

電子機器熱設計のための空冷ファンモデル (PQ曲線を用いたモデル化の問題点とその改善策)

Cooling Fan model for Thermal Design of Compact Electronic Equipment (Improvement of modeling using PQ curve)

伝正 *中村 元 (防衛大)

Hajime NAKAMURA

Dept. of Mech. Eng., National Defense Academy, 1-10-20, Hashirimizu, Yokosuka, Kanagawa 239-8686

In order to hasten the thermal design for forced convection electronic devices, cooling fans should be modeled to reduce a computational load. A fan-curve-model, which represents a fan by PQ curve, is very simple and usually equipped with commercial CFD codes. However, this model generally results in an erroneous flow rate. In this work, both the CFD simulation and flow measurements were performed around a small axial-flow-fan of 30 – 40 mm in diameter. The measured PQ curve was applied to the fan model, and compared the result of the simulation to the experimental data. It was clarified that the major reason behind the disagreement was the difference in the pressure definition of the fan model from the PQ curve measured using a chamber. Based on this, a simple method was proposed to improve the CFD simulation using the fan model.

Key Words : Electronic Equipment, CFD Code, Fan-Curve-model, Axial Flow Fan, Flow Measurements

1. はじめに

一般に、電子機器の熱設計に用いられる市販の CFD 解析ソフトウェアには、空冷ファンを 1 つの簡易部品として扱うことのできるファンモデルが用意されている。通常ファンモデルでは、圧力-風量特性 (PQ 曲線) をもとにファン前後の圧力差から風量を求め、それを速度分布に置き換える処理を行っている。つまり、ファン翼まわりの流動解析を行うことなく機器内の熱設計解析ができるため、計算負荷を大幅に軽減することができる。しかし、一般に PQ 曲線を用いたファンモデルでは正しい解析結果が得られないことが指摘されている。本報では、実際にファンモデルを使用した CFD 解析を行い、実験データと比較することにより、ファンモデルの問題点について明らかにした。また、ファンモデルを改善する方法について検討を行った。

2. 実験装置および方法

実験には、チャンバー、オリフィス、風量・圧力差調整用バルブおよび補助ファンから成る自作の装置 (文献(1) Fig. 2 参照) を用いた。チャンバーと大気圧の差 ΔP_{ch} およびオリフィス風量 Q を測定してファンの PQ 曲線を求めた。

図 1 に座標系および記号を示す。供試軸流ファン (山洋電気 109P0412H902, $\square 40 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$, またはコパル電子社 F310R-05LC $\square 30 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$) の近傍に円柱障害物を設置して PQ 曲線の変化を調べた。供試ファンの辺長は d であり、障害物には直径 d の円柱を用いた。円柱はファンの前方または後方に設置し、ファンと円柱の中心軸を一致させた状態で

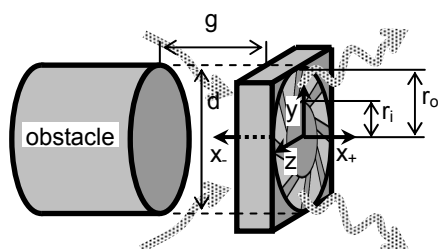


Fig. 1 Coordinate system and symbols.

隙間 g を変化させて PQ 曲線の変化を調べた。

また、ファン後方の速度分布を 1 次元 LDV (Laser Doppler Velocimetry: FlowExplorer, DANTEC) を用いて測定した。

3. CFD 解析方法

解析ソフトウェアには CREDLE 社の SCREW/Tetra (非構造格子系) を用いた。ファンの上流側および下流側には、それぞれ実験で用いたチャンバーとほぼ等しい空間 (x 方向 210 mm, y および z 方向 230 mm) を設けた。境界条件として、領域の上流端 ($x = 210 \text{ mm}$) および下流端 ($x_+ = 210 \text{ mm}$) にチャンバー方式で測定した圧力差 ΔP_{ch} に対応した一様な静圧を与えた。また、ファン近傍の壁面にはノースリップ条件を課した。なお簡単のため、流体解析には乱流モデルを用いず層流として計算を行った。また定常流れを仮定し、速度や圧力などの諸量が収束するまで計算を行った (結果が振動する場合は、200 ステップで計算を打ち切った)。体積要素の総数は 15 万~20 万であり、解析の所要時間はデスクトップ PC (CPU: Celeron D, 3 GHz; メモリ: 2 GB) を用いた場合で 5~10 分程度であった。

