室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

空気層を利用した断熱法の実験的研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-29 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 村本, 和夫, 岸浪, 紘機, 斎藤, 図, 戸倉, 郁夫 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3730

空気層を利用した断熱法の実験的研究

村本和夫・岸浪紘機
斉藤図・戸倉郁夫

Application of Enclosed Air Layers to Thermal Insulation

Kazuo Muramoto, Koki Kishinami, Hakaru Saito
and Ikuo Tokura

Abstract

Thermal insulation effect has been studied for an air layer enclosed by surfaces with different temperatures by measuring the temperature field in the layer and vizualizing the flow pattern in it. The effects of numbers and locations of partition plates inserted to divide the layer were also tested as well as the influence of emissivities of the surfaces upon the insulation. The ratio of overall heat transffer coefficient of the enclosed air layer to that of the glass-fiber layer was approximately 0.3 to 0.6 in the case of inserting one partition plate in the layer, and 0.4 to 0.6 in the case of two partition plates. Especially when the overall heat transffer coefficients through the air layer decreased by one-third in the former case inserting one partition plate and even by half in the latter in comparison with values obtained without partitioning.

1 緒　　言

垂直密閉空気層の伝熱機構は自然対流熱伝達だけでなく，ふく射伝熱も関与する複合伝熱機構であり，これまでにも多くの研究報告がなされている[1)2)3)]。これらは，いずれも高温壁と低温壁の距離を変化させた，いわゆるアスペクト比などの寸法効果を考慮した場合の熱伝達について報告されているものが多い。

本報告は，垂直密閉空間内の流体である空気が繊維質保温材や発泡ポリエチレンとほぼ同じ熱伝導率をもつことに注目し，空気層を簡易で安価な一断熱法として利用しようとするものである。

垂直密閉空気層を通過する熱流を小さくするためには，自然対流の制御，およびふく射伝熱量を低減することが必要となる。

著者らは，高温壁と低温壁をもつ垂直密閉空気層内に，アルミニウム板などの準鏡面仕切板を設置し，その位置や枚数を変化させて，乱流域にある空気層を層流化して，対流熱抵抗の増

大を企り，さらに準鏡面仕切板によりふく射伝熱の低減など，断熱的効果の向上を目的として実験的に究明した結果を報告するものである。

2　実験装置および実験方法

実験装置　　図2－1は実験装置概略を示したものである。（a）は実験装置本本を示し，（b）は実験装置本体の一部分を詳細に示したものである。

本装置のヒータは上下方向に5分割され，左右に3分割されている。そして，中央を主ヒータ，左右を補償用ヒータとした高温壁，上下方向に4分割された低温壁からなってる。装置本体は二つの対向した低温壁の中央に高温壁を設置し，熱流は左右対称に流れるようにしてある。

アスペクト比は両空間とも $L/D=8.9$，（$D=103\ mm$，$L=920\ mm$）の密閉空気層であり，高温壁および低温壁の表面に黒色塗料を塗布してある。また，それ以外の内部はふく射の影響を少なくするため，アルミ箔を張った。装置本体は *Water Box* を除いて外部の影響や内部からの熱損失を防ぐよう断熱材で覆ってある。

