

ノートブック PC 用高性能空冷放熱システムの開発*

棚橋 高成†

Development of High Performance Cooling Modules in Notebook PC's

Kosei TANAHASHI

Abstract

The CPU power consumption in Notebook PCs is increasing every year. Video chips and HDDs are also continually using larger power for higher performance. In addition, since miniaturization is desired, the mounting of components is becoming more and more dense. Accordingly, the cooling mechanisms are increasingly important. The cooling modules have to dissipate larger amounts of heat in the same environmental conditions. Therefore, high capacity cooling capabilities is needed, while low costs and high reliability must be retained.

Available cooling methods include air or water cooling systems and the heat conduction method. The air cooling system is to transmit heat by a cooling fan often using a heat pipe. The water cooling one employs the water to carry heat to the back of the display, which offers a comparatively large cooling area. The heat conduction method is to transfer the heat by thermal conduction to the case.

This article describes the development of new and comparatively efficient cooling devices offering low cost and high reliability for air cooling system. As one of the development techniques, the heat resistance and performance are measured for various parts and layouts. Each cooling system is evaluated in the same measurement environment. With regards to the fans, an optimal shape of the fan blades to maximize air flow is found by using CFD simulation, and prototypes were built and tested.

Key Words: *Notebook PC, Cooling module, TIM, fan, Heat pipe, CFD simulation*

1 緒言

ノートブック PC (Personal Computer) の CPU (Central Processing Unit) の消費電力は、年々増加の一途をたどっている。それに加え、ビデオチップや HDD (Hard Disk Drive) も高性能化のため消費電力も増え続けている。また、コンパクト化が望まれているため、ますますの高密度化が進んでいる。このような要件を満足しつつ放熱問題を解決することは、大変重要な問題である。つまり、発熱量は増大しているが、冷却モジュールに割り当てられる容積は、現状と同等以下であることが望まれている。そのため、コスト、信頼性を維持しつつ、冷却能力を

高める方策が必要となる。

ノートブック PC の冷却装置として、1) ファンによるきょう体内の熱拡散、2) CPU の熱を熱伝導にて筐体に伝え放熱する方法、3) 水冷方式によって熱を比較的放熱面積の大きく取れるディスプレイ裏面に運び放熱する方法、4) ヒートパイプなどの熱輸送部品を用いて放熱フィンに熱を運びファンにより放熱する空冷による方法などがある。

最初に 1)の方法は、CPU にヒートシンクを付け、ファンにより放熱を促進するものであり、ノートブック PC の初期に採用された[1]。構造が単純で低コストである。低発熱の CPU のみ有効である。2)は、

*受理日：2005年10月20日，担当エディター：瀧本 昭

† 日本アイ・ビー・エム(株)東京基礎研究所 (〒242-8502 神奈川県大和市下鶴間 1623-14)

高熱伝導グラファイトシートなどを使って CPU の熱をきょう体に伝えるものがあげられる。比較的低温の場合、無騒音にて冷却が実現できるが、高性能 CPU の冷却には不向きである。また、きょう体に熱を伝えるため、人体に触れる箇所に不快感がある。また、安全上低温やけどを発生させない温度までしか放熱できないなどの問題がある。3)の方法は、水により効率的に熱を放熱しやすい場所に輸送する方法であり、高発熱 CPU に十分対応できる能力を持つ。放熱場所は、ディスプレイ裏面に設けることにより比較的大きな放熱エリアが得られ、ファンレスが可能となり低騒音が実現できる[2]。一方、パイプつまりや水漏れなどの信頼性問題を克服しなくてはならないなどの問題がある。ディスプレイは開閉動作を必要とするため、本体とディスプレイ結合部分に水輸送パイプを通すための工夫を要する。また、他の方式に比べ、冷却装置の容積が増える傾向にあり、またコストも高めであるなどの点を克服する必要がある。4)は、比較的効率が良く、コスト、信頼性に優れていて、現在主流の冷却方式である。しかし、高性能 CPU の冷却に対し、冷却スペースの増大、風量増加のためファン回転数を上げるために引き起こされる騒音などの問題が起こる。この方式では、低容積で熱輸送能力の高い薄型ヒートパイプを用いることにより、きょう体の薄型化に寄与している[3]。また、高熱伝導ヒンジを用いてディスプレイ側で放熱する方法も紹介されている[4]。主にノートブック PC に使われているディスプレイは、液晶ディスプレイを用いている。液晶ディスプレイは、薄型化を達成するためにサイドライト型バックライトを使っている。これは、アクリルなどの導光板で平面に均一な照明を得るものであり、この導光板に熱によるひずみが出た場合、表示輝度むらが発生することがある。したがって、ディスプレイ側で放熱する場合は、このような熱による不具合が出ないように対策を採る必要がある。

本稿では、4)の空冷方式について、より効率的な冷却装置を開発することについて述べる。開発手法として、現状の熱抵抗値を測定し、同様の測定環境において、各冷却部品のレイアウト、部品の性能評価を行う。採用するファンについては、風量増大を意図とした、ファンブレードの最適形状を得るために、CFD シミュレーションによる最適形状の導出、実機モデルでの評価を併用した。この結果、最適な冷却部品レイアウトを導き出し、熱抵抗が低く、コ

スト、信頼性に優れた TIM (Thermal Interface Materials)が選定できた。また、ファン形状は、今までに無い独特な形状を導き出し、同じ大きさ、回転数において風量の増大が達成でき、冷却効果を上げることが可能となった。

2 現状の冷却装置の評価

図 1 に空冷装置の構成を示す。まず、CPU にて発熱した熱は、TIM (主に熱伝導グリス) を介して銅板に伝えられる。銅板には、熱輸送部品であるヒートパイプが設置されており、これにて熱は、放熱フィンに運ばれる [5]。この放熱フィン部には、ファンが取り付けられていて、外部に放熱される。

