

マイクロチャンネル熱交換器の伝熱特性に関する数値解析*

小山 幸平^{*1}, 有馬 博史^{*1}

Numerical Analysis on Heat Transfer Characteristics of Microchannel Heat Exchangers

Kohei KOYAMA^{*1} and Hirofumi ARIMA^{*1}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari, Saga, 849-4256

Fluid flow and heat transfer characteristics of parallel-, counter-, and cross-flow microchannel heat exchangers are investigated numerically. The heat exchangers are modeled as a three-dimensional conjugate heat transfer problem. The working fluid is air. The governing equations are discretized by the finite volume method and SIMPLE algorithm is used to calculate the velocity field. Friction factor, temperature field, Nusselt number, and the relation of effectiveness-NTU are discussed. Authors have concluded that the thick partition wall deteriorates effectiveness of the heat exchangers.

Key Words : Compact heat exchanger, Friction factor, Conjugate heat transfer, ε -NTU method.

1. 結論

マイクロスケールの流路を有する伝熱機器は Tuckerman ら⁽¹⁾により提案され、マイクロチャンネル熱交換器はその代表例である。マイクロチャンネル熱交換器は、単位体積あたりの交換熱量が極めて大きいいため、各種システムの小型化および高性能化を達成するうえで重要である。

マイクロチャンネル熱交換器は、流路の狭隘化に伴い、高温側流路と低温側流路とを仕切る隔壁厚さが相対的に厚くなるという特徴がある。そのため、従来の熱交換器では通常無視されてきた隔壁内部の熱伝導が、マイクロチャンネル熱交換器においては、その伝熱特性に重要な役割を果たすと考えられる。特に、熱交換器内部における作動流体の流れ方向に沿う熱伝導は、熱交換器の効率を低下させるため⁽²⁾、熱伝導が伝熱特性に与える影響についての研究が求められる。マイクロチャンネル熱交換器に関する数値解析は、これまでにいくつか行われているが、隔壁を無視した解析モデルを用いたものもあり⁽³⁾⁽⁴⁾、隔壁内部の熱伝導が伝熱特性に与える影響について、十分に解明されたとは言い難い。

マイクロチャンネル熱交換器は、多くの場合、流路を加工された伝熱プレートを多数重ね合わせて構成され、熱交換器内を流れる作動流体の向きによって、並流型、向流型および直交流型に分類される。そのため、従来の熱交換器と同様に、マイクロチャンネル熱交換器においても、並流型、向流型、直交流型の違いによって、伝熱特性に差異が生じることが考えられる。特に、前述のようにマイクロチャンネル熱交換器は隔壁が厚いため、熱交換器の型式の違いによって、隔壁内部の熱伝導が伝熱特性に与える影響が異なると考えられる。マイクロチャンネル熱交換器の更なる開発および適切な利用のために、隔壁内部の熱伝導の影響を考慮したうえで、その伝熱特性を比較検討することは重要である。

本研究は、並流型、向流型および直交流型マイクロチャンネル熱交換器の伝熱特性の解明を目的とし、隔壁内部の熱伝導を含むモデルを用いて数値解析を行った。本報では、それぞれの熱交換器における伝熱特性の比較結果を報告する。

* 原稿受付 2012年7月31日

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町1番地)
E-mail: koyama@ioes.saga-u.ac.jp

2. 数値解析

2・1 解析モデルおよび基礎方程式

熱交換器は一般に、高温および低温流体が流れる流路と、それらの間を仕切る隔壁から構成される。多くのマイクロチャンネル熱交換器は、多数のチャンネルが形成されたシート状の伝熱プレートを多数重ね合わせて構成されるが、本研究では、現象の簡単化のために、最も簡単な構造を有するマイクロチャンネル熱交換器を研究対象として扱う。