密閉空気層内を仕切る仕切板は，厚さ1 *mm* のアルミニウム板を使用した。主ヒーターおよ

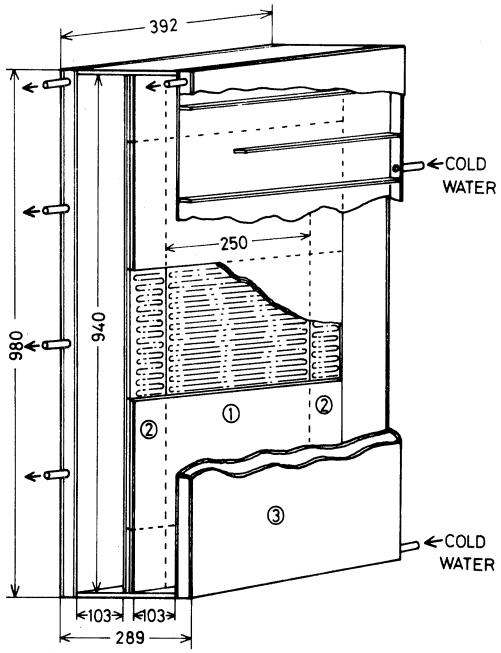


図2－1（a）　実験装置本体

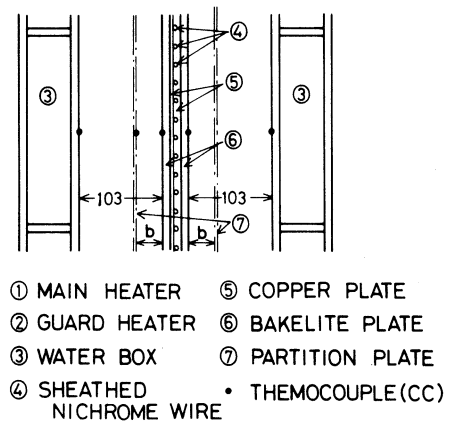


図2－1（b）　装置詳細図

び補償用ヒータには直径1 *mm* の絶縁ニクロウム線を用いて，ピッチ10 *mm* の溝を切った厚さ2 *mm* の銅板に埋め込み，厚さ1 *mm* の銅板を重ね両面対称に加熱されるようにしてある。

各部の温度測定には0.1 *mm* の銅-コンスタンタン熱電対を使用した。実験に使用した流体は空気を用い，低温壁は水道水で冷却してある。

実験方法　本実験はヒータ部（高温壁）と冷却板（低温壁）表面に黒色塗料を塗布した場合（以下 *BLACK* という）と，それらの両面にアルミ箔を張った場合（以下 *WHITE* という）とに分け，各々に仕切板を設けない場合（$n=0$），1枚の仕切板を設けた場合，2枚を設けた場合（$n=1$，$n=2$）とに分けて実験を行った。仕切板を設けない場合は温度差を $\Delta T=10\sim60$℃まで変化させた。仕切板を設けた場合は，上記の温度差の他に，高温壁と仕切板との距離，すなわち密閉空気層のアスペクト比を変化させて行なった。実験に使用した仕切板は厚さ1 *mm*，縦940 *mm*，横375 *mm* のアルミニウム板を使用した。最後に，通常用いられている断熱材との熱通過率を比較するため，空気層内にグラスウール断熱材を充填した。使用したグラスウール *JIS A 9505* で密度18 kg/m^3である。

実験の操作は，上下方向に5分割された各々の主ヒータ，および補償用ヒータに可変々圧器を介して電流を流し，高温壁表面の温度分布が均一になるよう入力を調節する。

低温壁の低温保持用冷却水の流量調節は水道水をオーバーフロータンクを介して定圧差で行った。

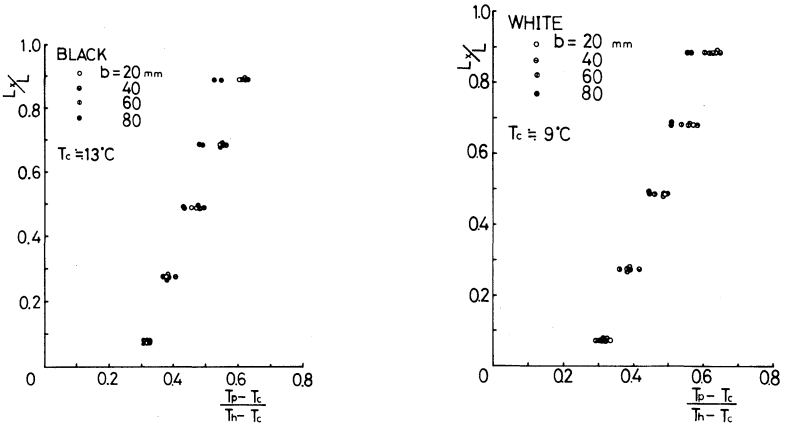
なお，本実験の定常状態に達するまでの時間は約4～12時間要した。

3　実験結果および考察

3－1　仕切板の温度分布

図3－1は仕切板の温度分布を示したものである。（a）の *BLACK* と（b）の *WHITE* を比較すると温度分布はほぼ同じ傾向を示している。両図とも高温壁の温度は0.5～2.0%の温度差を生じているが，両壁面ともほぼ等温に近い状態になっている。しかし，図で示されるように仕切板の温度分布は上部と下部において温度差が生じている。

