渦発生体を設けた空調用熱交換器の性能評価*
(渦発生体高さの影響)伊藤 正昭^{*1}, 田中 武雄^{*1}, 松島 均^{*1}Performance Evaluation of a Heat Exchanger
with Vortex Generators for Air-Conditioners
(Influence of Vortex-Generator Height)Masaaki ITOH^{*2}, Takeo TANAKA and Hitoshi MATSUSHIMA^{*2} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi, Ltd.,
502 Kandatsu, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

We studied the feasibility of using rectangular vortex generators (Fig. 1) to improve the heat-transfer performance of heat exchangers in air conditioners. Using the ratio of the heat-transfer coefficient to the pressure drop, we determined the optimum height of a vortex generator mounted between parallel plates. We determined that was about 50% of the distance between the parallel plates.

Key Words: Forced Convection, Heat-Transfer Enhancement, Vortex Generator, Heat Exchanger, Air-Conditioning

1. 緒 論

空調用熱交換器フィンの新しい伝熱促進手段として、渦発生体をフィン面上に設けることが検討されている。すでに、柳原、鳥居⁽¹⁾は、渦発生体の面積が大きい程、強い渦が発生することを報告している。Jacobi ら⁽²⁾は、渦発生体による伝熱促進に関するそれまでの研究をまとめている。最近では、大西ら⁽³⁾が、パイプの下流側に渦発生体を設けて伝熱促進を図る研究を進めている。彼らは渦発生体の高さについても検討して、高くしすぎると圧力損失が急激に増大することを明らかにした。また、Chen ら⁽⁴⁾は、楕円パイプに渦発生体を組み合わせた研究を発表している。筆者らは図1に示すような矩形の渦発生体(ダブル傾斜ウイングレットと名づけた)を検討してきた。これまでの実験的検討および数値計算から、渦発生体の最適迎え角度 γ が 45° 、傾斜角度 β が 60° であることが分かっている⁽⁵⁾。さらに、渦発生体をフィン面から切り起こす場合に、切り起こし穴を渦発生体の上流側に設ける方が、下流側に設けるより、切り起こし穴のない場合の性能に近い性能が得られることも明らかになっている⁽⁶⁾。しかしながら、渦発生体の高さについて系統的な研究はなされていなかった。本研究では、平行平板間に置かれた渦発生体の高さが、熱伝達

率と圧力損失に及ぼす影響を数値計算で求め、実験により検証した。その結果から、渦発生体の最適高さを求めたものである⁽⁷⁾。

Fig. 1 Schematic diagram of a rectangular vortex generator

2. おもな記号

[アルファベット]

- de : 代表長さ = $2fp$ (mm)
- f : 摩擦係数 (—)
- fp : フィンピッチ (mm)
- H : 渦発生体の相対高さ ($=h/fp$)
- h : 渦発生体の高さ (mm)
- L : フィンの流れ方向奥行 (mm)
- Nu : ヌッセルト数 (—)
- Pr : プラントル数 (—)
- P_1 : 空気入口の静圧 (Pa)
- P_2 : 空気出口の静圧 (Pa)
- ΔP : 圧力損失 (Pa)
- q : 熱流束 (W/m^2)

* 原稿受付 2001年3月14日。

^{*1} 正員。(株)日立製作所機械研究所第5部(〒300-0013 土浦市神立町502)。

E-mail: itoh@merl.hitachi.co.jp

Re : レイノルズ数(-)
 T : 温度 (K)
 ΔT : 温度差(K)
 u : 前面風速(m/s)
 x : 空気流れ方向の座標 (図 2 参照)
 y : 伝熱面に垂直方向の座標 (図 2 参照)
 z : ダクト幅方向の座標 (図 2 参照)

「ギリシャ文字」

α : 入口温度基準熱伝達率(W/m²K)
 α_{tm} : 対数温度差基準熱伝達率(W/m²K)
 β : 渦発生体の傾斜角度 (°)
 γ : 渦発生体の迎え角度 (°)
 Δ : 差を表わす
 λ : 空気の熱伝導率(W/mK)
 ρ : 空気の密度 (kg/m³)
 ν : 空気の動粘性係数(m²/s)

[添字]

1 : 入口を表わす.
2 : 出口を表わす.
 lm : 対数平均温度差を表わす.

