小型空冷ファンの風量に及ぼす障害物の影響*

中 村 元^{*1}, 福 江 高 志^{*2}
小 泉 雄 大^{*3}, 石 塚 勝^{*4}

Reduction in Flow Rate of Small Cooling Fans by an Obstruction

Hajime NAKAMURA^{*5}, Takashi FUKUE,
Katsuhiro KOIZUMI and Masaru ISHIZUKA^{*5} Department of Mechanical Engineering, National Defense Academy,
1-10-20 Hashirimizu, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

A compact air-cooling device often encounters high-density mounting environment, which may reduce a flow-rate of a cooling fan. In this work, the PQ characteristics of a cooling fan was investigated which varied by placing an obstacle in close proximity of a fan. Small axial-flow fans of 30-80 mm in side length and small centrifugal fans of 35-52 mm in side length were tested here. As a result, it was found that the maximum flow rate for the free air-flow begin to decrease when the opening area of the gap-flow between the fan and the obstacle becomes smaller than twice the fan flow area, and decreases suddenly if it becomes smaller than the fan flow area. This relation was almost independent of type and size of a fan, rotation speed of impeller, and shape and position of an obstacle.

Key Words: Electronic Equipment, Flow Measurements, Turbomachinery, Cooling Fan, PQ Characteristic

1. ま え が き

最近, 電子機器の小型化・薄型化に伴って筐体が高密度に実装されるようになり, 強制空冷機器では, 空冷ファンのごく近傍にも部品などの障害物が設置されるケースが多くなっている. しかし, 障害物によって通風が妨げられると, ファンの風量-圧力特性(PQ特性)がカタログ値から外れ, 予期せぬ風量低下を招く恐れがある. 実際, ファンの近傍に邪魔板などの障害物が存在すると, ファンのPQ特性が変化することが報告されている⁽¹⁻⁴⁾.

そこで本研究では, 小型の電子機器で使用される小型の空冷ファン(軸流ファン及び遠心ファン)を用い, その近傍に障害物を設置したときのPQ特性の変化を実験的に調べた. また, 障害物の形状や設置位置を変化させ, ファンの風量を低下させる主な要因について検討すると共に, 風量の低下が顕著になる一般的

な条件の提示を試みた.

記 号

A_f : ファン内部(吐出口)の通風面積
 A_g : ファンと障害物の隙間最小面積
 b : 障害物によるファン開口部の閉塞長さ
 d_L : ファンのフレーム辺長
 d_f, d_h : ファンのフレーム開口部直径, ハブ直径
 d_o : 障害物の直径あるいは辺長
 g : ファンと障害物の隙間
 P : 圧力 [Pa]
 ΔP_{ch} : チャンバー法によるファン前後静圧差 [Pa]
 Q, Q_0 : 風量, 障害物が無い場合の開放風量 [m^3/s]
 u : 風速 [m/s]
 W : ファンが流体になす仕事率 [W]
 β : 開口比
 β_g : ファンと障害物の隙間開口比 $= A_g/A_f$
 ρ : 空気の密度 [kg/m^3]

添 字

i, e, g : ファン吸込口, 吐出口, 障害物との隙間

2. 実験装置および方法

図1に実験装置を示す. 実験には, チャンバー, オ

* 原稿受付 2010年1月14日.

^{*1} 正員, 防衛大学校機械工学科(〒239-8686 横須賀市走水1-10-20).

^{*2} 正員, 富山県立大学大学院工学研究科(〒939-0398 射水市黒河5180).

^{*3} 正員, コーセル(株)開発部(〒930-0816 富山市上赤江町1-6-43).

^{*4} 正員, フェロー, 富山県立大学工学部.

E-mail: nhajime@nda.ac.jp

リフィス流量計, 風量・圧力差調整用バルブおよび補助ファンから成るファン性能測定装置⁽⁵⁾を用いた. 供試ファンをチャンバー端に設置した状態で, 供試ファン前後の静圧差 (チャンバーと大気との差圧) ΔP_{ch} および装置内の風量 Q を測定することで, ファンの PQ 特性を得ることができる. 流れを整流するため, チャンバー内には網 2 枚およびパンチングプレート (開口比 0.3) が設置されている. また, オリフィス流量計の上流端には明石式整流板⁽⁶⁾ が設置されている. ファン前後の静圧差およびオリフィス板前後の差圧の測定には微差圧計 (DPI262, Druck) またはベッツ型マノメータ (ツクバリカセイキ) を用いた.

