

相変化を伴う多孔質層内熱・物質移動  
に関する伝熱学的研究

2006年3月

北海道工業大学

河合 洋明

## 概 要

熱物性値は、熱機関、半導体素子、宇宙機器などの材料、熱機器の作動流体、冷凍加工食品、寒地建造物の断熱材等の例からも明らかなように、工業技術の発展に寄与する重要な値であり機械の精密化・高度化の中でさらに重要性が高まっている。中でも熱輸送の分野においては、熱移動現象の特性を決定する重要な因子の一つであり、高精度の熱物性値およびそれらの測定法が重要となる。熱物性値に関しては、運用および測定する立場の双方が存在するが、熱物性値の測定技術は最も重要な根底技術である。

民生的用途における最も一般的な熱物性値は熱伝導率であり、住宅の断熱など一般市民の生活に直接的に関与し、省エネルギーなどの観点から言えば国家的エネルギー管理にまで影響を及ぼす可能性をもっており、我が国においても日本工業規格に標準的測定法が規定され広く用いられている。これらの測定法は安定した測定値を提供するが、いずれも測定に長時間を要し、装置が大型・高価であるなどの短所を有する。レーザーフラッシュ法に代表される近年の非定常法の発展により、測定時間に関しては大幅な短縮が可能となってきたが、これらの方法では試料形状が薄膜などの特殊なものに限定され、常温から高温域を主な対象としていることが多く、装置管理や価格の面では依然として特別な装置という位置付けとなっている。したがって、我々が生活する低温域や常温域での測定を考慮した操作の容易な測定装置の開発が求められている。

熱物性値測定法の開発に当たって、熱伝導問題を数量的に解くことが必要であり、定常熱伝導では熱伝導率が唯一の熱物性値となるが、非定常熱伝導では比熱が加わり、これらと密度を組み合わせた熱拡散率や熱浸透率が重要な物性値となる。したがって、非定常法による測定装置は測定の迅速性および複数の熱物性値測定の可能性を持っており、簡便性と低コストについての検討が重要となる。

本研究では、簡便な機器構成により短時間で複数の熱物性測定が可能となる測定装置を実現することを目的として、解析的手法により解析解を導出し、厚さの薄い平板状の熱源を試料ではさみ、熱源および試料内任意点の温度上昇を観測して熱拡散率および熱浸透率を求め、さらに熱伝導率および試料の比熱を間接的に算定する同時迅速測定法を開発した。また、アクリルやベークライトなど中実な固体を対象として手動測定により測定値の妥当性を検証するとともに、コンピューター制御による自動測定装置の試作により測定器としての応用についても検討し、極め



て単純な機器構成により実用上十分な精度を持つ測定値を得ることができた。これらのことは、簡便かつ低価格な熱物性値測定装置を提供するための有益な基礎資料となる。

すでに述べたように熱物性値の応用範囲は極めて広く、被測定試料の性状も様々なものが考えられる。断熱材は断熱性能の測定法がJISに規定されていることからわかるように、熱物性値が性能という形で論じられる最も一般的かつ重要な材料である。寒冷地の住宅等に使用される断熱材は最も身近な材料の一つであり、壁体の高熱抵抗化を実現するため、一般に高空隙率の多孔質材料が用いられる。こういった材料内での熱移動挙動は対流、放射、物質移動、相変化の影響が含まれるため、一般にきわめて複雑なものとなる。したがって、熱伝導率などの熱物性値のみで断熱性能を議論することは不十分であり、従来型の熱物性値測定法により実現象を踏まえた物性値を評価しようとすることはきわめて難しく、同様な理由により前述の熱物性値測定法による測定も困難である。

ここで、建築物の断熱壁体における特徴的な挙動について述べる。壁体の断熱性能を高めることにより内外壁間の温度差は拡大するが、壁体内には湿り空気が存在し、断熱材内の空隙部分において水蒸気分圧差に起因する高温側から低温側への湿分移動がおこり、壁体内部や内壁近傍で結露が生ずる。このような水分蓄積は断熱性能を低下させ、さらには建材の腐食といった深刻な状況へと進展し、北海道においても断熱壁適用初期の住宅では、このような事例が多発した。

従来、熱物性値としての静的な断熱性能が追求されており、これは一定の評価基準としては機能するが、水分蓄積等の制御・抑制を検討する上では不十分と考えられる。多孔質体の見かけの熱物性値は熱伝導以外の要因にも影響を受けるため、中実固体への適用を目的とした熱物性値測定法では対応に限界があることは明らかである。また、断熱材の持つ特性を材料の熱物性値のみで評価することも妥当ではない。したがって、断熱材の複合的熱移動現象の詳細を明らかにし、特性として評価することが必要となり、例えば、内部の水分蓄積の制御に関しては、熱移動挙動および物質移動挙動に及ぼす諸要因の効果について詳細を検討しておくことが重要である。

実際の現象は二次元的ないしは三次元的であると考えられるが、基本的挙動を理解しておく必要がある。そこで本研究では、グラスウールあるいは球状粒子等の多孔質材料を充填した層（以下、多孔質層という）の2表面がそれぞれ高温・恒湿の加熱室および低温・恒湿の冷却室に露出している場合、高温・恒湿の加熱室および低温・恒湿の空気流に露出している場合の2種類の実験装置により多孔質層内の熱および物質移動の一次元的な検討を行った。

その結果、多孔質層の空隙の増大および熱伝導率の減少による両表面近傍の内部温度差の増大および拡散空間の拡大は水分蓄積を促進する、多孔質層の1表面に低温空気を流動させることによって熱抵抗は減少するが層内の混合比、相対湿度および比較湿度は極めて小さくなり水分蓄積を抑制する、などが明らかとなり多孔質層内の熱移動および水分蓄積挙動に関する知見が得られた。

断熱材内の水分凝縮を防止する手段の一つとして、断熱壁低温側表面に空気を流動させる方法があり、現在では、空気の流動によって断熱壁低温側の水分蓄積を緩和もしくは防止を目的として断熱材層と外壁との間に一定の厚さの空気流路を設ける通気層工法が広く採用されている。しかし、熱・物質移動挙動および水分蓄積挙動に関与すると予想される要因、すなわち内外の温・湿度条件、空気流速などの効果を検討した報告例はほとんど無く、寸法・構造の根拠ならびに定量的効果が明らかではなく、現象の詳細について基礎的な検討を加えることの重要性は高いと考える。

本研究では、多孔質層の一方の表面に空気を流動させ、流路を流れる空気の平均流速、温度および相対湿度が多孔質層内部の温度分布挙動、相対湿度分布および水分蓄積などにおよぼす効果について二次元的検討を行った。

実験は、多孔質層の一方の表面を加熱し、他方の表面が低温の空気流路に接している場合の両熱源間の熱伝達挙動および多孔質層内水分蓄積挙動などを測定・観察した。実験装置は加熱の方式により、加熱室が単一の場合、加熱室を分割した場合、加熱壁により加熱した場合の3群に分類される。

実験の結果、単一の加熱室を設けた場合では、流路内における空気流速の増加に伴い、多孔質層内に蓄積される水分量は減少し、高低両熱源の温度差の拡大により水分量は増大したが、蓄積した水分が見かけの断熱性能に及ぼす影響は極めて小さかった。加熱室を分割した場合では、水分蓄積量に関する実験式の作成を試み、一定の相関を得ることができた。加熱壁による加熱では、多孔質層内において複雑な流れの存在が示唆された。これらの結果より、多孔質層内の熱移動挙動および水分蓄積挙動におよぼす諸因子の効果が明らかとなり、水分蓄積量の予測および水分蓄積部位の特定のための有用な基礎資料が得られた。

本論文において、第Ⅰ編では、熱物性値測定の重要性和手法に注目し、新たな熱物性値測定法の提案を行い、実測定を通じてその有効性について述べた。また、第Ⅱ編では、多孔質層内の一次元的な熱・物質移動挙動に注目し、多孔質層内部の温・湿度分布挙動および水分蓄積挙動

に関して考察を加え、多孔質層内の熱移動および水分蓄積挙動に関する知見が得られた。第Ⅲ編では、多孔質層内の二次元的な熱・物質移動挙動に注目し、多孔質層内部の温・湿度分布挙動および水分蓄積挙動に関して考察を加え、多孔質層内の熱移動および水分蓄積挙動に関する知見が得られた。

第Ⅰ編は4つの章、第Ⅱ編および第Ⅲ編は5つの章から構成されており、以下に各章の内容を述べる。

第Ⅰ編の第1章では、本研究の目的および意義について述べている。

第2章では、解析的手法に基づいた測定の理論について述べている。

第3章では、アクリルやベークライトなど中実な固体を被測定試料として手動測定および自動測定による実測定を行い、測定法の有効性について述べている。

第4章は第Ⅰ編の結言であり、本熱物性値測定法の開発についての成果を要約している。

第Ⅱ編の第1章では、本研究の目的および意義について述べている。

第2章では、湿り空気に関する諸値の定義について述べている。

第3章では、実験装置Ⅰa群の概要、実験条件、測定結果および考察が述べられている。

第4章では、実験装置Ⅰb群の概要、実験条件、測定結果および考察が述べられている。

第5章は第Ⅱ編の結言であり、多孔質層内の一次元的熱・物質移動挙動に関する研究成果を要約している。

第Ⅲ編の第1章では、本研究の目的および意義について述べている。

第2章では、実験装置Ⅱa群の概要、実験条件、測定結果および考察が述べられている。

第3章では、実験装置Ⅱb群の概要、実験条件、測定結果および考察が述べられている。

第4章では、実験装置Ⅱc群の概要、実験条件、測定結果および考察が述べられている。

第5章は第Ⅲ編の結言であり、多孔質層内の二次元的熱・物質移動挙動に関する研究成果を要約している。

さらに、本研究の総括では、本研究で得られた成果を総括している。

本研究により、新たな熱物性値測定法が提案され、実測定によりその有効性が明らかとなった。これは簡便で廉価な測定装置を実現可能とするものであり、一般的固体材料の熱物性値測定技術の普及に大きく寄与するものである。一方、多孔質層の熱物性値あるいは熱移動特性を静的熱物性値により評価することは難しく、内部における熱・物質移動挙動の詳細を把握する必要がある。多孔質層内の熱・物質移動挙動に関して、一次元的および二次元的な検討を加えた結果、

熱移動挙動および水分蓄積挙動に及ぼす諸因子の効果が明らかとなり, 工学的に有用な知見が得られた.

本論文により熱物性値測定法が提案され, 多孔質層内熱・物質移動の新しい知見を得た. これらのことは物性値測定および多孔質層を用いた熱的設計を行う際において高い有用性が期待される.

## 目 次

主要記号	1
図・表一覧	6
第 I 編 熱物性値迅速測定法の開発	
第1章 緒 言	25
第2章 熱伝導解析	27
2.1 半無限固体の熱伝導解析	27
2.2 測定法の問題点と対策	33
(1) 有限試料厚さの影響	33
(2) 試料側面放熱の影響	38
(3) 熱源の熱容量の影響	39
第3章 実測定	48
3.1 熱源熱容量の算定	48
(1) 熱源熱容量の簡易的測定方法	48
(2) 熱板熱容量の測定	50
3.2 試料寸法	51
3.3 熱物性値の測定	52
3.4 自動測定の試み	53
第4章 結 言	61
第 II 編 多孔質層の熱・物質移動に関する一次元モデルによる実験的検討	
第1章 緒 言	63
第2章 諸値の定義	65
2.1 諸定数	65
2.2 水蒸気の飽和圧力	65
2.3 温度 $T$ および相対湿度 $RH$ が既知の場合の諸値の算定方法	68
2.4 湿度計算プログラム	69
2.5 多孔質体の空隙率	75
2.6 多孔質体の含水率	76
第3章 実験装置 I a 群	77
3.1 実験装置概説	77
3.1.1 実験装置 I a-1	77
(1) 装置概要	77
(2) 実験条件	81
3.1.2 実験装置 I a-2	82

(1) 装置概要	82
(2) 熱伝導率測定の概要	90
(3) 実験条件	92
3.2 実験装置 I a群による測定結果とその考察	93
3.2.1 実験装置 I a-1	93
(1) 温度分布挙動	93
(2) エンタルピー分布挙動	96
(3) 混合比分布挙動	99
(4) 比較湿度分布挙動	102
(5) 水分蓄積挙動	105
3.2.2 実験装置 I a-2	107
(1) 局所熱伝導率挙動	107
(2) 温度分布の経時変化	108
(3) 定常状態における温度分布挙動	110
(4) 比湿分布の経時変化	111
(5) 定常状態における比湿分布	113
(6) 水分蓄積挙動	113
(7) 水分凝縮の経時変化	114
(8) 定常状態における諸状態量の検討	116
3.3 本章のまとめ	120
第4章 実験装置 I b群	121
4.1 実験装置概説	121
4.1.1 実験装置 I b-1	122
(1) 装置概要	122
(2) 実験条件	126
4.1.2 実験装置 I b-2	126
(1) 装置概要(空気流路無し)	126
(2) 装置概要(空気流路有り)	130
(3) 実験条件	134
4.2 実験装置 I b群による測定結果とその考察	134
4.2.1 実験装置 I b-1	134
(1) 粒子層内温度分布挙動	134
(2) エンタルピー分布挙動	138
(3) 混合比分布挙動	141
(4) 比較湿度分布挙動	145
4.2.2 実験装置 I b-2	149
(1) 温度分布挙動	149
(2) エンタルピー分布挙動	157
(3) 混合比分布挙動	165

(4) 相対湿度分布挙動および比較湿度分布挙動	174
(5) 水分蓄積挙動	190
4.3 本章のまとめ	191
第5章 結 言	192
第Ⅲ編 多孔質層の熱・物質移動に関する二次元モデルによる実験的検討	
第1章 緒 言	193
第2章 実験装置Ⅱa群	196
2.1 実験装置概説	196
2.1.1 実験装置Ⅱa-1	196
(1) 装置概要	196
(2) 実験条件	205
2.1.2 実験装置Ⅱa-2	208
(1) 装置概要	208
(2) 実験条件	215
2.1.3 実験装置Ⅱa-3	215
(1) 装置概要	215
(2) 実験条件	221
2.2 実験装置Ⅱa群による測定結果とその考察	221
2.2.1 実験装置Ⅱa-1	221
(1) 流入空気平均流速が多孔質層内温度分布におよぼす効果	221
(2) 水分蓄積挙動	235
(3) 熱通過量	236
(4) 見かけの熱伝導率	237
2.2.2 実験装置Ⅱa-2	238
(1) 流入空気平均流速が多孔質層内温度分布におよぼす効果	238
(2) 水分蓄積挙動	243
(3) 熱移動挙動	243
(4) 見かけ熱伝導率	246
2.2.3 実験装置Ⅱa-3	248
(1) 多孔質層表面温度分布	248
(2) グラスウール内水分蓄積量	252
(3) 熱移動挙動	255
2.3 本章のまとめ	260
第3章 実験装置Ⅱb群	262
3.1 実験装置概説	262
3.1.1 実験装置Ⅱb-1	263
(1) 装置概要	263
(2) 実験条件	266

3. 1. 2 実験装置Ⅱb-2	268
(1) 装置概要	268
(2) 実験条件	271
3. 1. 3 実験装置Ⅱb-3	271
(1) 装置概要	271
(2) 実験条件	273
3. 1. 4 実験装置Ⅱb-4	273
(1) 装置概要	273
(2) 実験条件	275
3. 2 実験装置Ⅱb群による測定結果とその考察	275
3. 2. 1 実験装置Ⅱb-1	275
(1) 流速変化に伴う温度分布挙動	275
(2) 流速変化に伴う比湿分布挙動	276
(3) 流速変化に伴う水分凝縮挙動	283
(4) 10時間経過における多孔質層平均熱伝達率挙動	283
(5) 含水挙動	287
(6) 含水率に関する実験式	288
3. 2. 2 実験装置Ⅱb-2	289
(1) 流路側表面の温度分布挙動	289
(2) 温度分布挙動	291
(3) 比湿分布挙動	293
(4) 加熱室側表面における局所熱伝達率分布挙動	295
(5) 水分蓄積挙動	296
3. 2. 3 実験装置Ⅱb-3	301
(1) 加熱室側表面温度分布	301
(2) 加熱室側表面相対湿度分布	302
(3) 熱伝達率分布挙動	306
(4) 含水挙動	311
3. 2. 4 実験装置Ⅱb-4	315
(1) 温度分布挙動	315
(2) 比湿分布挙動	318
(3) 熱伝達率分布挙動	320
(4) 渦の発生について	323
(5) 含水挙動	323
3. 3 本章のまとめ	325
第4章 実験装置Ⅱc群	327
4. 1 実験装置概説	327
4. 1. 1 実験装置Ⅱc-1	328
(1) 装置概要	328



(2) 実験条件-----	329
4. 1. 2 実験装置Ⅱc-2 -----	330
(1) 装置概要-----	330
(2) 実験条件-----	334
4. 2 実験装置Ⅱc群による測定結果とその考察 -----	334
4. 2. 1 実験装置Ⅱc-1 -----	334
(1) 温度分布挙動-----	334
(2) 加熱壁側表面熱における伝達率分布 -----	336
(3) グラスウールの有無が温度および熱伝達率に及ぼす効果 -----	338
4. 2. 2 実験装置Ⅱc-2 -----	339
(1) 温度分布挙動-----	340
(2) 多孔質層内の流れ-----	346
(3) 無次元量による結果の整理-----	348
4. 3 本章のまとめ-----	354
第5章 結 言 -----	355
本論文の総括-----	356
参考文献-----	357
謝 辞 -----	365

## 主要記号

### 【第 I 編】

$a$	: 熱拡散率 $\lambda/(c \cdot \rho) [m^2/s]$
$B_i$	: $= h \cdot R/\lambda$ , 代表長さを $R$ とするビオ数
$b$	: 熱浸透率 $(\sqrt{\lambda c \rho}) [kJ/m^2 s^{1/2} \cdot ^\circ C]$
$c$	: 試料の比熱 $[kJ/(kg \cdot ^\circ C)]$
$c'$	: 熱板の比熱 $[kJ/(kg \cdot ^\circ C)]$
$erf(z)$	: 誤差関数 $\left( = (2/\sqrt{\pi}) \int_0^z \exp(-y^2) dy \right)$
$erfc(z)$	: 補誤差関数 $(= 1 - erf(z))$
$Fo_1$	: 代表長さを $(l/2)$ とするフーリエ数 $(= 4at/l^2)$
$Fo_2$	: 代表長さを $R$ とするフーリエ数 $(= a \cdot t/R^2)$
$\hat{f}(s)$	: $f(t)$ のラプラス変換, $= L[f(t)] = \int_{t=0}^{\infty} e^{-st} f(t) dt$
$H$	: $= h/\lambda [1/m]$
$h$	: 試料表面の熱伝達率 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
$h'$	: 熱板表面の熱伝達率 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
$J_0, J_1$	: 第1種の0次および1次のベッセル関数
$l$	: 試料厚さあるいは正方形の一辺の長さ $[m]$
$Q_A$	: 全発熱量 $[W]$
$q_0$	: 平面状熱源の熱出力密度 $[W/m^2]$
$R$	: 円柱状試料の半径 $[m]$
$r$	: 円柱状試料の半径方向距離 $[m]$
$T$	: 熱板の温度 $[^\circ C]$
$T_h$	: 発熱を停止したときの熱板温度 $[^\circ C]$
$T_l$	: 発熱を開始したときの熱板温度 $[^\circ C]$
$t$	: 経過時間 $[s]$
$X$	: $= x/2\sqrt{at}$
$x$	: 熱源位置から熱流方向に測った距離, または, 試料中心軸にそって測った熱源からの距離 $[m]$
$Y$	: $= b\sqrt{t}/c'\rho'$
$\Theta$	: 温度, $\theta_i$ と等しい試料の周囲温度, または, 熱板周囲の流体温度 $[^\circ C]$
$\theta$	: 固体の温度または試料温度 $\theta(t, r, x) [^\circ C]$
$\theta_i$	: 初期温度で一定値 $[^\circ C]$

$\theta_m$	: 代表温度 $[\text{°C}]$
$\lambda$	: 熱伝導率 $[W/(m \cdot \text{°C})]$
$\mu_n$	: $\mu_1(\mu) - B_i \cdot J_0(\mu) = 0$ の第 $n$ 番目の根
$\rho$	: 試料の密度 $[kg/m^3]$
$\rho'$	: 熱板の密度 $[kg/m^3]$
$\tau_h$	: 発熱期間 $[s]$
$\tau_l$	: 発熱停止期間 $[s]$

## 【第Ⅱ編】

$c_{pd}$	: 乾燥空気の定圧比熱 $[kJ/(kg \cdot \text{°C})]$
$c_{pv}$	: 水蒸気の定圧比熱 $[kJ/(kg \cdot \text{°C})]$
$d_v$	: 絶対湿度 $[kg/m^3 \text{ of moist air}]$
$f_s$	: 飽和水蒸気の増加補正係数
$i_d$	: 乾燥空気のエンタルピー $[kJ/kg]$
$i_m$	: 湿り空気のエンタルピー $[kJ/kg \text{ of moist air}]$ あるいは $[kJ/kg \text{ of dry air}]$
$i_v$	: 水蒸気のエンタルピー $[kJ/kg]$
$P$	: 大気圧 $[Pa]$
$p_d$	: 乾燥空気の分圧 $[Pa]$
$p_v$	: 水蒸気分圧 $[Pa]$
$p'_{vs}$	: 補正された飽和水蒸気圧力 $[Pa]$
$p_{vs}$	: 飽和水蒸気圧力あるいは補正された飽和水蒸気圧力 $[Pa]$
$L$	: 蒸発の潜熱 $[kJ/kg]$
$M_v$	: 水蒸気の分子量(= 18.0153)
$M_d$	: 乾燥空気の分子量(= 28.965)
$m$	: 実験後の多孔質層の質量 $[g]$
$m_0$	: 実験前の多孔質層の質量 $[g]$
$m_d$	: 乾燥空気の質量 $[kg]$
$m_v$	: 水蒸気の質量 $[kg]$
$m_{vs}$	: 水蒸気の飽和質量 $[kg]$
$N_v$	: 水蒸気のモル分率
$n_d$	: 乾燥空気の物質量
$n_v$	: 水蒸気の物質量
$q$	: 線状熱源の発熱量 $[W/m]$ , あるいは熱流束 $[W/m^2]$
$R$	: 一般気体定数(= $8.314510 [J/(kmol \cdot K)]$ )
$R_d$	: 乾燥空気の気体定数(= $287.05 [J/(kg \cdot K)]$ )
$R_v$	: 水蒸気の気体定数(= $461.53 [J/(kg \cdot K)]$ )
$RH$	: 相対湿度 $[\%]$

$r_d$	: 混合比 $(= m_v/m_d)$ $[kg/kg \text{ of dry air}]$
$r_{ds}$	: 飽和混合比 $(= m_{vs}/m_d)$
$r_m$	: 比湿 $[kg/kg \text{ of moist air}]$
$r_{ms}$	: 飽和比湿 $[kg/kg \text{ of moist air}]$
$S$	: 含水率 $(= (m - m_0)/m_0 \times 100)$ $[\%]$
$T$	: 温度 $[^{\circ}C]$ あるいは $[K]$
$T_0$	: 初期温度 $[^{\circ}C]$ あるいは $[K]$
$T_{90}$	: 絶対温度 $(= \theta[^{\circ}C] + 273.15)$ $[K]$
$T_{cr}$	: 冷却室温度 $[^{\circ}C]$ あるいは $[K]$
$T_{dp}$	: 露点 $[^{\circ}C]$ あるいは $[K]$
$t$	: 時間 $[h]$ , $[min]$ あるいは $[s]$
$V$	: 体積 $[m^3]$
$V_f$	: 空隙部の体積 $[m^3]$
$V_t$	: 多孔質体全体積 $[m^3]$
$x$	: 加熱室側表面からの多孔質層内位置 $[mm]$

$\Delta T$	: 温度変化 $[^{\circ}C]$
$\varepsilon$	: $= \rho_v/\rho_d = R_d/R_v = 0.62198$
$\gamma$	: Euler 常数
$\theta$	: 摂氏温度 $[^{\circ}C]$
$\lambda$	: 熱伝導率 $[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\varphi$	: 空隙率 $(= V_f/V_t)$
$\psi$	: 比較湿度 $[\%]$

### 【第三編】

$A$	: 多孔質層の表面積 $[m^2]$
$a_{air}$	: 空気の熱拡散率 $[m^2/s]$
$D$	: 拡散係数 $[m^2/s]$
$Da$	: ダルシー数 $\left(= \frac{K}{l^2}\right)$
$C$	: 空気流路厚さ $[mm]$
$Gr$	: グラスホフ数 $\left(= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{hw} - T_0) \cdot H^3}{\nu_{air}^2}\right)$
$g$	: 重力の加速度 $[m/s^2]$
$H$	: 流れ方向の多孔質層長さ $[mm]$

$h_m$	: 平均熱伝達率 $\left(= \frac{Q_m \Delta T_m}{A}\right) [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
$h_x$	: 位置 $x$ における局所熱伝達率 $[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$
$K$	: 透過率 $\left(= \frac{\phi^3 \cdot D^2}{180(1-\phi)^2}\right)$ , 繊維質の多孔質体では $\left(= \frac{\phi^3 \cdot D^2}{36\xi(1-\phi)^2}\right)$
$l$	: 多孔質層厚さ $[m]$
$m_d$	: 湿り空気中の乾燥空気の質量 $[kg]$
$m_v$	: 湿り空気中の水蒸気の質量 $[kg]$
$N_e$	: $= \sqrt{\frac{2\pi}{1-\phi}} - 2.5$
$Nu_m$	: 平均ヌセルト数 $\left(= \frac{h_m H}{\lambda_{air}}\right)$ あるいは $\left(= \frac{h_m \cdot l}{\lambda_{eff}}\right)$
$P$	: 圧力 $[Pa]$
$Q_m$	: 加熱室の平均放熱量 $[W]$
$q$	: 熱流束 $[W/m^2]$
$Re$	: レイノルズ数 $\left(= \frac{U_0 C}{\nu_{air}}\right)$
$RH$	: 相対湿度 $[\%]$
$RH_{hs}$	: 多孔質層加熱室側表面相対湿度 $[\%]$
$Pr$	: プラントル数 $\left(= \frac{\nu_{air}}{a_{air}}\right)$
$r_m$	: 比湿 $\left(= \frac{m_v}{m_d + m_v}\right) [kg/kg \text{ of moist air}]$
$S$	: 含水率 $[\%]$
$T$	: 温度 $[^\circ C]$
$T_0$	: 空気流路流入空気平均温度 $[^\circ C]$
$T_{cs}$	: 多孔質層流路側表面温度 $[^\circ C]$
$T_{cw}$	: 冷却壁表面温度 $[^\circ C]$
$T_{hr}$	: 加熱室内温度 $[^\circ C]$
$T_{hs}$	: 多孔質層加熱室側表面温度 $[^\circ C]$
$T_{hw}$	: 加熱壁表面温度 $[^\circ C]$
$t$	: 経過時間 $[h]$ あるいは $[s]$
$U_0$	: 空気流路流入空気平均速度 $[m/s]$
$x$	: 多孔質層下端からの距離 $[mm]$
$y$	: 多孔質内厚さ方向距離 $[mm]$
$y_L$	: 多孔質層厚さ $[mm]$

$\beta$	:	体積膨張係数 $\left(=\frac{1}{T_0+273.15}\right)[K^{-1}]$
$\Delta T_m$	:	多孔質層両表面の平均温度差 $[^{\circ}C]$
$\lambda_a$	:	見かけの熱伝導率 $[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\lambda_{air}$	:	空気流路入り口における空気の熱伝導率 $[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\lambda_{eff}$	:	等価熱伝導率 $(=\varphi \cdot \lambda_f + \lambda_s \cdot (1-\varphi))[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\lambda_f$	:	多孔質体の空隙部分を占める流体の熱伝導率 $[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\lambda_s$	:	多孔質体の固体の熱伝導率 $[W/(m \cdot ^{\circ}C)]$
$\nu_{air}$	:	空気流路入り口における空気の動粘度 $[m^2/s]$
$\xi$	:	繊維質多孔質体における透過率に使用 $\left(=\frac{[62.3N_e(1-\varphi)+107.4] \cdot \varphi^3}{16\varepsilon^6(1-\varphi)^4}\right)$
$\tau$	:	無次元時間 $\left(=\frac{D \cdot t}{H^2}\right)$
$\varphi$	:	空隙率

## 図・表一覧

### 【第Ⅰ編】

- 図1. 1 半無限固体に関する座標の定義
- 図1. 2 有限厚さおよび背面断熱の試料モデル
- 図1. 3 フーリエ数  $Fo$  と加熱面温度におよぼす影響  $\varepsilon_1$  の関係
- 図1. 4 周囲側面に熱伝達のある半無限円筒状試料
- 図1. 5 熱容量を有する発熱体による試料加熱モデル
- 図1. 6 試料表面温度に及ぼす熱源熱容量の影響
- 図1. 7 空間に置かれた薄い発熱板モデル
- 図1. 8 加熱・冷却を繰り返した時の発熱板の温度変化
- 図1. 9 実熱源とモデル熱源の整合性
- 図1. 10 式(1.85)の図示
- 図1. 11 式(1.83)の図示
- 図1. 12 熱物性値算定手順のフローチャート
- 図1. 13 自動測定装置ブロック図
- 図1. 14 自動測定によるベークライト板の  $\lambda$  値

- 表1. 1 試料の諸元
- 表1. 2 測定結果と計算手順(アクリル板)
- 表1. 3 測定結果(ベークライト板)

### 【第Ⅱ編】

- 図2. 1 実験装置 I a-1 の概要
- 図2. 2 実験装置 I a-2 の概要
- 図2. 3 装置系統図
- 図2. 4 装置外観
- 図2. 5 温・湿度測定用多孔質層容器

- 図2. 6 水分蓄積量測定用多孔質層容器
- 図2. 7 測定部構造の詳細
- 図2. 8 多孔質層内用湿度センサー
- 図2. 9 加熱・冷却室用湿度センサー
- 図2. 10 グラスビーズ
- 図2. 11 実験装置概要 (a)温・湿度測定用, (b)含水率・熱伝導率測定用
- 図2. 12 実験装置の内部構造 (a)温・湿度測定用, (b)含水率・熱伝導率測定用
- 図2. 13 実験装置の外観
- 図2. 14 多孔質層容器 (a)温・湿度測定用, (b)局所熱伝導率測定用, (c)含水率測定用
- 図2. 15 グラスビーズ
- 図2. 16 グラスビーズの粒子径分布
- 図2. 17 グラスウール
- 図2. 18 測定部構造の詳細
- 図2. 19 局所熱伝導率測定部の詳細
- 図2. 20 熱源プローブの構成
- 図2. 21-1  
多孔質層内温度分布 (a)ガラスビーズ充填層, (b)グラスウール充填層
- 図2. 21-2  
多孔質層内温度分布 (c)発泡スチロール球充填層, (d)12 時間経過後
- 図2. 22-1  
エンタルピー分布 (a)ガラスビーズ充填層, (b)グラスウール充填層
- 図2. 22-2  
エンタルピー分布 (c)発泡スチロール球充填層, (d)12 時間経過後
- 図2. 23-1  
混合比分布 (a)ガラスビーズ充填層, (b)グラスウール充填層
- 図2. 23-2  
混合比分布 (c)発泡スチロール球充填層, (d)12 時間経過後
- 図2. 24-1  
比較湿度分布 (a)ガラスビーズ充填層, (b)グラスウール充填層



図2. 24-2

比較湿度分布 (c) 発泡スチロール球充填層, (d) 12 時間経過後

図2. 25 12[h]経過後の充填層質量増加量

図2. 26 12[h]経過後の充填層含水率

図2. 27 多孔質層の局所熱伝導率

図2. 28 温度分布の経時変化 (a) グラスビーズ充填層, (b) グラスウール充填層

図2. 29 定常状態における温度分布

図2. 30 比湿分布の経時変化 (a) グラスビーズ充填層, (b) グラスウール充填層

図2. 31 定常状態における比湿分布

図2. 32 含水率の経時変化

図2. 33 相対湿度分布の経時変化 (a) グラスビーズ充填層, (b) グラスウール充填層

図2. 34 定常状態における層内相対湿度分布

図2. 35 定常状態における露点分布 (a) グラスビーズ充填層, (b) グラスウール充填層

図2. 36 定常状態における比湿と飽和比湿との比較

(a) グラスビーズ充填層, (b) グラスウール充填層

図2. 37 実験装置 I b-1 の概要

図2. 38 実験装置 I b-2 の概要 (a) 空気流路無し, (b) 空気流路有り

図2. 39 装置系統図

図2. 40 実験装置外観

図2. 41 多孔質層容器

図2. 42 グラスビーズの充填状態

図2. 43 空気流路

図2. 44 実験装置系統図

図2. 45 多孔質容器設置状況

図2. 46 測定部構造の詳細

図2. 47 Sartorius 製 MC1 電子天秤

図2. 48 装置系統図

図2. 49 空気流路

図2. 50-1

空気流路詳細 (a) 温・湿度測定容器用

図2. 50-2

空気流路詳細 (b) 水分蓄積量測定容器用

図2. 51 粒子層内温度分布の経時変化(粒子直径 0.8[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 52 粒子層内温度分布の経時変化(粒子直径 0.4[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 53 6 [h]経過後の粒子層内温度分布

図2. 54 粒子層内エンタルピー分布の経時変化(粒子直径 0.8[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 55 粒子層内エンタルピー分布の経時変化(粒子直径 0.4[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 56 6[h]経過後の粒子層内エンタルピー分布

図2. 57 粒子層内混合比分布の経時変化(粒子直径 0.8[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 58 粒子層内混合比分布の経時変化(粒子直径 0.4[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 59 6[h]経過後の粒子層内混合比分布

図2. 60 粒子層内比較湿度分布の経時変化(粒子直径 0.8[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 61 粒子層内比較湿度分布の経時変化(粒子直径 0.4[mm])

(a)  $U_0=0.3$ [m/s], (b)  $U_0=0.5$ [m/s], (c)  $U_0=0.7$ [m/s]

図2. 62 6[h]経過後の粒子層内比較湿度分布

図2. 63-1

多孔質層内温度分布の経時変化( $T_{cr}=-10^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 63-2

多孔質層内温度分布の経時変化( $T_{cr}=0^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 63-3

多孔質層内温度分布の経時変化(空気流路有り)

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 64-1

温度分布の経時変化(グラスビーズ充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 64-2

温度分布の経時変化(発泡スチロール粒子充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 64-3

温度分布の経時変化(アルミナ粒子充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 65 100[h]経過後の充填層内温度分布

(a) 冷却室温度および物性値の効果, (b) 空気流路の効果

図2. 66-1

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化( $T_{cr}=-10^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 66-2

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化( $T_{cr}=0^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 66-3

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(空気流路有り)

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 67-1

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(グラスビーズ)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 67-2

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(発泡スチロール粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 67-3

充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(アルミナ粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 68 100[h]経過後の充填層内湿り空気のエンタルピー分布

(a) 冷却室温度および物性値の効果, (b) 空気流路の効果

図2. 69-1

多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化( $T_{cr}=-10^\circ\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 69-2

多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化( $T_{cr}=0^\circ\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 69-3

多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化(空気流路有り)

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 70-1

混合比分布の経時変化(グラスビーズ)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 70-2

混合比分布の経時変化(発泡スチロール粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 70-3

混合比分布の経時変化(アルミナ粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 71 100[h]経過後の充填層内湿り空気の混合比分布

(a) 冷却室温度および物性値の効果, (b) 空気流路の効果

図2. 72-1

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 ( $T_{cr}=-10^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 72-2

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 ( $T_{cr}=0^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 72-3

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 (空気流路有り)

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 73-1

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 (グラスビーズ充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 73-2

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 (発泡スチロール粒子充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 73-3

多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化 (アルミナ粒子充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^{\circ}\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^{\circ}\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^{\circ}\text{C}]$

図2. 74 100[h]経過後の充填層内湿り空気の相対湿度分布

(a) 冷却室温度および物性値の効果, (b) 空気流路の効果

図2. 75-1

充填層内比較湿度分布の経時変化 ( $T_{cr}=-10^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 75-2

充填層内比較湿度分布の経時変化 ( $T_{cr}=0^{\circ}\text{C}$ )

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 75-3

充填層内比較湿度分布の経時変化 (空気流路有り)

(a) Glass, (b) Polystyrene, (c) Alumina

図2. 76-1

充填層内比較湿度分布の経時変化(グラスビーズ充填層)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 76-2

充填層内比較湿度分布の経時変化(発泡スチロール粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 76-3

充填層内比較湿度分布の経時変化(アルミナ粒子)

(a)  $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_0=-10[^\circ\text{C}]$

図2. 77 100[h]経過後の充填層内湿り空気の比較湿度分布

(a) 冷却室温度および物性値の効果, (b) 空気流路の効果

図2. 78 100[h]経過後の充填層内の水分蓄積量

表2. 1 供試多孔質層充填材料の物性値

表2. 2 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表2. 3 測定法によるグラスビーズ層熱伝導率の比較

表2. 4 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表2. 5 結露位置の温度および加熱室空気の露点温度の比較

表2. 6 グラスビーズ層およびグラスウール層の熱物性値

表2. 7 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表2. 8 供試多孔質層充填材料の物性値

表2. 9 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表2. 10 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

### 第Ⅲ編

図3. 1 実験装置Ⅱ a-1, 2および3の概要

図3. 2 装置系統図

図3. 3 実験装置外観

図3. 4 測定部詳細

- 図3. 5 定温室を含む測定部
- 図3. 6 超音波式加湿器
- 図3. 7 温度補償室を含む測定部全体
- 図3. 8 空気冷却室
- 図3. 9 ブロワー
- 図3. 10 冷却壁面背面と吹き付け管
- 図3. 11 冷却壁の構造
- 図3. 12 ブライン分配器
- 図3. 13 グラスウール固定枠の構造と寸法
- 図3. 14 グラスウール収納状態
- 図3. 15 直視天秤
- 図3. 16 サーモグラフィー装置
- 図3. 17 装置系統図
- 図3. 18 装置全体
- 図3. 19 試験部外観
- 図3. 20 測定部周辺の構成
- 図3. 21 グラスウール指示枠および熱電対取り付け位置
- 図3. 22 グラスウール収納状態
- 図3. 23 空気ポンプ
- 図3. 24 超音波加湿器
- 図3. 25 除湿用フィンチューブ
- 図3. 26 インバータ
- 図3. 27 加湿器および配管
- 図3. 28 装置系統図
- 図3. 29 装置全体
- 図3. 30 試験部 (a)試験部詳細, (b)試験部外観
- 図3. 31 グラスウール外観 (a)グラスウール支持枠, (b)グラスウール収納状態
- 図3. 32 温度調整室
- 図3. 33 加湿器

図3. 34 電子天秤

図3. 35 電力計

図3. 36-1

温度分布 ( $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-2

温度分布 ( $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-3

温度分布 ( $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-4

温度分布 ( $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 37-1

温度分布 ( $T_{cw}=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 37-2

温度分布 ( $T_{cw}=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 37-3

温度分布 ( $T_{cw}=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 37-4

温度分布 ( $T_{cw}=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 38-1

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布



図3. 38-2

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$  ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 38-3

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$  ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 38-4

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$  ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 39-1

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 39-2

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 39-3

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 39-4

温度分布 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 40-1

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 40-2

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 40-3

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 40-4

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 41-1

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 41-2

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.4[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 41-3

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.7[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 41-4

温度分布 ( $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ )

(a) サーモグラフィー画像, (b) 厚さ方向温度分布

図3. 42 12[h]経過後のグラスウール含水率

図3. 43 熱流束におよぼす流入空気流速および温度条件の効果

図3. 44 見かけの熱伝導率に及ぼす流入空気流速および温度条件の効果

図3. 45-1

流入空気平均流速が両表面温度分布におよぼす影響 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )

(a)  $T_{hr}=20[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$

図3. 45-2

流入空気平均流速が両表面温度分布におよぼす影響 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )

(c)  $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ , (d)  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$

- 図3. 46 流入空気温度および加熱室内温度が両表面温度分布におよぼす影響  
(a)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.03[\text{m/s}]$ ,  
(b)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.03[\text{m/s}]$
- 図3. 47 含水率に及ぼす諸因子の効果( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $U_0$ および $T_{hr}$ の効果( $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ), (b)  $U_0$ および $T_0$ の効果( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ )
- 図3. 48 熱流束に及ぼす諸因子の効果( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $U_0$ および $T_{hr}$ の効果( $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ), (b)  $U_0$ および $T_0$ の効果( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ )
- 図3. 49 見かけの熱伝導率に及ぼす諸因子の効果( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $U_0$ および $T_h$ の効果( $T_0=10[^\circ\text{C}]$ ), (b)  $U_0$ および $T_0$ の効果( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ )
- 図3. 50 温度分布 ( $C=20[\text{mm}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$
- 図3. 51 温度分布 ( $C=30[\text{mm}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$ , (b)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ , (c)  $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$
- 図3. 52 温度分布 ( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 53 予想されるグラスウール内の空気の流れ
- 図3. 54 含水率( $T_0=15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{cw}=-5, -10, -15[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 55 含水率( $T_0=5, 15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 56 熱流束に及ぼす流入空気平均流速および冷却壁表面温度の効果( $T_0=15[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 57 熱流束に及ぼす流入空気平均流速および流入空気温度の効果 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )  
(a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 58 見かけの熱伝導率に及ぼす流入空気平均流速および冷却壁表面温度の効果  
( $T_0=15[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 59 見かけの伝導率に及ぼす流入空気平均流速および流入空気温度の効果  
( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $C=20[\text{mm}]$ , (b)  $C=30[\text{mm}]$
- 図3. 60 実験装置Ⅱb-1の概要
- 図3. 61 実験装置Ⅱb-2, 3および4の概要
- 図3. 62 装置系統図
- 図3. 63 装置外観

図3. 64 試験部の構成

図3. 65 加熱室外観

図3. 66 装置系統図

図3. 67 装置全体

図3. 68 グラスウール温・湿度の測定位置

図3. 69 加熱室列外観

図3. 70 装置系統図

図3. 71 装置全体

図3. 72 装置系統図

図3. 73 装置全体

図3. 74-1

多孔質層内温度分布 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.4[\text{m/s}]$

図3. 74-2

多孔質層内温度分布 (c)  $U_0=0.6[\text{m/s}]$ , (d)  $U_0=0.8[\text{m/s}]$

図3. 74-3

多孔質層内温度分布 (e)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ , (f) 10 時間経過後

図3. 75-1

多孔質層内比湿分布 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.4[\text{m/s}]$

図3. 75-2

多孔質層内比湿分布 (c)  $U_0=0.6[\text{m/s}]$ , (d)  $U_0=0.8[\text{m/s}]$

図3. 75-3

多孔質層内比湿分布 (e)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ , (f) 10 時間経過後

図3. 76-1

多孔質層内相对湿度分布 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.4[\text{m/s}]$

図3. 76-2

多孔質層内相对湿度分布 (c)  $U_0=0.6[\text{m/s}]$ , (d)  $U_0=0.8[\text{m/s}]$

図3. 76-3

多孔質層内相对湿度分布 (e)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$ , (f) 10 時間経過後

図3. 77 多孔質層加熱室側表面における平均熱伝達率分布

図3. 78 含水率の経時変化

図3. 79 含水率に及ぼす平均空気流速の効果

図3. 80 含水率に関する実験式の相関

図3. 81-1

グラスウール流路側表面温度の経時変化 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$

図3. 81-2

グラスウール流路側表面温度の経時変化 (c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 82-1

グラスウール内部温度分布の経時変化 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$

図3. 82-2

グラスウール内部温度分布の経時変化 (c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 83-1

グラスウール内比湿度分布の経時変化 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$

図3. 83-2

グラスウール内比湿度分布の経時変化 (c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 84-1

グラスウール加熱室側表面における局所熱伝達率分布の経時変化

(a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$

図3. 84-2

グラスウール加熱室側表面における局所熱伝達率分布の経時変化

(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 85-1

グラスウール含水率の経時変化 (a)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.35[\text{m/s}]$

図3. 85-2

グラスウール含水率の経時変化 (c)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (d)  $U_0=0.75[\text{m/s}]$

図3. 85-3

グラスウール含水率の経時変化 (e)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 86 12[h]経過後のグラスウール含水率と平均空気流速  $U_0$  の関係

図3. 87 12[h]経過後のグラスウール加熱室側表面温度分布

(a)加熱室温度を30°Cに保った場合, (b)加熱室側表面温度を30°Cに保った場合

図3. 88-1

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a) $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 88-2

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (b) $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (c) $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 88-3

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (d)12 時間経過後

図3. 89-1

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a) $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 89-2

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (b) $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (c) $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 89-3

加熱室側表面相対湿度分布( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (d)12 時間経過後

図3. 90-1

表面熱伝達率分布( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a) $U_0=0.3[\text{m/s}]$ , (b) $U_0=0.5[\text{m/s}]$

図3. 90-2

表面熱伝達率分布( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (c) $U_0=1.0[\text{m/s}]$ , (d)12 時間経過後

図3. 91-1

表面熱伝達率分布( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a) $U_0=0.3[\text{m/s}]$ , (b) $U_0=0.5[\text{m/s}]$

図3. 91-2

表面熱伝達率分布( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (c) $U_0=1.0[\text{m/s}]$ , (d)12 時間経過後

図3. 92-1

含水挙動( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a) $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 92-2

含水挙動( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (b) $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (c) $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 92-3

含水挙動( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ) (d)12 時間経過後

図3. 93-1

含水挙動( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 93-2

含水挙動( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$ , (c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 93-3

含水挙動( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ ) (d) 12 時間経過後

図3. 94-1

グラスウール内の温度分布挙動 (a)  $U_0=0.05[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.1[\text{m/s}]$

図3. 94-2

グラスウール内の温度分布挙動 (c)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$ , (d) 12 時間経過後

図3. 95-1

グラスウール内の比湿分布挙動 (a)  $U_0=0.05[\text{m/s}]$

図3. 95-2

グラスウール内の比湿分布挙動 (b)  $U_0=0.1[\text{m/s}]$ , (c)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$

図3. 95-3

グラスウール内の比湿分布挙動 (d) 12 時間経過後

図3. 96-1

12 時間経過後のグラスウール内温度分布挙動 (a)  $U_0=0.05[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.1[\text{m/s}]$

図3. 96-2

12 時間経過後のグラスウール内温度分布挙動 (c)  $U_0=0.2[\text{m/s}]$

図3. 97 12 時間経過後のグラスウール内熱伝達率分布

図3. 98 含水挙動 (a) 12[h]後の含水率と流速の関係, (b) 含水率の経時変化

図3. 99 12[h]後のグラスウール内相対湿度分布

図3. 100 実験装置Ⅱc-1および2の概要

図3. 101 装置系統図

図3. 102 装置外観

図3. 103 装置系統図

図3. 104 ブロワー

- 図3. 105 整流部
- 図3. 106 オリフィス検定概念図
- 図3. 107 層流型流量計
- 図3. 108 微差圧計
- 図3. 109 供試多孔質充填材 (a) グラスウール, (b) 発泡スチロール球
- 図3. 110 8[h]経過後のグラスウール内温度分布 (a)  $U_0=0.05\sim0.2[\text{m/s}]$ , (b)  $U_0=0.5\sim1.0[\text{m/s}]$
- 図3. 111 8[h]経過後加熱室側表面熱伝達率分布
- 図3. 112  $Nu_m$  と  $Gr/Re^2$  の関係
- 図3. 113 グラスウールの有無による層内温度分布の差異( $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )
- 図3. 114 グラスウールの有無による加熱壁表面熱伝達率分布の差異( $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )
- 図3. 115 グラスウール内部および流路側表面温度分布(循環型装置の場合)  
(a) 実温度表示, (b) 無次元温度表示
- 図3. 116-1  
グラスウール内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=30[^\circ\text{C}]$ )  
(a) 実温度表示, (b) 無次元温度表示
- 図3. 116-2  
グラスウール内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=30[^\circ\text{C}]$ )  
(c) 実温度表示( $T_{hw}=40[^\circ\text{C}]$ ), (d) 無次元温度表示( $T_{hw}=40[^\circ\text{C}]$ )
- 図3. 117-1  
発泡スチロール球充填層内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=30[^\circ\text{C}]$ )  
(a) 実温度表示, (b) 無次元温度表示
- 図3. 117-2  
発泡スチロール球充填層内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=40[^\circ\text{C}]$ )  
(c) 実温度表示, (d) 無次元温度表示
- 図3. 118 予想される多孔質層内の流れ (a) グラスウール, (b) 発泡スチロール球充填層
- 図3. 119-1  
グラスウールに関する結果の無次元表示 (a)  $Nu_m$  と  $Gr$  の関係



図3. 119-2

グラスウールに関する結果の無次元表示 (b)  $Nu_m$  と  $Re$  の関係

図3. 120-1

発泡スチロール球充填層に関する結果の無次元表示 (a)  $Nu_m$  と  $Gr$  の関係

図3. 120-2

発泡スチロール球充填層に関する結果の無次元表示 (b)  $Nu_m$  と  $Re$  の関係

図3. 121-1

実験値と実験式の相関(グラスウール)

$$(a) Eq.(3.7) \quad Nu_m = 1.00 Gr^{0.26} Re^{3.00 \times 10^{-5}} Pr^{5.99}$$

$$(b) Eq.(3.8) \quad Nu_m = 1.00 Gr^{0.30} Re^{-0.03} Pr^{43.3} Da^{-0.45}$$

図3. 121-2

実験値と実験式の相関(発泡スチロール球充填層)

$$(c) Eq.(3.7) \quad Nu_m = 1.00 Gr^{0.35} Re^{1.20 \times 10^{-4}} Pr^{11.4}$$

$$(d) Eq.(3.9) \quad Nu_m = 1.00 Gr^{0.60} Re^{-0.13} Pr^{166} Da^{-6.04}$$

表3. 1 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表3. 2 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表3. 3 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表3. 4 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

表3. 5 装置諸元および実験条件

表3. 6 実験装置諸元および実験条件

表3. 7 実験装置諸元および実験条件

表3. 8 装置諸元および実験条件

表3. 9 装置諸元および実験条件

表3. 10 流入空気温度

## 第 I 編 熱物性値迅速測定法の開発

## 第1章 緒 言

熱物性は工業技術の発展に必須の値であり、昨今の機械の精密化・高度化の中でさらに重要性が高まっている。また、当然ながら、熱輸送の分野においても、熱移動現象の特性を決定する重要な因子の一つであり、高精度の熱物性値が要求される。民生的用途における最も一般的な熱物性値は熱伝導率であり、住宅の断熱など一般市民の生活に直接的に関与し、省エネルギーなどの観点から言えば国家的エネルギー管理にまで影響を及ぼす。熱物性値には運用する立場および測定する立場が存在するが、物性値の測定技術は最も重要な根底技術である。

熱伝導率の測定法は、前述の重要性から日本工業規格にも規定され、いわゆる定常法と呼ばれる平板比較法および平板直接法<sup>[1-1]</sup>があり、広く用いられている。これらの測定法は安定した測定値を提供するが、いずれも測定に長時間を要することや、装置が大型・高価であることなどの短所を有する。近年の非定常法の発展により、細線加熱法<sup>[1-2]</sup>やレーザーフラッシュ法<sup>[1-3]</sup>などが開発され、測定時間に関しては大幅な短縮が可能となってきた。しかし、これらは資料形状が薄膜などの特殊なものに限定され、温度域も常温から高温までを主な対象としていることが多く、装置管理や価格の面では依然として特別な装置という位置づけとなつていく。したがって、我々が生活する低温域や常温域での測定を考慮した。操作の容易な測定装置はきわめて少なく、その開発が強く求められている。

一般的に、熱伝導問題を数量的に解くためには、定常熱伝導では熱伝導率  $\lambda$  [ $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ] が唯一の熱物性値となるが、非定常熱伝導では  $\lambda$  の他に比熱  $c$  [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ] が加わり、密度  $\rho$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] と、これらを組み合わせた熱拡散率  $a = \lambda / c \rho$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ] や熱浸透率  $b = \lambda c \rho$  [ $\text{W}\cdot\text{s}^{1/2}/(\text{m}^2/^{\circ}\text{C})$ ] が重要な物性値となり、これら複数の物性値を知る必要がある。一方で、解析が可能であればこれらの物性値を求めることができるが、解を求めることが難しいため、新手法の開発例は少ないが、岡垣らは迅速測定法の提案<sup>[1-4~8]</sup>および湿った物質の熱伝導率測定<sup>[1-9]</sup>を行い、高い評価を得ている。また、河合らは熱物性値の同時迅速測定法を提案<sup>[1-10]</sup>するとともに、測定の自動化<sup>[1-11~13]</sup>をも試みている。

本研究では、簡便な機器構成により、短時間で複数の熱物性測定が可能となる測定装置を実現するため、解析的手法により解析解を導出し、測定装置に応用した。すなわち、厚さの薄い平板状の熱源を試料ではさみ、熱源および試料内任意点の温度上昇を観測して熱拡散率および熱浸透率を求め、さらに熱伝導率および試料の比熱を間接的に算定する同時迅速測定法であ

る.

本編では, その開発過程の詳細を述べる. 本編は全4章より成り, 第1章では本研究の目的および意義を述べ, 第2章では, 解析的手法に基づいた測定の理論解析の詳細を説明し, 測定上の誤差要因とその解消法について言及している. 第3章では, 実測定の方法, アクリルやベークライトなど中実な固体を被測定試料とした手動測定および自動測定による実測定結果を示し, 測定法の有効性に対する評価が述べられている. 第4章は結言であり, 本熱物性値測定法の開発についての成果を要約している.

## 第2章 熱伝導解析

### 2.1 半無限固体の熱伝導解析

図1.1に示すように、 $x = 0$ より一定熱流束 $q_0 [W/m^2]$ を発生したときの温度分布を求める。ただし、 $t = 0$ で温度 $0^\circ\text{C}$ とする。

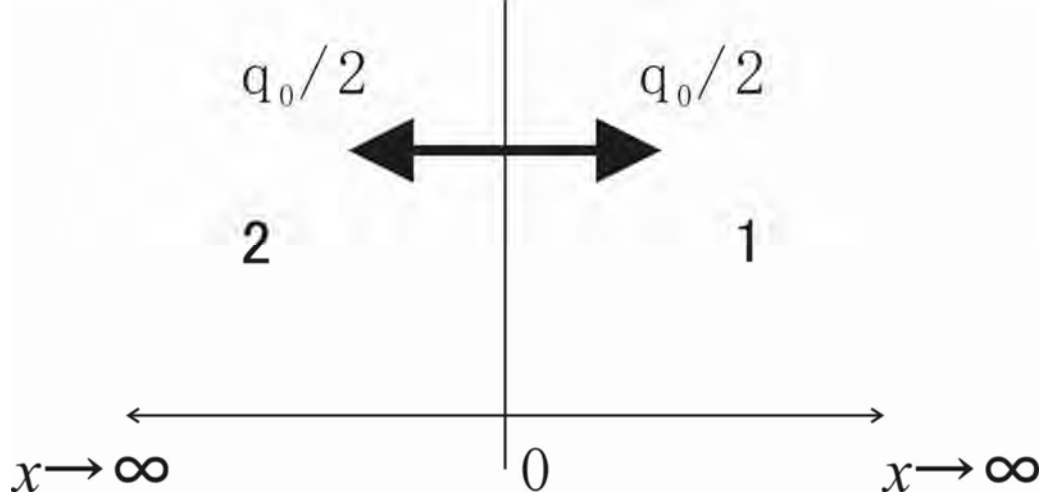


図1.1 半無限固体に関する座標の定義

領域1および領域2の一次元熱伝導方程式は、

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial t} = a_1 \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial x^2} \quad \dots (1.1)$$

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial t} = a_2 \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial x^2} \quad \dots (1.2)$$

諸条件は、

$$[\theta_1]_{x=0} = [\theta_2]_{x=0} = \theta_i = 0 \quad \dots (1.3)$$

$$\left[ -\lambda_1 \frac{\partial \theta_1}{\partial x} \right]_{x=0} + \left[ -\lambda_2 \frac{\partial \theta_2}{\partial x} \right]_{x=0} = q_0 \quad \dots (1.4-1)$$

$$\left[ -\lambda_2 \frac{\partial \theta_2}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{q_0}{2} \quad \dots (1.4-2)$$

$$[\theta_1]_{x=0} = [\theta_2]_{x=0} = 0 \quad \dots (1.5)$$

$$[\theta_1]_{x \rightarrow \infty} = [\theta_2]_{x \rightarrow \infty} = \text{finite value} \quad \dots (1.6)$$

式(1.1)にラプラス変換を行うと,

$$\frac{d^2}{dx^2} \int_0^\infty e^{-st} \theta_1 dt = \frac{1}{a_1} [\theta_1 e^{-st}]_0^\infty + \frac{s}{a_1} \int_0^\infty e^{-st} \theta_1 dt$$

ここで,  $\int_0^\infty e^{-st} \theta_1 dt = \hat{\theta}_1(x; s)$  であるから,  $\hat{\theta}_1$  と略記し,

$$\frac{d^2 \hat{\theta}_1}{dx^2} = -\frac{1}{a_1} \theta_1(x, 0) + \frac{s}{a_1} \hat{\theta}_1$$

初期条件  $[\theta_1]_{t=0} = 0$  より,

$$\frac{d^2 \hat{\theta}_1}{dx^2} - \frac{s}{a} \hat{\theta}_1 = 0 \quad \dots (1.7)$$

$$\frac{d^2 \hat{\theta}_2}{dx^2} - \frac{s}{a} \hat{\theta}_2 = 0 \quad \dots (1.8)$$

が得られる.