これは，高温壁と仕切板によって形成された空気層（以下 *Cell H* という）において，高温壁面で加熱された空気の密度は，壁面より比較的遠くにある空気の密度よりも小さい。この密度の差により浮力が生じ，加熱された空気は上方に移動する。これによって仕切板の上部は暖められ，空気は仕切板に沿って下降しながら冷やされていく，一方，仕切板と低温壁で形成される空気層（以下 *Cell C* という）の空気は冷却板で冷やされ下降し，仕切板下部を冷やし，仕切



（a）　BLACK　　（b）　WHITE

図３－１　仕切板温度分布

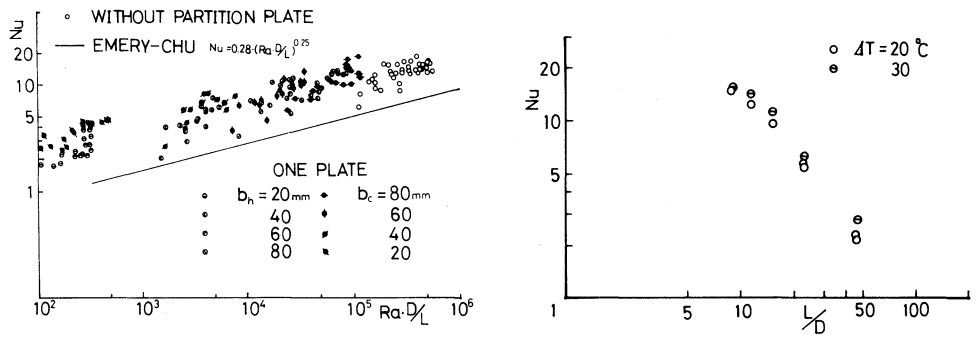
板に沿って上昇する。

この二層の空気は仕切板をはさんで向流になっており，熱交換が行なわれているものと思われる。その結果，図２－１で示すような温度分布が生じたものと考えられる。

また，仕切板の位置に対する温度分布は $b=20\sim60mm$ では同じ分布を示しているが，$b=80\ mm$ では仕切板上部において他の場合と異なり，高温壁との温度差が小さくなっている。これは *Cell C* の間隔が狭いため，空気の流れが他に比べて緩慢になり，その結果，仕切板の温度差は小さくなるものと考えられる。

３－２　ヌセルト数

図３－２（a）は *BLACK* と *WHITE* における各層のヌセルト数 *Nu* と $Ra\cdot D/L$ の関係を示したものである。ただし，Ra はレイリー数。D/L を乗したのは各層のアスペクト比が $L/D=$



（a）　Nu 数と $R_a\cdot D/L$　　（b）　N_u数と L/D

図３－２

8.9,11.5,15.3,23.0,46.0,と異なるので D/L の要因を考慮したものである。

図３－２（ａ）の実線は *Emry-Chu* 等の密閉空気層内の自然対流の実験式[1]