ノートブック PC に用いる冷却装置は(図. 2 参照)、薄型化が要求されるので、ファンは、上方および下方の両方向吸い込みの遠心ファンを用いている。また、ヒートパイプは、通常断面が円形であるが、厚みを薄くするため、扁平ヒートパイプを用いている。ファン回転数は、3600 rpm とする。

現状把握として、図 2 の構造を持つノートブック

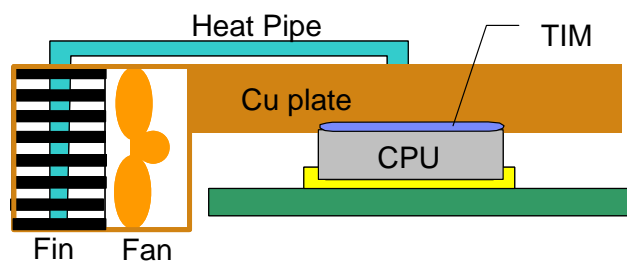


Fig. 1 Cooling module mechanism

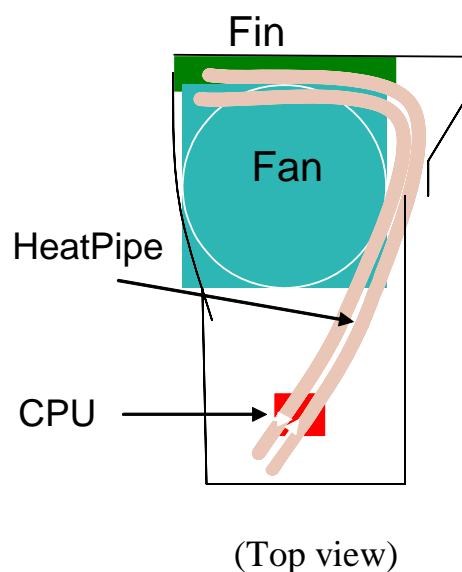


Fig. 2 Cooling module (Fan size 50mm in diameter, 10mm thickness)

PCにおいて、各測定ポイントに熱電対を設置し、熱抵抗を測定した。

熱抵抗(K/W)は、次式で求めることが出来る。

$$\text{Total thermal resistance (K/W): } \frac{(T_{CPU} - T_3)}{\text{Input Power}} \dots (1)$$

$$\text{TIM thermal resistance (K/W): } \frac{(T_{CPU} - T_1)}{\text{Input Power}} \dots (2)$$

$$\text{HP thermal resistance (K/W): } \frac{(T_1 - T_2)}{\text{Input Power}} \dots (3)$$

$$\text{FIN thermal resistance (K/W): } \frac{(T_2 - T_3)}{\text{Input Power}} \dots (4)$$

T_1 : Heat sink temperature just above CPU

T_2 : Fin temperature

T_3 : Ambient temperature

T_{CPU} : CPU temperature

Table 1 Temperature measurement in notebook PC

CPU / degree C	Cu plate T1/ degree C	Fin (T2) / degree C	Ambient(T3) / degree C	Input Power / W
74.4	68.1	61.6	25.1	20.1

Table 2 Thermal resistance measurements

	TIM	HP	Fin	Total
K/W	0.31	0.32	1.82	2.47

測定結果は、表 1 のようになり、(1)~(4)式から計算した結果が表 2 である。

3 高性能冷却装置の開発

開発の目的として、現状の冷却装置と同等のスペースで、発熱量が現状の倍である 40 W を冷やすことが出来ることとした。目標の総熱抵抗値は、使用環境および安全率を加味して、25°C環境にて 1.15 K/W とした。

表 2 より、TIM の熱抵抗を減らすために、現在販売されていて、信頼性の高い放熱グリースを選定したところ、0.13 K/W まで TIM 熱抵抗が減少した。また、HP (Heat Pipe) は、入手できるものの中で、より扁平率が高く、設計上許される中で最大のものを用いることによって、0.13 K/W の HP 熱抵抗率となった。これらの改良のみでは、まだ、1.0 K/W 近くもの熱抵抗を下げなければならないために、放熱

フィンとファンについて大幅な改良を試みることにした。

まず、冷却装置の容積を保ちつつフィン容積を増大するために 2 方向吹き出しレイアウトとした。ただし、このレイアウトにすると、ノートブック PC 内の冷却装置設置場所が限定されてしまう問題がある。排気される温風が使用者に吹きかからない位置で、しかもコーナー部のみとなる。そのために各部品レイアウトをするうえで冷却装置を優先して行わなければならない。

ファンは、現状と同じ直径 50 mm を用いた。ファンケースは、1 方向吹き出しのものをカットして 2 方向吹き出し用とした。ファンからの風向きを想定して 2 つのプロトタイプを作成した。フィンは、厚さ 0.2 mm の銅板である。一番目のサンプルでは、図 3 のように側面フィンの片側の風量が大きく、一部逆流が認められた。ファン回転は、写真から見て右回りである。2 番目のサンプルでは、逆流は無い