式(1.4-1)の境界条件をラプラス変換して,

$$-\lambda_1 \frac{d\hat{\theta}_1}{dx} + \lambda_2 \frac{d\hat{\theta}_2}{dx} = \frac{q_0}{s} \quad \dots (1.8')$$

式(1.7), (1.8)の解について, 一般的な式の形式を次のように考える.

$$\frac{d^2 \hat{\theta}}{dx^2} + K \hat{\theta} = 0$$

$K > 0$  の場合,  $K = q^2$  とし,  $\frac{d\hat{\theta}}{dx} = p$  とすると,

$$\frac{dp}{d\hat{\theta}} p + q^2 \hat{\theta} = 0 \quad \therefore p dp + q^2 \hat{\theta} d\hat{\theta} = 0$$

積分すると,

$$\frac{1}{2} p^2 + \frac{1}{2} q^2 \hat{\theta}^2 = C'$$

よって,

$$p^2 + q^2 \hat{\theta}^2 = C^2 \quad \frac{d\hat{\theta}}{dx} = \pm \sqrt{C^2 - q^2 \hat{\theta}^2}$$

積分により,

$$\begin{aligned}
x &= \pm \int \frac{d\hat{\theta}}{\sqrt{C^2 - q^2 \hat{\theta}^2}} + C_1 \\
&= \pm \int \frac{1}{q \sqrt{\frac{C^2}{q^2} - \frac{C^2}{q^2} \sin^2 \alpha}} d\hat{\theta} + C_1 \quad \because \left( \hat{\theta} = \frac{C}{q} \sin \alpha \rightarrow d\hat{\theta} = \frac{C}{q} \cos \alpha d\alpha \right) \\
&= \pm \frac{1}{q} \sin^{-1} \left( \frac{q\hat{\theta}}{C} + C_1 \right) \\
\therefore x - C_1 &= \pm \frac{1}{q} \sin^{-1} \left( \frac{q\hat{\theta}}{C} \right)
\end{aligned}$$

$$\hat{\theta} = \pm \frac{C}{q} \sin q(x - C_1)$$

$K < 0$  の場合,  $K = -q^2$  とする.

$$\begin{aligned}
\frac{dp}{d\hat{\theta}} p - q^2 \hat{\theta} &= 0 \quad \because \left( \frac{d\hat{\theta}}{dx} = p \right) \\
p dp - q^2 \hat{\theta} d\hat{\theta} &= 0
\end{aligned}$$

積分すると,

$$\begin{aligned}
\frac{1}{2} p^2 - q^2 \frac{1}{2} \hat{\theta}^2 &= C' & \frac{d\hat{\theta}}{dx} &= \pm \sqrt{q^2 \hat{\theta}^2 + C'} \\
\int dx &= \pm \int \frac{1}{\sqrt{q^2 \hat{\theta}^2 + C'}} d\hat{\theta} + C_1 & \because \left( \hat{\theta} = \frac{\sqrt{C'}}{q} \tan \alpha \rightarrow \frac{d\hat{\theta}}{d\alpha} = \frac{\sqrt{C'}}{q} \sec^2 \alpha \right) \\
&= \pm \frac{1}{q} \int \frac{\frac{\sqrt{C'}}{q} \sec^2 \alpha}{\sqrt{\frac{\sqrt{C'}}{q} \sec^2 \alpha}} d\alpha + C_1 \\
&= \pm \frac{1}{q} \int \sec \alpha d\alpha + C_1 & \because \left\{ \begin{aligned} \sec \alpha &= \frac{\sec^2 \alpha + \sec \alpha \tan \alpha}{\sec \alpha + \tan \alpha} \\ \tan \alpha &= \frac{q}{\sqrt{C'}} \hat{\theta} \\ \sec \alpha &= \sqrt{1 + \tan^2 \alpha} = \sqrt{1 + \frac{q^2}{C'} \hat{\theta}^2} \end{aligned} \right. \\
&= \pm \frac{1}{q} \log(\sec \alpha + \tan \alpha) + C_1 \\
&= \pm \frac{1}{q} \log \left( \sqrt{1 + \frac{q^2}{C'} \hat{\theta}^2} + \frac{q}{\sqrt{C'}} \hat{\theta} \right) + C_1
\end{aligned}$$

よって,

$$\frac{q}{\sqrt{C'}}\hat{\theta} + \sqrt{1 + \frac{q^2}{C'}}\hat{\theta}^2 = e^{\pm q(x-C_1)}$$

ここで,

$$\frac{q}{\sqrt{C'}}\hat{\theta} - \sqrt{1 + \frac{q^2}{C'}}\hat{\theta}^2 = \frac{-1}{\frac{q}{\sqrt{C'}}\hat{\theta} + \sqrt{1 + \frac{q^2}{C'}}\hat{\theta}^2} = -e^{\mp q(x-C_1)}$$

以上の2式を加えると,

$$\begin{aligned} 2\frac{q}{\sqrt{C'}}\hat{\theta} &= e^{\pm q(x-C_1)} - e^{\mp q(x-C_1)} \\ \hat{\theta} &= \frac{\sqrt{C'}}{2q}e^{\pm q(x-C_1)} - \frac{\sqrt{C'}}{2q}e^{\mp q(x-C_1)} \end{aligned}$$

$$\frac{\sqrt{C'}}{2q}e^{-C'} = A \quad \text{or} \quad B \text{ とすると, 複合同順であるから,}$$

$$\hat{\theta} = Ae^{qx} - Be^{-qx} \quad \dots (1.9)$$

$$K = 0 \text{ の場合は, } \frac{d^2\hat{\theta}}{dx^2} = 0 \text{ であるから,}$$

$$\frac{d\hat{\theta}}{dx} = C_1 \quad \therefore \hat{\theta} = C_1x + C_2$$

本問題において, 解は式(1.9)に相当し,  $q^2 = \frac{s}{a}$  である. ただし,  $a = \frac{\lambda}{c\rho}$  である.

よって, 一般解は,

$$\begin{cases} \theta_1 = Ae^{q_1x} - Be^{-q_1x} \\ \theta_2 = Ce^{q_2x} - De^{-q_2x} \end{cases}$$

半無限物体に対して,  $\left[\hat{\theta}_1\right]_{x \rightarrow \infty} = \left[\hat{\theta}_2\right]_{x \rightarrow -\infty} = \text{finite value}$  であるから,  $A$  および  $D$  が 0 でなければ

ならない. よって,

$$\begin{cases} \hat{\theta}_1 = -Be^{-q_1x} \\ \hat{\theta}_2 = Ce^{q_2x} \end{cases}$$



前式を  $x$  で積分すると,

$$\left\{ \begin{aligned} \left[ \frac{d\hat{\theta}_1}{dx} \right]_{x=0} &= [q_1 B e^{-q_1 x}]_{x=0} \\ \left[ \frac{d\hat{\theta}_2}{dx} \right]_{x=0} &= [q_2 C e^{-q_2 x}]_{x=0} \end{aligned} \right.$$

上式を条件式(1.8')に代入すると,

$$-\lambda_1 q_1 B e^{-q_1 x} + \lambda_2 q_2 C e^{-q_2 x} = \frac{q_0}{s} \quad \dots (1.10)$$

$x = 0$  より,

$$-\lambda_1 q_1 B + \lambda_2 q_2 C = \frac{q_0}{s} \quad \dots (1.11)$$

条件式:  $[\hat{\theta}_1]_{x=0} = [\hat{\theta}_2]_{x=0} = \text{constant}$  であり,  $\hat{\theta}_1, \hat{\theta}_2$  を代入すると,

$$-B = C \quad \dots (1.12)$$

式(1.11), (1.12)から

$$-B = C = \frac{q_0}{s(\lambda_1 q_1 + \lambda_2 q_2)} \quad \dots (1.13)$$

よって,

$$\left\{ \begin{aligned} \hat{\theta}_1 &= \frac{q_0}{s(\lambda_1 q_1 + \lambda_2 q_2)} e^{-q_1 x} \end{aligned} \right. \quad \dots (1.14)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \hat{\theta}_2 &= \frac{q_0}{s(\lambda_1 q_1 + \lambda_2 q_2)} e^{-q_2 x} \end{aligned} \right. \quad \dots (1.15)$$

$q = \sqrt{\frac{s}{a}}$  を上式に代入すると,

$$\left\{ \begin{aligned} \hat{\theta}_1 &= \frac{q_0}{(\sqrt{\lambda_1 C_1 p_1} + \sqrt{\lambda_2 C_2 p_2})} \frac{e^{-q_1 x}}{s^{1+\frac{1}{2}}} \end{aligned} \right. \quad \dots (1.16)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \hat{\theta}_2 &= \frac{q_0}{(\sqrt{\lambda_1 C_1 p_1} + \sqrt{\lambda_2 C_2 p_2})} \frac{e^{-q_2(-x)}}{s^{1+\frac{1}{2}}} \end{aligned} \right. \quad \dots (1.17)$$

式(1.16), (1.17)をラプラス変換表によって逆変換する. Carslaw らの著書におけるラプラス変換表 No.11<sup>[1-14]</sup>によれば,

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{v}(p) = \frac{e^{-qx}}{p^{\frac{1}{1+\frac{1}{2}n}}}, \quad n = 0, 1, 2, \dots \end{array} \right. \quad \dots (1.18)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v(t) = (4t)^{\frac{1}{2}n} i^n \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{(\kappa t)}} \end{array} \right. \quad \dots (1.19)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \sqrt{\frac{p}{\kappa}} \end{array} \right. \quad \dots (1.20)$$

よって、本解析では、 $q = \sqrt{\frac{s}{a}}$  となり、

$\hat{\theta}$ において、 $\frac{q_0}{(\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2})}$  は定数であるから逆変換を行っても変化しない。

$\frac{e^{-q_1 x}}{s^{\frac{1}{1+\frac{1}{2}}}}$  について考えると、(2.18)式において  $n = 1$  であるから、

$$v(t) = (4t)^{\frac{1}{2}} i \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{at}} \quad \dots (1.21)$$

よって、

$$\theta_1 = \frac{2q_0 \sqrt{t}}{(\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2})} i \operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{at}} \quad \dots (1.22)$$

$\theta_2$  については、式(1.17)より

$$\theta_2 = \frac{2q_0 \sqrt{t}}{(\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2})} i \operatorname{erfc} \frac{-x}{2\sqrt{at}} \quad \dots (1.23)$$

左右が同一物体であれば、

$$\theta(t, x) = \frac{q_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\lambda c \rho}} i \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \quad \dots (1.24)$$

$\theta(t, 0)$  の場合は、

$$\theta(t, 0) = \frac{q_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi} \sqrt{\lambda c \rho}} \quad \dots (1.25)$$

ここで、 $b = \sqrt{\lambda c \rho} \left[ \text{kJ/m}^2 \text{h}^{1/2} \text{K} \right]$  : 熱浸透率(thermal effusivity)と名づけることにする。

この方法では、試料表面温度  $\theta(t, 0)$  を測定すれば、式(2.25)から  $b$  が得られ、試料内任意点の温度  $\theta(t, x)$  が与えられれば、 $b$  の値を用いて式(2.24)から  $a$  が決定できる。得られた  $a$  および  $b$  か

ら,  $\lambda = b\sqrt{a}$ ,  $c\rho = \frac{b}{\sqrt{a}}$ ,  $c = \frac{b}{\rho\sqrt{a}}$  がそれぞれ求められる.

## 2.2 測定法の問題点と対策

### (1) 有限試料厚さの影響

実際には試料厚さは有限であり, 解析においてもこの影響を考慮しておく必要がある. ここでは, 図1. 2に示すような有限厚さの試料背面が断熱されている場合について検討する. 背面断熱という条件について解析を行い, 半無限厚さに対して, 有限厚さに起因する物性地測定上の許容条件のようなものが得られれば, 背面に接触する試料が断熱材以外のいかなる材料であっても, 少なくとも半無限の状態に近づけることが可能となる.

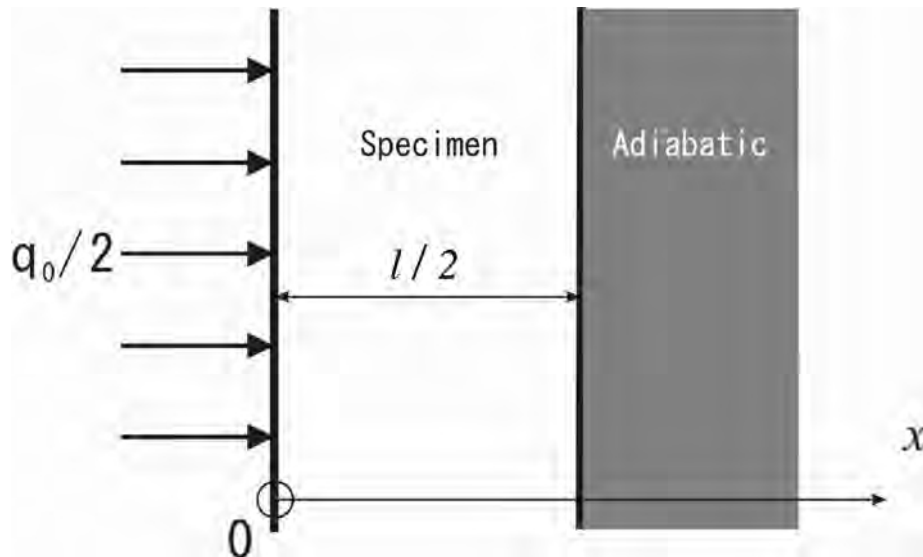


図1. 2 有限厚さおよび背面断熱の試料モデル

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad \left( 0 \leq x \leq \frac{l}{2} \right) \quad \dots (1.26)$$

初期条件:  $[\theta]_{t=0} = 0$

$$\text{境界条件} \quad \left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{q_0}{2} \quad \dots (1.27)$$

$$\left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=l/2} = 0 \quad \dots (1.28)$$

式(1.1)を $t$ についてラプラス変換すると,

$$\frac{d^2 \hat{\theta}}{dx^2} - q \hat{\theta} = 0 \quad , \quad \because \left( q^2 = \frac{s}{a} \right) \quad \dots (1.29)$$

前式の一般解は, 前解析における一般解と同様であって,

$$\hat{\theta} = C_1 e^{-qx} + C_2 e^{qx} \quad \dots (1.30)$$

となる.

境界条件の式(1.27) および式(1.28)を  $t$  についてラプラス変換すると,

$$\int_0^\infty e^{-st} \cdot \frac{q_0}{2} dt = \frac{q_0}{2} \int_0^\infty e^{-st} dt = \frac{q_0}{2} \cdot \frac{1}{s}$$

よって,

$$\left( -\lambda \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=0} = \frac{q_0}{2} \cdot \frac{1}{s} \quad \dots (1.31)$$

$$\int_0^\infty e^{-st} \cdot \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=\frac{l}{2}} dt = \frac{d}{dx} \int_0^\infty e^{-st} \cdot \theta dt = \left( \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=\frac{l}{2}}$$

よって,

$$\left( \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=\frac{l}{2}} = 0 \quad \dots (1.32)$$

式(1.30)を式(1.31)に代入すると,

$$\begin{aligned} \left( -\lambda \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=0} &= \lambda C_1 q - \lambda C_2 q = \frac{q_0}{2} \cdot \frac{1}{s} \\ \therefore C_1 - C_2 &= \frac{q_0}{2\lambda qs} \end{aligned} \quad \dots (1.33)$$

式(1.32)に式(1.30)を代入すると,

$$\begin{aligned} \left( \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=\frac{l}{2}} &= \left( -C_1 q e^{-qx} + C_2 q e^{qx} \right)_{x=\frac{l}{2}} = -C_1 q e^{-q \cdot \frac{l}{2}} + C_2 q e^{q \cdot \frac{l}{2}} = 0 \\ \therefore C_1 &= C_2 e^{ql} \end{aligned} \quad \dots (1.34)$$

式(1.33)に式(1.34)を代入すると,

$$C_2 (e^{ql} - 1) = \frac{q_0}{2\lambda qs}$$

よって,

$$C_2 = \frac{q_0}{2\lambda qs(e^{ql} - 1)} \quad \dots (1.35)$$

上式を式(1.34)に代入すると,

$$C_1 = \frac{q_0 e^{ql}}{2\lambda qs(e^{ql} - 1)} \quad \dots (1.36)$$

式(1.30)に式(1.35), 式(1.36)を代入すると,

$$\hat{\theta} = \frac{q_0 e^{ql}}{2\lambda qs(e^{ql} - 1)} e^{-qx} + \frac{q_0}{2\lambda qs(e^{ql} - 1)} e^{qx} = \frac{q_0}{2\lambda qs} \cdot \frac{1}{(1 - e^{-ql})} (e^{-qx} + e^{q(x-l)})$$

ここで, 無限等比級数の和の関係

$$\sum_{n=0}^{\infty} ar^n = a + ar + ar^2 + \dots = \frac{a}{1-r} \quad \because [|r| < 1]$$

によれば,  $a = 1, r = e^{-ql}$  であるから,  $\frac{1}{1 - e^{-ql}} = \sum_{n=0}^{\infty} e^{-nql}$  となる. よって,

$$\begin{aligned} \hat{\theta} &= \frac{q_0}{2\lambda qs} \cdot \left( \sum_{n=0}^{\infty} e^{-nql} \right) (e^{-qx} + e^{q(x-l)}) \\ &= \frac{q_0}{2\lambda qs} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} (e^{-q(nl+x)} + e^{-q[l(1+n)-x]}) \end{aligned} \quad \dots (1.37)$$

式(1.37)中の  $e^{-q(nl+x)}$  および  $e^{-q[l(1+n)-x]}$  に関して逆変換を試みる. 逆変換公式より,

$$\hat{f}(s) = \frac{e^{-qx}}{sq}, \quad f(t) = 2 \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-x^2/4at} - x \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right)$$

よって, 式(1.37)より,

$$\begin{aligned} \hat{\theta} &= \frac{q_0}{2\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left( \frac{e^{-q(nl+x)}}{sq} + \frac{e^{-q[l(1+n)-x]}}{sq} \right) \\ &= \frac{q_0}{2\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ 2 \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-(nl+x)^2/4at} - (nl+x) \operatorname{erfc} \left( \frac{(nl+x)}{2\sqrt{at}} \right) \right. \\ &\quad \left. + 2 \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-[l(1+n)-x]^2/4at} - [l(1+n)-x] \operatorname{erfc} \left( \frac{[l(1+n)-x]}{2\sqrt{at}} \right) \right] \end{aligned} \quad \dots (1.38)$$

式(1.38)において,  $x = 0$  の場合,

$$\begin{aligned}
\theta(t,0) &= \frac{q_0}{2\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ 2 \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-\frac{(nl)^2}{4at}} - nl \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{nl}{2\sqrt{at}} \right) \right. \\
&\quad \left. + 2 \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-\frac{[l(1+n)]^2}{4at}} - l(1+n) \operatorname{erfc} \left( \frac{l(1+n)}{2\sqrt{at}} \right) \right] \\
&= \frac{q_0}{2\lambda} \cdot 2\sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \sqrt{t} + \frac{q_0}{2\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ 2\sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \sqrt{t} \cdot e^{-\frac{(nl/2\sqrt{at})^2}{4}} \right. \\
&\quad \left. - nl \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{nl}{2\sqrt{at}} \right) \right] \quad \dots (1.39)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\therefore \theta(t,0) &= \frac{q_0}{\sqrt{\pi}\sqrt{\lambda c \rho}} \cdot \sqrt{t} + \frac{q_0}{\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ 2\sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \sqrt{t} \cdot e^{-\frac{(nl/2\sqrt{at})^2}{4}} \right. \\
&\quad \left. - nl \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{nl}{2\sqrt{at}} \right) \right] \quad \dots (1.40)
\end{aligned}$$

ここで、次のようなフーリエ数を定義する。

$$F_o = \frac{at}{\left(\frac{l}{2}\right)^2} = \frac{4at}{l^2}$$

式(1.40)は、

$$\begin{aligned}
\theta(t,0) &= \frac{q_0}{\sqrt{\pi}\sqrt{\lambda c \rho}} \cdot \sqrt{t} + \frac{q_0}{\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ 2\sqrt{\frac{a}{\pi}} \cdot \sqrt{t} \cdot e^{-\frac{(n^2/F_o)}{4}} - nl \cdot \operatorname{erfc} \left( \frac{n}{\sqrt{F_o}} \right) \right] \\
&= \frac{q_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi}\sqrt{\lambda c \rho}} \left\{ 1 + 2 \sum_{n=0}^{\infty} \left( e^{-\frac{(n^2/F_o)}{4}} - \frac{n\sqrt{\pi}}{\sqrt{F_o}} \operatorname{erfc} \left( \frac{n}{\sqrt{F_o}} \right) \right) \right\} \quad \dots (1.42)
\end{aligned}$$

$$\therefore \theta(t,0) = \frac{q\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}b} \left\{ 1 + 2 \sum_{n=0}^{\infty} \left( e^{-\frac{(n^2/F_{o,1})}{4}} - \frac{n\sqrt{\pi}}{\sqrt{F_{o,1}}} \operatorname{erfc} \left( \frac{n}{\sqrt{F_{o,1}}} \right) \right) \right\} \quad \dots (1.43)$$

試料厚さの影響を考慮しない場合は、式(1.25)より

$$\theta(t,0) = \frac{q_0}{\sqrt{\pi} \cdot \sqrt{\lambda c \rho}} \cdot \sqrt{t}$$

したがって、試料厚さが加熱面温度におよぼす影響  $\varepsilon_1$  [%] は、式(1.43)から、

$$2 \sum_{n=0}^{\infty} \left( e^{-\frac{(n^2/F_o)}{4}} - \frac{n\sqrt{\pi}}{\sqrt{F_o}} \operatorname{erfc} \left( \frac{n}{\sqrt{F_o}} \right) \right) = \frac{\varepsilon_1}{100} \quad \dots (1.44)$$

材料の熱物性値測定においては、誤差が1%以内であれば、実用上使用に耐えるものであると

考えれば, 式(1.44)  $\approx 0.01$  を満足する  $Fo$  を選択すればよいことになる.

標準的な物性値の範囲内であれば,  $a$  を与えると同時に  $l/2$  を決定すれば, おおよその測定時間  $t$  を知ることが可能となる. 図1. 3は, 誤差と  $Fo$  の関係を示したもので, 1%以内を目標とすれば, 測定時間を  $Fo \approx 0.33$  程度以内とすればよいことがわかる.

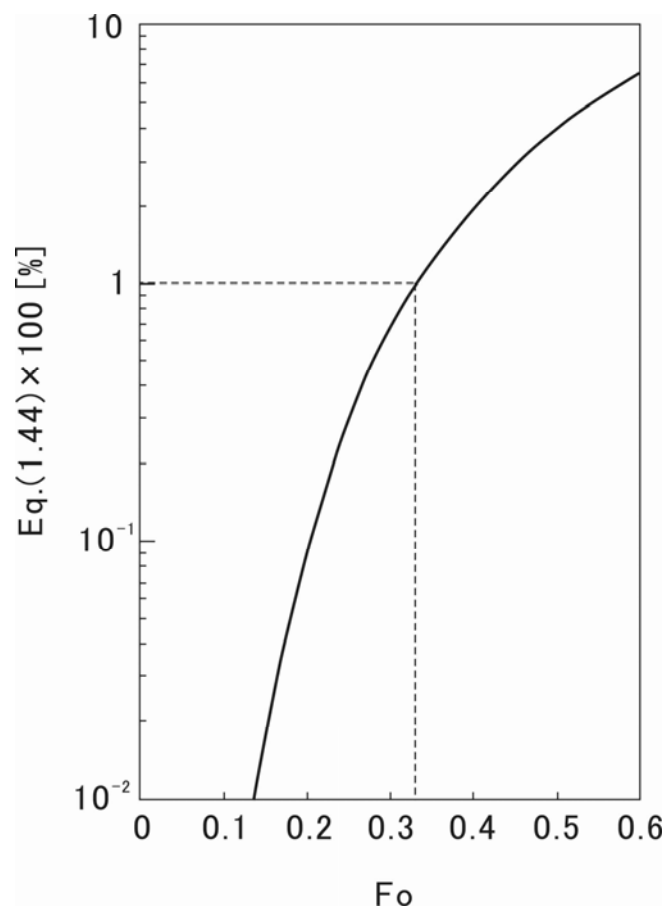


図1. 3 フーリエ数  $Fo$  と加熱面温度におよぼす影響  $\varepsilon_1$  の関係

## (2) 試料側面放熱の影響

試料側面からの放熱が、試料温度にどのような影響をおよぼすかを検討するため、図1.4のような半径  $R$  の半無限円柱状の試料を考える。

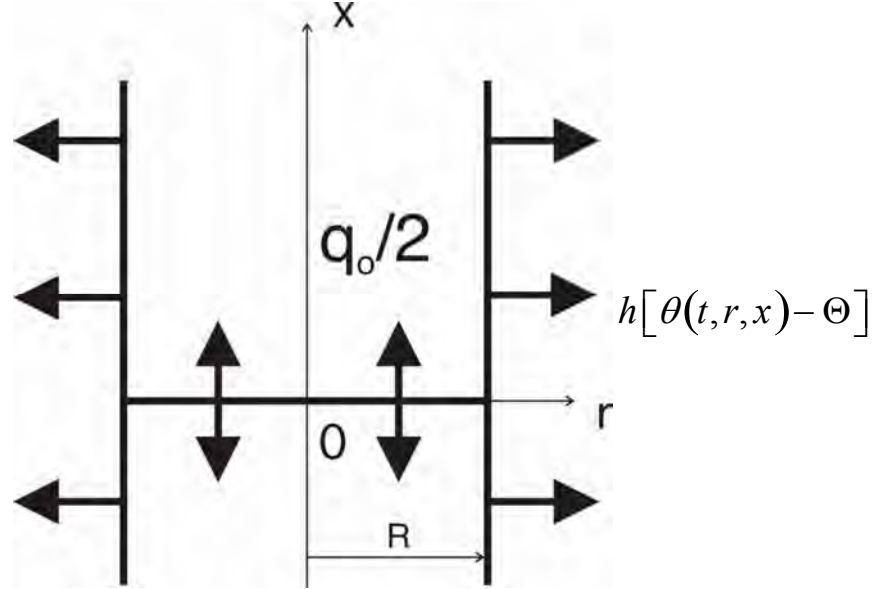


図1.4 周囲側面に熱伝達のある半無限円筒状試料

対象性を考慮すれば、基礎方程式と諸条件は、

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \right), \quad 0 \leq r \leq R, \quad x \geq 0, \quad t \geq 0 \quad \dots (1.45)$$

$$[\theta]_{t=0} = \theta_i \quad \dots (1.46)$$

$$\left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{q_0}{2} \quad \dots (1.47)$$

$$[\theta]_{x \rightarrow \infty} = \theta_i \quad \dots (1.48)$$

$$\left[ \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{h}{\lambda} (\theta - \Theta) \right]_{r=R} = 0 \quad \dots (1.49)$$

これらの式を満足する温度解のうち、特に熱源に接する試料面の中心点の温度は次のように表される。

$$\theta(t, 0, 0) - \theta_i = \frac{q_0}{\sqrt{\pi \cdot b}} \sqrt{t} \left[ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sqrt{\pi} J_1(\mu_n)}{\sqrt{F_{0.2}} (B_i^2 + \mu_n^2) J_0^2(\mu_n)} \operatorname{erf}(\mu_n \sqrt{F_{0.2}}) \right] \quad \dots (1.50)$$

$\mu_n$  は  $\mu_1(\mu) - B_i \cdot J_0(\mu) = 0$  の第  $n$  番目の根である。



側面放熱の影響の度合い  $\varepsilon_2$  [%] は、次の式で評価できる。

$$1 - \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{F_{0.2}}} \left[ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_1(\mu_n)}{(Bi^2 + \mu_n^2) J_0^2(\mu_n)} \operatorname{erf}(\mu_n \cdot \sqrt{F_{0.2}}) \right] = \frac{\varepsilon_2}{100} \quad \dots (1.51)$$

特に  $Bi \rightarrow \infty$  は、熱伝達率が極めて大きく、試料の側面が周囲温度に保たれているときであり、最も厳しい場合に相当する。

例えば、 $\varepsilon_2 = 1$  [%] にたいして、フーリエ数は次のように算定される。

$$F_{0.2} = a \cdot t / R^2 = 0.0795 \quad \dots (1.52)$$

### (3) 熱源の熱容量の影響について

本解析で目指すような非定常法による熱物性値の測定装置を構成する場合、図1. 5のように熱源が熱容量を有することは避けられない。そのため、試料の温度上昇は理想的な条件下における解析結果とは異なり、時間遅れを有することになる。

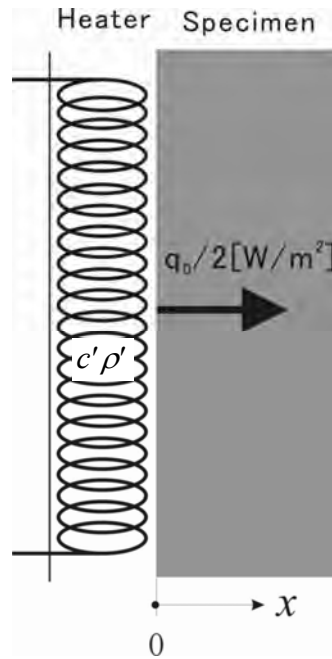


図1. 5 熱容量を有する発熱体による試料加熱モデル

測定精度を向上させるためには、このことを考慮した解析を行う必要がある。

熱板の熱バランスより、

$$\frac{q_0}{2} dt = c' \rho' dT + \left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} dt \quad \dots (1.53)$$

$$[T]_{x=0} = \theta_i = 0$$

さらに,

$$\frac{dT}{dt} + \frac{1}{c' \rho'} \left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{1}{c' \rho'} \frac{q_0}{2} \quad t \geq 0 \quad \dots (1.54)$$

が導かれる. 上式を時間  $t$  に関してラプラス変換する. ただし, 初期条件:  $[T]_{x=0} = 0$  とする.

$$\int_0^\infty e^{-st} \left( \frac{dT}{dt} \right) dt + \frac{1}{c' \rho'} \int_0^\infty e^{-st} \left[ -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} dt = \int_0^\infty e^{-st} \frac{1}{c' \rho'} \frac{q_0}{2} dt \quad \dots (1.55)$$

ここで, 各項は,

$$\int_0^\infty e^{-st} \left( \frac{dT}{dt} \right) dt = \left[ e^{-st} \cdot T \right]_0^\infty + s \int_0^\infty T \cdot e^{-st} dt = 0 + s \hat{T} \quad \dots (1.56)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{c' \rho'} \int_0^\infty e^{-st} \left( -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} dt &= \frac{-\lambda}{c' \rho'} \int_0^\infty e^{-st} \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} dt \\ &= \frac{-\lambda}{c' \rho'} \left( \frac{d}{dx} \int_0^\infty e^{-st} \theta dt \right)_{x=0} = \frac{-\lambda}{c' \rho'} \left( \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=0} \end{aligned} \quad \dots (1.57)$$

$$\int_0^\infty e^{-st} \frac{1}{c' \rho'} \frac{q_0}{2} dt = \frac{1}{c' \rho'} \frac{q_0}{2} \int_0^\infty e^{-st} dt = \frac{1}{s} \frac{q_0}{2 c' \rho'} \quad \dots (1.58)$$

よって,

$$s \hat{T} + \frac{1}{c' \rho'} \left( -\lambda \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right)_{x=0} = \frac{1}{s} \frac{q_0}{2 c' \rho'} \quad \dots (1.59)$$

試料の一次元非定常熱伝導方程式は,

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}, \quad t \geq 0$$

初期条件:  $[\theta]_{t=0} = \theta_i = 0$

$$[\theta]_{x \rightarrow \infty} = \theta_i = 0$$

$$[\theta]_{x=0} = T$$

$t$  についてラプラス変換すると,

$$\int_0^\infty e^{-st} \theta_t dt = a \int_0^\infty e^{-st} \theta_{xx} dt \quad \dots (1.60)$$

$$\left[ \theta \cdot e^{-st} \right]_0^\infty + s \int_0^\infty e^{-st} \theta dt = a \frac{d^2}{dx^2} \int_0^\infty e^{-st} \theta dt \quad \dots (1.61)$$

$$s \cdot \hat{\theta} = a \frac{d^2 \hat{\theta}}{dx^2} \quad \dots (1.62)$$

よって,

$$\frac{d^2 \hat{\theta}}{dx^2} - \frac{s}{a} \hat{\theta} = 0 \quad \dots (1.63)$$

ここで, 式(1.9)と同様に,

$$\hat{\theta} = Ae^{qx} - Be^{-qx}$$

ただし,  $q^2 = \frac{s}{a}$  である. 半無限物体に対して,

$$\left[ \hat{\theta} \right]_{x \rightarrow \infty} = \text{infinity}, \quad A = 0 \quad \text{でなければならない.}$$

よって,

$$\hat{\theta} = -Be^{-qx} = B'e^{-qx} \quad \dots (1.64)$$

$$\left[ \frac{d\hat{\theta}}{dx} \right]_{x=0} = \left[ Bqe^{-qx} \right]_{x=0} \quad \dots (1.65)$$

上式を式(1.59)に代入すると,

$$s\hat{T} + \frac{1}{c'\rho'}(-\lambda Bq) = \frac{1}{s} \frac{q_0}{2c'\rho'} \quad \dots (1.66)$$

式(1.64)を次の境界条件

$$\left[ \hat{\theta} \right]_{x=0} = \hat{T} \quad \dots (1.67)$$

に代入すると,

$$\hat{T} = -B$$

式(1.66)より,

$$\begin{aligned} -sB + \frac{1}{c'\rho'}(-\lambda Bq) &= \frac{1}{s} \frac{q_0}{2c'\rho'} \\ -B &= \frac{\frac{q_0}{2c'\rho'}}{s^2 + \frac{\lambda qs}{c'\rho'}} \end{aligned} \quad \dots (1.68)$$

前式を式(1.64)に代入すると,

$$\hat{\theta} = \left( \frac{\frac{q_0}{2c'\rho'}}{s^2 + \frac{\lambda qs}{c'\rho'}} \right) e^{-qs} \quad \dots (1.69)$$

式(1.29)における  $q^2 = \frac{s}{a}$  の関係を用いると式(1.69)は,

$$\hat{\theta} = \frac{q_0}{2c'\rho'} \cdot \frac{e^{-qs}}{\left(a \cdot q^2\right)s + \frac{\lambda qs}{c'\rho'}} = \frac{q_0}{2c'\rho'a} \cdot \frac{e^{-qs}}{s \cdot q \left(q + \frac{\lambda}{c'\rho'a}\right)} \quad \dots (1.70)$$

ここで, Carslaw らの著書における変換表 No.15 の関係<sup>[1-15]</sup>を用い逆変換すると,

$$\begin{aligned} \theta(t, x) = \frac{q_0}{2ac'\rho'} & \left[ \frac{2ac'\rho'}{\lambda} \left( \frac{at}{\pi} \right)^{1/2} e^{-x^2/4at} - \left( \frac{c'\rho'a}{\lambda} \right)^2 \left( 1 + \frac{\lambda}{ac'\rho'} x \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \right. \\ & \left. + \left( \frac{c'\rho'a}{\lambda} \right)^2 e^{\left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} x + at \left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\lambda}{ac'\rho'} \sqrt{at} \right) \right] \quad \dots (1.71) \end{aligned}$$

$x = 0$  の場合,

$$\begin{aligned} \theta(t, 0) &= \frac{q_0}{\lambda} \sqrt{\frac{at}{\pi}} - \frac{q_0}{2} \frac{ac'\rho'}{\lambda^2} \left[ 1 - e^{at \left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} \right)^2} \operatorname{erfc} \left( \frac{\lambda \sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \\ &= \frac{q_0 \sqrt{t}}{\sqrt{\pi} \sqrt{c\rho\lambda}} - \frac{q_0}{2} \frac{c'\rho'}{c\rho\lambda} \left[ 1 - e^{\left( \frac{\lambda \sqrt{at}}{ac'\rho'} \right)^2} \operatorname{erfc} \left( \frac{\lambda \sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \quad \dots (1.72) \end{aligned}$$

$t \rightarrow \infty$  では,

$$\theta(\infty, 0) = \frac{Q\sqrt{t}}{\sqrt{\pi} \sqrt{c\rho\lambda}} - \frac{Qc'\rho'}{2c\rho\lambda} \quad \dots (1.73)$$

以上より式(1.72)および式(1.73)の右辺第2項が熱板の熱容量  $c'\rho'$  の影響を表す.

すなわち,

$\theta(t, 0)$  について,

$$-\frac{q_0}{2} \frac{c'\rho'}{c\rho\lambda} \left[ 1 - e^{\left( \frac{\lambda \sqrt{at}}{ac'\rho'} \right)^2} \operatorname{erfc} \left( \frac{\lambda \sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \quad \dots (1.74)$$

$\theta(\infty, 0)$ について,

$$-\frac{q_0 c' \rho'}{2c \rho \lambda} \quad \dots (1.75)$$

熱源熱容量の効果は試料表面温度上昇の遅れとなって現れ, 熱容量の無い熱源との差は例えば図1. 6のようになっている.

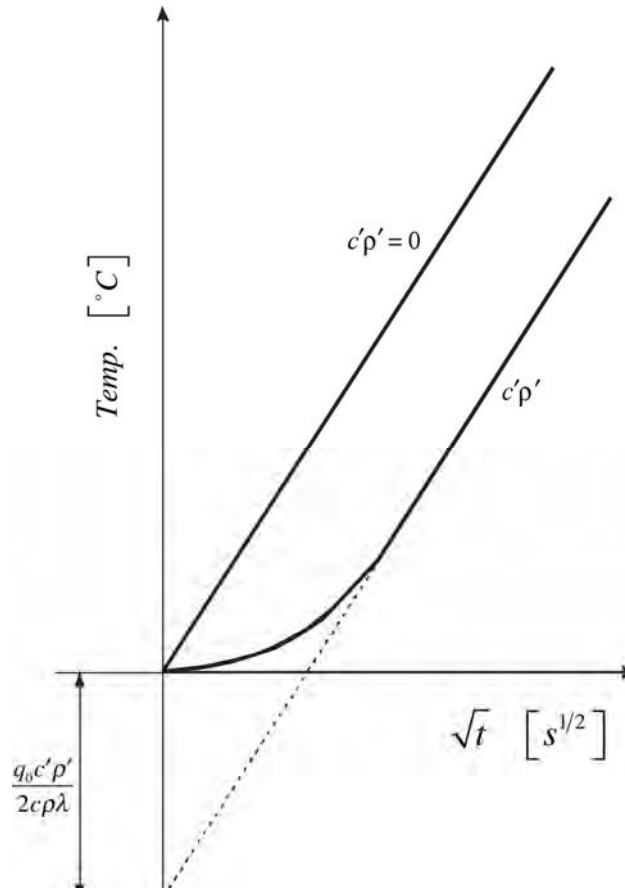


図1. 6 試料表面温度に及ぼす熱源熱容量の影響

次に, 変数  $X$  および  $Y$  を以下のように定義する.

$$X = \frac{x}{2\sqrt{at}} \quad : \text{Fourier Number} \quad \dots (1.76)$$

$$Y = \frac{b\sqrt{t}}{c' \rho'} \quad \dots (1.77)$$

室温(あるいは初期条件)を  $\theta_i$  とすると, 式(1.71), 式(1.72)はそれぞれ次のようになる.

式(1.71)の場合,

$$\begin{aligned} \theta(t,x) = \frac{q_0}{2ac'\rho'} & \left[ \frac{2ac'\rho'}{\lambda} \sqrt{\frac{at}{\pi}} e^{-\frac{x^2}{4at}} - \left( \frac{ac'\rho'}{\lambda} \right)^2 \left( 1 + \frac{\lambda}{ac'\rho'} x \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \right. \\ & \left. + \left( \frac{ac'\rho'}{\lambda} \right)^2 e^{\left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} x + at \left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\lambda\sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \quad \dots (1.71') \end{aligned}$$

$\theta_i$  は式(1.72)より,  $t=0$  として,  $\theta(0,0)=0=\theta_i$

$$\begin{aligned} \theta(t,x) - \theta_i = \frac{q_0}{2ac'\rho'} & \left[ \frac{2ac'\rho'}{\lambda} \sqrt{\frac{at}{\pi}} e^{-\frac{x^2}{4at}} - \left( \frac{ac'\rho'}{\lambda} \right)^2 \left( 1 + \frac{\lambda}{ac'\rho'} x \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \right. \\ & \left. + \left( \frac{ac'\rho'}{\lambda} \right)^2 e^{\left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} x + at \left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\lambda\sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \quad \dots (1.78) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\theta(t,x) - \theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c'\rho'}}} = \frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} e^{-\frac{x^2}{4at}} - \frac{\sqrt{\pi}}{2} & \left( \frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} \right)^2 \left( 1 + \frac{\lambda}{ac'\rho'} x \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \\ & + \frac{\sqrt{\pi}}{2} \left( \frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} \right)^2 e^{\left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} x + \left( \frac{\lambda\sqrt{t}}{\sqrt{ac'\rho'}} \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\lambda\sqrt{t}}{\sqrt{ac'\rho'}} \right) \right] \quad \dots (1.79) \end{aligned}$$

ここで,  $Y = \frac{b\sqrt{t}}{c'\rho'}$  において,  $b = \sqrt{\lambda c\rho} = \frac{\lambda}{\sqrt{a}}$  の関係を適用すると,  $Y = \frac{\lambda\sqrt{t}}{\sqrt{ac'\rho'}}$  となる.

この関係を式(1.79)の右辺第1項に適用すると,

$$\frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} e^{-\frac{x^2}{4at}} = \frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} e^{-\left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right)^2} = \frac{1}{Y} e^{-X^2} \quad \dots (1.80)$$

右辺第2項については,

$$\begin{aligned} & -\frac{\sqrt{\pi}}{2} \left( \frac{\sqrt{ac'\rho'}}{\lambda\sqrt{t}} \right)^2 \left( 1 + \frac{\lambda}{ac'\rho'} x \right) \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right) \\ & = -\frac{\sqrt{\pi}}{2Y^2} (1 + 2XY) \operatorname{erfc}(X) \quad \dots (1.81) \end{aligned}$$

右辺第3項については,

$$\begin{aligned} & \frac{\sqrt{\pi}}{2} \left( \frac{\sqrt{ac'}\rho'}{\lambda\sqrt{t}} \right)^2 e^{\left( \frac{\lambda}{ac'\rho'} x + \left( \frac{\lambda\sqrt{t}}{\sqrt{ac'}\rho'} \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} + \frac{\lambda\sqrt{t}}{\sqrt{ac'}\rho'} \right) \\ &= \frac{\sqrt{\pi}}{2Y^2} e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \end{aligned} \quad \dots (1.82)$$

よって式(1.79)は,

$$\frac{\theta(t,x)-\theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c'\rho'}}} = \frac{1}{Y} \left[ e^{-X^2} - \frac{\sqrt{\pi}}{2Y} \left\{ 1 + 2XY \operatorname{erfc}(X) + e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \quad \dots (1.83)$$

さらに, 式(1.72)は,

$$\theta(t,0)-\theta_i = \frac{q_0\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}\sqrt{c\rho\lambda}} - \frac{q_0}{2} \frac{c'\rho'}{c\rho\lambda} \left[ 1 - e^{\left( \frac{\lambda\sqrt{at}}{ac'\rho'} \right)^2} \operatorname{erfc} \left( \frac{\lambda\sqrt{at}}{ac'\rho'} \right) \right] \quad \dots (1.84)$$

$$\frac{\theta(t,0)-\theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c'\rho'}}} = \frac{1}{Y} - \frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{1}{Y^2} \left[ 1 - e^{Y^2} \operatorname{erfc}(Y) \right] \quad \dots (1.85)$$

$$= \frac{1}{Y} \left[ 1 - \frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{1}{Y} \left[ 1 - e^{Y^2} \operatorname{erfc}(Y) \right] \right] \quad \dots (1.85')$$

式(1.25)においては,

$$\begin{aligned} \theta(t,0) &= \frac{q_0}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{t}}{\sqrt{c\rho\lambda}} \\ \theta(t,0)-\theta_i &= \frac{q_0}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{t}}{b} \\ \frac{\theta(t,0)-\theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c'\rho'}}} &= \frac{q_0\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}b} \frac{\sqrt{\pi c'\rho'}}{q_0 t} = \frac{c'\rho'}{b\sqrt{t}} = \frac{1}{Y} \end{aligned}$$

よって, 式(1.85)の右辺第2項は, 試料表面における $c'\rho'$ の影響を表すものであることがわかる.

発熱体に熱容量のない場合の温度の式(1.24)式は,

$$\theta(t,x)-\theta_i = \frac{q_0\sqrt{t}}{\sqrt{c\rho\lambda}} \operatorname{ierfc} \left( \frac{x}{2\sqrt{at}} \right)$$

となるが,  $X = \frac{x}{2\sqrt{at}}$ ,  $b = \sqrt{c\rho\lambda}$  より,

$$\theta(t, x) - \theta_i = \frac{q_0\sqrt{t}}{b} \operatorname{erfc}(X) \quad \dots (1.86)$$

また, 熱容量を考慮した式(1.83)は,

$$\begin{aligned} \theta(t, x) - \theta_i &= \frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c' \rho'}} \frac{1}{Y} \left[ e^{-X^2} - \frac{\sqrt{\pi}}{2Y} \left\{ 1 + 2XY \operatorname{erfc}(X) + e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \\ &= \frac{q_0\sqrt{t}}{b} \left[ \frac{e^{-X^2}}{\sqrt{\pi}} - \frac{1}{2Y} \left\{ 1 + 2XY \operatorname{erfc}(X) + e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \\ &= \frac{q_0\sqrt{t}}{b} \left[ i\operatorname{erfc}(X) + X\operatorname{erfc}(X) - \frac{1}{2Y} \left\{ 1 + 2XY \operatorname{erfc}(X) + e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \\ &= \frac{q_0\sqrt{t}}{b} i\operatorname{erfc}(X) \left[ 1 - \frac{1}{2i\operatorname{erfc}(X)} \frac{e^{-X^2}}{Y} \left\{ e^{X^2} \operatorname{erfc}(X) - e^{(X+Y)^2} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \\ &\quad \dots (1.87) \end{aligned}$$

と表すこともできる.

式(1.83)および式(1.85)を用いた測定値算出方法を整理すると次のようになる.

測定上既知とされる値は, 次の4種類である. すなわち,

- a) 発熱体からの熱流束  $q_0 [W/m^2]$
- b) 試料内部温度測定点の熱流方向距離  $x [m]$
- c) 試料初期温度  $\theta_i [^\circ C]$
- d) 発熱体熱容量  $c' \rho' [kJ/(m^2 \cdot ^\circ C)]$

また, 測定すべき値は,

- e) 測定時間  $t [s]$
- f) 試料密度  $\rho [kg/m^3]$

の2種類となる.

測定時の任意時間における  $\theta(t, x)$ ,  $\theta(t, 0)$  を用い,  $\theta(t, x) - \theta_i$  および  $\theta(t, 0) - \theta_i$  を求める. これより, 式(1.83)および式(1.85)の左辺の値が得られる. まず, 式(1.85)により, 左辺を満足する  $Y$  の値を求める. これより, 次のような手順で熱物性値を求めることができる.

$$\textcircled{1} \quad Y = \frac{b\sqrt{t}}{c'\rho'} \text{ より } b = \frac{Yc'\rho'}{\sqrt{t}} \quad [W \cdot s^{1/2}/(m^2 \cdot ^\circ C)] \text{ の値を決定できる. さらに } Y \text{ の値を式}$$

(1.83)に代入し, 左辺を満足する  $X$  の値を求める.



②  $X = \frac{x}{2\sqrt{at}}$  より  $a = \left(\frac{x}{2X}\right)^2 \frac{1}{t} \quad [m^2/s]$  として  $a$  の値を求めることができる.

③  $\lambda = \sqrt{\frac{\lambda}{c\rho}} \cdot \sqrt{c\rho\lambda} = b\sqrt{a} \quad [W/(m \cdot ^\circ C)]$  より  $\lambda$  が求まり,  $c = \frac{\lambda}{a\rho} \quad [kJ/(kg \cdot ^\circ C)]$  が得られる.

ただし, 試料物性値の代表温度は  $\theta_m = \frac{\theta(t,x) + \theta(t,0)}{2}$  で定義する平均温度とする.

## 第3章 実測定

### 3.1 熱源熱容量の測定

#### (1) 熱源熱容量の簡易的測定方法

岡垣らは電熱型パネルヒーター放熱特性を電源 ON および OFF の繰り返しにより求める方法<sup>[1-16]</sup>を提案しており, 本研究ではこの手法に準じて発熱板を熱容量の測定手法を検討する. 図1.7に示すように熱容量  $c'\rho'$  を有する面状熱源の表面から熱伝達が行われる場合を考える.

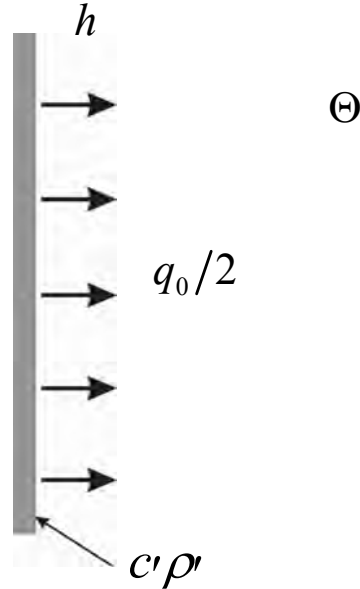


図1.7 空間に置かれた薄い発熱板モデル

加熱時のエネルギーバランスは,

$$\frac{q_0}{2} \Delta t = c' \rho' \Delta T + h(T - \Theta) \Delta t, \quad 0 \leq t \leq \tau_h \quad \dots (1.88)$$

冷却時のエネルギーバランスは,

$$c' \rho' \Delta T + h(T - \Theta) \Delta t = 0, \quad \tau_h \leq t \leq \tau_h + \tau_l$$

諸条件は,

$$[T]_{=0} = T_l = \text{constant}$$

$$[T]_{t=\tau_h} = T_h = \text{constant}$$

両辺に  $\frac{1}{c'\rho'\Delta t}$  を乗ずると,

$$\frac{dT}{dt} + \frac{h}{c'\rho'}(T - \Theta) = \frac{q_0}{2c'\rho'} \quad \dots (1.89)$$

式(1.89)の一般解は,

$$T - \Theta = Ce^{-mt} + n \quad \dots (1.90)$$

ここで,  $m = \frac{h}{c'\rho'}$ ,  $n = \frac{q_0}{2h}$  である.

冷却期においては  $\frac{q_0}{2} = 0$  とすると,

$$T - \Theta = Ce^{-mt} \quad \dots (1.91)$$

加熱期 ( $0 \leq t \leq \tau_h$ ) について, 式(1.91)において  $[T]_{t=0} = T_l$  より,

$$T_l - \Theta = C + n$$

$$C = T_l - \Theta - n$$

$$\therefore T - \Theta = (\Theta - T_l + n)(1 - e^{-mt}) - \Theta + T_l \quad \dots (1.92)$$

$$\frac{\Theta - T + n}{\Theta - T_l + n} = e^{-mt} \quad \dots (1.93)$$

したがって, 温度変化は,

$$\frac{T - \Theta - n}{T_l - \Theta - n} = e^{-mt} \quad \dots (1.94)$$

$t = \tau_h$  では,

$$\frac{T_h - \Theta - n}{T_l - \Theta - n} = e^{-m\tau_h} \quad \dots (1.95)$$

冷却期 ( $\tau_h \leq t \leq \tau_h + \tau_l$ ) について,  $[T]_{t=\tau_h} = T_h$  より,

$$T_h - \Theta = Ce^{-m\tau_h} \quad \therefore C = (T_h - \Theta)e^{m\tau_h} \quad \dots (1.96)$$

したがって, 温度変化は,

$$\frac{T - \Theta}{T_h - \Theta} = e^{-m(t - \tau_h)} \quad \dots (1.97)$$

$t = \tau_h - \tau_l$ では,

$$\frac{T_l - \Theta}{T_h - \Theta} = e^{-m\tau_l} \quad \dots (1.98)$$

以上の加熱および冷却過程の温度変化を図示すると図1. 8のようになる.

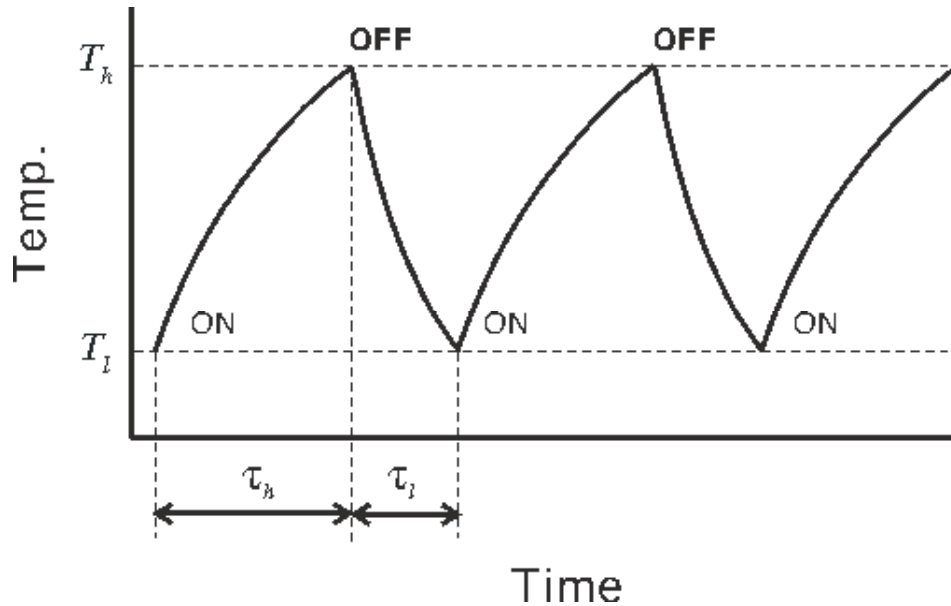


図1. 8 加熱・冷却を繰り返した時の発熱板の温度変化

式(1.95)および式(1.98)において  $T_l$ ,  $T_h$ ,  $\tau_l$ ,  $\tau_h$ ,  $\Theta$  を知れば, 式(1.98)より  $m$  が得られ, これを式(1.95)に代入することにより  $n$  が求まる.

熱板の熱流束  $q_0$  を知れば  $n = q_0/2h$  より熱伝達率  $h$  が得られ,  $m = h/c'\rho'$  より熱容量  $c'\rho'$  が求まる.

## (2) 熱板熱容量の測定

使用した熱板材料(商品名:サミコンヒーター230K)は, 膜状のニクロム系発熱体(電気抵抗:約 230[ $\Omega$ ])をサミコンフィルムで絶縁被覆し, 全厚さを約 0.2[mm]に仕上たもので, 寸法は縦 60[mm] × 横 65[mm]である. 2枚のサミコンヒーターを互いに発熱面を外に向けた状態で背中合わせに接着し, 1枚の熱板を構成した. なお, 測温用の直径 0.1[mm]の銅-コンスタンタン熱電対をその中

心部に挿入した。

熱容量測定では、熱板を一定温度の静止大気中につるし、熱板の上限および下限温度がそれぞれ一定値になるように電力供給を断続した。これを約20分にわたり継続し、次の結果を得た。

$$T_h = 29.9 [^{\circ}\text{C}], T_l = 25.1 [^{\circ}\text{C}], \Theta = 22.67 [^{\circ}\text{C}], \tau_h = 77 [\text{s}], \tau_l = 101 [\text{s}], q_0 = 205 [\text{W}/\text{m}^2]$$

これらの値を式(2.95)および式(2.98)に代入し、

$$k_2 = 0.0114 [\text{s}^{-1}], k_1 = 10.6 [^{\circ}\text{C}], h' = 9.63 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})], c' \rho' = 837 [\text{J}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$$

が得られた。

ここで、 $k_1$  および  $k_2$  を式(1.95)および式(1.98)に代入すると、モデルの温度変化が計算できる。この結果を図 1. 9に示す。図中破線は計算値であり、実線は実測値を示している。温度変化の相違は1[%]以下でありよく一致していることが分かる。

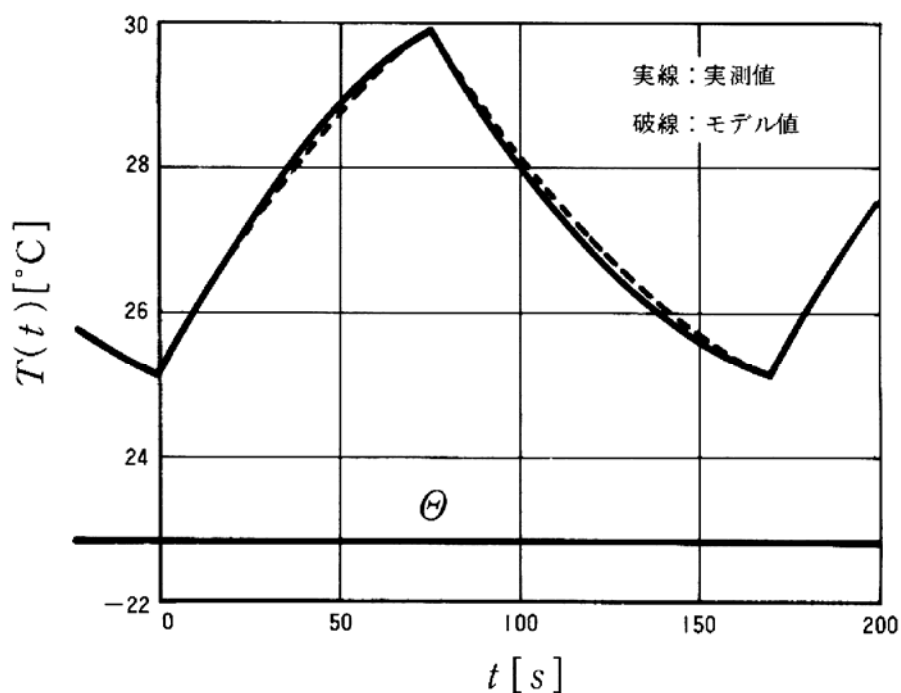


図 1. 9 実熱源とモデル熱源の整合性

### 3. 2 試料寸法

入手が容易であること、測定された熱物性値が存在すること、熱物性値の温度依存性が比較的小さいこと、製品による熱物性値のばらつきが小さいことを考慮し、供試材料として市販の亚克力板とベークライト板を取り上げる。厚さと密度は表1. 1に示す通りである。

前節で述べた発熱体を採用したため、それぞれの試料の大きさは熱板と同一であり、縦 60[mm]

×横 65[mm]である. 熱板を挟むため試料は2枚用意され, 1枚を熱流方向に沿って切断し, 2等分割する. その切断面に表面と平行に微細な溝をほって熱電対を埋め込み, 測温位置  $x$  の正確な設定を行った. 同様に試料表面に1本の条痕をつけて熱電対を圧入することにより, 熱源側の表面温度が測定できるようになっている. 熱電対を装着した後, 分割した試料を元の形に固定し, もう1枚の同種の試料板とで熱板を挟み熱物性値の測定を行った.

