

鉛直平行平板間の空気の乱流自由対流熱伝達

(熱伝達特性について)

宮本 政英*・加藤 泰生*・栗間 諄二*

Turbulent Free Convection Heat Transfer from Vertical Parallel Plates in Air
(Heat Transfer Characteristics)

Masahide MIYAMOTO, Yasuo KATO and Junji KURIMA

Abstract

Turbulent free convection heat transfer from vertical parallel plates (5 m length), which were a plate with uniform heat generation and a thermally insulated plate, was experimentally studied for air. Measurements were made for 9 pairs of the two hydrodynamic conditions, which were an interplate spacing B ($= 50, 95$ and 195 mm) and a leading edge height H ($= 10, 90, 170$ and 465 mm) of the vertical plates from a floor, in the range of the heat generation rate between 52 and 208 W/m². Experimental results demonstrated that heat transfer coefficients (based on inlet fluid temperature) on the higher vertical location from the leading edge than 2 m were almost independent of H excepting H of 10 mm and were reduced with decreasing B .

1. 緒 言

鉛直平行平板間の自由対流熱伝達については、層流の場合には、理論的にも実験的にも数多くの研究がなされており、その特性も詳細に検討されている。¹⁾ しかし、実用的にも重要で興味もたれる乱流の場合に関する研究は極めて少なく Siegel-Norris²⁾ による実験が比較的高いグラスホッフ数（代表長さに鉛直流路の高さ約 1.8 m を用いて 1.8×10^{10} ）まで取扱った例として知られている程度である。

本報の実験で用いた鉛直平行平板は、一方が一樣発熱面、他方は断熱面であり、使用流体は空気である。最大の修正グラスホッフ数は約 3×10^{14} （流路の鉛直長さ 5 m を代表長さとする。グラスホッフ数では約 4×10^{11} ）である。鉛直平行流路の間隔および流路下端と水平な床面との距離を種々変えて、伝熱面温度分布等を実測し、局所熱伝達率分布を求めた。得られた局所熱伝達率分布は、Siegel-Norris の実験結果や宮武ら³⁾ による層流域の理論解析の結果等と比較され、その特性が調べられた。

2. 実験装置と測定方法

装置の概略および座標系等を Fig. 1 に示す。⁴⁾ 一樣に発熱する垂直平板伝熱面とその両側に対称に、平行に鉛直断熱面（ 1 mm 厚ポリカーボネイト板）を設け、鉛直平行流路とした。流路の側壁はアクリル板（ 4 mm 厚）で作られている。伝熱面および両平行断熱面の下端は、いずれも厚さ約 1 mm の薄い平板であり、図に示されたように、断熱面下端から床面までの距離を H 、伝熱面と断熱面の間隔を B とする。厚さ 0.12 mm ステンレス箔にポリエステルフィルム（ 0.05 mm 厚）を挟んで貼り合わせて作った伝熱面には、 $\phi 0.1$ mm C-C 熱電対が伝熱面の幅方向の中心軸（ X 軸）上に 79 点、および $X=0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, 4$ m の高さに、水平方向に約 8 点ずつ計 46 点挿入されている。一方断熱面中心軸上には 21 点が接着されている。これら約 140 点の熱電対出力は、手動切換えスイッチとデジタル電圧計（ 0.001 mV 精度）を用いて測定したが、 1 回に約 10 分間を要した。対流熱流束 q_c は次式によって発熱量 q とふく射熱流束 q_r から求めた。

$$q_c = q - q_r \quad (1)$$

* 機械工学科

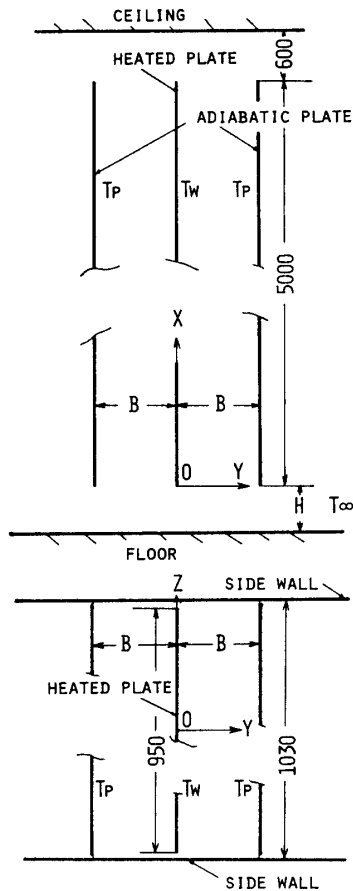


Fig. 1 Vertical parallel plates and coordinate system.