なお, 本実験で用いた供試ファンは風量が小さく, 絞り流量計の JIS 規格⁽⁶⁾で定められている風量の下限 ($Re_D = 5000$, D はオリフィス板上流側の管路の直

径) を下回るため, オリフィス流量計は事前に容積流量計 (ガスオーバル GAL55, オーバル社: 流量範囲 $1.8 \times 10^{-4} \sim 2.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, 精度 $\pm 1\% \text{ FS}$ 以下) を用いて校正した. 校正結果を図 2 に示す. JIS 規格の下限を大幅に下回る ($Re_D = 200 \sim 2500$) にもかかわらず, JIS 規格の計算式から求めた風量との差は 5 % 程度と小さく, データのばらつきも $\pm 5\%$ 以内であった.

表 1 に供試ファンの一覧を示す. 本実験では, 小型の軸流ファン (フレーム辺長 30, 40, 80 mm) および小型の遠心ファン (フレーム辺長 35, 52 mm) を用

Fig. 1 Experimental setup

Fig. 2 Calibration result of the orifice meter

Table 1 Test fans

type	maker (description)	size (mm)	rating	rpm ($\Delta P_{ch} = 0$)
axial-1	Copal (F310R-05LC)	□30 × 10	5 V	7200
axial-2	Sanyo (109P0412H902)	□40 × 10	12 V	6500
			10 V	5300
axial-3	Sanyo (9A0812H4D031)	□80 × 25	12 V	2900
centrif-1	Sunon (GB0535AEB1-8)	□35 × 6	5 V	8500
centrif-2	Sanyo (109BC12GA7)	□52 × 15	12 V	6400
			10 V	5950

Fig. 3 Shape of obstacles

(b) Centrifugal fan obstructed by a circular cylinder

(c) Asymmetrical settings

Fig. 4 Geometrical positions between a fan and an obstacle

いて実験を行った。ファン近傍に設置した障害物の形状を図3に示す。円柱、正方形板、多孔板のいずれかをファンの前方または後方に設置し、ファンと障害物の隙間を変化させた時のPQ特性の変化を調べた。円柱、多孔板の直径、および正方形板の辺長 d_o は、供試ファンのフレーム開口部直径 d_f よりやや大きくした($d_o/d_f = 1.05 \sim 1.3$)。なお、ファンの前方に障害物を設置した実験は図1(a)の押込みセットアップを用いて行い、後方に設置した実験は図1(b)の吸出しセットアップを用いて行った。

図4に、ファンと障害物の位置関係を示す。基本的には、障害物の中心とファンの通風部の中心とを一直線状にした状態で隙間 g を変化させた(図4(a), (b), 円柱障害物の場合のみ表示)。この場合、隙間が $g = 0$ になると流路が完全に塞がった状態になる。また、図4(c)のように、正方形板を非対称に設置した実験も行った。

3. PQ特性の変化

3.1 軸流ファン 図5に、軸流ファン(表1のaxial-2)の近傍に円柱障害物を設置した場合のPQ特性の変化を示す。図5(a)がファン前方に設置した場合、図5(b)が後方に設置した場合である。縦軸の ΔP_{ch} は、チャンバー法で測定したファン前後の圧力差である。一般に、軸流ファンのPQ特性には、高風量側と低風量側に2つの凸部が存在するが、低風量側は回転翼が旋回失速を起こしている不安定な状態⁽⁷⁾であるとされており、通常は高風量側(開放風量の2/3程度以上)で使用される。この範囲では、障害物との隙間が(ファンのフレーム辺長に対して) $g/d_L \geq 0.4$ であれば風量の低下は見られないが、 $g/d_L < 0.2$ になると風量の低下が大きくなる。また、障害物をファンの前方に設置した場合(図5(a))は、後方に設置した場合(図5(b))よりも性能の低下(風量および圧力差の低下)が顕著になる。この原因としては、障害物を前方に設置すると、ファンの回転翼へ流入する流れの向きが変化して、翼まわりの流動が悪化することが考えられる。なお、障害物をファンの後方に設置すると、障害物の無い時よりも低風量側で圧力が高くなる傾向がある。この原因は明らかではないが、後方に障害物が設置されると流路の急拡大が緩和されて圧力損失が緩和されることが考えられる。なお、他の軸流ファン(表1のaxial-1, 3)においても、図5(a), (b)で見られる上記の傾向が確認できた。