表1. 1 試料の諸元

名 称	厚さ ( $l/2$ ) [mm]	密度 $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	内部測温位置 $x$ [mm]
アクリル板	9.80	1183	3.00
ベークライト板	10.4	1330	4.95

試料は有限厚さであるから, 試験結果への影響を1%以内に収めるためには, 式(2.44)の関係を満足する必要がある. 物性値資料等<sup>[1-17]</sup>によればアクリル板の熱拡散率はおおよそ  $1.1 \times 10^{-7}$  [m<sup>2</sup>/s]程度とされ, 測定時間を  $t = 240$  [s]と決定すれば, 式(1.44)より試料厚さは  $l/2 = 0.009$  [m]となり, これ以上の厚さが要求されるが, 本試料はこれを満足する. 試料側面からの放熱の影響についても1%以内を目途として式(1.51)より算定すると  $R = 0.02$  [m]となり, 試料側面の表面積より面積等価の円柱として  $R = 0.04$  [m]となり, これも条件を満足する. 同様の検討をベークライト板についても行った結果, これについても条件を満足することが確認された.

### 3. 3 熱物性値の測定

表1. 2は, 測定値から諸熱物性値を求める手順をアクリル板について整理し示したものである. ②に示してあるように 240[s]の間に表面温度は 11.4[°C]上昇しているが, この程度の温度変化に対して各物性値の顕著な温度依存性は見られなかった. 右欄の平均値に対するばらつきは, 熱浸透率  $b$  が最小で0.2[%], 熱拡散率  $a$  が最大で4.4[%]であった. また, 熱伝導率  $\lambda$  は2.6[%], 比熱  $c$  は 2.8[%]となった. 表 1. 3はベークライト板の測定結果を示したものである. ベークライト板に関してもアクリル板とほぼ同様の傾向が見られ, 精度的にも大きな違いは認められなかった. なお, 図1. 11および図1. 12は, それぞれ  $Y$  および  $X$  を概略的に求めるために作成した線図の一部である. 例えば, 表1. 2の⑤および⑥が計算されると, 式(1.85)や式(1.83)を解かなくても,  $t = 60$  [s]

に対して図1. 11から $Y = 5.35$ ，次に図1. 12から $X = 0.57$ と簡易的に求めることができる。

表1. 2 測定結果と計算手順(アクリル板)

経過時間 $t$ [s]	60	120	180	240	
試料表面の温度上昇 $[\text{°C}]$	5.27	7.80	9.76	11.4	
試料内 ( $x=3[\text{mm}]$ ) の温度上昇 $[\text{°C}]$	1.47	3.37	5.03	6.52	
式(1.85)より $Y$	5.363	7.601	9.287	10.71	
式(1.83)より $X$	0.5736	0.4016	0.3389	0.2809	平均値
熱浸透率 $b$ $[(\text{W} \cdot \text{s}^{1/2})/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$	580	581	580	579	580
熱拡散率 $a$ $[\text{m}^2/\text{s}]$	$1.14 \times 10^{-7}$	$1.16 \times 10^{-7}$	$1.09 \times 10^{-7}$	$1.19 \times 10^{-7}$	$1.14 \times 10^{-7}$
熱伝導率 $\lambda$ $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})]$	0.196	0.198	0.191	0.199	0.196
比 熱 $c$ $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{°C})]$	1.45	1.44	1.49	1.42	1.45
平均温度 $[\text{°C}]$	20.9	22.9	24.7	26.3	23.7

表1. 3 測定結果(ベークライト板)

$t$ [s]	60	120	180	240	平均値
$b$ $[(\text{W} \cdot \text{s}^{1/2})/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})]$	580	581	580	579	580
$a$ $[\text{m}^2/\text{s}]$	$1.14 \times 10^{-7}$	$1.16 \times 10^{-7}$	$1.09 \times 10^{-7}$	$1.19 \times 10^{-7}$	$1.14 \times 10^{-7}$
$\lambda$ $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{°C})]$	0.196	0.198	0.191	0.199	0.196
$c$ $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{°C})]$	1.45	1.44	1.49	1.42	1.45
平均温度 $[\text{°C}]$	20.9	22.9	24.7	26.3	23.7

### 3. 4 自動測定の試み

図1. 10および図1. 11に示すように，式(1.85)および式(1.83)の左辺の値は固体試料の温度上昇を測定することにより測定時間ごとの定数となり，それに対応した $Y$ および $X$ の値を見出すことにより諸熱物性値が得られる．この手順を整理すると図1. 12のようになる．

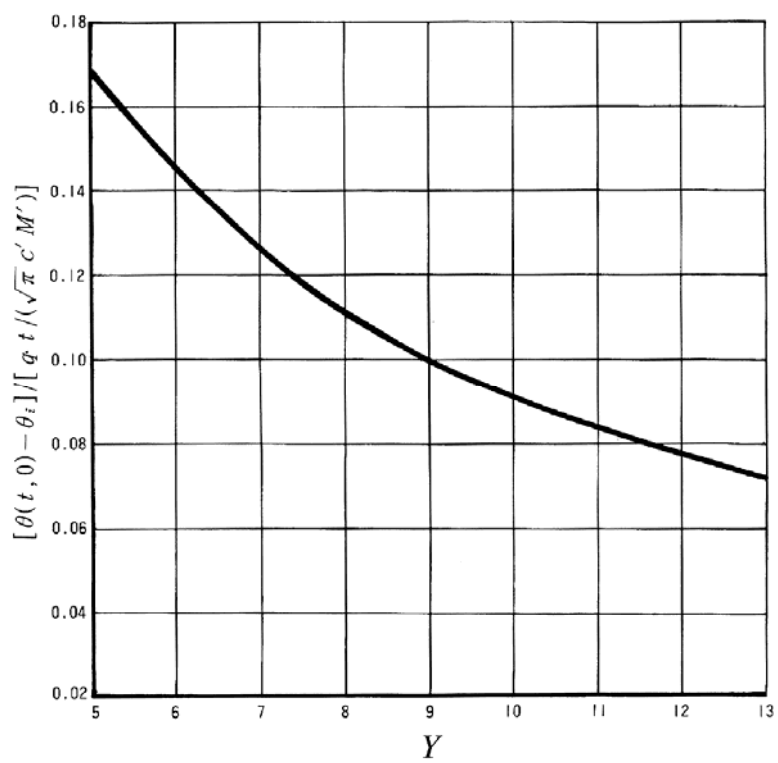


図1. 10 式(1.85)の図示

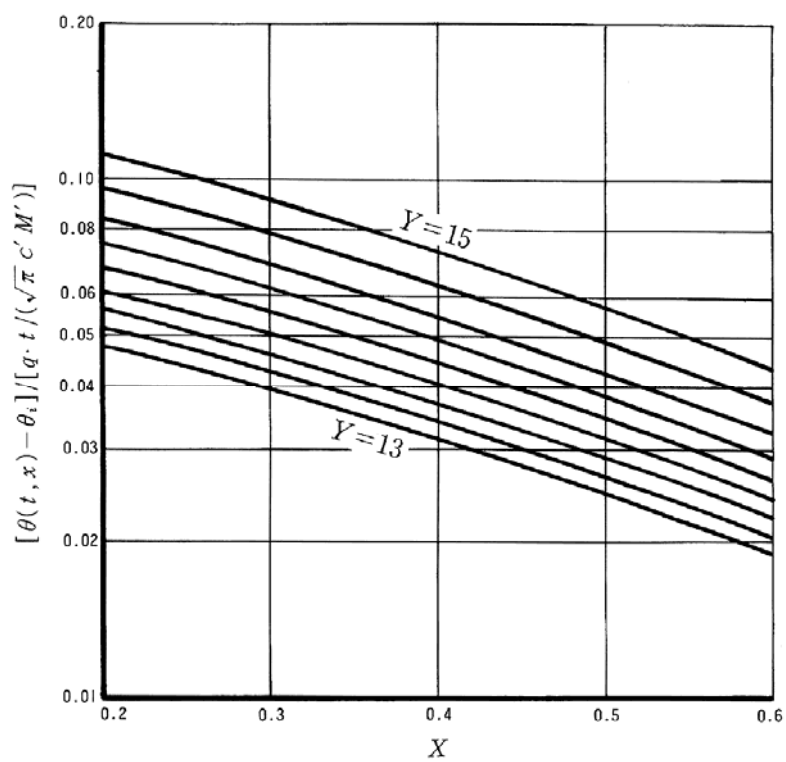


図1. 11 式(1.83)の図示



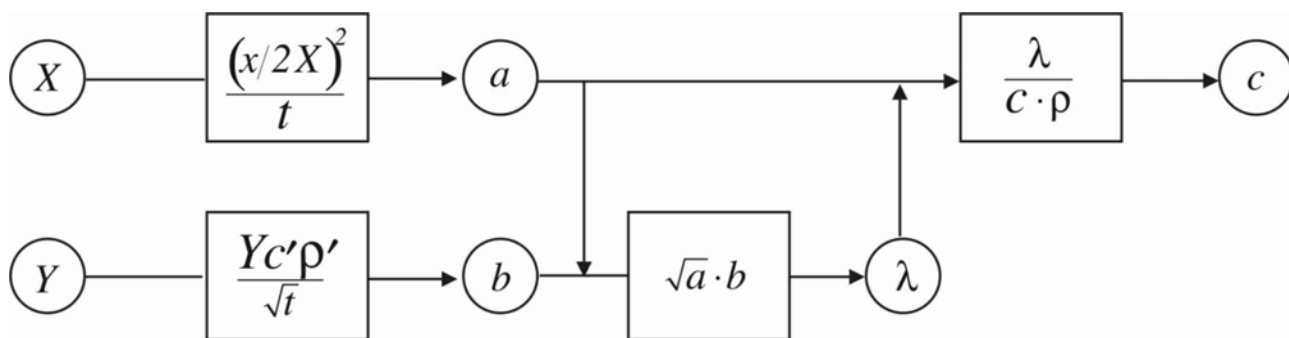


図1. 12 熱物性値算定手順のフローチャート

試作した測定装置の概略をブロック図として図1. 13に示す.

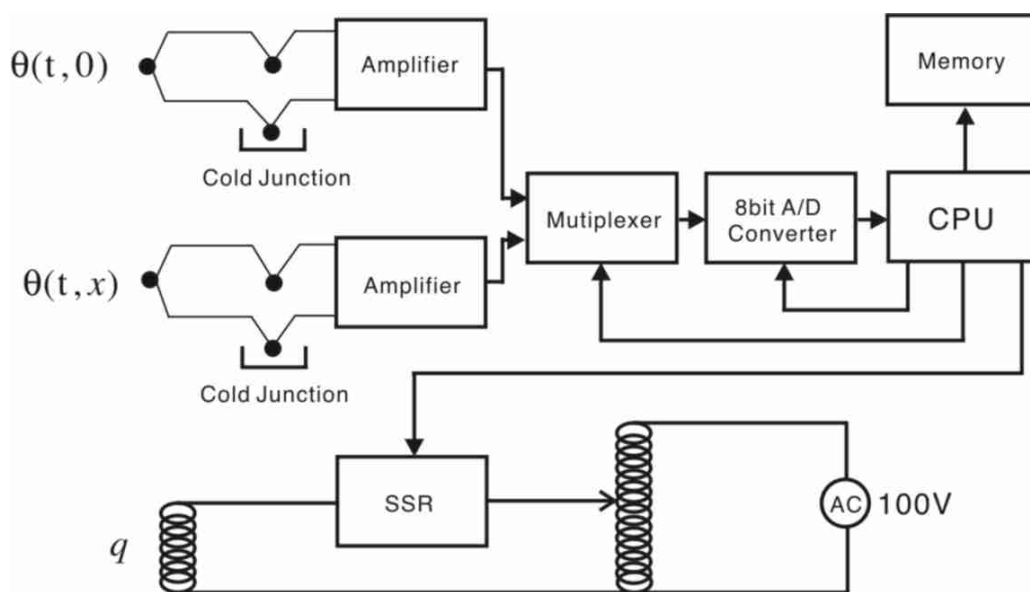


図1. 13 自動測定装置ブロック図

測定開始時には、コンピュータにより SSR を駆動しヒータに所定の電力を供給する. 2ヶ所の測温点を構成する銅-コンスタンタン熱電対の起電力はそれぞれ差動増幅器によって増幅される. コンピュータはマルチプレクサのチャンネルを切り替え, 入力信号を A/D 変換した上で温度値に変換

する. 本装置では, 測定開始と同時に1分間隔で温度の検出を行い, 5分間で終了するようにプログラムした. 測定終了後は直ちに  $Y$  および  $X$  の算定を行い,  $b$ ,  $a$ ,  $\lambda$ , および  $c$  を出力する. 次に, 内部での処理手順を説明する.

試料表面温度に関しては次式が成立する.

$$\frac{\theta(t,0) - \theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c' \rho'}}} = \frac{1}{Y} \left[ 1 - \frac{\sqrt{\pi}}{2Y} \left\{ -e^{Y^2} \operatorname{erfc}(Y) \right\} \right] \quad \dots (1.99)$$

測定により表面温度の時間履歴が得られていれば, 上式左辺を算定する. 以後, 右辺の  $Y$  の算定のための事前の準備手順には次の2通りがある.

①  $Y$  の関数として数表化する, もしくは近似式を作成する.

② 逐次  $Y$  の値を代入し計算結果を比較算定する.

PCを用いた自動測定では②の方法が合理的と思われるが, この場合  $\operatorname{erfc}(Y)$  の算出方法が重要となる. 検討の結果, 級数展開による近似式<sup>[1-18]</sup>が見出せるが, 適用範囲が異なるため以下のよ

うに区別して用いる.

$$|Y| \geq 3.5$$

$$\frac{1}{\sqrt{\pi} e^{Y^2}} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ (-1)^{n-1} \frac{1 \cdot 3 \cdots (2n-3)}{2^{n-1} Y^{2n-1}} \right\} \quad \dots (1.100)$$

$$3.5 > |Y| > 2.5$$

$$\frac{1}{\sqrt{\pi} Y e^{Y^2}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n (2n-1)!!}{2^n Y^{2n}} \quad \text{L (1.101)}$$

また, スターリングの公式<sup>[1-19]</sup>によれば, 次の関係で  $n$  が大きな場合の近似的評価ができるとされる.

$$n! \approx n^n e^{-n} \sqrt{2\pi n}$$

また, 次の関係がある.

$$n!! \begin{cases} n(n-2)(n-4) \dots 3 \cdot 1 & [n : \text{odd number}] \\ n(n-2)(n-4) \dots 4 \cdot 2 & [n : \text{even number}] \end{cases}$$

$$0!! = (-1)!! = 1$$

$$(2n)! = 2^n n!$$

$$(2n-1)!! = \frac{(2n)!}{2^n n!}$$

$$(-2n-1)!! = \frac{(-1)^n}{(2n-1)!!} \quad [n : \text{positive integer}]$$

$$|Y| \leq 2.5$$

$$1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n Y^{2n+1}}{(2n+1)n!} \quad \dots (1.102)$$

$$|Y| \geq 9$$

$$\operatorname{erfc}(z) = 0$$

以上の区間に対応する左辺の区間は、左辺を  $F$  とすると次のようになる。

$$\begin{array}{lll} |Y| > 9.0 & F \leq 0.10017 & \rightarrow \operatorname{erfc}(z) = 0 \\ 9.0 \geq |Y| > 4.0 & F \leq 0.22164 & \rightarrow eq.(1.101) \\ 4.0 \geq |Y| > 2.5 & 0.22164 < F < 0.27668 & \rightarrow eq.(1.101) \quad (\because n = [2Y]) \\ 2.5 \geq |Y| & F \leq 0.27668 & \rightarrow eq.(1.102) \end{array}$$

ここで,

$$\begin{aligned} \operatorname{erf}(x) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \operatorname{Erf}(x) \\ \operatorname{Erf}(x) &= \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n x^{2n+1}}{n!(2n+1)} \quad [x \leq 2.5] \end{aligned}$$

よって,

$$\begin{aligned} \operatorname{erf}(x) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \operatorname{Erf}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n x^{2n+1}}{n!(2n+1)} \\ \operatorname{erfc}(x) &= 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n x^{2n+1}}{n!(2n+1)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\sqrt{\pi}}{2} - \operatorname{Erf}(x) &\approx \frac{e^{-x^2}}{2x} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n (2n-1)!!}{2^n x^{2n}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} - \frac{\sqrt{\pi}}{2} \operatorname{erf}(x) = \frac{\sqrt{\pi}}{2} (1 - \operatorname{erf}(x)) = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \operatorname{erfc}(x) \\ \operatorname{erfc}(x) &= \frac{1}{\sqrt{\pi} x e^{x^2}} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n (2n-1)!!}{2^n x^{2n}} \end{aligned}$$

内部温度の式から,

$$\frac{\theta(t, x) - \theta_i}{\frac{q_0 t}{\sqrt{\pi c' \rho'}}} = \frac{1}{Y} \left[ e^{-X^2} - \frac{\sqrt{\pi}}{2Y} \left\{ 1 + 2XY \operatorname{erfc}(X) - e^{(2XY+Y^2)} \operatorname{erfc}(X+Y) \right\} \right] \quad \dots (1.103)$$

ここで、特に考慮を要する関数は、 $\operatorname{erfc}(X)$  および  $\operatorname{erfc}(X+Y)$  である。

式(1.99)および式(1.103)において、 $q_0 [W/m^2]$  は熱流密度であるが、解析においては総放熱

量をベースとして、片面当たり  $q_0/2$  として取り扱っており、熱発生源の厚さを無視すると、その発  
面積は発熱体の透過面積として捕らえなくてはならない。したがって、ここでの  $q_0$  は全発熱量を  
 $Q_A [W]$  とし、発熱体(正方形とする.)の一辺の長さを  $l [m]$  として、

$$q_0 = \frac{Q_A}{l^2} \quad [W/m^2] \quad \dots (1.104)$$

となる。

実際の測定および計算には、パーソナルコンピュータを用いた、NEC 製 PC8801 により単精度  
計算(有効桁数6桁)を試みたところ、打ち切り誤差を無視することができないため、 $Y$  の値は次の  
ように区別することとし、さらに[ ]で示す上限値を設定する。

$$\begin{aligned} [15] \geq |Y| > 9.0 & \quad |erfc(Y)| = 0 \\ & \quad \rightarrow erfc(z) = 0 \\ 9.0 \geq |Y| > 6.0 & \quad 2.1540 \times 10^{-17} [eq.(1.101)] > |erfc(Y)| \geq 4.13657 [eq.(1.101)] \\ & \quad \rightarrow eq.(1.101) \\ 6.0 \geq |Y| > 2.5 & \quad 4.20094 \times 10^{-4} [eq.(1.102)] > |erfc(Y)| \geq 2.1540 \times 10^{-17} [eq.(1.101)] \\ & \quad \rightarrow eq.(1.101) \quad (Qn = [2Y]) \\ 2.5 \geq |Y| > [0.5] & \quad 0.4795 [eq.(1.102)] > |erfc(Y)| \geq 4.20094 \times 10^{-4} [eq.(1.102)] \\ & \quad \rightarrow eq.(1.102) \end{aligned}$$

左辺  $F$  については、

$$\begin{aligned} [0.0627279] \leq |F| < 0.10017 \\ 0.10017 \leq |F| < 0.144335 \\ 0.144335 \leq |F| < 0.289061 \\ 0.289061 \leq |F| < [0.637657] \end{aligned}$$

本測定の範囲では、 $Y$  の上限は 100 程度までに設定すべきであり、そのときの  $F$  の下限値は  
 $9.91138 \times 10^{-3}$  となる。

次に  $Y$  および  $X$  の最適値への近似方法について述べる。本測定システムでは逐次近似法を用  
いることとした。ここでは、式(1.99)左辺を  $L$  と称することとする。

既知の値から所要の左辺  $L_0$  が得られる。次に  $(Y_{\min}, L_{\max})$ ,  $(Y_{\max}, L_{\min})$  の2点間を直線近似し、第  
1近似値である  $Y_1$  を求め、 $Y_1$  を基に式(1.99)右辺の値を求め、これを  $L_1$  とする。 $L_0$  と  $L_1$  の差が大  
きいようであれば  $(Y_{\max}, L_{\min})$  を  $(Y_1, L_1)$  に置き換え、 $(Y_{\min}, L_{\max})$  との間を直線近似し、同様の操作を  
繰り返す。所要の差以内に収まったときの値を  $Y_0$  とし、計算を終了する。一致しないようであれば、

$Y_{\max} \leftarrow Y_n$  および  $L_{\min} \leftarrow eq.(1.99)[Y_n \text{を代入}]$  を行う。なお、一般式は、次のようになる。

$$Y_n = \left( \frac{Y_{\max} - Y_{\min}}{L_{\max} - L_{\min}} \right) (L_{\max} - L_0) + Y_{\min} \quad \dots (1.105)$$

$X$  の最適値算定においても  $Y$  の場合と同様に逐次近似法を採用する。  $X$  の場合も  $Y$  と同様な傾向を示す曲線となるが、  $Y$  がパラメータとして含まれ、  $L$  の値に影響を与えることに注意しなければならない。経験的には、  $0.1 < X < 0.5$  程度の値の範囲となり、このとき  $0.008 < L < 0.025$  程度となる。計算時点では、  $Y$  の値は既知であるので、それを含め、すでに述べた  $X$  の範囲を  $X_{\min}$  および  $X_{\max}$  として、  $L_{\max}$  および  $L_{\min}$  を計算により定め、それらによって直線近似を行い、  $Y$  の場合と同様に  $X$  の最適値を得る。

式(1.103)により、  $L_{\max}$  ,  $L_{\min}$  を知り、次式にて近似値  $X_n$  を算出する。

$$X_n = \left( \frac{X_{\max} - X_{\min}}{L_{\max} - L_{\min}} \right) (L_{\max} - L_0) + X_{\min} \quad \dots (1.106)$$

$Y$  の場合と同様に、一致しなければ、  $X_{\max} \leftarrow X_n$  ,  $L_{\min} \leftarrow eq.(1.103)$  として繰り返す。

測定例として、厚さ 10[mm] のベークライト板に関する  $\lambda$  と  $t$  の関係を図 1. 14 に示す。

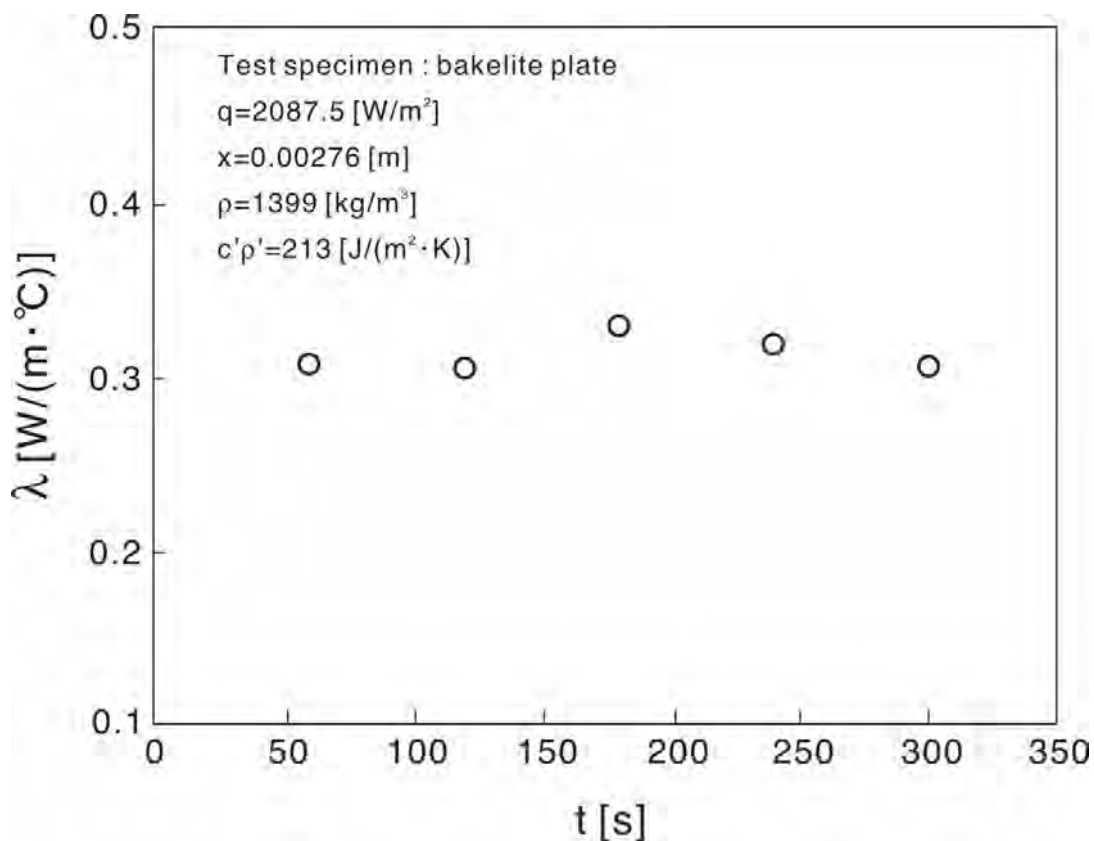


図 1. 14 自動測定によるベークライト板の  $\lambda$  値

供試試料に関して、事前の測定により  $c'\rho' = 213 [J/(m^3 \cdot ^\circ C)]$ ,  $x = 2.755 \times 10^{-3} [m]$  が得られ、計算に組み込んだ。熱電対起電力の増幅回路、A/Dコンバーターの分解能など自作した電気信号処理系の性能により測定値には多少ばらつきが見られ回路面の改良が必要であるが、現状でもほぼ満足できる測定値が得られている。本測定手法は、短時間で複数の熱物性値を測定しようというものであるが、測定機器として実用的に十分な精度が確保でき、安価なものとして提供できる。

## 第4章 結 言

本編では、一次元非定常熱伝導方程式について解析を行い、諸熱物性値を迅速に測定する方法を見出した。本測定法によれば、適当な薄型の熱板を用いることにより、固体材料の熱浸透率、熱拡散率、熱伝導率および比熱を数分の測定で求めることができる。これに基づいて測定装置を試作し、測定を試みた。手動測定により得られた結果は、ばらつきも少なく、物性値資料集等と比較してもほぼ妥当な値であることが確認できた。したがって、工業上の簡易的測定法として実用に応用されると考えられる。また、自動測定のため試作した測定装置はきわめて単純な機器により構成することが可能であり、得られた物性値も手動測定の場合と同等であった。したがって、本測定法は熱物性値測定を容易にし、工学的利用を促進する一方法と成り得る。

次に、検討を要する点について述べる。本測定法では平板内部の測温点を設ける必要から試料を2等分割し、一方の断面表面に設けた溝内に熱電対を埋め込んでいる。また、表面温度については、表面に設けた溝内に熱電対を埋め込む方法により測定を可能としている。これらの準備には若干の技能を要し、今後、治具などの開発により、より一般的な使用に耐えるものとする必要がある。

手動測定および自動測定の測定結果より、固体材料に関する本測定法の妥当性および有用性は十分評価された。ここで、想定される材料の中から熱伝導率等の熱移動抑制能力が最も問われる断熱材に注目する。一般的に断熱材は高空隙率を有する多孔質体であり、本測定法の適用を議論しておく必要がある。多孔質試料に加熱を行った場合には空隙内に自然対流熱伝達が発生し、極短時間で測定を完了できなければ測定された熱物性値はその効果が内在したものとなる。試料および発熱体を垂直に設置した場合では、加熱面に沿った自然対流により熱伝達が促進され、この効果を除去するためにはさらなる測定時間の短縮が必要となる。水平に試料を設置した場合においても、上下で対流発生の条件が異なるものとなり、この場合では測定は不可能である。また、温度の測定に関しても、固体部分であるか空隙部分であるかという部位の特定が困難である。空隙率や密度によっても対流および熱伝達の状況が異なるため、定常法および非定常法による測定には相当な困難を伴う。第Ⅱ編および第Ⅲ編で述べるように、断熱材の使用条件によっては、湿り空気存在に起因する物質移動も生ずるため、本測定法には汎用性に関して限界が存在し、固体試料に対してのみ高い有効性を持つ。





## 第Ⅱ編 多孔質層の熱・物質移動に関する一次元モデルによる実験的検討

## 第1章 緒 言

第 I 編では、熱物性値の工学的な重要性および応用の拡大という視点に基づいた簡便かつ高精度な測定法の提案を行い、その有用性を論じた。そこでは、アクリルやベークライトなど中実な固体を被測定物として取り扱い、妥当性の検証を行った。その一方で、断熱材は断熱性能の測定法がJIS<sup>[2-1]</sup>に規定されていることからわかるように、熱物性値が性能という形で論じられる最も一般的かつ重要な材料であるが、測定対象の一つとすることは困難であった。寒冷地の住宅等に使用される断熱材は最も身近な材料の一つであり、壁体の高熱抵抗化を実現するため、一般に高空隙率の多孔質材料が用いられる。こういった材料内での熱移動挙動は対流、放射、物質移動、相変化の影響が含まれるため、一般にきわめて複雑なものとなり、熱伝導率などの熱物性値のみで断熱性能を議論することは不適切である。また、従来型の熱物性値測定法により実現象を踏まえた物性値を検証しようとするのはきわめて難しい。

ここで、建築物の断熱壁体における特徴的な現象について述べる。壁体の断熱性能を高めることにより内外壁間の温度差は拡大するが、壁体内には湿り空気が存在し、断熱材内の空隙部分において水蒸気分圧差に起因する高温側から低温側への湿分移動がおこり、壁体内部や内壁近傍で結露が生ずる。このような水分蓄積は断熱性能を低下させ、さらには建材の腐食といった深刻な状況へと進展することとなる。実際に北海道の住宅における初期の断熱壁では、このような事例が多発した。従来より、熱物性値として静的な断熱性能が追求されており、それは一定の評価基準としては機能すると思えるが、前述の悪影響等の制御・抑制を検討する上では不十分と考えられる。この意味において、前編で提案した方法では、熱物性値に影響を及ぼすそれら要因への対応が不十分であり、高精度測定の実現にも多くの困難がある。また、他の熱物性値測定法においても概ね限界のあることは明らかであり、多孔質層の複合的熱移動現象の詳細を明らかにすることは工学的にきわめて重要なことと考えられるが、既存の熱物性値測定法により達成することは困難である。

前述の現象の詳細を検討し水分蓄積に関する制御技術を確立するためには、両表面に温・湿度差などの実条件を与えた多孔質層について、内部の温度分布および水分蓄積量などに及ぼす諸要因の効果の詳細を検討しておくことが極めて重要である。

多孔質層内の湿分移動に関して、我が国での研究例は比較的早く、西藤<sup>[2-2]</sup>は建築材料の水

蒸気拡散について実験的に検討している。これは、戦時を反映し、高温多湿の東南アジア地方における建築物を想定したものである。近年では、多孔質層内の熱物質移動に関する解析的研究<sup>[2-3~14]</sup>、解析と実験による検証を含んだ研究<sup>[2-15~17]</sup>、実験的研究<sup>[2-18~29]</sup>が数多くなされており、我が国でも、増岡らの研究<sup>[2-30~33]</sup>、稲葉らの研究<sup>[2-34~26]</sup>では多孔質層あるいは充填層に関する基本的な熱伝達挙動が検討されている。相変化を伴う多孔質層内熱伝達については佐々木らの解析的および実験的な検討<sup>[2-37~41]</sup>、笹口らの実験および数値解析<sup>[2-42~43]</sup>などがある。物質移動に注目したものでは、村田らの研究<sup>[2-44]</sup>、竹内らの研究<sup>[2-45]</sup>がある。特に寒冷地や低温環境における多孔質体内の熱物質移動を対象としたものは、Taoらの研究<sup>[2-46~56]</sup>、Wijeysunderaらの研究<sup>[2-57~59]</sup>が挙げられる。また、関らは断熱材中の拡散をとまなう熱移動について詳細を検討している。<sup>[2-60~61]</sup>

以上の研究では断熱材に言及しているものも見られるが、土中の凍結融解や解析的検討も多く、想定する応用・目的も多様であり、本研究で対象としている湿分移動、相変化、熱移動を取り扱った報告例は少なく、多孔質層内の熱・物質移動挙動に関して温度、湿度のなどの測定例も少ない。このため、河合らは多孔質層の熱・物質移動挙動を検討するための基礎的データを得るため、球状粒子層内の温・湿度分布挙動を実験的に検討している。<sup>[2-62~65]</sup>

本編では、多孔質層内の熱および物質移動に関して一次元的な検討を行い、その手法および結果について述べられている。実験装置はその構成により大きく2種類に分けられる。すなわち、多孔質層の2表面がそれぞれ一定高温の加熱室および一定低温の冷却室に露出し、各室内は強い強制対流が無く一定の相対湿度が保たれている場合、および低温側表面に一定湿度の低温空気を流動させた場合である。以後、それぞれを実験装置 I a群および実験装置 I b群と呼ぶこととする。これらの実験装置により、両熱源間の熱伝達挙動を測定した。また、多孔質層内湿度を湿度センサーにより高精度測定することにより、凝縮位置をも考慮した水分蓄積挙動の検討を行った。

本編は、全5章より成り、第1章 緒言では研究の背景および意義などについて述べ、第2章では湿り空気に関わる処置の定義について説明されている。第3章は、実験装置 I a群の装置、実験条件等の説明後、得られた結果および考察が述べられている。第4章では、実験装置 I b群の装置、実験条件等の説明、得られた結果および考察が述べられている。第5章の結言では実験装置 I a群および I b群により得られた結果がまとめられている。

## 第2章 諸値の定義

本研究での測定条件および測定値には、湿り空気に関する状態量が重要となる。以下に使用した状態量の定義を説明する。

### 2.1 諸定数

湿分に関する諸値を算定するに当たり、以下の諸定数を定義した。

$$\text{標準大気圧} \quad P = 0.101325 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\text{水蒸気の分子量} \quad M_v = 18.0153$$

$$\text{乾燥空気の分子量} \quad M_d = 28.965$$

水蒸気の気体定数

$$R_v = \frac{R}{M_v} = \frac{8.314510}{18.0153} = 0.46153 \text{ [J/(g} \cdot \text{K)]} = 461.53 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]} \quad \dots (2.1)$$

$$\text{乾燥空気の気体定数} \quad R_d = 287.05 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}$$

$$\varepsilon = \frac{\rho_v}{\rho_d} = \frac{R_d}{R_v} = 0.62198 \quad \dots (2.2)$$

### 2.2 水蒸気の飽和圧力

飽和圧力の算定には以下の Wexler-Hyland の飽和水蒸気圧式<sup>[2-14]</sup>を採用した。

この際、取り扱う温度  $T_{90} \text{ [K]}$  はケルビン温度であり、 $T_{90} \text{ [K]} = \theta \text{ [}^\circ\text{C]} + 273.15$  で定義される。

(a) 氷板に接する場合 ( $-100 \sim +0.01 \text{ [}^\circ\text{C]}$ )

$$\ln(p_{vs}) = \sum_{i=0}^5 a_i T_{90}^{i-1} + a_6 \ln(T_{90}) \quad \dots (2.3)$$

$$a_0 = -0.57548884 \times 10^4$$

$$a_1 = 0.14010583 \times 10^2$$

$$a_2 = 0.65127796 \times 10^{-2}$$

$$a_3 = -0.37258853 \times 10^{-4}$$

$$a_4 = 0.61864315 \times 10^{-7}$$

$$a_5 = -0.43577128 \times 10^{-10}$$

$$a_6 = 0.23985846 \times 10^1$$

(b) 水面に接する場合 (+0.01～+200[°C])

$$\ell n(p_{vs}) = \sum_{i=0}^4 b_i T_{90}^{i-1} + b_5 \ell n(T_{90}) \quad \dots (2.4)$$

$$b_0 = -0.57172885 \times 10^4$$

$$b_1 = -0.39621517 \times 10^1$$

$$b_2 = -0.53676867 \times 10^{-1}$$

$$b_3 = 0.46702347 \times 10^{-4}$$

$$b_4 = -0.16780206 \times 10^{-7}$$

$$b_5 = 0.76341652 \times 10^1$$

(c) 飽和水蒸気圧の増加補正係数

湿り空気においては、純水と平衡にある水蒸気のみが存在している場合に対して、乾燥空気が存在することになるが、実際には、乾燥空気による加圧や水への溶解による減圧の効果が生ずる。このため、次のように飽和水蒸気圧力の増加補正係数  $f_s$  を定義する。

$$f_s = \frac{p'_{vs}}{p_{vs}} \rightarrow p'_{vs} = f_s \cdot p_{vs} \quad \dots (2.5)$$

ここで、 $p'_{vs}$  は補正された飽和水蒸気圧力である。

Goff は飽和水蒸気圧の増加補正係数を次式で一般化している<sup>[2-15]</sup>。

$$\ell n(f_s) = \alpha \left( 1 - \frac{p_{vs}}{P} \right) + \beta \left( \frac{P}{p_{vs} - 1} \right) \quad \dots (2.6)$$

上式の係数  $\alpha$  および  $\beta$  は、Greenspan<sup>[2-16]</sup>によれば IPTS-80 に基づき  $P=0.1 \sim 2$ MPa の範囲で次のようになっている。

$$\alpha = \sum_{i=1}^4 A_i t^{(i-1)}, \quad \beta = \exp \left( \sum_{i=1}^4 B_i t^{(i-1)} \right) \quad \dots (2.7)$$

また、係数  $A_i$  および  $B_i$  の値は以下のようになっている。

i) 水上 (-50～0[°C]) 過冷却水

$$A_1 = 3.62183 \times 10^{-4}$$

$$A_2 = 2.60553 \times 10^{-5}$$

$$A_3 = 3.86501 \times 10^{-7}$$

$$A_4 = 3.82449 \times 10^{-9}$$

$$B_1 = -1.07604 \times 10^1$$

$$B_2 = 6.39725 \times 10^{-2}$$

$$B_3 = -2.63416 \times 10^{-4}$$

$$B_4 = 1.67524 \times 10^{-6}$$

ii) 水上 (0~100[°C])

$$A_1 = 3.53624 \times 10^{-4}$$

$$A_2 = 2.93228 \times 10^{-5}$$

$$A_3 = 2.61474 \times 10^{-7}$$

$$A_4 = 8.57538 \times 10^{-9}$$

$$B_1 = -1.07588 \times 10^1$$

$$B_2 = 6.32529 \times 10^{-2}$$

$$B_3 = -2.53591 \times 10^{-4}$$

$$B_4 = 6.33784 \times 10^{-7}$$

iii) 氷上 (-100~0[°C])

$$A_1 = 3.64449 \times 10^{-4}$$

$$A_2 = 2.93631 \times 10^{-5}$$

$$A_3 = 4.88635 \times 10^{-7}$$

$$A_4 = 4.36543 \times 10^{-9}$$

$$B_1 = -1.07271 \times 10^1$$

$$B_2 = 7.61989 \times 10^{-2}$$

$$B_3 = -1.74771 \times 10^{-4}$$

$$B_4 = 2.46721 \times 10^{-6}$$

## 2.3 温度 $T$ および相対湿度 $RH$ が既知の場合の諸値の算定方法

本論文で取り扱う多くの測定では、温度および相対湿度が既知となり、これらに基づき諸値を算定した。その手順を以下に説明する。なお、これより使用する飽和水蒸気圧力  $p_{vs}$  は、式(2.5)により補正された  $p'_{vs}$  を意味するものとする。

### (1) 混合比 $r_d$

容積  $V$  中の水蒸気および乾燥空気の物質量はそれぞれ、

$$n_v = \frac{m_v}{M_v}, \quad n_d = \frac{m_d}{M_d}$$

混合比は湿潤空気中の水蒸気質量と乾燥空気質量との比であり、

$$r_d = \frac{m_v}{m_d} \quad [\text{kg/kg of dry air}] \quad \dots (2.8)$$

水蒸気のマール分率  $N_v$  および乾燥空気のマール分率  $N_d$  は、

$$N_v = \frac{n_v}{n_v + n_d} = \frac{r_d}{\varepsilon + r_d}, \quad N_d = \frac{n_d}{n_v + n_d} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon + r_d}$$

飽和混合比  $r_{ds}$  は、飽和水蒸気のマール分率  $N_{vs}$  を用いて、

$$r_{ds} = \frac{m_{vs}}{m_d} = \varepsilon \frac{N_{vs} P}{(1 - N_{vs}) P} = \varepsilon \frac{p_{vs}}{P - p_{vs}} \quad [\text{kg/kg of dry air}] \quad \dots (2.9)$$

相対湿度の定義より

$$RH = \frac{N_v}{N_{vs}} \times 100 = \frac{r_d / (\varepsilon + r_d)}{r_{ds} / (\varepsilon + r_{ds})} \times 100 \quad [\%] \quad \dots (2.10)$$

したがって、式(2.8)の混合比は、

$$r_d = \frac{\varepsilon \{RH [r_{ds} / (\varepsilon + r_{ds})]\} 100}{\{1 - RH [r_{ds} / (\varepsilon + r_{ds})]\} 100} = \frac{\varepsilon \cdot C_{vs}}{1 - C_{vs}} \quad [\text{kg/kg of dry air}] \quad \dots (2.11)$$

$$\text{ただし, } C_{vs} = \frac{RH \cdot r_{ds}}{100 (\varepsilon + r_{ds})}$$

### (2) 水蒸気分圧 $p_v$ および乾燥空気分圧 $p_d$

それぞれの分圧は以下のように表せる。

$$p_v = N_v \cdot P = \frac{r_d \cdot P}{\varepsilon + r_d} \quad [\text{Pa}] \quad \dots (2.12)$$

$$p_d = N_d \cdot P = \frac{\varepsilon \cdot P}{\varepsilon + r_d} \quad [\text{Pa}] \quad \dots (2.13)$$

### (3) 絶対湿度 $d_v$

絶対湿度は、湿り空気  $1\text{m}^3$  当たりに含まれる水蒸気の質量で、

$$d_v = \frac{m_v}{V} = \frac{N_v \cdot P}{R_v \cdot T} = \frac{p_v}{R_v \cdot T} \quad [\text{kg}/\text{m}^3 \text{ of moist air}] \quad \dots (2.14)$$

(4) 比湿  $r_m$

比湿は、湿り空気 1kg に含まれる水蒸気の質量であり、

$$r_m = \frac{m_v}{m_d + m_v} = \frac{r_d}{1 + r_d} \quad [\text{kg}/\text{kg of moist air}] \quad \dots (2.15)$$

(5) 露点  $T_{dp}$

露点は水蒸気分圧の関数となり、以下のように表すことができる。

$$\frac{r_d}{\varepsilon + r_d} P = p_v(T_{dp}) \quad \dots (2.16)$$

したがって、上式を満足する  $T_{dp}$  [K or °C] が露点となる。

(6) 比較湿度  $\psi$

飽和の程度を示す値であるが、次式より明らかなように相対湿度より小さい値をとる。

$$\psi = \frac{r_d}{r_{ds}} \times 100 = \left( \frac{P - p_{vs}}{P - p_v} \right) \left( \frac{p_v}{p_{vs}} \right) \times 100 = \left( \frac{P - p_{vs}}{P - p_v} \right) \times RH \quad [\%] \quad \text{L} \quad (2.17)$$

(7) 湿り空気のエンタルピー  $i_m$

$$i_m = i_d + r_d \cdot i_v = \frac{m_d c_{pd} T + m_v (L + c_{pv} T)}{m_d + m_v} \\ = (1 - r_d) 1.005 T + r_d (2501.64 + 1.861 T) \quad [\text{kJ}/\text{kg of moist air}] \quad \dots (2.18)$$

ここで、 $i_d$  : 乾燥空気のエンタルピー [kJ/kg],  $i_v$  : 水蒸気のエンタルピー [kJ/kg],

$c_{pd}$  : 乾燥空気の定圧比熱 [kJ/(kg·K)],  $c_{pv}$  : 水蒸気の定圧比熱 [kJ/(kg·K)],

$L$  : 蒸発の潜熱 [kJ/kg]

## 2. 4 湿度計算プログラム

以上に述べた湿り空気に関する諸値の計算は、FORTRANによりプログラムされ、これを用いて測定値の算定を行った、なお、露点の探索には Newton-Raphson Method を用いている。以下にソースプログラムを示す。

C234567

C

IMPLICIT REAL\*8 (A-H, O-Z)

C



```

C=====Equations=====
C
C-----Wexler-Hyland Equation for T90-----
C-----Equatios for calculation of saturation temperature
C
C-----(-100 to +0.01 degC on ice)
      FA(T)=DEXP(-0.57548884D4/T+0.14010583D2+0.65127796D-2*T
      --0.37258853D-4*T*T+0.61864315D-7*T*T*T-0.43577128D-10*T*T*T*T
      ++0.23985846D1*DLOG(T))
C
C-----d(FA)/dT
      DFA(T)=DEXP(0.14010583D2-0.57548884D4/T+0.65127796D-2*T
      --0.37258853D-4*T*T+0.61864315D-7*T*T*T-0.43577128D-10*T*T*T*T
      ++0.23985846D1*DLOG(T))
      *(0.65127796D-2+0.57548884D4/(T*T)+0.23985846D1/T-0.74517706D-4*T
      ++0.185592945D-6*T*T-0.174308512D-9*T*T*T)
C
C-----(+0.01 to +200 degC on water)
      FB(T)=DEXP(-0.57172885D+4/T-0.39621517D1-0.53676867D-1*T
      ++0.46702347D-4*T*T-0.16780206D-7*T*T*T+0.76341652D+1*DLOG(T))
C
C-----d(FB)/dT
      DFB(T)=DEXP(-0.39621517D1-0.571729D4/T-0.536769D-1*T
      ++0.46702347D-4*T*T-0.16780206D-7*T*T*T+0.763417D1*DLOG(T))
      *(-0.53676867D-1+0.57172885D4/(T*T)+0.76341652D1/T
      ++0.93404694D-4*T-0.50340618D-7*T*T)
C
C
C=====Constants=====
C
C-----Total Pressure P[Pa]-----
      P=0.101325D6
C
C-----Gas Constant[J/(kgK)]-----
      For Vapor
      GCV=0.46153D3
      For dry air
      GCD=0.28705D3
C
C-----Molecular Weight [kg/kmol]-----
      For Vapor
      CMV=0.180153D2
      For dry air
      CMD=0.289645D2
C
C-----Specific Heat[J/(kgK)]-----
      For Vapor
      CPV=0.1861D4
      For dry air
      CPD=0.1005D4
C
C-----Latent Heat [J/kg] of Vapor at [0 degC]-----

```

```

R0=0.250164D7
C
C-----Ratio epsilon
C    EP=Rd/Rv=Lov/Lod=Mv/Md
C    EP=0.62198D0
C    EP=GCD/GCV
C    EP=CMV/CMD
C
C=====Calculation Procedure=====
C
C-----Data Input-----
C
    5 WRITE(9,*)'Temperature    [degC]:'
      READ(9,*) TP
      WRITE(9,*)'Relative Humidity [%]:'
      READ(9,*) U
      WRITE(9,*)
C
      WRITE(9,*)'==== (MA):moist air, (DA):dry air ====='
      WRITE(9,100) TP
      WRITE(9,110) U
      WRITE(9,120) P
      WRITE(9,130) EP
C
C-----Abs. Temperature T[K]
C
      T=TP+0.27315D3
C
C-----Calculations-----
C
C-----Calc. Saturation Pressure and fs by W-H Eq. and Greenspan Eq.
C
      IF ((TP.GT.0.2D3).OR.(TP.LT.-0.1D3)) THEN
        WRITE(9,*) 'Temperature is not Acceptable! Push any key!!'
        PAUSE
        STOP
C
      ELSE IF (TP.GE.0.1D-1) THEN
        EVS=FB(T)
        FS=DEXP((0.353624D-3+0.293228D-4*TP+0.261474D-6*TP*TP+
+0.857538D-8*TP*TP*TP)*(0.1D1-EVS/P)+DEXP(-0.107588D2+
+0.632529D-1*TP-0.253591D-3*TP*TP+0.633784D-6*TP*TP*TP)*
*(P/EVS-0.1D1))
C
      ELSE IF (TP.LT.0.1D-1) THEN
        EVS=FA(T)
        FS=DEXP((0.364449D-3+0.293631D-4*TP+0.488635D-6*TP*TP+
+0.436543D-8*TP*TP*TP)*(0.1D1-EVS/P)+DEXP(-0.107271D2+
+0.761989D-1*TP-0.174771D-3*TP*TP+0.246721D-5*TP*TP*TP)*
*(P/EVS-0.1D1))
      END IF
C

```

```

C=====Modification of saturation temperature
C-----Zoukahoseikeisu fs of Sat. pressure of vapor = es' / es
C-----Bunatsu Keisu
C
C-----Modified saturation pressure [es]
C
      EVSD=FS*EVS
C
      WRITE (9, 140) EVS
      WRITE (9, 150) FS
      WRITE (9, 160) EVSD, EVSD*0.7501D-2
C
C=====Mixing ratio [r]
C-----Humidity Ratio, Moisture Content, Specific Humidity
C-----Mixing Ratio
C
      RVS=EP*EVSD/(P-EVSD)
      CA=U*RVS/(0.1D3*(EP+RVS))
      RV=EP*CA/(0.1D1-CA)
C
      WRITE (9, 170) RVS
      WRITE (9, 180) RV
C
C=====Partial pressure [e]
C
      EV=RV*P/(EP+RV)
      ED=EP*P/(EP+RV)
C
      WRITE (9, 190) EV
      WRITE (9, 200) ED
C
C=====Molar Ratio [N]
C
      RNS=RVS/EP
      RN=RV/EP
      RNVS=RVS/(EP+RVS)
      RNV=RV/(EP+RV)
      RND=EP/(EP+RV)
C
      WRITE (9, 210) RNS
      WRITE (9, 220) RN
      WRITE (9, 230) RNVS
      WRITE (9, 240) RNV
      WRITE (9, 250) RND
C
C=====Absolute humidity [d]
C
      DVS=EVSD/(GCV*T)
      DV=EV/(GCV*T)
C
      WRITE (9, 260) DVS
      WRITE (9, 270) DV

```

```

C
C=====Humidity Ratio [q]
C-----Humidity(Hishitsu), Humidity Ratio or Specific Humidity (ASHRAE)
C
      QS=RVS/(0.1D1+RVS)
      Q=RV/(0.1D1+RV)
C
      WRITE(9,280)QS
      WRITE(9,290)Q
C
C=====Solve Dew Point (Newton-Raphson Method)=====
C
C-----Error percentage
C
      EPS=0.1D-11
C
      M=0
C
      IF (TP.GE.0.1D-1) THEN
        X0=0.27315D3+0.1D3
1      X1=X0-(FB(X0)-EV)/DFB(X0)
        IF (DABS(X1-X0)/DABS(X0).GT.EPS) THEN
          X0=X1
          M=M+1
          GO TO 1
        ELSE
          END IF
        ELSE
          END IF
C
      IF (TP.LT.0.1D-1) THEN
        X0=0.27315D3+0.1D-1
2      X1=X0-(FA(X0)-EV)/DFA(X0)
        IF (DABS(X1-X0)/DABS(X0).GT.EPS) THEN
          X0=X1
          M=M+1
          GO TO 2
        ELSE
          END IF
        ELSE
          END IF
C
      WRITE(9,300)X1-0.27315D3,M,DABS(X1-X0)/DABS(X0)*100.0
C
C-----
C
C=====Saturation Ratio [S]
C-----Saturation Ratio, Degree of Saturation, Percentage Humidity
C-----Percentage Absolute Humidity
C
      S=(P-EVSD)/(P-EV)*U
C

```

```

WRITE (9, 310) S
C
C=====Enthalpy [i]
C
HIMDA=CPD*TP+RV*(R0+CPV*TP)
HIMMA=(0.1D1-Q)*CPD*TP+Q*(R0+CPV*TP)
HIMSDA=CPD*TP+RVS*(R0+CPV*TP)
HIMSMA=(0.1D1-QS)*CPD*TP+QS*(R0+CPV*TP)
HIDDA=CPD*TP
HIDMA=(0.1D1-Q)*CPD*TP
C
WRITE (9, 320) HIMDA
WRITE (9, 330) HIMMA
WRITE (9, 340) HIMSDA
WRITE (9, 350) HIMSMA
WRITE (9, 360) HIDDA
WRITE (9, 370) HIDMA
C
C=====Specific volume [v]
C
VDA=GCV*(EP+RV)*T/P
VMA=GCV*(EP+RV)*T/P/(0.1D1+RV)
VSDA=GCV*(EP+RVS)*T/P
VSMA=GCV*(EP+RVS)*T/P/(0.1D1+RVS)
VDDA=GCV*EP*T/P
VDMA=GCV*EP*T/P/(0.1D1+RV)
C
WRITE (9, 400) VDA
WRITE (9, 410) VMA
WRITE (9, 420) VSDA
WRITE (9, 430) VSMA
WRITE (9, 440) VDDA
WRITE (9, 450) VDMA
C
C=====Specific heat [cp], [cv]
C
CPDA=CPD+RV*CPV
CPMA=(CPD+RV*CPV)/(0.1D1+RV)
CVDA=CPDA-(GCD+RV*GCV)
CVMA=CPMA-(GCD+RV*GCV)/(1.0+RV)
C
WRITE (9, 460) CPDA
WRITE (9, 470) CPMA
WRITE (9, 480) CVDA
WRITE (9, 490) CVMA
C
GO TO 5
C
2000 STOP
C
C-----Output format-----
C

```

```

100 FORMAT (//1H , 'Temperature          T= ', E12. 5, ' [DegC]')
110 FORMAT (1H , 'Relative Humidity      U= ', E12. 5, ' [%]')
120 FORMAT (1H , 'Atomospheric Pressure  P= ', E12. 5, ' [Pa]')
130 FORMAT (1H , 'Ratio                  EP=Rd/Rv= ', E12. 5)
140 FORMAT (1H , 'Saturation Pressure    es= ', E12. 5, ' [Pa]')
150 FORMAT (1H , '                        fs= ', E12. 5)
160 FORMAT (1H , 'Sat. Pressure          es*fs= ', E12. 5, ' [Pa], '
*, 2X, E12. 5, ' [mmHg]' /)
170 FORMAT (1H , 'Mixing Ratio          mvs/md= ', E12. 5, ' [kg (V) /kg (DA)]')
180 FORMAT (1H , 'Mixing Ratio          mv/md= ', E12. 5, ' [kg (V) /kg (DA)] /)
190 FORMAT (1H , 'Partial Pressure       ev= ', E12. 5, ' [Pa]')
200 FORMAT (1H , 'Partial Pressure       ed= ', E12. 5, ' [Pa]' /)
210 FORMAT (1H , 'Molar Humidity         nvs/nd= ', E12. 5, ' [mol (V) /mol (DA)]')
220 FORMAT (1H , 'Molar Humidity         nv/nd= ', E12. 5, ' [mol (V) /mol (DA)]')
230 FORMAT (1H , 'Molar fraction nvs/(nd+nvs)= ', E12. 5,
+ ' [mol (V) /mol (MA)]')
240 FORMAT (1H , 'Molar fraction  nv/(nd+nv)= ', E12. 5,
+ ' [mol (V) /mol (MA)]')
250 FORMAT (1H , 'Molar fraction  nd/(nd+nv)= ', E12. 5,
+ ' [mol (DA) /mol (MA)]')
260 FORMAT (1H , 'Absolute Humidity  mvs/V= ', E12. 5, ' [kg/m3 (MA)]')
270 FORMAT (1H , 'Absolute Humidity  mv/V= ', E12. 5, ' [kg/m3 (MA)]')
280 FORMAT (1H , 'Humidity          mvs/(md+mvs)= ', E12. 5, ' [kg (V) /kg (MA)]')
290 FORMAT (1H , 'Humidity          mv/(md+mv)= ', E12. 5, ' [kg (V) /kg (MA)] /)
300 FORMAT (1H , 'Dew Point Temperature  = ', E12. 5, ' [degC]', ' M= ', I3,
* ' Error= ', E12. 5, ' [%]' /)
310 FORMAT (1H , 'Saturation Ratio      Psi= ', E12. 5, ' [%]' /)
320 FORMAT (1H , 'Enthalpy of M. A.      i= ', E12. 5, ' [J/kg (DA)]')
330 FORMAT (1H , 'Enthalpy of M. A.      i= ', E12. 5, ' [J/kg (MA)]')
340 FORMAT (1H , 'Enthalpy of Sat. M. A. is= ', E12. 5, ' [J/kg (DA)]')
350 FORMAT (1H , 'Enthalpy of Sat. M. A. is= ', E12. 5, ' [J/kg (MA)]')
360 FORMAT (1H , 'Enthalpy of D. A.      id= ', E12. 5, ' [J/kg (DA)]')
370 FORMAT (1H , 'Enthalpy of D. A.      id= ', E12. 5, ' [J/kg (MA)]' /)
400 FORMAT (1H , 'Specific Vol.          v= ', E12. 5, ' [m3/kg (DA)]')
410 FORMAT (1H , 'Specific Vol.          v= ', E12. 5, ' [m3/kg (MA)]')
420 FORMAT (1H , 'Specific Vol. Sat.     vs= ', E12. 5, ' [m3/kg (DA)]')
430 FORMAT (1H , 'Specific Vol. Sat.     vs= ', E12. 5, ' [m3/kg (MA)]')
440 FORMAT (1H , 'Specific Vol.          vd= ', E12. 5, ' [m3/kg (DA)]')
450 FORMAT (1H , 'Specific Vol.          vd= ', E12. 5, ' [m3/kg (MA)]' /)
460 FORMAT (1H , 'Specific Heat of M. A. Cp= ', E12. 5, ' [J//kg (DA) K]')
470 FORMAT (1H , 'Specific Heat of M. A. Cp= ', E12. 5, ' [J//kg (MA) K]')
480 FORMAT (1H , 'Specific Heat of M. A. Cv= ', E12. 5, ' [J//kg (DA) K]')
490 FORMAT (1H , 'Specific Heat of M. A. Cv= ', E12. 5, ' [J//kg (MA) K]' //)
END

```

## 2. 5 多孔質体の空隙率

多孔質体の空隙率は空隙部の体積  $V_f$  と多孔質体全体積  $V_t$  により次のように定義される。

$$\phi = \frac{V_f}{V_t} \quad \dots(2.19)$$

## 2.6 多孔質体の含水率

本研究においては、所定時間後の多孔質体の質量増加を水分蓄積量として取り扱った。

これに基づき、含水率 $S$ を次のように定義する。 $S$ は実験前後の多孔質層の質量差 $(m - m_0)$ と実験前の多孔質層の質量 $m_0$ との相対比である。

$$S = \left( \frac{m - m_0}{m_0} \right) \times 100 \quad [\%] \quad \dots(2.20)$$

ここで、 $m_0$  : 実験前の多孔質層の質量 $[g]$ 、 $m$  : 実験後の多孔質層の質量 $[g]$ である。

## 第3章 実験装置 I a群

### 3. 1 実験装置概説

実験装置 I a群は、多孔質層両表面に温度差を与えた場合の多孔質層内部の温・湿度分布挙動および熱移動挙動の観察を試みたものである。装置は、図2. 1のように多孔質層を水平に置き、その左右に加熱室および冷却室を配置したもの、および図2. 2のように多孔質層を鉛直に置き、上に加熱室、下に冷却室を配置したものの2種類である。



図2. 1 実験装置 I a-1の概要



図2. 2 実験装置 I a-2の概要

以下に、それぞれの装置を説明する。

#### 3. 1. 1 実験装置 I a-1

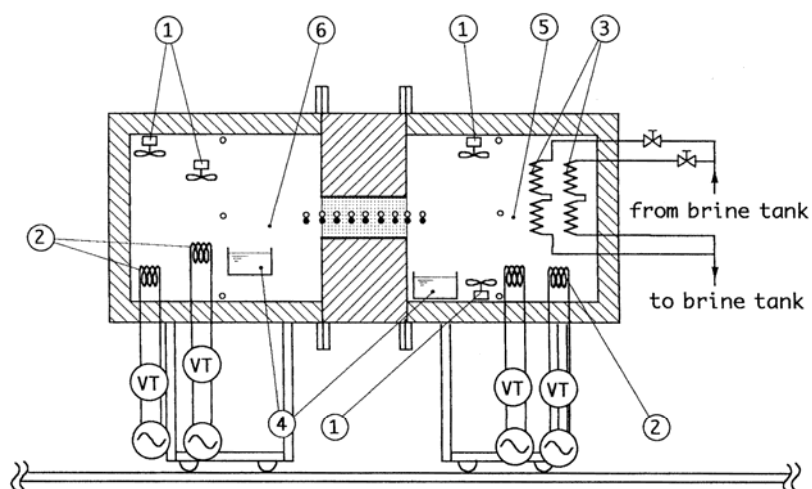
##### (1) 装置概要

図2. 3および図2. 4にそれぞれ装置系統図および外観を示す。本装置では、多孔質層の両表面間に与えられた温度差が多孔質層内温度分布、相対湿度分布および水分蓄積量などの挙動に与える効果について検討した。

装置は、多孔質層、測定部、冷却室、加熱室、などに分けられ、全体はスタイロフォームにより断熱されている。冷却室、測定ブロックおよび加熱室はフランジによって固定されることによって装



置外界と密封・遮断される。冷却室および加熱室は台車上に設置され、敷設されたレール上を移動可能となっている、測定ブロックは、フランジの締結を解除することにより、上下に分割が可能で、多孔質層やセンサー類の取出しが容易となるように配慮されている。



- |                           |                        |
|---------------------------|------------------------|
| ① Fan                     | ⓧ Variable transformer |
| ② Heater                  | Ⓢ Power source         |
| ③ Heat Exchanger          | ▨ Thermal insulation   |
| ④ Saturated salt solution | ▤ Spherical particles  |
| ⑤ Cooling room            | ○ Thermocouple         |
| ⑥ Heating room            | • Humidity sensor      |

図2. 3 装置系統図



図2. 4 装置外観

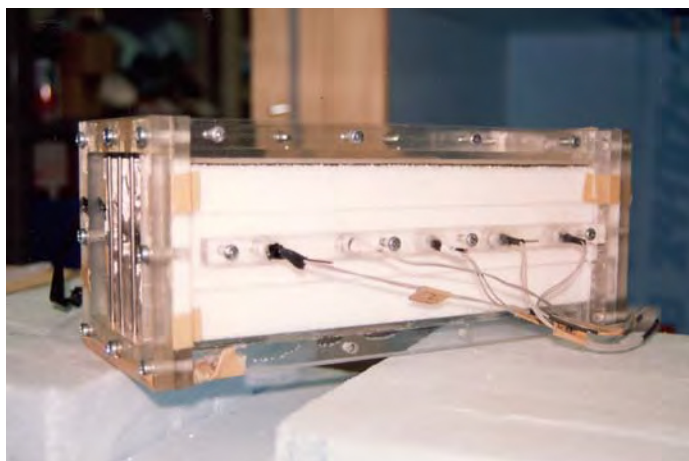


図2. 5 温・湿度測定用多孔質層容器

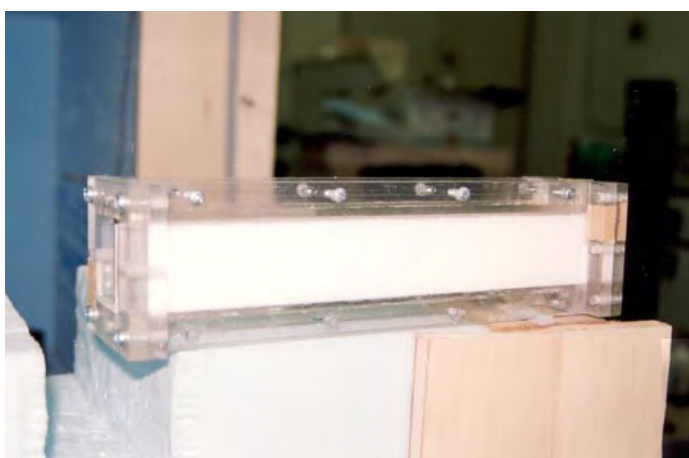


図2. 6 水分蓄積量測定用多孔質層容器

多孔質層を形成する容器は温・湿度測定用(図2. 5)および水分蓄積量測定用(図2. 6)の2種類であり, それぞれの内寸法は, 高さ100[mm]×幅100[mm]×長さ320[mm], および高さ50[mm]×幅50[mm]×長さ320[mm]で, アクリル板より作成された. 両端面には#150メッシュのステンレス製ネットが取り付けられ, さらにその外側には, 補強のため直径3mmのステンレスチューブが取り付けられている.