$$q_r = \phi_{wp} \sigma (T_w^4 - T_p^4) \quad (2)$$

総括熱吸収率 ϕ_{wp} ⁵⁾ は、 $X=0.45\text{ m}$ ($B=195\text{ mm}$, $H=460\text{ mm}$) の位置で $\phi 25\ \mu\text{m}$ C-A 熱電対を伝熱面近傍の Y 方向温度分布を測定しその温度勾配から q_c を知り、式(1)(2)によって約0.14を得た。物性値は代表温度 $T_r = (T_w + T_\infty)/2$ において算出した。

3. 実験結果と考察

3.1 伝熱面と断熱面の温度分布

Fig. 2 (a) (b) (c) (d) は伝熱面温度 T_w の水平方向 (Z 方向) 分布の測定例を示す。温度はその高さ位置での平均値からの偏差で採っている。また Fig. 2 (a) は単独垂直平板 (平行平板無し) の場合の測定例である。Fig. 2 (b) (c) (d) に示されるように、必ずしも単独板ほど一様ではない。比較のために、 $(T_w(Z=0) - T_w(Z=0.4\text{ m})) / (T_w(Z=0) - T_\infty)$ をとると、 B が小さい場合 (b) では $X=4\text{ m}$ で、 B が大きい場合 (d) では下方で、約0.1程度の値を示したが、全般的に $-0.3 < Z < 0.3\text{ m}$ では比較的平坦な分布である。以下はすべて $Z=0$ における X 方向温度分布を意味する。

Fig. 3 (a) (b) (c) (d) には伝熱面と断熱面温度の実測例を示す。Fig. 3 (a) の伝熱面温度差分布の形は、 X が約 3.5 m より上方で X の増加とともに伝熱面温度が上昇すること等を除けば、単独垂直平板のそれに極めてよく類似している。 $T_w - T_\infty$ の代わりに $T_w - T_p$ とすれば、 3.5 m 以上における相違もほとんど認められない。Fig. 3 (b) には H のみが小さくなった場合を示すが、 X が約 2 m 以下の伝熱面温度分布は Fig. 3 (a) とまったく違う低い値を示しており、断熱面下端より生じたと思われる乱れにより、熱伝達が促進されたことを示している。 X が約 2 m 以上になると (a) と (b) の間に大きな差は認められない。Fig. 3 (c) は B が小さくなった場合を示す。全般的傾向は、Fig. 3 (b) に似ているが、伝熱面温度差は全体的に高い値となっている。Fig. 3 (d) はさらに B が小さくなった場合を示す。 X の大きい所 ($2.5\sim 3\text{ m}$ 以上) では、多少の凹凸を除けば伝熱面温度差分布は、 X の増加と共にほぼ直線的に増加している。 X の増加に伴う伝熱面温度の上昇割合は、他のいずれの例よりも大きく流路出口近傍の温度は最も高い値を示している。

Fig. 4 (a) (b) (c) (d) には、Fig. 3 について述べたことをより明確にするために、同じ発熱量 $q=104\text{ W/m}^2$ における、 H と B の適当な組み合わせについて、伝熱面温度および断熱面温度を比較した例を示す。Fig. 4 (a) (b) に示されたように、同じ H について B が異なる場合の伝熱面温度は特に下流側程顕著な差を示している。一方 Fig. 4 (c) (d) に示されたように同じ B について、 H が異なる場合には、特に $H=10\text{ mm}$ をのぞけば、 $X=2\text{ m}$ 以上の伝熱面温度分布には、大差が無い。

