

回転機械用送風機からの流体騒音解析に向けた LES による流体圧力変動推定

Investigation of the Pressure fluctuation by Large Eddy Simulation for Predicting the Aeroacoustics of Rotating Machinery

○金子 公寿, 富士電機, 東京都日野市富士町 1 番地, kaneko-kimihisa@fujielectric.com
山本 勉, 富士電機, 東京都日野市富士町 1 番地, yamamoto-tsutomu@fujielectric.com

This paper describes pressure fluctuation to predict aeroacoustics from the fan of rotating machinery. Dipole and quadrupole sound source are contained for aeroacoustics. However, the dipole sound source is dominant under the low Mach number turbulence flow field in our experimental conditions. To predict the aeroacoustics, it takes into account both pressure fluctuation in the turbulent flow field and sound propagation in the acoustics field. As the first step, pressure fluctuation was investigated both Large Eddy Simulation (LES) and measurements under the low Mach number condition in advance of noise prediction using flow field and acoustic field coupling. Through our study, it was found that predicted pressure fluctuation power spectra density is in good agreement with experimental results not only conventional structure but also optimized structure.

1. 緒言

パワーエレクトロニクス関連の製品からの騒音は、磁歪騒音、振動騒音、流体騒音の要素が含まれ、製品の種類や稼働条件により、各騒音現象の影響度が異なる特徴を持っている。これらの製品の低騒音化には、個々の要素技術の構築に加え、各物理現象の連成が必要となることがある。例えば、モータなどの回転機械においては、磁歪騒音の影響については電磁力と構造振動、流体騒音の影響については流体力と音響の各要素の連成が必要と考えられる。

流体騒音の解析手法に関しては、直接解法または分離解法のアプローチが用いられている。直接解法では非定常圧縮性流体解析による流体圧力変動と音圧変動を同時計算する。

音速と流速に対するクーラン数条件を満たす計算時間刻みや非物理的な音への反射の対策も必要となることが指摘され、対応した研究が行われている⁽¹⁻³⁾。特に計算時間の長大化が懸念されており、計算コストがかかるため、多数の条件での検討は困難となる。

一方、分離解法では音源の推定に非圧縮性流体解析が用いられており、ファンからの騒音解析に多く用いられている⁽⁴⁾。音波の影響を考慮できないため、実現象の再現に適したモデル化がなされているか、注意が必要である。具体的には、音源となる物体寸法が、音波の位相影響を受けるか検討する。例えば、羽根車外径 80mm のボックスファンからの流体騒音では、音の波長 100mm 程度の周波数まで、十分に再現できることが示されている⁽⁴⁾。

本研究の対象となる周波数は、2kHz 程度までであり、このときの波長は、最小で 0.17m となる。外扇翼の翼後流領域における代表寸法は 0.02m から 0.1m 程度であり、音波位相差の影響は小さいと考えられるため、分離解法を用いた。最初に騒音解析における音響解析との連成(一方向連成)に必要な流体音源の圧力変動について、初期構造と低騒音化を実現した最適構造において、音源となる圧力変動に着目して検討した。圧力変動の推定には、非定常非圧縮性ナビエ・ストークスの方程式に基づき、乱流モデルに LES を用いて実測との比較を行ったので報告する。

2. 供試体構造

本研究で対象とした構造を図 1 に示す。内部構造を判りやすくするため、一部半断面表示させている。供試体は、回転機械(例えばモータ)の冷却用外扇翼からの流体騒音と回転機械の冷却特性を評価可能な構造となっている。外扇翼の回転は、外部の駆動用モータを利用している。最適化構造は、初期構造に対して騒音および発熱部温度の双方を低減させたものである。

