、羽根車周りの渦構造と空力性能、空力騒音源との関係を検討した結果を紹介する。具体的には、車両のラジエーター冷却用で使用されるプロペラファンを対象に、空気流量の変化や羽根車の外周に配置される仕切り板位置の変化が流れの渦構造や空力騒音源に及ぼす影響を検討した結果を報告する。

2. 空力騒音源の数値解析法

プロペラファンのように比較的低速のファンから発生する空力騒音に関しては、発生した音が音源に与えるフィードバック効果は一般に小さく無視できるため、騒音源となる流れ場の変動と発生騒音の伝播とを分離して解析することが可能である。つまり、ファン周りの非定常流れ解析により空力騒音源となる渦の変動を解析し、次いで、音の伝播を表す線形波動方程式を理論的あるいは数値解析により解くことにより、ファンから発生する空力騒音を計算することができる²⁾。

さて、一般にプロペラファンの羽根車周りの流れは少なくとも部分的には乱流である。乱流は物体（この場合は羽根車の動翼）と同程度の大きさから、熱に消散する、通常0.1mm以下の大きさに至るまで、大小さまざまな大きさの渦を含んだ流れである。このため、プロペラファンのような複雑形状周りの乱流に関して、全ての大きさの渦を直接計算することは現状では不可能である。そこで、本研究では前述のLES解析により、空力騒音源となるファンの羽根車周りの乱流を非定常解析する。LES解析では、計算格子より大きな渦、すなわち、Large Eddyは直接計算し、格子より小さな渦の効果はモデル化して扱う。ここでは、格子より小さな渦の効果は標準スマゴリンスキーモデル³⁾により考慮する。なお、一般に音速に比較して低流速の流れ、すなわち、低マッハ数の流れ

* 原稿受付 2003年9月8日

** 東京大学生産技術研究所

*** 石川島播磨重工業株式会社

† 東京大学大学院工学系研究科

†† (株)コマツ

から発生する音の波長は音源となる流れの渦より遥かに大きい。このため、発生する音による流れ場の緩和に要する時間は無視することができる。すなわち、流れ場の LES 解析においては圧縮性を考慮する必要はない。

プロペラファンに限らず、一般にターボ機械の流れ解析においては、回転する動翼とダクトや静翼などの静止部との干渉効果を考慮する必要がある。ここでは、次のような方法により干渉効果を考慮する。すなわち、回転する羽根車周りの流れは回転座標系上の計算メッシュにより解析し、一方、静止流路内の流れは、静止座標系上の計算メッシュにより解析する。それぞれの計算メッシュはその上流あるいは下流に位置する計算メッシュと適切なオーバーラップ・マージンを以って重ね合わされ、各計算時間ステップにおいて、オーバーラップした部分の流速および圧力を上流あるいは下流の計算メッシュから内挿された値によりオーバーセットする。このことにより静止部と回転部との流れの干渉が考慮される。

ところで、比較的大きな渦のみを直接計算するといっても、プロペラファンのような複雑な形状の流れ場の LES 解析には少なくとも数百万以上の計算格子が必要となる。最近の計算機性能の向上には目を見張るものがあるが、数百万格子の非定常流れ解析を単一の CPU により実行することは現実的ではない。そこで、ここでは、筆者の一人が開発した、並列処理有限要素法により LES 解析を実施したが、数値解析手法の詳細は参考文献^{(4),(5)}を参照されたい。

3. 流れ場の解析結果と音源の可視化結果

計算対象としたのは、Fig. 1 (概観) および Table 1 (主要諸元) に示すようなプロペラファンであり、チップ径 $D_t = 850$ mm、ハブ径 $D_h = 280$ mm (ハブ比 $\nu = D_h/D_t = 0.33$) の 6 枚のブレードから構成される。ブレードの最大コード長は $l = 329$ mm であり、この半径位置における弦節比は $\sigma = l/t = 0.74$ である。設計回転数 $N = 1560$ rpm における羽根車チップの周速度は $u_2 = \pi D_t N / 60 = 69.4$ m/s であり、この速度を基準とした流量係数、静圧係数はそれぞれ $\phi = 4Q / \pi D_t^2 (1 - \nu^2) u_2 = 0.183$, $\psi = 2\Delta P_s / \rho u_2^2 = 0.183$ である。プロペラファンとしては、設計点の流量係数は小さいほうであるが、この理由は車両用ラジエターに搭載する場合、その設置スペースの制約から軸方向寸法を極力小さく納める必要があるからである。

実際にラジエター・ファンとして設置される場合は、ファンの上流あるいは下流側にはラジエターやエンジンなどの障害物が存在するため、ファンの出入口の流れは一樣な流れになるとは限らない。このような障害物の存在により、ファンの作動点のみならず、ファンの空力性能そのものが変化してしまう可能性がある。しかし、今回の解析では、プロペラファン自体の流動状況を明らかにすることを目的に、プロペラファンが矩形断面を有

Fig. 1 Test Propeller Fan with 6 Blades.