図6には、軸流ファン(axial-3)の前方に多孔板を

Fig. 5 PQ characteristic of axial-2 obstructed by a circular cylinder ($d_o/d_f = 1.05$)

Fig. 6 PQ characteristic of axial-3 obstructed by a perforated plate ($d_o/d_f = 1.08$)

Fig. 7 PQ characteristic of centrif-2 obstructed by a circular cylinder ($d_o/d_f = 1.11$)

設置した場合を示す。多孔板1(図6(a))は開口率が0.5程度と比較的大きいため、流動抵抗が小さく、ファンに近接させても性能の低下は僅かであるが、多孔板2は開口率が0.3程度と小さいため、円柱障害物の場合(図5(a))と同様に、近接させるに従い風量、圧力差が共に低下している。

3.2 遠心ファン 図7に、遠心ファン(centrif-2)の場合のPQ特性の変化を示す。一般に、遠心ファンでは、軸流ファンで見られるような高風量側と低風量側における特性の違いはなく、1つの凸形の曲線となる。障害物を前方に設置した場合(図7(a))は、

障害物の近接と共に風量および圧力差が共に低下するが、後方に設置すると（図 7 (b)），風量は低下するものの、低風量側では圧力差が逆に上昇する傾向がある。つまり、軸流ファンの場合と定性的には同様な傾向を示す。ただし、軸流ファンでは隙間が $g/d_L = 0.2$ を下回ると風量の低下が顕著になるのに対し、遠心ファンでは風量の低下が顕著になるのは $g/d_L = 0.08$ 程度以下の場合であり、遠心ファンの方が障害物の近接の影響を受けにくいと言える。

3.3 障害物を非対称に設置した場合 これまでは、障害物をファンの開口部に対して対称に設置した場合の結果を示したが、障害物を非対称に設置すると翼に働く力が周方向に不均一になり、これが性能の低下をもたらす恐れがある。そこで、図 4 (c) のように正方形板を非対称に設置した実験を行い、対称に設置した場合との違いを調べた。

図 8 に、PQ 特性の変化（軸流ファンの場合）を示す。正方形板をファンの前方に設置した場合（図 8 (a)）は、隙間 $g = 2 \text{ mm}$ ($g/d_L = 0.05$) の状態でファン開口部の閉塞長さ b/d_f （図 4 (c) 参照）を変化させ、後方に設置した場合（図 8 (b)）は、隙間 $g = 0$ の状態で b/d_f を変化させた。いずれの場合も、 b/d_f が増加して開口面積が小さくなるにつれて風量の低下が顕著になる。また、前方設置の場合は、開口面積が小さくなるにつれて風量と圧力差が共に低下しているのに対し、後方設置の場合は締切圧力は低下せず、風量のみが低下している。つまり、障害物を対称に設置した場合（図 5）と類似の傾向を示している。なお、遠心ファンの場合も、軸流ファン（図 8）と定性的には同様の傾向が見られた。

4. 開放風量の低下

4.1 断面積の定義 ファンと障害物の隙間が最小となる面積 A_g がファン内部の最小通風面積 A_f より小さくなると、流動抵抗が大きくなり、風量の低下が顕著になると考えられる。そこで、隙間開口比 $\beta_g = A_g/A_f$ を定義し、風量低下との関係を調べた。

ファンの最小通風面積 A_f とは、ファン内部において流線と直交する断面が最小となる面積であり、ここでは、ファン吐出口の面積（図 9 の斜線の面積）を A_f と定義した。すなわち、軸流ファンの場合は $A_f = \pi(d_f^2 - d_h^2)/4 - A_s$ (A_s : 半径方向の支柱断面積)，遠心ファンの場合は $A_f = HW$ とした。

