

熱傳達促進技術 (V)

Techniques of Heat Transfer Enhancement

徐 正 閔*
Jeong Yun Seo

3.2 Twisted tape形

旋回流 效果를 期待하는 亂流促進體中에서 twisted tape swirl generator (Fig. 37 參照) 에 대해서 기술하기로 한다.

1) 流動樣相

Smithberg와 Landis²⁹⁾는 twisted tape (비틀림板)을 삽입한 경우의 流動樣相에 대해서 Fig. 38, Fig. 39와 같은 結果를 얻었다. 즉,

① 軸方向 流動分布는 axial flow에 비해서 平坦하며,

② 接線方向流速 U_t 는 $U_t = \tau_a(\pi/2y)$ (r/r_1)로 표시된다.

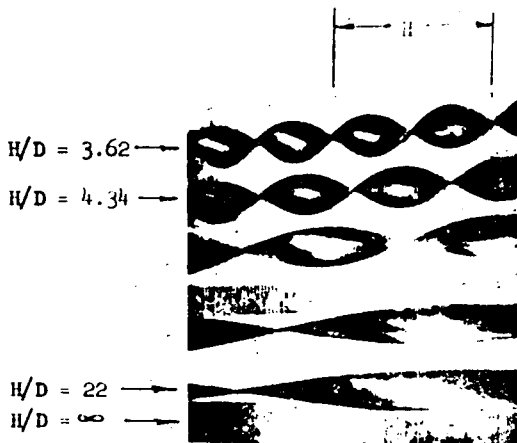


Fig. 37 Twisted Tapes used in Tests

여기서 $y=H/2D$ 이다.

Fig. 39의 實線은 測定值, 破線은 推定值이다.

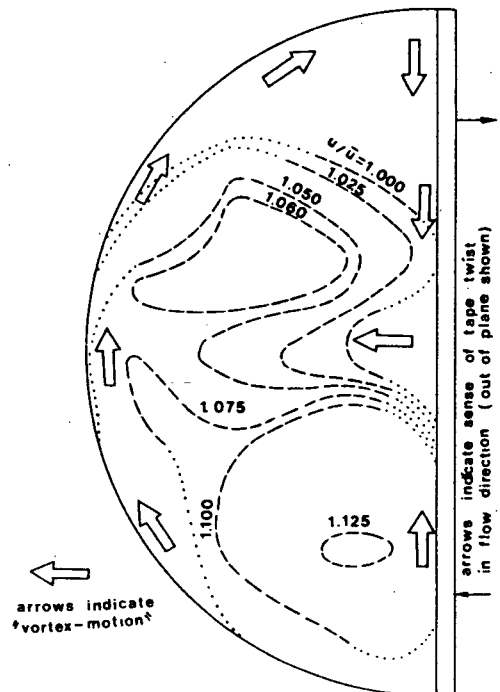


Fig. 38 Axial Velocity Contours in Tube Exit Plane (Air, $H/D=10.3$, $Re=140,000$)

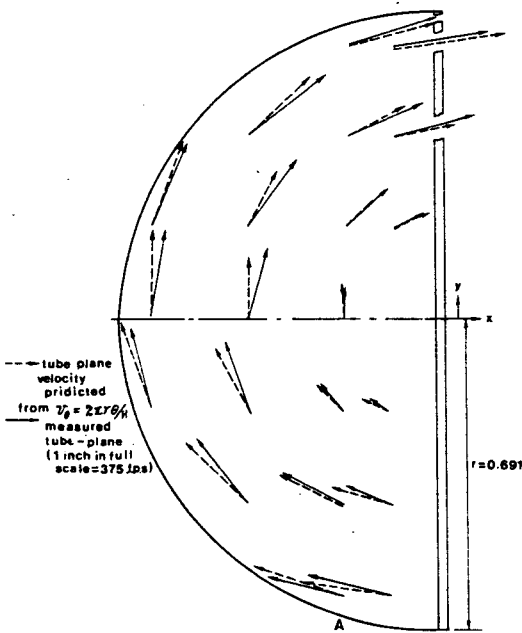


Fig. 39 Tube Exit Plane Components of Measured and Predicted Velocities (Air, $H/D=3.62$, $Re=137,000$)

2) 摩擦係數

Fig. 40은 Smithberg와 Landis²⁹⁾의 測定結果를 표시한다. twisted tape를 갖는 流路의 摩擦係數는 axial flow의 그 係數 f_a 와 비교할 때 거의 平行移動하여 增大하고 있다. 여기서 Lopina와 Bergles³⁰⁾는 Fig. 41에 표시된

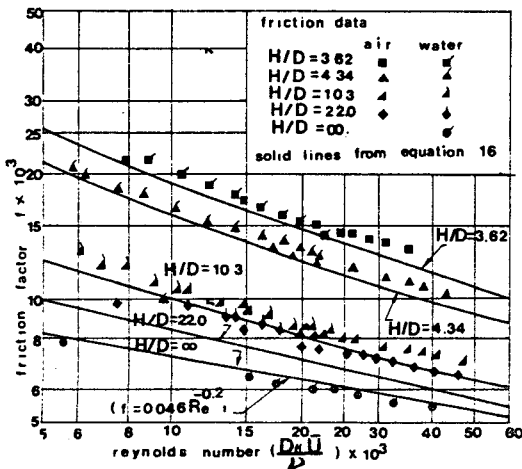


Fig. 40 Predicted and Experimental Isothermal Friction Factors (Authors')

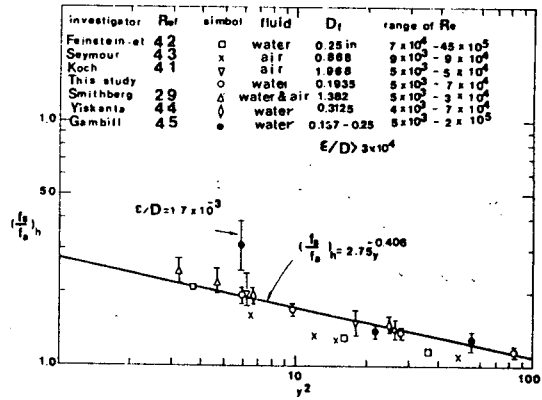


Fig. 41 Correlation of Isothermal Swirl Flow Friction Factor

바와 같이 f/f_a 에 대한 整理式

$$f/f_a = 2.75 y^{-0.406}$$

을 提案하였다. 다만 twisted tape 流路의 水力直徑 D_h 는

$$D_h = \frac{4(\pi D_i^2 / 4 - D_i t)}{4 D_i - 2t + 2 D_i}$$

이다.