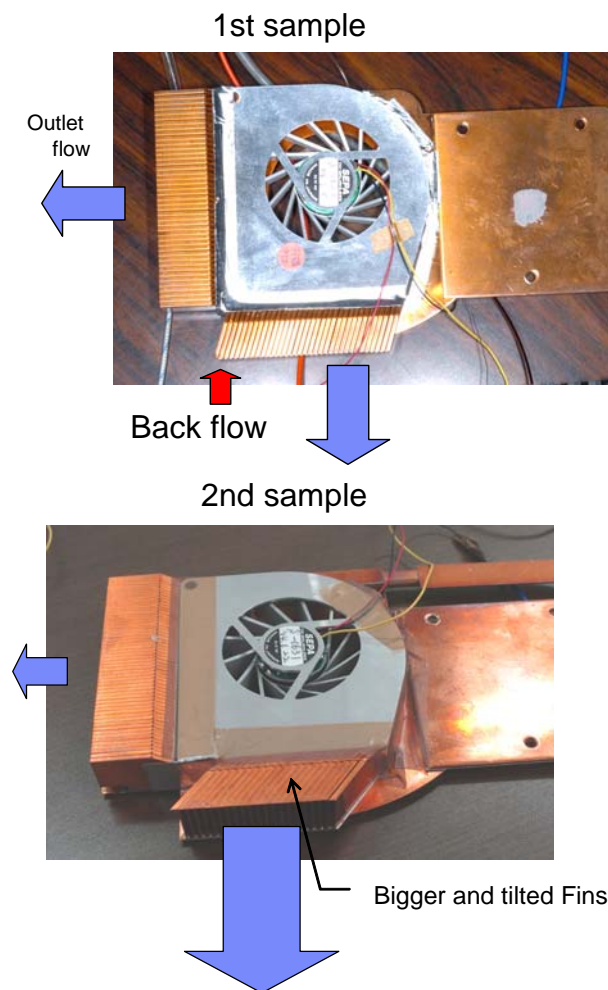


Fig. 3 Tow directional outlet cooling module proto types. The two directions of flow are unbalanced

が、前面フィンに比べ側面フィンの排気量が大幅に大きいことが判明した。

これらを考察して、ファンケースの内壁形状が一方方向吹き出し用のものを流用したため、写真右下端に最大風量が発生し、フィン方向も風向きに沿って配置していることが問題であると考えた。

そのため、図 4 のようにファンケース形状を変更

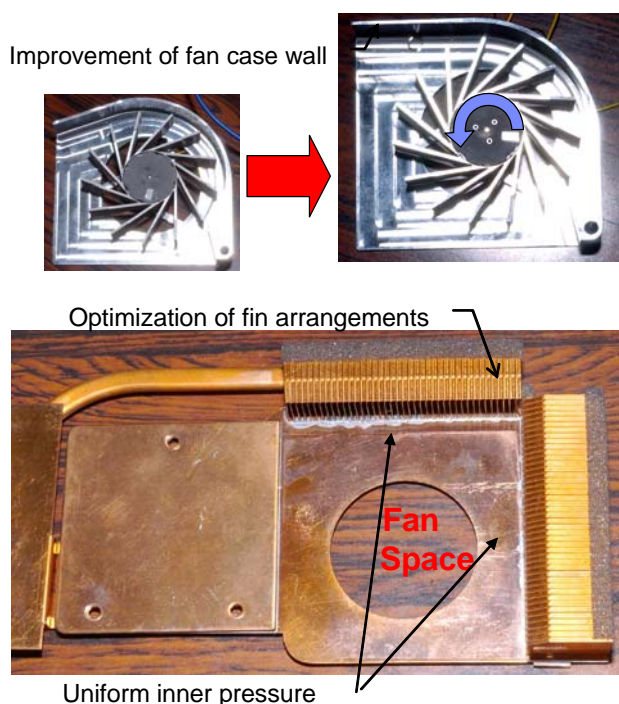
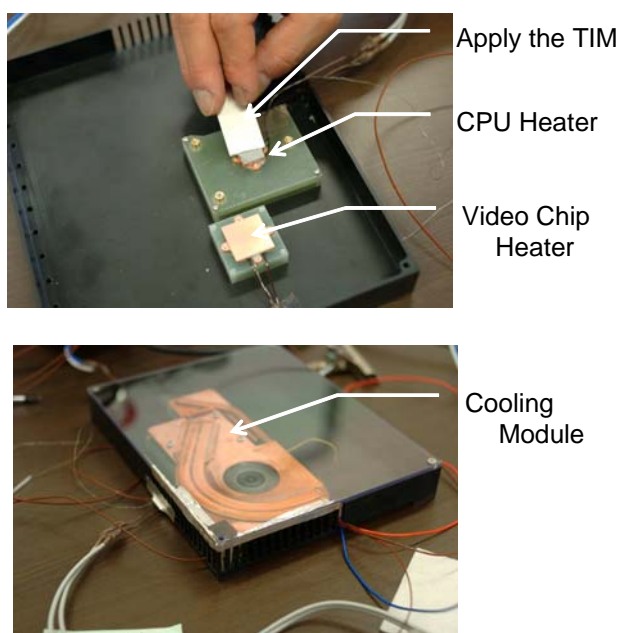


Fig. 4 Third sample of 2-directional outlet cooling module



Test vehicle

Fig. 5 Test vehicle

した。この形状は、フィン設置体積を増大することが出来、また側面フィンを垂直に配置することによりフィン枚数を増やすことが出来た。これらの改良は、すべてのフィン流入部付近の内圧を等しくすることにつながり、すべてのフィンからの排気量均一化に大きく寄与した。

この冷却装置を性能評価するための評価装置を作成した(図 5)。装置は、ノートブック PC の筐体を見立て、排気口反対方向に空気流入口を設けてある。発熱部は、CPU およびビデオチップに見立てたセラミックヒーターを用いた。冷却装置の各測定ポイントに熱電対を設置し、PC にてモニタリングした。ファン回転数は現行と同様の 3600 rpm, CPU 発熱量は 40 W に設定した。環境温度 25 °C で、定常状態での CPU 温度は、74.9 °C であり、(1)式より総熱抵抗値は、1.25 となった。ノートブック PC の実機と同条件とするためにビデオチップには 15 W の発熱と設定し、総熱抵抗値は、CPU 温度と外気温度の間の値とした。

この結果から、目標とする総熱抵抗値 1.15 K/W を上回っているため、更なる改良が必要である。フィンレイアウトは、これ以上改良が難しいと判断したため、ファンに焦点を絞った。

4 ファンブレードの最適化設計

ファンは、両方向吸い込みで半径方向吐き出しの遠心ファンである。このファンは、ノートブック PC の薄型化にとっても寄与している。我々が用いるものは、直径 50mm 高さ 8mm のファンブレードである。このファンブレードの形状を最適化することにより、同じ回転数で、風量を増加させ、冷却装置の総熱抵抗値を下げることを試みた。

手法として、CFD シミュレーションにより各種ブレード形状を設定しファンの風量計算を行う。次に試作を作成し、実機試験を行い、総熱抵抗値比較を行うことにした。

CFD 計算システムとして、市販の非構造格子系熱流体解析システムを使用した[6]。

解析モデルは、図 6 のように上下 2 方向吸い込み、側面 2 方向吐き出しのモデルであり、通風抵抗を考慮するために放熱フィンも加えた。放熱フィンは、解析要素数を抑えるために厚みの無い Wall 要素として解析モデルを作成した。ファンは 3600 rpm の回転を与える。そのために静止物体と回転物体の間に不連続接合条件を与える。

解析条件を以下にまとめる.

