

空調機の熱流動解析技術による高性能化

Development of High Performance Air Conditioner Using Numerical Fluid Analysis

技術本部 谷口雅巳*¹ 古沢雄二*²
吉越明*³ 清水健*³
エアコン製作所 鈴木一弘*⁴

当社の空調機は、コンパクト、省エネルギー、快適、低騒音を特徴として開発を進めてきている。そのため、主要コンポーネントである熱交換器及びファンに対しては、高性能化、低騒音化が強く求められている。本研究では、二次元及び三次元の熱流動解析を用いて熱交換器内の空気流の熱流動を予測し、空気側に用いるフィンについて新たなスリットフィンの形状検討を行った。冷媒側の伝熱管についても、新たな管内形状を考案し、伝熱特性の向上を図った。空調用ターボファンについては、三次元流動解析を用いて翼前縁のはく離の低減を検討し、低騒音化を図った。

Recently, a demand has arisen for quiet, compact, energy saving air conditioners, and which has made it important for us to develop high performance heat exchangers and fans. We predicted the airflow and the air-side heat transfer in a heat exchanger by using two-dimensional and three-dimensional numerical fluid analysis, and thereby a new type of slit fin configuration was developed. We also investigated refrigerant-side heat transfer enhancement. Furthermore we examined noise reduction with a turbo fan for packaged air conditioners using a three-dimensional numerical fluid analysis.

1. ま え が き

当社の空調機は、コンパクト、省エネルギー、快適、低騒音を特徴として開発を進めてきており、主要コンポーネントである熱交換器及びファンに対しては、ますます高効率化、低騒音化が強く求められている。

近年のコンピュータの発達に伴い、製品開発へのコンピュータを用いた解析技術の適用例は非常に増大してきている。

本研究では、まず二次元及び三次元の熱流動解析を用いて熱交換器内の空気流の熱流動を予測し、空気側に用いるフィンについて新たなスリットフィンの形状検討を行った。

また、冷媒側の伝熱管についても、新たな管内形状を考案して、伝熱特性の向上を図った。室内機用のターボファンについては、三次元流動解析を用いて翼前縁のはく離の低減を検討し、低騒音化を図った。

2. 熱交換器空気側フィンの伝熱促進

空調機ユニット全体としての成績係数 COP (Coefficient of Performance) 向上の観点から、従来からの同一風量での性能向上ではなく、同一ファン動力条件下での風量増大も考慮して熱交換器性能向上の検討を行った。従来の室内機用熱交換器のフィンは、低風速域の空気側熱伝達率向上のため、フィン前縁での前縁効果のみならず、空気流に対して迎え角を付けることによる増速効果をも利用するルーバフィンを採用している。ルーバフィンは空気側熱伝達率が高い反面、圧力損失も大きいため、空気側圧力損失低減を図れるフィンパターンとして、スリットフィンを検討した。

フィンパターンの最適化については、熱流動解析コードを用いたフィン間空気流の熱流動解析にて行った。ここでは、二次元熱流動解析の結果について述べる。

解析は、非構造格子の有限体積法による非圧縮熱流動解析プログラムを用いた。

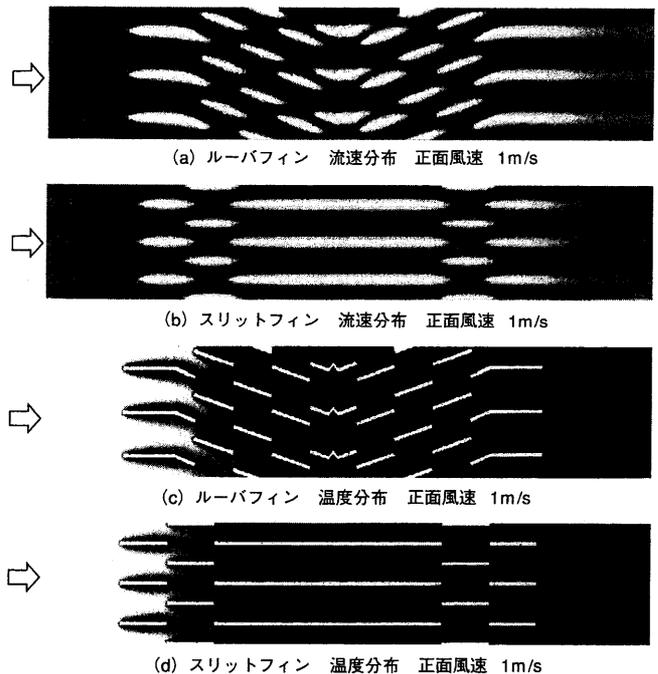


図1 フィン間流速分布・空気温度分布の解析結果 (a), (b)にフィン間の流速分布のコンタ図を、(c), (d)にフィン間を流れる空気の温度分布を示す。
Velocity distribution and air temperature distribution between fins