한편 Hong과 Bergles³¹⁾는 層流狀態에서 twisted tape의 效果를 實驗의 으로 檢討하여 壓力損失 혹은 摩擦係數는 半圓狀斷面을 갖는 流路에서의 Sparrow와 Sheikh³²⁾의 解析과 一致하며 旋回流의 特異性은 f 에는 나타나지 않는다고 하였다.

3) 熱傳達

Twisted tape의 삽입에 의해서 期待할 수 있는 熱傳達의 增進效果는

- (1) 旋回流에 의한 壁面流速의 增大效果
- (2) 旋回流에 의한 遠心力에 起因하여 일어난는 對流效果
- (3) twisted tape에 의한 vortex mixing effect

로 생각할 수 있다.

그리고 (2)의 效果는 加熱될 때와 冷却될 때에 있어서는 twisted tape의 效果가 다르다.

이 樣相을 나타낸 것이 Fig. 42이며,³¹⁾ 이 그림에서 一點鎖線은 加熱時의 資料이고 그림에서 圖示된 것은 冷却時의 資料이다. 이 그림

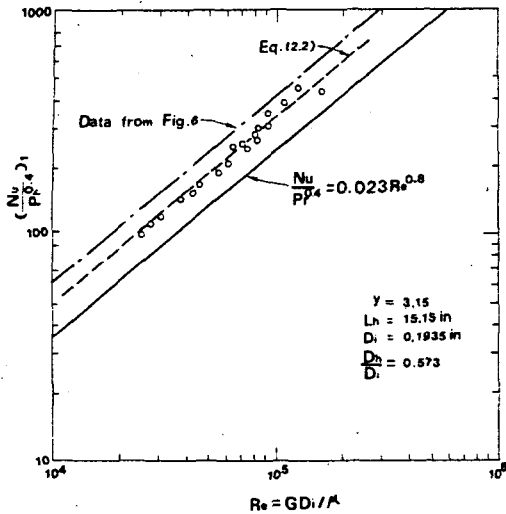


Fig. 42 Average Heat-Transfer Data for Cooling of Swirl Flow

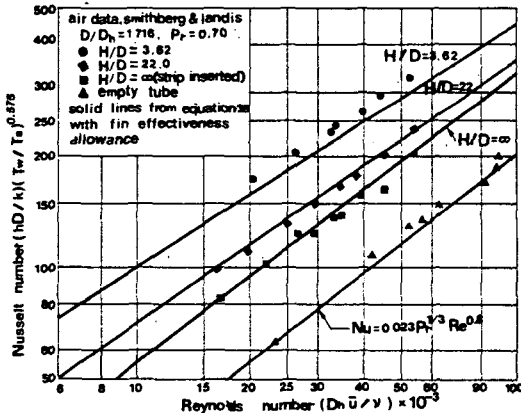


Fig. 43 Predicted and Experimental Nusselt Numbers for Air (Authors' Data)

에 의하면 體積力의 效果에 의해서 冷却될 때 보다 加熱될 때가 더 熱傳達은 促進된다.

Fig. 43은 加熱實驗에서의 twisted tape 의 效果를, y 를 parameter 로 하여 표시한 것이다.

여기서 分明한 것은 Nusselt 數는 y 의 減少와 더불어 현저하게 增大하고 있다. Lopina-Bergles³⁰⁾는 비틀림 pitch P 의 $1/2$ 을 直徑 d 로 나눈 것, 즉 $y = P/(2d)$ 를 獨立 變數로 하여 圓管을 加熱한 경우의 水流로 熱傳達에 대한 twisted tape 의 效果를 나타내는 簡易實驗式을 다음과 같이 提案하고 있다. 그리

고 適用範圍에는 制限이 있다.

$$h/h_a = 2.26 y^{-0.248} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 h/h_a 는 twisted tape 를 삽입한 경우의 熱傳達係數와 平滑圓管內流의 熱傳達係數와의 比이다. 또 流體의 Prandtl 數나 體積力의 效果도 고려한 整理式으로는 Thorsen & Landis³³⁾가 提案한 다음 式이 있다.

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0.021(1+0.07K) Re^{0.8} Pr^{0.4} (T_w/T_b)^{-0.32} (1+0.25\sqrt{Gr}/Re) \\ &\quad \text{(管壁이 加熱壁일 때)} \\ Nu &= 0.023(1+0.07K) Re^{0.8} Pr^{1/3} (T_w/T_b)^{-0.1} (1-0.25\sqrt{Gr}/Re) \\ &\quad \text{(冷却壁일 때)} \end{aligned} \right\} (2)$$

$$\kappa \equiv \frac{\left(\frac{\pi d}{P}\right)^2}{\left\{1 + \left(\frac{\pi d}{P}\right)^2\right\} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \equiv \frac{D_h \beta (T_w - T_b) \left(\frac{\pi d}{P}\right)^2}{(d/2)}$$

여기서 T_w 및 T_b 는 圓管 內壁의 表面溫度 및 流體의 混合平均溫度, β 는 流體의 體積膨脹係數, D_h 는 tape 이 삽입된 流路의 水力直徑이며 圓管內에 두께 t 인 tape 가 있을 때는

$$D_h = \{4(\pi d^2/4 - dt) / (\pi d - 2t + 2d)\}$$

로 계산된다.

또 parameter K 는 旋回流의 壁面에서의 曲率을 나타내는 量이며, m^{-1} 의 次元을 갖는다. (1), (2)식에는 tape 材料의 熱物性值가 包含되어 있지 않는데 그것은 tape 의 fin으로서의 效果를 무시하고 있음을 뜻한다.

Twisted tape 을 熱傳導率이 높은 材料로 만들고 管內壁과의 間隔을 극히 작게 하는 경우는 熱傳達係數가 약간 높아진다는 報告가 있다. 또 twisted tape 를 삽입한 傳熱管을 高溫으로 加熱하면 旋回流에 의한 傳熱促進外에 管壁에서 tape 로의 輻射傳熱에 의해서 더욱 더 傳熱이 促進된다는 것이 渡邊³⁴⁾ 등의 實驗 및 解析에 의해서 確認되었다.

Twisted tape는 圓管內에 삽입하는 것이 보통인데, 平行平板流路에 삽입하여도 傳熱促進이 된다는 것이 渡邊³⁵⁾ 등에 의해서 報告되었다.