解くべき方程式

- 1) 運動量保存式
- 2) 質量保存式 (圧力補正式)
- 3) k-ε 方程式

物性値

空気 (25 °C)

境界条件

ファンブレード: 壁面応力条件, 回転壁
 ケース内壁, フィン: 壁面応力条件, 静止壁
 不連続接合条件: 回転領域と静止領域を円筒で
 分け, その境界の面に不連続
 接合条件を与える.

要素移動条件: 回転領域に対し, 要素移動条件

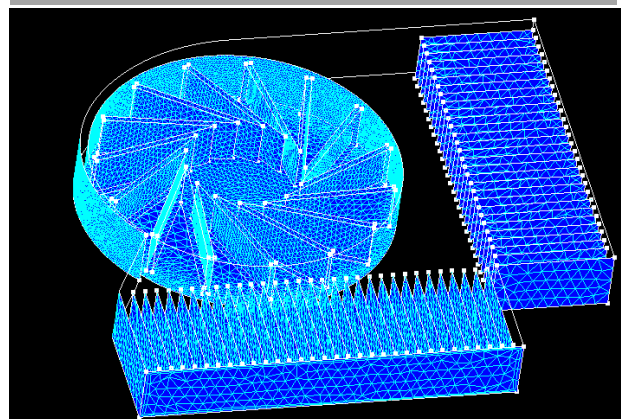
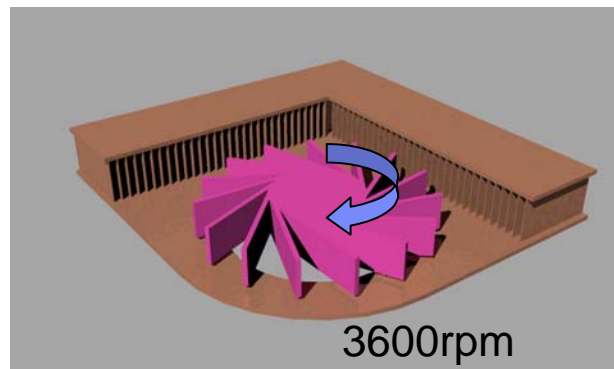
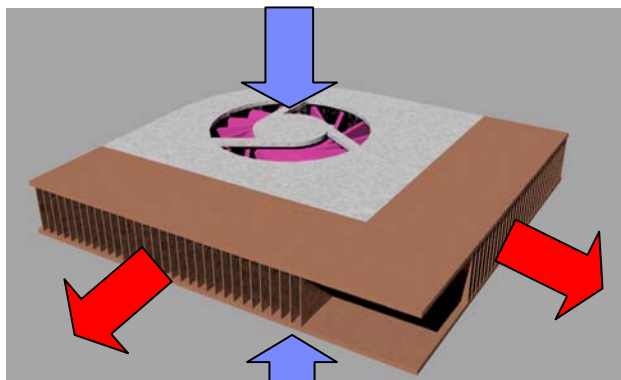


Fig. 6 Analysis model

を与える(3600 rpm). 要素数 およそ 100 万要素
 求める解は, 定常解とし, 圧力分布, 速度ベクトル
 を求める. また, フィン 2 方向の風量の和を総風量
 とする.

まず, 現状のファンを解析した. このファンは,
 外径 50 mm 高さ 8 mm であり, 直径 20 mm の中心ハ
 ブから取り付け角度 80° で羽が取り付けられてい
 る. 羽根枚数は 15 枚, 羽根の厚みは 1 mm である

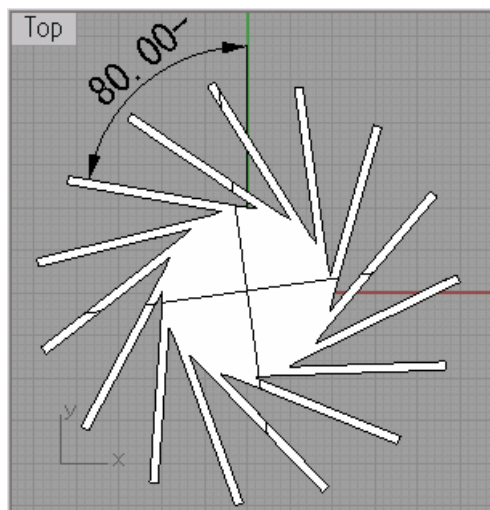


Fig. 7 Current fan shape (Angle=80°)

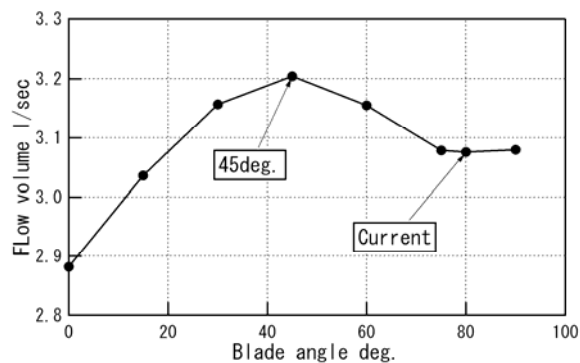


Fig. 8 Optimization of fan blade angle
 (Number of blade=15)

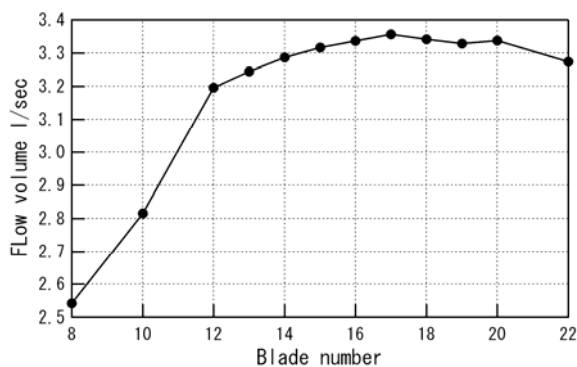


Fig. 9 Optimization of number of blades
 (Bladeangle=45°)

(図 7 参照) .