3. 計 算 方 法

図2に計算領域の立体図を示す。積層された板状フィンと円形パイプから成る空調用熱交換器の一部を切り取ったものである。渦発生体の性能を一般化するために、計算領域におけるパイプはなくした。渦発生体の流れに対する迎え角度 γ は 45° に、伝熱面に対する傾斜角度 β は 60° に固定した。これらの角度は、今までの検討で最適値と考えられた値である。渦発生体の高さ h は、0 mm から 1.8 mm まで変化させた。フィンピッチは 2.0 mm で一定としたので、フィンピッチに対する比率（相対高さ）は 0 % から 90 % まで変化させたことになる。前面風速は、1 m/s から 14 m/s の範囲で変化させた。現在の空調用熱交換器の前面風速は 1 m/s 付近であ

Fig. 2 Simulation model (Unit : mm)

るが、高風速の可能性を考慮して 14 m/s までを研究対象とした。計算には、市販の熱流体解析ソフト STAR-CD*を用いた。代表的なメッシュ分割は、 $130 \times 18 \times 50$ で、要素数は約 120,000 である。このような渦発生体からは、非定常的に渦が発生すると考えられるが、流れを忠実に再現するための計算負荷は膨大なものとなる。従って本研究では、流れ場を定常的な 3 次元流れ (k- ϵ モデルを使用) と想定した。そのため、縦渦を厳密に計算することはできないが、時間平均の流れから伝熱面の熱伝達率分布を求めることを試みる。壁に隣接するメッシュは、0.1 mm と小さいので、壁近傍の境界条件を 2 層モデルで近似する低レイノルズ数型モデルを用いた。境界条件としては、空気入口は一様流速、出口は出口境界、側面は周期境界とした。フィンを意味する上面と下面は 50℃ の等温壁とし、渦発生体は断熱とした。

* STAR-CD は Adapco 社の登録商標です.

4. 計算結果

4・1 熱伝達率 下面と上面の熱伝達率分布の例を、図3に示す。下面は、図2で薄く色を塗っている部分で、渦発生体が設置されているダクト底面であり、上面は、それに向き合っているダクト天井面である。図3は渦発生体高さが1 mm、前面風速が1 m/sの場合である。図3説明文中の平均熱伝達率は、局所熱伝達率を面積荷重平均したものである。渦発生体を設けた下面よりも、それに対向する上面の方が熱伝達率はわずかに高くなっている。

Fig. 3 Distribution of heat-transfer coefficients on upper and lower surfaces

Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients between lower and upper surfaces ($u = 1 \text{ m/s}$)

次に、下面と上面の平均熱伝達率が、渦発生体の高さによってどのように変化するかを調べたのが、図4である。下面の熱伝達率は、渦発生体の高さが1mm付近で最大となる。この高さが、渦発生体下流側にできる渦が下面に近く、しかも強いという両方の条件を満たしているからと考えられる。上面の熱伝達率は渦発生体の高さが高くなる程、大きくなる。この理由は、渦発生体高さが高くなる程、せき止められ、噴流となって上面に当たる空気流速が大きくなるためと考えられる。熱交換器では、下面と上面の熱伝達率の平均値で性能が決まると考えられる。そこで、下面と上面の熱伝達率の相加平均を求めると、渦発生体の高さが1mm(すなわちフィンピッチの50%)程度まで低くしても、上面と下面の相加平均熱伝達率は低下しないことが分かる。

以上の熱伝達率は、50℃の壁温と20℃の入口空気温度の温度差に基づくものである。しかし、平均熱伝達率は、あとの実験結果との比較で便利のように、対数平均温度差基準熱伝達率に直しておく。そ

Fig. 5 Calculated heat-transfer coefficient, α_{lm}

の方法は、入口温度基準熱伝達率 α と温度差 (30℃一定) から、空気に伝わる熱量を計算し、その熱量から空気の温度上昇を計算し、出口空気温度を決定する。空気出口温度と入口温度、および壁温から対数平均温度差を求め、熱伝達率を決定する。そのようにして求めた対数温度差基準の熱伝達率の計算結果は、図5のようになる。図5には平行平板助走区間の熱伝達に対する Stephan⁽⁸⁾ の実験式から求まる値も示した。渦発生体高さが0mmの計算結果と比較すると、Stephan の値の方が低風速では10%、高風速では20%低くなっている。従って、本計算の精度は、20%と見ることができる。