Twisted tape와 마찬가지로 管內流에 旋回를 일으키게 하여 傳熱促進을 도모하는 方法으로서는 管內壁에 螺旋狀의 홈(rifle groove)을 판 것이 有效하며 널리 사용되고 있다.

이 밖에 流路內에 삽입하거나 流路自體의 形狀을 특수한 것으로 하여(예를 들면 圓管을 coil 모양으로 하거나 矩形管을 비틀거나 하는 경우) 流路內에 旋回流나 二次 흐름을 일으켜서 流體의 混合・攪拌에 의해서 傳熱促進을 도모하는 方法이 多數 考案되고 있다.

3.3 그 밖의 promoter

1) 多孔板形

3.1節에서 기술한 바와 같이 transverse repeated-rib type roughness의 缺點은 形狀抵抗이 크다는 點이다. 이러한 缺點을 고려하여 考案한 것이 Fig.44와 같은 多孔板形 promoter³⁶⁾이며 이 경우의 摩擦係數, 平均 Nusselt數의 實驗結果를 나타낸 것이 Fig. 45 와 Fig. 46이다.

從來의 無孔板形과 比較하면 空孔率 β 의 增大와 더불어 摩擦係數는 大폭 低減되며, 또 平均 Nusselt數는 $\beta=23\%$ 의 경우 同一한 높이와 pitch를 갖는 無孔板形 promoter보다 높아진다.

이것은 空孔의 設置로 promoter의 性能이

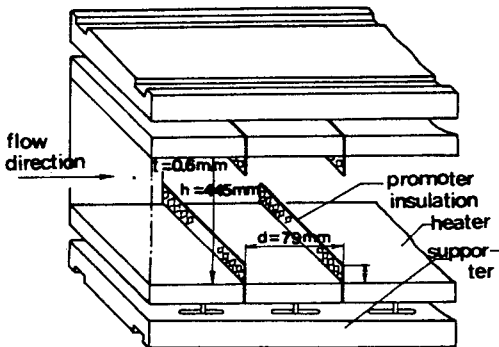


Fig.44 Punched Plate Promoter

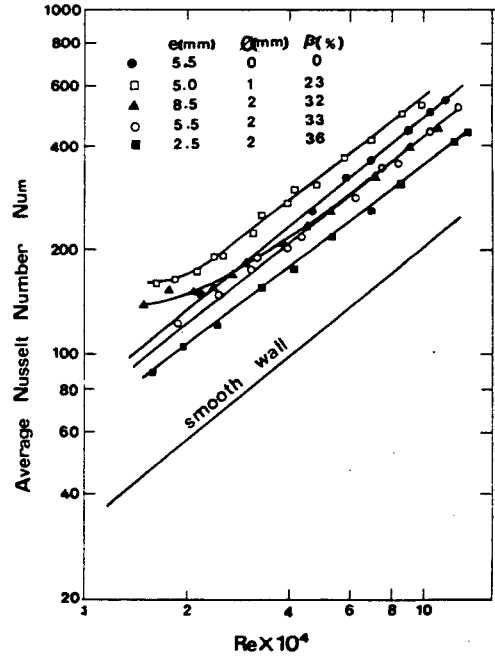


Fig.45 Average Nusselt Number

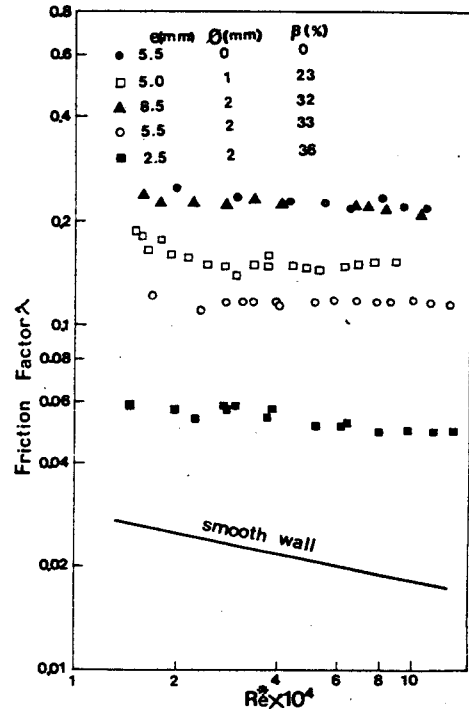


Fig.46 Friction Factor

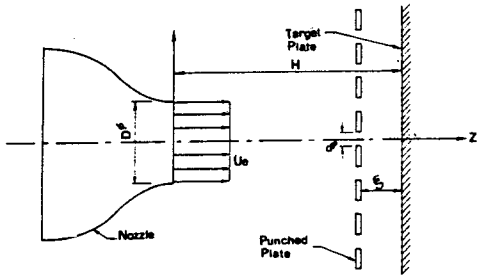


Fig. 47 Coordinate System

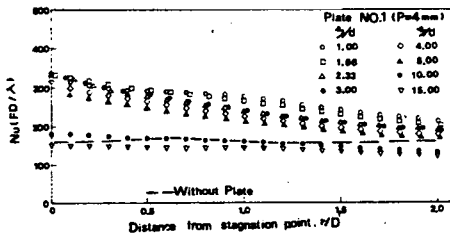


Fig. 48 Radial Variation of Average Heat-Transfer Coefficient at Different Distances ($Re=5.2 \times 10^4$, $P/d=1.33$, $H/D=2$)

後述하는 바와 같이 각별히 向上하고 있다는 것을 표시한다.

多孔板形 promoter를 外部流에 應用한 例도 있다. 즉, Ali Khan³⁷⁾ 등은 Fig. 47과 같은 衝突噴流系에 多孔板을 삽입하면, 停滯點 부근의 熱傳達係數가 Fig. 48과 같이 대폭 增大하는 것을 確認하였다.

그의 測定에 의하면 多孔板의 最適位置는 衝突面에서 약 $3d$ (d 는 孔徑)의 位置에 있으며 이때 임의의 半徑 r 內에서의 平均熱傳達係數는 구멍 pitch와 孔徑의 比(P/d)에 대해서 Fig. 49와 같이 나타난다.

徐 등도^{38,39)} 軸對稱 圓形衝突噴流系에서 多孔板 設置에 따른 傳熱增進效果를 다음과 같이 나타내었다.