流入境界条件としては、正面風速 1 m/s 及びファン動力 (風量×圧力損失) 一定の2条件とした。

図1に正面風速 1 m/s の条件での従来ルーバフィンと新タイプスリットフィンの流速コンタの解析結果及びそれぞれの温度コンタの解析結果を示す。表1には解析結果の圧力損失、温度効率及び能力の比較を示す。

従来ルーバフィンでは、ルーバの傾斜及び折返しによってフィン間を斜めに貫いて空気は流れ、フィンに垂直な速度成分が付加

*1 名古屋研究所機械物理研究室 工博
*2 名古屋研究所機械物理研究室 主務

*3 名古屋研究所機械物理研究室
*4 技術部ルームエアコングループ

表1 圧力損失, 温度効率及び能力の解析結果
Calculated pressure drop, temperature efficiency and performance

	温度効率 ϵ (-)	圧力損失 ΔP_a (Pa)	熱交換能力比 (従来=100)
従来ルーバフィン	0.96	15.8	100
新スリットフィン	0.94	10.4	118

表2 圧力損失, 温度効率及び能力の実験結果
Experimental data of pressure drop, temperature efficiency and performance

	温度効率 ϵ (-)	圧力損失 ΔP_a (Pa)	熱交換能力比 (従来=100)
従来ルーバフィン	0.79	13.3	100
新スリットフィン	0.82	11.2	110

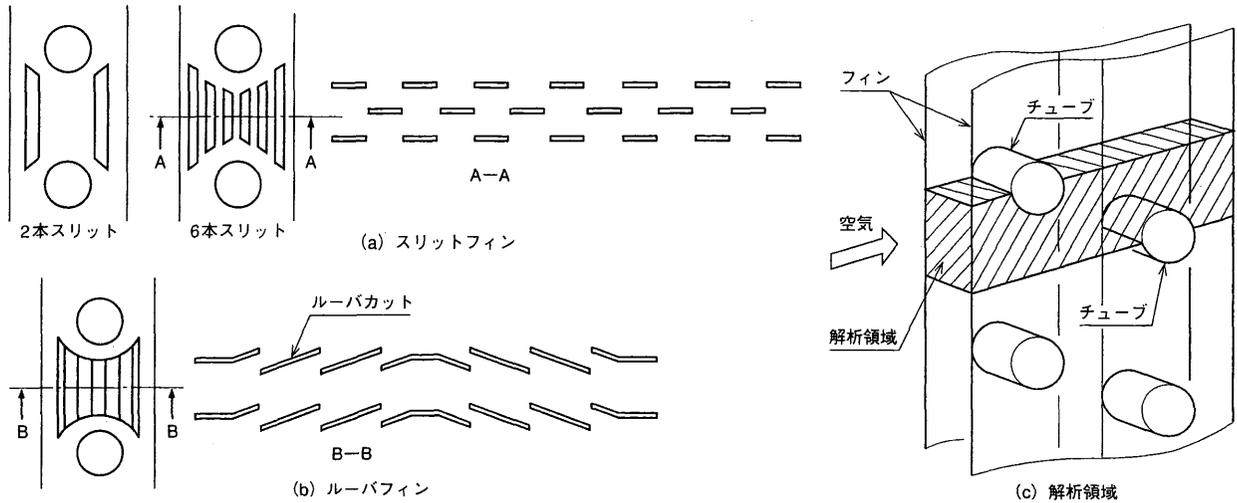


図2 フィン形状と解析領域 解析の対象としたフィン形状及び解析領域を示す。
Configuration of fin cut and calculation region

されて流速は増速される。したがって、温度効率は大きくなるものの圧力損失すなわち抵抗係数も増大する。

新タイプスリットフィンでは、流れの曲りをなくすと同時にスリット数を少なくすることにより、圧力損失の低減を図った。図1(d)に示すように、スリット本数が2本の場合、上流側のフィンで形成された温度境界層と下流側のフィンとの干渉は少なく、フィン前縁で熱伝達率が最大となる前縁効果を有効に利用することができる。新タイプスリットフィンは、従来ルーバフィンに比べて熱伝達率としては及ばないものの、フィンピッチ低減による伝熱面積増大と、抵抗係数低減によりファン動力(風量×圧力損失)一定条件時に風量増大が可能で、しかも温度効率の低下も小さいため、表1に示されるように熱交換器能力は勝る結果となる。