ファンの領域は二重円筒 (外円筒と内円筒の間の領域) でモデル化した。この領域に、解析ソフトウェアに付随しているファン条件の機能を適用し、PQ 曲線に従った風量を発生させた。圧力差 ΔP_{fan} はファン領域入口/出口の断面平均静圧差で定義し、一般に用いられているファンモデルを模擬した。ファン領域内部の壁面にはノースリップ条件を課した。なお、実際にはファン翼の回転により流れが旋回するが、第一段階として、ここでは旋回成分を考慮せずにモデル化を行った。

4. 結果および考察

4.1 障害物がない場合 まず、障害物が存在しない場合の解析を行い、実験結果と比較した。図 2 に PQ 曲線の比較を示す。実線がチャンバー方式で測定した PQ 曲線であり、白抜きの丸が解析結果である。解析で得られた風量は、実験値よりかなり低くなっていることがわかる。

この風量の低下は、圧力差の定義の違いによるものである。図 3 に、解析で得られた静圧の等高線 (圧力差 ΔP_{ch} がゼロの

場合)を示す。チャンバー方式の圧力差と対応させるため、解析領域の上流端と下流端では静圧を $P = 0$ として解析を行った。そのため、ファンの近傍を除いては静圧がほぼゼロとなっている。しかし、ファンの入口では流れが加速するため、ベルヌーイの定理に従って静圧が低下する。一方、ファンの後方では流れが噴流状になるため、ファン出口の静圧は十分遠方の値とほぼ等しくなる。これは、流線と垂直方向には静圧差が付きにくいいためである。その結果、ファン入口-出口間の静圧差 ΔP_{fan} は、十分遠方の静圧差 ΔP_{ch} とは一致せず、これが図2の解析結果の差異をもたらす。

そこで、この圧力差の定義の違いを補正するため、チャンバー方式の圧力差 ΔP_{ch} にファン入口での動圧 ($0.5\rho u_{in}^2$, u_{in} : ファン入口平均風速 = Q/A_{in} , A_{in} : ファン入口断面積)を加えた PQ 曲線を新たに定義し、これをファンモデルに適用して解析を行った。その結果を図2に黒塗りの丸で示す。圧力差を補正することで実験値とほぼ等しい風量を得ることができ、この補正法が有効であることを確認した。

図4に、CFD 解析 (圧力差補正後) で得られたファン後方の速度分布を実験データ (LDV 測定) と比較して示す。軸方向速度 u_x は、ファン出口 ($x_+ = 1 \text{ mm}$) では実験値と良く一致している。すなわち、PQ 曲線の圧力差を補正することで、風量だけでなく軸方向速度分布もほぼ正確に再現できる。しかし、本解析では流れの旋回を考慮していないため、旋回速度 u_z には大きな差異が生じている。その結果、旋回による遠心力が働かなくなるため、ファンの後方 ($x_+ = 10 \text{ mm}$) では u_x の差異も大きくなる。

4.2 ファン近傍に障害物が設置された場合 次に、ファンの前方または後方に円柱障害物を設置して PQ 曲線の変化を調べた。実験結果 (チャンバー方式による測定結果) を図5 (Exp.) に示す。高風量側 (通常の使用範囲) では、隙間が $g/d \geq 0.4$ であれば風量の低下が見られないが、 $g/d \leq 0.2$ になると風量の低下が顕著になる。例えば、開放風量 ($\Delta P_{ch} = 0$) の場合は、 $g/d = 0.2$ で 10% 程度、 $g/d = 0.1$ で 20~40% の風量の低下が見られる。

次に、ファンモデル (圧力差補正後の PQ 曲線) を用いた CFD 解析を行い、実験データと比較した。結果を図5 (CFD) にプロットした。高風量側で見ると、隙間 g/d を狭くするに従い CFD 解析の風量が低下しており、実験データと同様な傾向を示している。これは、ファンの入口断面積 ($A_{in} = \pi(r_o^2 - r_i^2)$: r_o : ファン外半径; r_i : ファン内半径) よりも円柱コーナーにおける隙間面積 ($A_g = \pi dg$) の方が狭くなり、流れの急縮小/急拡大による圧力損失が発生するためである。例えば、ファンの内半径 r_i が外半径 r_o の 1/2 であるとするとき、 $\pi(r_o^2 - r_i^2) > \pi dg$ を満たすのは $g/d < 0.19$ の場合である。これは、実験で風量低下が顕著になる条件 ($g/d < 0.2$ で開放風量が 10% 以上低下) と良く一致している。