多孔板 設置에 따른 停滯點의 Nusselt 數와 노즐-傳熱面間 距離의 關係는 Fig. 50과 같이 나타내었다. 多孔板을 設置하지 않은 경우에는 $H/D=8$ 에서 Nusselt 數가 最大가 되지만, 多孔板을 設置하면 停滯點의 最大 Nusselt 數를 나타내는 노즐-傳熱面間 距離는 $H/D=3$ 인 位置로 移動되며 多孔板을 設置하지 않

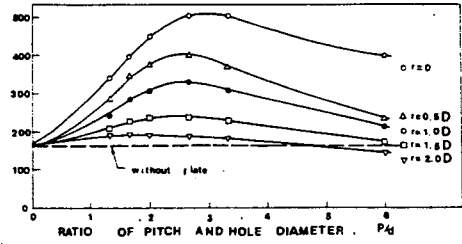


Fig. 49 Distribution of Average Heat-Transfer Coefficient in The Radial Direction at Different Pitch ($Re=5.2 \times 10^4$, $\xi/D=3$)

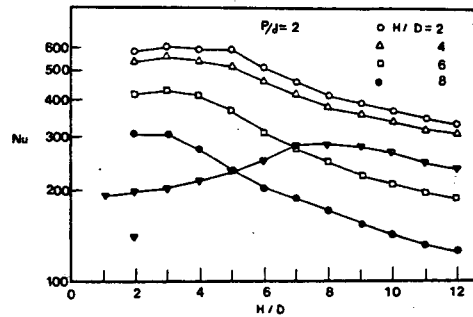


Fig. 50 Heat Transfer Results of a Single Jet Effect of Placing a Punched Plate at Different Distance from Nozzle Exit ($Ue=16$ m/s, $D/d=2.5$)

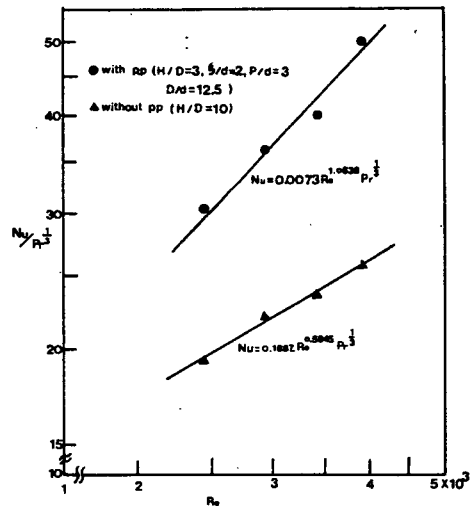


Fig. 51 Correlation of $Nu/Pr^{1/3}$ and Re

은 경우보다 약 3倍의 傳熱 增進을 얻을 수 있다. 또한 Ali Khan의³⁷⁾ 경우와 거의 同一하게 多孔板의 最適設置 條件은 $\xi/d=2$, P/d

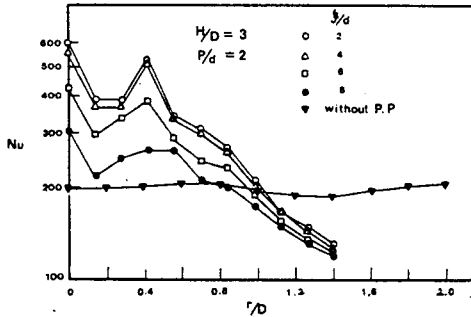


Fig. 52 Radial Variation of Heat-Transfer Coefficient at Different ξ/d ($U_e=16$ m/s, $D/d=12.5$)

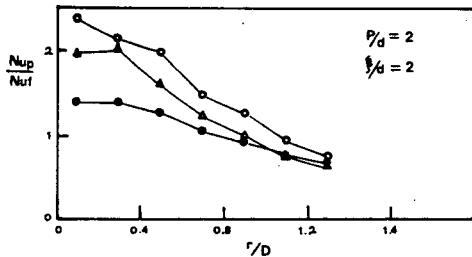


Fig. 53 Comparison with Average Heat-Transfer Coefficient on the Punched Plate and without Punched Plate ($U_e=16$ m/s, $D/d=12.5$)

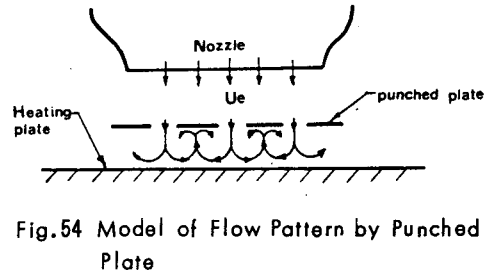
$d=2$ 로 발표하고 있다.

Fig. 51은 停滯點의 熱傳達係數와 Re 의의 관계를 나타낸 것인데 流速增加에 따른 傳熱增進率은 多孔板을 設置하지 않은 경우보다 크게 ($Re^{0.41}$ 정도) 나타나고 있다.

Fig. 52는 多孔板 設置에 따른 半徑方向의 Nu 分布를 나타낸 것으로서 Nu 는 停滯點 近방에서 크게 增進되며, $r=0.4D$ 부근에서 크게 向上되며, ξ/d 가 작을수록 傳熱增進 效果가 좋다.

Fig. 53은 局部 平均 Nusselt數의 增進率 (\bar{Nu}_p/\bar{Nu}_f) 分布를 나타낸 것이다. $H/D=3$ 의 경우가 增進率이 가장 크며, H/D 와 r/d 가 增加할수록 局部 平均 Nu 의 增進率은 減少하며, 특히 停滯點으로부터 약 $0.8D$ 이상이 되면 熱傳達 效果는 오히려 減少한다.

이상의 Ali Khan³⁷⁾과 徐 등의^{38,39)} 衝突 噴流系에서 多孔板設置에 따른 傳熱增進 機構



는 Fig. 54로 說明할 수 있다. 즉, 噴流는 多孔板을 設置함으로써 小噴流로 分割되며 傳熱面上的의 흐름의 亂流度의 增加 즉, 主流의 亂動의 增加, 그리고 傳熱面上에 생기는 비교적 規模가 큰 渦流構造, recirculation flow에 의해서 傳熱促進이 이루어진다고 생각된다.

