

逆熱伝導解析による翼型熱交換器の伝熱性能評価

Evaluation of Heat Transfer Performance of Airfoil Heat Exchanger by Inverse Heat Conduction Method

中西 仁^{*1}

NAKANISHI Hitoshi

伊藤 優^{*1}

ITO Yu

長崎 孝夫^{*1}

NAGASAKI Takao

ABSTRACT

The invention of airfoil heat exchangers has led to the development of light and compact intercooled and recuperated aviation gas turbines. However, the heat transfer mechanism in airfoils has not been clarified. To explain how the mechanism works in airfoils, experiments were performed on a cascade of three airfoil heat exchangers installed in a subsonic wind-tunnel. Based on previous experiments made by NACA, airfoil temperature distribution data were obtained. Then, to estimate air Nusselt number, inverse heat conduction method and the method of least squares were applied to the experimental data. The computations of inverse heat conduction method, which is a quick and effective way to estimate heat transfer performance of airfoil heat exchangers, were validated using the results of the experiments. Finally, these estimates were compared with results obtained through computational thermo-fluid dynamics, validated by the same experimental results.

Key words : Airfoil heat exchanger, Inverse heat conduction method, Recovery temperature, Nusselt number

1. はじめに

近年、航空需要の増加に伴い航空機からのCO₂排出量の増加が問題視されており、2036年の旅客および貨物の需要は、2016年の2.4倍および2.2倍になると予想されている⁽¹⁾。そこで、CO₂排出量を抑えた低燃費高効率ジェットエンジンとして、中間冷却器・再生器付きエンジンが注目されている。従来の中間冷却器システムでは、圧縮過程の空気流をバイパス流と一度熱交換させ、再び圧縮機に戻るための配管が設置されている。これにより、高温・高圧の空気流が冷却され、密度が増加し、体積流量が減少するため、後段での圧縮仕事が低減する。よって、出力を増加させることができる。また再生器システムは、燃焼器入り口の空気流をコアエンジンからの高温の排気ガスと熱交換させ、加熱することで燃料消費量を抑える。従来、考案されてきた中間冷却器・再生器付きエンジンはターボファンエンジンをベースエンジンとしており、チューブフィン型⁽²⁾またはプライマリーサーフェイス型⁽³⁾という空気-空気熱交換器を利用するため、温度効率は高く推力あたりの燃料消費量は大きく改善する。また、Wilfertら⁽⁴⁾は中間冷却器・再生器付きエンジンの要素試験を行い、ベースエンジンと比較して燃料消費量が17%削減されることを報告した。

しかし、従来のシステムは圧縮機とバイパス流の往復路、および燃焼器と排気口の往復路として用いられる配管の重量増加が解決できず、実用化に至っていない。そこで伊藤ら⁽⁵⁾は、既存部品を用いた新たな中間冷却器・再生器システムを提案した。図1に示すように圧縮機固定静翼やガイドベーンを伝熱面とし、冷媒（超臨界CO₂や水、液体金属）により高温部から低温部に熱を輸送する。このため、熱交換器導入に伴う重量増加は少なく、重量増加を抑制できる。

翼列はタービンなどの増速翼列と圧縮機などの減速翼列の2つのグループに分けることができる。増速翼列と減速翼列は翼形状が異なり、圧力およびマッハ数、境界層の層流乱流遷移点が異なる。すなわち、圧縮機などの翼列の伝熱性能は、知見の豊富なタービンなどの増速翼列と異なる。

本研究では、新提案のシステムの実現に向けた第一歩として減速翼列である圧縮機の固定静翼の伝熱性能に着目した。従来研究⁽⁵⁾では、固体部と冷媒側接触面の熱抵抗に関して議論したが、空気側接触面の議論が不十分であった。そこで本研究では空気側接触面の熱伝達に着目した。具体的には、翼型熱交換器を設計する際に重要な要素である異なる空気流速条件における空気側ヌセルト数および空気側スタントンの数の評価を行った。詳細な空気側熱伝達率を得るためには、翼面の圧力分布および温度分布の把握が必要である。本実験では、伝統的に圧縮機の翼として使用されてきたNACA65シリーズの翼型

原稿受付 2017年9月1日

査読完了 2018年6月13日

*1 東京工業大学

〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259

であるNACA65-(12)10の相似翼を3枚並べた直線翼列を構成し、中央の翼を翼型熱交換器として風洞試験を行った。翼面圧力分布は、NACA⁽⁶⁾の実験による測定値を線形補完することで求めた。また、本実験の翼型熱交換器に熱電対を挿入することで翼固体内部の温度を計測した。そして、Turnerら⁽⁷⁾の手法を参考にした逆熱伝導解析を行うことで翼面温度分布を求めた。本実験により得られたデータは離散的であるため、これを簡易かつ高速で処理する方法として、逆熱伝導解析は有効である。この方法を用いて、空気側および冷媒側の熱伝達率を求め、空気冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタントン数を算出した。本翼型熱交換器は、対流式の高圧タービン翼の冷却に類似している。そこで、翼型熱交換器と高圧タービン翼の空気側ヌセルト数を比較した。さらに、実験結果で検証した数値熱流体解析(CTFD)の結果と比較し、逆熱伝導解析の有効性を示す。

