狭隘環境下で用いられる PC 冷却用ファンまわりの流れ場に関する研究

Studies on Flow Field around a PC Cooling Fan used in a Narrow Space

○正 船崎健一 (岩手大工) 学 島田崇史 (岩手大学院) 正 谷口英夫 (岩手大工)

正 山田和豊 (岩手大工) 正 菊池護 (岩手大工)

Ken-ichi FUNAZAKI, Iwate university, 4-3-5, Ueda, Morioka, Iwate, 020-8551

Takashi SHIMADA, Graduate School of Iwate University

Hideo TANIGUCHI, Iwate university,

Mamoru KIKUCHI, Iwate university,

Kazutoyo YAMADA, Iwate university,

It is quite usual that the small axial flow fan used for PCs is installed in a narrow space. In such cases the fan performance and flow field are supposed to be different from those design conditions. In addition, influences that obstacles upstream and downstream of the fan give to the fan performance are not well understood. In this study, we measure the flow field and performance of the fan used under realistic conditions. Furthermore, we compare calculated results with the experiment results. According to the measurement, some changes are observed in the performance and flow field of the fan used at the narrow space.

Key Words : Small Axial Flow Fan, Narrow Space, ϕ - Ψ performance, Slant-type Hot Wire, CFD

1. 緒言

CPU や HDD に代表される電子部品は高性能化が進められており、それに伴って発熱量もますます増加している。また、それらの部品が実装される機器自体の小型化しているため、部品密度の増加によって冷却効率が低下するといった問題が発生している。電子部品の破損は主に熱によって引き起こされるため、電子機器の開発において熱設計や冷却は、非常に重要な課題となっている。これらの冷却には、省スペースであることや比速度が大きいといった利点のある小型の軸流ファンが多く用いられている。

軸流ファンに関する研究は、深野ら^[1]などにより、ファン性能の調査や高効率化や低騒音化に向けた検討、性能低下や騒音の原因となる翼端漏れ流れに関する解析など様々な研究が行われている。しかし、その多くは羽根直径が 200 mm 以上の比較的大型のファンを対象にしたものとなっており、小型のファンに関する研究は少ない。小型の軸流ファンは大型のファンに比べて低レイノルズ数であることや翼スパンに対するチップクリアランスが大きいといった特徴を持つため、大型のファンに対しての結果をそのまま当てはめることが出来ないことがある。

小型のファンを対象とした研究としては、Yen ら^[2]によるファン性能の解析や金子ら^[3]によるファンまわりの非定常的な流れの挙動の解析などが報告されている。しかし、これらの研究のほとんどは、ファンが単独で設置されている場合のものである。機器の小型化により、ファンは狭い場所（狭隘場）で使用されることになり、ファンはまわりの障害物から影響を受けることになる。しかし、これまでファンまわりに障害物がある場合の性能や流れ場について研究した例はほとんどなく、さらなる冷却性能の向上や騒音の低減のためにはその影響の調査が必要であると考えられる。

従って、本研究では一般的に用いられている小型の軸流ファンを対象とし、ファンまわりに障害物がある場合の影響を検討するために、狭隘な環境下を再現した状態におけるファン性能とファンまわりの流れ場の解析を実験と数値計算 (CFD) により行った。

Fig.1 Front view of test fan

2. 実験手法

本研究で解析の対象としたファンの概観を図 1 に示す。実験は、ファン性能の調査として流量－静圧特性の計測を行った。本試験装置ではモータのトルクを計測することが出来ないため、ファン効率は求められなかった。また、騒音等に影響する非定常挙動を捉えるためのファンまわりの非定常三次元流れ場計測を行った。

2-1 供試ファン

計測時の供試ファンの概略を図 2、ファン形状のパラメータを表 1 に示す。供試ファンは PC の筐体等に一般的に用いられているケーシング外径 80×80×25 mm の小型軸流ファンである。ケーシングは市販されているものをそのまま利用した。ケーシングは 4 本の支柱（スポーク）を持ち、流入・流出側の四隅に R が付けられている。また、流れ場計測のためにファンにロータリーエンコーダを設置する必要があったために軸を延長し、負荷の増加による回転数の変化をなくすためにファン自体のモータではなく、ステッピングモータを組み込み、駆動させている。