2) 置換形 promoter

Maezawa와 Lock⁴⁰⁾는 Fig. 55와 같은 Promoter를 考案하여 그 性能에 대해서 實驗

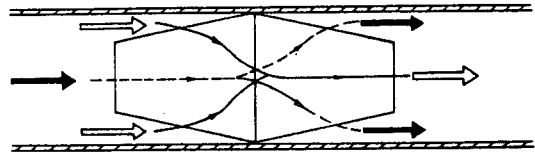


Fig. 55 Promoter Producing Eversion

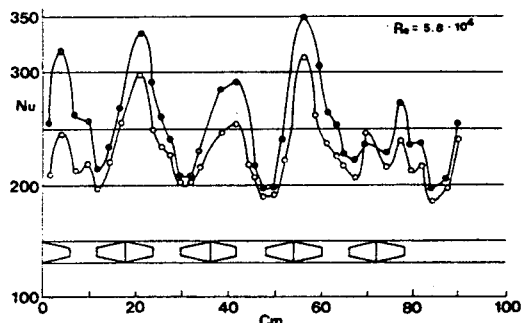
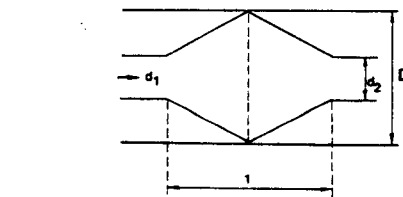


Fig. 56 Train Heat-Transfer Coefficients

Table 3-1 Main Publications on Two-Dimensional Turbulence Promoters

Year Ref.	Authors	Channel Dia. D(mm)	Fluid Pr	Re Number	Roughness						Comments
					Shape	a(mm)	b(mm)	p(mm)	p/e	e/D	
1950 (46)	J. G. Knudsen and D. L. Katz	Annulus Di = 15.84 ~ 33.91 Do = 56.90	Water	$10^4 \sim 8 \times 10^4$	Helical Fin (Inner Tube)	1.7 ~ 8.7	0.55 ~ 0.74	1.63 ~ 5.64	0.3 ~ 1.15	0.0455 ~ 0.3605	* 局所熱傳達係數는 不測定 * 摩擦係數 測定
					Circular Circular -Arc Square (Rib)	2 4	4.0 15.0 8.0	20.4 40.9 163.5	5.1 10.2 20.4 81.7	0.04 0.08	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數는 不測定
1956 (47)	W. Nunner	Circular Dh = 50	Air	For Friction $7 \times 10^3 \sim 7 \times 10^4$	Circular Circular -Arc	2	4.0	20.4 40.9	5.1 10.2	0.04	* 摩擦係數 測定
				Heat Transfer $5 \times 10^3 \sim 8 \times 10^4$	Square (Rib)	4	15.0 8.0	81.7 163.5	20.4 81.7	0.08	* 局所熱傳達係數는 不測定
1963 (48)	D. W. Savage and J. E. Meyers	Circular Dh = 154	Water	$10^4 \sim 1.3 \times 10^5$	Square (Rib)	6.35 12.7 19.05 25.4	4.76 ~ 330 ∞	12.7 ~ ∞	0.667 ~ ∞	0.0412 ~ 0.165	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數는 不測定 * Fin 주위의 靜壓 測定
						Annulus Di = 63.5 Do = 88.9 Dh = 25.4	Air	$6.02 \times 10^4 \sim$ 6.27×10^4	Square (Rib)	3.18 4.51 4.57 3.29	3.18 4.51 4.57 3.29
1964 (50)	V. Gomerauri	Annulus Di = 10.2 (Circular Rib) Di = 10 (Rectan. Rib) Do = 33.0	Water	$6 \times 10^3 \sim 9 \times 10^4$	Circular (Rib)	0.68	-	20 40	29.5 59.0	0.0296	* 摩擦係數 不測定
					Square (Rib)	0.3	0.3	2.45 4.90	8.2 16.4	0.0132	* 局所 및 平均熱傳達係數를 測定
1965 (51)	V. Kolář	Circular Dh = 25 (tube 0) 26.39 (tube 1) 26.99 (tube 2) 27.47 (tube 3)	Air and Water	$4 \times 10^3 \sim 10^4$	Tropez - odcal (Rib)	0.5 1.0 2.4	-	0.8 1.6 1.5	0.0190 0.0371 0.0546	* 平均 Nu 數와 摩擦係數를 測定	
			Air		$10^4 \sim 2 \times 10^5$	Helical Wire	0.051 ~ 1.016	-	0.51 ~ 10.16	10 ~ 0.095	* 摩擦係數 測費 * 局所熱傳達係數는 不測定
1967 (53)	D. Willie M. Cowin P. Burnett and T. Burgoyne	Rectangular W = 152.4 H = 13.72 Dh = 29	Air	$2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$	Square (Rib)	0.15 0.31 0.47	0.15 0.31 0.47	1.5 3.1 4.7	10	0.0054 0.0107 0.0157	* 摩擦係數만 測定
					Wire (Inner - Tube) (Rib)	2.54 1.8	2.54 1.8	~25.4 9.0 ~18.0	5 7 10	0.1334 0.0237	* 局所熱傳達係數도 測定
1970 (54)	C. K. Rao and J. J. C. Picot	Annulus Di = 79 Do = 152 Dh = 76	Air	5×10^4 $\sim 2.5 \times 10^5$	Triangular (Rib)	1.0 1.6 2.5	-	1.4 ~ 108	1 ~ 32	0.0189 ~ 0.0459	* p/e = 5 ~ 10 에서 熱傳達 및 摩擦係數가 모두 最大 * 流動의 可視化도 實施
					Rectan. Tropez. Serrate (Rib)	0.51 ~3.05 0.51 ~3.05 0.38 ~1.27	0.51 ~3.05 0.51 ~3.3 2.11 ~7.34	1 4.3 1.02 ~8.5 5.7 6.1	1.4 ~7.2 1.4 ~ 5.7 6.1	0.0043 ~ 0.0343	* 局所熱傳達係數도 測定
1971 (57)	R. L. Webb E. R. G. Eckert and R. J. Goldstein	Circular Dh = 36.83	Air (Pr = 0.71) Water (Pr = 5.1, 21.7) n-Butyl -Alcohol (Pr = 37.6)	$6 \times 10^3 \sim 10^5$	Ring (Rib)	0.368 0.737 1.473	0.38 -	-	10 20 40	0.01 0.02 0.04	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數도 測定
			Square W = 25.4 H = 25.4 Dh = 25.4		Electro - lyte $K_2Fe(CN)_6$ $K_4Fe(CN)_6$ NaOH	3×10^3 $\sim 1.2 \times 10^4$	V-Shaped (Rib)	2.2 ~13.6	-	10 ~50	3.66 ~7.5
1972 (58)	David A. Dawson and Olev Trass	Annulus Di/Do = 0.5197	-	10^4	Rectan. (Inner - Tube) (Rib)	0.5 ~3	1.2	3.5 ~30	1.16 ~60	-	* 粗度函數를 決定하여 摩擦 係數를 算出