3.2 伝熱面垂直方向平均温度分布

垂直方向 (Y 方向) 平均温度分布および温度乱れ強さの測定には、前出の $\phi 25\ \mu\text{m}$ C-A 熱電対プローブを使用した。移動距離はマイクロメータを駆動することで1ストローク約 25 mm が得られ、その位置を換えることで所定の距離を得た。

Fig. 5 (a) (b) に Y 方向平均温度分布を示す。縦軸には $T_w - T_\infty$ で無次元化した温度を、横軸には Y 方向距離の無次元座標 ζ をとっている。ここで無次元座標 ζ は次式で定義する。

$$\zeta = \frac{Y}{X} N_{ux} = \frac{\alpha Y}{\lambda} \quad (3)$$

Fig. 5 (a) は X が 1.5 m の位置での温度分布、Fig. 5 (b) は X が 3.5 m の位置での温度分布である。両者と

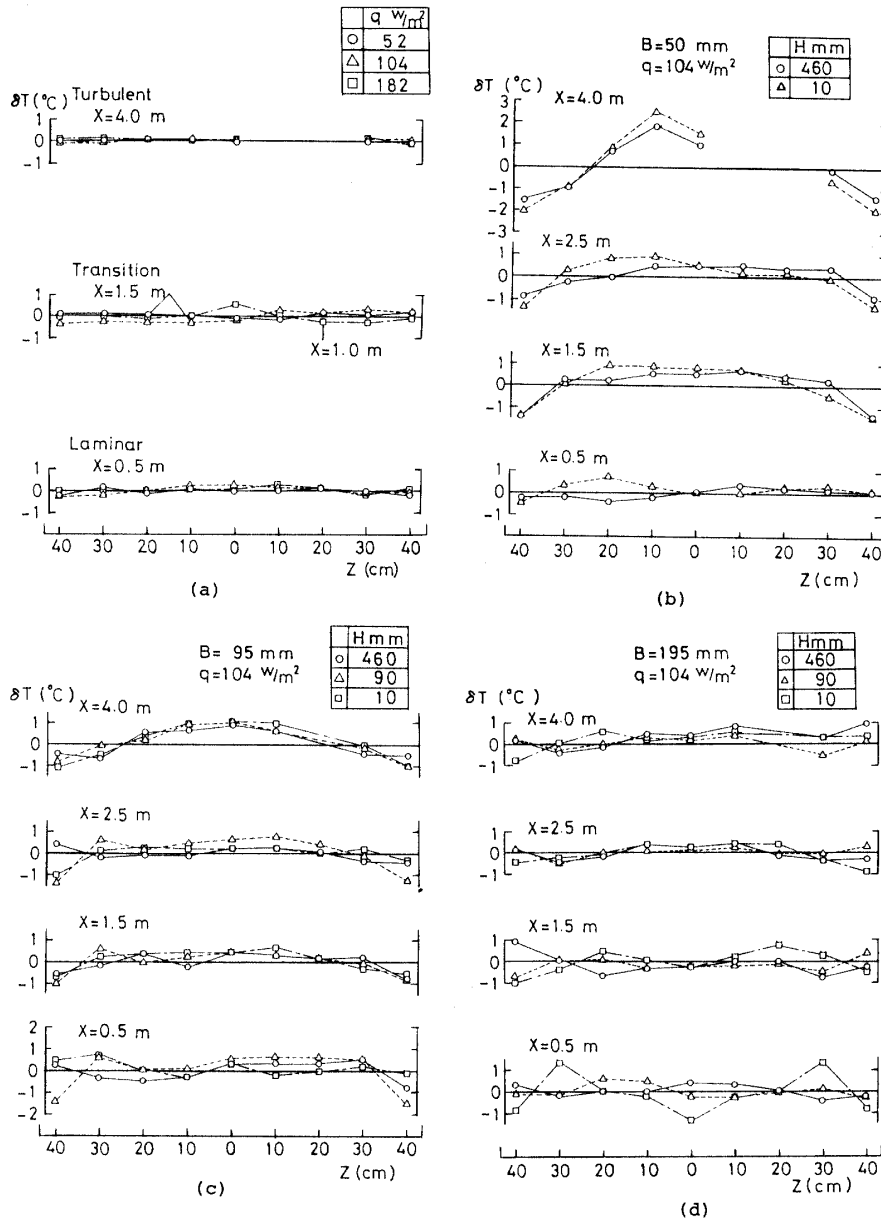


Fig. 2 Horizontal distributions of temperature difference, δT , on heated surface. (a) single plate (b), (c) and (d) parallel plates