$$Nu=0.28\,Ra^{1/4}\,(L/D)^{-1)4}$$

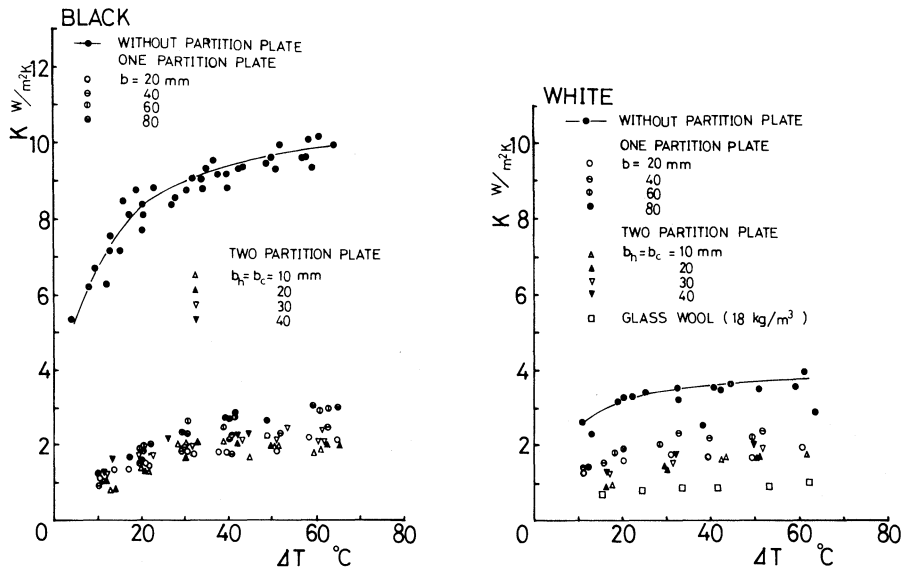
である。

仕切板を設けない場合，すなわち，高温壁と低温壁が等温である時，本実験で得られた *Nu* 数は *Emry-Chu* 等の実験式より２倍程大きくなっている。従来，多くの実験式が示されている[4]がいずれも *Emry-Chu* 等より大きな値を示している。

また，仕切板を設けた場合，すなわち，片側に非等温壁をもつような時の各層の *Nu* 数は両壁が等温である場合とほぼ同じ傾向を示している。したがって，本実験の温度範囲の非等温壁をもつ密閉空気層の *Nu* 数は仕切板の温度を単純に平均することにより予測することが出来る。

図３－２（ｂ）は仕切板によって分割された高温壁側の空気層 *Cell H* のアスペクト比 L/D と *Nu* 数の関係を示したものである。図から明らかなように，アスペクト比が大きくなる程，すなわち，仕切板が高温壁側に近くなる程 *Nu* 数は減少する傾向を示している。

これは，空気層の隙間が狭くなるつれて，伝熱形態が *Laminer flow convection* から *Asymptotic Conduction* と遷移していくためと考えられ，アスペクト比が密閉空気層内の熱伝達に大きな影響を与える要因となっていることがわかる。また，アスペクト比は同じであって



（ａ）　（ｂ）

図３－３　熱通過率と温度差

も温度差が小さくなると *Nu* 数も小さくなる傾向がみられる。これより，温度差が小さい程，熱抵抗が大きくなることがわかる。

3－3　熱通過率

図3－3は *BLACK* と *WHITE* について仕切板を設けない場合，仕切板が1枚，2枚の場合，そして，仕切板の位置を変化させたときの熱通過率 K を示したものである。ただし，高温壁と低温壁の温度差は10℃～60℃である。

3－3－1．仕切板を設けない場合の熱通過率の比較

図3－3（a）の場合，熱通過率は両壁の温度差 $\Delta T=20$℃より大きい範囲で増加する傾向が見られ，$\Delta T=20$℃以下で急激に減少している。これは両壁の温度差が小さいため，空気層内の対流とふく射が低減するためと考えられる。また，温度差が20℃以上ではふく射の影響が対流より大きくなるものと考えられる。これは（a）と（b）の傾きより想定することが出来る。

（b）の場合も温度差が増加するにつれて熱通過率はわずかであるが増えている。しかし，（a）に比較するとその傾きはわずかであり，ふく射の影響を考慮することにより，温度差が大きくなっても熱通過率は大巾に増大することがないことが判る。

また，（a）と（b）を比較すると，（a）の熱通過率は（b）の⅓程度に減少している。これは，*BLACK* と *WHITE* のふく射率の違による，ふく射熱量の差異によって生じたものである。これはふく射率が知られているならば容易に予測することが出来る。