狭隘な環境を再現するために下流側に遮蔽板を設置した。ケーシング下流端面から遮蔽板までの距離を Gap とし、これを変えた場合の変化について解析を行った。

座標はケーシング下流端面の回転中心を原点とし、そこから流れ方向に軸方向の正、中心から外向きに半径方向の正、ファンの回転方向に周方向の正をそれぞれ定めた。

Fig.2 Schematic view of test model

Table.1 Fan geometry parameters

Number of Blade	7
Rotor Rotation Frequency [rpm]	2000
Rotor Tip Diameter [mm]	74
Rotor Hub Diameter [mm]	35
Blade Thickness [mm]	1.6
Chord Length at Tip [mm]	25.5
Tip Clearance [mm]	1.45

2-2 流量-圧力計測

Fig.3 Schematic view of experimental apparatus

流量-静圧特性の計測には図3の装置を用いた。ファンはチャンバー出口に設置し、流量の調整は送風機に取り付けた弁によって行った。そのときのファン通過流量： Q [m^3/s]はチャンバーの上流にあるオリフィスにより求めた。また、静圧上昇値： ΔP_s [Pa]はチャンバー内の静圧と大気圧との差圧とした。計測した流量および静圧上昇値は以下の式を用いて、 ϕ ：流量係数、 ψ ：圧力係数として無次元化した。

$$\phi = \frac{Q}{U_t \cdot \pi \cdot (D_t^2 - D_h^2) / 4} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta P_s}{\rho \cdot U_t^2 / 2} \quad (2)$$

ここで、 D_t 、 D_h はそれぞれファンのチップおよびハブの直径 [m]、 U_t は翼端での周速度 [m/s]、 ρ は空気密度 [kg/m^3]である。

2-3 非定常三次元流れ場計測

非定常三次元流れ場の計測方法にはLDVやPIVといった方法もあるが、本研究では取り扱いが比較的容易である傾斜型熱線流速計を用いた計測を行った。

2-3-1 計測システム

計測に用いた熱線プローブは、プローブ直径4 mmであり、センサ部のタングステン線の傾斜角は45度、直径は5 μm 、受感部の長さは1 mmとなっている。熱線の制御はCTA (Constant Temperature Anemometer) (日本カノマックス製、MODEL1010)によって行った。ただし、CTAの出力は流速に対し、非線形的に変化するのを、処理の煩雑さを省くために流速の変化に伴うCTA出力の変化を線形化させるリニアライザ (MODEL1013)を用いた。さらに周囲の温度変化による熱線出力の変化を補正するために温度補償ユニット (MODEL1020)を用いた。リニアライズされた出力はA/D変換によりPCに取り込まれる。

2-3-2 傾斜型熱線流速計の較正

λ : HW slant angle
 χ : Flow angle (At an angle with velocity vector and HW)
 γ : Pitch angle
 ξ : Yaw angle
 V : Velocity

Fig.4 Wire-fixed coordinate system for slant-type hot-wire probe

熱線固定座標系を図4のように定義すると、 χ は幾何学的に γ と ξ から求めることができる。図のようにプローブに対して $\vec{V}$ の流れがきているとき、傾斜型熱線流速計の出力： E は V 、 γ 、 χ の関数として取り扱うことができる。本研究では E を(3)式のように V の関数である静特性： F_1 と χ と γ の関数である方向特性： F_2 の積で表した。

$$E(\gamma, \chi, V) = E(\gamma, \chi, V_\infty) \cdot E(\gamma_\infty, \chi_\infty, V) = F_1(\gamma, \chi) \cdot F_2(V) \quad (3)$$