また、隙間面積 A_g は、ファンと障害物の隙間において、流線と直交する断面が最小となる面積で定義さ

Fig. 8 PQ characteristic of axial-2 obstructed by a square plate set asymmetrically ($d_o/d_f = 1.3$)

Fig. 9 Definition of the minimum fan-flow area A_f

Fig. 10 Definition of the minimum gap-flow area A_g

れる。例えば、円柱障害物や正方形板（対称設置，図 10 (a), (b)）の場合は、隙間面積 A_g はファンの開口部周長と隙間 g との積で表すことができる。つまり、軸流ファンの場合と遠心ファンの前方設置の場合（図 10 (a)）は $A_g = \pi d_f g$ となり、遠心ファンの後方設置の場合（図 10 (b)）は $A_g = 2(H+W)g$ となる（厳密には、上記断面が流線と直交するとは限らないが、単純化のため、ここでは上記断面積を隙間面積とした）。また、

多孔板の場合 (図 10 (c)) は, ファン開口部周長と隙間との積 $\pi d_f g$ に穴の面積の総和を加えた面積とした. なお, 非対称設置の場合 (図 10 (d)) は隙間面積を特定するのが難しいが, 図の点線で示す領域を基に隙間面積を見積もった.

4.2 開放風量の低下 図 11 に, 隙間開口比 $\beta_g = A_g/A_f$ と開放風量 ($\Delta P_{ch}=0$ の風量) の低下率 Q/Q_0 の関係を示す. Q_0 は障害物が無い時の開放風量である. なお, 図 5~8 からわかるように, 高風量側では PQ 特性が相似形を保って変化する傾向があり, 通常使用される高風量の範囲であれば, ファンの風量低下は開放風量の場合で代表されると考えられる.

図 11(a) に, 軸流ファン (axial-1~3) の近傍に障害物 (円柱, 正方形板, 多孔板) を設置した場合を, また図 11(b) には, 遠心ファン (centrif-1, 2) の近傍に障害物 (円柱, 正方形板) を設置した場合を示す. ファンの前方に障害物を設置した場合を黒塗りの記号で, 後方に設置した場合を白抜きの記号で表したが, それぞれの場合における風量の低下 Q/Q_0 は, ファンの大きさ, 翼の回転数 (供給電圧), 障害物の形状にあまり依存しておらず, 隙間開口比 β_g の値によってほぼ一意に決まっている. なお, 障害物を前方に設置すると, 後方に設置するより風量の低下が顕著になるが, これは前述のように, ファン吸込口で流れの向きが変化し, これが回転翼まわりの流れを悪化させるためと考えられる. なお, 前述のように, 障害物との隙間 g/d_f で比較すると, 遠心ファンの方が障害物の影響を受けにくい (図 5, 図 7) が, 隙間面積比 β_g で整理すると, 軸流ファンも遠心ファンもほぼ同様の風量低下を示すことがわかる.

図 11(c) には, 軸流ファン (axial-2) および遠心ファン (centrif-2) の近傍に正方形板を非対称に設置した場合を示す. 対称に設置した時 (図 11(a), (b)) と比べると, $\beta_g=1$ 前後での風量低下 (前方設置の場合) が小さいが, これは, 回転翼まわりの流れの悪化が部分的にしか起こらないためと推測できる. ただし, 隙間開口比 β_g と風量低下率 Q/Q_0 の関係, すなわち, $\beta_g < 2$ で風量が低下し始め, $\beta_g < 1$ で風量の低下が顕著になるという全体的な傾向は, 障害物を対称に設置した場合と基本的には同じである.

4.3 風量の低下に関する考察 ここで, 開放風量が低下する原因について考察する. まず, 図 12 (a) のように, ファンの前後に十分広い空間がある場合を考える. この時, ファンの吸込口と吐出口におけるエネルギーバランスは, 流れが定常で非粘性・非圧縮を仮定すると, 次式で表すことができる.

(a) Axial-flow fans (symmetrical settings)

(b) Centrifugal fans (symmetrical settings)

(c) Asymmetrical settings

Fig. 11 Reduction of the maximum flow rate Q/Q_0 against the gap opening ratio β_g

$$0.5\rho Q_0 u_f^2 + P_i A_f u_f + W = 0.5\rho Q_0 u_f^2 + P_e A_f u_f \cdots (1)$$

左辺が, 吸込口における流体の運動エネルギーと圧力による仕事との和に, ファンが流体になす仕事 (ファン内部の圧力損失を除いた正味の仕事率) W を加えたものであり, 右辺が, 吐出口における運動エネルギーと圧力による仕事との和である. なお, 実際には風速や圧力は断面内で分布を持つが, ここでは単純化のため一定値として扱っている. また, A_f および u_f はファン内部で一定としている.