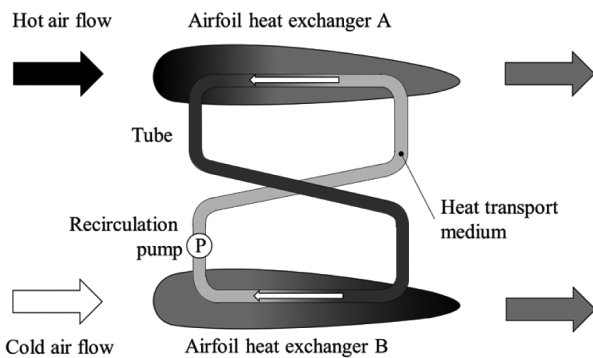


Fig. 1 Schematic of an airfoil heat exchanger system using a heat transport medium between a hot and cold sections

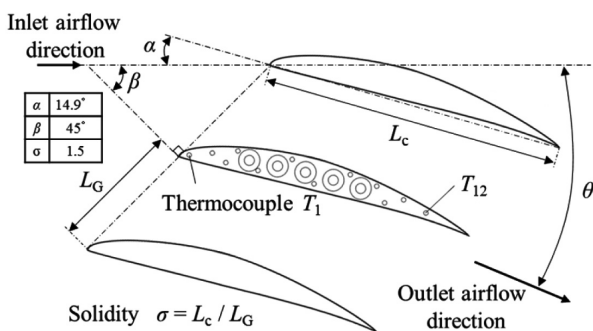


Fig. 2 Cascade of airfoil heat exchangers

2. 実験装置および実験条件

本研究では、中間冷却器システムとして圧縮機固定静翼を冷却部とした翼型熱交換器の空気冷却性能を実験的に評価した。本翼型熱交換器は翼内部に冷媒流路を有している。さらに、翼内部には熱電対も設置され翼固体内部の温度を計測した。実験装置の詳細は参考文献(5)に記載されており、本論文では概略を以下に記す。

2.1 風洞

風洞試験により作成した空気流条件を表1に示す。圧縮機内の高速の空気流を模擬するため、循環式の風洞装置を用いた。空気源には連続運転可能なブロワを使用し、ノズルにより加速させ、所定の空気流を形成する。次節に示すほぼ実スケールの試験翼を使用することで、参照したNACA⁽⁶⁾の試験とレイノルズ数を合わせつつ、実機の圧縮機内と同程度のマッハ数(0.4～0.5)を形成した。

Table 1 Air test conditions

Reynolds number Re_{air}	$2.9 \sim 3.4 \times 10^5$
Mach number Ma_{air}	0.37 ~ 0.42
Total temperature $T_{air,tot,in}$	350 [K]

2.2 翼型熱交換器

翼型熱交換器の翼型はNACA65-(12)10を用いた。翼はステンレス鋼SUS304を用いて製作した。実際の圧縮機静翼の材質はチタン合金であるが、SUS304は安価でかつ熱伝導率が $16 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ と、チタン合金($20 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$)と似た物性値を持つため選定された。翼弦長 L_c は44 mm、翼幅は28 mmである。図2に本実験で構成した翼列を示す。翼型熱交換器による冷却の影響は隣接翼には及ばないため、中央翼のみ熱交換器とした。翼内部には、スパン方向に5本の3.1 mmの貫通孔を形成し、外形3 mmの冷媒を流すステンレスパイプを挿入した。翼とパイプは高熱伝導接着剤($15 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$)で接着した。また、翼スパン方向中心部に達する12個の0.6 mmの非貫通穴を翼外周部に形成した。そこに直径0.5 mmのK型のシース熱電対(JIS 2級)を挿入し、高熱伝導接着剤($15 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$)で設置した。Agilent Technologyのデータロガー34970Aを用いて温度を計測した。データロガーにおいて、熱電対計測モードを用いると、精度は $\pm 0.5 \text{ K}$ である。そこで、熱電対計測モードは使用せず、データロガーの電圧計測モードを用いて計測した。具体的には、翼型熱交換器前縁部に設置した熱電対 T_1 に関して温度校正を施し、各部熱抵抗、データロガーの誤差も含めて、正しい温度とデータロガーの出力電圧を校正した。それ以外のすべての熱電対は熱電対 T_1 との差動電圧をデータロガーにて計測した。これにより、より高精度な電圧モードで差動電圧を測定できる。これらにも温度校正を施し、各部熱抵抗、データロガーの誤差も含めて、正しい温度とデータロガーの出力電圧を校正した。この取扱により、個々の熱電対に対応したデータロガーの出力電圧のばらつきは温度に換算して $\pm 0.025 \text{ K}$ 以内であることを確認した。

2.3 冷媒循環システム

図3に冷媒循環システムを示す。新規提案された中間冷却器・再生器付きエンジンのシステムにおいては、超臨界 CO_2 を冷媒として提案している。しかし、本実験の冷媒は水を採用した。水は物性値の変化が超臨界 CO_2 よ