表2には、解析に基づき試作した新タイプスリットフィン熱交換器と従来ルーバフィン熱交換器とを比較した結果を示す。新タイプスリットフィンはフィンピッチを低減し、伝熱面積増大による温度効率改善を図っても、同一正面風速での圧力損失が減少しており、同一ファン動力では解析で予測したように熱交換器能力は勝る結果となる。

3. 熱交換器フィン間の三次元熱流動解析

3.1 フィン形状と解析領域

本章では、熱交換器フィンパターンの影響をより詳細に分析するために、三次元解析を実施した一例について報告する。

解析の対象としたフィン形状は、図2に示すスリットフィンとルーバフィンの2形状とし、スリットフィンについては、スリット本数を0本から6本までの4種類とした。熱交換器は、流れ方向に2列配置の仕様とし、チューブピッチ、フィンピッチなどの形状は同一とした。解析領域は、図2に示すとおりチューブピッチの1/2の最小要素の空間とした。

3.2 フィン間の流速分布

計算の結果得られたフィン間の流速分布のベクトル図を図3に示す。各フィン形状に対し、上段はフィン間の縦断面図を、下段は横断面図を示す。

スリット(6本スリット)フィンでは、スリットがフィン間の中央部にあるため、流れは断面分布B-Bのように2分され、スリットごとに境界層が更新される。また、伝熱管の間にはスリットがあるため局所的に抵抗係数が大きく、伝熱管ではく離れた流れのウェーク(死水域)は、スリットが0本の場合と比較して小さくなる。ルーバフィンでは、流れはルーバによって曲げられ、ほぼルーバに沿ってフィンを貫いて流れる。伝熱管からはく離れた後の流れはルーバによる抵抗係数が大きいため、伝熱管後面に回り込みウェークは更に小さくなる。

3.3 フィン間空気の温度分布

図4にフィン間の通過する空気の温度分布を示す。スリット(6本スリット)フィンでは、前縁効果によりスリットごとに温度が上昇し、ストレート(0本スリット)より有効に熱交換が行われる。流れがチューブの後面に回り込むことによる伝熱面積の広がりも、熱交換に対して有利となる。ルーバフィンにおいても、温度分布はスリットフィンと同様の傾向を示す。

3.4 圧力損失と熱伝達率

図5に空気の圧力損失及びフィン表面の平均熱伝達率の解析結果を示す。空気の圧力損失は、スリット本数が多いフィンほど大きくなる。スリットのないストレートフィンに比べ、2本スリットのフィンで圧力損失は1.5倍となり、6本スリットでは約2倍となる。ルーバフィンでは3.2節で述べた理由で圧力損失は更に大となる。熱伝達率は圧力損失の傾向と同様、スリットの本数が多くなるほど大きくなる。スリットなしのストレートフィンに対し、2本スリットでは2倍程度、スリット本数を増すに従って更