図1に並流型マイクロチャンネル熱交換器の解析モデルを示す。熱交換器は、幅 W 長さ L および高さ h の矩形マイクロチャンネルと、厚さ t の隔壁から構成される。流れは一樣速度および一樣温度で熱交換器に流入し、隔壁を通じて熱交換が行われる。向流型および直交流型は、流体の流れる向きが異なるのみで、解析モデルの基本的な構造に差異はない。本研究で用いるマイクロチャンネル熱交換器を直交流型として用いた場合、両流体混合のマイクロチャンネル熱交換器となる。

作動流体の流れは定常の層流とする。なお、本研究におけるクヌッセン数を求めると、 10^4 のオーダーであるため、連続体としての扱いが可能である。本研究で行う数値解析の温度範囲において、温度変化に伴う物性値の変化は微小であるため、物性値は一定と仮定する。熱交換器内において、発熱および吸熱は存在しない。また、強制対流による輸送現象が支配的となるため、浮力の影響は無視する。以上の仮定に基づく基礎方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (6)$$

2・2 数値解析法および計算条件

基礎方程式は有限体積法により離散化し、流れ場の計算には SIMPLE 法⁽⁵⁾を用いた。対流項にはべき乗法、拡散項には二次の中心差分法を用いた。熱交換器寸法は、並流、向流および直交流のいずれについても $W=L=2\text{cm}$ 、 $h=t=200\mu\text{m}$ とした。境界条件は、壁面上の速度は零とし、計算領域の周囲はチャンネル出入口を除いて断熱とした。計算領域は、 x 方向を 50 分割、 y 方向を 50 分割、 z 方向を 60 分割した z 方向については、各チャンネルおよび隔壁をそれぞれ 20 分割した。なお、

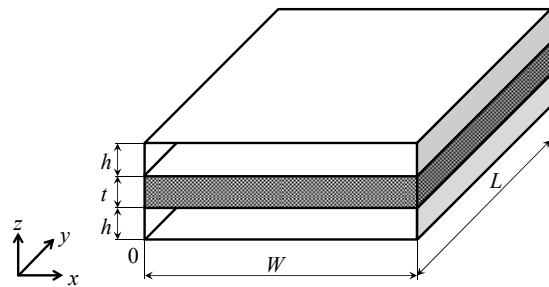


Fig.1 Analytical model of the microchannel heat exchanger.

各方向とも等間隔格子を用いた．高温流体および低温流体の入口温度は，350K および 300K とした．各作動流体の入口速度は 10m/s で一定とし，作動流体には空気を用いた．これにより，流路を流れる作動流体のレイノルズ数 Re は，およそ 256 となる．隔壁の材料はステンレスとした．

2・3 数値解析コードの検証

マイクロチャンネル熱交換器に対する解析を行う前に，本研究で作成した数値解析コードの検証を行う．一様速度で流入し，壁面から一定の熱流束で一様に加熱される矩形流路を考え，数値解析により得られる摩擦係数およびヌセルト数を，従来の結果と比較する．基礎方程式は，式(6)の熱伝導方程式を除き，上記のマイクロチャンネル熱交換器に対するものと同じである．ここでは，個体壁内部の熱伝導を考慮する必要がないため，式(6)は無視される．なお，数値解析手法は，マイクロチャンネル熱交換器に対するものと同じ方法を用いる．矩形流路の断面は $1\text{cm} \times 1\text{cm}$ とし，流路長さは 50cm とする．

図 2(a)に，流れ方向に対する摩擦係数 f とレイノルズ数 Re の積 fRe の変化を示す．なお，矩形流路の摩擦係数 f は次式で与えられる．

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho L V^2} \quad (7)$$

ここで， Δp は圧力差， D_h は等価直径， ρ は流体の密度， L は流路長さ， V は流れの速度である，一様速度で流入した流れの発達に伴い，摩擦係数は入口近傍で急激に減少し，その後，完全発達流への移行により fRe は一定となっている．図中の破線は，Shah and London⁽⁶⁾により得られた完全発達流における fRe の値である．本研究で開発した数値解析コードによる摩擦係数の値は，従来の知見に基づく結果とよく一致している．