Year Ref.	Authors	Channel		Fluid	Re Number	Roughness						Comments
		Dia. D(mm)	Pr			Shape	e(mm)	b(mm)	p(mm)	p/e	e/D	
1977 (60)	M. Dalle Donne and L. Meyer	Annulus Di = 32.4 ~ 33.52 Do = 40.46 ~ 84.9 Dh = 6.9 ~ 52.5	Air	—	Fin (Inner-Tube)	0.288 ~ 0.809	0.3	1.8 ~ 24	4.06 ~ 61.5	0.0055 ~ 0.1172	* 內管加熱・外管斷熱 * 傳熱面溫度 160, 360, 600 °C	
1978 (61)	J. C. Han, L. R. Glicksman and W. M. Rohsenow	Rectangular W = 301 H = 25.13 Dh = 46.17 24.92	Air	$3 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$	Square (Rib)	—	e/b = 1 0.67	—	5 7.5 10 15 20	0.032 ~ 0.102	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數 不測定 * Angle of Attack $\alpha = 90^\circ, 75^\circ, 45^\circ$ and 20° * Rib Shape Angle $\phi = 90^\circ, 55^\circ$ and 40°	
1979 (62)	F. P. Berger and K. F. F. L. Hau	Circular Dh = 110	Aqueous Solution of Potassium	$10^4 \sim 2.5 \times 10^5$	Square (Rib)	4	4	40 28 20 12	10 7 5 3	0.0364	* 局所物質傳達係數도 測定 * 入口區間의 物質傳達係數 分布도 測定	
1980 (63)	D. L. Gee and R. L. Webb	Circular Dh = 25.4	Air	$6 \times 10^3 \sim 6.5 \times 10^4$	Square Herical	0.254	0.254	3.81	15	0.01	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數 不測定 * Angle of Attack $\alpha = 70^\circ, 49^\circ$ and 30°	
1983 (64)	R. Sethumadhavan and M. Raja Rao	Circular Dh = 12.7 ~ 25	Water 50% - Glycerol	$4 \times 10^3 \sim 10^5$	Circular (Helical Coil)	2 3	—	66 38 22 10	33.19 11.5 22.0 12.7 7.3 3.3	0.0897 ~ 0.2362	* 局所熱傳達係數 不測定 * 摩擦係數 測定 * Angle of Attack $\alpha = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ and 30°	
1983 (65)	棚澤一郎, 西尾茂夫, 高野 清, 相模正史	Rectangular W = 150 H = 45 Dh = 69.2	Air Pr = 0.71	$1.3 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$	Rectan. (Rib) and Perforate	1.5 ~ 11.5	0.6	79	6.87 ~ 52.7	0.0217 ~ 0.1662	* 多孔板의 孔徑 $\phi = 1.2.3$ mm 空隙率 $\beta = 22 \sim 50$ %로 變化 * $\beta = 23$ % 정도의 性能이 良好	
1983 (66)	E. Sparrow and W. Q. Tao	Rectangular W = 81.01 H = 6.36, 12.75 Dh = 11.8, 22.04	Air Pr = 0.71	$10^4 \sim 4.5 \times 10^4$	Circular (Rib)	1.051	1.051	9.52 19.05 38.11	9.15 18.3 36.6	0.0472 ~ 0.0883	* naphthalin 昇華法으로 局所 物質傳達係數를 測定 * 流路 面에 안 促進器를 設치, 平滑面에의 局所 物質傳達係數도 測定	
1984 (67)	J. C. Han	Square W = 76 H = 76 Dh = 76	Air	$5 \times 10^3 \sim 105$	Square (Rib)	1.60 3.19 4.79	1.60 3.19 4.79	47.9 95.8 191.5	10 20 40	0.021 0.042 0.063	* 摩擦係數 測定 * 局所熱傳達係數 不測定 * 流路 4面이 突起를 갖는 경우와 2面의 갖는 경우를 比較	
1984 (68)	E. M. Sparrow and W. Q. Tao	Rectangular Aspect Ratio = 6.4, 12.8 Dh = 22.7 Dh = 11.89	Air	$10^4 \sim 5 \times 10^5$	Circular (Rib)	6.36 12.75	—	9.52 19.05 38.11	9.15 18.3 36.6	0.0474 ~ 0.0884	* 摩擦係數 不測定 * 局所物質傳達係數도 測定	
1984 (69)	土方邦夫, 森 康夫, 石黒 博	Circular Dh = 50	60wt% - Na Aqueous Solution	2×10^4	Arc Assymmetry	8 4 8	32 16 64	120	15 30	0.160 0.080	* L. D. V.를 사용, 流動場을 測定 * 壁面靜壓分布・局所熱傳達係數分布도 測定	
1984 (70)	棚澤一郎, 宮崎 洋, 西尾茂文, 高野 清	Rectangular W = 300 H = 100 Dh = 150	Air Pr = 0.71	$10^4 \sim 10^5$	無孔板 半多孔板 多孔板	5 9 13	0.8, 1	175	35 19.44 13.46	0.0333 0.060 0.0867	* 多孔板의 孔徑 $\phi = 0.3.5$ mm, 空隙率 $\beta = 0, 10.23$ %로 變化 * 局所熱傳達係數分布도 測定	
1985 (71)	J. V. Vilemas and V. M. Smimonis	Annulus Di = 9.93 ~ 11.86 Do = 28.15 Dh = 16.29 ~ 18.28	Air	$5 \times 10^3 \sim 5 \times 10^5$	Rectan. Rounded-Trapezoidal	0.046 ~ 0.34	0.51 ~ 0.41	0.6 ~ 4.0	13 ~ 8.3	0.0028 ~ 0.021	* 局所熱傳達係數 不測定 * 摩擦係數 測定	
1985 (72)	森 康夫, 土方邦夫, 石黒 博	Rectangular W = 300 H = 50 Dh = 85.71	Air Pr = 0.71	2.5×10^4 5.5×10^4	Arc Sin Rectan.	10	20	150	15	0.1167	* Split probe, x-probe를 써서 流動場을 測定 * 促進器後流의 壁面靜壓分布, 흐름 方向의 壓力損失, 局所熱傳達係數도 測定	
1986 (73)	R. Sethumadhava and M. Raja Rao	Circular Dh = 25.0 ~ 25.66	Water 50% - Glycerol	$3 \times 10^3 \sim 2 \times 10^4$	Circular - Arc (Rib)	0.30 ~ 0.77	—	7.5 ~ 30	12.7 ~ 44.8	0.012 ~ 0.030	* Circular-Arc helix angle = 65° * 性能評價도 實施	