Fig. 12 Schematic diagram of obstructed flows

図 12 (a) の下に、流れ方向の圧力分布を模式的に表した（単純化のため、壁面摩擦損失や流れの縮小部における圧力損失は十分小さいとし、流れの拡大部では動圧がすべて散逸すると仮定した分布を表した）。この分布から、ファン吸込口と吐出口の静圧差は $P_e - P_i = 0.5\rho u_f^2$ と表すことができ、また、風量は $Q_0 = u_f A_f$ であるので、これらを式(1)に代入すると次式を得る。

$$W = 0.5\rho Q_0^3 / A_f^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

次に、図 12 (b) のように、ファンの前方に障害物が設置され、隙間面積 A_g がファンの通風面積 A_f より狭くなった場合 ($A_g < A_f$) を考える。この時、ファンの仕事率が W' であるとする、ファンの吸込口と吐出口におけるエネルギーバランスは次式で表される。

$$0.5\rho Q(u_f')^2 + P_i' A_f u_f' + W' = 0.5\rho Q(u_f')^2 + P_e' A_f u_f' \quad \dots\dots\dots (3)$$

圧力分布の模式図から、ファン吸込口と吐出口の静圧差は $P_e' - P_i' = 0.5\rho u_g^2$ と表すことができ、また、風量は $Q = u_g A_g$ であるので、これらを式(3)に代入すると次式を得る。

$$W' = 0.5\rho Q^3 / A_g^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

もし障害物を設置してもファンの仕事率が変化しない ($W' = W$) とすれば、式(2), (4)より次式が成り立つ。

$$Q/Q_0 = (A_g/A_f)^{2/3} = \beta_g^{2/3} \quad (\beta_g < 1) \quad \dots\dots\dots (5)$$

つまり、ファンの性能が変化しなくても ($W' = W$)、障害物を設置して隙間開口比 β_g が 1 より小さくなると風量の低下が起こる。これは、図 12 の圧力分布からわかるように、障害物を設置するとファン吸込口と吐出口の圧力差 $P_e' - P_i'$ が大きくなるためであり、その

結果、ファンの仕事の多くが圧力差に対抗するために費やされることになる。この時、チャンバ法で測定した圧力差（ファンの十分遠方の静圧差）は $\Delta P_{ch} = 0$ のままであるため、開放風量 ($\Delta P_{ch} = 0$ の風量) は障害物を近接させることによって低下することになる。

次に、図 12 (c) のように、ファンの後方に障害物が設置されて隙間面積が $A_g < A_f$ になった場合を考える。この場合も、ファン吸込口と吐出口におけるエネルギーバランスは式(3)と同一の式で表される。また、圧力分布の模式図から、ファン吸込口と吐出口の静圧差は $P_e' - P_i' = 0.5\rho u_g^2$ と表すことができるので、障害物をファンの前方に設置した場合と同一の関係式（式(5)）が導かれる。

この関係式 ($Q/Q_0 = \beta_g^{2/3}$, $\beta_g < 1$) を図 11 に破線で示した。実際には、粘性による壁面摩擦損失や流れ方向の変化に伴う圧力損失が起こり、また、障害物を前方に設置した場合にはファンの流入角変化による回転翼まわりの流れの悪化（ファン自体の性能低下）が起こると考えられるため、特に障害物を前方に設置した場合には破線より風量が低下するが、障害物を後方に設置した場合には良い近似を与えている。なお、遠心ファンでは（図 11(b)） $\beta_g < 1$ において風量が破線を上回っているが、遠心ファンの PQ 曲線（図 7）は軸流ファンとは異なり大きな凸型をしているため、障害物による圧力損失がある程度大きくなった方がファンの仕事率 W' （ファン前後の全圧差×風量）が大きくなるためと考えられる。