り小さく安定しているため、空気側の伝熱性能を正確に評価する上で適しているからである。冷媒流量はインバータ制御された再循環ポンプにより調節することができる。圧力はプランジャーポンプを用いて、冷媒循環ループに冷媒を流し込むことによって調節され、点Aの位置で10 MPaに維持した。冷媒は、中央の翼型熱交換器の後縁から前縁にかけて、図3に示すUターン部分を有する直列に挿入された5本のステンレスパイプ内を流れる。また、翼型熱交換器の入口側と出口側に熱電対を設置し、冷媒入口温度 $T_{ref,in}$ と出口温度 $T_{ref,out}$ を測定した。また、表2に冷媒の実験条件を示す。

2.4 翼と冷媒管の有効熱伝導率

翼型熱交換器は翼固体と冷媒管のわずかな隙間に高熱伝導接着剤(15W/(m・K))を満たすことで固定している。翼と冷媒管の隙間に接着剤が完全に満たされていることが望ましいが、実際は空気が混入し熱伝導率が著しく低下する。そこで、実験と数値熱流体解析(CTFD)を用いて有効熱伝導率を求めた。具体的には、空気入口のマッハ数、全温度、出口静圧、冷媒の入口温度、翼の

レイノルズ数を実験条件と厳密に合わせたCTFDを行った。その際、翼固体の熱伝導解析において翼固体と冷媒管の隙間の接着剤層に計算ドメインを設けた。そして、図8に示ようにCTFDと実験により得られた熱電対位置における温度を比較することで、接着剤層の有効熱伝導率が0.07 W/(m・K)であることを推定した。この有効熱伝導率は、翼固体内の温度分布に大きく影響することが確認され、翼表面を通過する熱流束の算出にも影響を及ぼすことが確認された。推定した接着剤層の有効熱伝導率は、本翼型熱交換器の特性であり、本論文で述べられているすべての条件における逆熱伝導解析、CTFDに同一の値を使用した。

3. 逆熱伝導解析

逆熱伝導解析は圧縮性空気流の解析を行わないため、CTFDのように乱流モデルなどの検証を行う必要がない。さらに翼固体部の熱伝導数値解析のみを行うため計算時間が短いことが利点である。

実験により、翼固体内部の温度と冷媒の入口および出口温度を測定したが、これらのデータだけで、空気側および冷媒側の熱伝達率を評価するには不十分である。正確に各種熱伝達率を評価するためには、空気接触表面および冷媒接触表面の温度が必要となる。Turnerら⁽⁷⁾は実験的に翼表面の温度を直接測定し、熱伝導解析を行った。しかし、翼面上の空気流に影響を与えることなく計測することは困難である。本実験では翼固体内部の温度を測定し、逆熱伝導解析と最小二乗法を用いて空気接触表面の熱伝達率を推定した。そして、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタントン数を求めた。解析手法や計算手順などの詳細は参考文献(5)に記載されており、本論文では概略のみを記す。

3.1 解析手法

逆熱伝導解析には有限体積法を用い、格子は図4に示す翼型熱交換器の構造格子を用いた。また、計算コードはVisual Basic 2010によるインハウス・コードを用いた。

3.2 境界条件

翼表面に隣接した固体の検査面 j に対して、翼表面を通過する局所熱流束は以下のように表すことができる。

$$q_j = h_{air,j}(T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j}) \quad (1)$$

ここで、 $h_{air,j}$ は局所空気接触表面の熱伝達率、 $T_{air,rec,j}$ は検査面 j に接する境界層内空气の局所回復温度および $T_{airfoil,j}$ は局所空気接触表面の固体温度である。

3.3 回復温度

圧縮性流では固体表面に形成される境界層で運動エネルギーが熱エネルギーに変換され、境界層内の静温度は主流温度よりも高くなる。断熱壁上での静温度は回復温度と呼ばれる。翼型熱交換器表面は断熱壁ではないが、式(1)のように熱伝達率を用いる際の空気側代表温度 $T_{air,rec,j}$ として回復温度が用いられる。

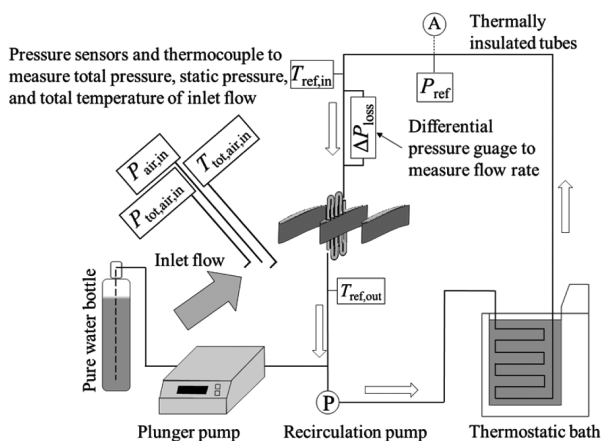


Fig. 3 Refrigerant recirculation loop

Table 2 Refrigerant test conditions

Mass flow rate m_{ref}	0.58 ~ 0.64 [g/s]
Pressure P_{ref}	10 [MPa]
Inlet temperature $T_{ref,in}$	280 [K]