も、伝熱面近傍 ($\zeta < 0.5$) においては、ほぼ直線温度分布であることがわかる。Fig. 5 (a) で断熱面上温度 T_p ($\zeta \approx 6$) が流路内より若干高い。これはふく射によって断熱面の温度が微かに上昇したものと考えられる。Fig. 5 (b) では逆に同じ位置で T_p が低く流路内との温度差が生じている。これは流路側から断熱板を通して外部への熱の流出で引き起こされる温度落差であり、すなわち、断熱であるという熱境界条件が完全には満足されていないことを示している。

次に縦軸に、 $X=1.5$ m, 3.5 m の位置での温度乱れ強度 ($\sqrt{r^2}/(T_w - T_p)$) を、横軸に無次元距離 ζ をとったものを Fig. 6 に示す。参考のため、単独垂直平板

の場合 ($X=3.66$ m) におけるそれをも示す。乱れ強度は、下流 ($X=3.5$ m) においては、単独垂直平板に比較してその大きさは約 $2/3$ でそのピークはほぼ同じ位置にある。そして上流 ($X=1.5$ m) に比べて微かに大きくなっている程度である。これは流路壁面による乱れ抑制効果のためであろうと考えられる。

3.3 局所ヌッセルト数分布

実測した伝熱面温度分布から式(1)(2)を用いて局所熱伝達率分布を求めた。Fig. 7 には、代表長さ B を用いた無次元量で整理した結果を示す。他の発熱量の場合にもほぼ類似の結果が得られた。 B と H の

