流入乱れを有する小型軸流ファンの流れ解析

Flow Analysis of Small Axial Flow Fan with Inflow Turbulence

○学 高田 和幸 (富山大院) 学 蓮池 一樹 (富山大院) 正 川口 清司 (富山大) 正 渡辺 大輔 (富山大)
 Kazuyuki TAKATA, University of Toyama, 3190 Gofuku Toyama city Toyama
 Kazuki HASUIKE, University of Toyama, 3190 Gofuku Toyama city Toyama
 Kiyoshi KAWAGUCHI, University of Toyama, 3190 Gofuku Toyama city Toyama
 Daisuke WATANABE, University of Toyama, 3190 Gofuku Toyama city Toyama

Key Words: Axial fan, Numerical Simulation, Inflow Turbulence

1. 緒言

小型軸流ファンは冷却装置として PC, AV 機器等に用いられており, 身近に使用されている. 軸流ファンを用いる上で問題となっているのは騒音であり, 実際の使用環境下ではファン単体の騒音と比較して, 騒音が増大することが知られている. この原因として部品等を設置したことによる影響が考えられる. 小型軸流ファンの乱れに関する研究として, ファンの上流側⁽¹⁾, 下流側⁽²⁾に障害物を設置した時のファン性能, ファン翼面の影響が報告されている. また, ファン上流部に乱流格子を設置し数値解析によって騒音が増大すること⁽³⁾が報告されている. 本研究では, 障害物の影響を流れの乱れとして考え, ファン上流部に流れの乱れを調整できる乱流格子を設け, その際の小型軸流ファンの数値解析を行い, 流入乱れがファンに与える影響について調べた. また, 異なる流入乱れによる圧力変動分布に着目し, 軸流ファンの翼近傍の流れ場が翼面圧力変動に与える影響について調べたので報告する.

2. 供試品

本研究で使用する供試ファンの外観を Fig.1 に, その仕様を Table1 に示す. 本研究で使用する供試ファンは, 軸対称ケーシングを備えており, ベルマウス断面が周方向に同一形状を持っている. また, 使用した乱流格子は格子状で直径 3mm, 中心距離 15mm と直径 4mm, 中心距離 20mm のモデルを使用した. 使用する際はファンの周りを管路で覆い, 流速を確保した. 管路に取付けたベルマウス直後に乱流格子を設置し, 管路に沿うように製作した. 乱流格子の概略を Fig.2 に示す.

3. 数値解析方法

本研究では, 数値解析ソルバーとして文部科学省次世代 IT 基礎構築のための研究開発「革新的シミュレーションソフトウェアの研究開発」の有限要素法コードの Front Flow/Blue を用い, SGS モデルに DSM を用いた LES 解析を行う. また, 本計算では, 解析領域内に回転系が存在するためオーバーセット法を用いて数値解析を行う.

Fig.3 に本研究で用いる解析モデルの外観の概略を示す. 解析モデルは静止系が流入部, 流出部の 2 つ, 回転系のファンの部分の 1 つの計 3 つの領域で構成されている. 各領域はファン流入部, 流入部とシュラウド面との間, 動翼後縁とモーターステイとの間でオーバーセットしている. 境界条件は, 入口境界には速度に対して圧力 0 を付加し, 出口領域に一定流速を与える. 計算は供試ファンの定格回転数 2650rpm に相当する $Re=1.13 \times 10^5$ として行った. 計算格子は供試ファンの形状が複雑であるため, 本計算では四面体格子を用いている. 要素数は乱流格子なしで 1500 万要素, 乱流格子有りのモデルはそれぞれ 1800 万要素である.