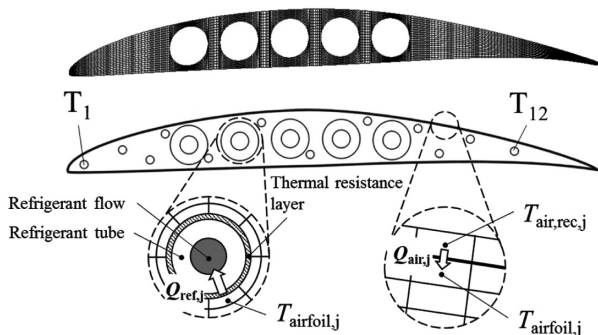


Fig. 4 Calculation mesh and boundary conditions for the inverse heat conduction method

NACA⁽⁶⁾の実験により得られた圧力係数 S_j を用いて、検査面 j に接する翼面上の局所静圧を以下の式で求めた。

$$P_{\text{air},j} = P_{\text{tot,air,in}} - S_j \frac{1}{2} \rho_{\text{air,in}} u_{\text{air,in}}^2 \quad (2)$$

ここで、 $P_{\text{tot,air,in}}$ は入口全圧、 $\rho_{\text{air,in}}$ は入口密度および $u_{\text{air,in}}$ は入口速度である。また、局所マッハ数は以下のよう求められる。

$$M_{\text{air},j} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left\{ \left(\frac{P_{\text{tot,air,in}}}{P_{\text{air},j}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}} \quad (3)$$

上式を用いて局所静温度は以下のようになる。

$$T_{\text{air},j} = \frac{T_{\text{tot,air,in}}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{\text{air},j}^2} \quad (4)$$

また、JohnsonとRubesinら⁽⁸⁾は圧縮性流体が境界層内における減速効果によって、運動エネルギーが熱エネルギーに変換され、境界層内の局所温度は断熱壁温度に近くなることを記した。それを回復温度とし、以下のようになる。

$$T_{\text{air,rec},j} = T_{\text{air},j} + r_j (T_{\text{tot,air,in}} - T_{\text{air},j}) \quad (5)$$

r_j は局所回復係数であり、層流境界層および乱流境界層における回復係数はそれぞれ以下のようになる。

$$r_j = \begin{cases} \text{Pr}^{1/2} & \text{層流境界層} \\ \text{Pr}^{1/3} & \text{乱流境界層} \end{cases} \quad (6)$$

西山⁽⁹⁾は、レイノルズ数 10^4 から 10^8 の範囲では、最小圧力点近傍にて層流境界層から乱流境界層へ遷移すると記した。これに基づき、本研究ではNACAによる実験で得られた圧力係数を補間して得られた圧力分布を用いて遷移位置を決定した。

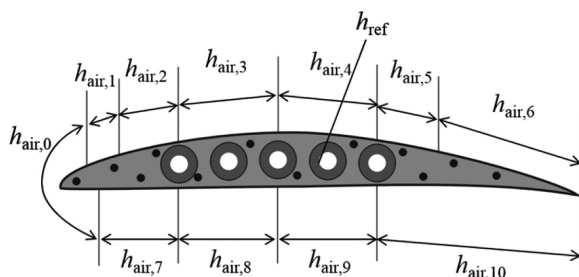


Fig. 5 Heat transfer coefficients around airfoil heat exchanger

3.4 最小二乗法による熱伝達率の決定

この節では、最も適した空気側熱伝達率 $h_{\text{air},j}$ と冷媒側熱伝達率 h_{ref} の組み合わせを決定する方法を記す。図5に示すように、翼の空気接触表面の領域分けを行い、仮定した熱伝達率を用いて翼固体内の熱伝導解析を行う。解析によって得られた熱電対位置における温度 $T(N)$

と、風洞試験により実測した温度 T_N を用いて、実験と翼固体内の熱伝導解析から得られた温度差を評価する関数を作成する。

$$f(1) = \{T(1) - T_1\}/T_1, f(2) = \{T(2) - T_2\}/T_2, \dots, \\ f(N) = \{T(N) - T_N\}/T_N, f(N+1) = \{Q_{\text{air}} - Q_{\text{ref}}\}/Q_{\text{ref}} \quad (7)$$

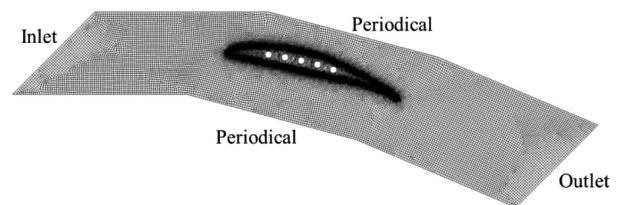
ここで、 N は翼固体内部の温度測定点数、 Q_{air} は空気の除熱量、 Q_{ref} は冷媒の受熱量である。そして、 $f(1)^2 + f(2)^2 + \dots + f(N)^2 + f(N+1)^2$ の最小値を見つけることで、各解析領域の空気側熱伝達率と冷媒側熱伝達率を求める。この方法はLevenberg-Marquardtアルゴリズム⁽¹⁰⁾を用いており、実験結果に最も近い計算結果を示す熱伝達率の組み合わせを数値的に見つけることができる。

4. 数値熱流体解析 (CTFD)