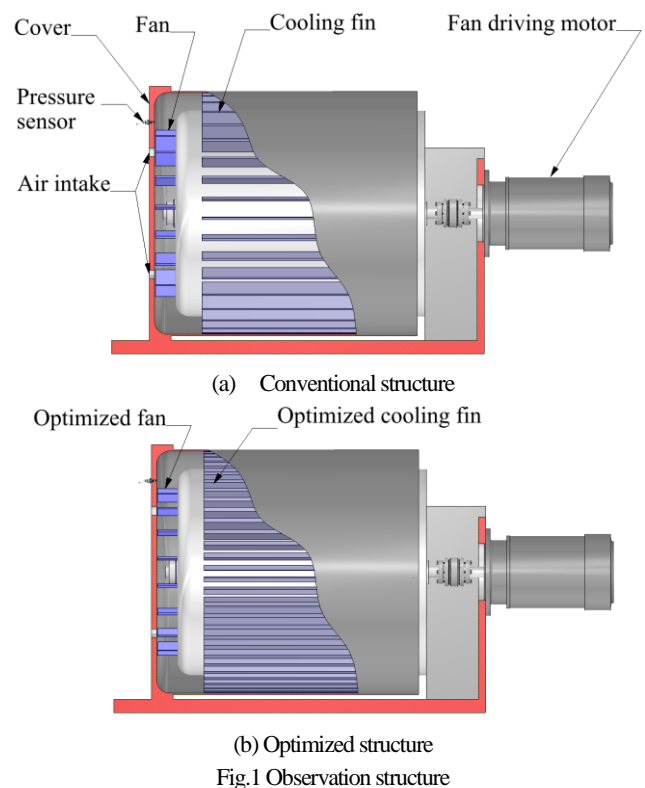


Fig.1 Observation structure

3. 解析評価条件

3. 1. 流体騒音源

流体騒音源に関し、定格回転数 (1780rpm) における風速の最大値となる翼回転速度は 35m/s となる。このとき、翼外径を基準としたレイノルズ数は 4.2×10^5 、マッハ数は 0.1 となる。このため、流体騒音源は、二重極音源が支配的となる。そこで、固体壁面に作用する圧力変動に着目し、LES を用いた乱流による圧力変動の推定を行った。サブグリッドスケールモデルは、Dynamic Smagorinsky model を用いた。差分スキームは、2 次の中心差分、時間積分には 2 次の陰解法を用いた。時間ステップは 1 回転を 512 分割する 6.58×10^{-5} 秒とした。計算格子サイズは、評価する周波数レンジ (0~2000Hz) から渦の間隔および渦直径を基準に作成した。その結果を図 2 に示す。翼およびその下流部分を中心に計算格子生成パラメータを制御して作成した。この時のセル数は、約 17 百万となる。

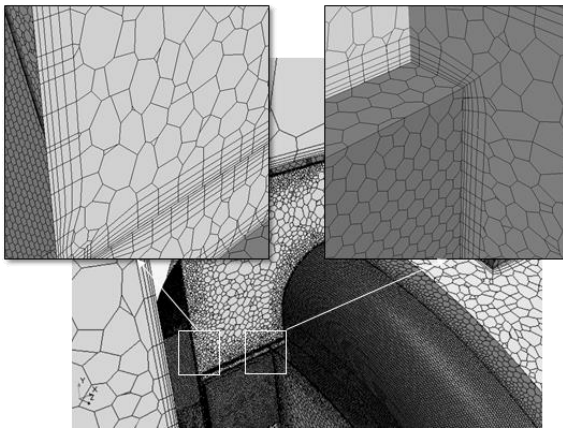


Fig.2 Computational grid (Conventional structure)

3. 2. 測定条件

解析での圧力変動推定の妥当性を確認するため、図3に示す翼後流域に圧力センサを設置した。圧力センサは固体壁面に設けた圧力孔を介してリセスマウントされている。リセスマウントでは、微小な空間によるヘルムホルツ共鳴が生じることが知られている。このため、共鳴周波数が評価周波数範囲よりも高くなるように設計を行った上でセンサを設置した。

騒音測定は供試体の吸い込み口前方 1m で回転軸中心高さに設置したマイクロフォンにて行った。

外扇翼の回転数に対する騒音や圧力変動の関係を確認するため、外扇翼の回転数は、1000 から 2000rpm の範囲とした。

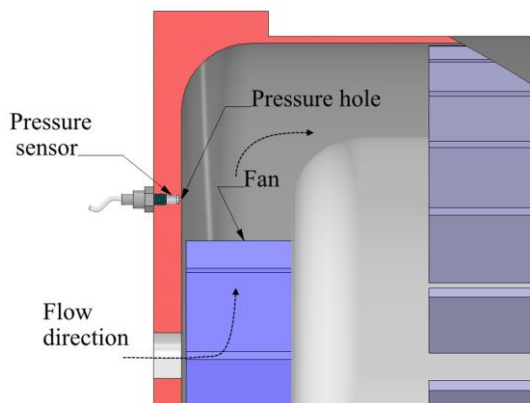


Fig.3 Pressure sensor position

4. 結果と考察

4. 1. 回転数と騒音

図4に、回転数を変化させたときの音圧レベル測定値(O.A.)を示す。最適構造の音圧レベルは、初期構造に対し、約 5db 程度低減している。音圧レベルは回転数の増加に伴い増加し、回転数比(速度比)の6乗に比例した関係となる。これは、Lighthill 方程式から導き出される二重極音源の音響パワーが速度の6乗に比例することと一致した結果となった。初期構造の一部に6乗則の線よりも大きな値となっているのは、筐体内部の流路構造による音響の影響と考えられる。