本実験で得られた風量低下の関係（図 11）は、従来の実験結果とも良く一致している。例えば、軸流ファンの後方に平板状の障害物を近接させた衰らの実験⁽³⁾や、本実験よりやや大きめの軸流ファン（フレーム辺長 80～120 mm）の前方または後方に平板障害

物を近接させた実験⁽⁸⁾でも、本実験と同様に隙間面積比 β_g を用いて結果を整理すると、風量の低下 Q/Q_0 は図 11 と良く一致する。すなわち、図 11 に示した隙間面積比 β_g と風量低下 Q/Q_0 の関係は、ファンの種類（軸流/遠心）や大きさ、翼の回転数（供給電圧）、障害物の形状や設置位置（対称/非対称）といった条件にはあまり依存しない、普遍性の高い結果であると言える。さらに、筐体入口の開口面積を狭くした福江らの実験結果⁽⁴⁾も、開口面積比 $\beta = A_i/A_f$ (A_i : 筐体の入口開口面積) と風量低下 Q/Q_0 の関係は図 11 と良く一致する。すなわち、障害物を近接させた場合だけでなく、一般に流路の開口面積が狭くなったときには、ファンの風量は図 11 の傾向に従って低下するものと考えられる。

5. 結 論

小型の軸流ファン及び遠心ファンの近傍に障害物設置した時の PQ 特性の変化および開放風量の低下について調べた。その結果、以下のことが明らかになった。

(1) ファンと障害物の隙間最小面積を A_g 、ファン内部の最小通風面積を A_f とすると、風量は隙間開口比 $\beta_g = A_g/A_f$ に支配されて低下することが実験的に明らかになった。すなわち、 $\beta_g > 2$ では風量はほとんど低下しないが、 $\beta_g < 2$ で風量の低下が始まり、 $\beta_g = 1$ では 10~20 % 程度低下する。また、 $\beta_g < 1$ になると風量の低下が顕著になる（障害物をファンの後方に設置した場合は、風量はほぼ β_g の 2/3 乗に比例して低下する）。この関係は、ファンの種類（軸流/遠心）や大きさ、翼の回転数（供給電圧）、障害物の形状や設置位置（対称/非対称）といった条件にはほとんど依存しない、普遍性の高い結果である。

(2) ファンの前方に障害物を設置すると、後方に設置した場合と比べて $\beta_g < 2$ における風量低下が顕著になる。

なお、本研究は日本機械学会 RC227 および RC239 研究分科会（熱 WG）の一環として行ったものであり、分科会での討論等を通じ貴重な助言をいただいた。また、実験データの取得には当時防衛大学校学生の伊藤史晃氏、濱田倫行氏、長谷川勇太氏、横山大地氏、中島快氏のご協力をいただいた。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) Ikegawa, M., Takahashi, T. and Yamada, M., Performance Evaluation of Cooling Fans for a Compact PC (in Japanese), *Proc. Thermal Engineering Conference '03*, Kanazawa, Japan (2003), pp.113-114.
- (2) Nakayama, T., On the fan performance (in Japanese), *Lecture material of the RC214 Research Project*, (2004), The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (3) Yuan, H., Funazaki, K., Yamada, K. and Shimada, T., Studies on Aero-Thermal Performance of a Cooling Fan Used in a Narrow Space (Experimental and Numerical Analyses on Time-Averaged Characteristics) (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol.36-6 (2008), pp.369-377.
- (4) Fukue, T., Yoshimoto, T., Ishizuka, M. and Nakagawa, S., The Effects of Frame and Inlet Sizes of Electronic Casing-mounted Cooling Fans on Their P-Q Characteristics (in Japanese), *Thermal Science & Engineering*, Vol.16 (2008), pp.147-156.
- (5) Nakamura, H. and Igarashi, T., Fabrication of an Experimental Setup for the Fan Performance Measurements (in Japanese), *Research Report of the RC214 Research Project*, (2006), pp. 805-812, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (6) JIS Z 8762, Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full (in Japanese), (1995), Japan Standards Association.
- (7) JSME Mechanical Engineers' Handbook, $\gamma 2$ Fluid Machinery, (2007), p.174, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (8) Ishizuka, M., *Thermal Design of Electronic Equipment*, (2003), pp.114-118, Maruzen.