Table 1 Specifications of Test Propeller Fan.

動翼枚数	6
チップ径 D_t (mm)	850
ハブ径 D_h (mm)	280
ハブ比 ν (D_h/D_t)	0.33
最大コード長 l (mm)	329
弦節比(最大値)	0.74
回転数 N (rpm)	1560
流量 (m^3/min)	385
入口軸流速度 (m/s)	5.16

するテスト用ダクトに内に設置されていることを想定し、Fig. 2 に示すような計算メッシュを用いて LES 解析を実施した。解析領域全体は、入口部、ファン部、および、出口部の 3 つの領域から構成されており、合計約 400 万要素を用いて解析を行ったが、そのうち、約 300 万要素はファン部に用いている。なお、出口部メッシュの急拡大-縮流部は、羽根車出口流れが有する旋回速度成分を減衰させ、流出境界において数値的不安定が発生することを防止するために設けたものである。

前述のように、流量の変化に対する、羽根車周りの渦構造の変化やそれが空力性能、騒音源に与える影響を検討するために、設計流量 100% を基準として、115% 流量、および、85% 流量の 3 つの流量に対して LES 解析を行った。また、このファンに対しては、Fig. 2 の下図に示すような仕切り板が設置されている。設計流量に対しては、この仕切り板の軸方向位置を、標準的なケース (a) と比較して 30 mm 上流側に移動させた条件 (b) の解析も実施し、その影響を検討した。

まず、空気流量の変化がファンの空力性能や流れの渦構造、空力音源に与える影響を検討した結果を以下に示す⁽⁶⁾。LES 解析においては、羽根車周りの流れが平衡状態に達したと判断された後、羽根車 10 回転分に相当する間計算を続行し、ファンの空力性能や羽根車出口の流速変動などの統計量を算出した。Fig. 3 にファンの風量

Fig. 2 Computational Mesh.

Fig. 3 Predicted Fan Performance.

一風圧特性を実測値と比較した結果を示す。何れのの流量点においても、LES 解析によって予測されたファンの静圧係数（静圧ヘッド）は実測値と良好に一致しており、少なくともファンの空力特性に関しては定量的な予測が可能であることが確認される。

前述のように、空力騒音は流れの乱れから発生するため、流速変動の分布を調べることで、騒音源となっている領域を大まかに特定することが可能である。羽根車近傍の主流速度の変動分布を Fig. 4 に示す。ここで、

Fig. 4 Fluctuations in Axial Velocity (RMS Value).

流速変動は回転座標系から観測される変動成分、つまり、はく離した渦の変動や乱流変動に起因する成分であり、羽根車の先端周速 u_2 を用いて無次元化されている。一般にファンの空力騒音の成分としては、流速変動（あるいはそれによる翼負荷変動）による成分以外に、負荷の掛かった翼が回転していることによる騒音成分（定常的な翼負荷による dipole sound）、および、動翼の回転に伴い周りの空気が押しのけられることによる騒音（thickness noise）があるが、プロペラファンのような低圧（低速）のファンにおいては、これらの空力騒音の成分は翼負荷の変動による成分と比較して無視できることが知られている^{6),7)}。各流量において、主流の外側の速度せん断層部、および、逆流領域の外側の速度せん断層部において流速変動が大きくなっているが、流量の減少に伴い、流速変動が大きい領域が羽根車近傍に近づいていることが特徴である。音響理論的には、同じ強度の

流速変動であっても、固体壁の近くにある変動ほど騒音の発生に大きく寄与する。したがって、流量の減少に伴い発生する空力騒音が増大することが予想されるが、このことはプロペラファンの空力騒音に対して一般的に認められている知見と合致する。流量と流速変動との関係においても一つ特徴的な点は、流量の減少に伴い、羽根車先端（負圧面）側に大きな流速変動を持つ領域が現れていることである。この流速変動は、羽根車動翼の翼端渦の変動に起因するものであり、この部分も空力騒音の発生に大きく寄与しているものと思われる。

Fig. 5 はある瞬間における、羽根車周りの Powell の空力音源 $\nabla \cdot (\omega \times u)$ の分布を示す⁸⁾。Powell の空力音源は渦の変形による音源を表すものであるが、Fig. 4 に示した流速変動の分布とほぼ対応したものとなっており、設計流量および 85% 流量点に対する解析結果には、動

Fig. 5 Instantaneous Distributions of Powell's Sound Source.