Fig.1 Tested fan

Fig.2 Grid turbulence schematic view

Fig.3 Computational model

Table1 Specification of test fan

Fan diameter D [mm]	113
Boss diameter [mm]	61.5
Rotation speed n [min^{-1}]	2650
Number of stay [-]	3
Shroud diameter [mm]	114.5
SPL(1m) [dB(A)]	39

4. 数値解析方法

4-1 実験と数値解析の流量—静圧特性

Fig.3 にファンの流量—静圧特性について実験結果と数値解析結果の比較を示す。実験結果と解析結果の相対誤差は流量 $Q=0.020\text{m}^3/\text{s}$, $Q=0.0250\text{m}^3/\text{s}$, $Q=0.030\text{m}^3/\text{s}$ において 13.5%から 4.7%の間に収まっている。

4-2 特定周波数における翼面上圧力変動

ファン吸入口に乱流格子を設けることで、ファンの流入乱れを想定している。実験で得た A 特性の騒音の OA 値は $\phi 3\text{mm}$ の乱流格子有りが 61.4dB で最も大きく、 $\phi 4\text{mm}$ の乱流格子有りで 59.5dB, 乱流格子なしで 56.8dB であった。さらに周波数解析をすることで、顕著な差として出る周波数帯は BPF によるピーク箇所でない周波数帯であることがわかった。本研究ではその代表的な周波数として 1082Hz に着目し、数値計算結果と照らし合わせて考察する。

Fig.4 に圧力面における周波数 1082Hz の圧力変動分布を示している。周囲の分布と高い値の箇所を黒文字、中間の値を白文字で示した。スカラー分布は同じである。Fig.4 より、騒音の大きい $\phi 3\text{mm}$ の乱流格子有りでは前縁部と中腹部で高い圧力変動を示している。また、 $\phi 4\text{mm}$ の乱流格子有りでは前縁部に高い圧力変動分布が見られるが中腹部に圧力変動を見られない。乱流格子なしでは、局所的な高い圧力変動分布は見られない。

以上のことから騒音が大きくなるためには局所的に高い圧力変動が存在し、離れた箇所に複数することでより大きい騒音が生じると考えられる。

4-3 瞬時場における翼面に干渉する渦構造

Fig.5 に乱流格子有り、無しにおける翼面に干渉する渦構造を示す。時系列で翼面に干渉する渦構造を見たとき、圧力面の圧力は低下している。騒音が大きく圧力変動が大きい乱流格子有りとなしを比較すると、乱流格子有りでは渦構造が翼面と干渉した際の圧力低下は大きく、渦構造が接触している箇所以外でも圧力が低下していることがわかる。圧力低下の広がり局所的な圧力変動の大きさに影響を与えたと考えられる。

5. 結論

軸対称ケーシングを有した小型軸流ファンの流入部に乱流格子を設置し、LES 解析を行った結果、以下の知見が得られた。

- (1) 乱流格子を設置することにより騒音が大きくなる。
- (2) 乱流格子を設置することにより翼面の圧力変動が局部的に大きくなる。
- (3) 騒音増大の原因は高い圧力変動分布が存在するためであり、複数存在することでより騒音が増大する。
- (4) 高い圧力変動が生じるモデルは、翼面に干渉する渦構造の影響が翼面全体に広がっている。

Fig.3 Computation of experiment and Calculation

Fig.4 RMS of pressure fluctuation on pressure surface about SPL (1082Hz)

Fig.5 Isosurface of secondary invariant and pressure (White: secondary invariant 1000)

参考文献

- (1) 渡邊 文庸(他 3 名) 吸い込み口側に障害物を有する小型軸流ファンの騒音特性 ターボ機械第 39 巻 2011 年 p287-288
- (2) 谷口 英夫(他 3 名) 狭隘場における小型軸流ファンの非定常流れ場及び騒音特性 ターボ機械第 40 巻 第 2 号 2012 年 p114-122
- (3) Hauke Reese (3 Other) "Large Eddy Simulation of Acoustical Source in a Low Pressure Axial Flow Fan due to Highly Turbulent Inflow Conditions" 生産研究 57 巻 1 号 2005 p27-31