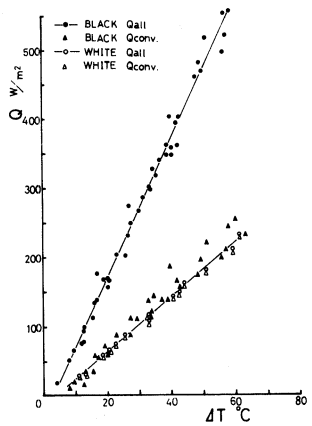


図3－4　熱　量

3－4　熱　　量

図3－4は *BLACK* と *WHITE* の全熱量 *Qall* と対流による熱量 *Qconv* を示す。*BLACK* の場合，全熱量の60～70%がふく射伝熱量であり，30～40%が対流によるものである。一方，*WHITE* ではふく射伝熱量はほとんど無視され（全熱量の3～5%）ることがわかる。

3－5　仕切板の枚数による熱通過率の比較

図3－5は，*BLACK* と *WHITE* における仕切板の枚数に対する熱通過率の値を示したものである。仕切板の位置や両壁の温度差による図の混雑をさけるため，K の値の範囲のみを示す。仕切板を設けた場合，K の範囲は *BLACK* と *WHITE* はほぼ同じか，わずかに *WHITE* の方が小さい。これは高温壁および低温壁のふく射率の差によるものと考え

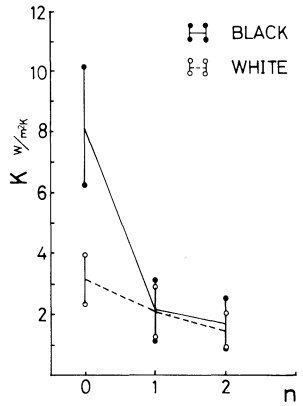


図３－５　仕切板の数と熱通過率

られる。*BLACK* の場合，$n=0$ で K は 6.2～10.2 (W/m^2K) であり，$n=1$ で¼までが減少し $n=2$ で 1/5 までが減少する。*WHITE* の場合，$n=0$ で K は 2.3～4.0 (W/m^2K) で $n=1$ で⅔程減少し，$n=2$ で½まで減少する。また，*BLACK* で $n=0$ の場合と比較すると，$n=1$ で¼程度，$n=2$ で 1/6 程度となり，仕切板を設けることにより，空気層が層流化され熱抵抗が増大したためと考える。

３－６　仕切板の位置による熱通過率の比較

図３－６は高温壁からの仕切板の距離に対する熱通過率を示したものである。

仕切板２枚のときは高温壁と低温壁からの距離を等しく対称になるように設置した。

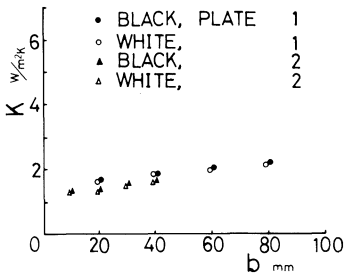


図３－６　仕切板位置と熱通過率

熱通過率 K は仕切板が１枚の場合，$b=20\ mm$ で最も低く，高温壁からの距離が大きくなるにつれて増加する傾向を示している。

仕切板２枚の場合，$b_h=b_c=10mm$ で最も低く，１枚の場合と同様に増加する傾向がみられる。これは仕切板により分割された各層の自然対流状態の違いによるものと考えられる。