4・2 圧力損失 次に、圧力損失の計算結果を図6に示す。圧力損失は、渦発生体の高さが高くなる程、増大することが分かる。図6には、平行平板間助走区間の摩擦係数に対する実験式(Shah⁽⁹⁾の式)から計算した圧力損失をも記入した。Shah の式から求まる値の方が、渦発生体の高さ0の場合の計算結果より、20%高くなっている。従って、圧力損失の計算誤差も、20%と見ることができる。

Fig. 6 Calculated pressure drop ΔP

4・3 計算結果の一般表示 フィンピッチが変化した場合の熱伝達率および圧力損失の比較方法として、無次元化を試みた。フィンピッチ p の2倍を代表長さとし、入口風速 u を代表速度としたレイノルズ数 Re 、ヌッセルト数 Nu そして摩擦損失係数 f を次式

で定義した。渦発生体の高さは、フィンピッチに対する相対高さ H で表わすことにする。

$$Re = \frac{u(2fp)}{\nu} \dots\dots\dots (1)$$

$$Nu = \frac{\alpha_{lm}(2fp)}{\lambda} \dots\dots\dots (2)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{4L}{2fp} \left(\frac{\rho}{2} u^2 \right)} \dots\dots\dots (3)$$

$$H = \frac{h}{fp} \dots\dots\dots (4)$$

ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を図7に、摩擦係数とレイノルズ数の関係を図8に示す。これら

Fig 7 Calculated Nusselt numbers

Fig. 8 Calculated friction factors

の図より、任意のフィンピッチ、相対高さ、風速における性能を推定することができる。しかしフィンピッチ 2 mm の計算結果をベースにしているの、あまりにかけ離れたフィンピッチの性能を推定することは危険である。渦発生体高さを 1.8 mm でフィンピッチを 3 mm とした計算結果（相対高さ $H = 60\%$ ）も合わせて示した。誤差は 10% 程度なので、次章で述べるフィンピッチ 1.7 mm から 3 mm の範囲内において、無次元で表わすことができる。

5. 実験方法

計算結果を検証するための実験を行った。試作フィンの形状を図9に示す。

Fig. 9 Configuration of a proto type fin

実験では、渦発生体高さ 1.8 mm の同一フィンを用い、フィンピッチを 1.7 mm から 3.0 mm まで変化させた。従って、フィンピッチに対する渦発生体の高さは、60% から 106% まで変化している。渦発生体は前方に 60° 傾いているので、相対高さ H が 106% でも隣のフィンに接することはない。

実験は、八木・望月⁽¹¹⁾が開発した非定常熱伝達率測定装置を用い、表面熱伝達率と圧力損失を求めた。

6. 実験結果と計算結果の比較

6.1 熱伝達率の比較 レイノルズ数 Re とヌッセルト数 Nu で実験データを整理すると図10のようになる。同図にはフィンピッチを実験と同じように変化させた計算結果もあわせて記入した。両者はよく一致している。すなわち、パイプのあるなしにかかわらず、熱伝達率は渦発生体によってほぼ決定されることが考えられる。また、渦発生体高さが変化しても熱伝達率はあまり大きくは変わらない。なお、平行平板間の熱伝達率に対する Stephan

(8) の式から求まる値も参考のため図に記入した。Stephan の値と $H=0\%$ の実験値を比較すると、実験値の方が大きくなっている。これは、実験ではパイプが存在するために、その近傍で乱れが大きくなっているためと考えられる。

Fig. 10 Comparison between experimental and calculated Nusselt numbers

6・2 圧力損失の比較 摩擦損失の実験値を計算値と比較すると図 11 となる。実験値の方が2倍以上も大きくなっている。この原因は、パイプ間の流れの増速による摩擦損失の増大、パイプ入口出口における縮小拡大損失によると考えた。

Fig. 11 Comparison between experimental and calculated friction factors

そこでパイプの開口径 σ を用いて摩擦損失による圧力損失 ΔP_{fric} と縮小拡大による圧力損失 ΔP_{ce} を次式により求めた。

$$\Delta P_{fric} = 4f \left(\frac{L}{2fp} \right) \frac{\rho}{2} \left(\frac{u}{\sigma} \right)^2 \dots\dots (5)$$