温・湿度測定用容器内には, 熱電対による測温点および湿度センサーが配置されている. 加熱室および冷却室を含めたセンサー類の取り付け位置の詳細を図2. 7に, 多孔質層内および加熱・冷却室の湿度測定に用いた湿度センサーをそれぞれ図2. 8および図2. 9に示す. 多孔質層容器は測定ブロック内に収納・固定される.

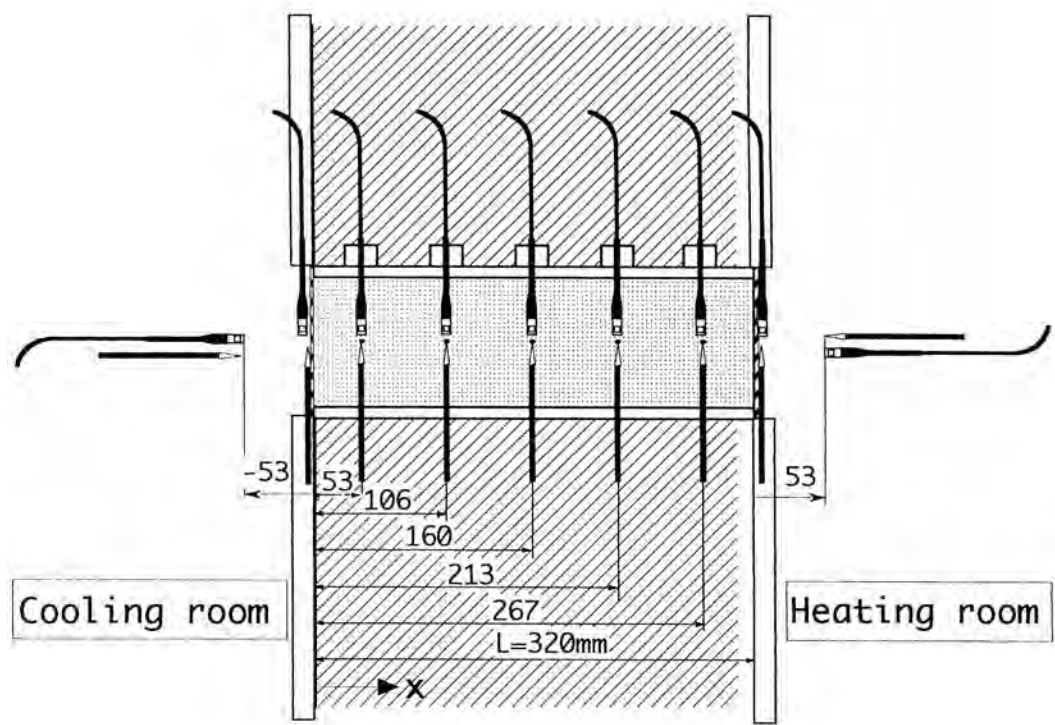


図2. 7 測定部構造の詳細



図2. 8 多孔質層内用湿度センサー



図2. 9 加熱・冷却室用湿度センサー



図2. 10 グラスビーズ

多孔質層の充填材としてグラスウール、グラスビーズ、および発泡スチロール球を用いた。グラスビーズ、および発泡スチロール球の粒子直径はいずれも2[mm]である。図2. 10にグラスビーズを、充填材の物性値を表2. 1に示す。

表2. 1 供試多孔質層充填材料の物性値

多孔質層・充填材名称	多孔質層密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	熱伝導率 [W/(m・K)]	多孔質層空隙率
グラスビーズ	1474.5	0.80(固体)	0.38
グラスウール	16.1	0.051(多孔質層)	0.98
発泡スチロール球	27.5	0.039(固体)	0.38

加熱室はスタイロフォームにより作成され、内寸法は、高さ700[mm]×幅700[mm]×奥行き700[mm]である。室内には熱電対による4箇所の測温点、ヒータ、攪拌用ファンおよび塩化ナトリウム飽和水溶液容器が設置され、所定の温・湿度に保てるようになっている。冷却室は材質および内寸法とも加熱室と同一であるが、測温点、ヒータ、攪拌用ファンおよび塩化ナトリウム飽和水溶液容器に加えて冷却のためのフィンチューブを内蔵している点が異なっている。冷却用冷媒としてブラインを用いた。以上の2室の室内相対湿度は設置された塩化ナトリウム飽和水溶液容器により60～70[%]程度に維持される。

## (2) 実験条件

表2.2に供試多孔質体諸元、測定部諸元および実験条件を示す。本実験では、3種類の充填材を用いた多孔質層について、両表面温度を変化させ、温・湿度分布挙動および熱移動挙動を

観察した. なお, 多孔質層端面に空気流路を設けていない.

表2. 2 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材（密度）	グラスウール（16.1kg/m <sup>3</sup> ）
			φ 2mmガラスビーズ（1474.5kg/m <sup>3</sup> ）
			φ 2mm発泡スチロール球（27.5kg/m <sup>3</sup> ）
測定継続時間			12h
冷却側条件	空気流路	空気流動方向	流路無し
		流入空気平均速度	
		流入空気温度	
		流入空気湿度	
	冷却室	室内温度	0, -5, -10℃
		室内湿度	60～70%RH
加熱側条件	加熱室	室内温度	25℃
		室内湿度	60～70%RH

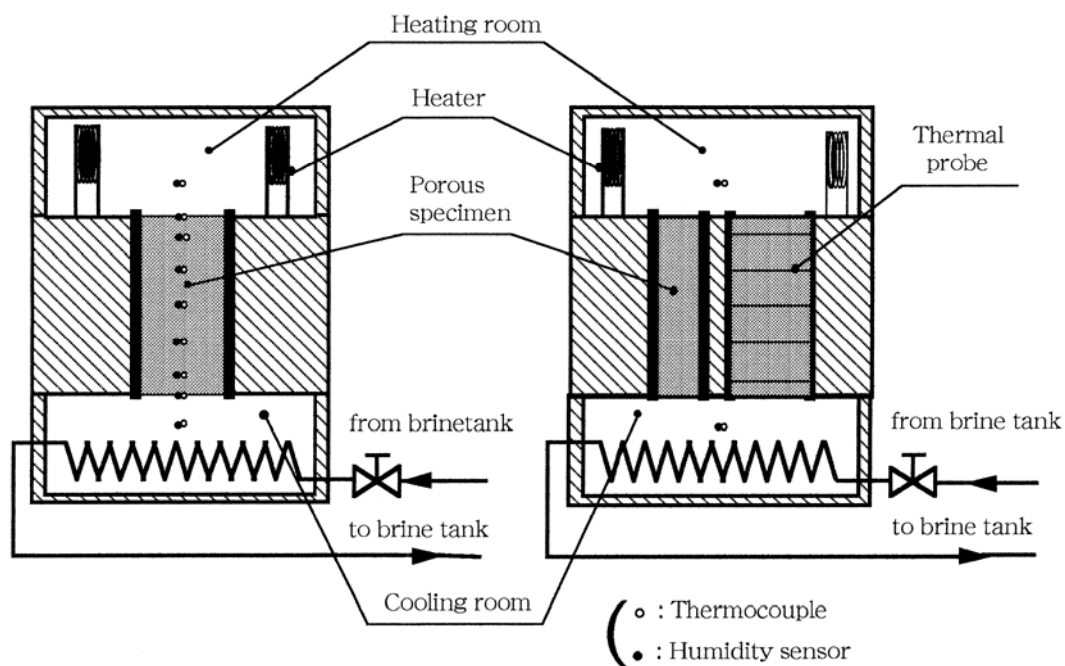
### 3. 1. 2 実験装置 I a-2

#### (1) 装置概要

本実験装置では, 多孔質層充填材としてガラスビーズおよびグラスウールの2種類を取り扱い, 空隙率, 浸透率および固体部分の熱物性値の違いが熱および湿分移動におよぼす影響を検討した. 多孔質層の一方の端面を低温,他面を高温とし,多孔質層内部の温・湿度分布, 局所熱伝導率および含水率などの時間的変化を測定した. また, 多孔質層の見かけの熱伝導率の算定も行った. 図2. 11~13にそれぞれ使用した実験装置の概要, 内部構造および外観を示す.

実験装置は2種類製作し, 図2. 10(a)は温・湿度測定用, 図2. 10(b)は熱伝導率および含水量測定用となっている.

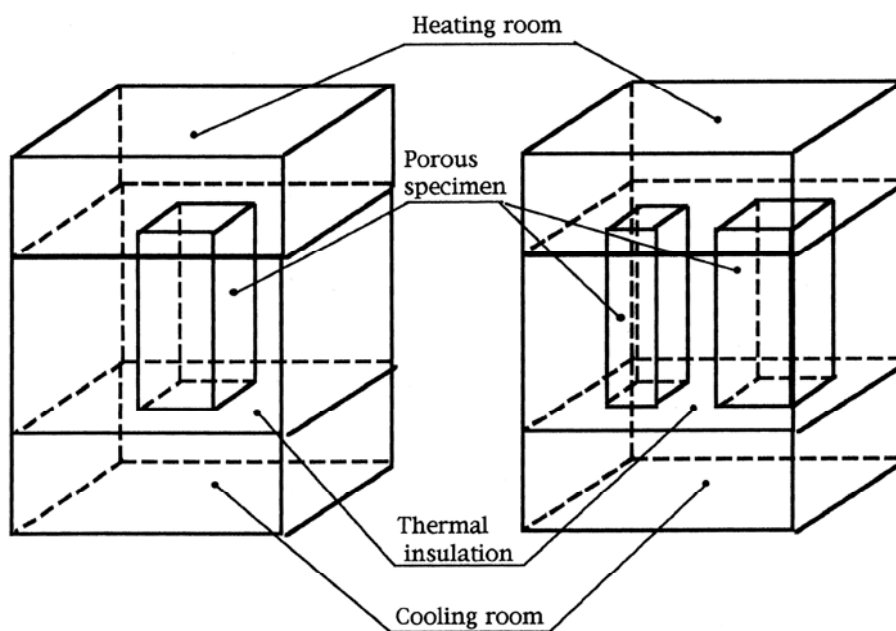




(a) 温・湿度測定用

(b) 含水率・熱伝導率測定用

図2. 11 実験装置概要



(a) 温・湿度測定用

(b) 含水率・熱伝導率測定用

図2. 12 実験装置の内部構造

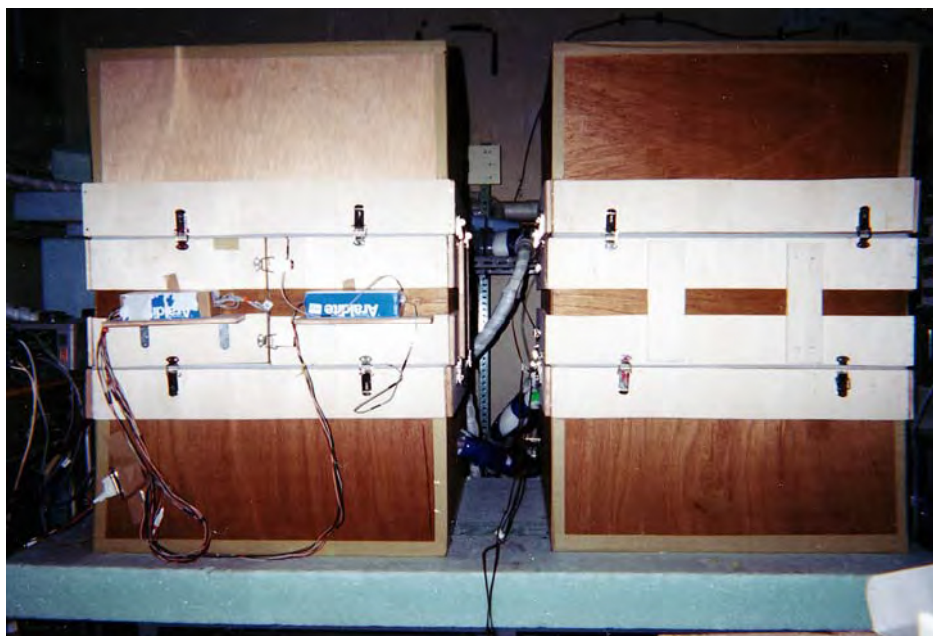
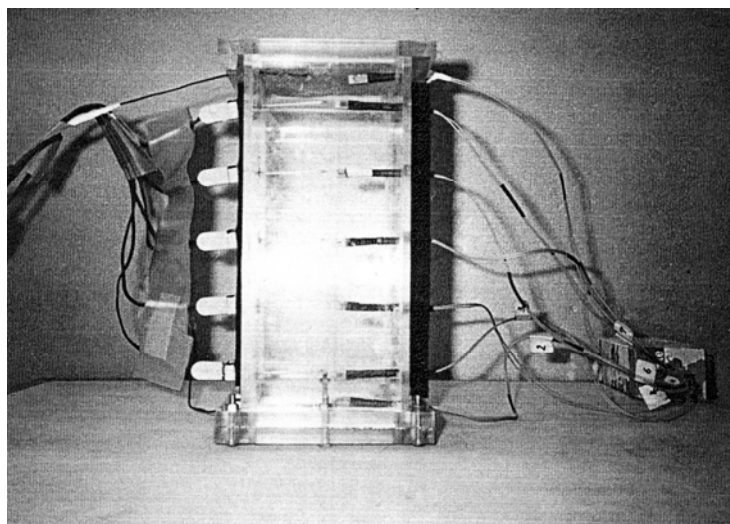


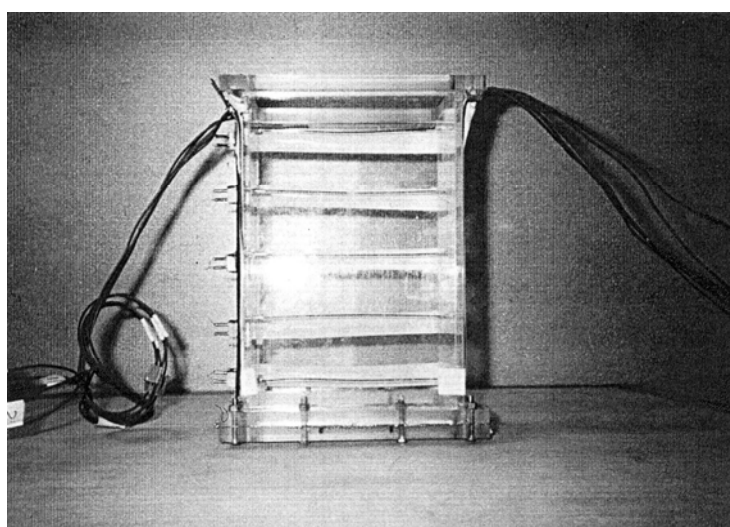
図2. 13 実験装置の外観

多孔質層容器は、図2. 14(a)～(c)の3種類を用意した。

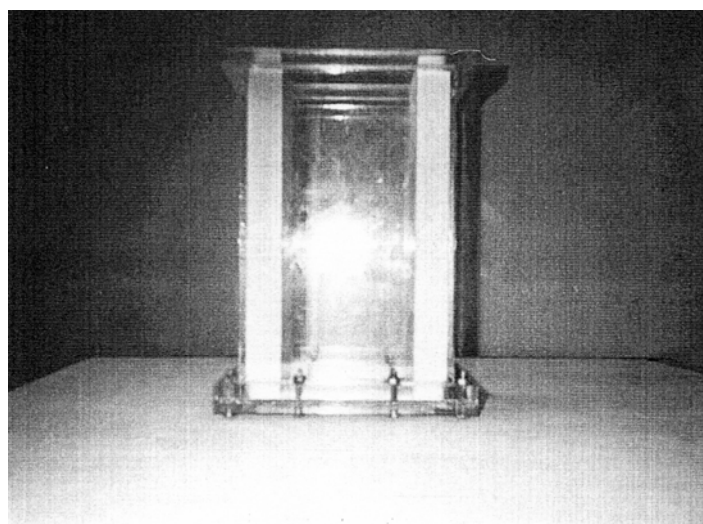
多孔質層は直方体の容器内に所定の材料を充填して構成した。充填材は、直径の異なるガラスビーズおよびグラスウールの2種類を使用した。装置内部は概ねスタイロフォームで構成されており、周囲表面は合板で覆われている。両装置とも、内部に多孔質層容器を設置し、その両端表面が接する加熱室および冷却室の両空間内空気温度および相対湿度を一定に調整することができるようになっている。多孔質層内での熱および水蒸気の移動が対流による影響を受けないようにするため、測定部の上部に高温室が、下部に低温室が位置するようになっている。



(a) 温・湿度測定用



(b) 局所熱伝導率測定用



(c) 含水率測定用

図2.14 多孔質層容器



図2. 15に使用したガラスビーズを, 図2. 16に粒子径分布を示す. 図2. 16よりビーズ1個の粒子直径は1.7~2.3[mm]の範囲内で, 平均値はおおよそ2[mm]である. また, 密度 $2984.2[\text{kg}/\text{m}^3]$ , 空隙率0.38であった(容器内で粒子層を形成した状態). 図2. 17に使用したグラスウールを示す. グラスウールは密度 $16.1[\text{kg}/\text{m}^3]$ , 空隙率0.98, 比熱 $840[\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})]$ である.

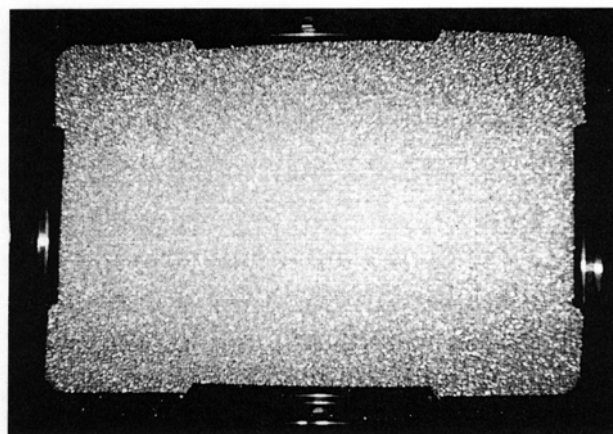


図2. 15 グラスビーズ

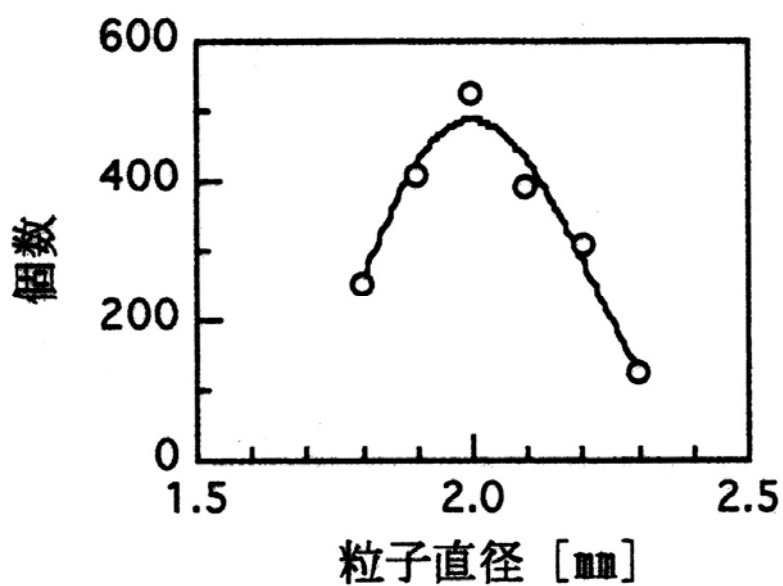


図2. 16 グラスビーズの粒子径分布

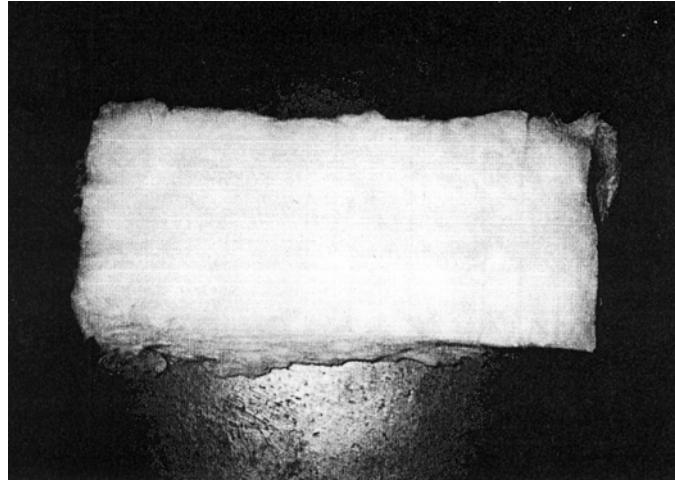
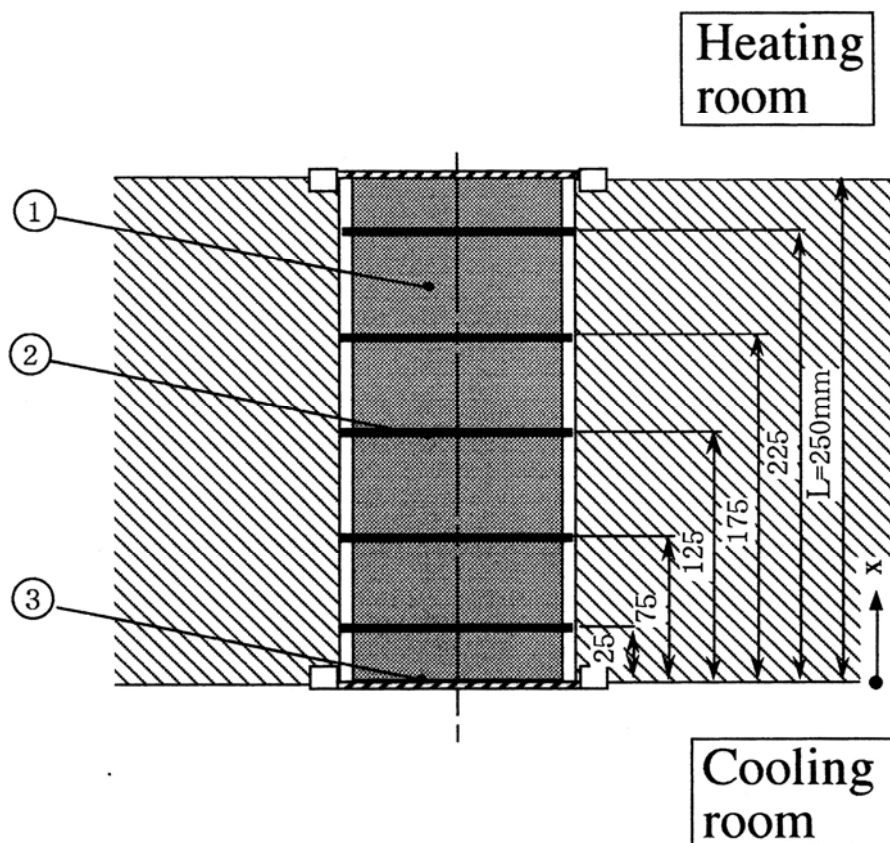


図2. 17 グラスウール

図2. 18に測定部構造の詳細を示す. 温・湿度測定用および局所熱伝導率測定用は, 内寸法で断面100[mm]×150[mm], 長さ250[mm], 含水量測定用は, 断面100[mm]×100[mm], 長さ250[mm]となっている. 3種類とも低温側には20メッシュ, 空隙率0.58のステンレス製ネットを, 高温側には14メッシュ, 空隙率0.6以上のナイロン製ネットが取り付けられている. 更に, 低温側ではネットの外側に直径2.41[mm]のステンレスチューブを渡して補強してある. 多孔質層内の温度測定のために直径1.26[mm]のステンレスチューブで保護された直径0.2[mm]の銅-コンスタンタン熱電対が等間隔で配置されている. 両表面の温度測定には, ビニールチューブで保護した直径0.32[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を, 層内および両境界面の湿度測定にはバイサラ製湿度センサーを使用した. 多孔質層の温度および湿度の測定点数は, 両境界面および層内を合わせて7点であり, 低温室内および高温室内にも各1点設けた.






- ① Spherical particles
  - ② Thermal probe
  - ③ Net
-  Thermal insulation

図2. 19 局所熱伝導率測定部の詳細

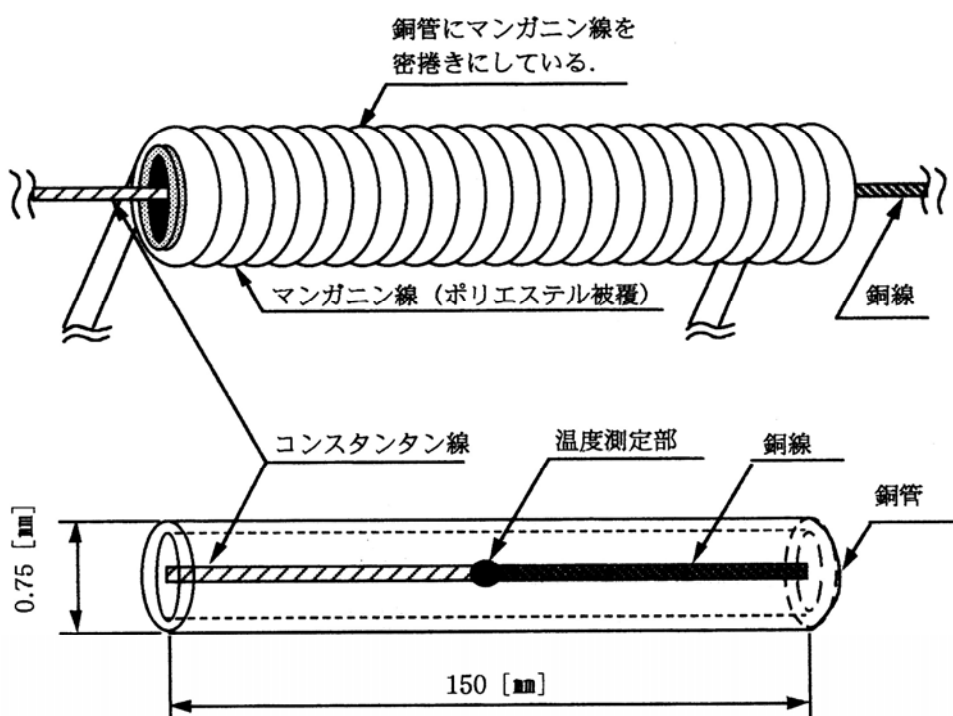


図2. 20 熱源プローブの構成

冷却室は厚さ100[mm]のスタイロフォームで作られ、内寸法が縦500[mm]×横500[mm]×高さ250[mm]の矩形空間であり、中央には温度調整用のフィンチューブ熱交換器が2台設置され、低温ブラインにより室内温度を $-10^{\circ}\text{C}$ に設定維持することが可能となっている。また、室内の相対湿度を一定に保つため、塩化ナトリウムの飽和水溶液を入れた容器を2台設置した。これにより室内相対湿度は50～70[%]に維持することが可能である。室内の温・湿度測定は、多孔質層表面から低温室側に25[mm]の位置に取り付けられた銅-コンスタンタン熱電対およびバイサラ製湿度センサーにより行った。加熱室も同様に厚さ100[mm]のスタイロフォームで作られた内寸法が縦500[mm]×横500[mm]×高さ250[mm]の矩形容器であり、室内には温度調整用のヒーターを2台設置してある。また、相対湿度保持のため、塩化ナトリウムの飽和水溶液の容器を2台設置し、室内の温・湿度測定は多孔質層表面から25[mm]の位置に取り付けた銅-コンスタンタン熱電対および湿度センサーにより行った。

## (2) 熱伝導率測定の概要

ここでは多孔質層の熱伝導率を測定する方法について述べる。定常状態に達した後の多孔質

層全体の見かけの熱伝導率の測定には平板比較法を、多孔質層内部の局所熱伝導率およびその経時変化の測定にはサーマル・プローブ法を用いた。この種の太さの熱源プローブを用いた報告例は見当たらないため、試作した熱源プローブによる測定値と平板比較法(JIS)<sup>[2-17]</sup>および第I編で述べた薄発熱板非定常法による測定値との比較を行った。これらの測定値の比較結果を表2.3に示す。なお、対象とした試料は初期温度約20[°C]のグラスビーズ層である。

表2.3 測定法によるグラスビーズ層熱伝導率の比較

	熱伝導率 $\lambda$ [W/(m·°C)]
平板比較法	0.160
薄発熱板型非定常法	0.177
サーマル・プローブ法	0.151

サーマル・プローブ法<sup>[2-18,19]</sup>は、試料内に熱源プローブを挿入し、連続的に一定の熱量を試料に与え、熱源に接する試料の温度変化を測定することにより、短時間で熱伝導率を求めるものである。プローブの諸元はすでに述べた通りであるが、長さは岡垣らの報告<sup>[2-19]</sup>を参照し150[mm]とした。

温度一様な無限大の均質試料中に直線的な線状熱源が存在する場合、初期温度  $T_0$  [°C]の試料に熱源より一定熱量  $q$  [W/m]を連続的に供給加熱すると、加熱時間  $t$  [s]において熱源より距離  $x$  [m]はなれた場所の試料温度  $T$  [°C]は、熱源を軸とする円柱座標において以下の式で示される。

$$T = T_0 + \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{x^2}{4at}}^{\infty} \frac{e^{-z}}{z} dz \quad \dots(2.21)$$

ここで、 $x$  : 半径方向位置, である。

式(2.21)を漸近展開すると、時間  $t$  の充分大きい値に対して温度  $T$  は、近似的に次の式で表すことができる。

$$T = T_0 + \frac{q}{4\pi\lambda} \left( \log\left(\frac{4at}{x^2}\right) - \gamma \right) \quad \dots(2.22)$$

ここで、 $\gamma$  : Euler 常数, である。

上式を用いて、時間  $t_1$  から  $t_2$  の間の温度変化  $\Delta T$  は以下の式で示される。

$$\Delta T = T_{t=t_2} - T_{t=t_1} = \frac{q}{4\pi\lambda} \log\left(\frac{t_2}{t_1}\right) \quad \dots(2.23)$$

なお、求めるべき試料の熱伝導率 $\lambda$ は以下の式で示される。

$$\lambda = \frac{q \log(t_2/t_1)}{4\pi\Delta T} \quad \dots(2.24)$$

実際の熱源太さは有限であり、熱源と試料の間に接触熱抵抗がある。これらを考慮に入れた温度解<sup>(2)</sup>は式(2.22)の右辺の第3項以下に補正項として加わるが、いずれも時間経過とともに減少し、式(2.22)に収束することがわかっている。従って、式(2.2)が成立する経過時間 $t_1$ および $t_2$ を選択することにより、式(2.24)による算定が可能となる。

### (3) 実験条件

本装置による実験条件等を表2. 4に示す。

表2. 4 供試多孔質体諸元、測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材（密度）	φ 2mmガラスビーズ (2984.2kg/m <sup>3</sup> )
			グラスウール (16.1kg/m <sup>3</sup> )
		寸法：温・湿度分布測定用 寸法：熱伝導率測定用	厚さ250mm × 幅100mm × 高さ150mm
		寸法：水分蓄積量測定用	厚さ250mm × 幅100mm × 高さ100mm
測定継続時間		ガラスビーズ	26, 50, 76, 100h
		グラスウール	6, 12, 18, 24h
冷却側条件	冷却室	室内温度	-10℃
		室内湿度	50～70%RH
加熱側条件	加熱室	室内温度	30℃
		室内湿度	50～70%RH

### 3. 2 実験装置 I a群による測定結果とその考察

#### 3. 2. 1 実験装置 I a-1

##### (1) 温度分布挙動

図2. 21-1~2の(a)~(c)は、ガラスビーズ、グラスウール、発泡スチロール球の3種類の充填層について、測定開始から12時間までの多孔質層内温度分布の経時変化を冷却室温度別に示したものである。また、図(d)は、12時間経過後の値を示したものである。これらの図の横軸には多孔質層厚さを基準とした無次元距離を用いている。

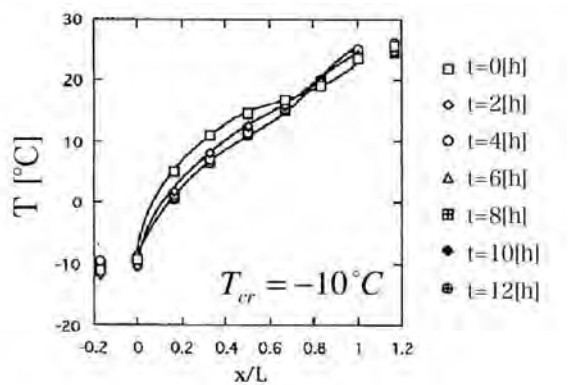
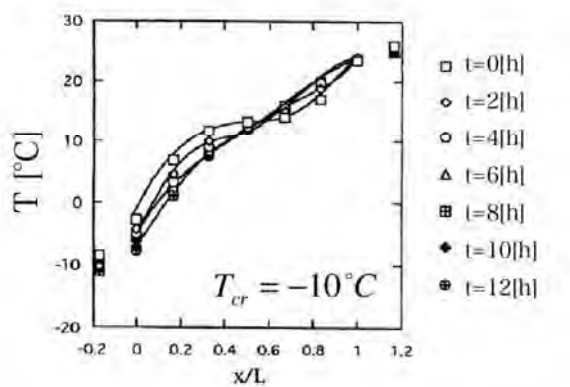
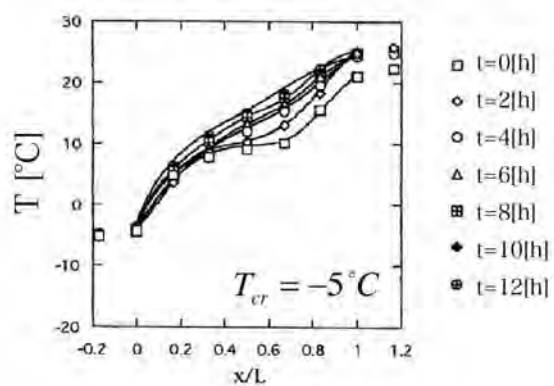
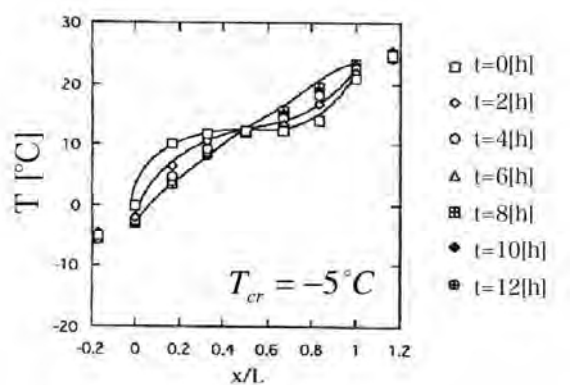
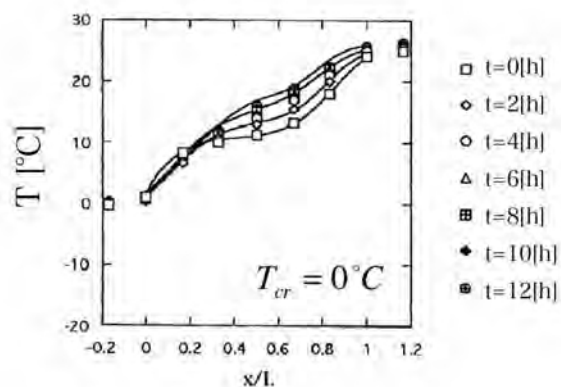
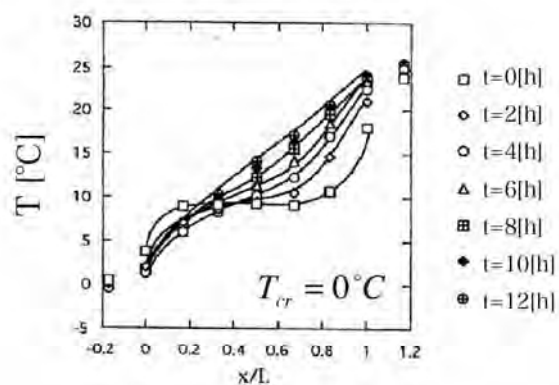
温度分布の経時変化について充填材別に特徴を述べる。ガラスビーズ充填層では、冷却室温度が最も高い $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ において、時間時間進行に伴う温度分布の変化が大きく現れており、ほぼ6[h]程度で定常となっている。それに比して、 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ 、 $-10[^\circ\text{C}]$ では変化が小さく4[h]程度で定常となる。グラスウール充填層では、 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ において温度分布の変化が大きく、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ および $-10[^\circ\text{C}]$ での変化は比較的小さい。発泡スチロール球充填層では、いずれの冷却室温度においても変化が小さい。

本実験の供試充填材においては概ね6[h]経過後において定常状態となっている。したがって、熱的挙動において測定時間を12[h]としたことは妥当であった。

12[h]経過後の多孔質層内部温度分布は、ガラスビーズ充填層では、総ての温度条件において $x/L \doteq 0 \sim 0.6$ の間では曲線状の分布であり、 $T_{cr}$ が低いほど勾配は大きくなっている。 $x/L \doteq 0.6$ 以降で冷却室温度にはほぼ依存しない直線分布となっている。グラスウール充填層では、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ および $-5[^\circ\text{C}]$ で、ガラスビーズ充填層とほぼ同様の傾向を示しているが、 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ では、全体的にやや低い温度を示している。発泡スチロール球充填層の場合もグラスウール充填層とほぼ同様の傾向を示しているが、ガラスビーズ充填層の場合と同様に、 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ において、全体的に低い温度を示している。

以上より、充填層の空隙率が大きい場合、充填材固体の熱伝導率が小さい場合に熱抵抗が減少する。 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ において、ガラスビーズ充填層の内部温度分布が最も高く、グラスウール充填層、発泡スチロール球充填層の順に低下する。温度分布が緩やかな曲線となっていることは、物質移動などの二次的要因が熱移動に含まれることを示唆している。

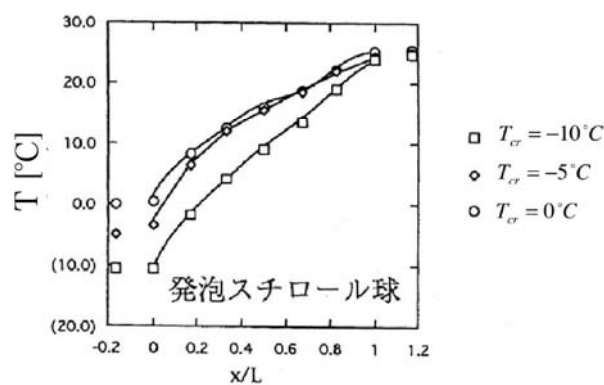
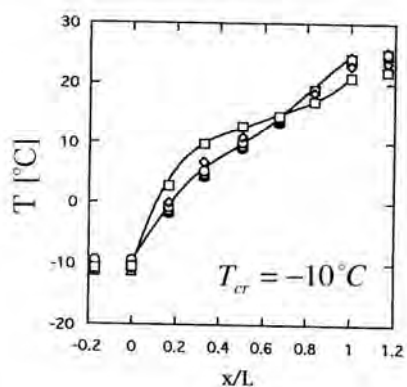
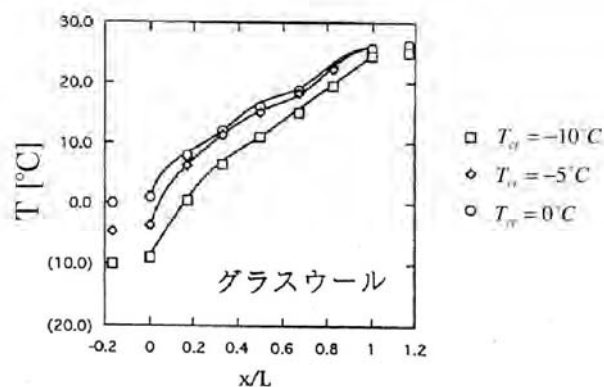
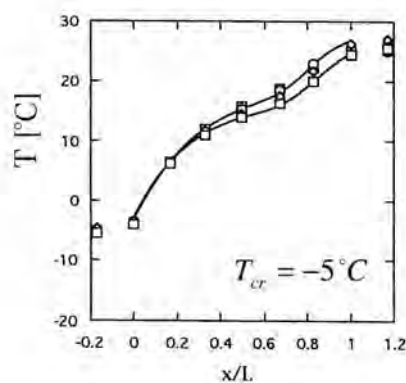
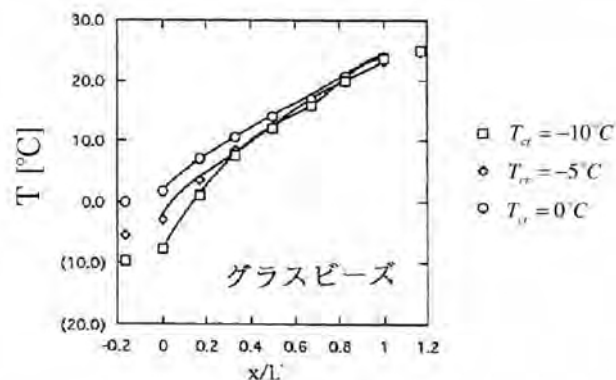
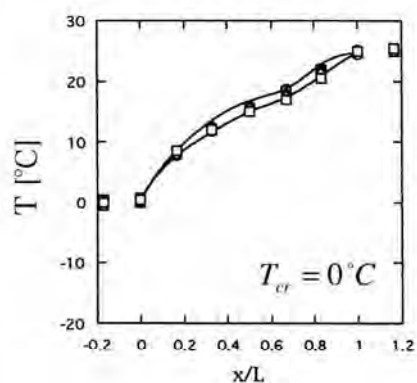




(a) グラスビーズ充填層

(b) グラスウール充填層

図2. 21-1 多孔質層内温度分布



(c) 発泡スチロール球充填層

(d) 12 時間経過後

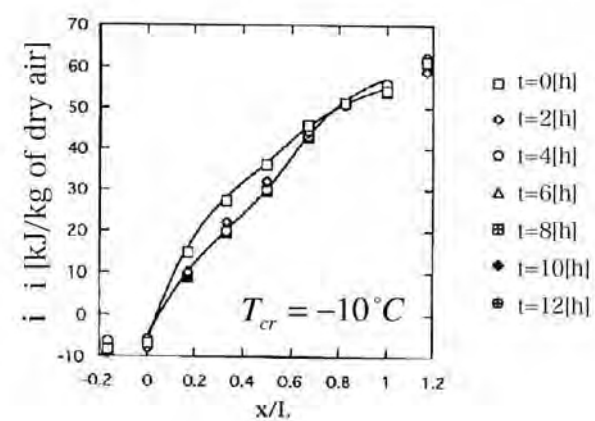
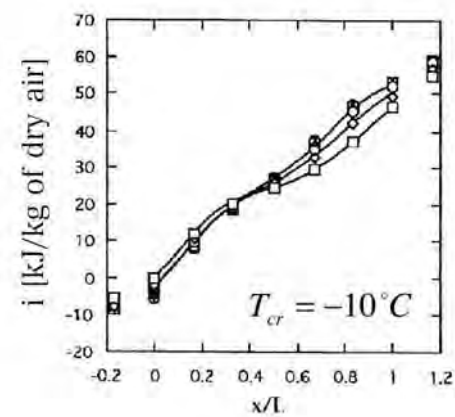
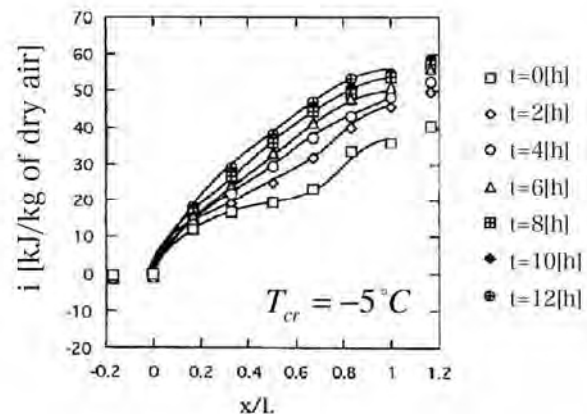
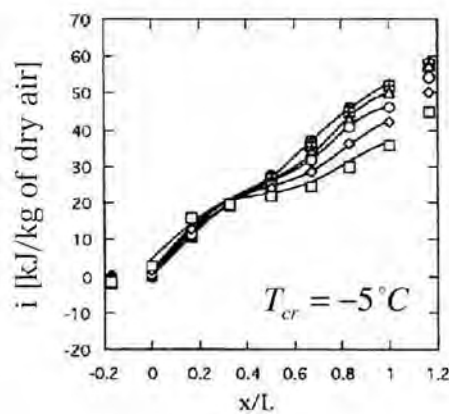
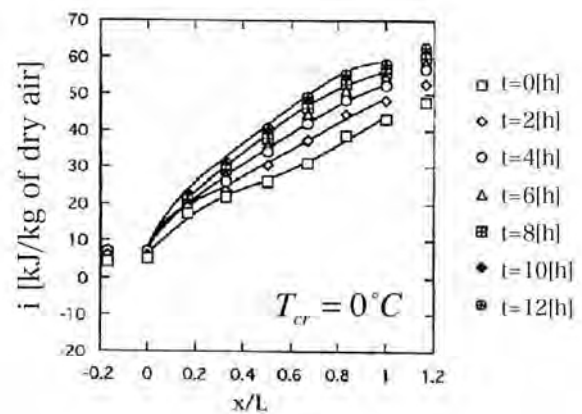
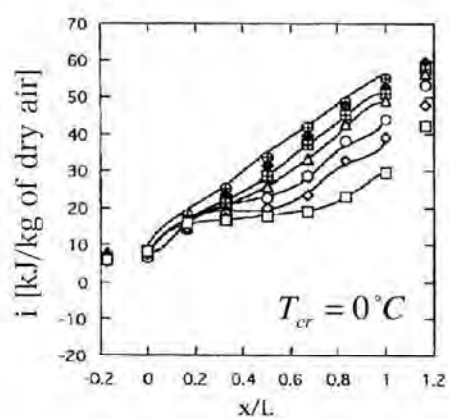
図2. 21-2 多孔質層内温度分布

## (2) エンタルピー分布挙動

図2. 22-1～2は、充填材であるガラスビーズ、グラスウール、発泡スチロール球の3種類について、測定開始から12[h]までの多孔質層内エンタルピー分布の経時変化を(a)～(c)に示したものである。また、図(d)は、12[h]経過後の値のみを示したものである。これらの図の横軸には多孔質層厚さを基準とした無次元距離を用いている。

図(a)～(c)より、ガラスビーズ充填層内空気のエンタルピーは、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ では $x/L > 0.3$ で時間とともに大きく変化しており、8[h]程度ほぼ安定している。 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ 、および $-10[^\circ\text{C}]$ では変化が小さく、6[h]程度でほぼ定常となっている。グラスウール充填層の場合は、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ および $-5[^\circ\text{C}]$ において変化が大きく現れているが $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ では小さい。発泡スチロール球充填層は、いずれの冷却室温度においても経時変化量は小さい。いずれの充填材についても、8[h]程度経過すると、ほぼ定常状態となっており、12[h]の測定はエンタルピー分布に関しても妥当である。

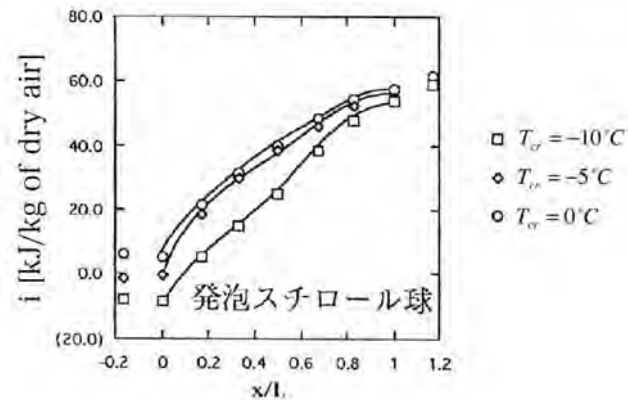
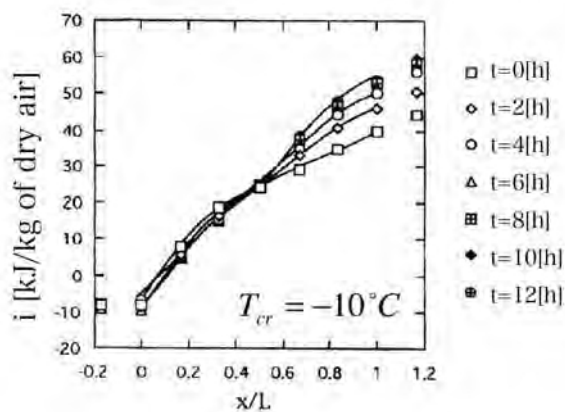
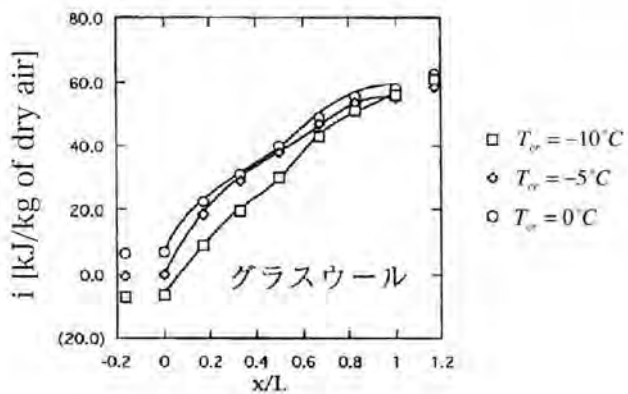
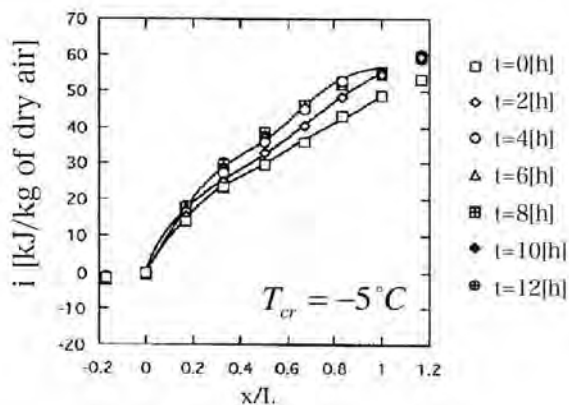
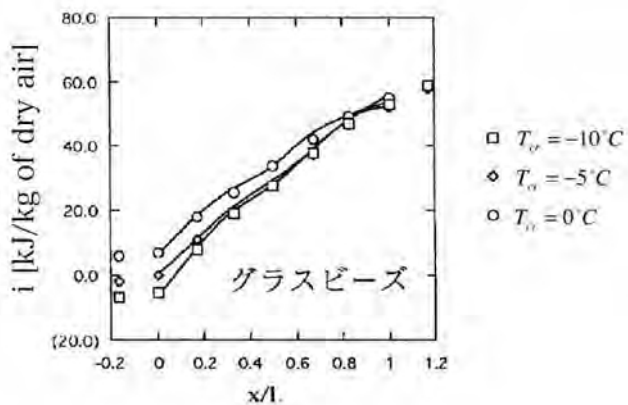
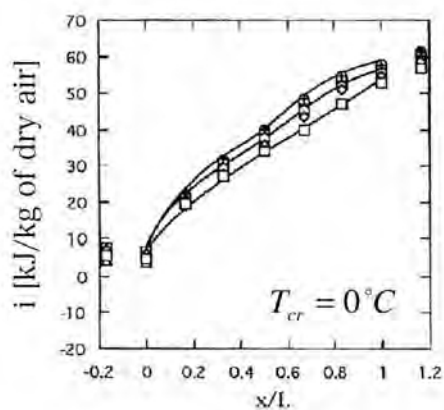
図(d)より、ガラスビーズ充填層内のエンタルピーは、いずれの冷却室温度においても、冷却室側表面から加熱室加熱室側表面に向かってほぼ直線的に増大する。グラスウール充填層は、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ および $-5[^\circ\text{C}]$ の場合はガラスビーズ充填層とほぼ同様な変化を示している。 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ の場合はエンタルピーの経時変化が大きく現れる位置が若干異なるが、定常に達した後の値に大きな差異はない。当然ながら、冷却室温度が増大するにつれ、層内のエンタルピーも増大している。ガラスビーズ充填層およびグラスウール充填層におけるエンタルピーは、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ 、および $-5[^\circ\text{C}]$ において大きな経時変化を示すのに対し、発泡スチロール球充填層では、いずれの冷却室温度においてもほぼ同様な変化過程を示し、その変化も小さい。充填層空隙率の増大、充填材の固体の熱伝導率の減少は充填層内エンタルピーを増大させる。