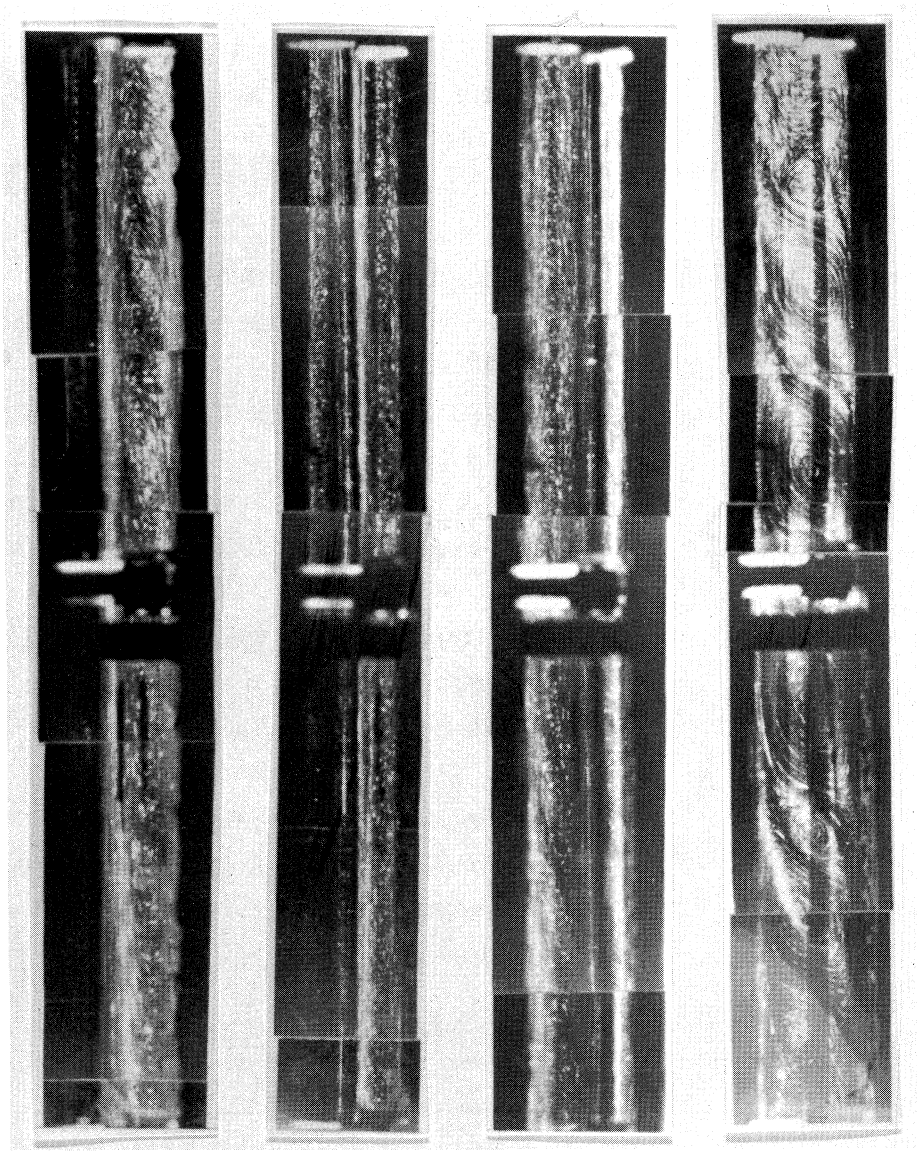
表－３は *BLACK* の高温壁と低温壁の温度差 $\Delta T \fallingdotseq 30℃$ における *Cell H* と *Cell C* の *Ra* 数を示したものである。

Cell H は高温壁と仕切板によって形成される空気層であ

表－３　Cell H と Cell C の R_a 数

(BLACK , $\Delta T=30℃$)

b (mm)	Cell.H		Cell.C	
	Rah	L/D	Rac	L/D
20	1.05×10^4	46.0	7.36×10^5	11.5
40	7.90×10^4	23.0	3.31×10^5	15.3
60	2.71×10^5	15.3	9.13×10^4	23.0
80	6.94×10^5	11.5	10.5×10^4	46.0



（a）$T_h \fallingdotseq 28℃$, $T_c \fallingdotseq 11℃$, $L/b_h = 43$, $R_{ah} = 8 \times 10^3$

（b）$T_h = 31℃$, $T_c \fallingdotseq 12℃$, $L/b_h = 24$, $R_{ah} \fallingdotseq 4 \times 10^4$

（c）$T_h = 31℃$, $T_c = 12℃$, $L/b_h = 17$, $R_{ah} \fallingdotseq 1 \times 10^5$

（d）$T_h \fallingdotseq 31℃$, $T_c \fallingdotseq 12℃$, $L/D = 12$, $R_a = 12 \times 10^6$