まず, 現状ファンと同じストレート羽根において, 取り付け角度と羽根の枚数を最適化すべく, 解析計算を行った.

図 8 が解析結果である. 横軸に羽根の取り付け角度, 縦軸に風量を表している. 現状の 80° よりも取り付け角度が 45° でピークとなることがわかった.

図 9 では, 各羽根取り付け角度において, 羽根の枚数を変えることにより, 風量の増減を解析した. 羽根取り付け角度が 45° の場合, 12 枚まで大きく風量が増加するが, それ以降は, 17 枚まで微増する. それ以降は, 徐々に風量が減少することがわかった. これらの解析の結果, この冷却装置において, 現状のファンの風量は 3.08 l/sec となり, ストレート羽根の取り付け角度は 45° , 羽根枚数は 17 枚の時が最



Fig. 10 Current fan (Thermal resistance 1.242 K/W)



Fig. 11 Optimized blade angle and number (Thermal resistance 1.218 K/W)

大で 3.39 l/sec となった.

解析結果の検証を行うためにファンを試作した.

現状ファンを図 10 に試作ファンを図 11 に示す. このファンを図 4, 図 5 の冷却装置測定装置に組み込み熱抵抗を測定した. 測定の結果, 現状ファンを組み込んだ冷却装置の熱抵抗が 1.24 K/W に対し, 羽根の取り付け角度と枚数を最適化した試作ファンの熱抵抗が 1.21 K/W となった.

今回採用しているファンは, 直径 50 mm 厚み 8 mm の両方向吸い込み横方向吹き出しの薄型遠心ファンである. このファンの風量を増大するためには, 上下方向から吸い込んだ空気を速やかに横方向に方向を転換させる必要がある. ストレート羽根では, 上方向から吸い込んだ空気が方向を転換できず下方へ抜けてしまう損失が発生することをシミュレーション上確認し, この損失を小さくすることが, 風量の増大につながると考えた. そのために, 羽根に突起, 溝, カーブをつけたモデルをその数, 形状, 大きさ, 位置をそれぞれ決めて約 80 種類作成し, シミュレーションモデル上で風量解析を行った. その中の一部の形状を図 12 に示す. 羽根は, すべて右回転である. 図 12(a) の形状は, 空気の吸い込み角があり, 損失が少ないように思えたが, あまり良い結果が出なかった. これは, ファン厚みが薄いので, 吸い込み角をつけると吸い込んだ後空気を横方向に運ぶための容積が減少してしまうことが原因である.

これらの検証の結果, 図 12(d)の羽根形状において風量が一番増加した. この羽根形状の特徴的なところは, 羽根の負圧側つまり回転方向の裏面の両側に突起を設けたものである.

それでは, なぜ, 羽根の正圧側が平面で負圧側の両脇に突起を設けると風量が増加するかということについて詳細モデルを作成し CFD 解析することで解明を試みた.

詳細解析では, 羽根近傍で起こる渦流なども捉えることが出来るように要素を細かく設定しなければならない. しかし解析コンピュータ性能の制約から要素数の制限があるので, 今まで行ってきたような全体モデルでは, 解析が出来ない. したがって, 解析対象の一部分のみを作り, 境界条件を設定することにより詳細モデルを作成した.

また, フィンや吹き出し口は, 非対称形状なので, モデル化はせずに, 羽根とケースのみの解析とした. このケースは, 2 方向吹き出しではなく, 全方向吹き出しとしている. これは, 周期境界条件を使うた

めである。しかし、今回の解析目的は、負圧側両側突起の影響で流入空気がどのように方向を変えるかということであるので、問題が無いこととした。

詳細モデルでは、ファン軸を中心に周期的に同じ形状をしているので、空気流入部分と一つの羽根の間の空間、そして吹き出し部分のみをモデル化し、境界条件にて中心軸、周期性を設定する。また、ファンは、上下も対称形であるので、モデルも上半分