図 2(b)に，流れ方向に対するヌセルト数の変化を示す．なお，ヌセルト数 Nu は次式で与えられる．

$$Nu = \frac{q_w D_h}{\lambda_f (\bar{T}_w - T_b)} \quad (8)$$

ここで， q_w は流路壁面の熱流束， λ_f は流体の熱伝導率， \bar{T}_w は平均壁面温度， T_b は流体の混合平均温度である．一様速度で流入した流れの発達に伴い，ヌセルト数は入口近傍で急激に減少し，その後，完全発達流への移行によりヌセルト数は一定となっている．図中の破線は，Shah and London⁽⁶⁾により得られた完全発達流におけるヌセルト数の値である．本研究で開発した数値解析コードによるヌセルト数の値は，従来の知見に基づく結果とよく一致している．

以上のことから，本研究で開発した数値解析コードは有効であるといえる．

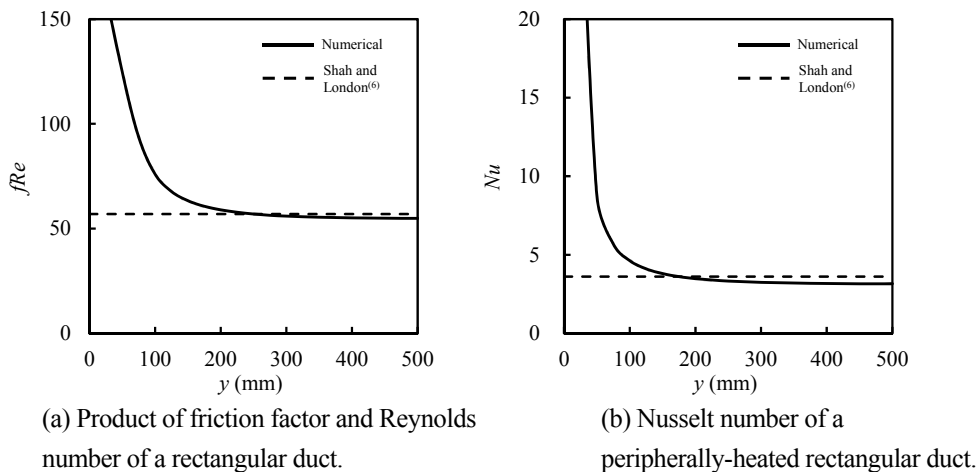


Fig.2 Code validation.

3. 結果および考察

3・1 摩擦係数

本節では、並流型マイクロチャンネル熱交換器における摩擦係数の変化について示す。摩擦係数は式(7)により得られる。

並流型マイクロチャンネル熱交換器における fRe の変化を図3に示す。流れの発達に伴い摩擦係数は急激に減少し、流れが完全発達流となって以降、摩擦係数は一定値となる。図には、本研究により得られた数値解析結果と合わせて、Shah and London⁽⁶⁾により得られた fRe の値を示す。マイクロチャンネル熱交換器における摩擦係数の値は、Shah and London⁽⁶⁾のおよそ3倍となっている。本研究で扱ったマイクロチャンネル熱交換器の流路のアスペクト比は100であり、非常に大きなアスペクト比を持つ流路であるといえる。この特徴的な流路が摩擦係数の増大につながっているものと考えられる。

向流型および直交流型マイクロチャンネル熱交換器の摩擦係数は、図3に示した並流型に対するものと等しくなる。本研究では、物性値は一定と仮定しており、流れ場は温度場の影響を受けない。そのため、向流型および直交流型マイクロチャンネル熱交換器においては、作動流体が流れる向きが異なるのみで、流れ場そのものは並流型との間に差異は生じないためである。そのため、向流型および直交流型マイクロチャンネル熱交換器に対する摩擦係数の結果は省略する。