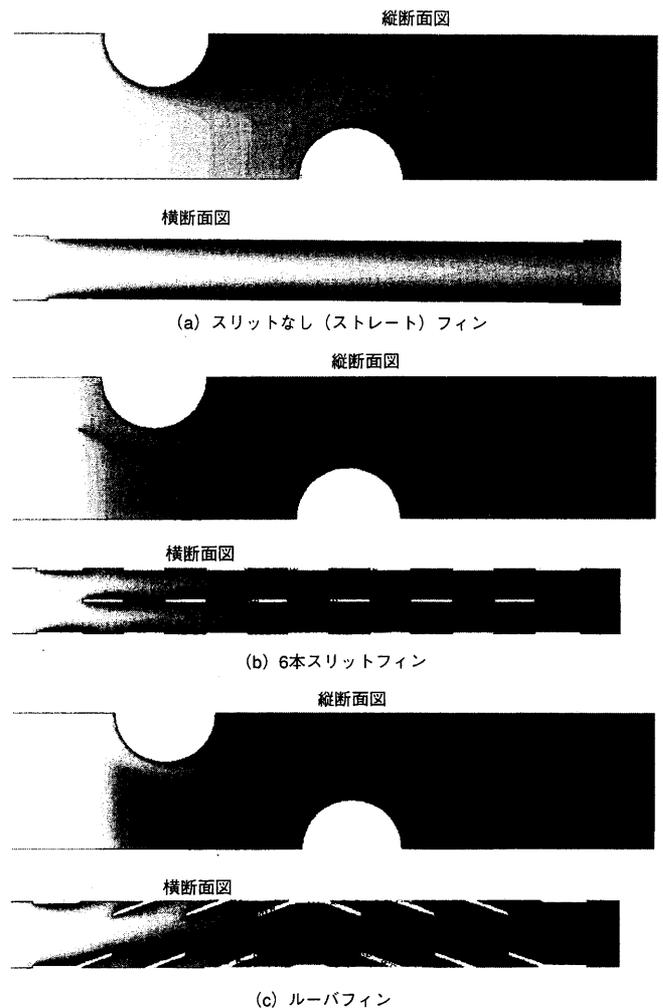
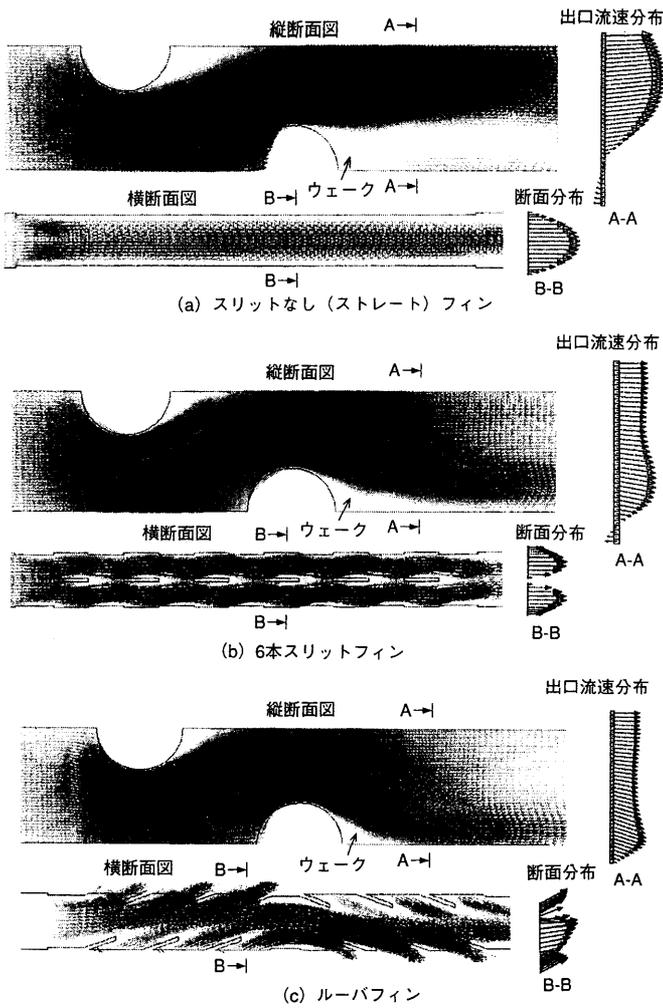


図3 フィン間流速分布の解析結果 フィン間の流速分布のベクトル図を示す。
Velocity distribution between fins

図4 フィン間空気温度分布の解析結果 フィン間を流れる空気の温度分布を示す。
Air temperature distribution between fins

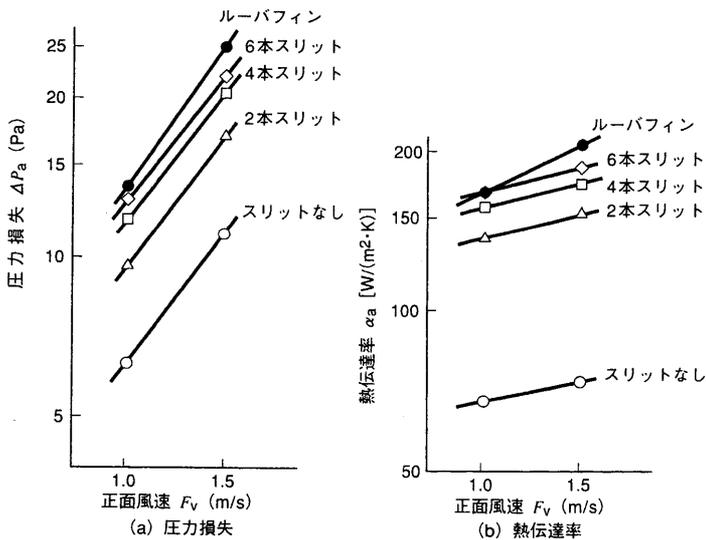


図5 圧力損失及び熱伝達率の解析結果 フィン間を流れる空気の圧力損失及びフィン表面の平均の熱伝達率の解析結果を示す。
Pressure drop and heat transfer coefficient of calculation results