(a) グラスビーズ充填層

(b) グラスウール充填層

図2. 22-1 エンタルピー分布



(c) 発泡スチロール球充填層

(d) 12 時間経過後

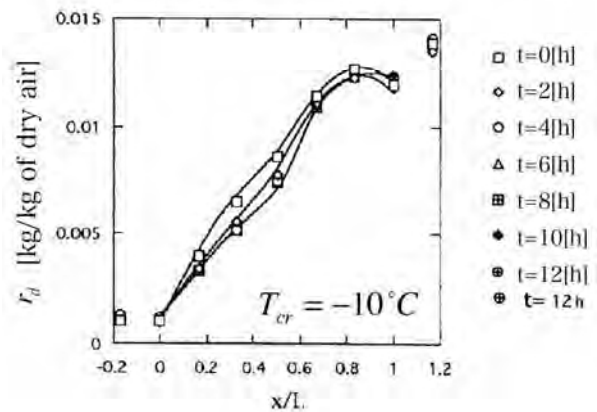
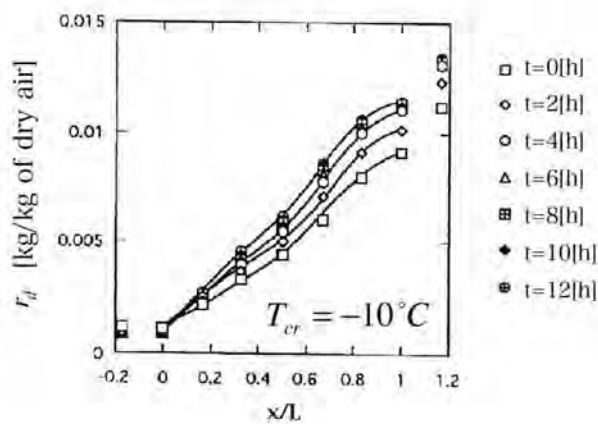
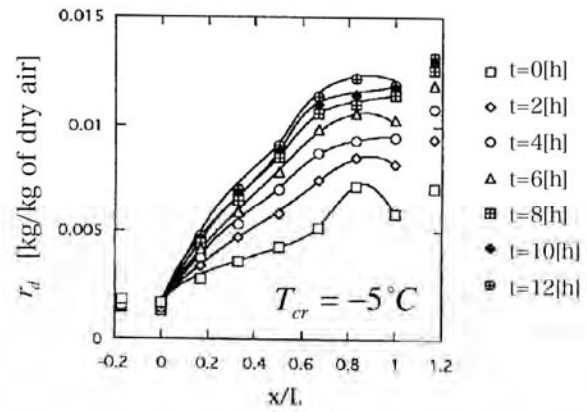
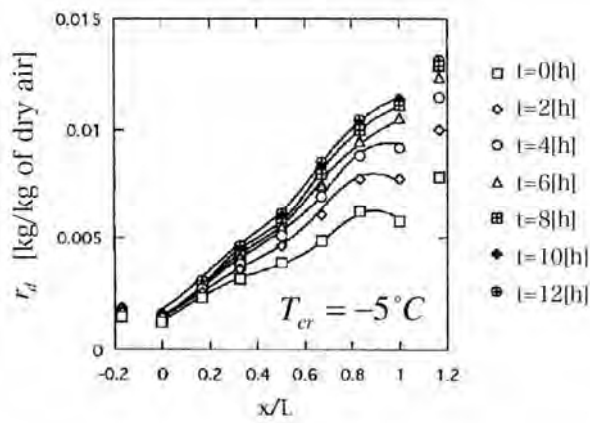
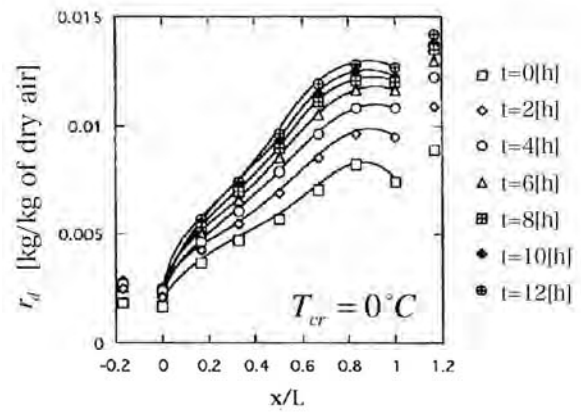
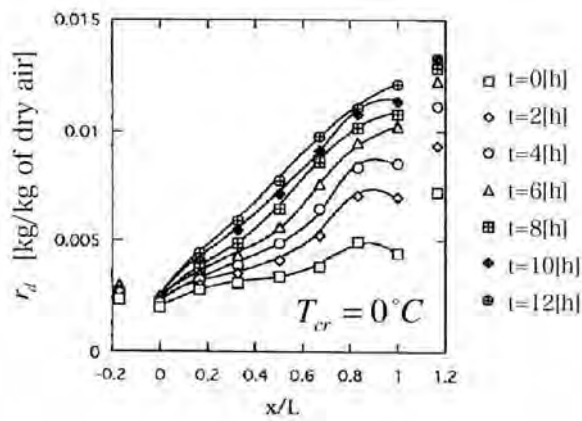
図2. 22-2 エンタルピ分布

### (3) 混合比分布挙動

図2. 23-1～2の(a)～(c)は、充填材であるガラスビーズ、グラスウール、発泡スチロール球の3種類の充填層について、測定開始から12[h]までの多孔質層内混合比分布の経時変化を冷却室温度別に示したものである。また、図(d)は、12[h]経過後の値のみを示したものである。これらの図の横軸には多孔質層厚さを基準とした無次元距離を用いている。

図(a)～(c)より混合比の経時変化を見ると、ガラスビーズ充填層では、加熱室内の混合比の変化に追従して、層内加熱室側の混合比が変化している。層内加熱室側の混合比は $T_{cr}=-0[^\circ\text{C}]$ では10[h]程度で安定し、冷却室の混合比との間ではほぼ直線状の分布となる。また、測定開始から4[h]ほどの間の層内部 $x/H=0.8$ の混合比は、ほぼ加熱室内混合比と同等の値を示しながら増大している。これは、加熱室内の湿り空気が水蒸気分圧差により低温側に移動することにより、局所的な高湿分状態が発生しているためである。 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ では8時間程度で混合比分布は安定する。 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ の場合は最も変化が少なく、4[h]で安定する。グラスウール充填層では、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ の場合に層内部加熱室側において変化が大きく、12[h]まで徐々に増加している。 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ の場合でも時間変化は大きく現れ、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ の場合と同様に増加している。 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ では時間変化がきわめて小さい。

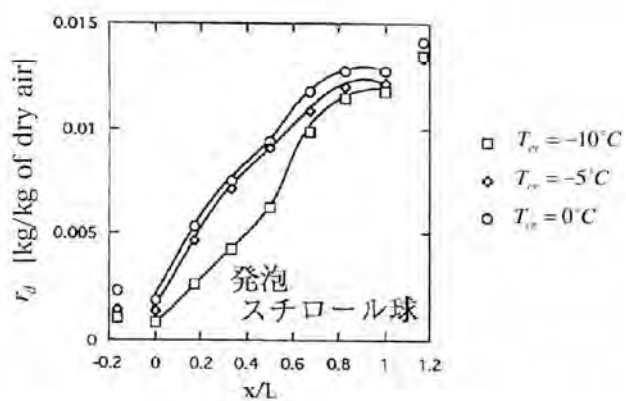
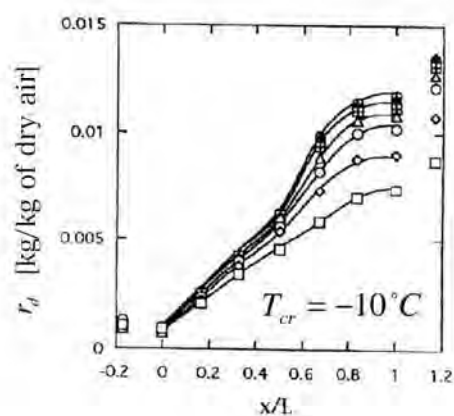
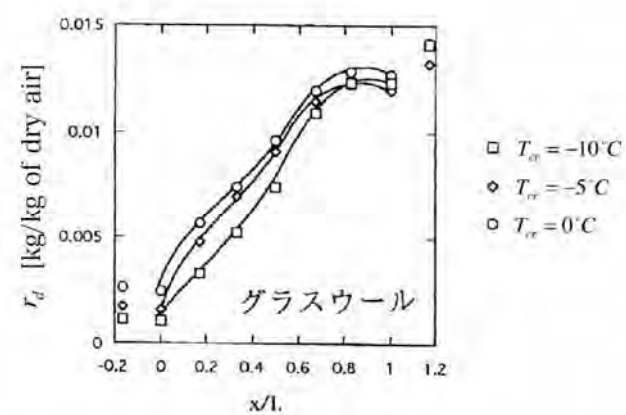
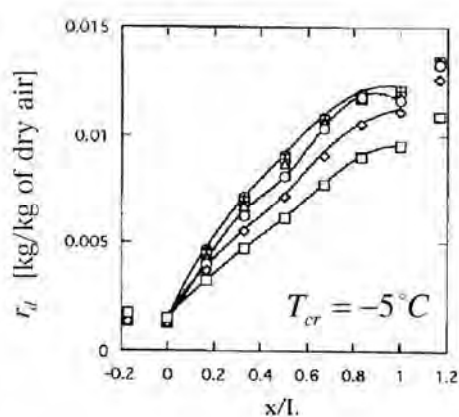
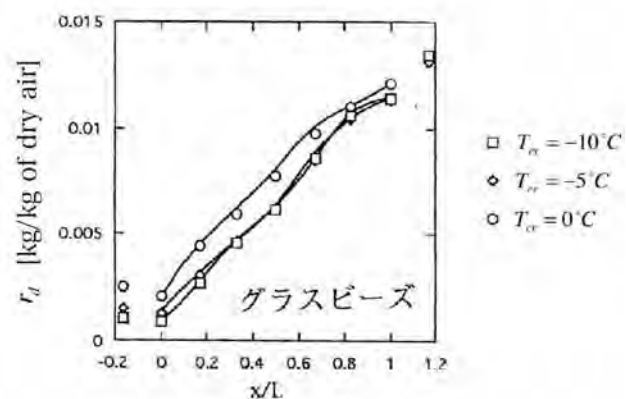
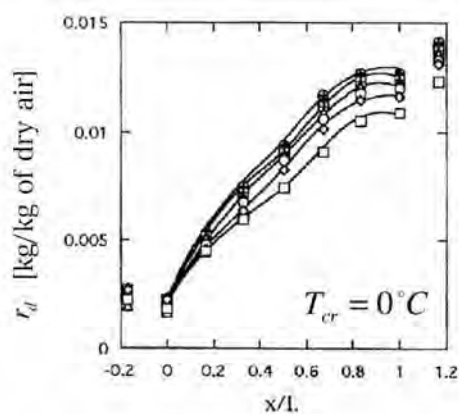
図(d)は、ガラスビーズ充填層、グラスウール充填層および発泡スチロール球充填層の12[h]経過後の混合比分布をまとめたものであり、冷却室温度 $T_{cr}$ による違いを明らかにしようとしたものである。ガラスビーズ充填層では、冷却室側から加熱室側に向けてほぼ直線分布となっている。グラスウール充填層では $x/L=-0.2\sim 0.83$ で直線分布であるが、 $x/L>0.8$ において、ほぼ加熱室内の混合比等しくなっており、発泡スチロール球充填層と同様の傾向を示している。前記のように、グラスウール充填層および発泡スチロール球充填層では、加熱室側表面手前において高い混合比を示しているが、これらは固体部分における熱伝導の効果が小さく、この部位においてガラスビーズ充填層の場合よりも内部温度が高いため、高温室内の湿り空気が水蒸気分圧差により移動する過程において飽和状態に近づく。また、高空隙の多孔質層では湿分移動が容易となり、内部の混合比が大きくなる傾向がある。



(a) グラスビーズ充填層

(b) グラスウール充填層

図2. 23-1 混合比分布



(c) 発泡スチロール球充填層

(d) 12 時間経過後

図2. 23-2 混合比分布

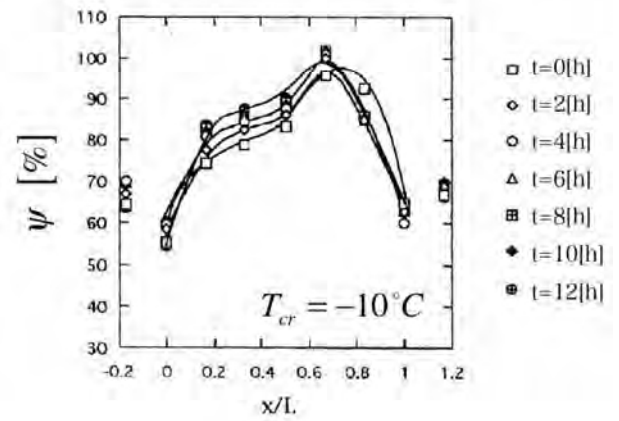
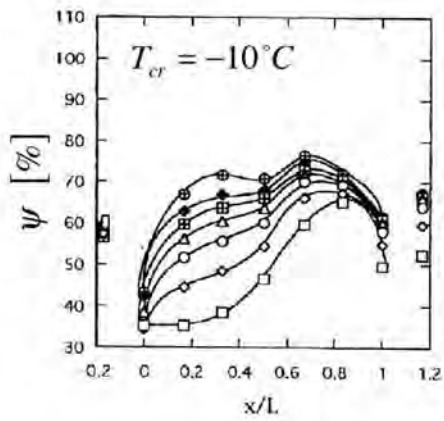
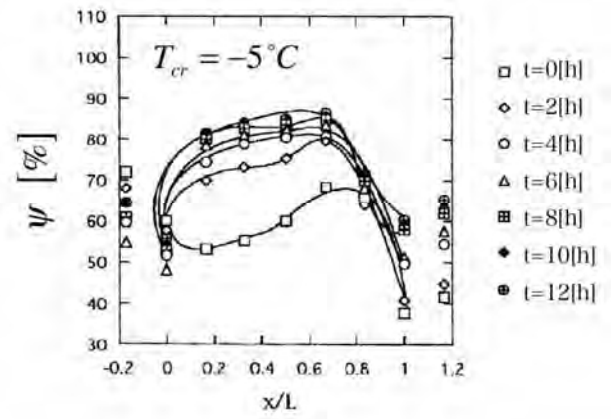
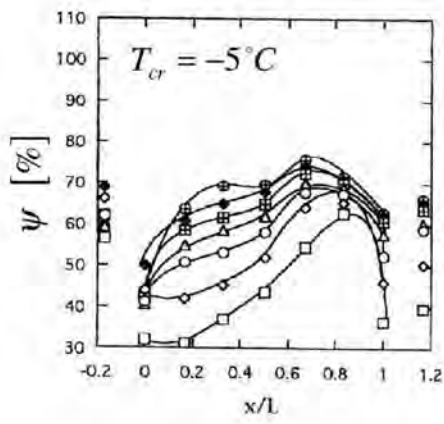
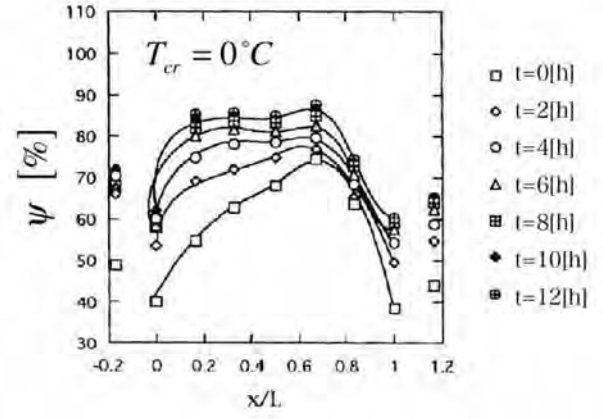
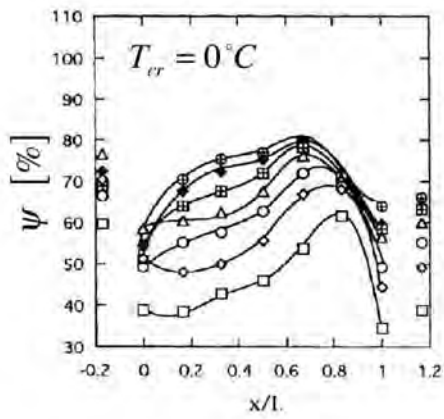


#### (4) 比較湿度分布挙動

図2. 24-1～2の(a)～(c)は、充填材であるガラスビーズ、グラスウール、発泡スチロール球の3種類の充填層について、測定開始から12[h]までの多孔質層内比較湿度分布の経時変化を冷却室温度別に示したものである。また、図(d)は、12[h]経過後の値のみを示したものである。これらの図の横軸には多孔質層厚さを基準とした無次元距離を用いている。

図(a)～(c)より比較湿度の経時変化を見ると、いずれの素材においても冷却室側の比較湿度が時間とともに増大し、加熱室側の値の変化は小さい。また、 $x/L \doteq 0.7$ において極大値を示す傾向がある。温度分布で示したように、 $0 < x/L < 0.3$ では内部温度は時間経過に伴い低下するため飽和水蒸気量は低下する。したがって、水分量の増加が少なくとも比較湿度は増加する。また、 $0.5 < x/L < 0.7$ では内部温度は若干増加するが、その影響は小さく、加熱室側から移動する水分のために比較湿度が増加する。 $x/L \doteq 0.8$ ではエンタルピー輸送と湿分移動量のバランスが飽和状態に至る手前で安定し、比較湿度の変化も少ない。

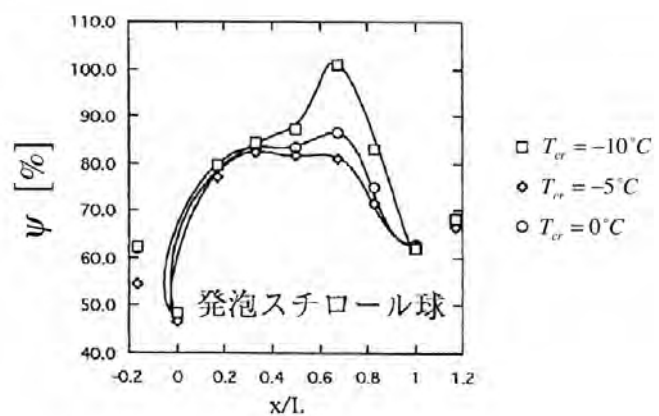
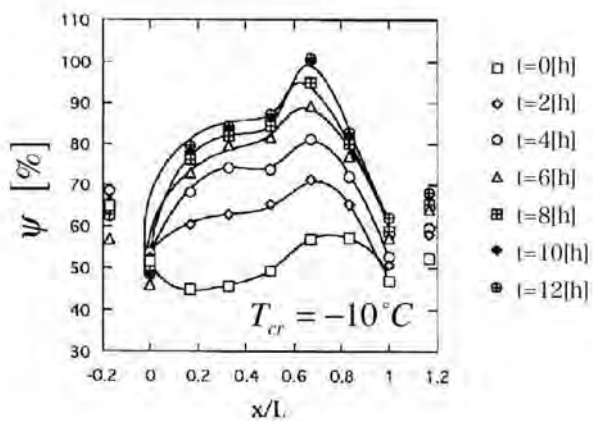
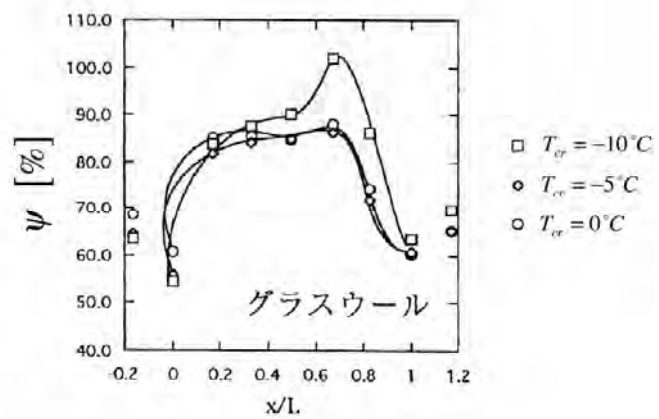
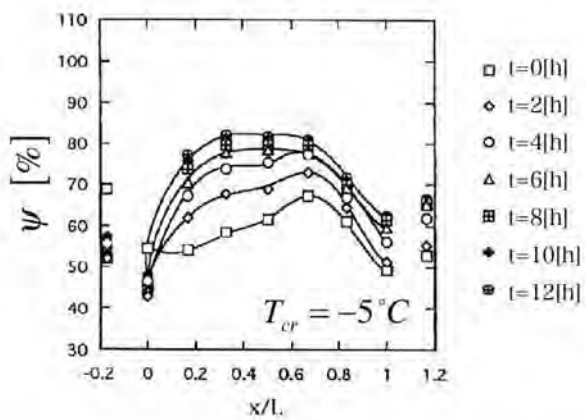
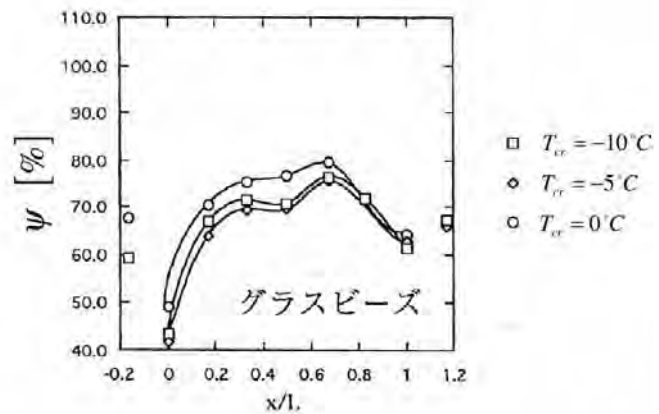
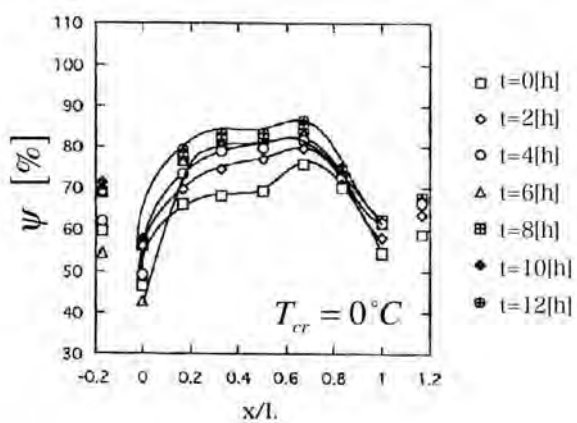
図(d)より、12[h]経過後のガラスビーズ充填層内の比較湿度分布は、冷却室側表面で最も低く、 $x/L \doteq 0.7$ において極値をとり、その値は $T_{cr}$ の低下に伴い高い値となっている。グラスウール充填層では、 $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ および $-5[^\circ\text{C}]$ はほぼ同様の傾向を示し、 $x/L=0.7$ で極値をとり、 $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ では $x/L \doteq 0.5$ 前後で大きな値を示し、 $x/L \doteq 0.7$ において比較湿度は100[%]となり、結露の発生が認められる。発泡スチロール球充填層では、グラスウール充填層の場合と同様に $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ における $x/L \doteq 0.7$ の位置で比較湿度は100[%]となり結露が発生した。充填層内部の比較湿度は3種類の充填材の中でグラスウールが最も高く、発泡スチロール球充填層、ガラスビーズ充填層の順に小さくなった。この結果から、高空隙率の場合に内部の比較湿度が大きくなる。また、同程度の空隙率では、固体部分の熱伝導率の小さい場合に大きな比較湿度を示した。



(a) グラスビーズ充填層

(b) グラスウール充填層

図2. 24-1 比較湿度分布



(c) 発泡スチロール球充填層

(d) 12 時間経過後

図 2. 2 4-2 比較湿度分布

## (5) 水分蓄積挙動

図2. 25は横軸に $T_{cr}$ をとり各充填層の12[h]経過後の水分増加量 $m_w(=m-m_0)$ を示したものである。グラスウール充填層および発泡スチロール球充填層において水分の増加が検出され、グラスビーズ充填層は冷却室温度に依存せず、きわめて小さい質量増加となった。グラスウール充填層、発泡スチロール球充填層はともに $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ において水分量が減少している。これは、 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ における比較湿度が低くなっていることに起因している。比較湿度でも述べたが、水分蓄積量は、空隙率の増大および熱伝導率の減少に伴って増大するということが水分量の計量によって明らかとなった。図2. 26は水分蓄積量を含水率として示したもので、材料の質量に対する割合で評価した場合、グラスウール充填層が最も高い値を示すことが分かる。

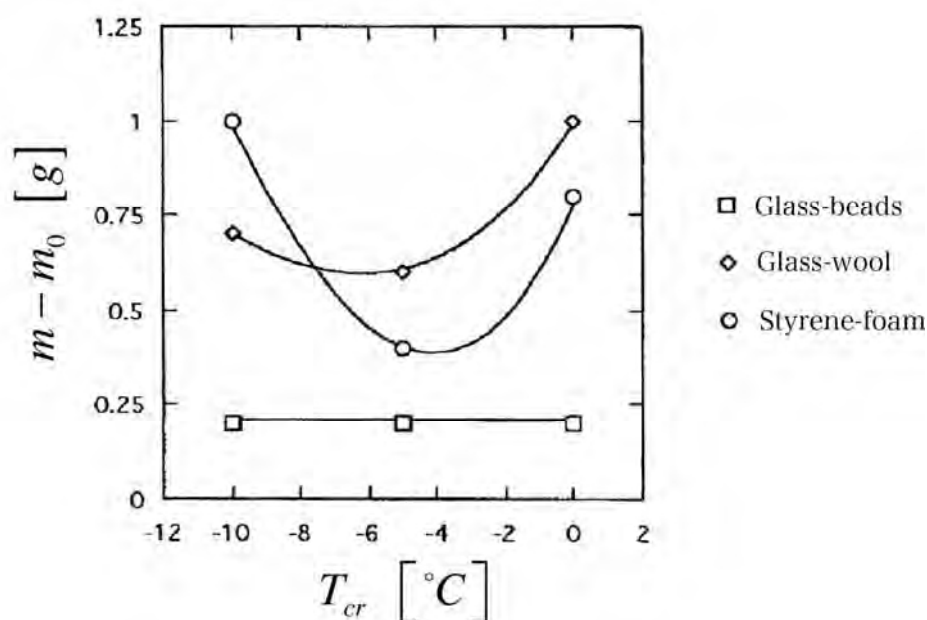


図2. 25 12[h]経過後の充填層質量増加量

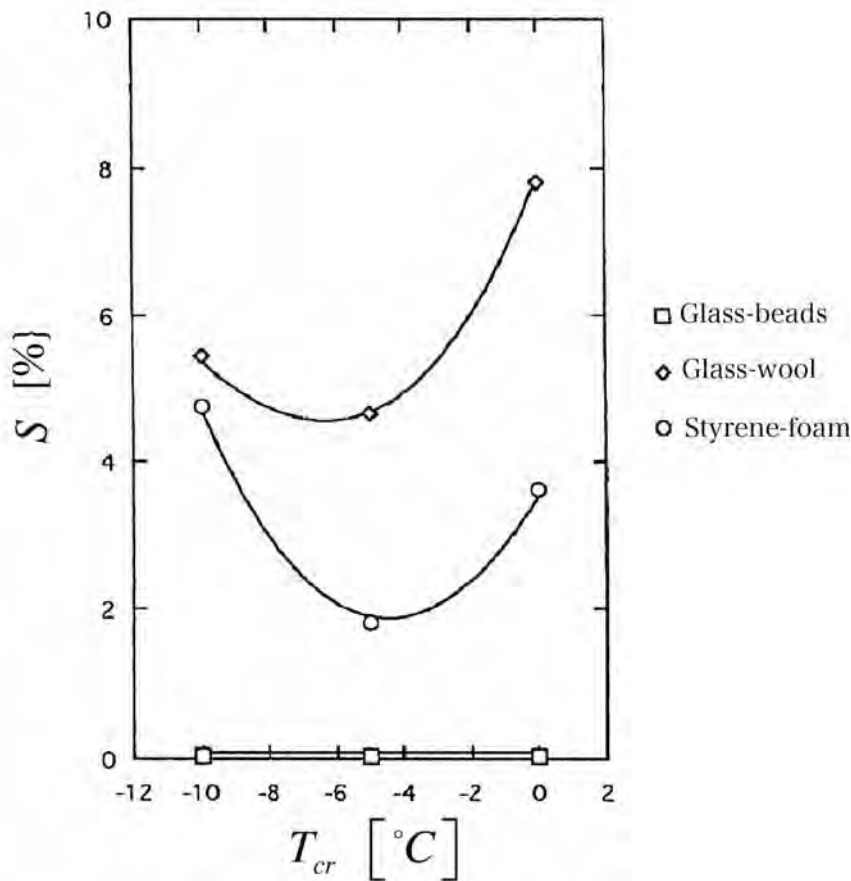


図2. 26 12[h]経過後の充填層含水率

表2. 5に結露位置の温度と加熱室内空気の露点温度を示す. 加熱室の湿り空気中の水蒸気が水蒸気分圧の低い冷却室側へ移動する際に温度低下し, 露点に達し結露に至るものと考え, 高温室内湿り空気の露点と多孔質層内に結露した点の温度の比較を試みた. グラスウール充填層において $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ の場合, 加熱室側表面の混合比は $r_d=0.0123[\text{kg/kg of dry air}]$ であり, 水蒸気分圧は $2.24[\text{kPa}]$ となった. 飽和水蒸気表より,  $17.2[^\circ\text{C}]$ において水蒸気の飽和圧力と $P_w$ が等しくなる. 発泡スチロール充填層についても同様に計算し, 結果を実際に結露した点の温度とともに表2. 5にまとめた.

計算によって求められた値は実際に結露した値より高く, その差はグラスウール充填層で $12.2[\%]$ , 発泡スチロール球充填層で $17.1[\%]$ となった. この差は結露した位置までの水蒸気の移動過程において拡散により濃度低下し, 露点が計算値を下回ったものと思われる.

表2. 5 結露位置の温度および加熱室空気の露点温度の比較

	x/L	混合比 V <sub>d</sub> [kg/kg]	水蒸気分圧 P <sub>w</sub> [×10 <sup>3</sup> MPa]	露点 T <sub>dp</sub> [°C]	x/L=0.67 で実際に結露した温度 T[°C]	差 [%]
グラスウール	1	0.0123	1.96	17.2	15.1	12.2
	1.17	0.0141	2.24	19.3	15.1	21.8
発泡スチロール球	1	0.0117	1.87	16.4	13.6	17.1
	1.17	0.0134	2.13	18.5	13.6	26.5

### 3. 2. 2 実験装置 I a-2

ここでは、各多孔質層充填材において、諸状態量分布の経時変化および定常時の分布挙動について考察を加える。測定結果において、測定開始直後の値が必ずしも一定の値を示していない。これは、実験室内の温・湿度等、多孔質層内の初期の状態に大きく影響を与える要因によるものであり、これら初期条件を短時間で測定開始までに準備することは困難であった。

測定結果において、横軸にx/Lを採用している場合、x[mm]は多孔質層における低温側境界面を基準とした高温側方向の距離を表し、Lは多孔質層の厚さ250[mm]である。

#### (1) 局所熱伝導率挙動

図2. 27にグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層による多孔質層内局所熱伝導率の経時変化を示す。いずれの多孔質層においても、時間経過にともなう $\lambda_x$ の変化は非常に小さく、無次元距離x/Lによる違いも少ない。グラスビーズ充填層の $\lambda_x$ は0.21[W/(m・°C)]程度であり、グラスウール充填層は0.032[W/(m・°C)]であることがわかる。平板比較法による見かけの熱伝導率は、グラスビーズ充填層で0.200[W/(m・°C)]、グラスウール充填層では0.032[W/(m・°C)]であり、これらの値は前述の局所熱伝導率の値とほぼ等しいことから、本実験条件の範囲内ではグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の熱伝導率に大きな変化をおよぼすような湿分移動や蓄積はない。

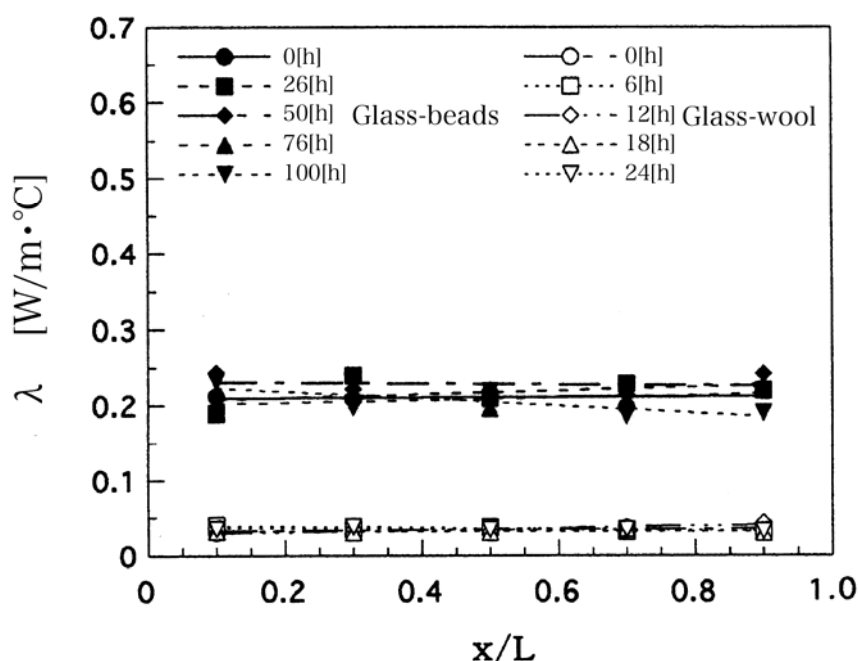
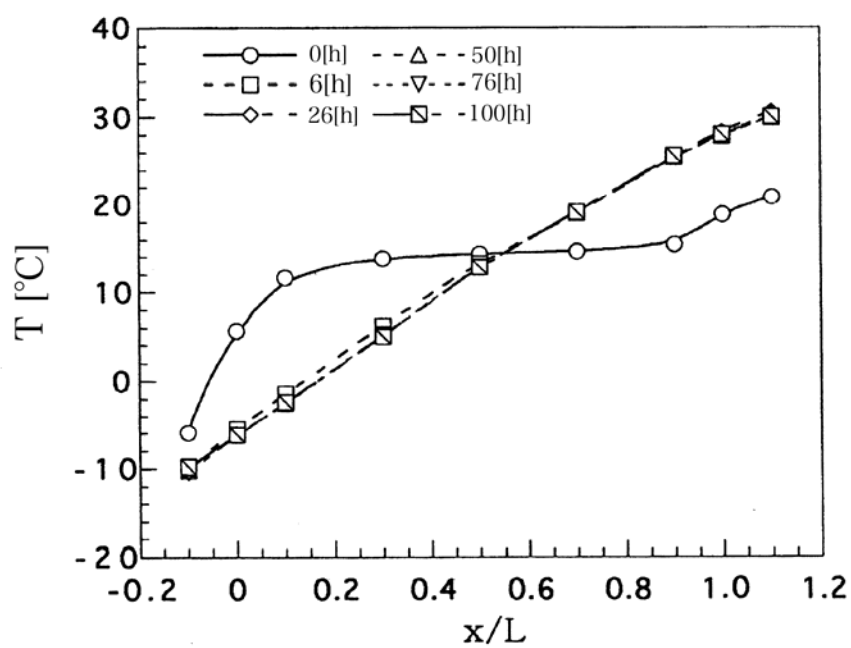


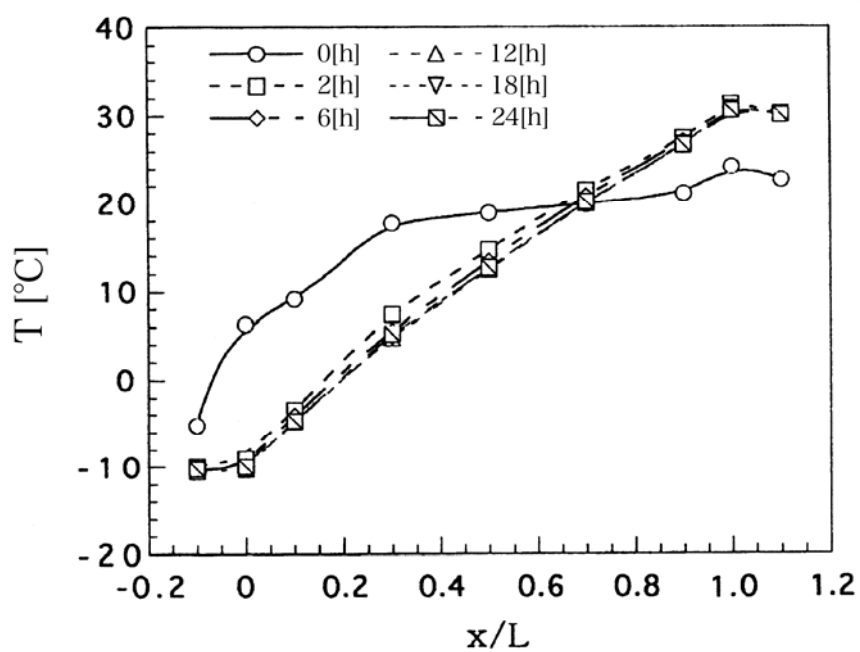
図2. 27 多孔質層の局所熱伝導率

## (2) 温度分布の経時変化

図2. 28(a), (b)にそれぞれグラスビーズ充填層内およびグラスウール充填層内の温度分布の経時変化を示す. 図は, 縦軸に温度 $T[^\circ\text{C}]$ , 横軸に無次元距離 $x/L$ を取っている. グラスビーズ充填層では, 層内温度分布が定常状態に達したと見受けられるのは実験開始から26[h]程度であり, その後の各位置の温度変化は最大 $\pm 0.3[^\circ\text{C}]$ 程度の変化幅で比較的安定している. グラスウール充填層は, 12時間経過程度から内部温度が最大 $\pm 0.2[^\circ\text{C}]$ 程度の変化幅で安定しており, グラスビーズ充填層よりも短時間で定常状態に達している. これは, グラスウールの温度伝導率がグラスビーズ層の温度伝導率よりも大きいためであり, 多孔質層の熱容量 $c_p$ が大きく影響している. 見かけの熱伝導率 $\lambda_a$ および算定した熱拡散率 $a$ の値を表2. 6に示す. また, 多孔質層の熱容量は空隙率にも大きく依存するため, これらの定常に至る温度分布挙動には, 空隙率に起因した熱物性値が大きく影響している.



(a) グラスビーズ充填層



(b) グラスウール充填層

図2. 28 温度分布の経時変化



表2. 6 グラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の熱物性値

	グラスビーズ層	グラスウール層
見かけの熱伝導率 $\lambda_s$ [W/(m $\cdot$ °C)]	0.20	0.032
見かけの熱拡散率 $a$ [m $^2$ /s]	$0.14 \times 10^{-6}$	$21 \times 10^{-6}$

### (3) 定常状態における温度分布挙動

図3. 29にグラスビーズ充填層(100[h]経過後)およびグラスウール充填層(24[h]経過後)の温度分布を示す. 参考としてグラスビーズ充填層については24[h]経過後の分布も合わせて記載している. 図は縦軸に温度 $T$ [°C], 横軸に無次元距離 $x/L$ を取っている. 両多孔質層ともこれらの経過時間では層内温度分布は, ほぼ定常状態に達している. 両多孔質層内の温度分布ともにほぼ直線的な分布を示しているが,  $x/L=0$ の冷却室側および $x/L=1.0$ 加熱室側の境界面において若干の差異が現れている. すなわち, 境界面と加熱・冷却両室との温度差がグラスウール充填層では0.1~1.0[°C]程度であるのに対し, グラスビーズ充填層では2.0~4.0[°C]程度となる. 熱伝導抵抗はグラスウール充填層がグラスビーズ充填層の約6.3倍と大きい, 両境界面付近で若干の自然対流の発生(熱伝達率 $2\sim 3$ [W/(m $^2$ ·°C)])を考慮すると, グラスビーズ充填層における表面温度と室内温度との差2.0~4.0[°C]の約1/4倍となり, グラスウール充填層では0.5~1.0[°C]程度の小さな温度差になる.

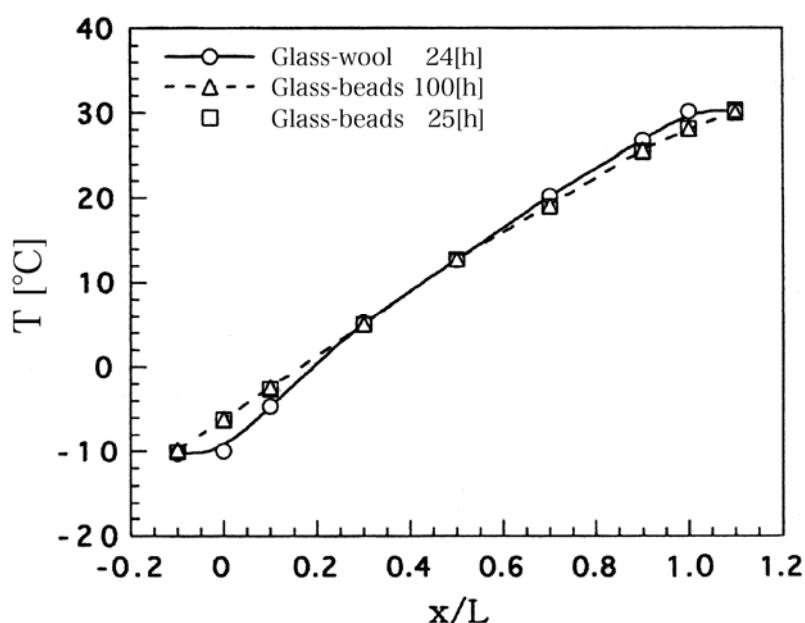
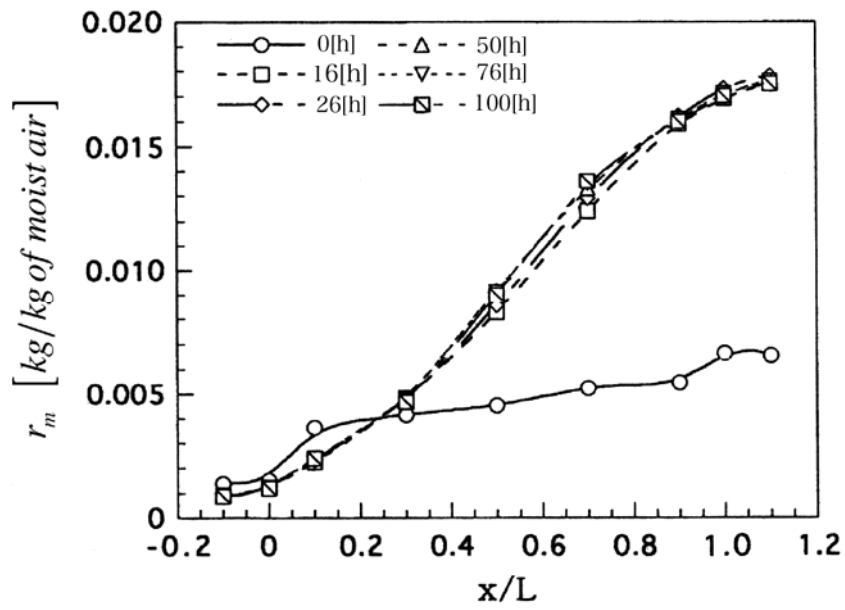


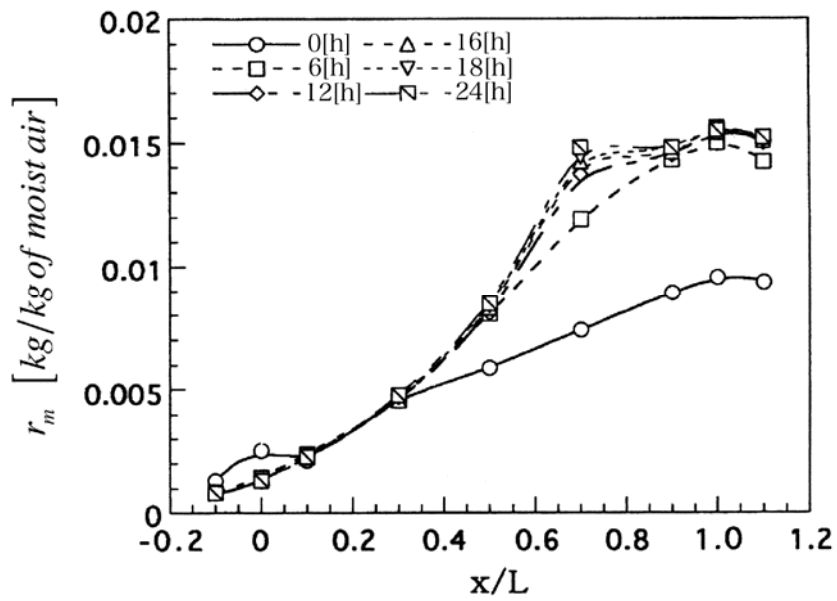
図2. 29 定常状態における温度分布

#### (4) 比湿分布の経時変化

図2. 30(a)および(b)にグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層を使用した場合の層内比湿分布の経時変化をそれぞれ示す。図は、縦軸に比湿 $r_m$ [kg/kg of moist air]、横軸に無次元距離 $x/L$ を取っている。グラスビーズ充填層では、層内比湿が定常状態に達したと見られるのは500[h]経過後程度からであり、100[h]経過後と比較しても各位置の質量分率の変化は $\pm 5$ [%]未満の小さなものである。グラスウール充填層における16[h]経過以降の各位置の質量分率の変化は $\pm 5$ [%]未満であり、温度分布と同様にグラスビーズ充填層の場合よりも短時間で定常状態に達している。ただし、両多孔質層とも $x/L=0.7$ 付近では、安定するまでにより多くの時間が必要となっている。グラスウール充填層では、測定開始から6[h]経過以降、 $x/L=0.7\sim 1.0$ における比湿が高温室内環境の比湿とほぼ同じ値となっている。ここで、グラスビーズ充填層およびグラスウール充填層に関して、比湿分布が定常状態に到達する時間の差異について検討する。多孔質層内の比湿分布は水蒸気濃度差による拡散および温度差に基づく水蒸気分圧差による移動による。定常状態に到達する時間の差異は湿分移動の早さによるものと考えられる。グラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の空隙率はそれぞれ0.38および0.98であり、グラスビーズ充填層の方が層内の単位断面積当りの蒸気拡散量は少なくなることが予想できる。したがって、時間経過に伴う両多孔質層内の比湿分布の挙動は、温度分布の場合と同様に空隙率が大きく影響している。



(a) グラスビーズ充填層



(b) グラスウール充填層

図2. 30 比湿分布の経時変化

## (5) 定常状態における比湿分布

図2. 31は質量分率分布に関して100[h]経過後のグラスビーズ充填層および24[h]経過のグラスウール充填層を比較したものである. 両多孔質層ともほぼ定常状態に達しているものと推定される.

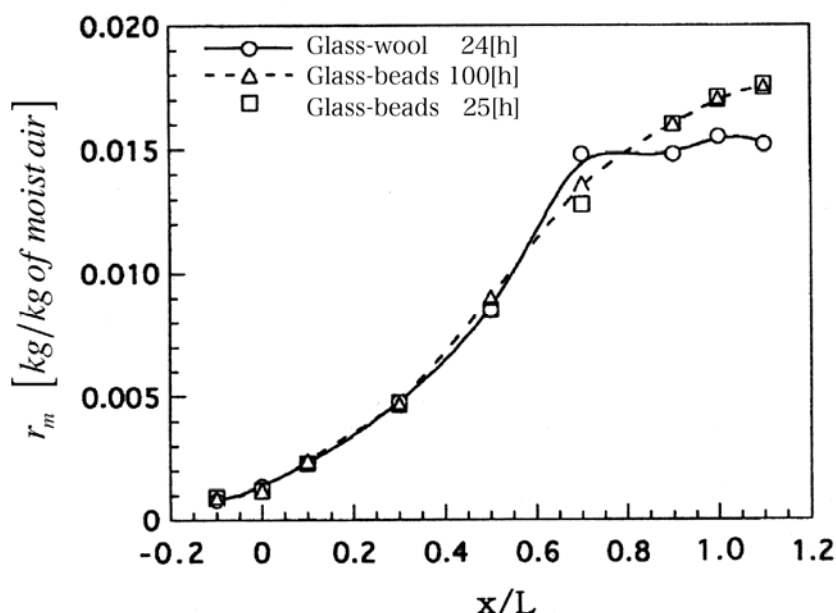


図2. 31 定常状態における比湿分布

また, 参考として24[h]経過後のグラスビーズ充填層内比湿分布についても示してある. 100[h]および24[h]経過後のグラスビーズ充填層と24[h]経過後のグラスウール充填層の比湿分布は $x/L=0\sim0.5$ の範囲でほぼ同様の分布となっているが,  $x/L>0.7$ で分布傾向に差異が見られる. グラスウールでは加熱室内環境と同程度の値を示している.  $x/L\approx0.7$ 付近では内部において結露が起る.

## (6) 水分蓄積挙動

図2. 32にグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層に関する含水率の時間的推移を示す. 縦軸は含水率 $S[\%]$ , 横軸は経過時間 $t[h]$ である. 24[h]経過時のグラスウール充填層の含水率は100[h]経過時のグラスビーズ充填層の2倍以上となっている. ただし, 両多孔質層の含水率は0.2[%]未満であり蓄積水分量は微量であった. したがって, 本実験条件の範囲において, 含水量がおよぼす両多孔質層内局所熱伝導率への位置的および時間的な影響はきわめて小さい.

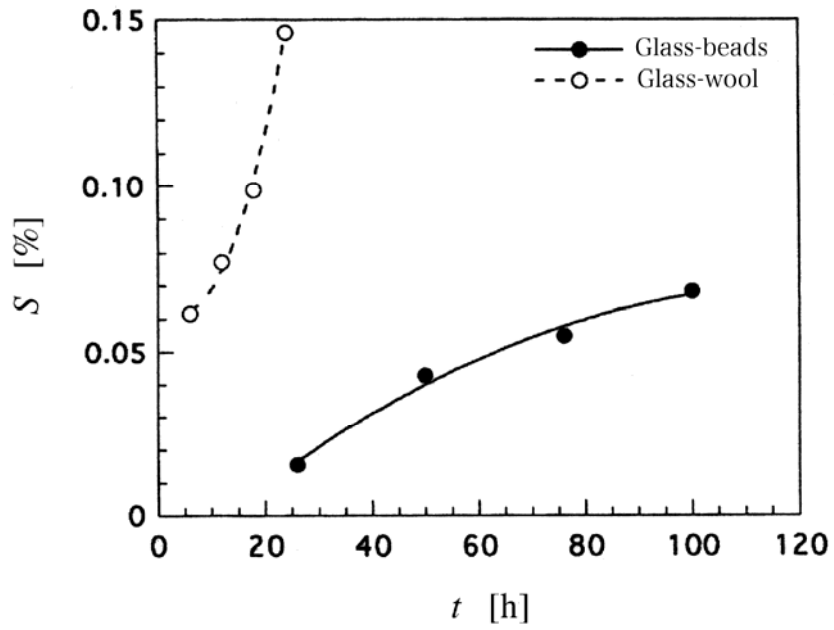
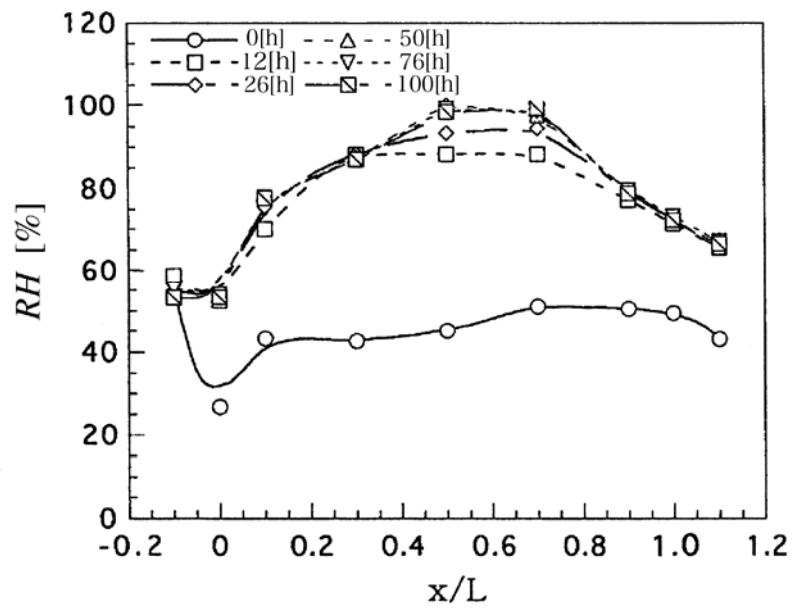


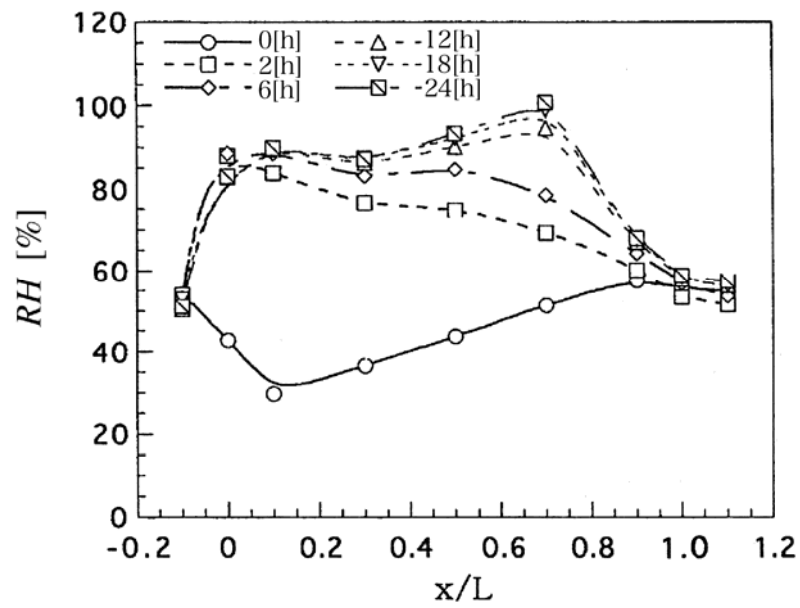
図2. 32 含水率の経時変化

#### (7) 水分凝縮の経時変化

ここでは充填層内水分凝縮の時間経過を相対湿度分布により検討する. 図2. 33 (a) および (b) にそれぞれグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層に関する層内相対湿度分布の経時変化を示す. 縦軸に相対湿度  $RH$  [%] を, 横軸に無次元距離  $x/L$  を取っている.