3・2 温度分布

本研究で得られたマイクロチャンネル熱交換器の温度分布を図4に示す。並流、向流および直交流型のいずれにおいても流路内の温度は流れ方向に変化している一方、隔壁内部の温度変化は小さい。特に並流型は、隔壁の温度が隔壁全体でほぼ一様になっている。これは、隔壁の熱伝導率が作動流体のものよりも非常に大きいため、隔壁内部の熱伝導により多くの熱が移動しているためと考えられる。

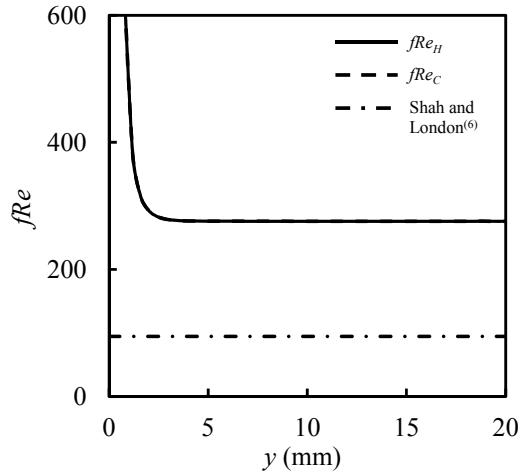


Fig. 3 Product of friction factor and Reynolds number of the parallel-flow microchannel heat exchanger.

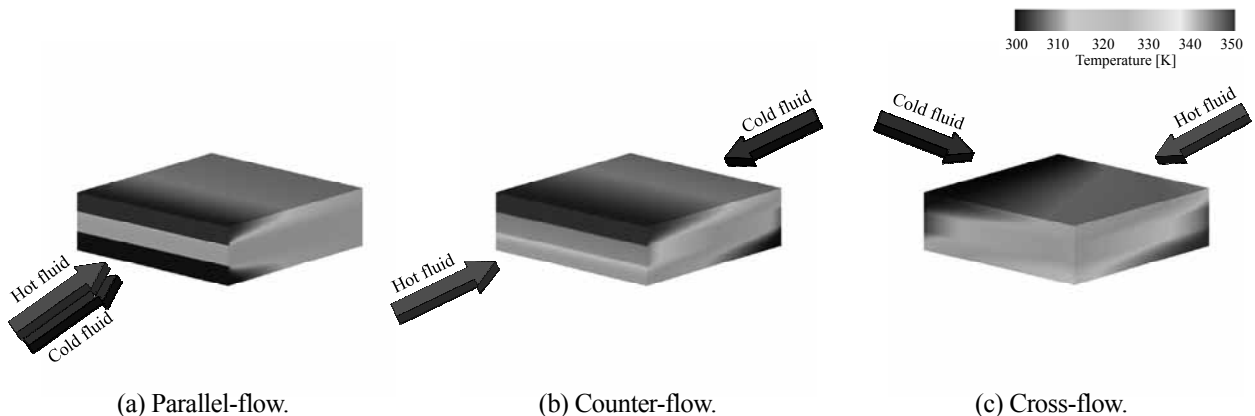


Fig. 4 Temperature distribution of the microchannel heat exchangers.

3・3 混合平均温度

本節では、並流型、向流型および直交型マイクロチャンネル熱交換器における混合平均温度の変化について示す。なお、混合平均温度 T_b は次式で定義される。

$$T_b = \frac{\int_A vT dA}{\int_A v dA} \quad (9)$$

並流型マイクロチャンネル熱交換器における混合平均温度の変化を図 5(a)に示す。高温側流路の混合平均温度は、流れに沿って曲線的に低下している。一方、低温側流路の混合平均温度は、流れに沿って曲線的に上昇している。本研究においては、各流路を流れる作動流体の流量が等しいため、混合平均温度の低下と上昇の割合は等しく、各流路の入口温度の中間値である 325K に漸近している。