上記条件の内、定格回転数での音圧スペクトルを図5に示す。音圧スペクトルは、広帯域に分布する乱流騒音に加え、複数の卓越した翼通過周波数(BPF)および 200Hz 近傍にある流路空間が原因となる音響モードの影響が見受けられる。最適構造の音圧スペクトル値は、1次のBPFはあるものの、高次のBPFや広帯域の乱流成分で初期構造に比べて低くなる。

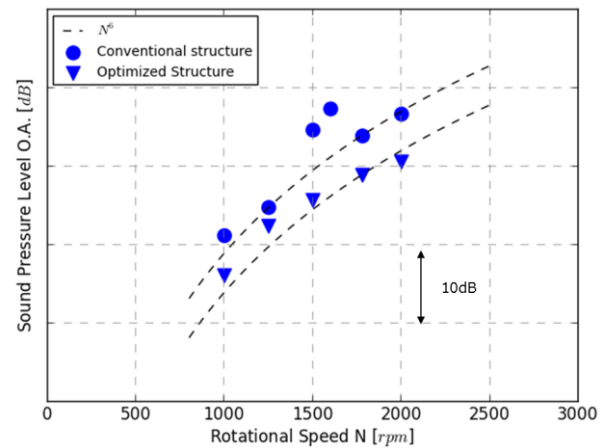


Fig.4 Sound pressure level at each rotational speed

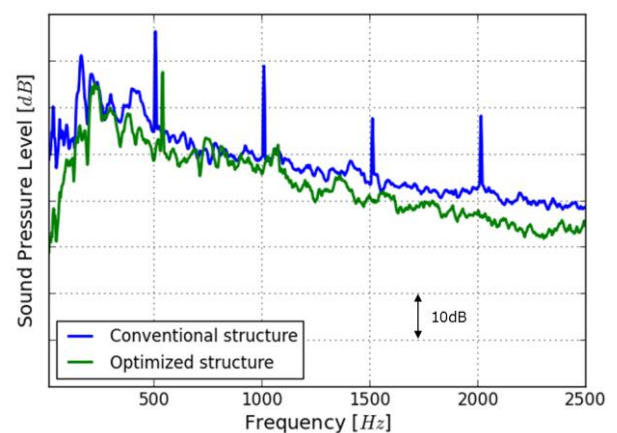


Fig. 5 Sound pressure level comparison of conventional structure and optimized structure

4. 2. 圧力変動

壁面に作用する圧力変動分布を図6に示す。カバーは内壁部分を半断面表示している。最適構造は、初期構造に比べて圧力変動が小さい結果となり、音圧レベルの結果と定性的に一致している。初期構造での圧力変動は最適構造に比べ、カバーの冷却風吸込み口近傍および外扇翼間で高く、かつ広く分布している。初期構造では翼のリーディングエッジが円周方向に分割された吸込み口に近いため、偏流の影響により圧力変動が増加していると考えられる。

一方、圧力測定位置における圧力変動のパワースペクトル密度(PSD)を図7に示す。解析結果は、広帯域周波数範囲での減衰傾向や、BPF など概ね実測と良く一致している。また、500Hz から 1kHz の範囲において、解析および実測の圧力変動 PSD は、周波数の $-7/3$ 乗に比例した関係が得られた。レイノルズ数が十分に高く、エネルギースペクトルが粘性に影響しない乱流の慣性小領域において、エネルギーは周波数の $-7/3$ 乗に比例することが示されており^(9,10)、本解析結果および実測結果とも一致する。

2kHz 以上において、解析結果の圧力変動 PSD は、急激に減少しており、計算格子数不足によるものと考えられる。一方、実測では圧力変動 PSD の減少量が緩やかに変化している。これは高周波に回避したヘルムホルツ共鳴の影響が若干残っているためと考えられる。