なお、障害物を前方に設置した場合 (図5(a)) は、CFD 解析の風量は高圧力側 (低風量側) ではあまり低下していない。これは、風速が遅くなり、流路の急縮小/急拡大による圧力損失が小さくなるためである。一方、実験では高圧力側で風量が大きく低下しているが、これは、障害物の設置によりファン翼への流入角が変化し、ファン自体の性能が低下したためと考えられる。障害物を後方に設置した場合 (図5(b)) にはファン翼への流入角が変化しないため、このような性能低下は発生しない。

また、障害物を後方に設置した場合 (図5(b)) は、実験データと比べて CFD 解析の風量低下が顕著になっている。これは、実験では旋回による遠心力で流れが外側へ向かい、障害物との隙間へ向かってスムーズな流れ場が形成されるのに対し、CFD 解析では旋回が考慮されていないためと考えられる。この差異は、旋回成分の考慮により解消されるものと考えられる。

結 言

1. PQ 曲線を用いたファンモデルであっても、圧力差を補正することにより、風量およびファン出口の軸方向速度分布をほぼ正確に再現することができた。ただし、本研究では流れの旋回を考慮していないため、今後は旋回成分の与え方について検討する必要がある。
2. ファン近傍に障害物を設置すると PQ 曲線が変化する (風量が低下する) が、その主因は、流路の急縮小/急拡大に伴う圧力損失によるものである。この風量低下は、障害物とファンの隙間がファンの通風断面積より小さくなった時に顕著になる。この現象は、CFD 解析で再現可能である。
3. PQ 曲線が変化する原因としては、ファン回転翼への流入角変化によるファン自体の性能低下も考えられる。この現象は、ファンモデルでは再現できない。

なお、本研究は日本機械学会 RC227 研究分科会の一環として行った。分科会参加企業からの御支援ならびに参加メンバーとの討論に対し謝辞を呈する。また、本研究にご協力いただいた当時本学学生の横道武志氏、伊藤史晃氏に謝意を表す。

参考文献

- (1) 中村・五十嵐, 第43回伝熱シンポ(2006), CD-ROM D333

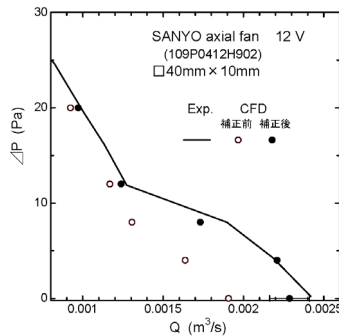


Fig. 2 PQ curve without obstacle.

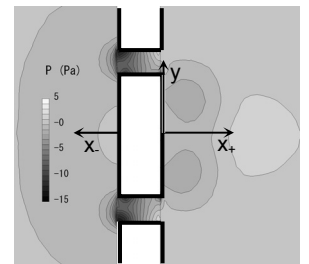


Fig. 3 Pressure contour around a fan region ($P_{ch} = 0$).

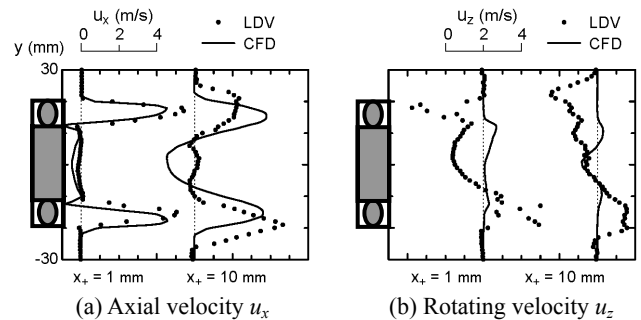


Fig. 4 Velocity distribution downstream of the fan at $z = 0$.

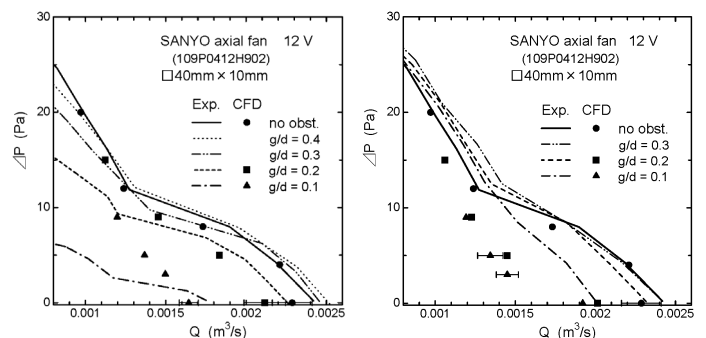


Fig. 5 PQ curve with obstacle in close proximity of the fan.