向流型マイクロチャンネル熱交換器における混合平均温度の変化を図 5(b)に示す。高温側流路の混合平均温度は、流れに沿って直線的に低下している。一方、低温側流路の混合平均温度は、流れに沿って直線的に上昇している。通常サイズの向流型熱交換器において、高温側および低温側流路を流れる作動流体の流量が等しい場合、各流路の混合平均温度は直線的に低下あるいは上昇し、それらは互いに平行になることが知られている。本研究で扱った向流型マイクロチャンネル熱交換器においても同様の傾向が得られた。

直交型マイクロチャンネル熱交換器における混合平均温度の変化を図 5(c)に示す。各温度はゆるやかな曲線状に変化しており、その変化の割合は向流型の場合よりも小さい。通常サイズの熱交換器において、その効率は、向流型熱交換器が最も高く、ついで直交型、並流型の序列となる。図 5 の結果から、マイクロチャンネル熱交換器においても、効率は同様の序列になることが推察できる。なお、熱交換器の効率に関しては 3.5 節で議論する。

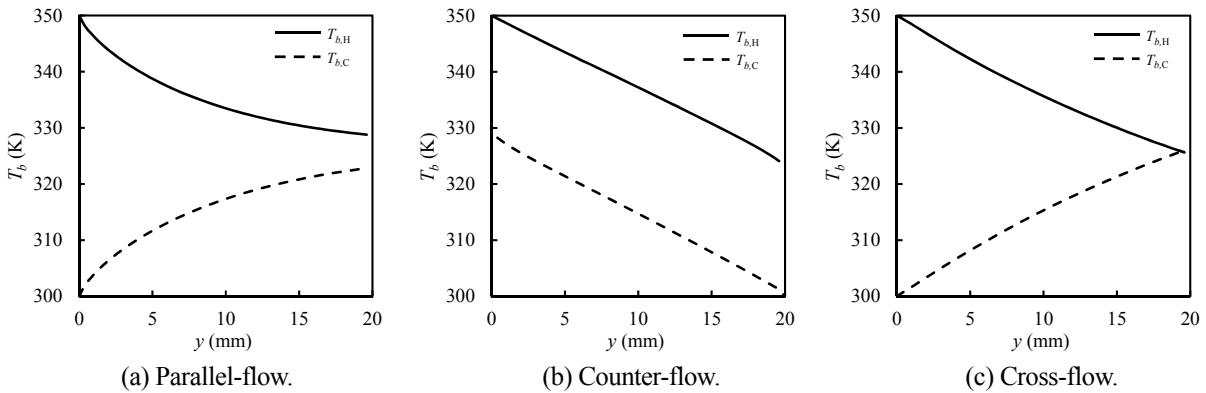


Fig. 5 Bulk temperature variation along the fluid flow of the microchannel heat exchangers.

3・4 ヌセルト数

各熱交換器におけるヌセルト数について示す。作動流体の流れ方向に対する各断面における平均ヌセルト数は次式で求められる。

$$Nu = \frac{q_w D_h}{\lambda_f \Delta T_{bw}} \quad (10)$$

ここで、 ΔT_{bw} は混合平均温度と隔壁表面温度との差であり、高温側流路のヌセルト数を求める際には、 $\Delta T_{bw} = T_b - T_w$ となり、低温側流路のヌセルト数を求める際には、 $\Delta T_{bw} = T_w - T_b$ となる。

並流型マイクロチャンネル熱交換器におけるヌセルト数の変化を図 6(a)に示す．流路入口の近傍で，ヌセルト数は急激に減少する．これは，一様速度で流入したのち，流路壁面の影響により境界層が形成されたことによるものである．ヌセルト数はその後，流れが完全に発達したことにより，ほぼ一定値となる．

図中の破線および一点鎖線は，本研究で用いたマイクロチャンネル熱交換器と同じ寸法を有する単一流路において，Shah and London⁽⁶⁾により求めた等熱流束壁および等温壁を有する場合のヌセルト数を示したもので， Nu_{H1} が等熱流束壁， Nu_T が等温壁を有する流路のヌセルト数を示す．本研究により得られたマイクロチャンネル熱交換器のヌセルト数は，これらよりも高い値が得られた．