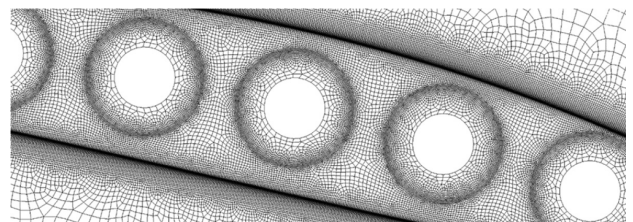
本翼型熱交換器において数値熱流体解析 (CTFD) を行った。翼型熱交換器の外側の領域は圧縮性空気流の数値流体解析、内側の領域は数値熱伝導解析を行った。CTFDによって計算された圧力分布および温度分布は、それぞれNACAの実験により得られた圧力分布および本研究の風洞試験によって得られた温度分布によって検証された。このCTFDを用いて、翼型熱交換器の冷却性能を評価するために空気側ヌセルト数および空気側スタント数数を求めた。解析手法の詳細は参考文献(11)に記載されているため、本論文では概略のみを記す。

4.1 解析手法

図6に示す計算格子とANSYS Fluent 16.0を用いてCTFDを行った。解析領域は4つのドメインに分割した。表3に各ドメインの計算格子数を記す。最外部は圧縮性空気流のドメインが1つあり、周期境界部分を重ねると、図2に示す翼列配置となるように格子を生成した。また、乱流モデルは低レイノルズ数型SST $k-\omega$ を採用し、翼面上の垂直方向第1層目の格子幅は y^+ で1以下、翼面上の流れ方向格子数は1000点とした。



(a) All of simulated domains



(b) Enlarged view

Fig. 6 Computational grids

Table 3 Mesh of each domain

Domain	Mesh
Compressible air (fluid)	85,258
Airfoil heat exchanger (solid)	44,721
Adhesive (solid)	3,764
Five refrigerant tubes (solid)	11,930

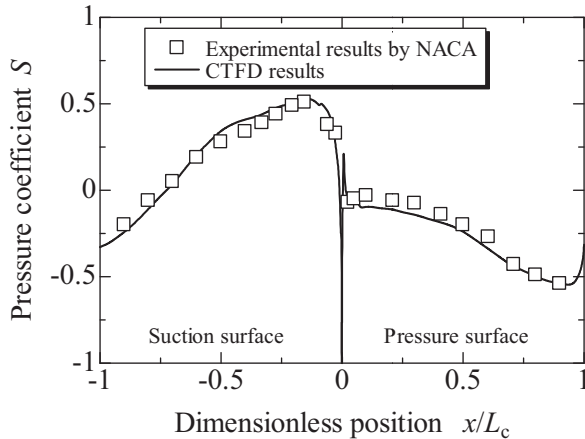


Fig. 7 Comparison of pressure distributions around the airfoil by NACA experiments and our CTFD for validation

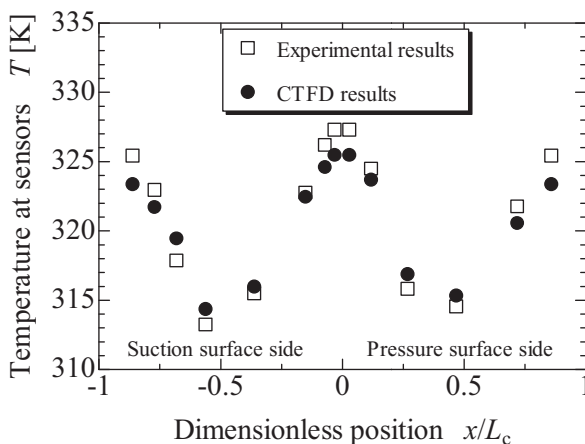


Fig. 8 Comparison of experimental solid temperatures at thermocouples with CTFD solid temperatures at the same positions

以上の手法を用いて再現した翼面上の圧力分布と実験値を比較した結果を図7に示す。CTFDで得られた圧力分布は、NACA⁽⁶⁾の同翼型、同配置の翼列実験で得られた圧力分布と良い一致を示している。これより、圧縮空気流の数値流体解析を検証できた。また、図8に翼固体内部の熱電対位置における温度分布のCTFD結果と風洞試験結果の比較を示す。どの値も良い一致を見せ、最大で2.2 Kの差であることを確認した。翼型熱交換器の伝熱性能を評価するには十分な精度である。

4.2 境界条件

圧縮性空気流のドメインの入口境界条件は、全圧、全温度を一定とし、主流乱れを5%とした。出口境界条件は静圧を一定とした。翼表面上の検査線1を通過する熱

流束 q_i は隣接する圧縮空気と固体の熱伝導率 k_{air} と k_{airfoil} を用いて以下のように設定した。

$$q_i = k_{\text{air}} \frac{dT_{\text{air}}}{dn} \Big|_i = k_{\text{airfoil}} \frac{dT_{\text{airfoil}}}{dn} \Big|_i \quad (8)$$

ここで、 dT_{air}/dn は局所空気静温度勾配、 dT_{airfoil}/dn は局所翼面温度勾配、 n は局所境界の法線方向の単位長さである。

冷媒と冷媒管内壁の境界条件は、冷媒管の内径部分に温度と熱伝達率を与えた。円管内の流れは乱流となるため、以下に示すDittus-Boelterの式から熱伝達率 h_{ref} を求めた。

$$\text{Nu}_{\text{ref}} = 0.023 \text{Re}_{\text{ref}}^{0.8} \text{Pr}_{\text{ref}}^{0.3} \quad (9)$$

$$h_{\text{ref}} = \text{Nu}_{\text{ref}} \frac{k_{\text{ref}}}{D_{\text{ref}}} \quad (10)$$