翼負圧面側の先端に翼端渦による音源が明確に認められる。また、この翼端渦による音源は流量の減少に伴いその強度が増していることも分かる。ところで、設計流量および 85% 流量点においては、動翼の負圧面側だけでなく、圧力面側にも強い音源領域が認められるが、これは動翼の負圧面側からはく離れた翼端渦が次の動翼の圧力面と干渉しているため¹⁾と思われるが、この点に関しては後述することにする。

次に、ファンの仕切り板の位置を軸方向に移動させた場合の結果を示す。前述のように、羽根車のほぼ中央位置に仕切り板を設けた場合（Standard Case）と、仕切り板を 30 mm 上流側に移動させた場合（Shifted Case）の LES 解析を実施し、仕切り板位置がファンの空力性能、羽根車周りの渦構造や空力音源分布などに与える影響を検討した。計算した流量は設計流量である。

翼後縁から羽根車外径の約 5% 下流の断面における軸流速度および絶対流れの旋回速度の時間平均分布を Fig. 6 に示す。また、これらの分布を周方向に平均した結果を Fig. 7 に示す。標準的なケース (a) と比較して、仕切り板位置を上流側に移動させた場合 (b) は、動翼先端付近の軸流速度ならびに旋回速度ともに減少している。Fig. 7 から推定されるように、本プロペラファンでは、ほとんどの仕事が翼先端付近でなされているため、前記の流速の減少は羽根車仕事の減少を意味する。仕切り板を移動させた場合、羽根車の静圧上昇の予測値は、標準的な場合と比較して数割も減少しており、別途実施した実験においてもこのことは確認されている。

Fig. 8 に動翼先端近傍の渦構造や動翼表面の静圧変動の分布などを示す。同図上から、(1)乱流の第 2 不変量の等値面、(2)静圧変動の等値面、(3)動翼負圧面の限界流線と静圧変動分布、(4)同圧力面の限界流線と静圧変動分布、および、(5)Powell の空力音源分布である。空力音源はある瞬間の分布であるが、それ以外は全て羽根車 10 回転の間の時間平均値である。

乱流の第 2 不変量の等値面(1)は流れの中にある渦構造を表すが、この分布は(2)に示した静圧変動の等値面の分布と高い相関を持っていることがわかる。このことから、動翼先端に発達する翼端渦は強い非定常変動を伴っていると言える。仕切り板が動翼のほぼ中央に設置されている場合 (a) は、前縁から動翼に沿って発達した翼端渦が仕切り板位置において仕切り板と干渉することにより周方向に転向している。周方向に転向させられた翼端渦は次の動翼の圧力面と干渉し、そこに大きな静圧変動を生じさせている。このことは(4)に示した、動翼圧力面の静圧変動分布において、動翼コード後半部の翼端近傍の静圧変動が非常に高くなっていることから確認される。一方、仕切り板を上流側に移動させた場合 (b) は、動翼負圧面の翼端近傍における静圧変動がほぼ仕切り板の位置までは非常に小さくなっていることから、仕切り板の位置まで翼端渦の発達が抑えられているのが分かる。

Fig. 6 Time-average Distributions of Absolute Velocities at Impeller's Exit Plane.

Fig. 7 Pitch- and Time-average Distributions of Absolute Velocities at Impeller's Exit Plane.

仕切り板位置からは翼端渦が発達を開始するが、前縁近傍と比べて翼負荷が小さいこともあり、翼端渦の強度は弱く、隣接翼とも干渉することなく、翼間を通過している。上記のことは、Powellの空力音源分布(5)からも確認される。なお、何れの場合においても、限界流線からは動翼負圧面に弱い前縁はく離が認められるが、静圧変動分布を見る限り、このはく離は空力騒音の発生に大きな寄与をしているとは考えられない。これらの解析結果から、このプロペラファンでは動翼先端近傍が主音源となっているものと推定される⁶⁾。

4. おわりに

車両用ラジエターに用いられるプロペラファンを対象に、ファンの空気流量や羽根車外周部に設置される仕切り板位置の変化が、ファンの空力性能や空力騒音源に与える影響を数値解析により検討した。数値解析には、筆者の一人が開発した、移動格子法に基づくターボ機械用並列 LES 解析コードを使用した。

ファンの空力性能に関しては、LES 解析による予測値は実測値と良好な一致を示したが、今後、羽根車出口の平均流速分布や変動速度分布などに関して、実験値と詳細な比較を行うことにより LES 解析の精度を検証していく必要がある。現状の非定常数値解析は、乱流騒音

(a) Standard Case.