に大きくなるが、増加の幅は小さくなる。ルーバフィン、6本スリットのフィンと比較して圧力損失の増加に対し熱伝達率の増加量はやや小さい。

3.5 フィン形状の選定

フィン形状は、熱交換器の使用条件に基づいて選定される。熱交換器の空気の圧力損失が高くても使用できる条件であれば、6本スリットのフィン、あるいはルーバフィンを選定することが高い熱伝達率が得られる点で有利となる。逆に、空気の圧力損失を低く抑える必要がある場合、あるいは、圧力損失を低く抑えることで空気風量を増大させ得る場合には、低圧力損失である2本スリットのフィンを選定することが得策となる。

4. 管内冷媒側の伝熱促進

次に管内冷媒側の伝熱促進検討を行った。熱交換器の熱通過率に占める管内冷媒側の熱伝達率の寄与度は約25%であり、その伝熱促進は主要項目の一つであり、これまでも研究を実施してきている⁽¹⁾。

図6(a)、(b)に従来の伝熱管と改善案の伝熱管断面の形状を示す。

改善案は、従来の溝形状に対し、フィンの高さを高くし、フィン頂部と根元部のフィン厚さの差を少なくし、表面張力によって冷媒二相流の液膜厚さを低減し、液膜による熱抵抗を低減することをねらっている。また、従来伝熱管に対しフィン枚数を増大させて、伝熱管内表面積の増大を図っている。さらに、冷媒圧力損失に対する考慮としては、フィンを薄くしていることから流路断

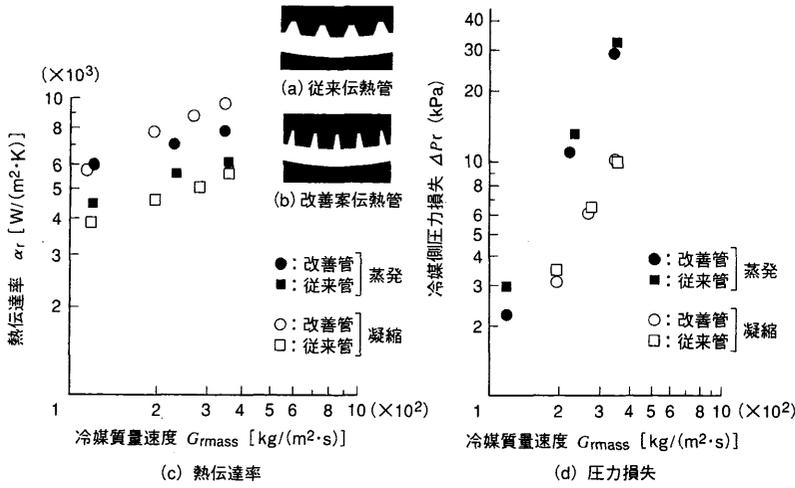


図6 伝熱管断面形状並びに伝熱管単管における熱伝達率及び圧力損失の実験結果
(a), (b)に従来伝熱管と改善案との断面形状の比較を示す。(c), (d)に改善案が、蒸発・凝縮熱伝達率は従来伝熱管対比で向上し、圧力損失は同等であることを示す。
Cross sectional view of grooved heat transfer tubes, heat transfer coefficient and pressure drop of experimental results

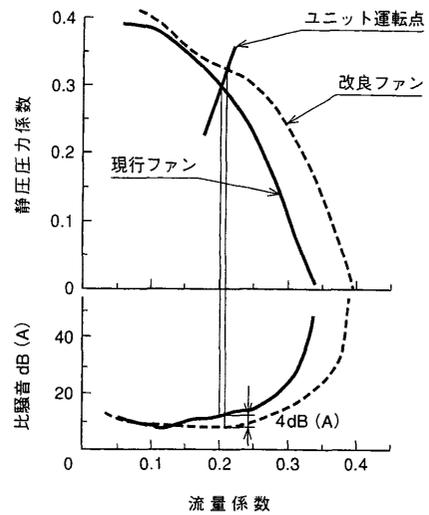


図8 ファン空力・騒音特性 風量に対する静圧上昇、騒音の特性を無次元化して示す。
Fan performance of improved fan and current fan