(a) グラスビーズ充填層



(b) グラスウール充填層

図2.33 相対湿度分布の経時変化

グラスビーズ充填層では、0[h]において低温室側境界面近傍内部で相対湿度低下が認められるが、12[h]以降では、 $x/L \doteq 0.6$ の相対湿度が極大値を示し、両端面では加熱・冷却両室内の値とほぼ等しくなっている。また、12[h]以降、極大値は時間とともに増加し、50[h]経過では、 $x/L=0.5$ で $RH=99.8[\%]$ となっている。実験では56～64[h]において一時的に100[%]に達したことが確認されているが、それ以降は約99[%]で安定し、76[h]で $x/L \doteq 0.7$ の相対湿度が約99[%]となり、相対湿度分布は安定する。以上より、水分凝縮の発生位置は $x/L=0.5 \sim 0.7$ となる。

グラスビーズ充填層 $x/L=0$ において、0～12[h]では冷却室内の相対湿度より低い値を示している。このことは、図2. 29(a)の温度分布および図2. 31(a)の比湿分布より、 $x/L=0$ の温度は冷却室内温度より約5[℃]高くなっているのに対し、比湿は冷却室内に比べ若干大きな値を示しており、グラスウール充填層も同様の傾向である。よって、 $x/L=0$ での相対湿度の挙動は温度により強く影響を受ける。温度分布の経時変化には多孔質層の熱容量の影響が考えられ、グラスビーズ充填層の単位体積あたりの熱容量はグラスウール充填層よりも大きいことから、 $x/L=0$ の温度は冷却室内より高い分布を示したことが考えられる。したがって、0[h]以降における $x/L=0$ の相対湿度は低い値を示した。

グラスビーズ充填層の空隙率、熱容量および温度伝導率はグラスウール充填層に比して大きく、層内全体が温度分布が定常に達するまで長時間を要する。さらに、熱拡散率は空隙率に基づく気体容積が大きく影響することから、グラスビーズ充填層における相対湿度分布の経時変化は湿分の拡散移動量が小さいために吸・放湿を繰り返し、緩慢な湿分の拡散移動が行われるため前述の相対湿度分布となる。

グラスウール充填層では、 $x/L=0$ において、2[h]で相対湿度は80[%]に達し、12[h]では $x/L \doteq 0.9 \sim 1.0$ の範囲を除いた層内において80[%]以上となっている。また、24[h]の $x/L \doteq 0.7$ では、100[%]に達している。 $x/L=0$ の相対湿度分布は、グラスビーズ充填層でも述べたように、熱容量の影響により $x/L=0$ の温度が露点温度に近い低い値を示したこと、高空隙率により拡散移動が大きいこと、温度伝導率が大きいこと、などが80[%]以上の高い相対湿度を示した要因と考えられる。

#### (8) 定常状態における諸状態量の検討

定常状態における多孔質層内の凝縮水の分布挙動を相対湿度、露点温度および飽和比湿により検討する。図2. 34, 図2. 35および図2. 36にそれぞれグラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の定常状態における相対湿度分布、露点温度分布図および飽和比湿分布を示す。図

はいずれも横軸には無次元距離 $x/L$ を取っている。

図2. 34はグラスウール充填層の定常状態到達時間である24[h]におけるグラスウール充填層およびグラスビーズ充填層内の相対湿度分布を示したものである。両多孔質層の相対湿度の分布傾向はほぼ同様であり、グラスビーズ層の定常状態における分布とも同様のものとなった。相対湿度分布によって結露の可能性の高い部位を図2. 35より推定すれば、 $x/L=0.6\sim0.7$ 程度となるようであるが、低温側である $x/L=0\sim0.1$ 付近でグラスウール充填層の相対湿度はグラスビーズ充填層より大きな値を示しており、グラスウール充填層は $x/L$ の小さい位置でも結露の可能性が高い。高温側の $x/L=0.9\sim1.0$ 付近ではグラスビーズ充填層の相対湿度がグラスウール充填層より大きくなっている。図2. 36より両多孔質層とも両境界面付近における温度および比湿には大きな違いが見られないが、温度分布に差が現れている。ここで、湿り空気に含まれる水蒸気の量は両多孔質層間に顕著な差は見られないため、相対湿度に強く影響を及ぼす要因は温度となる。したがって、層内の表面付近の相対湿度分布は、その多孔質層の熱伝導率に影響されることが考えられる。

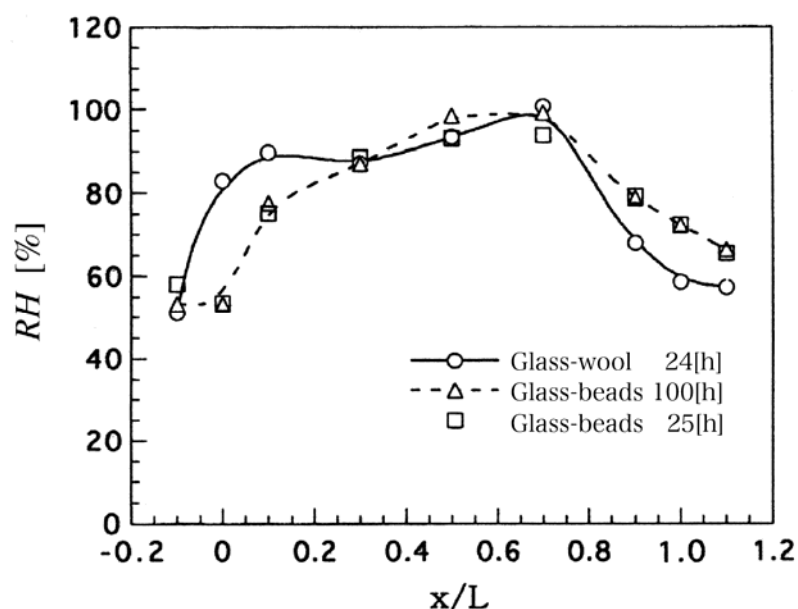
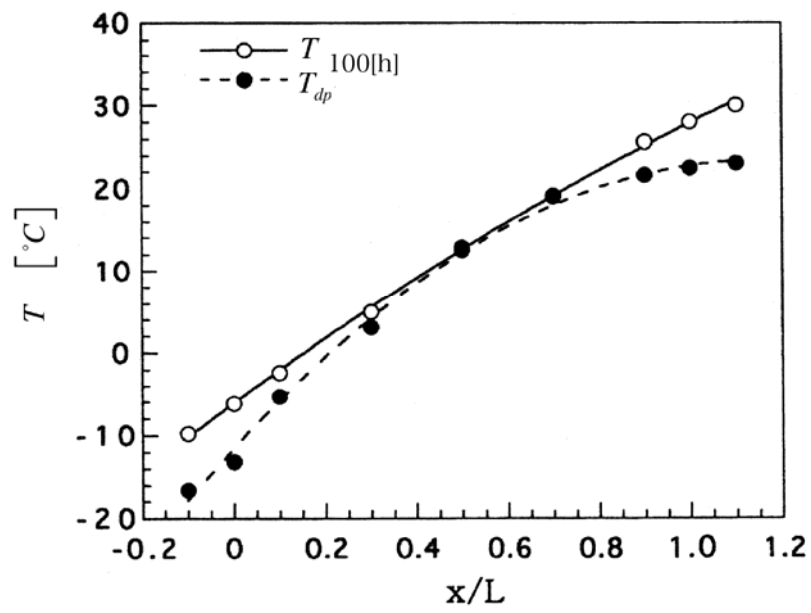
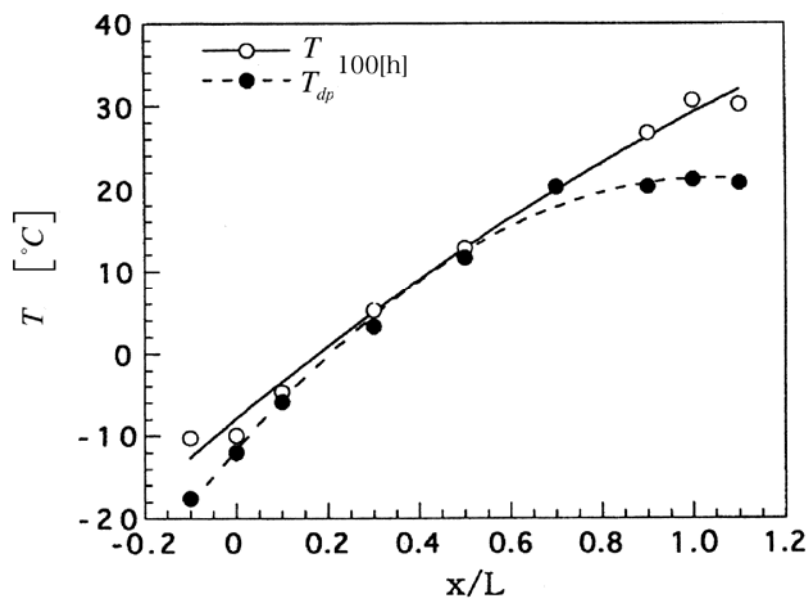


図2. 34 定常状態における層内相対湿度分布



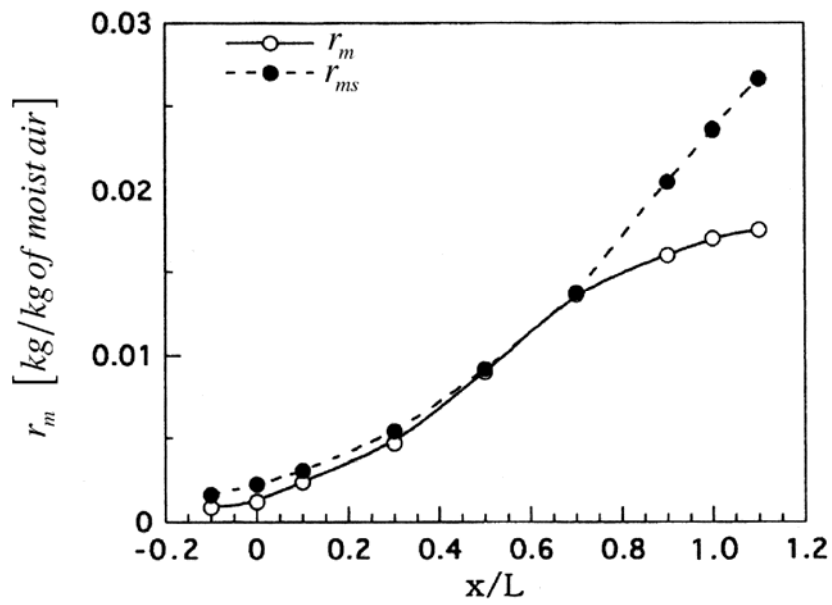


(a) グラスビーズ充填層

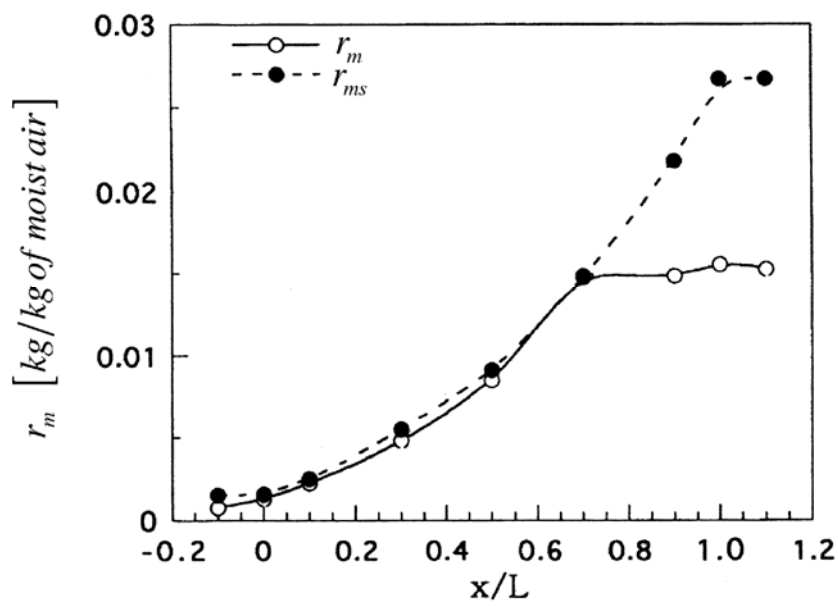


(b) グラスウール充填層

図2. 35 定常状態における露点分布



(a) グラスビーズ充填層



(b) グラスウール充填層

図2. 36 定常状態における比湿と飽和比湿との比較

### 3.3 本章のまとめ

多孔質層内の一次元熱物質移動挙動に関して観察を試みた結果、実験装置 I a-1 では、多孔質層の空隙率の増大、および熱伝導率の減少により多孔質層内部温度が高くなることが、測定により確認され、エンタルピーも同様の傾向となった。混合比については、空隙率の増大、熱伝導率の減少により増大する傾向が見られた。比較湿度は、空隙の増大、および熱伝導率の減少により増大した。混合比、および比較湿度は水分蓄積の可能性を推定する上で重要な値であり、いずれも減少することが水分蓄積の抑制につながり、水分蓄積量を検討した結果からも整合性を持つ結果が得られた。また、冷却室と加熱室の温度差の増大も水分蓄積に寄与することが明らかとなったが、グラスウール充填層および発泡スチロール球充填層については、 $T_{cr}=-5[^\circ\text{C}]$ において水分蓄積量が極小となることが測定されたが詳細は明らかではない。前述の、空隙の増大、および熱伝導率の減少はいずれも両表面近傍の内部温度差を増大および拡散空間の拡大を意味し、このことが水分蓄積増大につながるということが明らかとなった。

実験装置 I a-2 においても、多孔質層両表面の温度は空隙率および熱伝導率の影響を受けるという結果が得られている。多孔質層内の温・湿度分布の定常状態への到達時間は温度伝導率および空隙率に影響を受け、多孔質層の含水量は空隙率および熱伝導率が大きく影響することも明らかとなった。熱物性値の詳細についても検討した結果、グラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の見かけの熱伝導率はそれぞれ  $0.20[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$  および  $0.032[\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})]$  であった。

両実験装置とも、結露した水分は微量であり、局所熱伝導率などの熱移動性能にはほとんど影響をおよぼさなかった。

## 第4章 実験装置 I b群

### 4.1 実験装置概説

I b群の実験装置は、多孔質層の低温側表面に接するように空気流路を設け、流路内空気の平均流速および温・湿度が多孔質層内部の温・湿度分布等に与える効果を観察するために製作された。実験装置 I b-1は、図2. 37のように多孔質層を鉛直に置き、下部に加熱室、上部に水平空気流路を設けたものである。実験装置 I b-2は多孔質層を水平に置き、一方に加熱室を、他方には冷却室あるいは空気流路を設け、効果の比較も行えるものとなっている。

以下に、それぞれの装置を説明する。



図2. 37 実験装置 I b-1の概要



図2. 38 実験装置 I b-2の概要

#### 4. 1. 1 実験装置 I b-1

##### (1)装置概要

装置の系統図を図2. 39に、全体図を図2. 40に示す. 装置は、測定部、温度補償室、空気循環系および測定制御系に分けられる. 測定部は、多孔質層をはさむように低温環境を与える流路と高温環境を与える加熱室よりなる. 加熱室内で発生する熱の外部への損失を防ぐため、加熱室を囲むようにスタイロフォームによる温度補償室を設けてある. 空気循環系では流路に送り込む空気の流量、温度、および湿度の調整を行った.

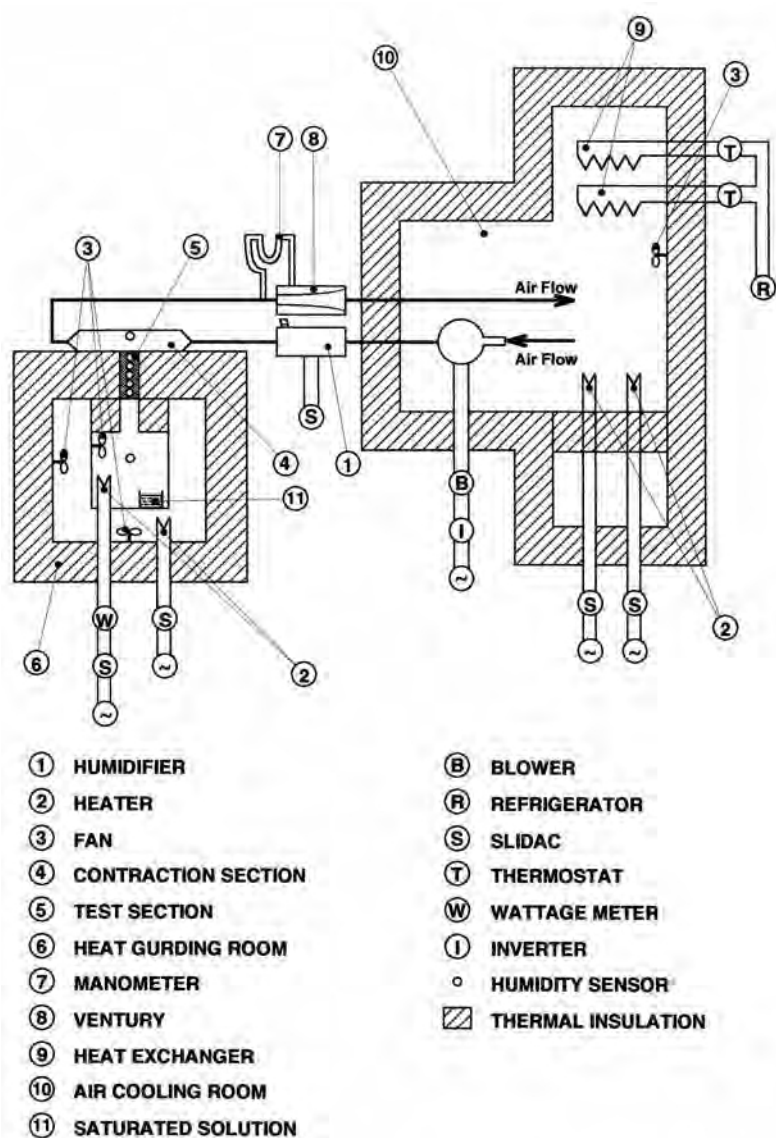


図2. 39 装置系統図

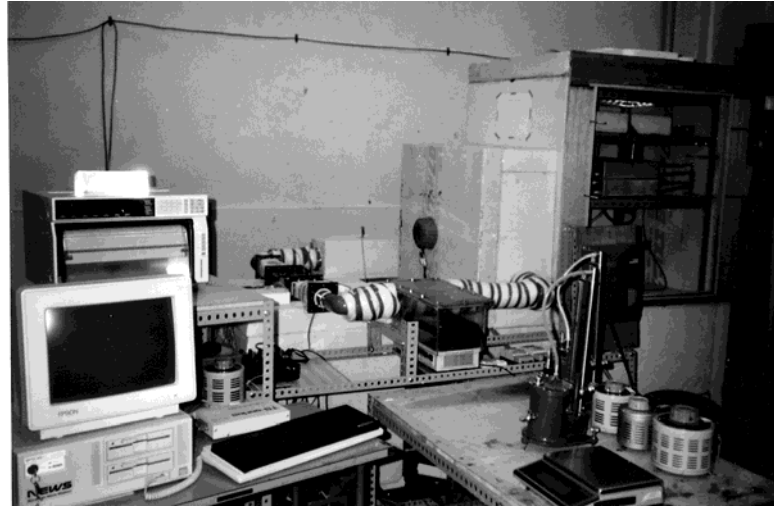


図2. 40 実験装置外観

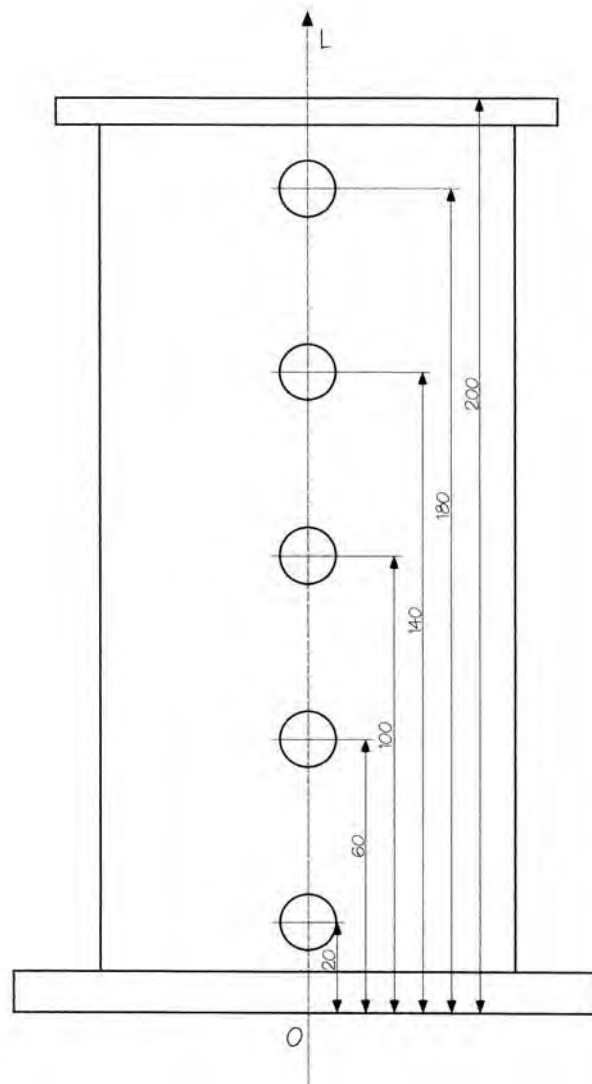


図2. 41 多孔質層容器

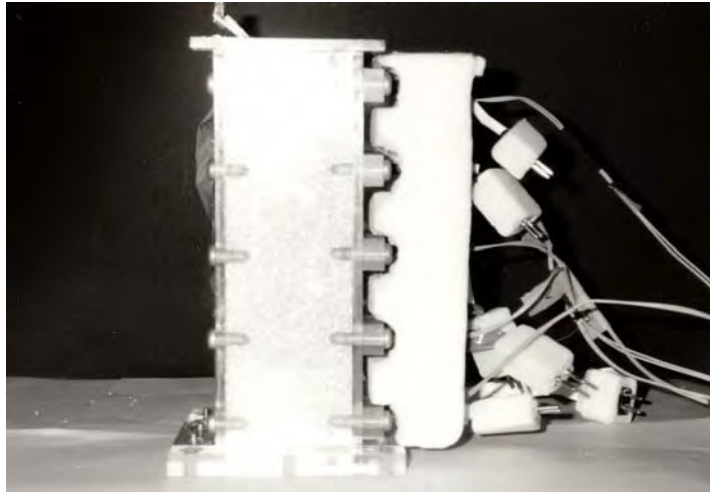


図2. 42 グラスビーズの充填状態

内部の温・湿度測定のため、直径0.32[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を湿度センサー先端部にテフロン樹脂テープで固定し、それらを図2. 41の円形の位置に等間隔に5箇所取り付けた。また、両端面のステンレスメッシュ表面には、直径0.2[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を半田付けした。図2. 42にガラスビーズ充填の完了した状態を示す。

空気流路の外観を図2. 43に示す。流路の内寸法は厚さ30[mm]×幅90[mm]×長さ280[mm]であり、アクリル板により作成されている。流路の下面には、多孔質層表面がはめ込めるように幅90[mm]×長さ100[mm]の開口部が設けられている。また、流路内には流動空気の温・湿度測定用の湿度センサーおよびステンレスチューブで保護された直径0.1[mm]の銅-コンスタンタン熱電対が取り付けられている。



図2. 43 空気流路

加熱室は、1辺が250[mm]の立方体のアクリル板容器で、室内にはヒータ、攪拌ファンおよび室内相対湿度を一定に保つための塩化ナトリウムの飽和水溶液が置かれている。また、温・湿度測定のため、ステンレスチューブによって保護された直径0.1[mm]の銅-コンスタンタン熱電対および湿度センサーが設置されている。

流路内に送り込まれる空気の調整は次のようになっている。温度調整室により温度が調整された空気はインバーター制御の送風機に吸送され、加湿器により湿度を補正された後空気流路内を流れ、流量測定用のベンチュリー管を通して再び温度調整室内へと循環する。温度調整室内には、空気冷却用熱交換器、攪拌用ファンおよびヒータが設置されている。また、空気冷却用熱交換器は、フロンR-12を冷媒とする直膨式となっている。



## (2) 実験条件

以上に述べた実験条件等を表2. 7に示す.

表2. 7 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

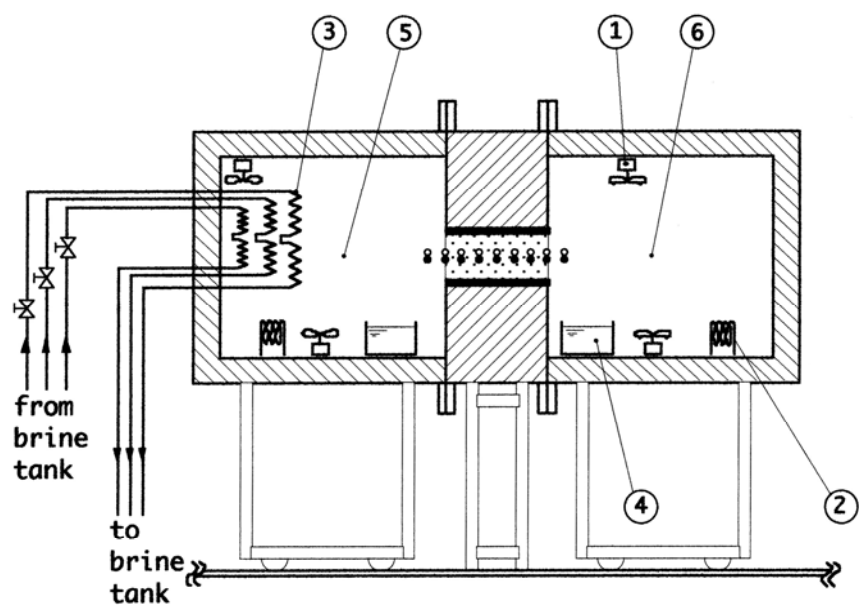
多孔質層	充填材 (密度)	$\phi$ 0.4mmガラスビーズ ( $1474.5\text{kg/m}^3$ )	
		$\phi$ 0.8mmガラスビーズ ( $1474.5\text{kg/m}^3$ )	
	寸 法	厚さ200mm × 幅60mm × 高さ60mm	
測定継続時間			6h
冷却側条件	空気流路	寸 法	厚さ30mm × 幅90mm × 長さ280mm
		空気流動方向	水平
		流入空気平均速度	0.3, 0.5, 0.8m/s
		流入空気温度	-1°C
		流入空気湿度	65~75%RH
加熱側条件	加熱室	室内温度	20°C
		室内湿度	65~85%RH

### 4. 1. 2 実験装置 I b-2

実験装置 I b-2においては, 空気流路の有無による熱物質移動挙動の比較を試みた. ここでは, 空気流路を設けた場合および設けなかった場合のそれぞれの実験装置および実験条件等を順に述べる.

#### (1) 装置概要(空気流路無し)

図2. 44および図2. 45に実験装置系統図および多孔質層容器の設置状態をそれぞれ示す. 基本的な構成は, 装置 I a-1とほぼ同一であるが, 温・湿度測定用および水分蓄積量測定用の多孔質層容器内寸法がそれぞれ高さ100[mm] × 幅100[mm] × 長さ300[mm]および高さ50[mm] × 幅50[mm] × 長さ300[mm]のように若干変更されている. また, 加熱室側および冷却室側の表面には, 市販されている網戸用樹脂製網が取り付けられている. 多孔質層充填材は3種類用意され, それぞれについて, 温・湿度分布挙動および含水挙動を観察した.



- |                           |                       |
|---------------------------|-----------------------|
| ① Fan                     | ▨ Thermal insulation  |
| ② Heater                  | ▣ Spherical particles |
| ③ Heat Exchanger          | ◦ Thermocouple        |
| ④ Saturated salt solution | • Humidity sensor     |
| ⑤ Cooling room            |                       |
| ⑥ Heating room            |                       |

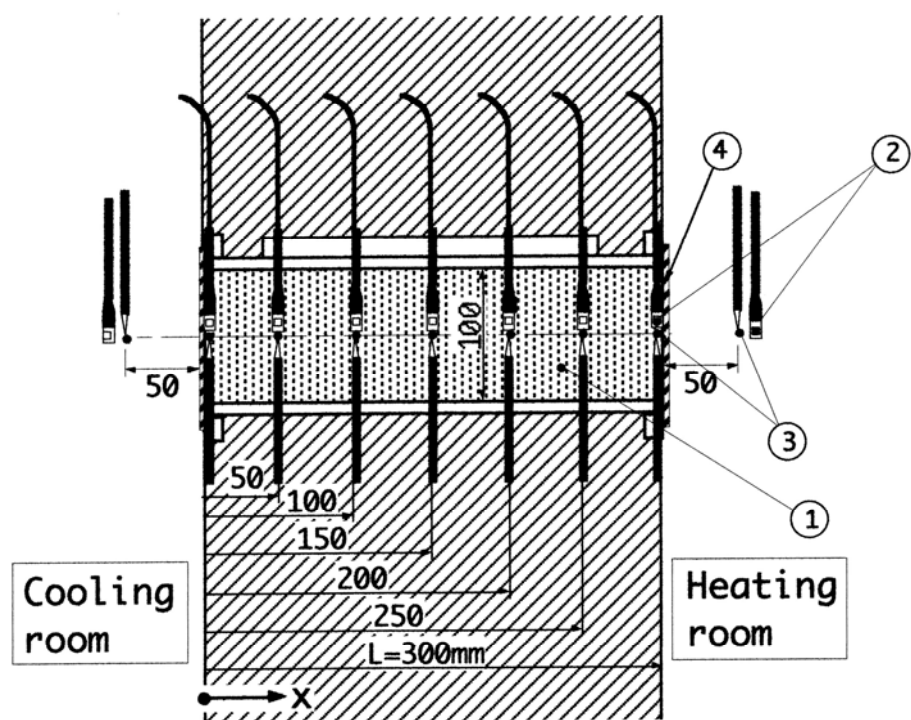
図2.44 実験装置系統図



図2. 45 多孔質容器設置状況

図2. 46に測定部構造の詳細を示す. 温度測定には, 直径1. 0[mm]のステンレスチューブにより保護された直径0. 1[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を使用し, 多孔質層内相対湿度の測定には, 5[mm]×5[mm]の受感部をステンレス網により保護されたバイサラ製湿度センサーを使用した.

加熱室および冷却室の内寸法および構造・機能は装置 I a-1と同一である. 多孔質層を形成するため充填した球状粒子にはガラス, 発泡スチロール, アルミナの3種類を使用した. これらの直径は2.0[mm]である. 表2. 8に球状粒子の物性値を示す.




- ① Spherical particles     Thermal insulation  
 ② Humidity sensor  
 ③ Thermocouple  
 ④ mesh

図2. 46 測定部構造の詳細

表2. 8 供試多孔質層充填材料の物性値

Material	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [kJ/(kg·°C)]	$\lambda$ [W/(m·°C)]	$a \times 10^{-6}$ [m <sup>2</sup> /s]
Glass	2226	0.54~0.74	0.9~1.1	0.67~0.75
Polystyrene	28.5~35.0	1.13	0.03	0.68~1.05
Alumina	3880	0.50~0.78	36~55	11.9~28.3

実験直前および実験終了後に水分蓄積量測定用の多孔質容器の重さを図2. 47に示す0.1[g]の精度を持つ電子天秤によって測定した。

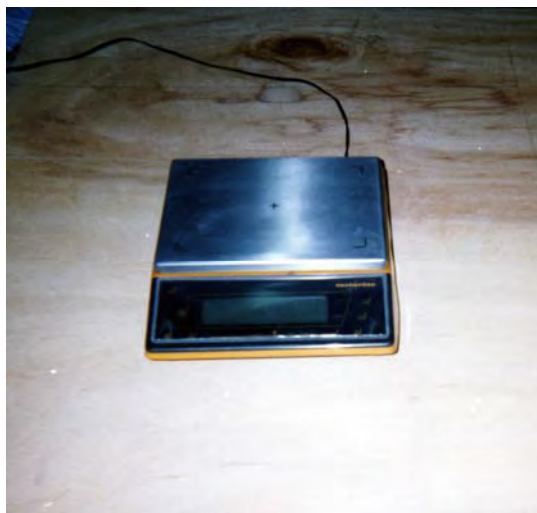
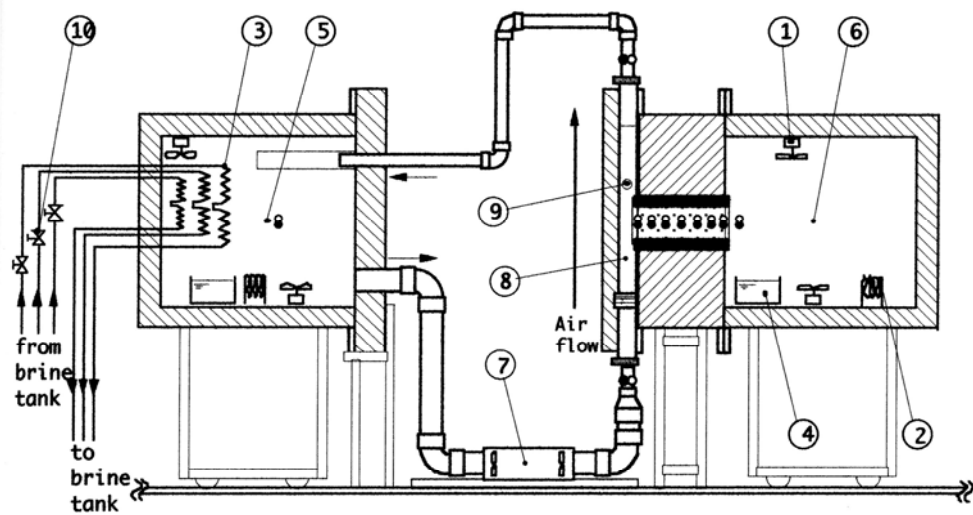


図2. 47 Sartorius製MC1電子天秤

本実験では、加熱室内温度30[°C]、相対湿度を約70%として、冷却室内温度を0[°C]および-10[°C]、相対湿度を約70[%]とし、それぞれの条件下において100[h]の実験を行った。

## (2) 装置概要 (空気流路有り)

図2. 48に装置系統図を示す。測定部の構造は図2. 46と同様であり、冷却室側に流路が取り付けられる。取り付ける前の空気流路を図2. 49に示す。また、空気流路の詳細を図2. 50-1(a)および図2. 50-2(b)に示す。流路は、温・湿度測定容器および水分蓄積量測定容器の2種類の多孔質容器にそれぞれ設置するため2種類ある。両流路共、多孔質低温側表面付近はアクリル板によって構成され、他は塩ビ管で構成されており、周囲は保温材によって保温されている。流路内部を流れる空気は、送風機によって低温室内から供給され、測定部を通り低温室内に排出される。平均流速は、最大約2[m/s]まで調整することができる。

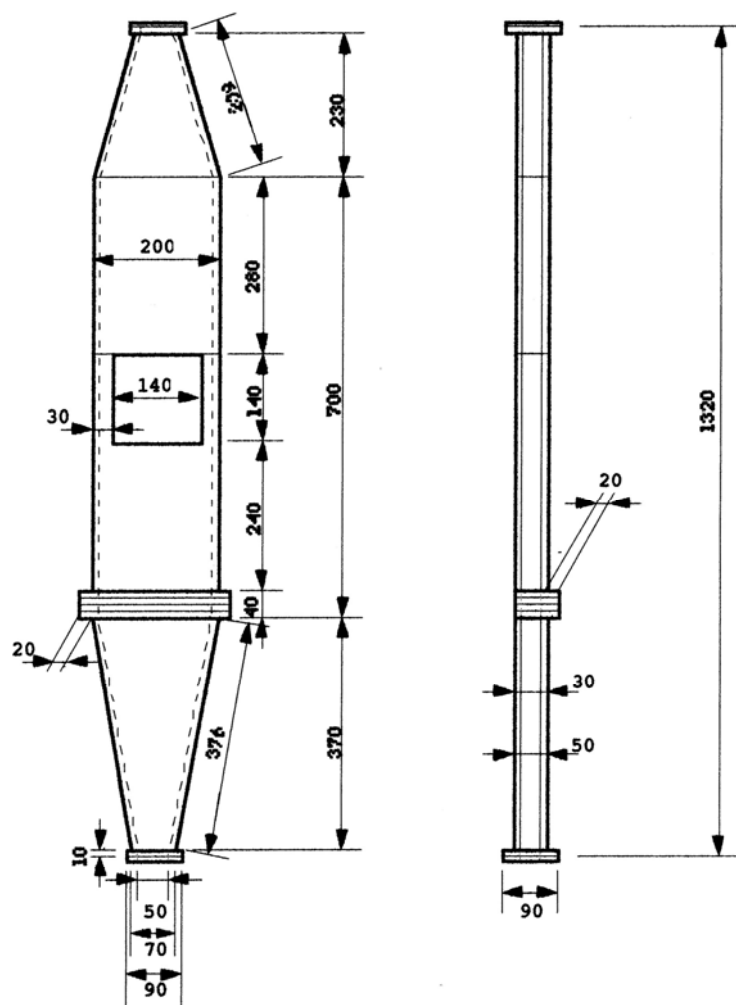


- |                           |                             |
|---------------------------|-----------------------------|
| ① Fan                     | ⑧ Ventilation               |
| ② Heater                  | ⑨ Put in the air speedmeter |
| ③ Heat Exchanger          | ⑩ Valve                     |
| ④ Saturated salt solution | ▨ Thermal insulation        |
| ⑤ Cooling room            | ▤ Spherical particles       |
| ⑥ Heating room            | ○ Thermocouple              |
| ⑦ Blower                  | ● Humidity sensor           |

図2. 48 装置系統図

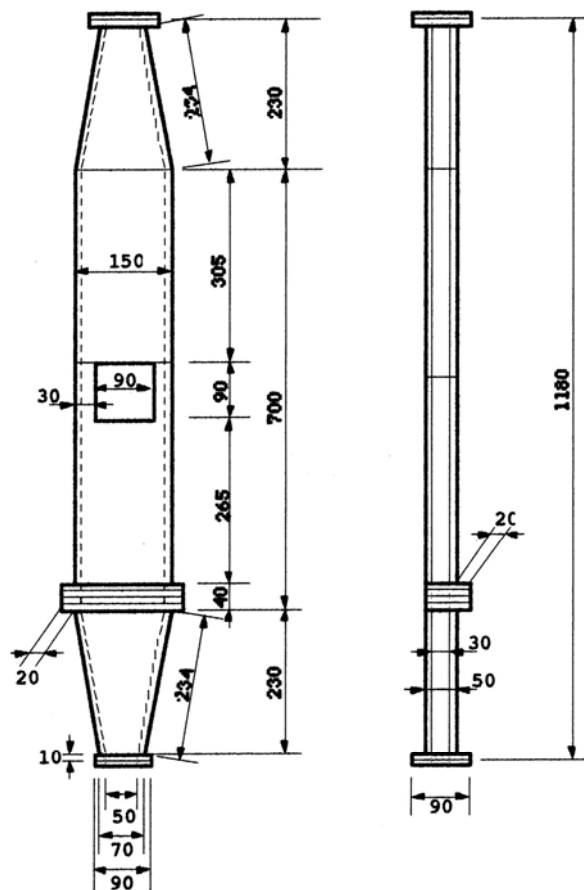


図2. 49 空気流路



(a) 温・湿度測定容器用

図2. 50—1 空気流路詳細



(b)水分蓄積量測定容器用

図2. 50-2 空気流路詳細



### (3) 実験条件

以上述べた空気流路がある場合および空気流路を設けた場合の実験条件等を表2. 9に示す.

表2. 9 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

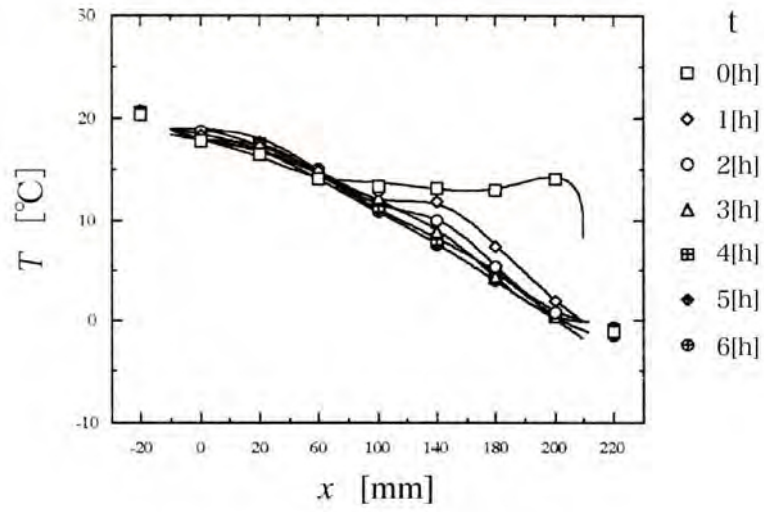
多孔質層	充填材 (密度)		$\phi$ 2mmガラスビーズ (2226kg/m <sup>3</sup> )
			$\phi$ 2mm発泡スチロール球 (28.5~35.0kg/m <sup>3</sup> )
			$\phi$ 2mmアルミナ球 (3880kg/m <sup>3</sup> )
	寸法: 温・湿度分布測定用		厚さ300mm × 幅100mm × 高さ100mm
	水分蓄積量測定用		厚さ300mm × 幅50mm × 高さ50mm
測定継続時間			100h
冷却側条件	空気流路	寸法: 温・湿度分布測定用	厚さ30mm × 幅180mm × 長さ640mm
		寸法: 水分蓄積量測定用	厚さ30mm × 幅130mm × 長さ660mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	1.0m/s
		流入空気温度	0℃
	冷却室	室内温度	0, -10℃
		室内湿度	70%RH
加熱側条件	加熱室	室内温度	30℃
		室内湿度	70%RH

## 4. 2 実験装置 I b群による測定結果とその考察

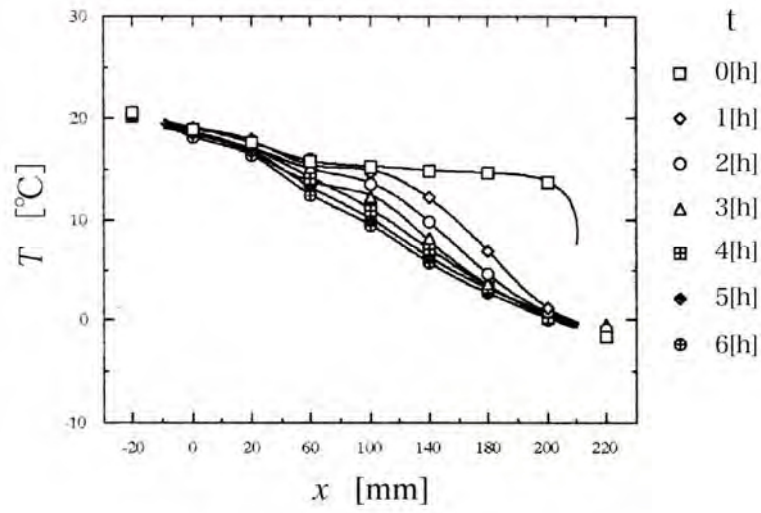
### 4. 2. 1 実験装置 I b-1

#### (1) 粒子層内温度分布挙動

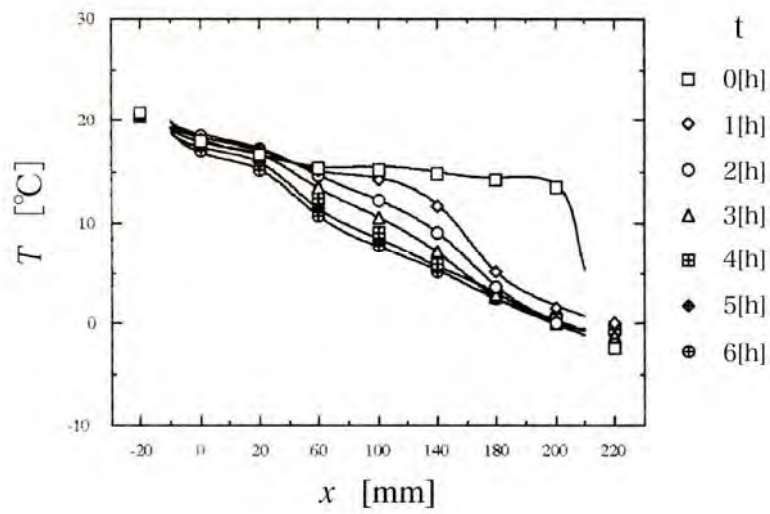
粒子層内温度分布の経時変化を粒子直径0.8[mm]および粒子直径0.4[mm]の場合についてそれぞれ図2. 51および図2. 52の(a)~(c)に平均空気流速0.3, 0.5, 0.7[m/s]別に示す. 図2. 53に6[h]経過後の粒子層内の温度分布を示す. それぞれの図は縦軸に温度T, 横軸に粒子層軸方向距離xを取ってある.



(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

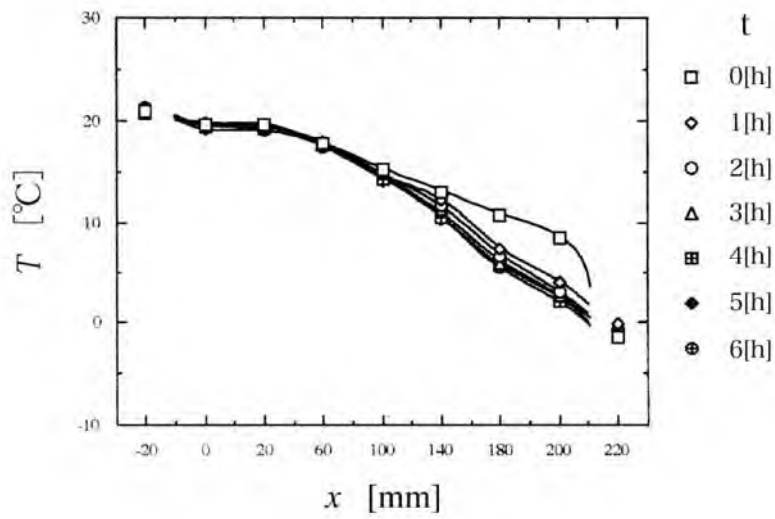


(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$

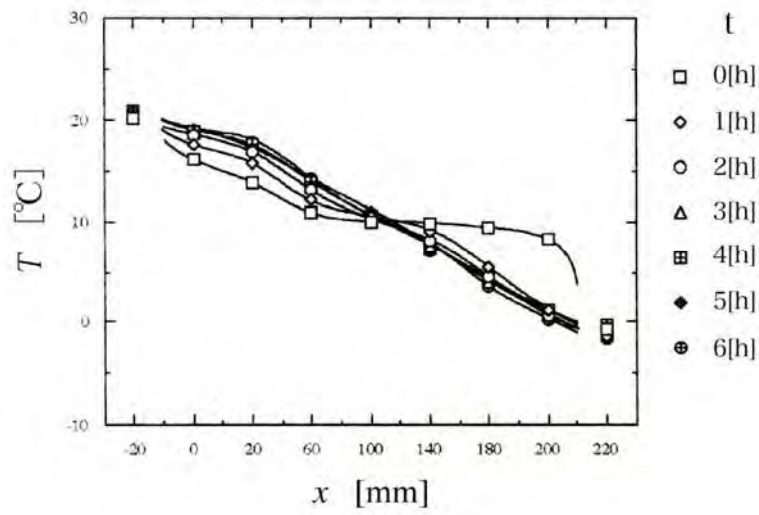


(c)  $U_0=0.7[\text{m/s}]$

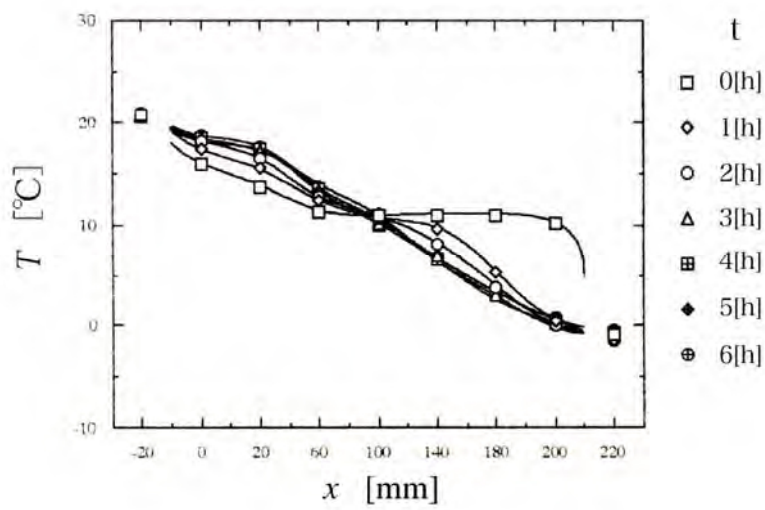
図2. 51 粒子層内温度分布の経時変化(粒子直径0.8[mm])



(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$



(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$



(c)  $U_0=0.7[\text{m/s}]$

図2. 52 粒子層内温度分布の経時変化(粒子直径0.4[mm])

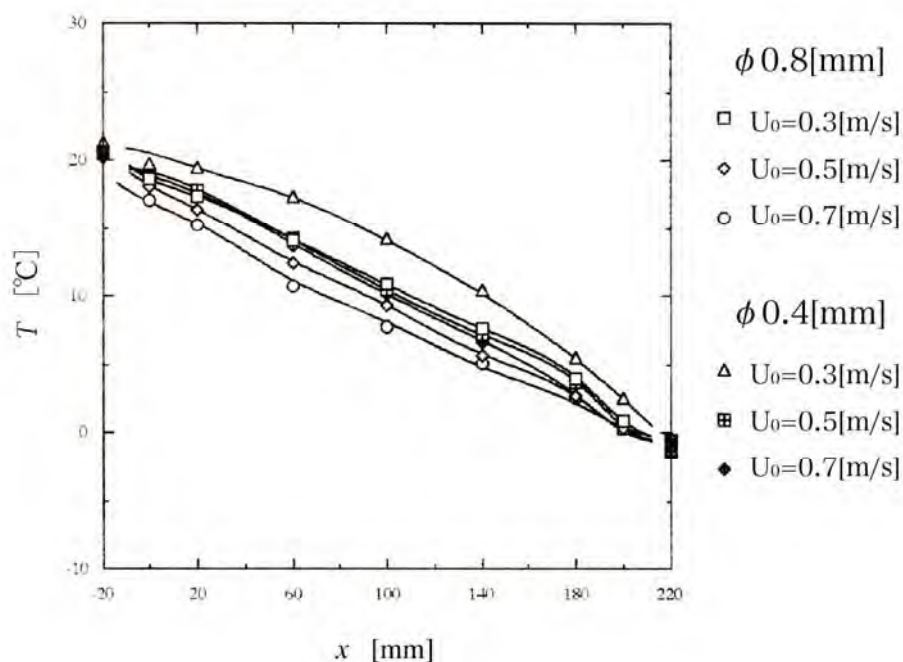


図2. 53 6 [h]経過後の粒子層内温度分布

粒子直径0.8[mm]の場合について考えてみると図2. 51および図2. 53より流速 $U_0=0.3$ [m/s]の場合、実験開始直後 $t=0$ [h]のときの温度分布は、ほぼ一定であり、空気流路との接続1[h]後には粒子充填層の空気流路側表面 $x=200$ [mm]の温度は大きく低下する。その後、粒子充填層表面温度の低下に伴って層軸方向距離 $x=100, 140, 180$ [mm]の表面近傍の温度も徐々に低下する。 $t=3$ [h]からは層内全体の温度は安定し、加熱室側より空気流路側へ、直線的に減少する分布となる。 $U_0=0.5$ [m/s]および $U_0=0.7$ [m/s]の場合も同様な傾向であり、両者ともに $t=5$ [h]から温度分布が安定し加熱室側が高く、空気流路側が低い直線的な分布となっている。一方、粒子直径0.4[mm]の場合でも粒子直径0.8[mm]の場合で示された傾向とほぼ同様であって、図2. 52および図2. 53より、 $U_0=0.3$ [m/s]の場合では $t=4$ [h]から温度分布は安定し、加熱室側が高く、空気流路側が低い直線的な分布を示す。 $U_0=0.5$ [m/s]の場合では、 $t=3$ [h]から、 $U_0=0.7$ [m/s]の場合では、 $t=4$ [h]から温度分布の時間変化が小さくなる。図2. 53より $t=6$ [h]後の粒子充填層内温度分布を比較すると、いずれの実験条件においてもほぼ同様な温度分布を示しているが、粒子径が同一の場合では、流速が小さいほど粒子層内温度分布が高くなり、流速が同一の場合には、粒子径の場合に温度分布は高くなる傾向がある。

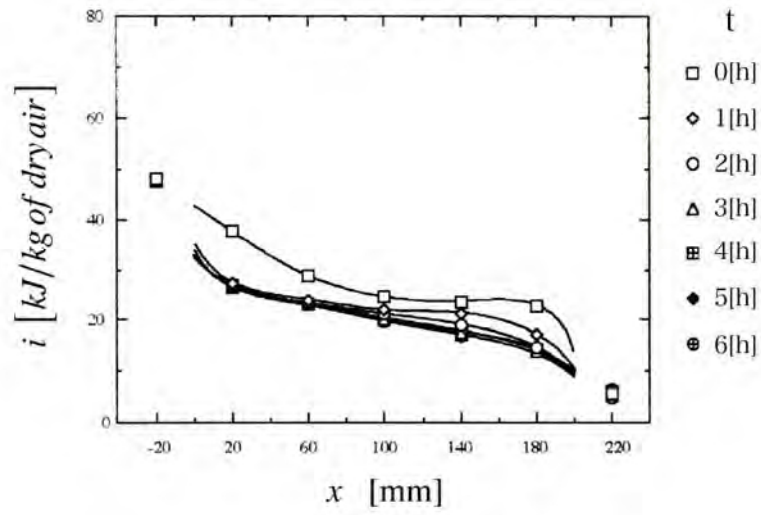
## (2) エンタルピー分布挙動

粒子充填層内のエンタルピー分布を図2. 54(a)～(c)および図2. 55(a)～(c)にそれぞれに平均空気流速0.3, 0.5および0.7[m/s]別に示す. 図の縦軸はエンタルピー $i$ , 横軸は粒子層内軸方向距離 $x$ である. 図2. 56には各条件について時間 $t=6$ [h]の層内のエンタルピー分布を示す.

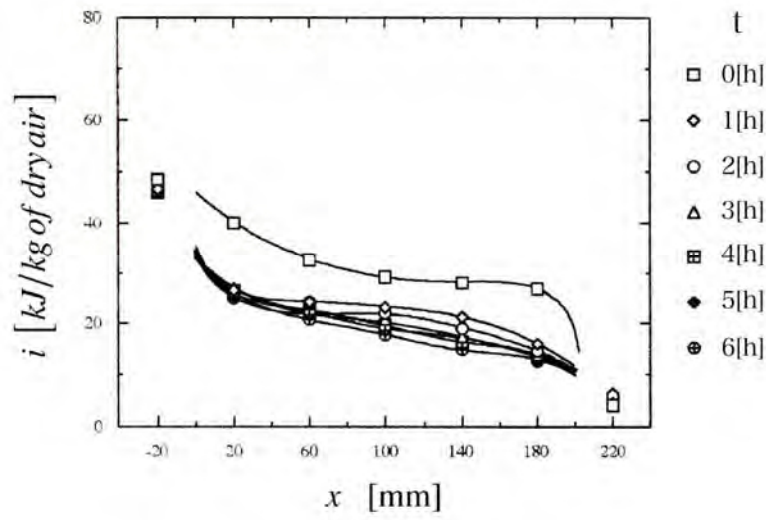
図2. 54および図2. 55では, 実験開始直後 $t=0$ [h]において粒子充填層内エンタルピーは空気流路側よりも加熱室側が高くなっている. これは, 実験開始まで加熱室温度を $20^{\circ}\text{C}$ に安定復帰させるために多少の時間を要し, その間に熱が粒子充填層加熱室側表面から内部へ移動し, 温度が上昇したことによる.

次に, 粒子直径0.8[mm]および0.4[mm]について粒子層内エンタルピー分布を比較する. 粒子直径0.8mmに関して, 図2. 54(a)  $U_0=0.3$ [m/s]の場合では, 時間経過とともに層内全体にエンタルピーの低下がみられ, (b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]についても同様の傾向がある. 一方, 粒子直径0.4[mm]では, 図2. 55(a)  $U_0=0.3$ [m/s]の場合, 層内加熱室側のエンタルピーには大きな変化は無いが, 空気流路側のエンタルピーに低下が見られる. この傾向は(b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]の場合においても, ほぼ同様である. 以上のことから, 粒子径の大きい場合に粒子充填層内加熱室側においてエンタルピーの減少が起こることが明らかとなった.

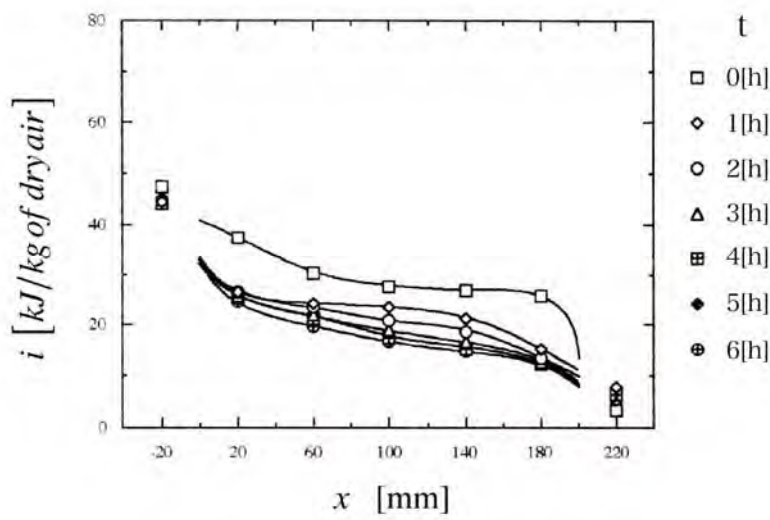
図2. 56に示した $t=6$ [h]経過後のエンタルピー分布では, いずれの条件においても $x=180$ [mm]におけるエンタルピーはほぼ同じ値を示す. また, 粒子径の小さい場合にはエンタルピーの勾配が大きくなる傾向が,  $U_0$ が小さい場合には粒子層内のエンタルピー勾配が大きくなる傾向がある. 直径0.4[mm]に比べ直径0.8[mm]では粒子充填層内全体でエンタルピーの減少が見られることから, 空気流路を流れる低温空気による対流の効果が粒子層内部に及び, その影響は $U_0$ の増大とともに増加する.