Year Ref.	Authors	Channel		Fluid	Re Number	Shape	Roughness					Comments
		Dia. D(mm)	Pr				e(mm)	b(mm)	p(mm)	p/e	e/D	
1986 (74)	親川 兼男 新里 隆夫 馬 幾夫	Rectangular W=300 H=50 Dh=85.71	Air Pr=0.71	$2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$	I, Tu, T, TT-Type (Rib)	11	1 ~27.3 (Stagger)	160	14.55	0.1283	* 促進體와 傳熱面과의 空隙을 1~5mm로 變化시켰지만 0mm는 不測定 * 冪프動力基準의 性能評價	
1986 (75)	J. C. Han and J. S. Park	Square W = 51 H = 51 Dh = 51	Air	$10^4 \sim 6 \times 10^4$	Square (Rib)	2.38	2.38	23.8	10	0.0467	* 局所熱傳達係數만 測定 * 入口域, 發達域 모두 測定 * Angle of Attack $\alpha = 90^\circ, 60^\circ, 45^\circ$ and 30°	
1986 (76)	藤田 秀臣 橫澤 肇 岩田 彰太郎 高濱 平七郎	Square W = 50 H = 50 Dh = 50	Air Pr = 0.71	$2 \times 10^4 \sim 10^5$ 주 6.5×10^4	Square (Rib)	1	1	10	10	0.020	* 熱傳達 不測定 * 平均速度 및 變動速度를 I-probe 및 X-probe로 測定	

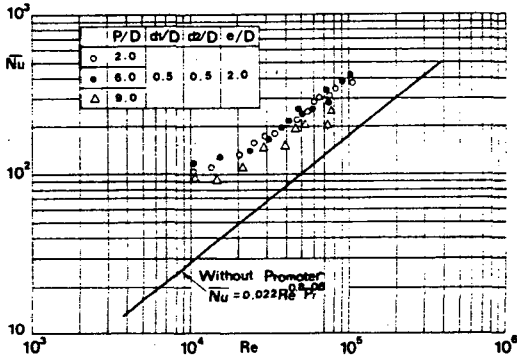


Fig. 57 Average Train Heat Transfer Rates

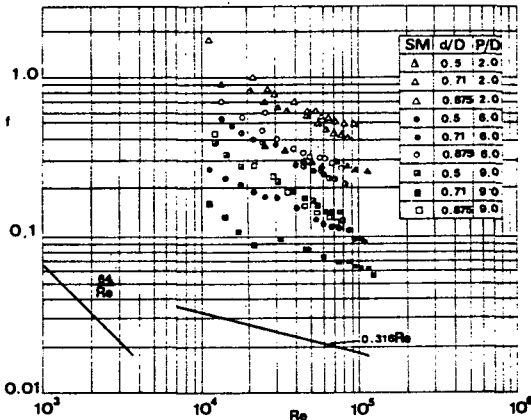


Fig. 58 Train Friction Factors

을 한 결과,局部 Nusselt數의 分布는 Fig.56, 平均 Nusselt數는 Fig. 57, 摩擦係數의 測定值는 Fig. 58과 같이 각각 얻었다.

Koch⁴¹⁾는 여러가지 Promoter에 대해서 그 流動 및 熱傳達 特性을 調査한 바 있는데 詳細한 것은 文獻을 參考하기 바란다.

Nunner 以後의 研究者는 設置하는 突起의 形狀과 寸수, 配置(pitch·높이 比나 主流에 對한 傾斜度), 流路의 形狀·寸수 등을 parameter로 하여 각종 流速에 對해서 實驗을 실시하고 있다. 이들 結果에 對한 詳細한 소개는 다음 기회에 미루고 여기서는 다만 지금까지의 2次元 亂流 促進體에 對한 論文의 要約을 Table 3-1과 같이 소개하는데 그치기로 한다.

3.4 그 밖의 對流傳熱促進法

지금까지 主要 對流傳熱促進法에 對해서 記述하였으며, 이 밖에도 몇 가지 方法이 提案, 研究되고 있다. 다만, 여기서는 이들 方法에 對해서 簡略하게 記述하기로 한다. 그 方法의 하나는 흐름내에 液滴이나 固體粒子를 混入하는 方法이며 주로 流體가 氣體인 경우에 적용된다(따라서 엄밀한 意味에서는 單相對流을 벗어난다). 對流熱傳達의 相關式에서 알 수 있는 바와 같이 層流·亂流의 경우라도 熱傳達係數는 流體의 熱傳導率이나 熱容量과 더불어 增大하는데 液體나 固體의 微粒子의 混相流體에서는 이들 物性值의 外觀上의 값이 커지므로 熱傳達係數의 改善이 기대된다. 相原에 의하면 實際에는 混入物과 元來의 流體가 相對速度를 가지므로서 생기는 粒子의 傳熱壁面으로의 衝突 혹은 粒子에 의한 境界層의 攪亂效果가 크게 나타난다.⁷⁷⁾

또 相原,⁷⁸⁻⁸⁰⁾ 森,^{81,82)} 林⁸³⁾ 등의 論文에 의하면 傳熱面이 加熱面이 되는 경우의 mist flow에서는 液滴이 壁面에 衝突하여 蒸發하는 作用이 傳熱促進의 主要 機構가 된다.

또 固氣 混相流의 一種에 속하는 것으로 固體粒子가 總體積으로 移動하지 않는 狀態의 流動層(fluidized bed)을 對流傳達의 促進에 適用하는 研究도 最近에 와서 活潑해지고 있음을 相原의 研究에서 알 수 있다.⁸⁴⁾ 또 하나의 促進法은 高電壓에 의한 corona放電을 이용하는 方法이다.⁸⁵⁻⁸⁸⁾

즉 傳熱面 근방에 電極(線電極이 대부분이다)을 두고 이것에 高電壓을 걸어서 傳熱面과의 사이에서 corona放電을 발생시키면 이것과 同伴하여 氣流가 생기는 것을 이용하여 熱傳達係數를 增大시키려는 方法이다.

일반적으로 corona放電을 위해서 소비되는 動力에 對應할 정도의 傳熱促進을 기대할 수는 없지만 目的에 따라서는 有效한 方法이 될 수 있을 것이다.