(b) Shifted Case.

(1) Iso-surface of Second Invariant.

(2) Iso-surface of Second Static Pressure Fluctuation.

(3) Static Pressure Fluctuation and Limiting Streamlines on Blade's Suction Surface.

(4) Static Pressure Fluctuation and Limiting Streamlines on Blade's Pressure Surface.

(5) Instantaneous Distributions of Powell's Sound Source.

Fig. 8 Comparisons of Aerodynamic Source Distributions.

の予測に対して解決すべき多くの課題を残しており⁹⁾, プロペラファンから発生する空力騒音のスペクトルを定量的に予測できるレベルには至っていない¹⁰⁾。しかしながら, 将来的にはこのような予測も可能になるものと考えられる。空力騒音スペクトルの定量的予測が可能になれば, 予測された音圧変動と流れ場の変動との相関を解析することにより, 各周波数帯域の騒音の発生に特に寄与している渦構造を特定することができるようになる。このような解析が可能になれば, 空力性能の向上と空力騒音の低減とを同時に実現できるような, プロペラファンの新たな設計指針を示すことができるものと期待される。

最後に, 本研究で使用した計算機リソースの一部は, 文部科学省ITプログラム「戦略的基盤ソフトウェアの開発」プロジェクトにより提供されたものである。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- 1) Jang, C.-M., Furukawa, M. and Inoue, M.: Analysis of Vortical Flow Field in a Propeller Fan by LDV Measurements and LES-Part II: Unsteady Nature of Vortical Flow Structures due to Tip Vortex Breakdown, Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 123 (2001), pp. 755-761.
- 2) 加藤千幸: ターボ機械から発生する流体騒音の数値解析, ターボ機械第31巻第5号 (2003), pp. 258-265.
- 3) Smagorinsky, J.: General Circulation Experiments with Primitive Equations, Mon. Weath. Rev., Vol. 91, No. 3, (1963), pp. 99-164.
- 4) Kato, C., Kaiho, H., and Manabe, A.: Finite-Element Large Eddy Simulation Method with Applications to Turbomachinery and Aeroacoustics, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 70-1 (2003), pp. 32-43.
- 5) 加藤千幸, 清水勇人, 岡村共由著: LESによる斜流ポンプ内部流れの非定常解析 (第1報, 解析手法), 日本機械学会論文集B編68巻670号 (2002), pp. 129-136.
- 6) Kato, C., Shishido, S., Miyazawa, M., Yoshiki, H., Ito, H., and Tsubota, H.: "Numerical Prediction of Aerodynamic Noise Radiated from a Propeller Fan", Proceedings of 5th JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference (2002).
- 7) Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings, D. L.: Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Philosophical Transactions of the Royal Society, Series A, Vol. 264, No. 1151 (1969), pp. 321-342.
- 8) Powell, A.: The Theory of Vortex Sound, J. of Acoust. Soc. Am., Vol. 33 (1964), pp. 177-195.
- 9) Miyazawa, M., Kato, C., Yoshiki, H., and Suzuki, Y.: Large Eddy Simulation of Flow around an Isolated Aerofoil and Noise Prediction, Proceedings of 5th JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference (2002-11).
- 10) Algermissen, G., Siegert, R. and Spindler, T.: Numerical Simulation of Aeroacoustic Sound Generated by Fans under Installation Conditions, AIAA Paper 2001-2174 (2001).

(1) 乱流の第2不変量の等値面

(2) 静圧変動の等値面

(3) 動翼負圧面の限界流線と静圧変動分布

(4) 動翼圧力面の限界流線と静圧変動分布

(5) 瞬時のパワエル音源分布

口絵1 プロペラファンの空力騒音源の比較 (左: 標準ケース, 右: 仕切り板位置を移動させたケース)

(口絵1 東京大学 生産技術研究所 加藤千幸)

(本文 192 頁参照)