(a)  $U_0=0.3$ [m/s]

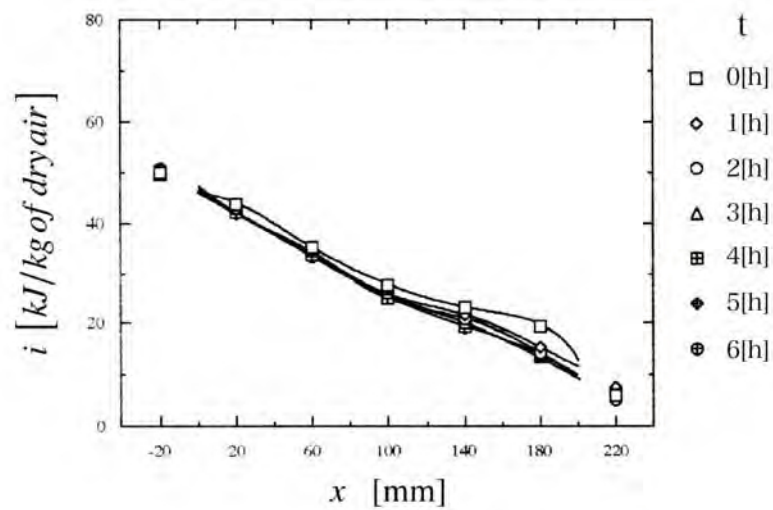


(b)  $U_0=0.5$ [m/s]

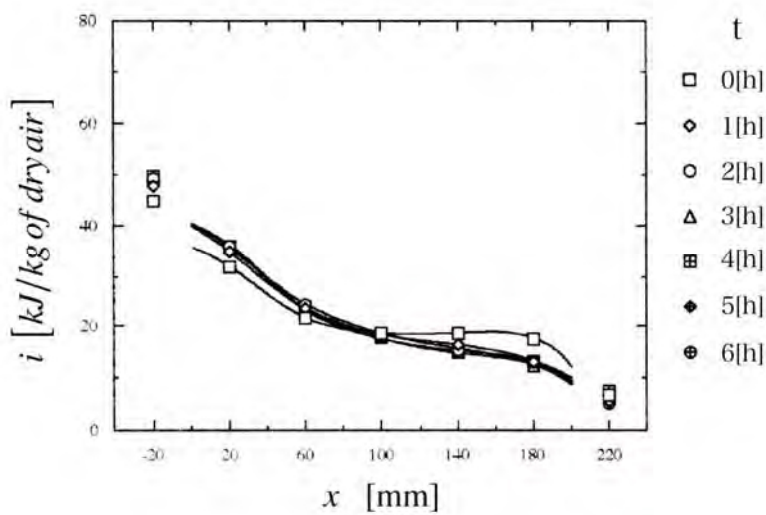


(c)  $U_0=0.7$ [m/s]

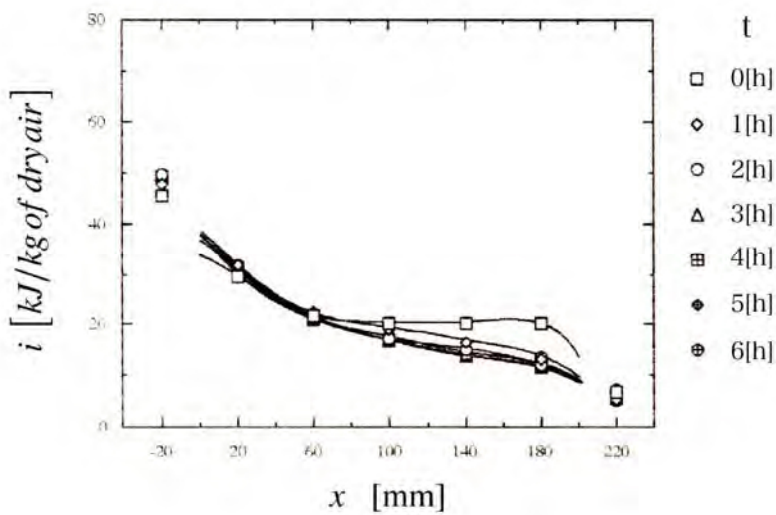
図2. 54 粒子層内エンタルピー分布の経時変化(粒子直径0.8[mm])



(a)  $U_0 = 0.3$  m/s



(b)  $U_0 = 0.5$  m/s



(c)  $U_0 = 0.7$  m/s

図2. 55 粒子層内エンタルピー分布の経時変化(粒子直径0.4[mm])



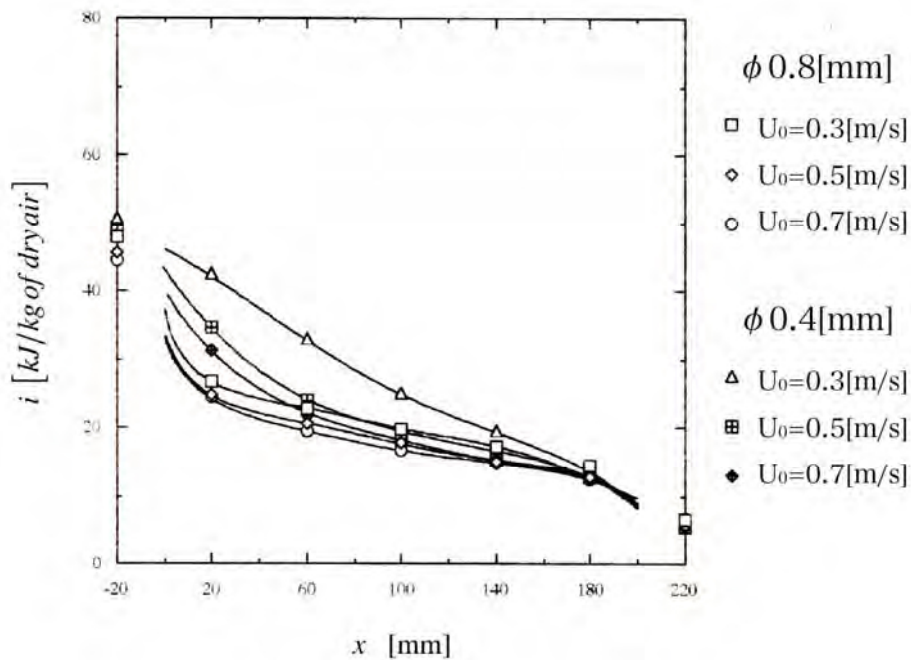


図2. 56 6[h]経過後の粒子層内エンタルピー分布

### (3) 混合比分布挙動

粒子充填層内混合比分布を図2. 57および図2. 58に示す. 両図の(a)～(c)はそれぞれ平均空気流速 $U_0=0.3, 0.5, 0.7$ [m/s]の場合である. 図2. 59は $t=6$ [h]における粒子層内混合比分布である. 以上の図は, いずれも縦軸に混合比, 横軸に粒子層内軸方向距離をとっている.

図2. 57～58の実験開始直後 $t=0$ [h]の混合比の分布をみると, いずれの図においても層内加熱室側近傍の混合比が空気流路側より高くなっている. これは実験開始までに加熱室内の温度や湿度を安定させるために多少の時間を要し, その間, 加熱室内のヒータ加熱により, 塩化ナトリウム水溶液による水蒸気の放出が起こり, 水蒸気分圧差および濃度差により水蒸気が粒子充填層内の冷却室側表面に移動することによる.

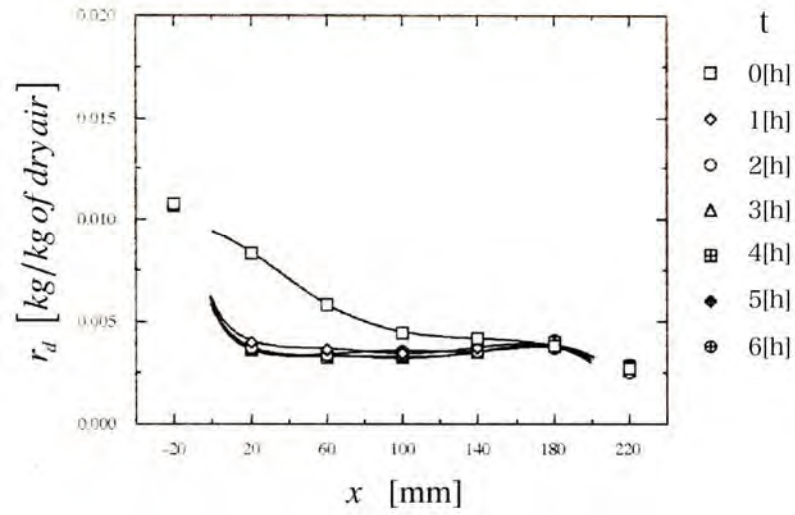
粒子径 $0.8$ [mm]および $0.4$ [mm]について, 充填層内の混合比分布の比較を試みる. 粒子直径 $0.8$ [mm]における混合比分布は, 図2. 57(a)  $U_0=0.3$ [m/s]の場合,  $x > 180$ [mm]では大きな変化は見られないが,  $20 < x < 140$ [mm]では時間経路とともに低下する.  $t=1$ [h]以降では混合比分布の変化は小さい. その後, 層内空気流路側 $x=180$ [mm]において $t=3$ [h]程度から混合比の増加が認められ, それは時間経過とともに層内加熱室側にも及ぶ. (b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]の場合においても(a)の場合と同様の傾向がみられるが,  $x=180$ [mm]において流速 $U_0=0.5$ [m/s]の場合では $t=2$ [h]程度から,  $U_0=0.7$ [m/s]の場合では $t=1$ [h]程度から, 混合比の増加が認められ



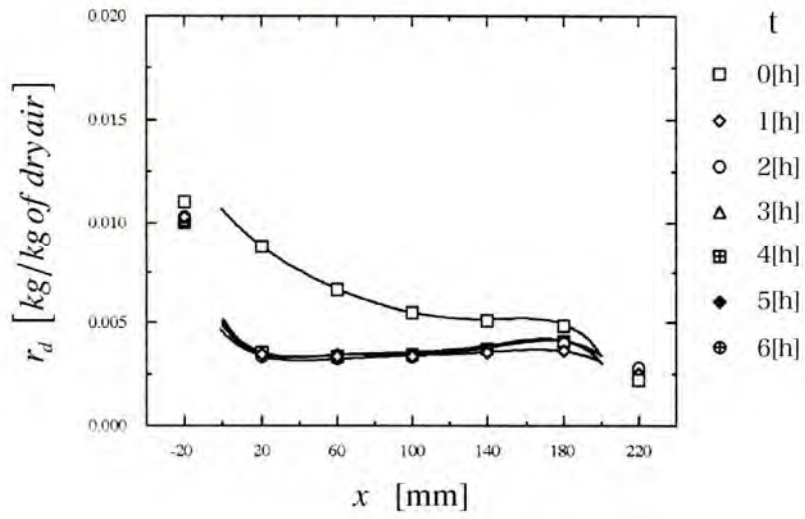
る.

粒子直径0.4[mm]の場合, 図2. 57 (a)  $U_0=0.3$ [m/s]の場合では混合比分布には大きな時間的变化は現れない. (b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]の場合では, 粒子層内空気流路側に混合比の減少がみられ, その傾向は流速の増大に伴い層内加熱室側に及ぶが, 粒子直径0.8[mm]と比較して, 減少割合は小さい.

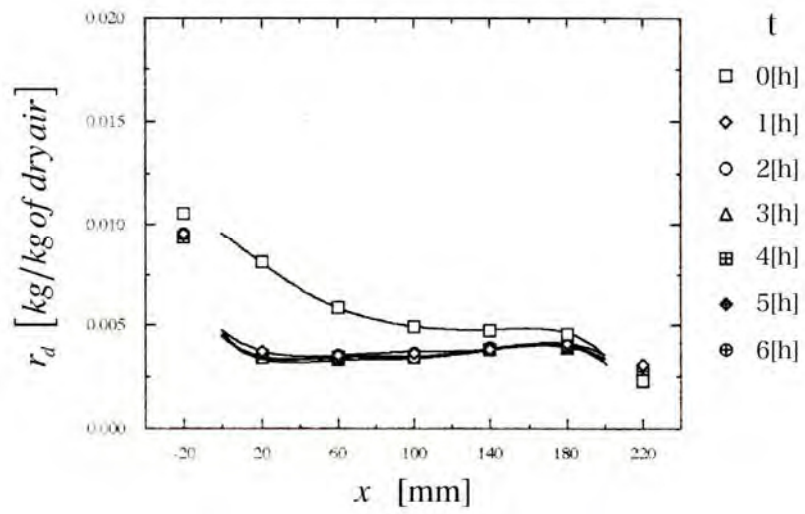
次に図2. 59により $t=6$  [h]での混合比分布を比較する. 粒子径が同一である場合, 流速が大きいほど粒子層空気流路側 $x=180$ [mm]において混合比が増大する. また同一流速の場合では, 粒子径の増大により $x=180$ [mm]において混合比は増大する. これは, 粒子層表面において空気流路の低温空気による減湿効果が粒子径の増大により大きくなるためである. この場合, 混合比の減少は粒子充填層内の加熱室側にまでおよぶ. 層内流路側における混合比すなわち保有水分量は粒子径および流速の増大に伴い減少する. 粒子径の減少は空隙の経路長の減少となり, 粒子径の増大は対流による水分持ち去り効果を促進する. .



(a)  $U_0=0.3$ [m/s]

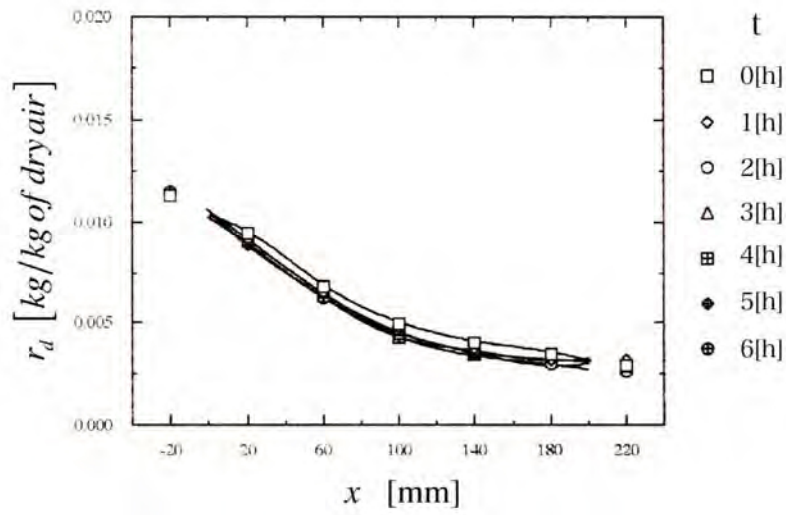


(b)  $U_0=0.5$ [m/s]

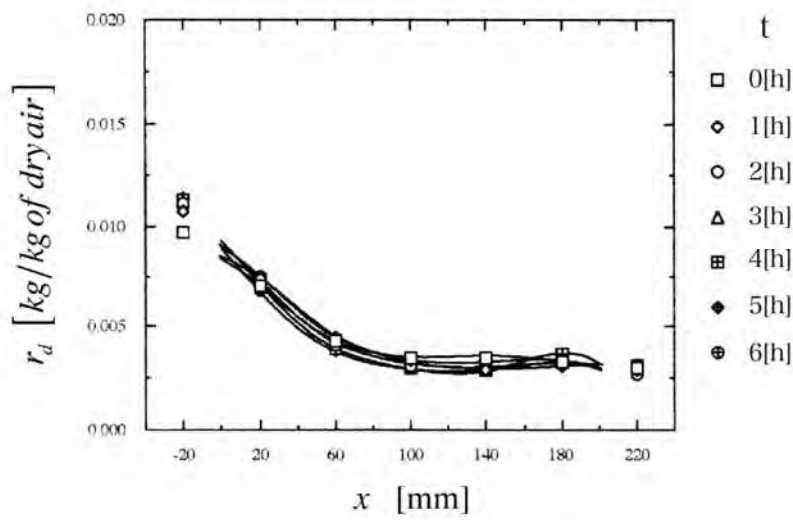


(c)  $U_0=0.7$ [m/s]

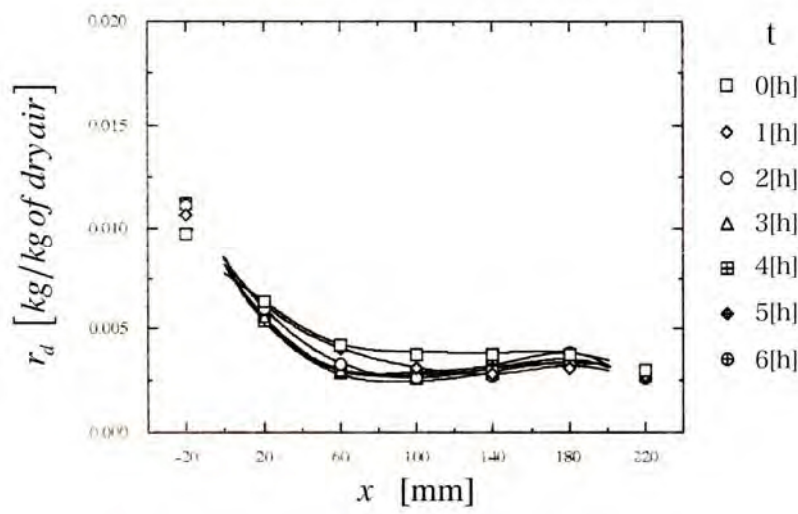
図2. 57 粒子層内混合比分布の経時変化(粒子直径0.8[mm])



(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$



(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$



(c)  $U_0=0.7[\text{m/s}]$

図2. 58 粒子層内混合比分布の経時変化(粒子直径0.4[mm])

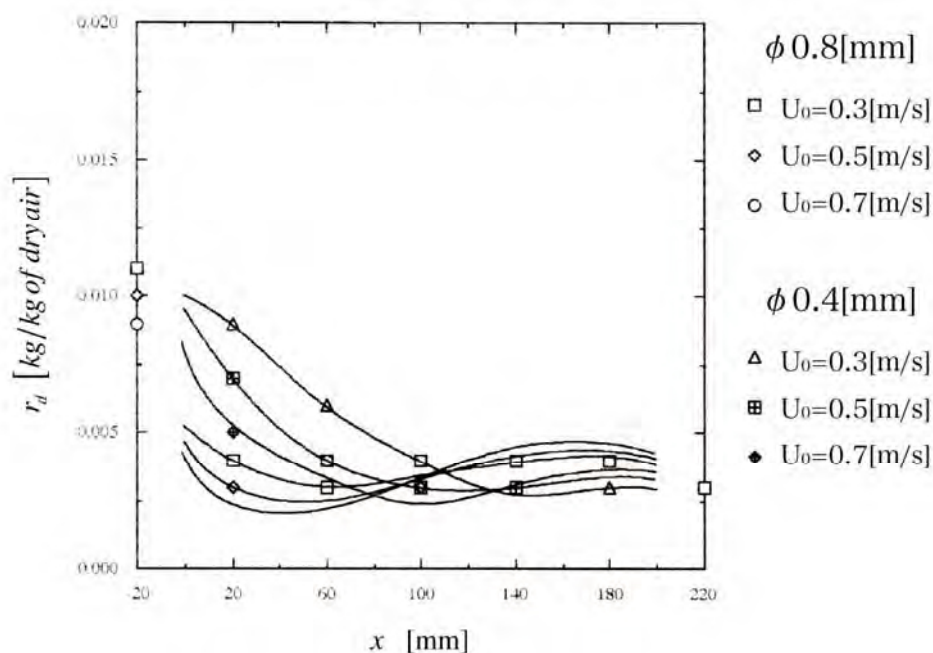


図2. 59 6[h]経過後の粒子層内混合比分布

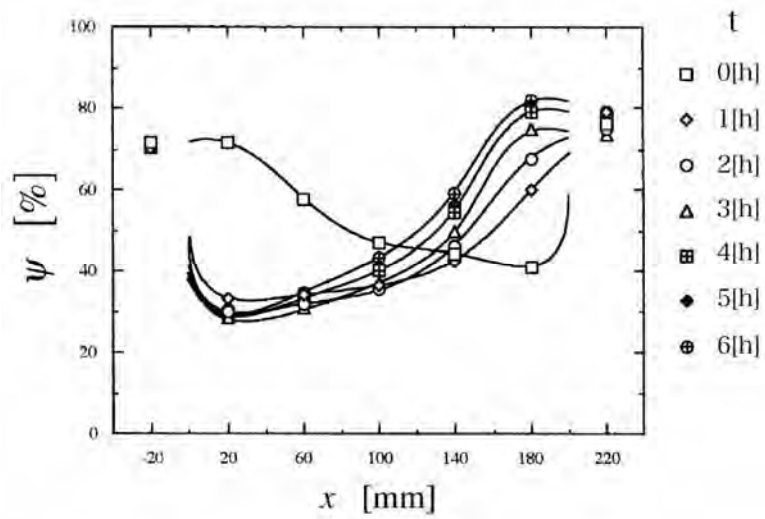
#### (4) 比較湿度分布挙動

図2. 60および図2. 61に粒子充填層内比較湿度分布を、図2. 62に $t=6$ [h]経過後の粒子層内比較湿度分布を示す. それぞれの図の縦軸は比較湿度, 横軸は粒子層内軸方向距離である.

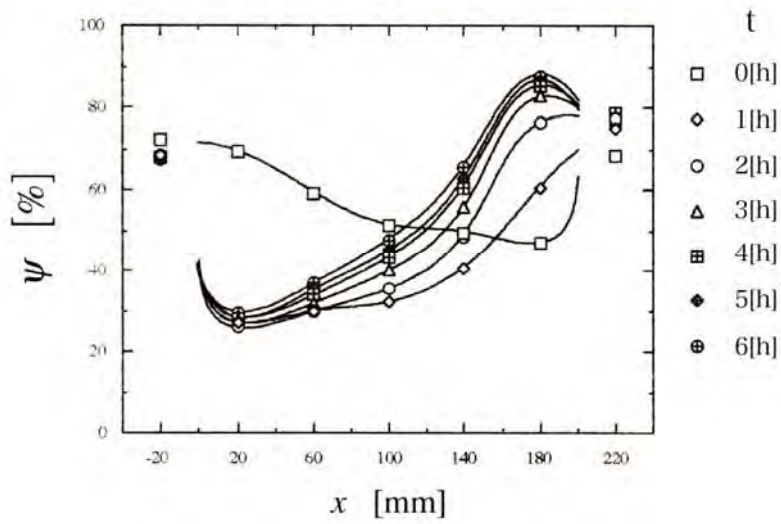
粒子径0.8[mm]および0.4[mm]について粒子充填層内比較湿度分布の比較を試みる. 図2. 60の粒子直径0.8[mm]では, (a)  $U_0=0.3$ [m/s]の場合, 時間の経過に伴い層内空気流路側の比較湿度は増加する. それとともに層内全体の比較湿度も徐々に増加している.  $x < 180$ [mm]では $t=1$ [h]までに, 一旦比較湿度は減少するが, これは空気流路内低温空気の対流による減湿効果によるものである. その後, 粒子層内の温度分布が安定し, 比較湿度は時間の経過とともに徐々に増加する. 図(b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]の場合も(a)とほぼ同様の傾向が見られ,  $U_0$ の増加に伴い, 加熱室から空気流路に向かう比較湿度の勾配は増大する. 粒子直径0.4[mm]の場合では, 図(a)  $U_0=0.3$ [m/s]で $x=180$ [mm]において比較湿度が時間経過に伴い増加し,  $20$ [mm]  $< x < 140$ [mm]における層内比較湿度分布の変化は小さい. 図(b)  $U_0=0.5$ [m/s]および(c)  $U_0=0.7$ [m/s]の場合もほぼ同様の傾向が見られる.

図2. 62より $t=6$ [h]経過後の比較湿度分布を比較すると, 全体的に空気流路側の比較湿度が高い分布となっている. 同じ粒子径の場合,  $U_0$ の増大により比較湿度は増大し, 流速が同じ場合, 粒子径が増大により比較湿度分布は増加する. これは, 粒子径の増大により層内部の混合比が

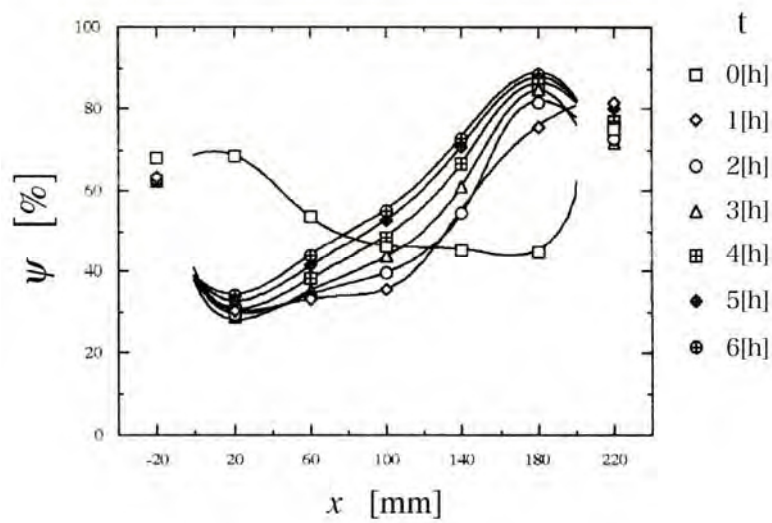
増加し、全体的に比較湿度が増大することによる。また、流速の増大により、冷却室側にまで対流の影響がおよび、冷却による温度低下も伴うため層内は高い比較湿度となる。



(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

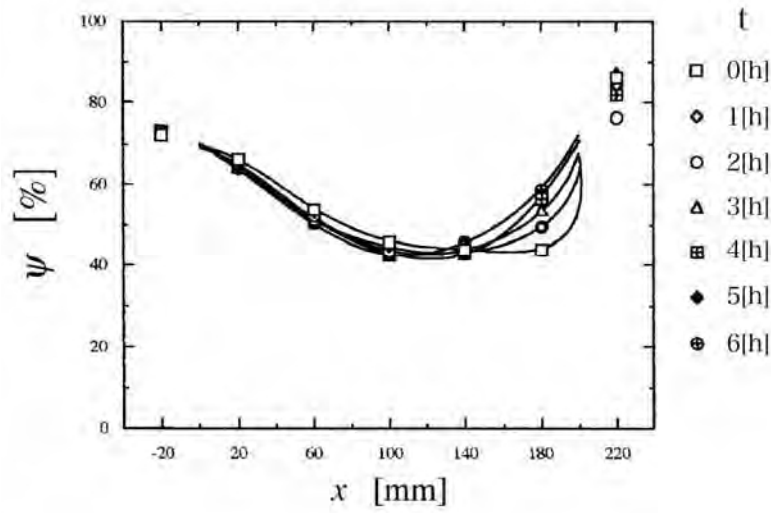


(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$

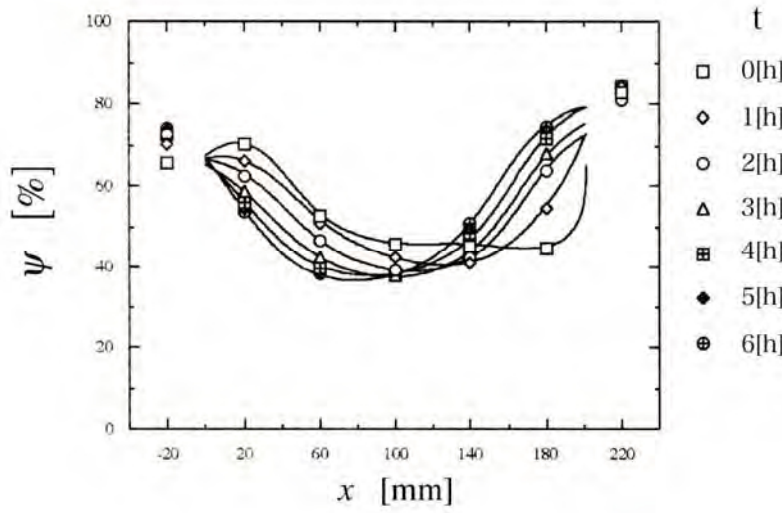


(c)  $U_0=0.7[\text{m/s}]$

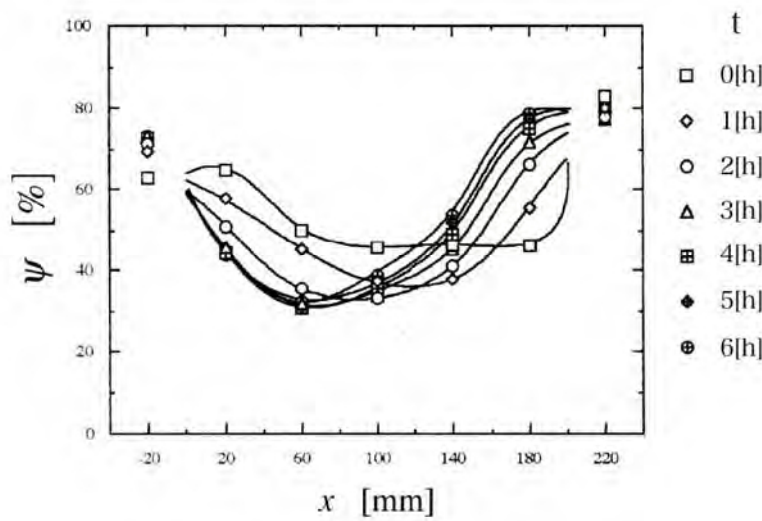
図2. 60 粒子層内比較湿度分布の経時変化(粒子直径0.8[mm])



(a)  $U_0=0.3$  [m/s]



(b)  $U_0=0.5$  [m/s]



(c)  $U_0=0.7$  [m/s]

図2. 61 粒子層内比較湿度分布の経時変化 (粒子直径0.4[mm])



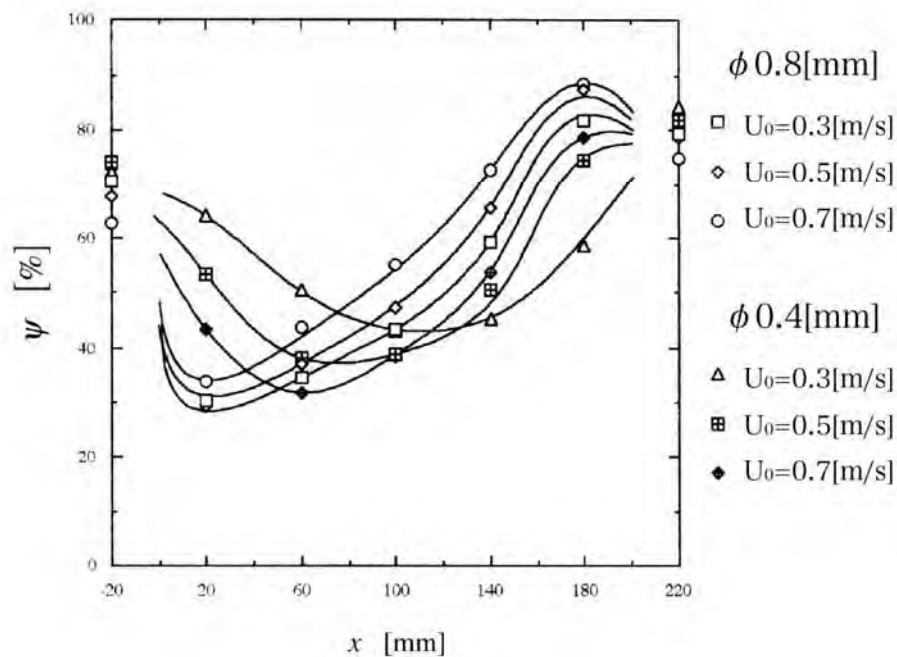


図2. 62 6[h]経過後の粒子層内比較湿度分布

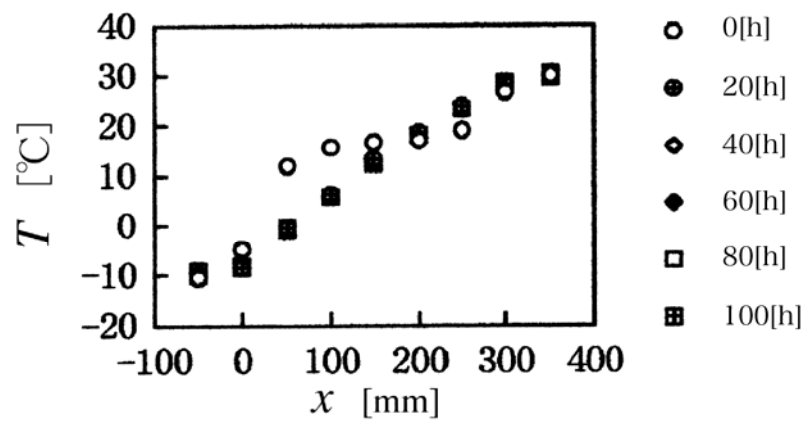
#### 4. 2. 2 実験装置 I b-2

##### (1) 温度分布挙動

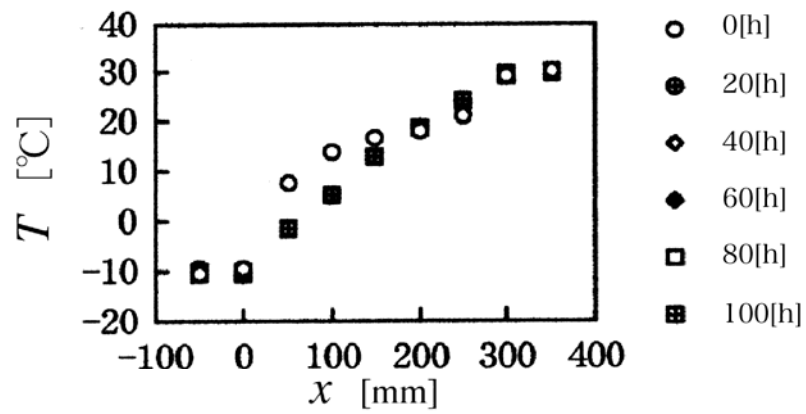
図2. 63(1)～(3)に本実験によって得られた多孔質層内温度分布の経時変化を示す. 図(1)～(3)はそれぞれガラスビーズ充填層, 発泡スチロール球充填層およびアルミナ粒子充填層について冷却室内温度-10[°C], 0[°C]および流路設置時における層内温度分布の経時変化を表わしたものである. 縦軸は温度, 横軸は多孔質層内の低温側表面からの距離を表す. なお,  $x=0$ [mm]および300[mm]の位置は, それぞれ多孔質層の低温側表面および高温側表面であり,  $x=-50$ および350[mm]は, それぞれ冷却室内および加熱室内である.

図2. 65は100[h]経過後の各粒子充填層内温度分布を表わしたものであり, 図(a)は低温室内温度を変化させた場合であり, 図(b)は流路を設けた場合である. 図中右の記号で, Gはガラスビーズ充填層, Pは発泡スチロール粒子充填層, Aはアルミナ粒子充填層を示している. なお, 実験の都合上, 低温室内温度0[°C]のガラスビーズ充填層では測定開始より60[h]以前の測定値を得ることは出来なかった.

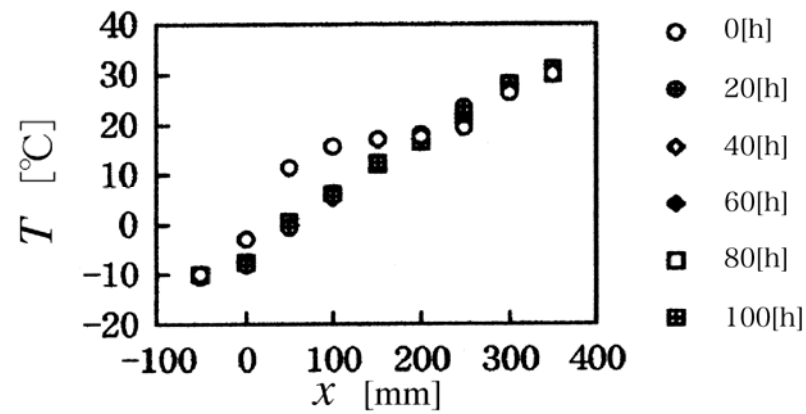




(a) Glass

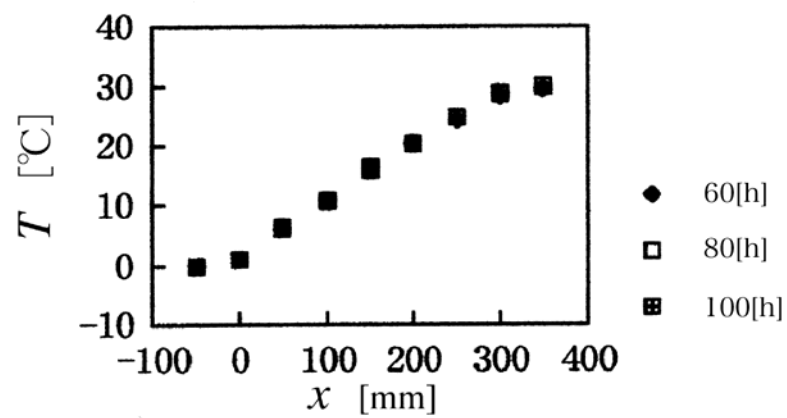


(b) Polystyrene

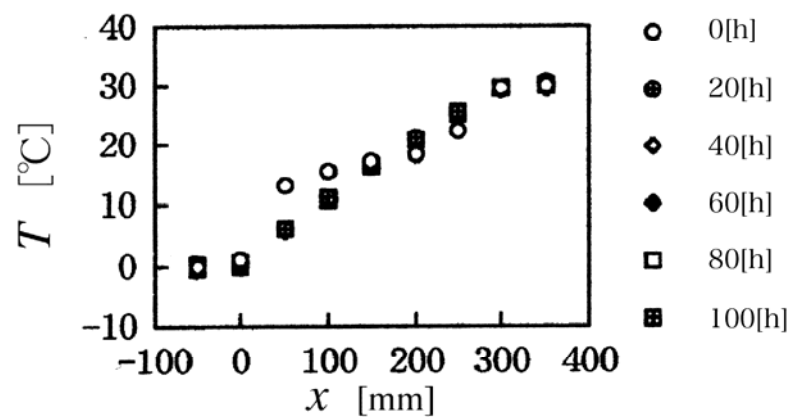


(c) Alumina

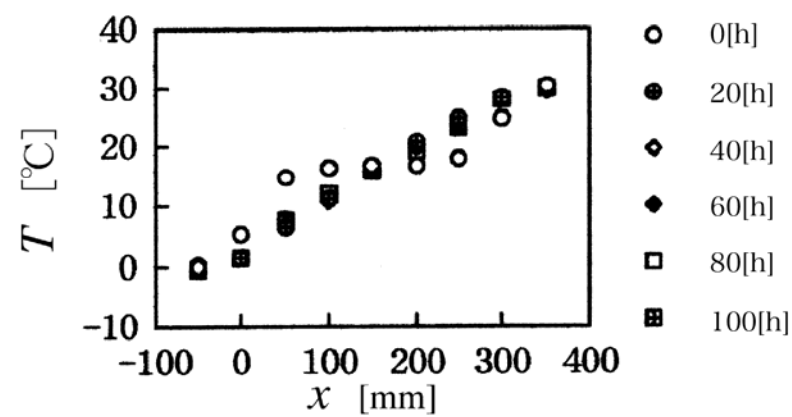
図2. 63-1 多孔質層内温度分布の経時変化( $T_{\text{cr}} = -10^{\circ}\text{C}$ )



(a) Glass

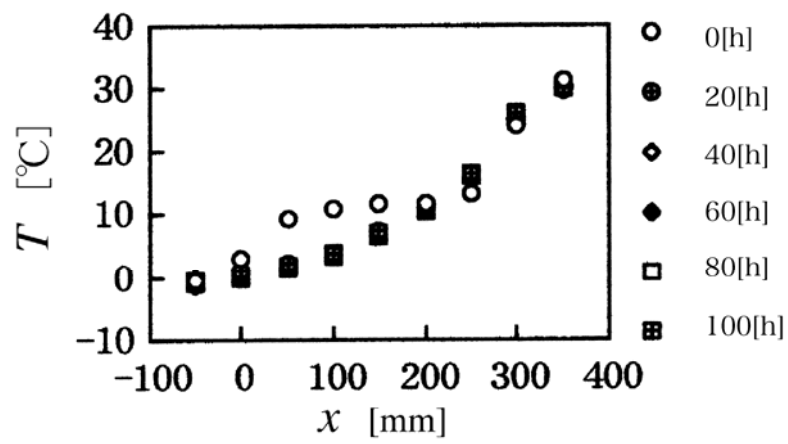


(b) Polystyrene

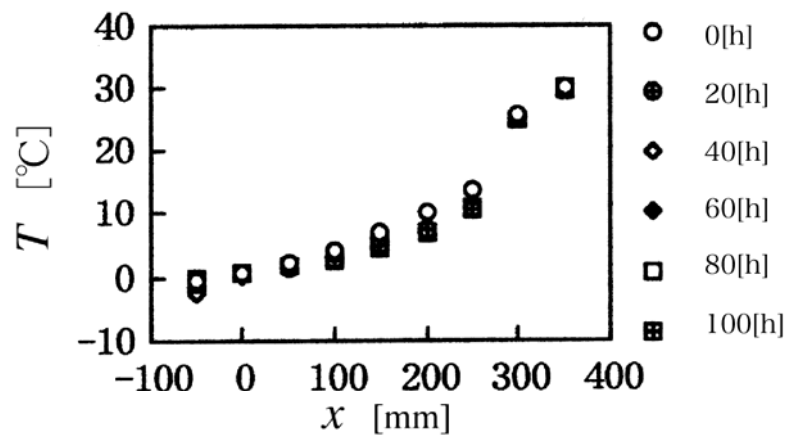


(c) Alumina

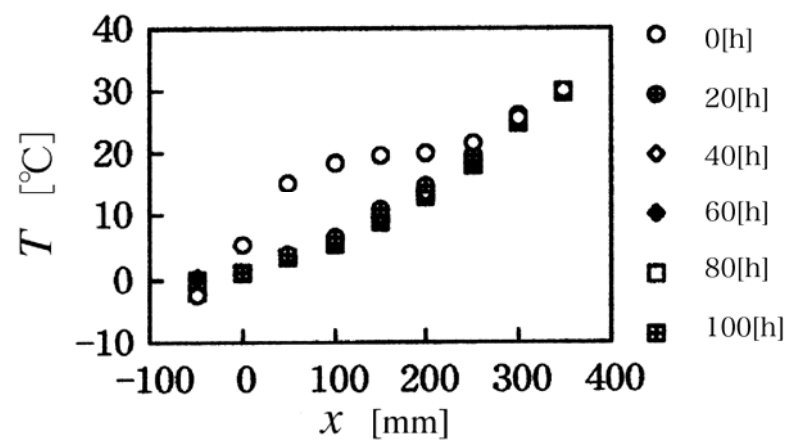
図2. 63-2 多孔質層内温度分布の経時変化( $T_{cr}=0$ [°C])



(a) Glass

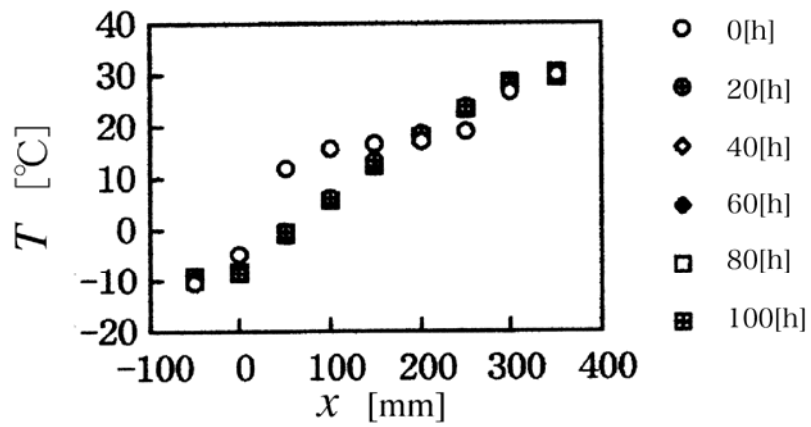


(b) Polystyrene

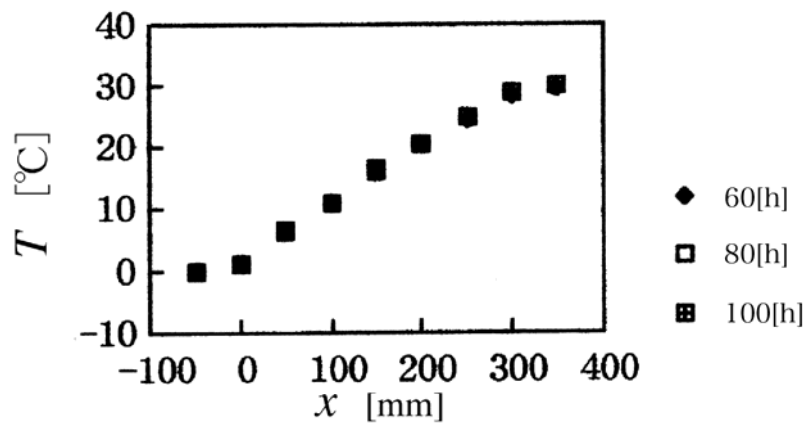


(c) Alumina

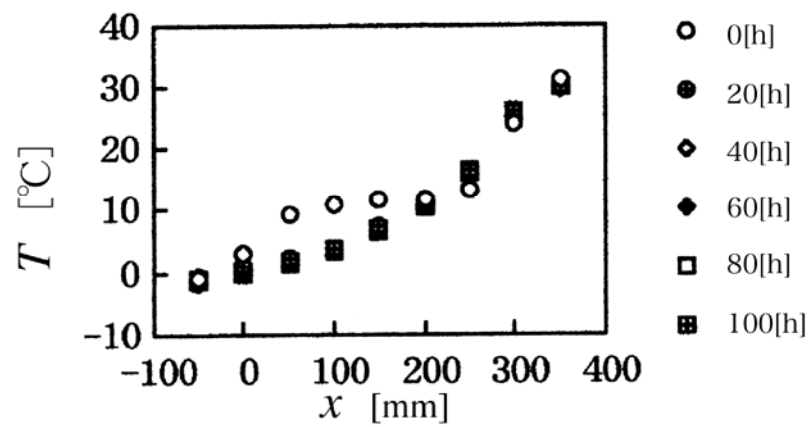
図2. 63-3 多孔質層内温度分布の経時変化(空気流路有り)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

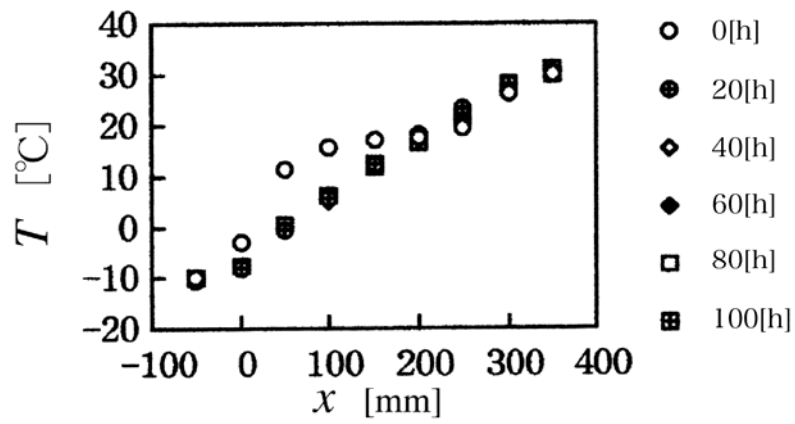


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

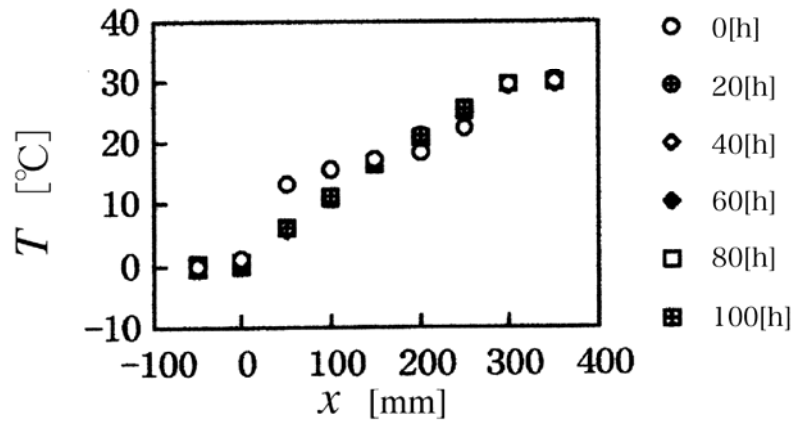


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

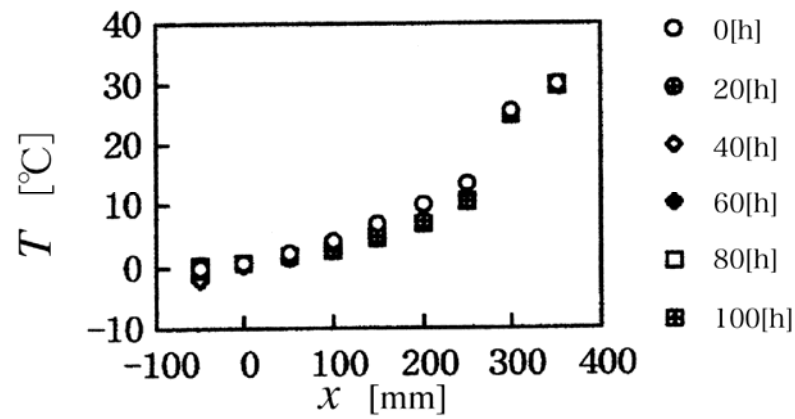
図2. 64-1 温度分布の経時変化(ガラスビーズ充填層)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

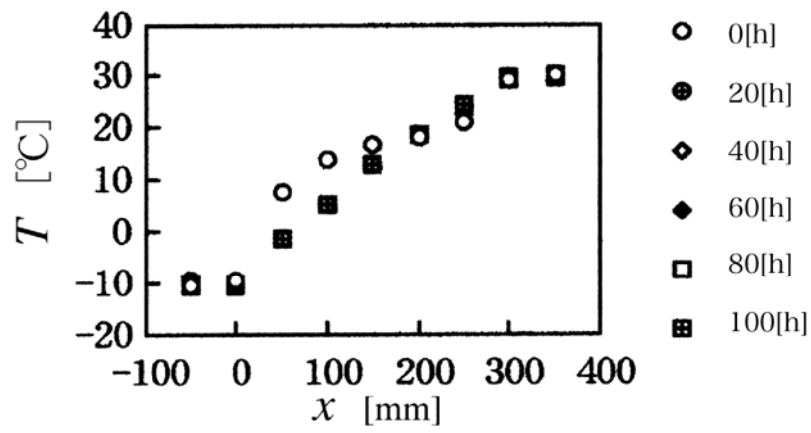


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

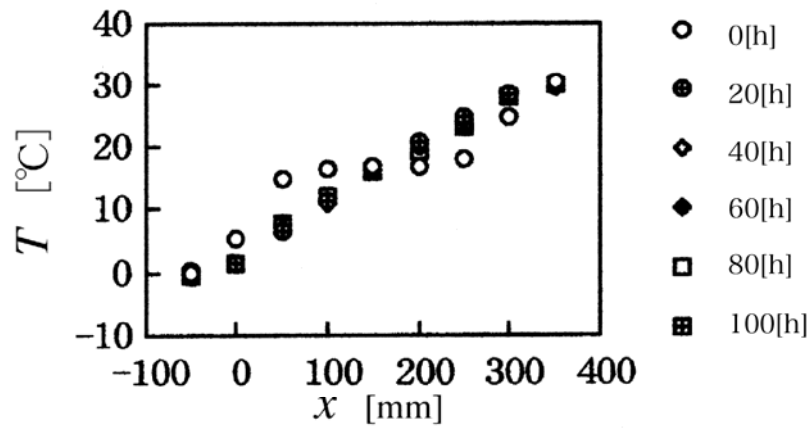


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

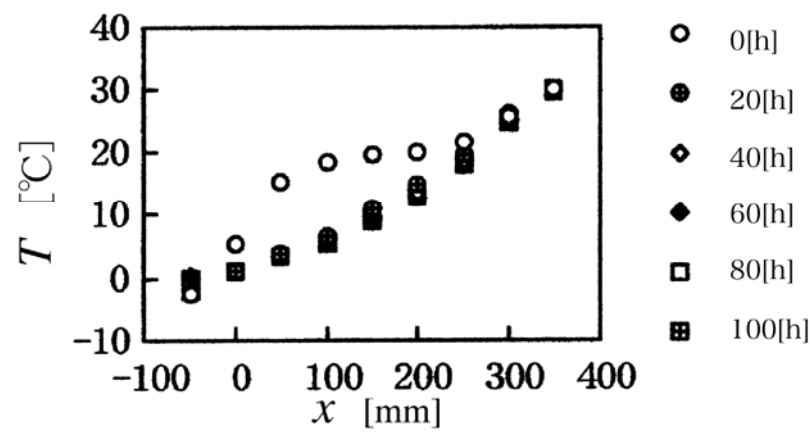
図2. 64-2 温度分布の経時変化(発泡スチロール粒子充填層)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$



(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$



(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

図 2. 6 4-3 温度分布の経時変化 (アルミナ粒子充填層)

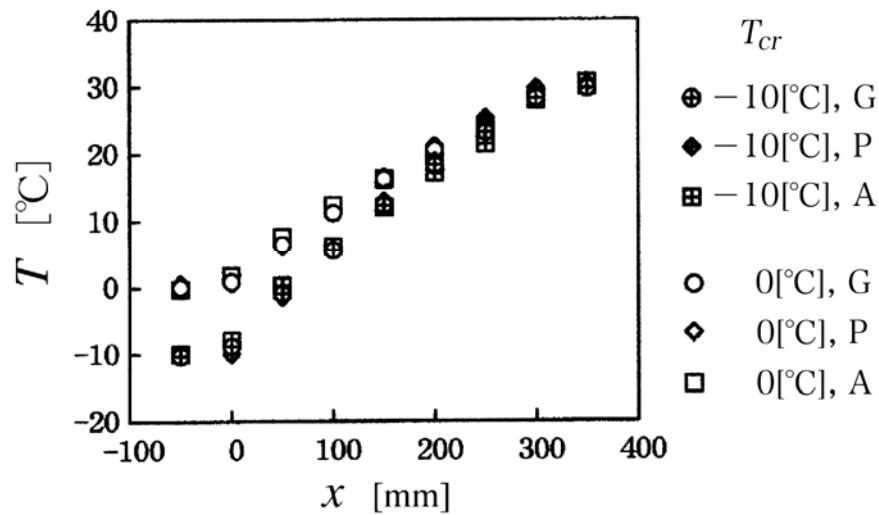
図2. 63(1), (2)および(3)によると, 測定開始から20[h]程度まで充填層内の温度分布は変化し, 以降は顕著な変化は見られない. 冷却室内温度が $-10^{\circ}\text{C}$ の場合は,  $x \leq 200[\text{mm}]$ で温度低下,  $x > 200[\text{mm}]$ では温度上昇を示している. 低温室内温度が $0^{\circ}\text{C}$ の場合では, その変化の境界が $x=150[\text{mm}]$ 程度であり低温側に近づいている. これらは, 冷却室内温度の違いによって生じたものである. なお, 球状粒子材料の違いが多孔質層内温度分布の時間経過におよぼす影響はほとんど無い.

図2. 63(3)の流路設置時の温度分布では, 3種類の粒子層とも測定開始後20[h]までは変化が見られないが, アルミナ粒子層では20[h]以降小さな温度低下が継続している. グラスビーズ充填層および発泡スチロール粒子充填層では, 高温側表面から $x=250[\text{mm}]$ までの温度低下が他の部位と比較して極めて大きくなっており, その傾向は発泡スチロール球充填層に強く現われているが, アルミナ粒子充填層にそのような傾向は見られない.

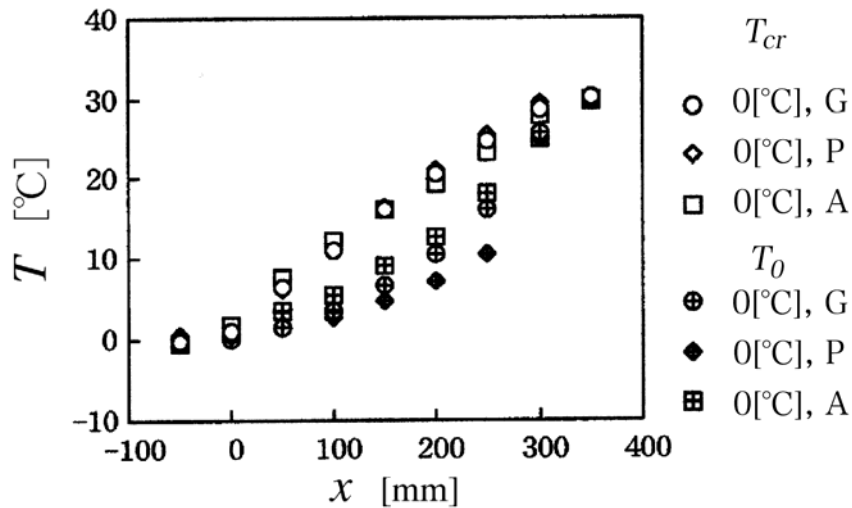
図2. 65(a)によると, 100[h]経過後の温度分布は加熱室側から冷却室側に向かって低下しており,  $x > 200[\text{mm}]$ 程度では冷却室内温度の減少により温度勾配は大きくなる. 冷却室内と層内冷却室側表面との温度差あるいは加熱室内と多孔質層加熱室側表面との温度差を見ると, アルミナ粒子充填層が最も大きく, グラスビーズ充填層, 発泡スチロール粒子充填層の順で小さくなっており, 層内を流れる熱量は粒子の熱伝導率が高いほど大きくなっている.

図2. 63(1), (2)においては, 多孔質層内温度分布におよぼす球状粒子材料の影響は確認されなかった.

図2. 65(b)によると, 多孔質層の冷却室側表面に接する空気を流動させることにより, 全体的な温度低下が見られ, 断熱性能は低下している. また, 粒子の熱伝導率が小さくなるほど大きな温度低下が見られた. 温度低下は, 低温側表面に接する空気が流動していることによる強制対流熱伝達のためであり, 流速の増加は冷却室側表面の熱伝達率を増大させるため, 熱抵抗を減少させる.