そして(3)式における静特性及び方向特性を次式のように定義する。

$$F_1(\gamma, \chi) = \frac{E(\gamma, \chi, V)}{E(0^\circ, 90^\circ, V)} = C(\gamma) \cos\{A(\gamma)\chi\} + S(\gamma) \sin\{A(\gamma)\chi\} \quad (4)$$

$$A(\gamma) = a_0 + a_1\gamma + a_2\gamma^2 \quad (5)$$

$$C(\gamma) = c_0 + c_1\gamma + c_2\gamma^2 \quad (6)$$

$$S(\gamma) = s_0 + s_1\gamma + s_2\gamma^2 \quad (7)$$

$$F_2(V) = E(0^\circ, 90^\circ, V) = k_0 + k_1V + k_2V^2 + k_3V^3 + k_4V^4 \quad (8)$$

ここで、 a_i 、 c_i 、 s_i 、 k_i は較正定数である。

方向特性における較正係数 a_i 、 c_i 、 s_i は、ファン下流での速度や風洞の性能等を考慮して、5 m/s の一様流速に対して、熱線固定座標系において γ を $-36 \sim 36$ 度を9度刻みで9点、 $\Delta\xi$ を $-144 \sim 144$ 度を3度刻みで97点設定し、それぞれの点でのリニアライザ出力を計測することで求められる。較正曲線の算出に際しては、熱線の非対称性による精度を考慮して、方向特性を $\xi < 0$ と $\xi \geq 0$ の2つに分けて導出した。

静特性における較正定数 k_i は流速0[m/s]から最大流速15 m/sの間で熱線出力が0 Vから10 Vとなるようにリニアライザを設定した後、流速を変化させたときの出力を計測することで求められる。一般にリニアライズされた出力は一次方程式で表されるが、リニアライザの設定によっては低流速で非線形的になることがあるため、(8)式のように近似した。

較正試験後に V 、 γ 、 $\Delta\xi$ を任意に設定して、実際の計測と同様にデータを収集し、そのデータから速度ベクトルを算出した。その結果、設定した値とのずれは、 V は平均で2.5%、最大で6%、 γ は平均で1度、最大で3度、 $\Delta\xi$ は平均で1度、最大で4.5度であった。特に低流速域での精度があまり良くないため、今後ノイズ対策や較正範囲の検討といったことが必要であると考えられる。

2-3-3 計測条件

流れ場計測はケーシングから3 mm下流 ($Z = 3$ mm)で、支柱の影響を受けない $\theta = -90$ 度の位置で行った。半径方向は $R = 6 \sim 40$ mmまでを20点計測した。なお、傾斜型熱線流速計の計測では、各計測点において、適切な $\Delta\xi$ の点数を設定し、そのときのCTA出力から流れ場を算出する。本計測では初期転向角に対して $\Delta\xi$ を $-45 \sim 144$ 度まで、13.5度刻みで15点とした。初期転向角は事前の予備計測によって得られたそれぞれの計測点ごとの $\Delta\xi$ の平均値に合わせて設定した。

また、本計測は周期的多点抽出法^[4]に基づいて行われている。ファンの回転に同期したサンプリングを行うために、設置したロータリーエンコーダから出力される一回転あたり2000個のパルスのタイミングでサンプリングを行っている。また、各 $\Delta\xi$ あたりの積算数は512とした。

3. 数値計算手法

数値計算は実験装置を簡略化したモデルの一流路に対し格子を作成し、汎用流体解析ソフトCFX10.0 (ANSYS)により解析を行った。CFDモデルは支柱を考慮しておらず、ケーシングは四隅のRを考慮せずに円筒面とした。また、下流側に設置された遮蔽板の形状も実験装置では正方形の板だが、CFDモデルでは円盤とした。