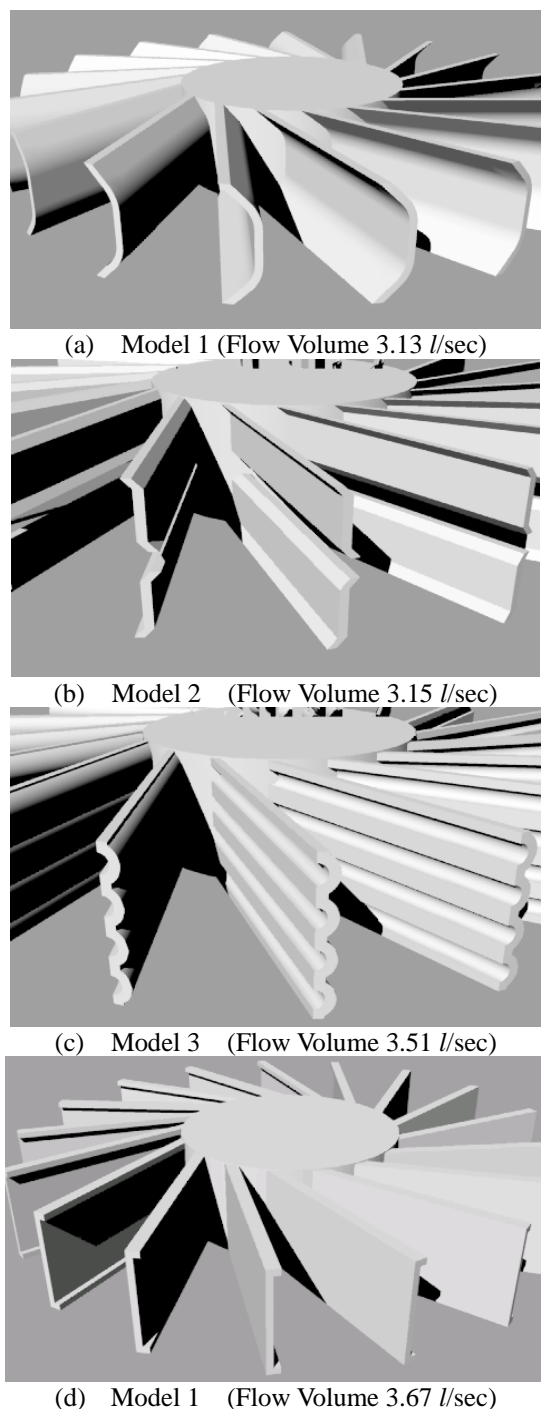


Fig. 12 Optimization of blade shape

のみを作成し、境界条件にて対称性を設定した。要素数は、約 200 万要素である。

図 13, 図 14 に解析結果を示す。図 13 はストレート羽根, 図 14 は負圧側突起をつけた羽根である。羽根は、左回りに回転している。図 13(b), 図 14(b) では、左から右に移動している。空間部分のみのモデル化であるので、図 13(b), 図 14(b) の両側下部分が羽根である。図 14(b) 右側には、羽根突起部分が確認できる。コンターは、圧力を示し、空気の流れは流線で表している。図 13(a), 図 14(a) では、上から空気が吸い込まれ横方向に吐き出されていることが確認できる。図 13(b), 図 14(b) を見ると上から吸い込まれた空気が右羽根に吸い寄せられているが、図 14(b) で確認できるように、突起部に吸い寄せられている。図 13(c), 図 14(c) では、ファン半径方向の断面であるが、上から吸い寄せられた空気が吹き出し方向に向かって方向を転換しているところを確認できる。この結果を詳しく見ると、突起があるほうが、無いものにくらべ、方向転換が急激に起こっている。

これらの解析より、両方吸い込みの薄型遠心ファンの羽根の負圧側突起が存在することにより、吸い込んだ空気を速やかに吹き出し方向に方向を転換し、風量増大につながるということがわかった。

解析結果の検証を行うために負圧側突起ファンを試作した。試作ファンを図 15 に示す。このファンを図 4, 図 5 の冷却装置測定装置に組み込み熱抵抗を測定した。測定の結果、現状ファンを組み込んだ冷却装置の熱抵抗が 1.242 K/W に対し、試作ファンの熱抵抗が 1.192 K/W となり効果が確認できた。

いままで、羽根は、ストレート形状のみで最適化を行ってきたが、羽根の曲線形状や切り欠きなどさまざまな形状を試みた。それぞれの形状について CFD 解析による風量解析を行ったところサイクロイド曲線を用いた羽根形状が優れていることがわかった。

$$x = a\theta - a \sin \theta = a(\theta - \sin \theta)$$

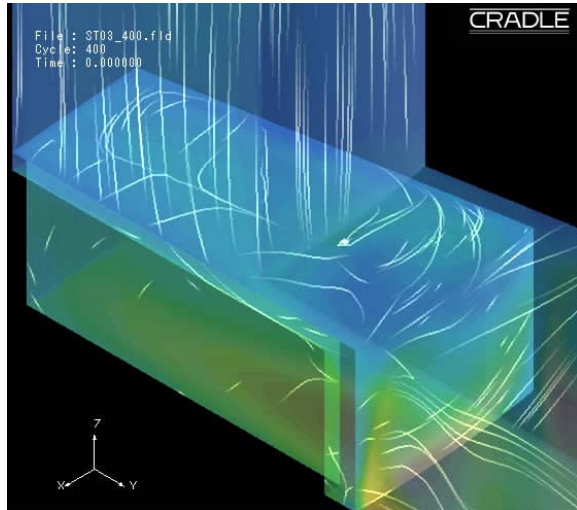
$$y = a - a \cos \theta = a(1 - \cos \theta) \quad \dots (5)$$

サイクロイド曲線は、(5)式で表される。

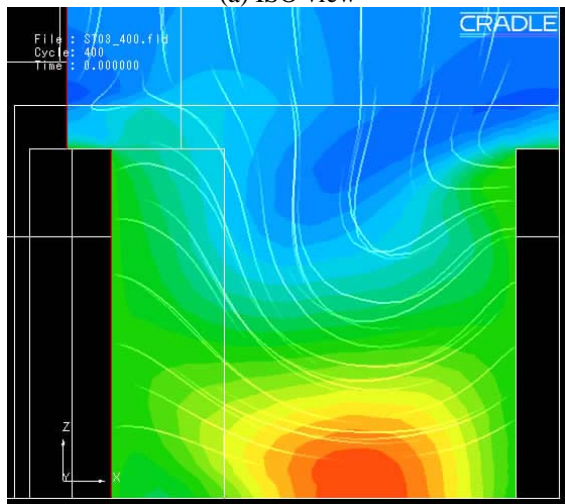
羽根取り付け位置を $\theta = \pi/2$ とし $\theta = 0$ までの軌跡を羽根とする場合が効率の良いファンであった(図 16)。 (5)式の係数'a'の最適値を求めるために、CFD 風量解析を行った。結果を図 17 に示す。最大