今後、評価周波数範囲を拡大する場合、計算格子密度を上げて高周波数までの圧力変動再現や圧力測定方法(圧力センサ固定方法や共鳴回避)の見直しも必要となる。

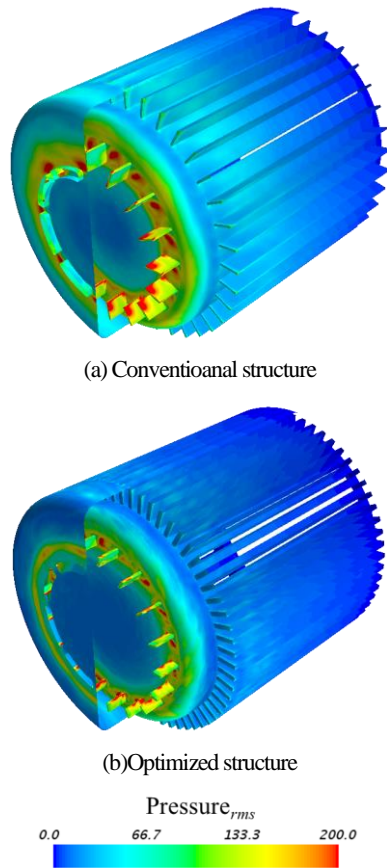


Fig.6 Pressure fluctuation on the surface
(Half section view of the cover)

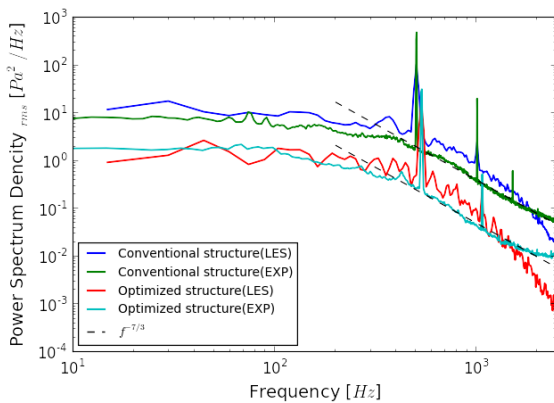


Fig.7 Pressure fluctuation power spectrum density

5. 結言

流体騒音解析の最初のステップとして騒音源となる流体力について検討した。本研究で対象としている低マッハ数流れの流体騒音は、二重極音源が支配的となるため、時間変化する乱流による圧力変動を的確に再現する必要がある。そこで、非定常非圧縮性の流れ解析を行い、乱流モデルに LES を用いて以下の結論を得た。

- (1) 解析による圧力変動 PSD は、2 種類の構造に対し実測と良く対応する。
- (2) 慣性小領域における圧力変動 PSD は、周波数の-7/3 乗に比例する結果が得られた。
- (3) 約 2kHz 以上の圧力変動 PSD は、測定値にヘルムホルツ共鳴の影響や、解析値に計算格子粗密に影響する差異が見受けられる。

6. 参考文献

- (1) Inoue, O. and Hatakeyama, N., “Sound generation by a two-dimensional circular cylinder in a uniform flow”, J. Fluid Mech., 471(2002),pp.285-314.
- (2) Yokoyama, H., et al., “Self-sustained oscillations with acoustic feedback in flow over a backward-facing step with a small upstream step”, Physics of Fluids, 19 (2007), pp.106104.
- (3) Kaneko, K., Matsumoto, S. and Yamamoto, T., “Observation of noise of fan with obstacle for electric components”, FAN2018(2018).
- (4) 高山, 加藤, ”プロペラファンから発生する空力音の予測”, 生産研究, 63-1 (2011), pp.61-64.
- (5) 川口, ”空調・電子機器冷却用ファンの研究動向と今後の展開”, ターボ機械, 43-1(2014),pp.3-9.
- (6) 岩瀬, 尾原, 米山, 山出, 加藤, ”空調用遠心ファンにおける空力騒音の計算”, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集(2012).
- (7) Kaneko,K., Yamamoto,T. and Kato, C., “Aerodynamic noise simulation of axial flow fan with non-axisymmetric structure for power electronics equipment”, AICFM13(2015).
- (8) 加藤, ”直接シミュレーションによる乱流解析”, ターボ機械, 42-5,(2014),pp.2-8.
- (9) 辻, ”乱流の普遍則とその解明を支える実験技術”,ながれ, 37(2018),pp.245-254.
- (10) 山出, 加藤, 飯田, 吉村, 飯田, ”Large Eddy Simulation による車体表面圧力変動分布の予測”, 生産研究,67-1(2015), pp.59-63.