向流型マイクロチャンネル熱交換器におけるヌセルト数の変化を図 6(b)に示す．流れの発達に伴い流路入口近傍でヌセルト数は急激に減少している．また，出口近傍において，ヌセルト数は若干増加している．

直交型マイクロチャンネル熱交換器におけるヌセルト数の変化を図 6(c)に示す．直交型においては，並流型とほぼ同じ傾向が得られた．また，各熱交換器間のヌセルト数の値に大きな差異はない．

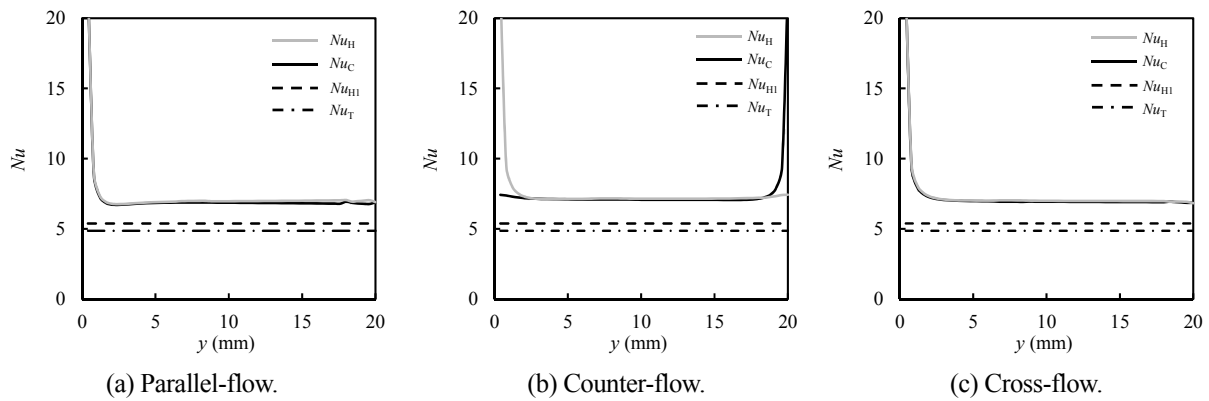


Fig. 6 Nusselt number variation along the flow direction of the microchannel heat exchangers.

3・5 ε - NTU 法

本節では，熱交換器の特性を整理する際に用いられる ε - NTU 法について検討する．ここで， ε は熱交換有効度であり， NTU は次式で定義される伝熱単位数である．

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (11)$$

ここで， U は熱通過率， A は伝熱面積， m は流体の質量流量， c_p は流体の定圧比熱であり， \min は高温側と低温側を比較し，それらのうち小さい方の値を用いるという意味である．また，高温側および低温側作動流体の流量が等しく，隔壁厚さを無視することができる通常サイズの並流，向流および直交型熱交換器における ε - NTU の関係は，それぞれ次式で表される⁽⁷⁾．

(a) 並流

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \{1 - \exp(-2NTU)\} \quad (12)$$

(b) 向流

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (13)$$

(c) 直交流 (両流体混合)

$$\varepsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{Rc}{1 - \exp(-RcNTU)} - \frac{1}{NTU} \right]^{-1} \quad (14)$$

ここで, Rc は熱容量流量比であり, 次式で定義される.

$$Rc = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (15)$$

本研究で解析した並流, 向流および直交流型マイクロチャンネル熱交換器の ε と NTU の値と, 式(12)から式(14)により求めた ε を表 1 に示す. ここで, ε_{num} が数値解析によるものであり, ε_{th} が式(12)から式(14)によるものである. また, 表 1 には, ε_{th} に対する ε_{num} の減少の割合も示している.

Table 1 Comparison of effectiveness- NTU .