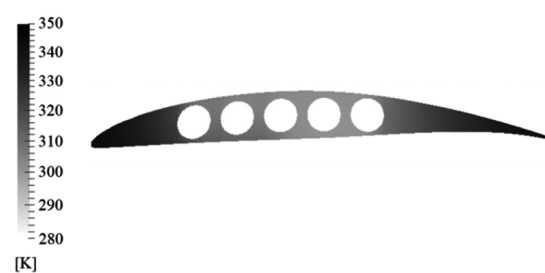
ここで、 k_{ref} は冷媒の熱伝導率、 D_{ref} は冷媒管の内径である。

5. 結果

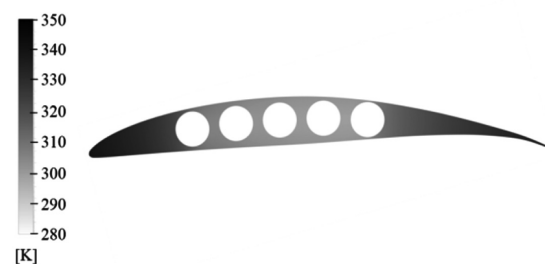
本研究は、入口空気全温度 $T_{\text{air,tot,in}}$ を350 K、入口冷媒温度 $T_{\text{ref,in}}$ を280 Kとして風洞試験および逆熱伝導解析を行い、同温度条件を用いて数値熱流体解析（CTFD）を行った。その結果を以下に示し、両解析結果を比較する。

5.1 翼固体内温度分布と翼表面温度分布

図9に逆熱伝導解析およびCTFDによる翼固体内温度分布を示し、図10に翼表面温度分布を示す。両解析とも、翼の中央部分は冷媒によって冷却されているため低い値を示しているが、翼の前縁および後縁にかけて徐々に温度が高くなっている。これは冷媒管から離れた前縁および



(a) Inverse heat conduction method



(b) Computational Thermo-Fluid Dynamics (CTFD)

Fig. 9 Temperature distributions of an airfoil heat exchanger

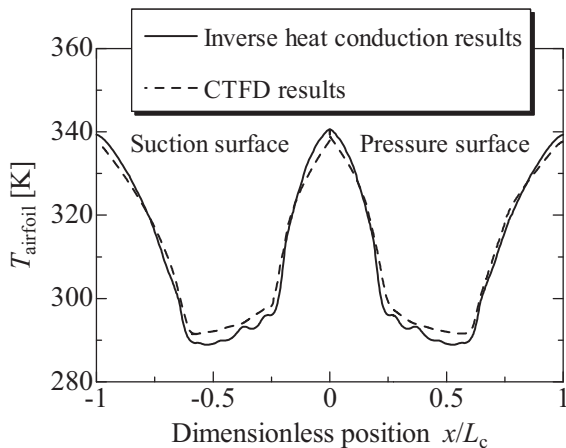


Fig. 10 Temperature distributions of an airfoil heat exchanger surface

び後縁付近は、フィンの役割を果たすため高温となる。図10より、冷媒管付近の温度分布は最大2.3 Kの差があることを確認したが、逆熱伝導解析による翼固体内温度分布と翼表面温度分布はCTFDの結果と概ね良い一致を示している。

5.2 回復温度分布

回復温度は空気流が断熱壁上を流れていると仮定した場合の温度であり、圧縮性流れである亜音速流では、全温度と静温度の間の値となることが知られている。厳密には翼型熱交換器の翼面は断熱されているわけではないが、翼面の境界層の空気流の温度は断熱壁温度となる。式(1)より局所熱流束 q_j を求める場合、空気側代表温度として回復温度を用いるため、正確な局所回復温度を求めることは極めて重要である。例えば、本解析において平均的な温度差 $T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j} \approx 44$ Kに対して、局所回復温度に1 Kの誤差がある場合、局所熱流束 q_j の見積もりにおいて2.3 %の誤差を生ずることになる。

図11の実線はNACAの実験により測定された圧力分布を補間し、式(2)～(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。逆熱伝導解析には実線で示す回復温度を式(1)の $T_{air,rec,j}$ として用いた。また、破線はCTFDにより圧力分布を求め、式(2)～(6)を用いて求めた回復温度の理論値である。さらに、一点鎖線は翼面を断熱壁と設定したCTFDによって得られた断熱壁温度を示す。無次元位置が0の位置はよどみ点であるためピーク値をとる。圧力面上を流れる空気は、よどみ点よりすぐ下流にある曲率の大きな翼面に沿って流れるため、急激な減少を示し、後縁に向かって減速翼列による圧力回復の効果により温度が上昇する。一方、負圧面においては前縁付近には層流境界層が形成されているため温度が減少し、乱流境界層に遷移すると式(6)に示す回復係数の増加により温度が上昇する。実線と破線を比較すると、圧力面における分布は良い一致を示しており、負圧面は異なった値を示しているが、その分布形状は類似していることが確認できる。一方、破線と一点鎖線を比べると最大1.0 Kの差