ここで、 f は、渦発生体高さが0の時の摩擦損失係数を使う。 L は、増速域の距離であるが、ここではパイプ直径を用いた。

$$\Delta P_{ce} = (K_c + K_e) \frac{\rho}{2} \left(\frac{u}{\sigma} \right)^2 \dots\dots (6)$$

ここで、 K_c と K_e は縮小損失係数、拡大損失係数であり、文献 Compact Heat Exchangers ⁽¹⁰⁾ より

$$K_{fric} + K_{ce} = 0.4 \dots\dots (7)$$

と定めた。

こうして ΔP_{fric} と ΔP_{ce} との和からパイプの圧力損失 ΔP_{pipe} を計算し、渦発生体による圧力損失の計算結果に加えた。これを圧力損失の推定値とする。圧力損失の推定値を実験値と比較すると図 12 になる。両者は良く一致している。

この結果より、パイプのある場合の圧力損失は、パイプによる増速と縮小拡大損失を考慮に入れる必要があることが分かる。

Fig. 12 Comparison between predicted and experimental pressure drop

7. 渦発生体相対高さの最適値

最後に渦発生体をフィンピッチの何%くらいの高さにしたら、最も効率的かを考える。評価関数はいろいろあって普遍的に言うことは難しいが、ここでは熱伝達率を圧力損失で割ったものを評価関数とした。

まず、パイプのない場合の結果を図 13 に示す。計算で求めた対数平均温度差基準熱伝達率を、計算で求めた渦発生体の圧力損失で割り、渦発生体高さ0の値を基準値の1とした。図から分かるように、渦発生体の高さが高くなればなるほど、評価は悪くなる。

Fig. 13 Optimum height without pipes

次に、パイプがある場合の結果を図 14 に示す。圧力損失は、前章で述べたようにパイプのある場合の推定値を用いた。風速が 1 m/s の時には渦発生体を設けない方が評価が高いが、2 m/s になると、渦発生体を設けた方が評価が高くなる領域が現われる。そして、その最適値は渦発生体の高さがフィンピッチの半分であることが明らかになった。

Fig. 14 Optimum height with pipes

8. 結 論

空調用熱交換器のフィンに矩形渦発生体（ダブル傾斜ウイングレット）を設ける場合に、フィンピッチに対する渦発生体の最適高さを、3次元汎用熱流体解析ソフトを使って調べ、実験と比較した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 評価関数を(熱伝達率)/(圧力損失)とした時、パイプがある場合の最適な渦発生体の高さはフィンピッチの半分であり、高風速の方が効果大きい。
- (2) パイプのあるフィンに渦発生体を設けた場合に、パイプによる圧力損失と渦発生体による圧力損失を分離して予測することができる。

- (3) 熱伝達率は、渦発生体によってほぼ決定され、パイプの有無による影響は圧力損失に比べると小さい。

文 献

- (1) 柳原・鳥居：渦発生体による平板層流境界層熱伝達率の促進，機論(B)，56-530，(1990)，217-221.
- (2) Jacobi, A. M., and Shah, R. K. : Heat Transfer Surface Enhancement through the Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 11, (1995), 295-309.
- (3) 大西ほか2名：フェンスを付設したフィン付管熱交換器ユニットの流動・伝熱総合特性（低レイノルズ数域における考察），機論(B)，66-647，(2000)，1796-1803.
- (4) Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra, N. K. : Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43(2000) 417-435.
- (5) 田中ほか3名：矩形渦発生体の傾斜角度，迎え角度及び配列が伝熱性能に及ぼす影響，機論(B)，66-645 (2000-5)，1422-1429.
- (6) 伊藤ほか2名：渦発生体の切り起こし穴が伝熱性能に及ぼす影響に関する数値計算，日本機械学会熱工学講演会論文集(1999)，93-94.
- (7) 伊藤ほか2名：渦発生体の高さが伝熱性能に及ぼす影響，第37回日本伝熱シンポジウム Vol. 1 (2000)，255-256.
- (8) Shah, R. K. and London, A. L. : Laminar flow forced convection in ducts, p.168, Academic press, (1978).
- (9) 同上 p.190.
- (10) Kays, W. M. and London, A. L.: Compact Heat Exchangers, p.93, McGraw-Hill Book Company, (1964).
- (11) 八木・望月：改良シングルブロー法の開発，機論(B)，56-529 (1990-9)，2724-2728.