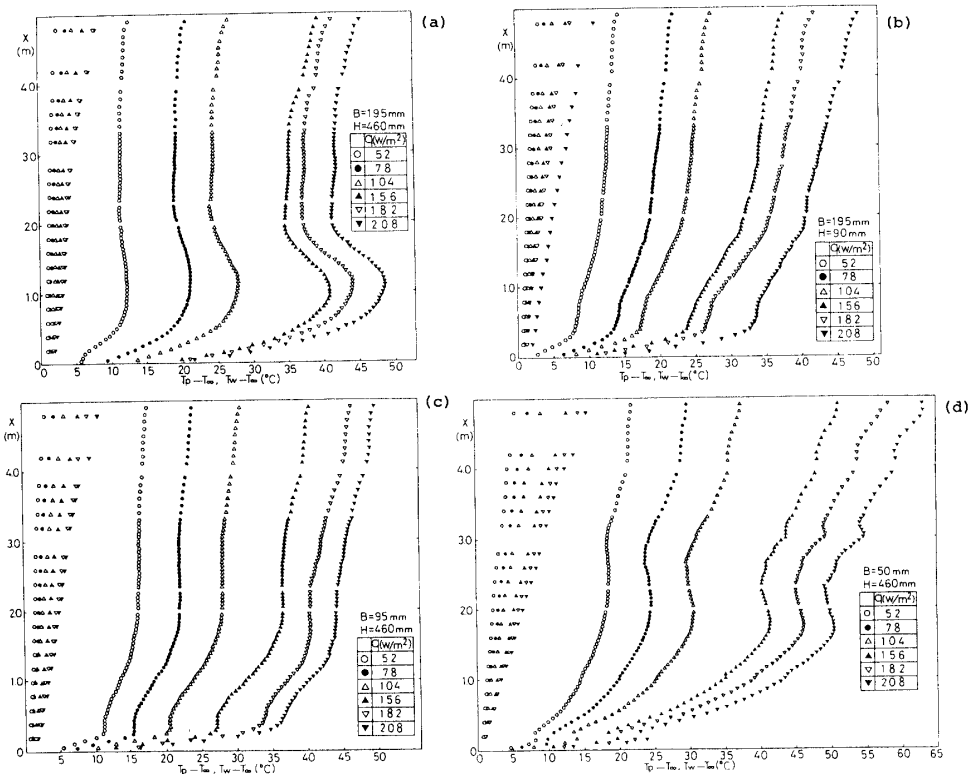


Fig. 3 Vertical distributions of temperature excess, $T - T_{\infty}$, on heated and adiabatic surfaces.

1組の値に対して、流路入口近傍 (ϕ が最大) から出口近傍 (ϕ が最小) までの N_{uB} が示されている。比較のため、宮武ら³⁾ による層流域の数値解から得られた近似式、さらに一様速度分布および放物線速度分布を持って流れる場合の入口近傍における局所ヌセルト数を与える式の結果が示されている。本実測値は $B=95, 195$ mm の時、 H による N_{uB} の差は、流入口の乱れが関与する上流側では大きいが下流側 ($X > 2$ m) では、 $H=10$ mm の場合を除けば非常に小さい。本実測値はいずれも、一様速度分布と放物線速度分布との結果の間に納まっている。Fig. 8 には本実測値 ($q=208$ W/m² の一部) が Siegel-Norris の結果と比較されている。Siegel-Norris の実験は対向する両平行面が等しく一様に発熱する場合であるため、代表長さに $B' = B/2$ を用いて無次元整理してある。その結果は本実測値と比較して、より単調な N_{uB} 分布を示しているように見える。

Fig. 9 には代表長さに X を用いて無次元整理した結果のうち、入口乱れの影響が及ばない下流域の分布のみが示されている。比較のため単独垂直平板の遷移乱流域と乱流域の結果⁴⁾ が示されている。Siegel-Norris の実験は、十分に発達した乱流域に達していないように見える。

4. 結 言

1. 流路下端からの高さ X が 2 m 以上では入口乱れの影響は小さく、局所熱伝達率は流路間隔 B が小さくなれば低下する。この領域は単独垂直平板における乱流域にほぼ対応している。
2. 流れが極端に抑制されなければ、出口近傍で $N_{uB} = 0.4 \phi^{1/2}$ に近くなり、さらに入口で乱れなければ入口近傍では $N_{uB} = 0.697 \phi^{1/3}$ となる。

終わりに、装置の製作に御協力下さった、機械工学科、技官井上忠義氏、並びに、卒業論文として、本研究に御協力いただいた、機械工学科、明石浩二君、河村修治君、村田信夫君に深く感謝の意を表します。