3-1 計算格子

今回計算に用いた格子を図5に示す。格子はすべてH型の

Fig.5 Computational grid

構造格子であり、流入側、流出側、翼まわりの3つのドメインで構成されている。それぞれのドメインの格子点数は、流入、流出側がそれぞれ約50万点、翼まわりが約100万点となっており、総格子点数は約200万点となっている。ただし、この格子は前縁や後縁、クリアランス付近等での歪みが大きく、また、全体計算を行うためには一流路あたりの格子点数を大幅に削減する必要があるため、今後、トポロジーの変更などにより、より良い格子を作成していく必要がある。

3-2 計算条件

現段階で行った計算は、定常計算のみである。定常計算で翼の回転を考慮するために、翼まわりのドメインを相対系とし、絶対系である流入、流出側ドメインの間で座標系の変換を行っている。なお、翼まわりのドメインにおけるケーシング壁面には相対的に見て翼の回転方向と逆方向の速度を与えている。

境界条件は翼面やケーシング面、遮蔽板の面にすべりなし壁面、流入に逆流も考慮した大気開放 (1 atm)、流出に流量計測により得られた最大流量 ($\Psi=0$ のときの流量) を与えた。また、計測で得られた流量を指定しなくても実験と同等の流量が得られるかを見るために、流入、流出を共に大気開放とした条件での計算も行い、実験値との比較を行った。

作動流体は 25°C の空気とし、乱流モデルには SST (Shear Stress Transport) を用いた。

4. 結果および考察

4-1 流量-静圧特性

流量計測により得られた Gap = 3~40 mm でのそれぞれの流量-静圧特性曲線を図6に、また Gap の変化に伴う最大流量と最大静圧上昇の変化を図7に示す。図6において Gap が 40 mm より大きい場合の特性曲線は Gap = 40 とほとんど違いがなかったため割愛した。図を見ると分かるように、最大流量は Gap = 20 以上だとほとんど変化がなく、20 以下だと急激に減少している。

図7に示した流入、流出を共に大気開放とした場合の CFD から得られた最大流量は、実験と同様に Gap = 20 以上では緩やかに減少し、20 以下になると急激に減少するという傾向を

Fig.6 $\phi - \Psi$ performance curves in each Gap

Fig.7 Max flow rate and max static pressure rise curve

示した。ただし、最大流量の値自体は実験と比較して 3~4 割ほど小さい値であった。流量に差が出てしまった原因としては実験装置と CFD モデルの違いが考えられる。実験装置のケーシング形状は四隅に R が付いているが、CFD モデルでは円筒面としている。そのため実験装置よりも吐き出し口での流路断面積が小さくなってしまった。伊藤ら^[5]の研究によると吐き出し口の断面積の増加により流量が増加することが報告されている。また、図8には子午面での流線を示すが、流線を見ると明らかなように CFD ではケーシング出口付近 (A) で大きな渦が形成されているのが見られた。しかし、実験装置のケーシングには四隅に R が付いていることから CFD でみられた程の大規模な渦は発生しにくいと考えられる。CFD では発生した渦が壁面のようにふるまうことにより流路がさらに制限されてしまったと考えられる。

最大静圧を見ると、Gap が 20 以上ではほとんど変化がないが、20 以下になると徐々に増加しているのが分かる。最大静圧とは、チャンバーにファン以外に空気の通り道がない状態で、ファンによって吐き出される空気と圧力差によってクリアランスなどを通してチャンバー内に逆流する空気が釣り合っている状態である。従って、Gap を小さくしたことにより最大静圧が上昇したのは、流路が大幅に制限され、逆流が起きにくくなったためと考えられる。

また、特性曲線の傾向として Gap が 7 以上のときは単独で設置した場合と同様に、流量を増加させていったときに静圧上昇値が減少から増加に転じる点 (変曲点) が見られるが、Gap が 7 より小さくなると変曲点が見られず、線形的に変化している。Gap を変えた場合でも変曲点が見られるのは $\phi = 0.23$ 付近であり、最大流量が $\phi = 0.23$ を下回る Gap では変曲点が現れない。従って、変曲点の位置は圧力差にはよらず、流量によって決まることが分かった。