写真－3　密閉層内の流れ状態

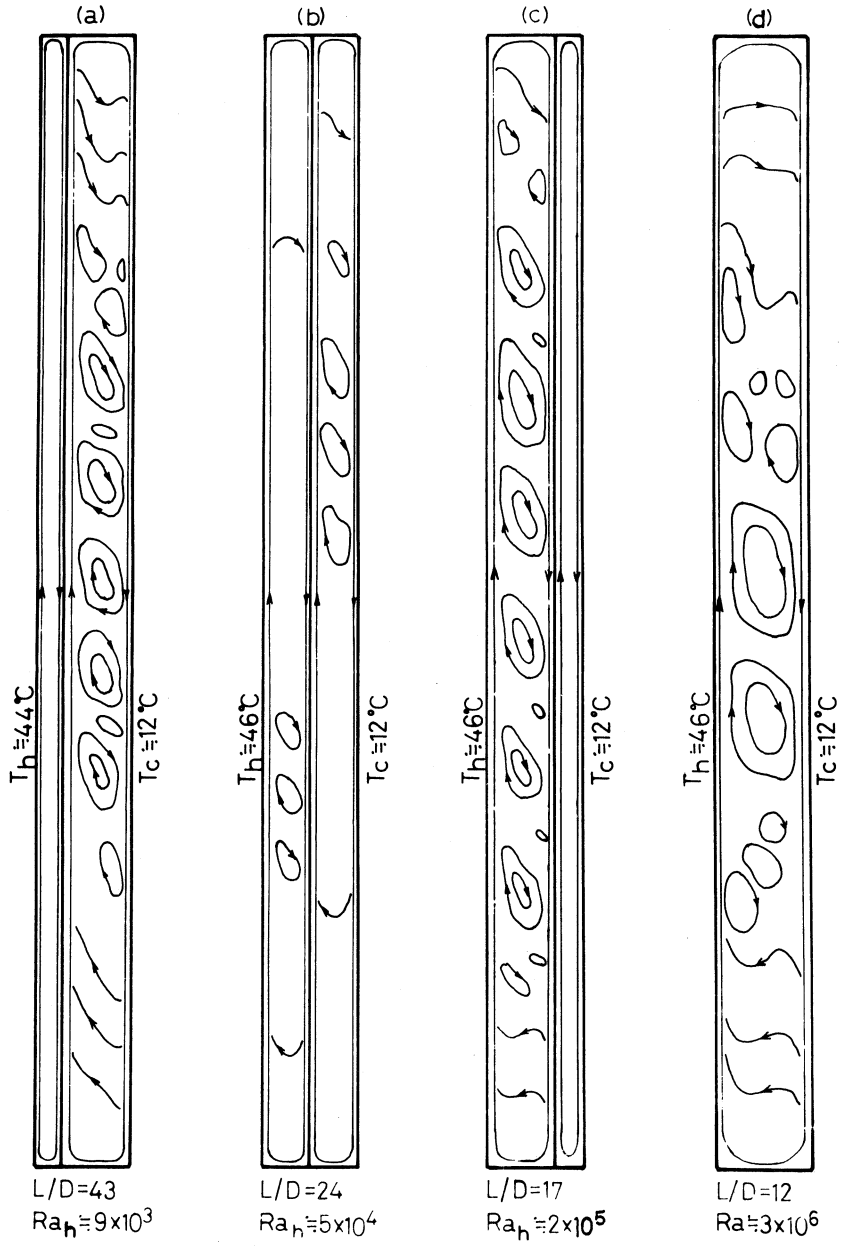


図３－７　密閉層流体の対流挙動

り，低温壁に相当する仕切板は図３－１で示した様に非等温になっている。また *Cell C* は仕切板と低温壁によって形成される空気層であり，仕切板が高温壁に相当し，上述と同じ様に非等温状態になっている。

$b=20\ mm$ と $b=80\ mm$，$b=40\ mm$ と $b=60\ mm$ における各空気層は互いに対称になっており，*Ra* 数の値もほぼ等しく，対流状態はほぼ同じであると思われる。*Cell H* では $b=20\ mm$ で層流となり，熱抵抗は *Cell C* よりも大きく，b が大きくなるにつれて層流から乱流へ遷移して，熱抵抗は小さくなっていく。一方，*Cell C* では $b=20\ mm$ で層流から乱流の遷移域にあり，熱抵抗は *Cell H* より小さく，b が大きくなるにつれて層流化され熱抵抗は大きくなり全体の熱抵抗はこれら二層の相殺によって決まるものと思われる。

