C217

凹凸を有する平行平板間流路内流れの熱流動特性 Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of flow in channels with periodically grooved parts

○正 足立 高弘 (佐賀大) 正 上原 春男 (佐賀大)
Takahiro ADACHI and Haruo UEHARA, Saga University, Honjo 1, Saga

Fluid flow and heat transfer characteristics of flow in symmetric channels with periodically grooved parts are investigated for the variations of period and height of the groove. Heat transfer increases significantly after the bifurcation from steady state flow to oscillatory one with the increase of pressure drop penalty. The efficiency defined as the ratio of the heat transfer enhancement to the drag increase is analysed to clarify the optimum channel geometry.

Key Words : Forced Convection, Bifurcation, Grooved Channel.

1. 緒言

多くの工学分野において、熱交換器の伝熱促進技術の開発が望まれている。現在、安価で高効率な熱交換器として、プレート式熱交換器がある。プレート式熱交換器では、省スペース、省資源、省エネルギー、低騒音などの要求から流速や代表寸法が小さくなり低レイノルズ数化する傾向にある。そこで、層流域における伝熱促進法の研究が重要となる。

このプレート式熱交換器の伝熱性能を向上させる代表的な手法の一つとして乱れ促進体を用いる方法がある。すなわち、流れ方向に周期的に障害物を設置したり凹凸を設けることで、流れの剥離や自励振動を誘起し、温度境界層の発達が抑制されて熱伝達が促進されることが知られており、広く研究が行われている。この方法を用いると、熱伝達は単純な平行平板流路の場合に比べて3倍から4倍促進される場合があるが、圧力損失もそれ以上に増加しポンプ動力が増大する場合が多い。特に、圧力損失と熱伝達促進の効率 $\eta = [(\text{熱伝達の増加率}) / (\text{圧力損失の増加率})]$ が1を越える流路形状を明らかにすることは工学的に重要な問題である。著者等は、これまでに平行平板の両面に凹部を設けると高い効率が得られることを示してきた⁽¹⁾。

本報では、伝熱促進率を維持しながら圧力損失の増大を抑制する乱れ促進体を開発することを目的として、流れ方向に直角に周期的な矩形的凹部がある平板間流れを取り扱う。凹部が平行平板の中心線に対して対称な場合について、流れ場と温度場の状態、流体自励振動が発生する臨界レイノルズ数、圧力損失、熱伝達および圧力損失と熱伝達の相関を凹部の形状を変化させて数値計算により2次元的に求める。

2. 基礎方程式

図1に平行平板に周期的な凹部（拡大溝）を設けた流路を示す。ここでは、流れが十分発達しており流路と同じ周期を持つと仮定し、図に示すように流路の1周期分を取り上げる。図に示すように、流路は幅 $2h^*$ の平板に流れ方向に周期的かつ中心線に関して対称な凹部を持つ2次元流路である。座標軸は、流路の中心線に沿って流れ方向に x^* 軸をとり、それに直角に y^* 軸をとる。

この流路の形状を決める無次元数として、流路の周期 L 、凹部の溝幅 l および平行平板の中心線から上下凹部までの溝高さ a を次式で定義する。

$$L = L^*/h^*, \quad l = l^*/h^*, \quad a = a^*/h^*. \quad (1)$$

ただし、代表長さとして平行平板間流路の半値幅 h^* を用いる。また、アスタリスク * の付いた物理量は次元を有することを表す。なお、 $a = 1$ の場合には平行平板間流路となる。

流れ場と温度場についての基礎方程式は、渦度輸送方程式、渦度の定義式であるポアソン方程式およびエネルギー方程式である。

Fig. 1 Geometry and co-ordinate.

流れ場と温度場を支配する無次元数は、レイノルズ数 $Re = U^*h^*/\nu^*$ およびプラントル数 $Pr = \nu^*/\kappa^*$ であり、 ν^*, κ^* はそれぞれ、動粘性係数および熱拡散係数である。代表速度は、 $U^* = 3U_m^*/2$ (U_m^* は流路幅 $2h^*$ の位置における流路の平均流速) である。

壁面においては、速度はゼロで温度は一定とする。さらに、流路内流量は一定であるとする。また、流路は十分長く、その間に凹部が多数あるとする。このような条件の場合には、流れ場および温度場の助走区間は短く、凹部を3個か4個通過すると、凹部の間隔と同じ周期を持った十分発達した状態に達することが報告されている^{(2),(3)}。そこで、流路1周期の流入部および流出部において周期境界条件が成り立つものとする。