主な記号

B , 伝熱面と断熱面の間隔

g , 重力の加速度

G_{xB}^* , 代表長さ B を用いた修正グラスホッフ数
 $= g \beta q_c B^4 / (\lambda \nu^2)$

G_{xX}^* , 代表長さ X を用いた修正グラスホッフ数
 $= g \beta q_c X^4 / (\lambda \nu^2)$

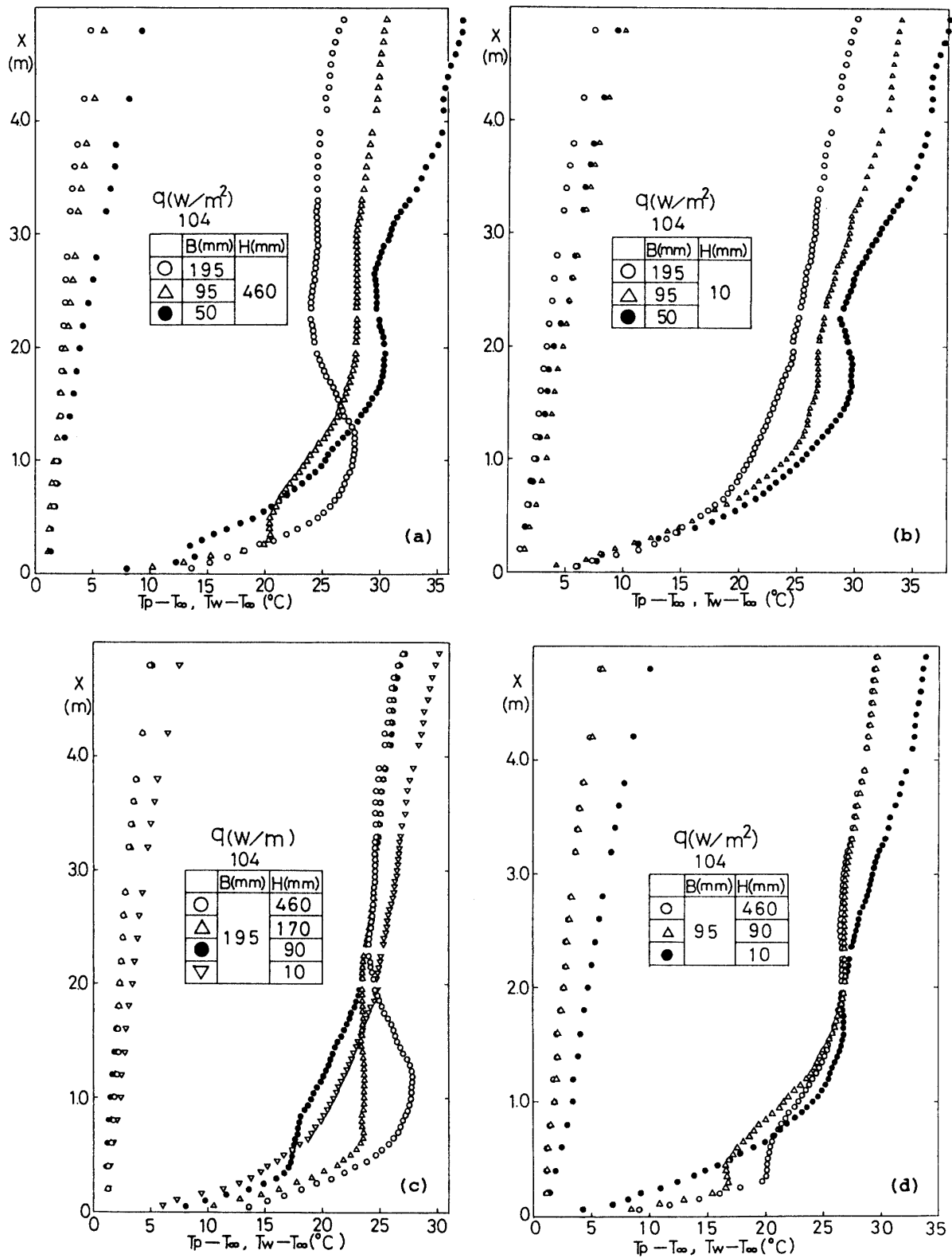


Fig. 4 Comparisons of vertical distributions of heated surface and adiabatic surface temperatures.

(a) $H = 460 \text{ mm}$ (b) $H = 10 \text{ mm}$ (c) $B = 195 \text{ mm}$ (d) $B = 95 \text{ mm}$

H , 断熱面下端から床面までの距離
 L , 流路の鉛直長さ
 N_{uB} , 代表長さ B を用いた局所ヌッセルト数
 $= q_c B / [\lambda(T_w - T_\infty)]$
 N_{ux} , 代表長さ x を用いた局所ヌッセルト数
 $= q_c X / [\lambda(T_w - T_\infty)]$
 P_r , プラントル数
 q , 発熱量
 q_c , 対流熱流束

q_r , ふく射熱流束
 T_p , 断熱面温度
 T_w , 伝熱面温度
 T_∞ , 周囲流体温度
 X , 伝熱面前縁より鉛直上方に伝熱面に沿って測った距離
 Y , 伝熱面より垂直方向へ測った距離
 Z , 伝熱面中心から面に沿った水平方向距離
 β , 体膨張係数
 δ_T , 高さ X の位置での平均温度からの偏差量
 ζ , Y 方向無次元距離
 λ , 周囲流体熱伝導率
 ν , 動粘性係数
 σ , ステファンボルツマン定数
 ϕ , 無次元パラメータ
 $= (B/X) G_{rB}^* P_r / ((B/L) G_{rB}^* P_r)^{1/2}$
 ϕ_{wp} , 総括熱吸収率