$b=20\ mm$ と $b=80\ mm$ とを比較すると，互いに対称であるので全体の熱通過率はほぼ同じになると予想されるが，本実験では $b=80\ mm$ の方が大きくなっている。これは低温壁が非等温である *Cell C* において，アスペクト比，*Ra* 数が同じであっても，流れ状態に微妙な相違が生じ，熱通過率に差が出るものと思われる。

３－７　流れの可視化

写真－３は *Cell H* と *Cell C* の対流状態を確認するために，トランスオイルを用いて流れの状態を写したものである。また，**図３－７**は写真の流れをトレースしたものである。

図３－７の *Ra* 数は空気層の場合と同じであり，空気の対流状態も類似した流れであるものと思われる。（ｄ）は仕切板を設置しない場合である。*Ra* 数は 3×10^6 であり，乱流に近い状態である。この中に仕切板を設置すると，（ａ）は空気層のｂ＝20 *mm*，（ｂ）はｂ＝40，60 *mm*，（ｃ）はｂ＝80 *mm* に相当する。

（ａ），（ｃ）を比較すると，（ａ）の *Cell H*，（ｃ）の *Cell C* は明らかに層流状態であり，対流熱抵抗は非常に大きいものと思われれ。一方，（ａ）の *Cell C* と（ｃ）の *Cell H* では層内に〝うず〟が生じ，層流から乱流への遷移域にあると思われる。（ａ）の *Cell C* では中央部に５個程の〝うず〟が発生し，その結果として，その部分の熱伝達は良くなる。また，（ｃ）の *Cell H* では６個の〝うず〟が発生し，その範囲も（ａ）より広く，〝うず〟の速度も幾分速い事を観察している。これらの微妙な相違が熱伝達に影響を与え，全体の熱通過率は（ｃ）の方が大きくなるものと考える。

高温壁から低温壁への熱通過率は非等温の仕切板の影響により，分割された各空気層の流れ状態に微妙な相違が生じることが解った。また高温壁からの仕切板の距離ｂが大きくなるにつれて空気層の側面，上下面の面積が大きくなり，二次元熱伝導流れによる熱損失の影響も加わり，図３－６の様な傾向を示すものと思われる。

4 結　　言

高温壁とそれに対向する低温壁をもつ垂直密閉空気層内に準鏡面仕切板（アルミニウム板）を設置することにより，どの程度の断熱効果が得られるか実験的に求めた結果，以下のことが得られた。

（1）熱通過率は仕切板を1枚設置すると仕切板を設置しない場合に比較して，*BLACK* で¼程度，2枚設置すると，1/5程度まで減少する。また，*WHITE* の場合は⅔程度，2枚で⅓程度まで減少する。

（2）仕切板の位置による熱通過率は仕切板1枚の場合，高温壁からの距離 b＝20 *mm* で最も低く，仕切板2枚の場合，高温壁と低温壁からの距離 $b_h = b_c = 10$ *mm* で最も低い値となる。

（3）グラスウールと比較した場合，仕切板1枚でグラスウール断熱の30～60%，2枚で40～80%の断熱効果に達する。

以上のことから，ふく射率の小さい両壁や仕切板を設けることによって，ふく射伝熱を除くことができる。また，仕切板を設置すると対流抵抗をも増大させることが出来る。したがってこれらは従来の断熱法と併用することによって簡易な断熱法として実際面に応用出来るものと考える。

本実験に御協力を頂いた本学54年度卒業生，南部博晴君，梅木哲二君，また55年度卒業生，佐孝陽一君，金谷康夫君に感謝の意を表します。　（昭和56年5月20日受理）

文　　献

1）Emery, A. and Chu, Frans. ASME, Ser. C, 87-1 (1965－2)
2）Nagendra, H. R. and Tirunarayaman, M. A, Nucl, Engng. and. Des 15 (1971)
3）村本，斉藤，岸浪，戸倉，日本機械学会第241回関西支部講演論文集 No.804-8
4）日本機械学会，伝熱工学資料，改訂第3版