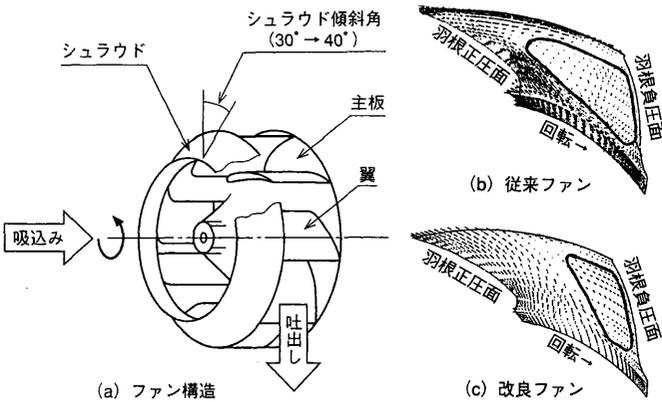


図7 ターボファンの構造及びシユラウド面の流れパターン解析結果
天井埋込形エアコンに用いているターボファンの構造と、シユラウド面の流れの羽根車に対する相対速度ベクトルを示す。
Structure of turbo fan and flow pattern on shroud surface

面積は十分に確保されており、圧力損失の増大を従来伝熱管並みに抑えている。

図6(c), (d)に伝熱管単管での熱伝達率と圧力損失の実験結果を示す。熱伝達率については、改善案により従来伝熱管対比で、同一質量速度において蒸発熱伝達率約1.3倍、凝縮熱伝達率1.5~1.7倍になることが分かった。圧力損失については、改善案は同一質量速度において蒸発、凝縮いずれの場合も、従来伝熱管対比で同等の圧力損失である。以上の結果、改善案の伝熱管は、従来伝熱管対比で大幅な伝熱特性の向上を図ることができた。

5. 天井埋込形エアコン用ターボファンの低騒音化

店舗業務用エアコンの天井埋込形室内機に用いられているターボファンについて、ファン内部の流れを流動解析を用いて予測し、低騒音化に結び付けた結果について述べる。流れの中の翼から放射される騒音の発生機構としては、①主流の乱れ成分に起因するもの、②翼後縁からの渦放出に起因するもの、③翼面上の乱流境界層に起因するもの、④翼面上のはく離流れに伴うもの、の4つがある⁽²⁾。今回は、特に④に着目し、ファン内部の流れを予測することによって流れのはく離領域を把握し、ファン形状の改善によ

るはく離の抑制を検討した。

ターボファンの構造を図7(a)に示す。このような遠心ファンでは、ファンの吸込口と吐出口で流れの方向が大きく変わるため、シユラウド面における流れのはく離が、翼の負圧面ではく離と共に騒音の要因として考えられる。そこで、3章と同じ流動解析プログラムを用いてファン内部流れの予測を行った。図7(b)は、従来ファンにおけるシユラウド面の流れの羽根車に対する相対速度ベクトル図を示している。流れのシユラウド面からのはく離に伴い、翼負圧側の枠で囲った広い領域で羽根車外側から内側への逆流が予測されている。これに対して、シユラウドの傾斜角[図7(a)参照]を従来の30°から40°と大きくし、はく離の抑制を図った。改良ファンの解析結果を図7(c)に示す。シユラウド面での流れは、はく離に伴う逆流の領域(枠内の部分)が縮小されることが分かった。同様に翼に対しても入口羽根角を変更し、翼前縁ではく離の抑制を更に図った。

図8に従来及び試作した改良ファンの空力・騒音特性を示す。ユニットの運転点において4 dB(A)の比騒音低減を実現するとともに、空力特性も改善した。

6. ま と め

空調機の主要コンポーネントである熱交換器及びファンを対象に、高性能化、低騒音化のために必要な伝熱・流動現象面からの考え方を述べるとともに熱流動解析及び要素実験結果の一端を紹介した。

本研究の成果は、当社の平成10年発売予定のルームエアコンほかに採用予定である。

参 考 文 献

- (1) Yoshikoshi, A. et al., Development of Compact Heat Exchangers for Air Conditioning Systems under the Regulation of CFC Freon, Proceeding of the 2nd JSME-KSME Thermal Engineer Conference Vol.3 (1992) p.127
- (2) 日本機械学会編, 機械騒音ハンドブック, 産業図書(株) (1991) p.197