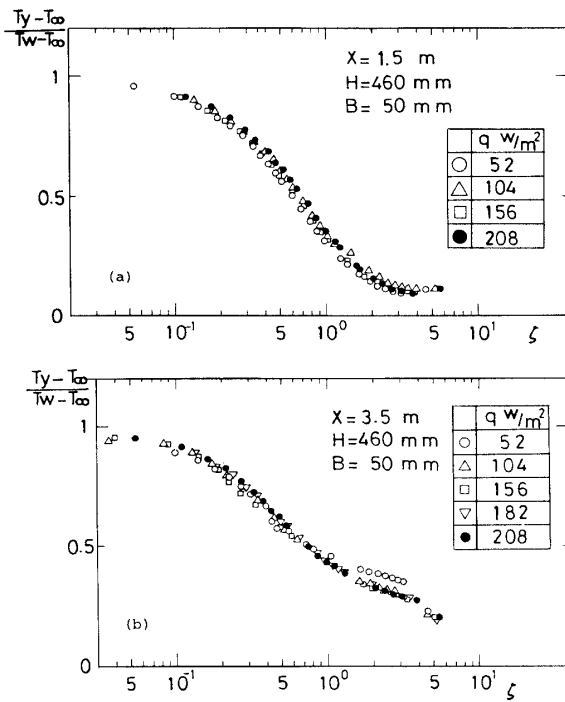


Fig. 5 Dimensionless mean temperature profiles between parallel plates for $H=460$ mm and $B=50$ mm.

(a) $X=1.5$ m (b) $X=3.5$ m

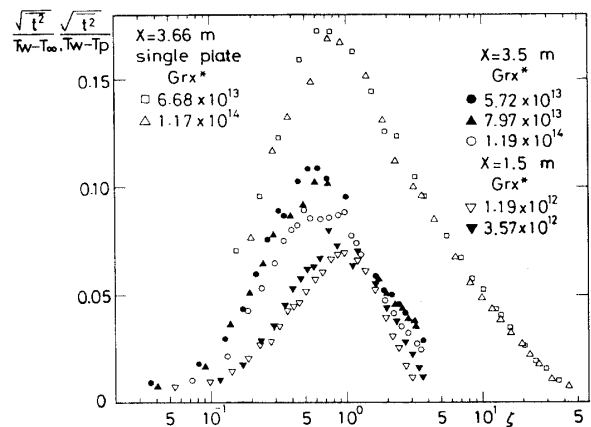


Fig. 6 Profiles of dimensionless deviation of temperature fluctuation between parallel plates.

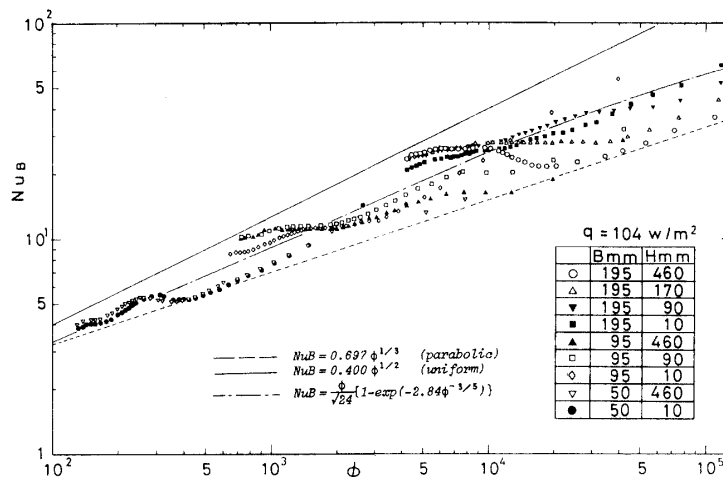


Fig. 7 Distribution of local Nusselt number N_{uB} :