Fig.8 Stream line at meridian plane

Fig.9 Experimental and calculated distributions (a) Absolute velocity, (b) Radial velocity, (c) Circumferential velocity, (d) Axial velocity

4-2 ファン下流の流れ場

図9には $\text{Gap} = 30$, $Z = 3 \text{ mm}$ での最大流量における流れ場計測（上段）と CFD（下段）により得られた絶対速度と各速度成分の分布を示す。なお、流れ場計測の分布は周期的多点抽出法により得られた $\theta = -90$ 度での一周分の時間変化を円弧状に表示したものであり、CFD の分布は定常計算により得られた一流路分の分布を軸まわりにコピーしたものである。また、図10には、図9の分布の各速度成分を周方向に平均した値を示す。なお、縦軸は計測点の回転中心からの距離（半径）をファンのチップ半径で無次元化している。このとき、ハブの位置は0.47、ケーシングは1.04である。

図9の分布を見ると、実験と CFD のどちらも後流による速度欠損が捉えられている。また、実験結果の各速度成分の分布では、チップ付近（B）で渦構造を捉えており、翼端発生した漏れ渦が計測面でも見られることが分かった。図10の実験と CFD を比較すると、半径方向速度成分ではチップやハブ付近では違いが大きい、全体的には似たような傾向が捉えられた。

しかし、実験結果の速度欠損は CFD のものほど明確ではなく、平均的には似たような傾向が見られた周方向や軸方向の速度分布に関しても、分布で見ると大きく異なっていた。また、実験結果のハブ付近（C）で不連続な分布が見られることから、流れがうまく捉えられていないことがわかる。

実験でハブ付近の流れがうまく捉えられない原因としては、図8を見ると分かるように渦が形成されるなど、低速で複雑な流れ場となっていることが予想される。さらに実際は

支柱等の影響によって流れがファンの回転と同期していない可能性があり、周期的多点抽出法ではうまく捉えられないといった事が考えられる。

実験と CFD で違いが大きかった原因としては、実験装置と CFD モデルの違いが考えられる。特にケーシングの形状は流量や翼端漏れ渦の挙動に大きく関わっているため、今後支柱やケーシング形状を実際のものに近づけたモデルを作成する必要がある。その他にも格子や乱流モデル等の影響が考えられるため、検討が必要である。

5. 結言

本研究では、狭隘な状況を再現した状態での小型軸流ファンの流量－静圧特性の調査とファンまわりの三次元非定常流れ場計測および CFD による解析を行い、以下の知見が得られた。

1. 流量計測より Gap が 20 mm 以下になると最大流量は急激に減少し、最大静圧は増加する。
2. 流量－静圧特性曲線において、 Gap が十分に小さくなると変曲点が見られなくなり、変曲点の位置は流量によって定まる。
3. 傾斜型熱線流速計を用いた流れ場計測により後流や漏れ渦などの非定常的な挙動を捉えることができたが、今後更なる計測精度の向上が必要である。
4. CFD の結果は実験と良い一致が見られなかった。今後はよりリアルなモデルを作成し、計算を行う必要がある。

引用文献

- [1] T. Fukano, C. -M. Jang, “Experimental Analysis on Tip Leakage and Wake Flow in an Axial Flow Fan According to Flow Rates”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.127 (2005), 322-329
- [2] S. C. Yen, Frank K. T. Lin, “Exit Flow Field and Performance of Axial Flow Fans”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.128 (2006), 332-340
- [3] 金子賢二ほか, “小型軸流ファンの翼端漏れ渦を含む流れ”, *ターボ機械*第34巻第1号
- [4] 九郎丸元雄ほか, “周期的多点抽出法による羽根車後方の三次元流れ場の計測”, *日本機械学会論文集*, 48巻427号 (1982), 408-417
- [5] 伊藤孝宏ほか, “小型軸流ファンの性能と騒音に関する実験的研究”, *ターボ機械*第35巻第5号 (2007), 45-53

Fig.10 Circumferentially averaged velocity components