[다음 號에 계속]

參 考 文 獻

29. E. Smithberg and F. Landis, J. Heat Transfer, 86(1964.2), pp.39-49.
30. R.F. Lopina and A.E. Bergles, J. Heat Transfer, 91(1969.8), pp.434-442.
31. S.W. Hong and A.E. Bergles, J. Heat Transfer, 108(1976.5), pp.251-256.
32. E.M. Sparrow and A. Sheikh, J. Heat Transfer, 88(1966), pp.351-358.
33. R. Thorsen and F. Landis, J. Heat Transfer, 90(1968.2), pp.87-97.
34. 渡邊 外 2名, 日本機械學會論文集, 49 B (1983), pp.685.
35. 渡邊 外 4名, 第22回日本傳熱シンポジウム講演論文集, (1985), p.488.
36. 棚澤, 日本傳熱シンポジウム講演論文集 (第18回), 18(1981), pp.265~267.
37. M.M. Ali Khan, 日本傳熱シンポジウム講演論文集(第17回), 17(1980), pp. 37 ~39.
38. 李忠求, 金相弼, 徐正閔, “衝突噴流熱傳達의 增進에 관한 研究”, 忠北大學校 論文集, 第23輯, 247(1982), pp.1~10.
39. 金相弼, “衝突空氣噴流의 熱傳達 增進에 관한 研究”, 仁荷大學校 博士學位 論文, (1987).
40. S. Maezawa and G.S.H. Lock, Proc. 6th Intern. Heat Transfer Conf., 4(1978), pp.595-600.
41. R. Koch, VDI-Forschungsheft 469, Ser. B, 24(1958).
42. L. Feinstein and R.E. Lundberg, RADC-TRR-63-451, AD430889(1963).
43. E.V. Seymour, Transactions Instn. Chem. Engrs., Vol.41(1963), pp.159-162.
44. R. Viskanta, Argonne National Lab., Private Communication to W.R. Gambill Cited in [45], (1959).
45. W.R. Gambill and R.D. Bundy, ASME Paper No.62-HT-42(1962).
46. Knudsen, J.G. and Katz, D.L.: Chem. Engng Prog. 46, No.10, 490(1950).
47. Nunner, W.: VDI-Forschungsheft, 455, Ser. B, 22(1956).
48. Savage, D.W. and Meyers, J.W.: AIChE J. 9, 694(1963).
49. Kattchee, N. and Mackewicz, W.V.: Nucl. Sci. Engng, 16, 38(1963).
50. Gomelauri, V.: Int. J. Heat Mass Transfer, 7, 653(1964).
51. Kalar, V.: Int. J. Heat Mass Transfer, 8, 839(1965).
52. Sheriff, N. and Gumley, P.: Int. J. Heat Mass Transfer, 9, 1297(1966).
53. Wilkie, D., Cowin, M., Burnett, P. and Burgoyne, T.: Int. J. Heat Mass Transfer, 10, 1297(1967).
54. Rao, C.K. and Picot, J.J.C.: Proc. 4th Int. Heat Transfer Conference, Vol.2. Paper FC4. 8(1970).
55. Ramph, H. and Feurstein, G., Proc. 4th Int. Heat Transfer Conference, Vol.2, Paper FC5. 3(1970).
56. Williams, F. and Wattea, J.: Proc. 4th Int.

- Heat Transfer Conference, Vol.2, Paper FC5.3(1970).
57. Webb, R.L., Eckert, E.R.G., Goldstein R.J.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **14**, 601(1971).
 58. Dawson, David A. and Trass, Olev: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **15**, 1347(1972).
 59. Maubach, K.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **15**, 2489(1972).
 60. Dalle Done, M. and Meyer, L.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **20**, 583(1977).
 61. Han, J.C., et al.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **21**, 1143(1978).
 62. Berger, F.P. and Hau, K.-F., F.-L. Hau: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **22**, 1645 (1979).
 63. Gee, D.L. and Webb, R.L.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **23**, 1127(1980).
 64. Sethumadhavan, R. and Raja Rao, M.: *Int. J. Heat*
 65. 棚澤・西尾・高野・田渡, 日本機械學會論文集, 49B, 676(1983).
 66. Sparrow, E.M. and Tao, W.Q.: *J. Heat Transfer*, **105**, 851(1983).
 67. Han, J.C.: *J. Heat Transfer*, **108**, 774 (1984).
 68. Sparrow, E.M. and Tao, W.Q.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **27**, 2133(1984).
 69. 土方・森・石黒, 日本機械學會論文集, 50 B, 2555(1984).
 70. 棚澤・宮崎・西尾・高野, 日本機械學會論文集, 50B, 896(1984).
 71. Vilemas, J.V. and Simonis, V.M.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **28**, 59(1985).
 72. 土方・森・石黒, 日本機械學會論文集, 51 B, 160(1985).
 73. Sethumadhavan, R. and Raja Rao, M.: *J. Heat Transfer*, **108**, 55(1986).
 74. 親川 外 2名, 日本機械學會論文集, 52 B, 860(1986).
 75. Han, J.C. and Park, J.S.: *Proc 8th Int. Heat Transfer Conference*, Vol.6, 2885 (1976).
 76. 藤田 外 3名, 日本機械學會論文集, 52 B, 349 (1986).
 77. 相原 外 2名, 日本機械學會論文集, No. 790-18. 22(1979).
 78. 相原 外 3名, 日本機械學會論文集, 44, 1006(1978).
 79. Aihara, T., Taga, M. and Haraguchi, T.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **22**, 51(1979).
 80. 相原・薄, 第17回日本傳熱シンポジウム講演論文集, 331(1980).
 81. Mori, Y. and Nakayama, W.: *Heat Transfer in Energy Problems, Japan-U.S. Joint Seminar*, 189(1980).
 82. 桑原 外 3名, 日本機械學會論文集, 50 B, 1549(1984).
 83. 林 外 2名, 熱エネルギーの高効率利用に関する研究「文部省科學研究費補助金エネルギー特別研究成果報告書」(1985, 1986, 1987).
 84. 相原 外 2名, 日本機械學會講演論文集, No.790-18. 22(1979).
 85. 水科 外 2名, 化學工學協會論文集, 9, 109(1976).
 86. Yabe, A., Mori, Y. and Hijikata, K.: *AIAA J.*, **16**, 340(1978).
 87. Yabe, A., Mori, Y. and Hijikata, K.: *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol.3, 171(1978).
 88. 瀧本 外 3名, 第24回日本傳熱シンポジウム講演論文集, 106(1987).