	NTU	ε_{num}	ε_{th}	Degradation (%)
Parallel	1.24	0.44	0.46	3.36
Counter	1.43	0.55	0.59	6.51
Cross	2.25	0.51	0.56	8.59

並流, 向流および直交流型のいずれにおいても, 本研究で解析したマイクロチャンネル熱交換器の熱交換有効度は, 式(12)から式(14)により求めたものよりも小さい. これは, マイクロチャンネル熱交換器の隔壁における熱伝導の影響によるものと考えられる. 式(12)から式(14)においては, 隔壁厚さの影響を無視して ε - NTU の関係を示している一方, マイクロチャンネル熱交換器においては, 流路の狭隘化に伴い隔壁厚さが相対的に厚くなるため, 隔壁の影響を無視できない. 表 1 における ε の差異は, 隔壁内部の熱伝導の影響を表しているといえる.

なお, 直交流型熱交換器に対する NTU の扱いは, 注意が必要である. 隔壁表面にける熱伝達率 h は, 高温側流路においては $h_H = q_{w,H}(T_{b,H} - T_{w,H})$, 低温側流路においては $h_C = q_{w,C}(T_{w,C} - T_{b,C})$ により得られるが, これにより求めた場合, 流体の流れ方向の混合平均温度と隔壁表面温度の大小が逆転し, その前後で熱伝達率の正負が反転する現象が見られた. また, 本研究における計算格子間隔では見られなかったが, 混合平均温度と隔壁表面温度がある格子点で完全に一致する場合, そこでは熱伝達率が無限の特異点となることが考えられる. 表 1 に示した直交流型熱交換器の NTU は, 他型式と同様に式(11)により求めたが, この方法では直交流型熱交換器の特性を正しく評価できないことが考えられる. この点については, 今後詳細に検討していく予定である.

4. 結論

並流型, 向流型および直交流型マイクロチャンネル熱交換器の数値解析を行い, それらの伝熱特性を解明した. 以下に本研究で得られた結論を示す.

(1) 本研究で用いたマイクロチャンネル熱交換器の摩擦係数は, 従来の理論を用いて求めたものよりも約 3 倍大きくなる.

(2) 作動流体に空気を用いたマイクロチャンネル熱交換器の伝熱特性は, 隔壁における熱伝導の影響を大きく受ける.

(3) マイクロチャンネル熱交換器の流路におけるヌセルト数は, 同寸法で等温壁や等熱流束壁を持つ流路のヌセルト数よりも大きい. 一方, 並流型, 向流型および直交流型の各マイクロチャンネル熱交換器間において, ヌセルト数に大きな差異はない.

(4) マイクロチャンネル熱交換器においては, 流路の狭隘化に伴い隔壁厚さが相対的に厚くなるため, 隔壁内部の熱伝導の影響を大きく受け, 熱交換有効度は低下する.

文献

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., "High-performance Heat Sinking for VLSI", *IEEE Electron Device Letter*, Vol. EDL-2, 5, (1981), pp. 126-129.
- (2) Venkatarathnam, G. and Narayanan, S. P., "Performance of a counter flow heat exchanger with longitudinal heat conduction through the wall separating the fluid streams from the environment", *Cryogenics*, vol. 39, (1999), pp. 811-819.
- (3) Al-Nimr, M.A., Maqableh, M., Khadrawi, A.F., and Ammourah, S.A., "Fully developed thermal behaviors for parallel flow microchannel heat exchanger", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, 4, (2009), pp. 385-390.
- (4) Miwa, J., Asako, Y., Hong, C., and Faghri, M., "Performance of Gas-to-Gas Micro-Heat Exchangers", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, 5, (2009), pp. 051801-1-0.1801-9.
- (5) Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, (1980), 1, McGraw-Hill.
- (6) Shah, R. K. and London, A. L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Advances in Heat Transfer Supplement 1*, Academic Press, New York, 1978.
- (7) Mills, A.F., *Heat Transfer*, (1992), Irwin.