の風量が得られるのは、 $a=5$ のときであった。

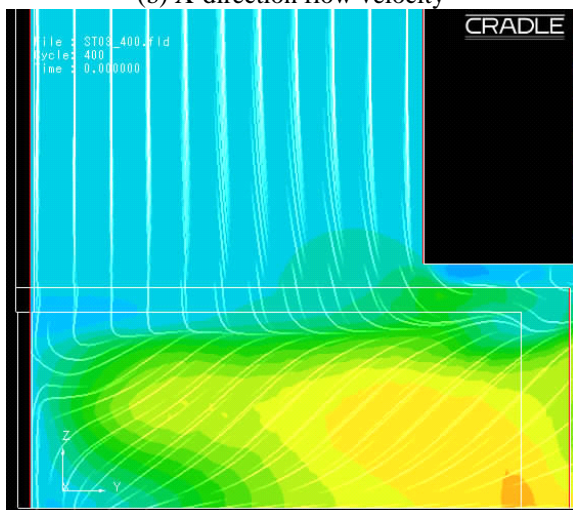
また、羽根の枚数の最適化も同様に行い、20枚のときに最大風量が得られた。このサイクロイド形状のファンにも負圧側突起を設けることで風量増大が



(a) ISO view



(b) X-direction flow velocity

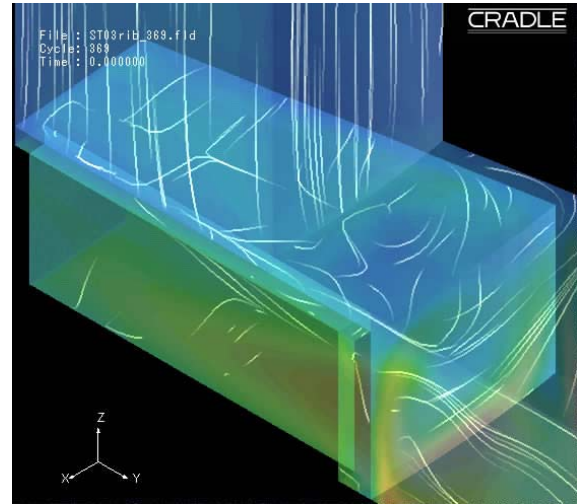


(c) Y-direction flow velocity

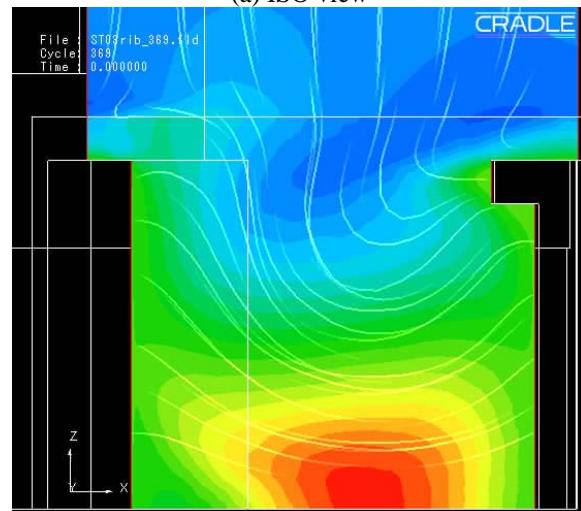
Fig. 13 Flow analysis of straight blades

確認できた。この場合風量は、4.24 l/sec となり現状ファンと比べると 38% もの風量増大につながった。

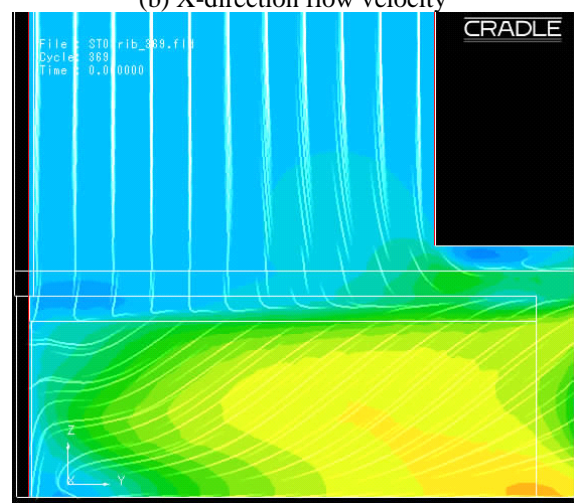
いままでと同様に解析結果の検証を行うためにサイクロイド曲線負圧側突起ファンを試作した。試作



(a) ISO view



(b) X-direction flow velocity



(c) Y-direction flow velocity

Fig. 14 Flow analysis of opposite side blades

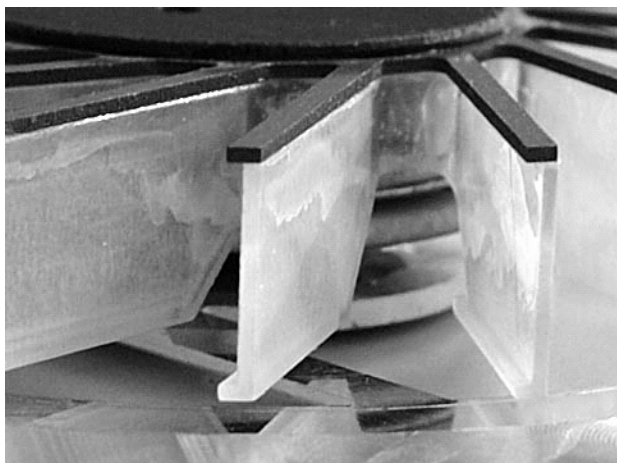


Fig. 15 Experimental of opposite side ribs fan

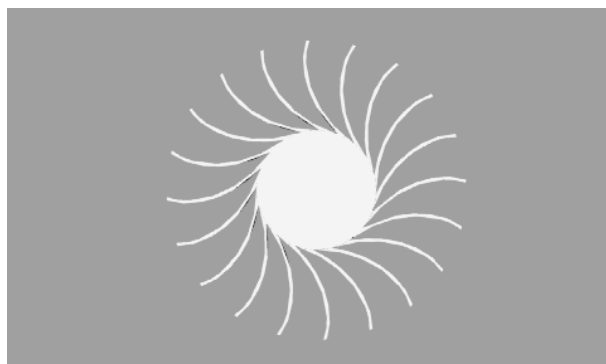


Fig. 16 Cycloid curve blade shape

ファンを図 19 に示す. このファンを図 4, 図 5 の冷却装置測定装置に組み込み熱抵抗を測定した. 測定の結果, 現状ファンを組み込んだ冷却装置の熱抵抗が 1.242 K/W に対し, 試作ファンの熱抵抗が 1.15 K/W となり当初の開発目標である熱抵抗値を達成することが出来た.