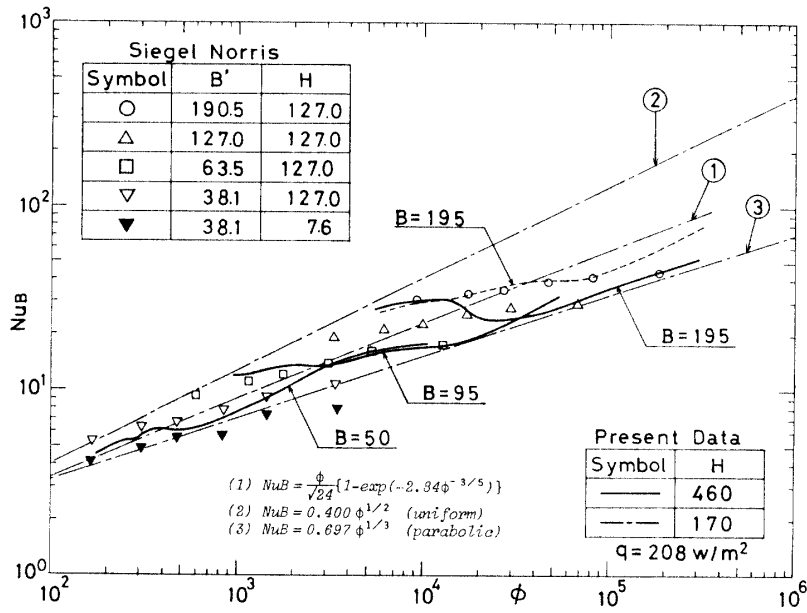
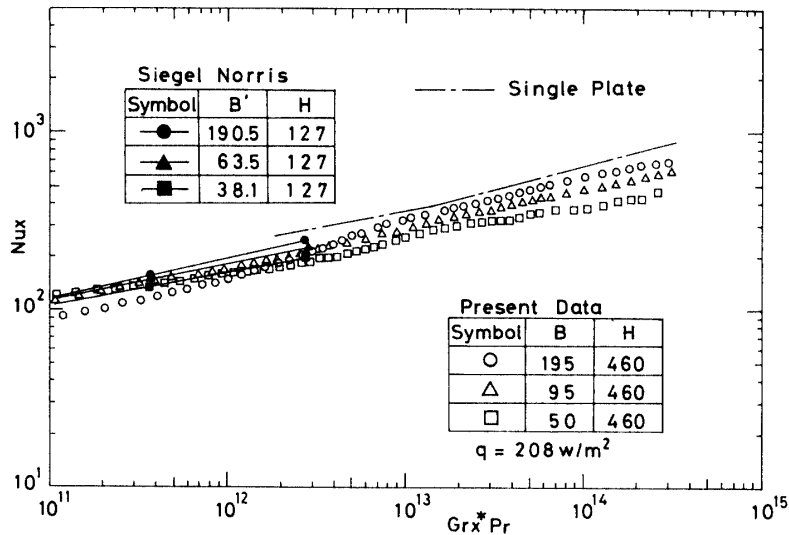


Fig. 8 Comparison of local Nusselt number distribution.

Fig. 9 Distribution of local Nusselt number Nu_x in turbulent region.

参考文献

- 1) 相原利雄, 伝熱工学の進展, **4**, 119-228 (1976).
- 2) Siegel, R. and Norris, R. H., Trans. ASME, C-**79**, 663-673 (1957).

- 3) 宮武修ら, 化学工学, **36**, No. 8, 859-864 (1972). および同 **37**, No. 8, 852-854 (1973).
- 4) Miyamoto, M. et al., Heat Transfer **1982**, 323-328 (1982).
- 5) 一色尚次, 伝熱工学, 森北出版 (1967).

(昭和 58 年 4 月 12 日 受理)