はあるが、全体的には良い一致を示していることが確認できる。また、破線と一点鎖線をそれぞれ空気側の代表温度とし、式(11)および(12)を用いて空気側ヌセルト数を求め、その結果を比較すると差が1 %であることを確認した。すなわち、空気側熱伝達率の算出において、空気側の代表温度として回復温度を使用することは有効であると言える。以上より、翼周りの圧力分布が正しく求めることができれば、式(2)～(6)を用いて理論的に適切な回復温度が得られることを示している。よって、実線と破線の差は翼面上の圧力分布を求める際の内挿による誤差が原因であると考えられる。より高精度な回復温度分布を得るためには、風洞試験により圧力分布を測定する必要がある。

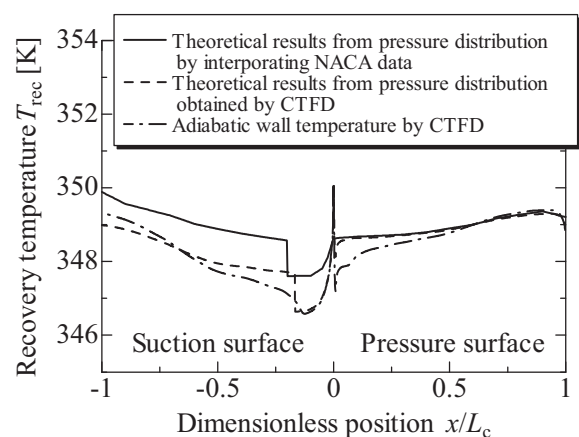


Fig. 11 Comparison of recovery temperature from pressure distributions obtained by interpolating NACA data and CTFD with adiabatic wall temperature obtained by CTFD

5.3 空気側ヌセルト数

参考文献(5)において、翼型熱交換器の固体部と冷媒側接触面の熱抵抗について議論したが、空気側接触面の平均熱伝達率についての議論は不十分であった。そこで本節では、空気側接触面に着目し、以下に示す式で定義した空気側ヌセルト数を評価した。

$$Nu_{air} = \frac{h_{air,ave} L_c}{k_{air,in}} \quad (11)$$

$$h_{air,ave} = \frac{Q_{air,whole}}{\sum_j \{A_j (T_{air,rec,j} - T_{airfoil,j})\}} \quad (12)$$

ここで、 $k_{air,in}$ は入口空気熱伝導率、 $Q_{air,whole}$ は空気流から翼への熱伝達量、 A_j は局所翼表面積である。図12に翼弦長を代表長さとした空気側レイノルズ数に対する空気側ヌセルト数を示し、逆熱伝導解析結果とCTFD結果を比較する。いずれの条件も良い一致を示しており、最大5 %の差があることを確認した。図の一点鎖線は、Johnson-Rubenstein⁽⁸⁾による平板表面を層流および乱流とした際の平均ヌセルト数を示している。両解析の

結果はJohnson-Rubesinの予測式と比べて、全域層流と全域乱流の間に値が位置していることが分かる。さらに本研究で使用した翼は、翼前縁付近で層流境界層から乱流境界層への遷移が起こるため、翼表面上の大部分が乱流境界層となる。よって、両解析結果は平板表面を乱流とした際の平均ヌセルト数の値に近くなることが考えられる。また、実線で示されている2から7はそれぞれBammert とHahnemann⁽¹²⁾, FrayとBarnes⁽¹³⁾, WilsonとPope⁽¹⁴⁾, Ainley (Cascade)⁽¹⁵⁾, Hodge⁽¹⁶⁾, そしてAndrewsとBradley⁽¹⁷⁾らによるタービン翼列におけるヌセルト数の相関式を示す。すべての相関式は本研究の解析結果より、低い値を示していることが確認できる。本研究の減速翼列NACA65-(12)10を用いた翼型熱交換器と比べて、増速翼列であるタービン翼はより後縁に近いところで層流境界層から乱流境界層に遷移するため、ヌセルト数が低い値を示したと考えられる。

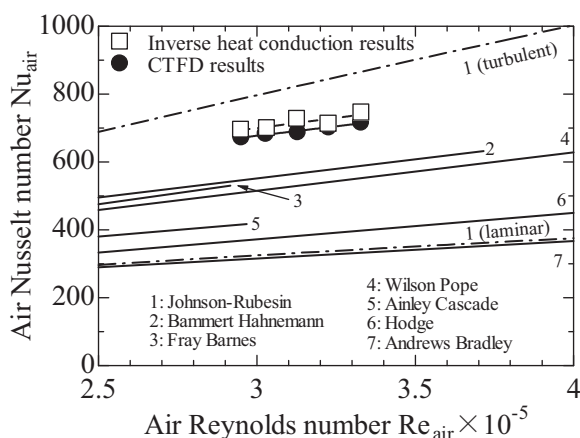


Fig. 12 Comparison of inverse heat conduction results of air Nusselt number with CTFD results

5.4 空気側スタントン数

以下に示す式で定義した空気側スタントン数を用いて、両解析結果の比較を行う。

$$St_{air} = \frac{Nu_{air}}{Re_{air} Pr_{air}} \quad (13)$$

図13に空気側レイノルズ数に対する空気側スタントン数を示し、逆熱伝導解析結果とCTFD結果を比較する。いずれの条件も良い一致を示しており、最大4.2%の差があることを確認した。