数値計算は、有限差分法を用いて行う。渦度輸送方程式を時間微分項に2次のアダムス・バッシュフォース法、空間微分項に2次精度の中心差分を用いて差分化する。ポアソン方程式に対しては2次精度の中心差分を用いて差

分化し、逐次過緩和法 (SOR 法) を用いる。エネルギー方程式に対しては、時間微分項に 2 次のアダムス・バッシュフォース法、移流項に 3 次の風上差分法および粘性項には 2 次の中心差分を用いて離散化する。

3. 計算結果

計算は、流路形状パラメータを $l/L = 0.5$ と固定し、 L および a を変化させて行う。これは、実験系でプレート間隔を変更することに対応する。また、プラントル数は $Pr = 7$ とする。

一般に、レイノルズ数が小さいと流れは定常な層流となるが、レイノルズ数が大きくなると定常流は不安定となり分岐が生じて振動流となる。この定常流から振動流へと分岐するときのレイノルズ数を臨界レイノルズ数 Re_c と呼ぶ。

Fig. 2 Time evolution of v .

図 2 に、数値シミュレーションの代表例として、流路形状パラメータが $L = 8, a = 2$ で $Re = 250, 350$ の場合について、流路中心軸上の $(x, y) = (L/2, 0)$ における y 方向の速度 v の時間変化を示す。 $Re = 250$ では、速度は時間の経過とともに一定値ゼロに収束し流れが定常で中心線に関して対称となることがわかる。一方、 $Re = 300$ では速度 v は十分時間が経過すると、速度変動の最大値と最小値の間を一定の変動幅を保ち、特徴的な一つの振動数によって周期的に変動し、流れが振動流になることがわかる。したがって、定常流が振動流へ分岐する臨界点 Re_c は、 $250 < Re < 350$ の範囲に存在することがわかる。

図 3 に速度変動の振幅の自乗 v_0^2 ($v \sim v_0 \exp(2\pi i \Omega t)$) とレイノルズ数との関係を示す。流れが定常流の場合には $v_0 = 0$ となるが、流れが振動すると $v_0 = 0$ の解は不安定となり $v_0 \neq 0$ となるので、 $v_0 = 0$ から $v_0 \neq 0$ となる点が臨界点である。臨界点近傍で

$$v_0^2 \sim (Re - Re_c) \quad (2)$$

なる関係が成り立つとき、定常流から振動流への分岐はホップ分岐であることが知られている⁽⁴⁾。そこで、臨界点近傍の v_0^2 を最小自乗法で直線近似したものを一点鎖線で示すと、臨界点近傍では式 (2) の関係が成り立っており、定常流から振動流への分岐はホップ分岐であると見なすことができる。臨界レイノルズ数は、その直線近似より、 $L = 8, a = 2$ の場合には $Re_c = 277$ と求まる。

次に、周期的な凹部を有する流路流れの圧力損失 Δp と幅 $2h^*$ の平行平板間流路の圧力損失 Δp_p の比 $\Delta p / \Delta p_p$

とレイノルズ数の関係を図 3 に示す。ここで、平行平板間流路の圧力損失は層流の場合には、 $\Delta p_p = 2L/Re$ と求められる。図に見られるように、 $Re < Re_c$ においては、平行平板間流路に対する圧力損失の比は 1 以下となり、凹面の存在が圧力回復器の役割をすることがわかる。これは、凹面内部の流れと主流との境界面で、摩擦応力が減少することに起因すると考えられる。一方、 $Re > Re_c$ においては、レイノルズ数が増加するにともない、圧力損失比は 1 を越えるようになる。このような圧力損失の増加はレイノルズ応力に起因しており、振動の発生がレイノルズ応力の効果を顕著にさせ圧力損失の増大を招くと考えられる。

熱伝達特性についても、振動流の発生とともにその特性が大きく変わる。その詳細については、現在計算の途中にあり、講演会当日に詳しく講演する予定である。また、可視化実験の結果もあわせて発表の予定である。

Fig. 3 Bifurcation diagram.

Fig. 4 Pressure drop ratios.

参考文献

- (1) 足立・上原, 日本機械学会論文集 B 編, 67-653(2001), 52.
- (2) 西村・ほか 2 名, 日本機械学会論文集 B 編, 62-598(1996), 2106.
- (3) Roberts, E. P. L., : J. Fluid Mech., 260(1994), 185.
- (4) Drazin P. G. and Reid W. H., Hydrodynamic Stability, (1981), §7, Cambridge University Press.