このサイクロイド曲線負圧側突起ファンは, 各々の羽根に対し, 両側に突起を設ける構造であるために, 製造上単一型で成型が出来ないので, ファンの上下二つに分け成型し, 成型後張り合わせるなどの工程が必要となり, コスト的に問題がある.

そのために突起部を一つの羽根に対し片側だけとして, 交互に配置する図 20 のようなファンを考案し解析を試みた.

解析の結果, 吹き出し風量は, 4.14 l/sec となり図 18 の場合と比べ, 2.4 %の風量減にとどまった. この形状であれば, 単一型成型も可能であるので, コスト的にも有利なファンを導き出すことが出来た.

サイクロイド曲線負圧側突起ファンを導き出すことが出来たが, ノイズに関して従来ファンと比べて

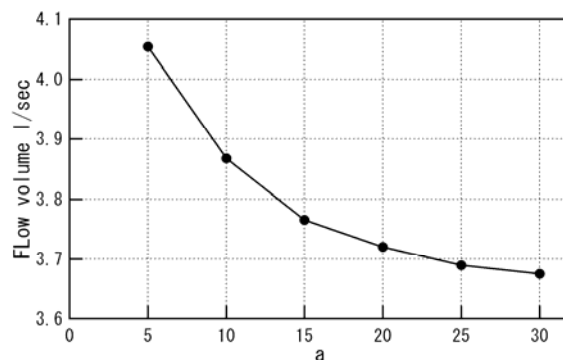


Fig. 17 Optimization of coefficient 'a'



Fig. 18 Cycloid curve blade with opposite side fan (flow volume 4.24 l/sec)

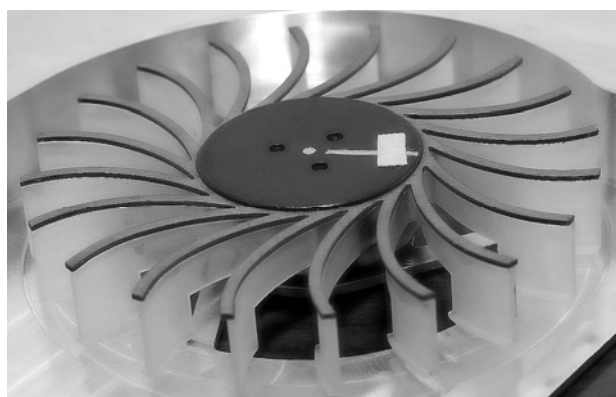


Fig. 19 Experimental cycloid curve blade with opposite side fan

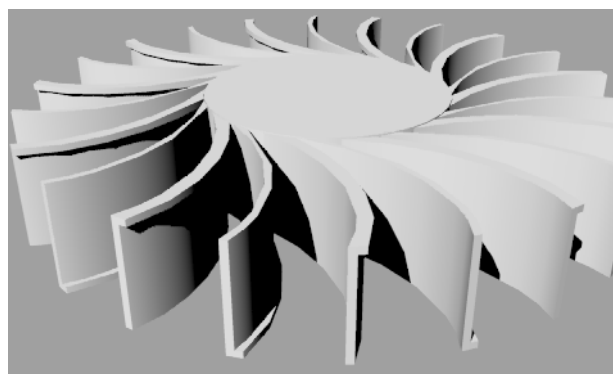


Fig. 20 Cycloid curve blade with opposite side fan (Flow volume 4.14 l/sec)

Table 3 Result of fan noise measurements

	3000 rpm	3600 rpm
Current Fan	39.9 db	45.4 db
Cycloid Fan(Fig. 20)	43.2 db	45.4 db

みた。評価用ケースにそれぞれのファンを搭載した冷却装置を入れ、ケースから 10cm 離れた位置にマイクロフォンを設置し、ノイズ測定を行った。ファン回転数は、通常使う 3600 rpm と 3000 rpm について測定を行った。

表 3 に測定結果を示す。3600 rpm では騒音レベルは同じであったが、3000 rpm では従来ファンより大きくなった。これは、サイクロイドファンは従来ファンに比べて羽根枚数が多いことが原因と推測できる。

5 おわりに

ノートブック PC 用冷却装置の高性能化のために 2 方向吹き出しレイアウトを用い、薄型両方向吸い込み遠心ファンの風量アップのため、CFD シミュレ

ーションと試作品評価を行うことにより、いままで、経験と勘で作られていたファンブレードの最適な形状を導き出すことが出来た。今後さらに騒音低減について研究を進めていく予定である。

参考文献

- [1] 小梁川尚, 井上道信, 柴崎和也, *東芝レビュー*, 55.4, (2000), 9-12.
- [2] 近藤義広, *第 41 回日本伝熱シンポジウム*, (2004), H333.
- [3] 島田守, *古河電工時報 115 号*, (2005), 58-62.
- [4] 望月正孝, 益子耕一, 後藤和彦, 斉藤祐土, ニューエン・タン, 江口勝夫, *日本機械学会熱工学講演会*, 97-25, (1997), B241.
- [5] 志村隆広, 野田一, 島田守, 木村裕一, *古河電工時報 115 号*, (2005), 32-36.
- [6] 株式会社ソフトウエアクレイドル, *非構造格子系熱流体解析システム SCRYU/Tetra for Windows Version 5 ユーザーズガイド操作編*, 2-29-2-69.