6. まとめ

逆熱伝導解析は翼型熱交換器を設計する際、熱伝達率を簡易かつ高速に見積もる手法として有益である。翼型熱交換器の冷却性能を評価する際の逆熱伝導解析の有効性を示すために、風洞試験結果で検証した数値熱流体解析 (CTFD) の結果と比較した。本研究では、熱伝達率を評価する際に回復温度を用いた。NACAのデータ

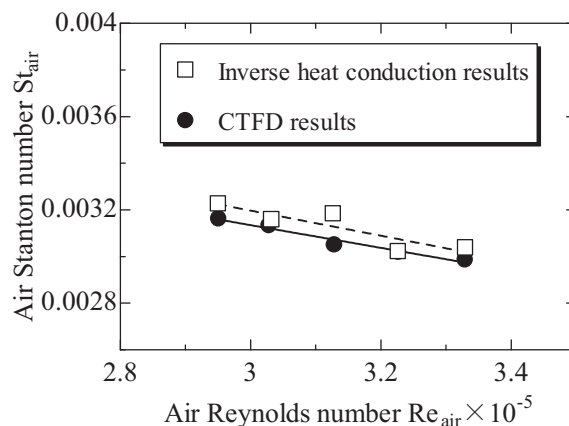


Fig. 13 Comparison of inverse heat conduction results of air Stanton number with CTFD results.

を線形補間した圧力分布により理論的に求めた回復温度分布は、CTFDにより得られた圧力分布から理論的に求めたものと比較して、前縁付近を除き圧力面側では概ね一致したが、負圧面側は1.5 K程度の差が見られた。また、冷却性能を示す空気側ヌセルト数および空気側スタントン数は5%未満の差で一致した。これらの結果から、翼型熱交換器の冷却性能を評価する上で逆熱伝導解析は有効であることを示した。

参考文献

- (1) Japan Aircraft Development Corporation, JADC Worldwide Market Forecast 2017-2036, Tokyo, Japan, 2017.
- (2) McDonald, C.F., Massaro, A.F., Rodgers, C. and Stone, A., Recuperated gas turbine aeroengines, part II: engine design studies following early development testing, Aircraft Eng Aerospace Technol: Int J, vol. 80, No. 3 (2008), pp. 280-294.
- (3) Rolt, A.M. and Baker, N.J., Intercooled turbofan engine design and technology research in the EU Framework 6 NEWAC Programme, 18th International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2009, ISABE-2009-1278, 2009.
- (4) Wilfert, G., Kriegl, B., Wald, L. and Johanssen, O., CLEAN-validation of a GTF high speed turbine and integration of heat exchanger technology in an environmental friendly engine concept, 17th International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2005, ISABE-2005-1156, 2005.
- (5) Ito, Y., Inokura, N. and Nagasaki, T., Conjugate heat transfer in air-to-refrigerant airfoil heat exchangers, ASME Journal of Heat Transfer, vol. 136, No. 081703 (2014), pp. 1-12.
- (6) Bogdonoff, S.M., Performance of compressor blade cascades at high mach numbers, NACA RM L55I08, 1947.
- (7) Turner, A.B., Local heat transfer measurements on a gas turbine blade, IMechE Journal Mechanical

- Engineering Science, Vol.13, No. 1 (1971), pp. 1-12
- (8) Johnson, H.A. and Rubesin, M.W., Transactions of the ASME, vol.71, No. 5 (1949), pp. 447-456.
 - (9) 西山哲男, 翼型流れ学, (1998), p.23, 日刊工業新聞.
 - (10) Marquardt, D. W., An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, J. Soc. Ind. Appl. Math., 11 (2), (1963), pp. 431-441.
 - (11) Ito, Y., Nakanishi, H., Nagasaki, T., Fukazawa, K., Heat transfer coefficient on air-contact surfaces of an airfoil heat exchanger, 23rd International Symposium on Air Breathing Engines ISABE 2017, ISABE-2017-21468, 2017.
 - (12) Bammert, F., Hahnemann, H., Heat transfer in the gas surrounding cooled turbine blades, Ministry of Supply, Report G.D.C. 2466, 1951.
 - (13) Fray, D. E., and Barnes, J. F., An experimental high-temperature turbine (No.126), Part I. - The cooling performance of set of extruded air-cooled turbine blades, R. & M. No.3405, Aeronautical Research Council, London, 1965.
 - (14) Wilson, D. E., and Pope, J. A., Convective heat transfer to gas turbine blade surfaces, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 168, IMechE, (1954), pp. 861-876.
 - (15) Ainley, D. G., An experimental single-stage air-cooled turbine, Part II. Research on the performance of a type of internally air-cooled turbine blade, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 167, IMechE (1953), pp. 351-370.
 - (16) Hodge, R. I., A turbine cascade studies, Part I, C. P. No. 492, Aeronautical Research Council, London, 1960.
 - (17) Andrews, S. J., and Bradley, P. C., Heat transfer to turbine blade, C. P. No. 294, Aeronautical Research Council, London, 1957.