(a) 冷却室温度および物性値の効果



(b) 空気流路の効果

図2. 65 100[h]経過後の充填層内温度分布

## (2) エンタルピー分布挙動

図2. 66-1～3, 図2. 67-1～3, 図2. 68(a), (b)に本実験によって得られた充填層内湿り空気のエンタルピー分布を示す. 縦軸はエンタルピー, 横軸は層内の冷却室側表面からの距離を表わす.  $x=0$  [mm]および $300$  [mm]は, それぞれ多孔質層の冷却室側表面および加熱室側表面を示す.  $x=-50$  [mm]および $350$  [mm]は, それぞれ冷却室内および加熱室内を表わす. 図2. 66-1～3は, それぞれ冷却室内温度 $-10$  [°C],  $0$  [°C]および流路設置時における層内湿り空気のエンタル



ピー分布の経時変化を示している。図2. 67-1～3は、それぞれガラスビーズ充填層、発泡スチロール粒子充填層およびアルミナ粒子充填層におけるエンタルピー分布の経時変化を冷却室内温度別に示したものである。図2. 68は100[h]経過後のエンタルピー分布を表わしたものであり、(a)は冷却室内温度を変化させた場合、(b)は空気流路を設けた場合である。図中右の記号で、Gはガラスビーズ充填層、Pは発泡スチロール粒子充填層、Aはアルミナ粒子充填層を示している。

図2. 66および図2. 67によると、充填層内湿り空気のエンタルピーは、測定開始後20[h]までは大きく変化する。冷却室内温度が $-10^{\circ}\text{C}$ の場合では、 $x \leq 150[\text{mm}]$ の範囲でエンタルピーの低下が見られるが、測定開始後20[h]程度でほぼ安定している。エンタルピーは $x > 150[\text{mm}]$ の範囲で上昇しており、20[h]以降も徐々に上昇を継続している。冷却室内温度が $0^{\circ}\text{C}$ の場合では、エンタルピーの増減傾向の境界が $x=100[\text{mm}]$ 程度となっている。なお、本実験の範囲では、球状粒子材質の違いによる、多孔質層内湿り空気エンタルピーの時間経過におよぼす影響は確認されなかった。図2. 66(3)によれば、流路設置時の層内湿り空気のエンタルピーは全体的に低くなっている。また、ガラスビーズ充填層および発泡スチロール粒子充填層の場合は測定開始後20[h]でほぼ安定するが、アルミナ粒子充填層の場合はわずかながら低下を続けている。図2. 67-1によれば、多孔質層内湿り空気のエンタルピーは、冷却室側に向かって低下している。 $x=150[\text{mm}]$ 程度から冷却室内温度の影響が現われる。温度分布においては、上に凸状の分布であったのに対し、エンタルピー分布ではほぼ直線となっている。なお、球状粒子材質の違いがエンタルピー分布におよぼす影響は確認されなかった。図2. 68(b)によれば、多孔質層の冷却室側表面に接する空気を流動させることによりエンタルピーは低い値となっており、充填層の熱伝導率の減少によりその傾向は大きく現れる。

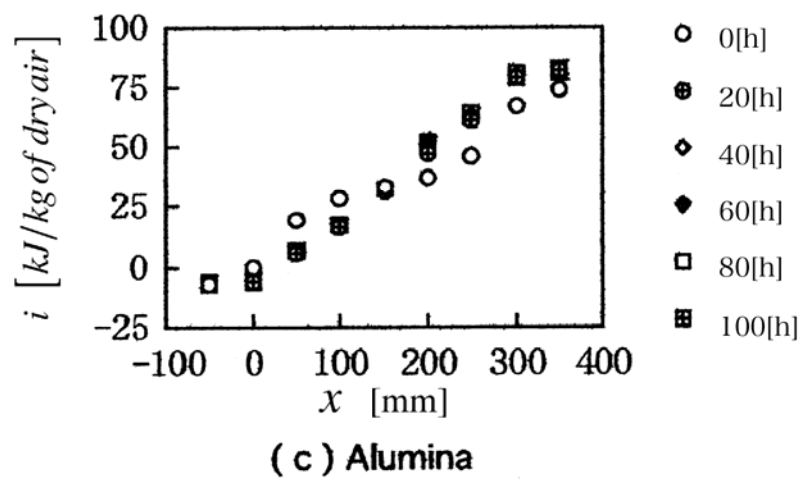
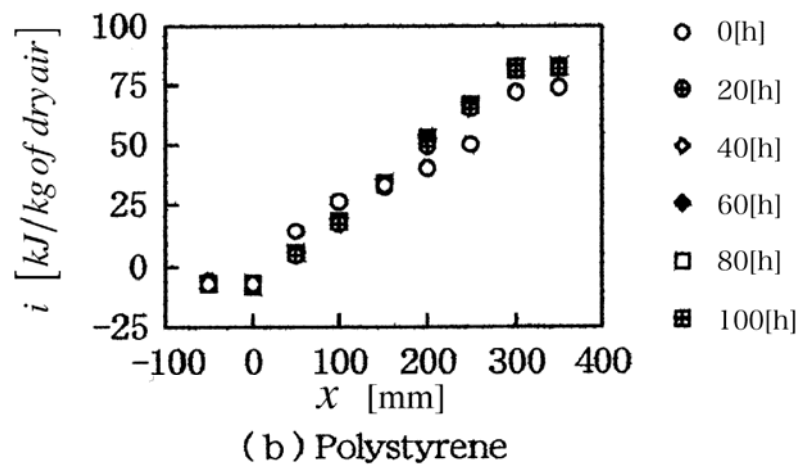
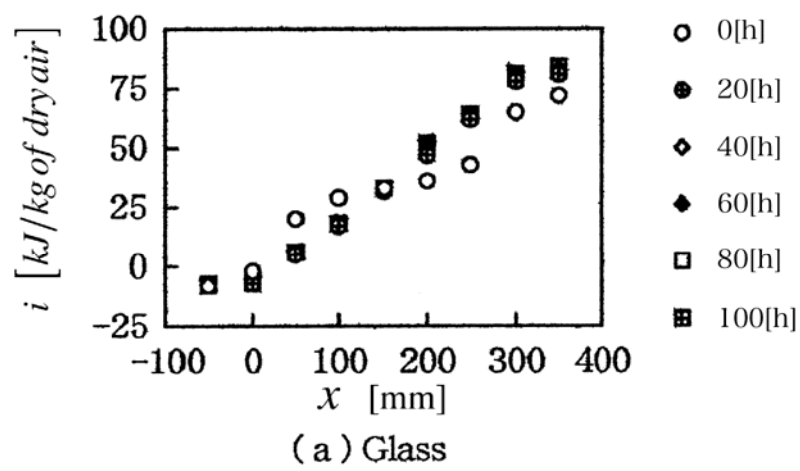
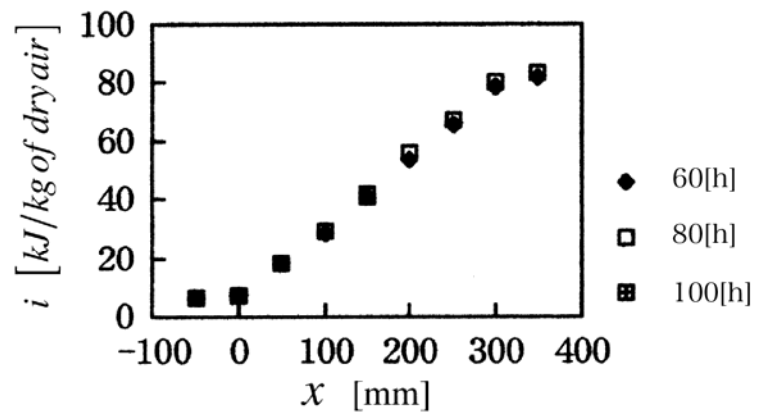
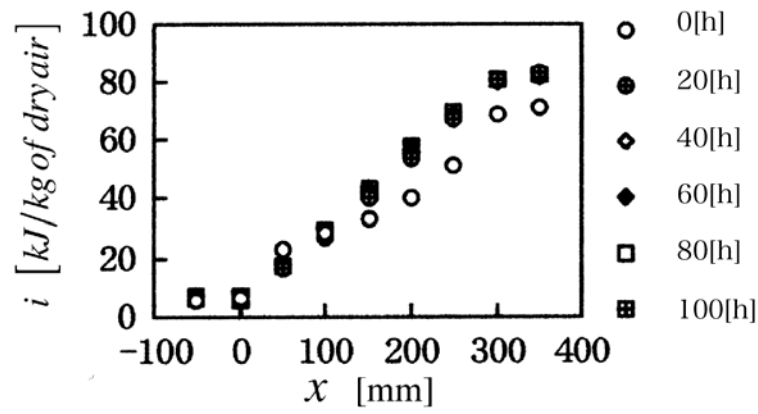


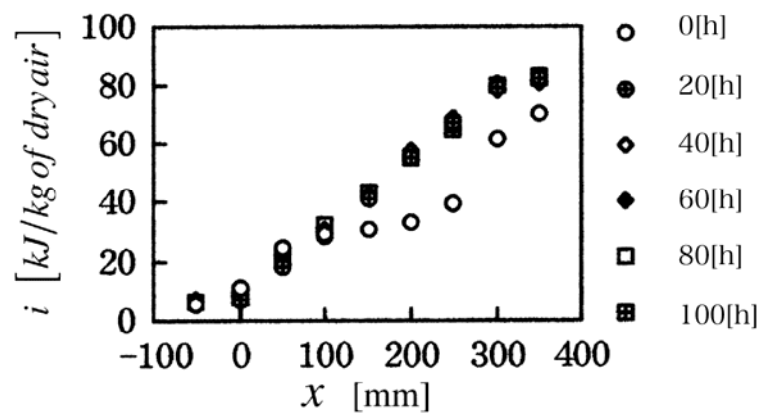
図2. 66-1 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化 ( $T_{cr} = -10[^\circ\text{C}]$ )



( a ) Glass

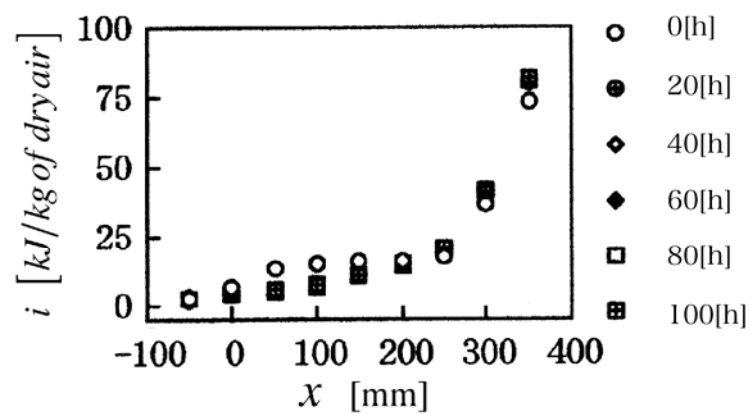


( b ) Polystyrene

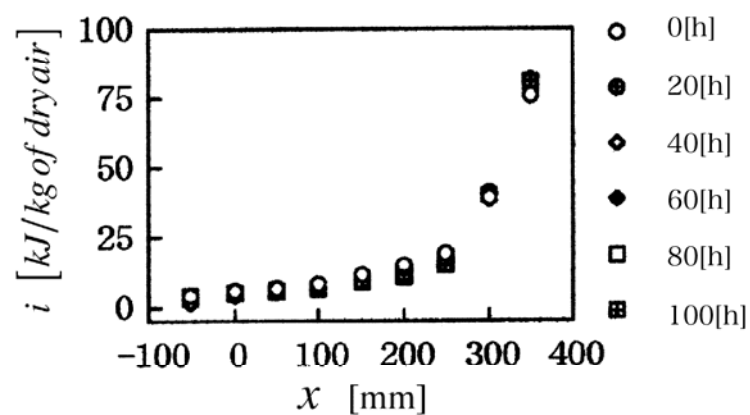


( c ) Alumina

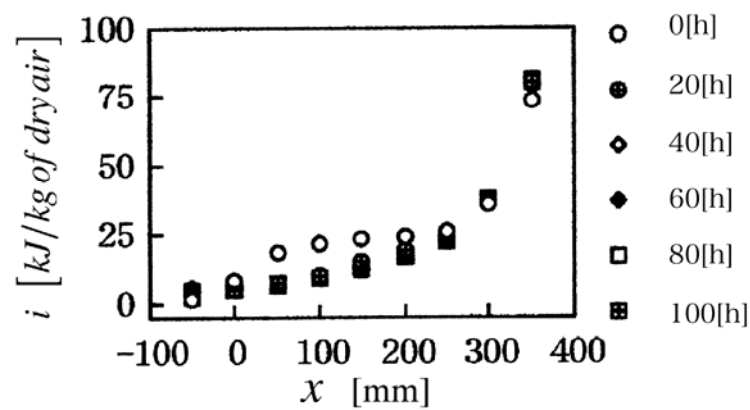
図2. 66-2 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化 ( $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ )



(a) Glass

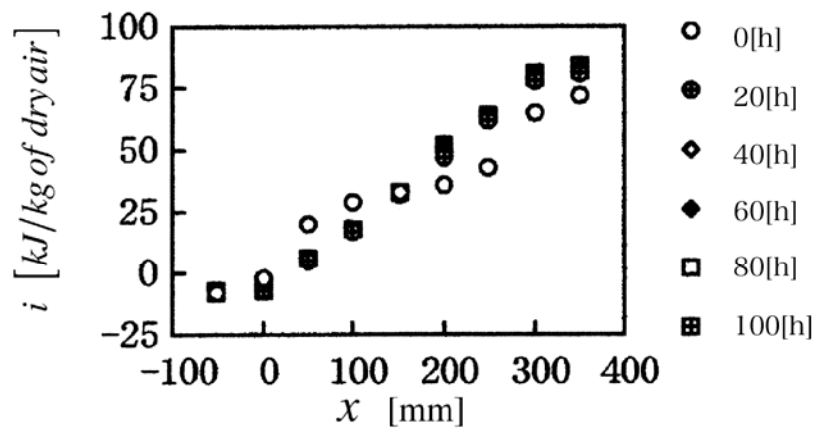


(b) Polystyrene

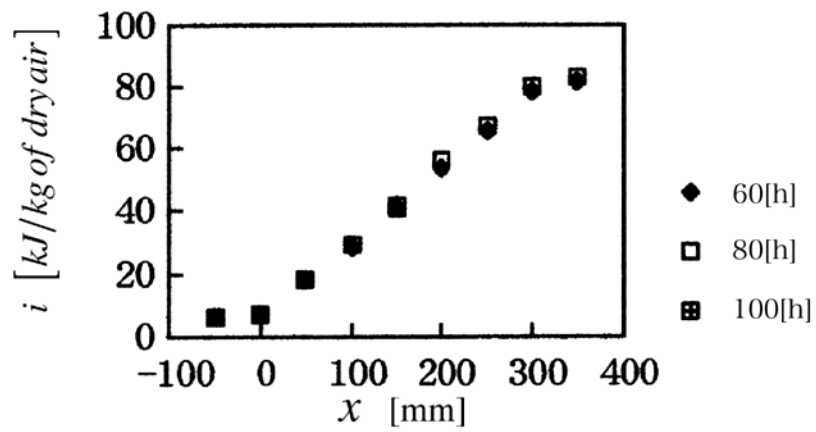


(c) Alumina

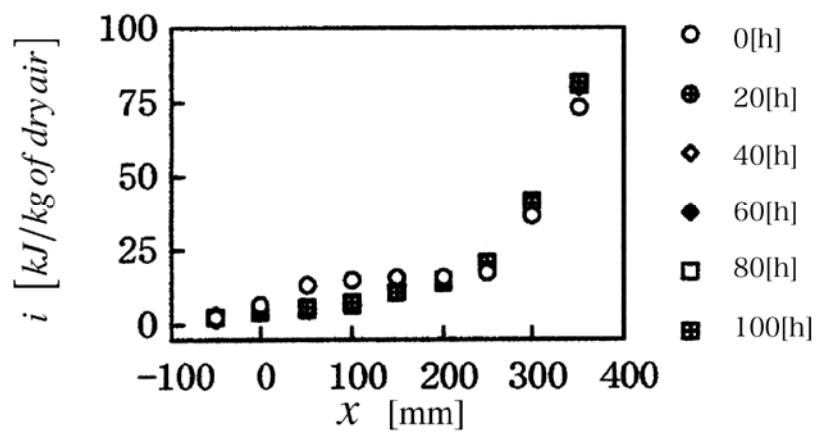
図2. 66-3 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(空気流路有り)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

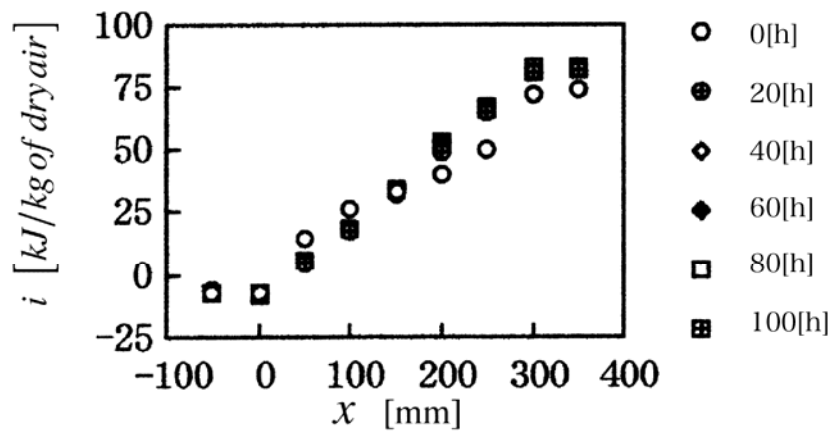


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

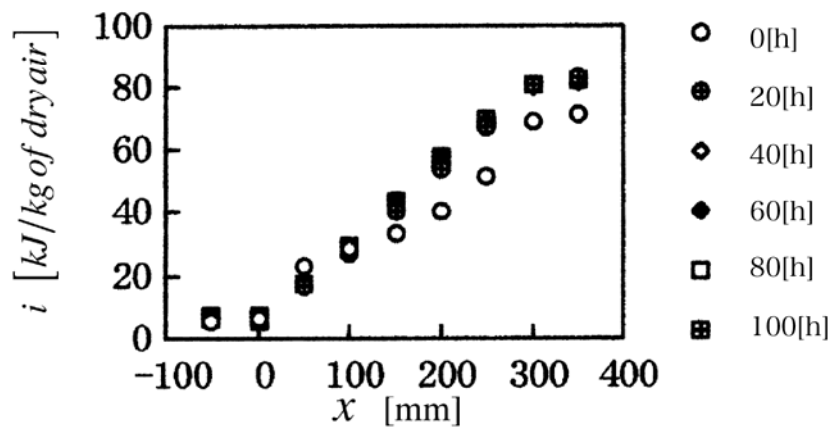


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

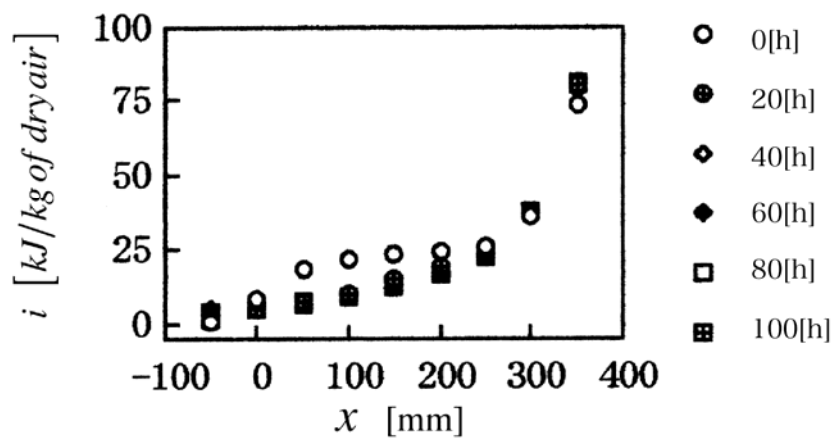
図2. 67-1 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(ガラスビーズ)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

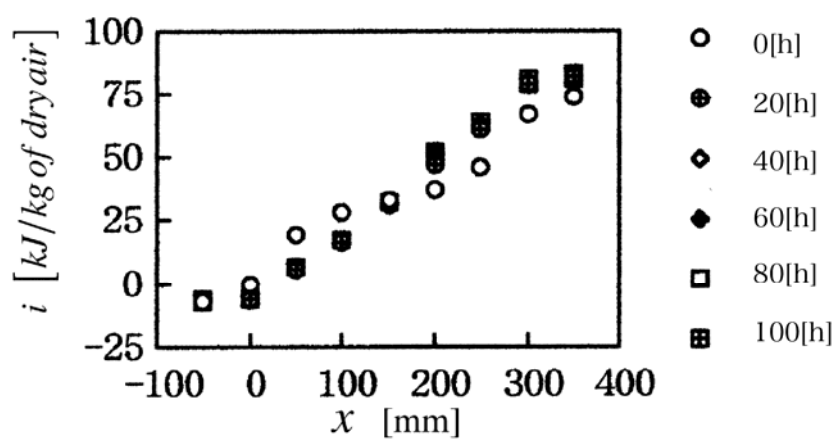


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

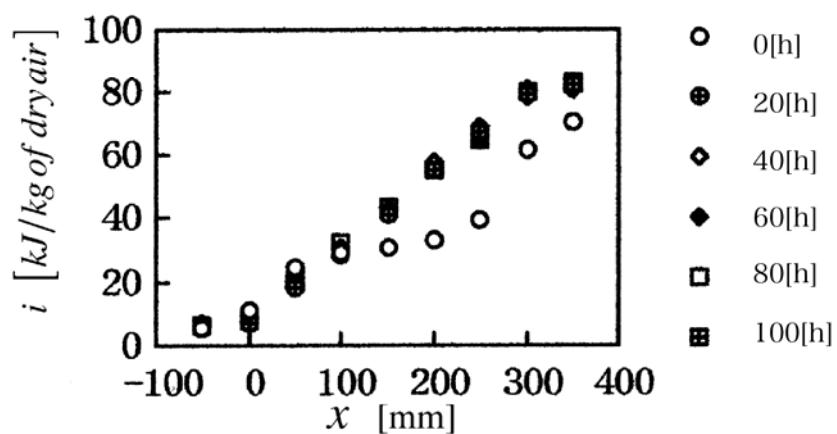


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

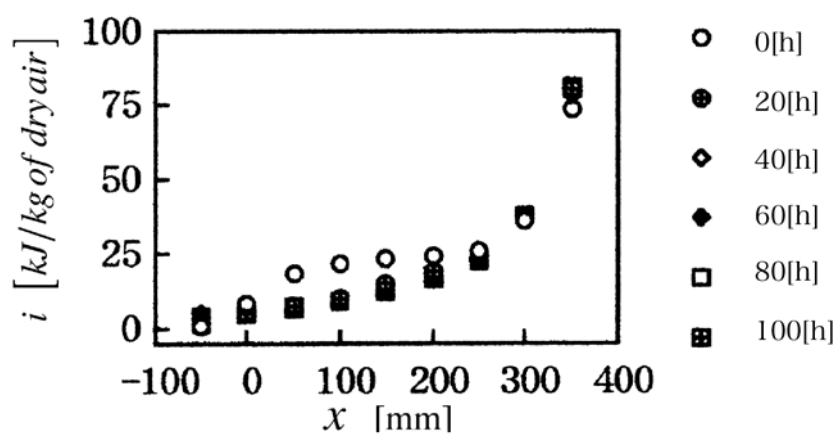
図2. 67-2 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(発泡スチロール粒子)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

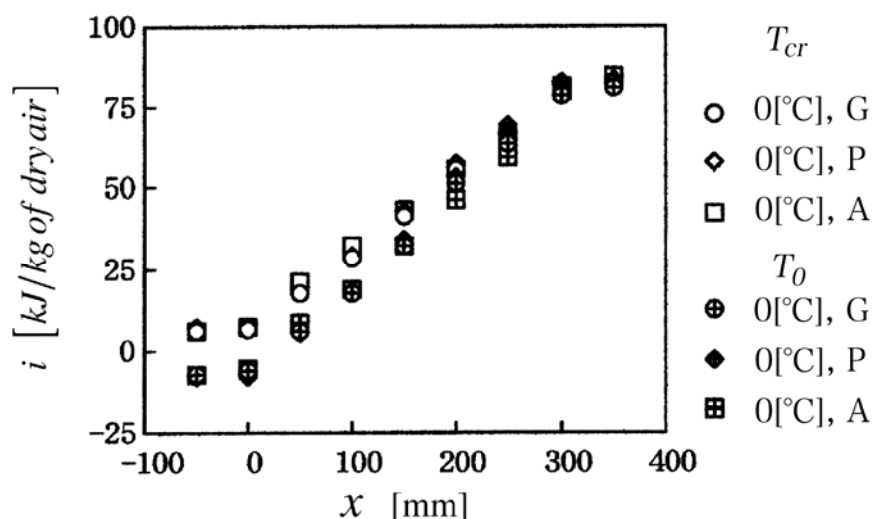


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

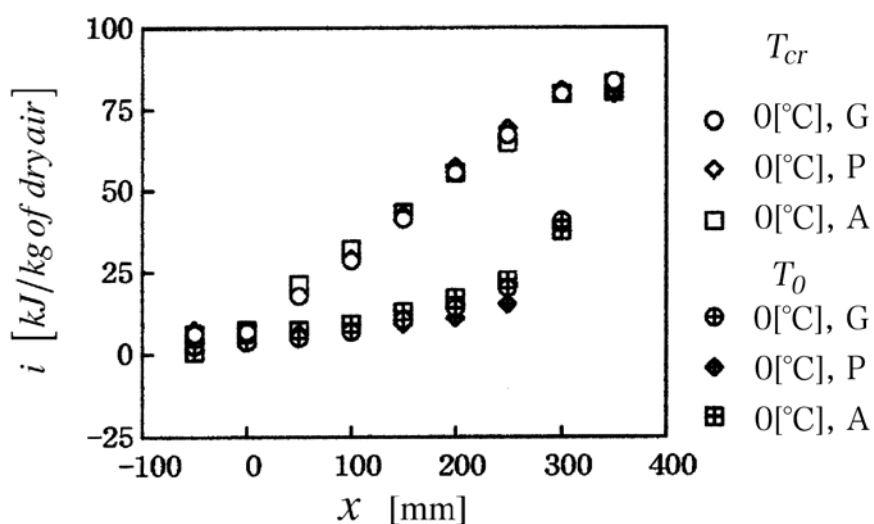


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

図2. 67-3 充填層内湿り空気のエンタルピー分布の経時変化(アルミナ粒子)



(a) 冷却室温度および物性値の効果



(b) 空気流路の効果

図2. 68 100[h]経過後の充填層内湿り空気のエントルピー分布

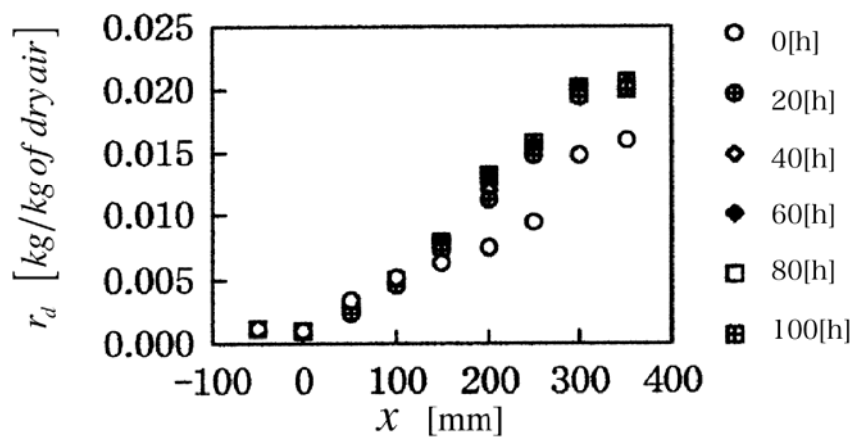
### (3) 混合比分布挙動

図2. 69-1~3, 2. 70-1~3, 2. 71(a), (b)に多孔質層内湿り空気の混合比分布を示す. 縦軸は混合比, 横軸は多孔質層の冷却室側表面からの距離を表す. 図中 $x=0$ [mm]および $300$ [mm]の位置は, 多孔質層の冷却室側表面および加熱側表面である.  $x=-50$ [mm]および $350$ [mm]の位置は, 冷却室内および加熱室内の測定値を表す. 図2. 69-1~3はそれぞれ冷却室内温度 $-10$ [°C],  $0$ [°C]および流路設置時における層内湿り空気の混合比の経時変化を表したものである.

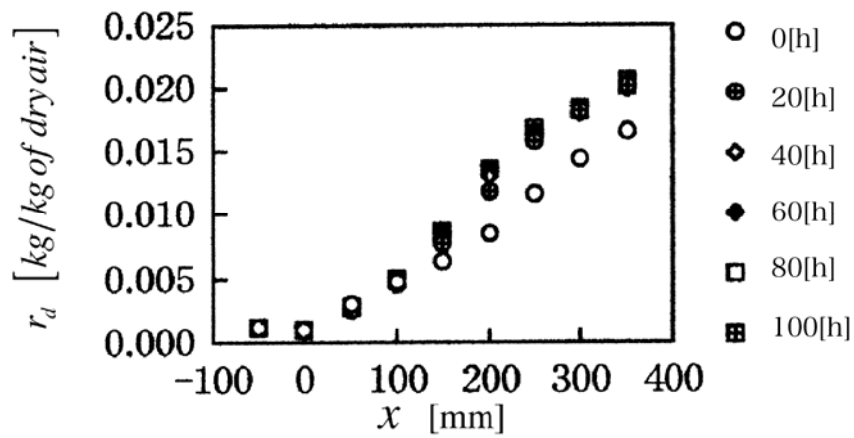


図2. 70-1～3は、それぞれガラスビーズ充填層、発泡スチロール粒子充填層およびアルミナ粒子充填層における層内湿り空気の混合比分布の経時変化を表したものである。図2. 71は100[h]経過後の混合比分布を表したものであり、(a)は冷却室内温度を変化させた場合、(b)は流路を設けた場合である。図中右の記号で、Gはガラスビーズ充填層、Pは発泡スチロール粒子充填層、Aはアルミナ粒子充填層を示している。

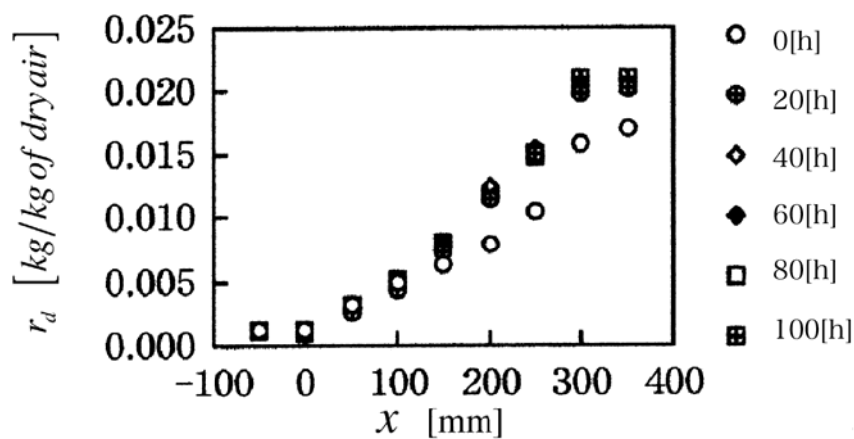
図2. 69-1～3および図2. 70-1～3によると、測定開始後20[h]まで多孔質層内湿り空気の混合比は大きく変化し、20[h]以降は全体的にわずかに上昇し続ける。その傾向はアルミナ粒子充填層に比してガラスビーズ充填層および発泡スチロール粒子充填層で若干大きく現れている。冷却室内温度が $-10^{\circ}\text{C}$ の場合、 $x \leq 150[\text{mm}]$ の範囲では、混合比分布の時間変化はきわめて小さい。 $x > 150[\text{mm}]$ では時間経過に伴う増大が見られる。冷却室内温度が $0^{\circ}\text{C}$ の場合は、 $x > 100[\text{mm}]$ の範囲で時間経過にともなった増大が見られる。以上より全体的に時間経過に伴う水蒸気量増加が起こっていることがわかる。図2. 69-1～3によると、時間経過による変化および粒子の違いによる影響は見られず、流路設置時の多孔質層内湿り空気の混合比は極めて小さな値となっており、流路を設置することが多孔質層内の除湿を促進することが確認された。図2. 71(a)によると、冷却室内温度が増大することにより混合比は増大している。これは、低温室内の相対湿度を飽和食塩水によって約70[%]と一定にしたため、温度を高くすることにより水蒸気濃度が増大したためである。



(a) Glass

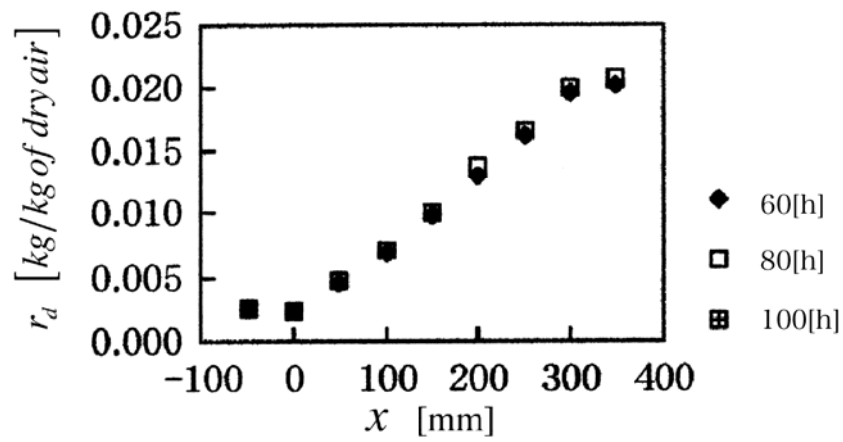


(b) Polystyrene

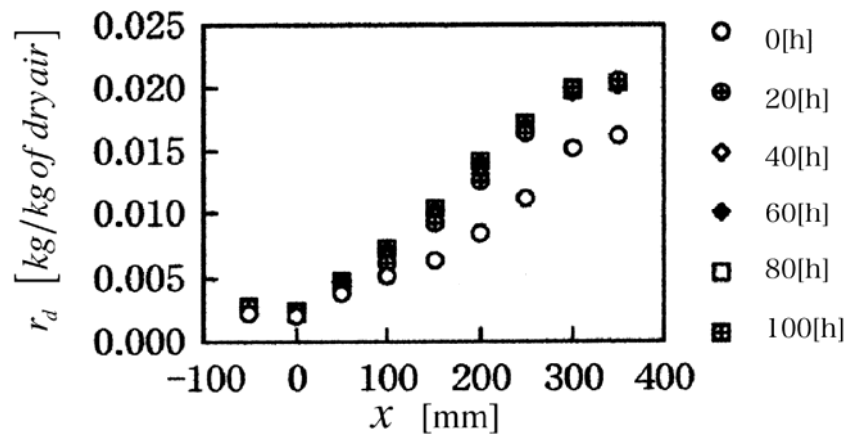


(c) Alumina

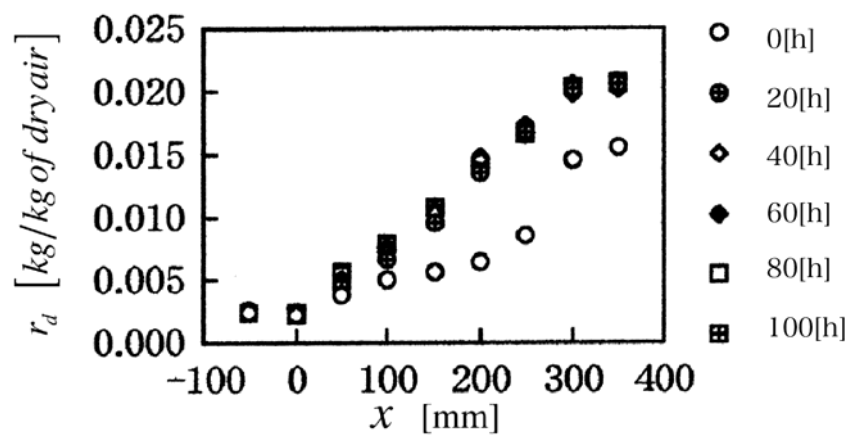
図2. 69-1 多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化( $T_{cr}=-10[^\circ\text{C}]$ )



( a ) Glass

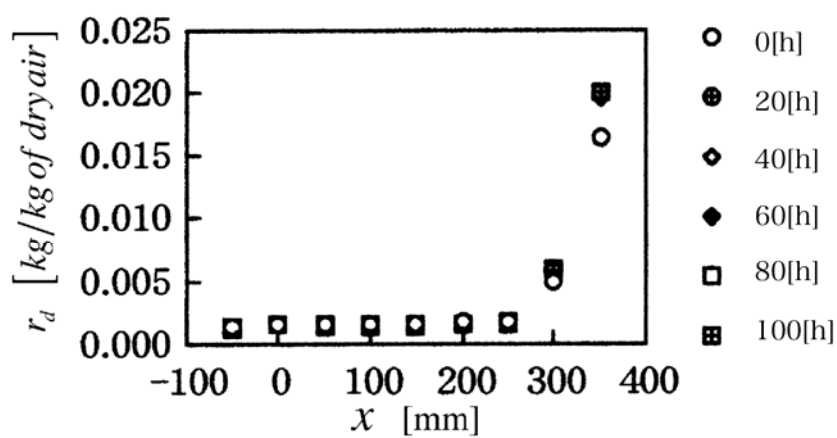


( b ) Polystyrene

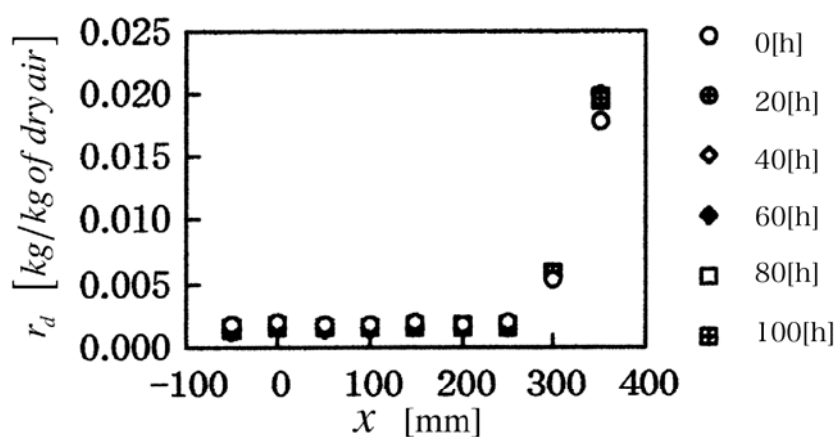


( c ) Alumina

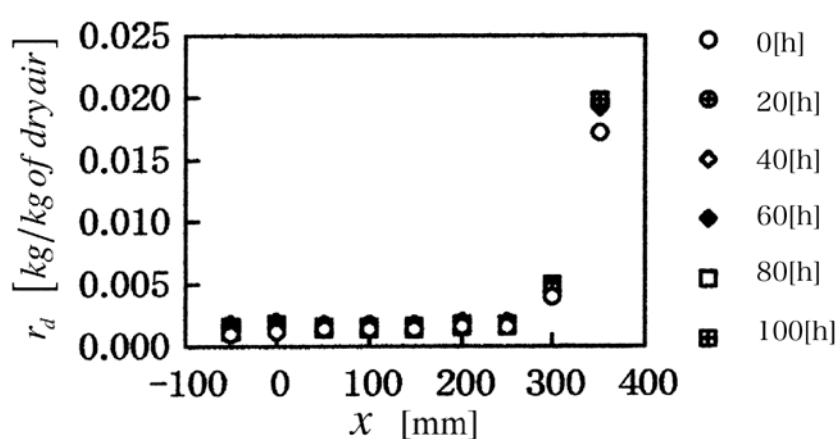
図2. 69-2 多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化( $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ )



( a ) Glass

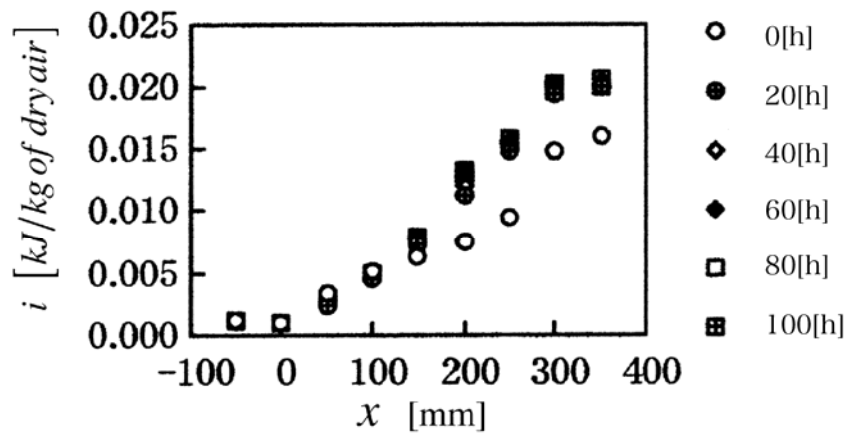


( b ) Polystyrene

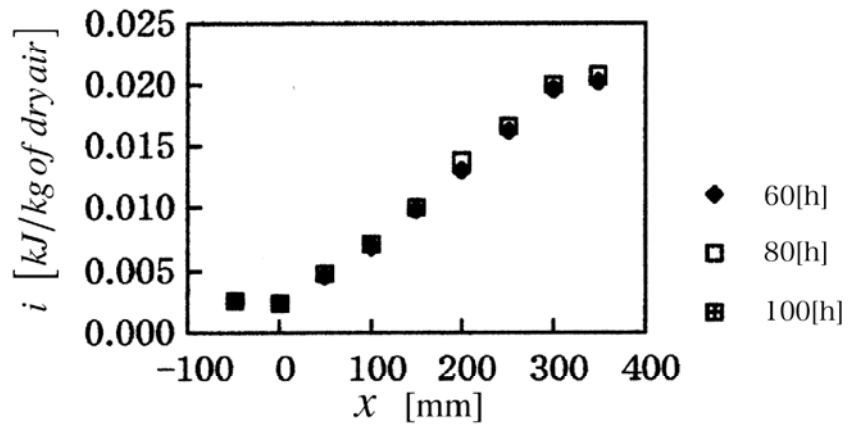


( c ) Alumina

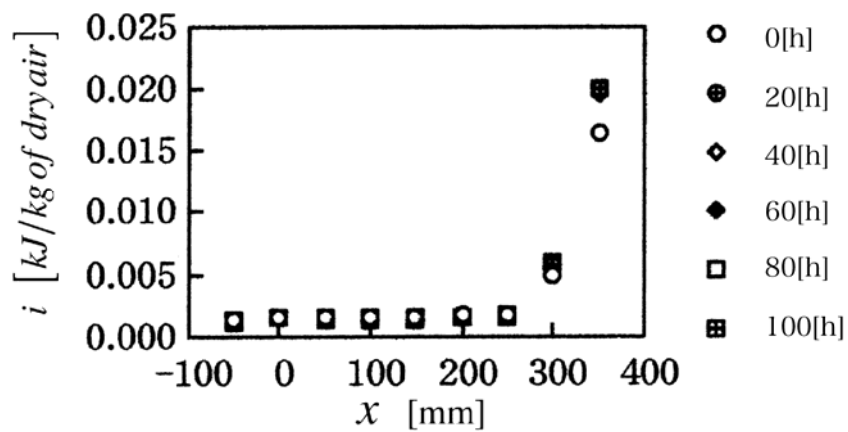
図2. 69-3 多孔質層内湿り空気の混合比分布の経時変化(空気流路有り)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

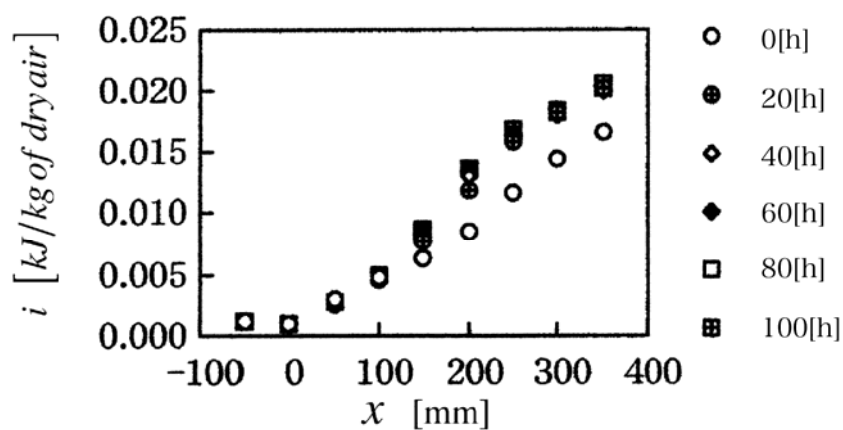


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

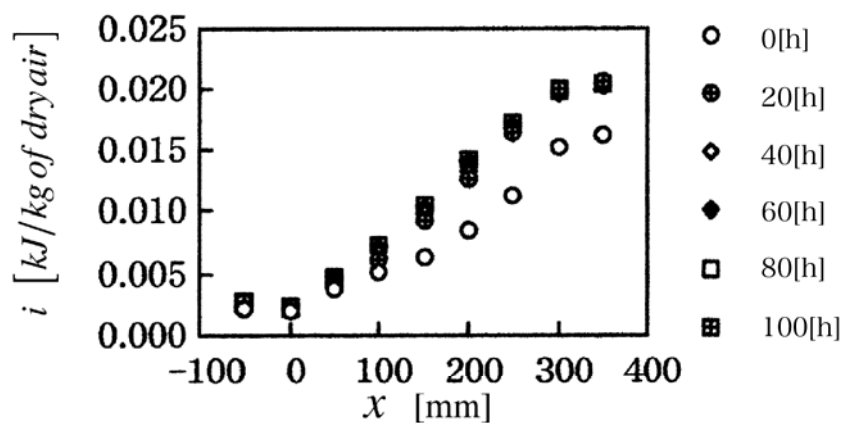


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

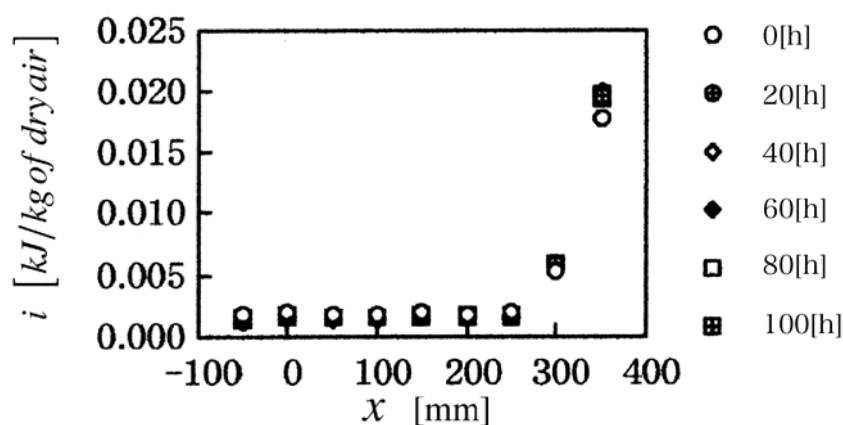
図2. 70-1 混合比分布の経時変化(ガラスビーズ)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

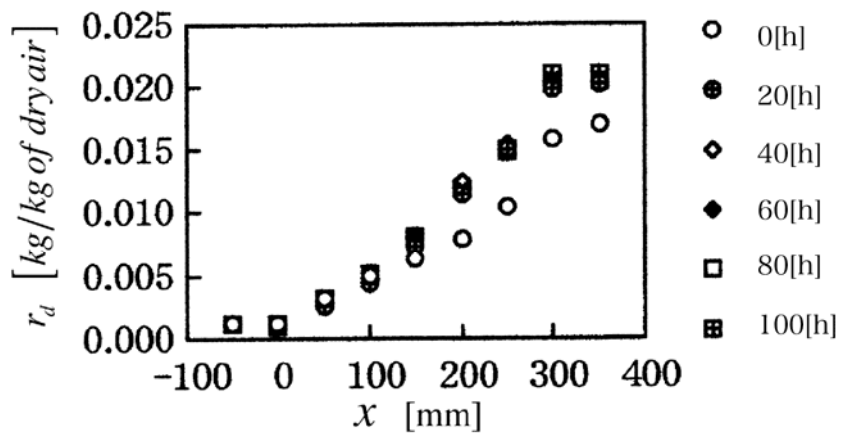


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

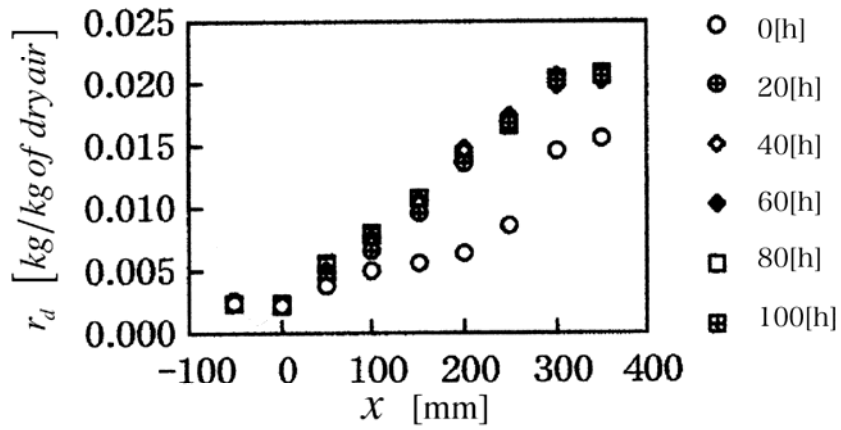


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

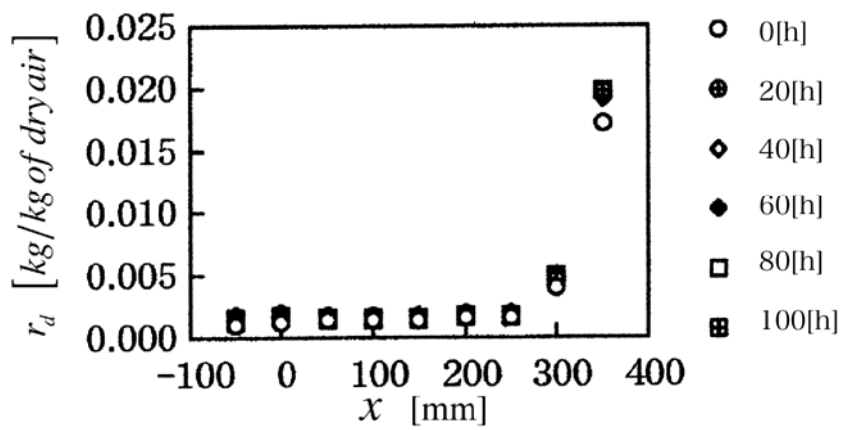
図2. 70-2 混合比分布の経時変化(発泡スチロール粒子)



(a)  $T_{cr} = -10^{\circ}\text{C}$

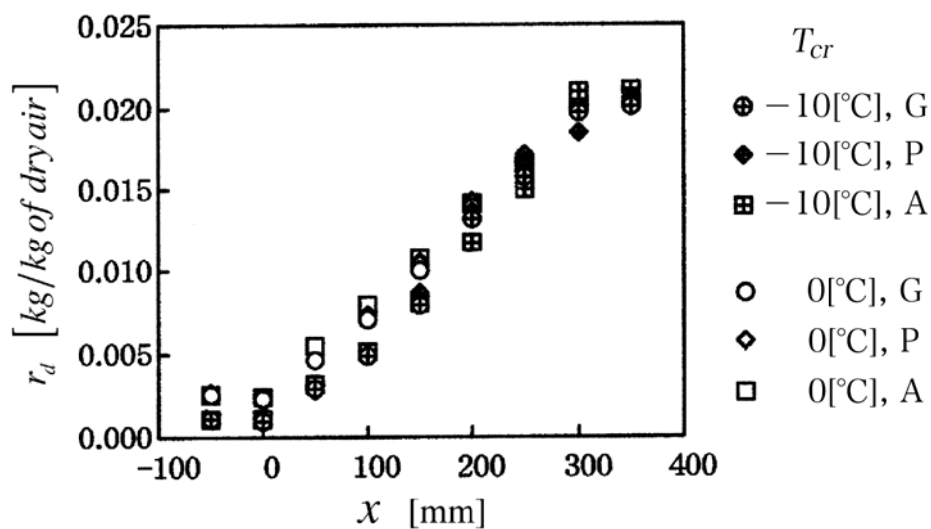


(b)  $T_{cr} = 0^{\circ}\text{C}$

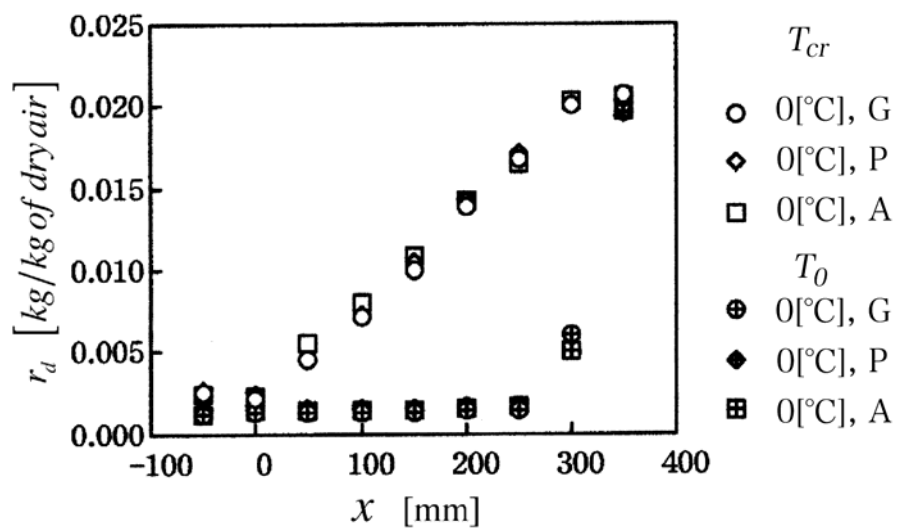


(c)  $T_0 = 0^{\circ}\text{C}$

図2. 7 0-3 混合比分布の経時変化 (アルミナ粒子)



(a) 冷却室温度および物性値の効果



(b) 空気流路の効果

図2. 71 100[h]経過後の充填層内湿り空気の混合比分布

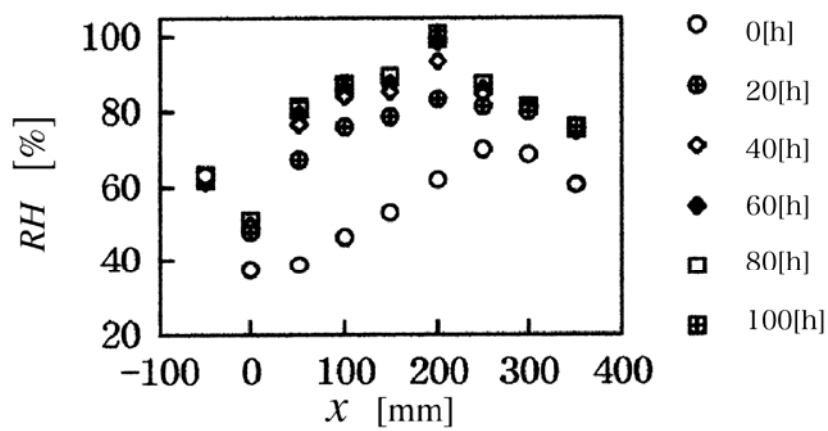
なお, 粒子の違いが層内湿り空気の混合比におよぼす影響は確認されなかった. 図2. 71 (b)においても空気の流動により層内湿り空気の混合比が小さいものとなっており空気流路の設置は多孔質層内の除湿を行う上で効果的である.



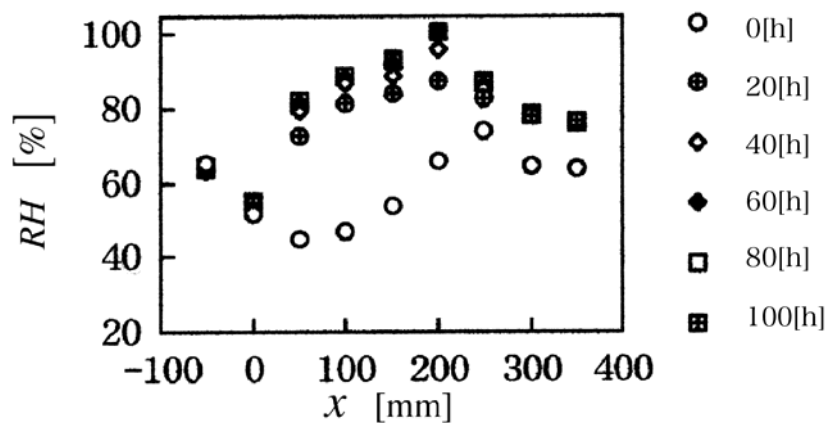
#### (4) 相対湿度分布挙動および比較湿度分布挙動

図2. 72-1～3, 図2. 73-1～3, 図2. 74(a), (b)に充填層内湿り空気の相対湿度分布を, 図2. 75-1～3, 図2. 76-1～3, 図2. 77(a), (b)に比較湿度分布を示す. これらの図の縦軸は相対湿度あるいは比較湿度であり, 横軸は多孔質層の冷却室側表面からの距離である.  $x=0[\text{mm}]$ および $300[\text{mm}]$ は, 多孔質層の冷却室側表面および加熱室側表面を示す.  $x=-50[\text{mm}]$ および $350[\text{mm}]$ は, それぞれ冷却室内および加熱室内である. 図2. 72-1～3は, それぞれ低温室内温度 $-10[^\circ\text{C}]$ ,  $0[^\circ\text{C}]$ , 流路設置時における層内湿り空気の相対湿度分布の時間経過である. 図2. 75-1～3もそれぞれ同様な条件における比較湿度分布の時間経過を球状粒子の種類別に表わしたものである. 図2. 73-1～3は, それぞれガラスビーズ充填層, 発泡スチロール粒子充填層, アルミナ粒子充填層における湿り空気の相対湿度分布である. 図2. 76-1～3は, それぞれ同様の条件における比較湿度分布の経時変化である. 図2. 74および図2. 77はそれぞれ100[h]経過後の相対湿度および比較湿度分布を表わしたものであり, 図(a)は冷却室内温度を変化させた場合, (b)は流路を設けた場合である. 図中右の記号で, Gはガラスビーズ充填層, Pは発泡スチロール粒子充填層, Aはアルミナ粒子充填層を示している.

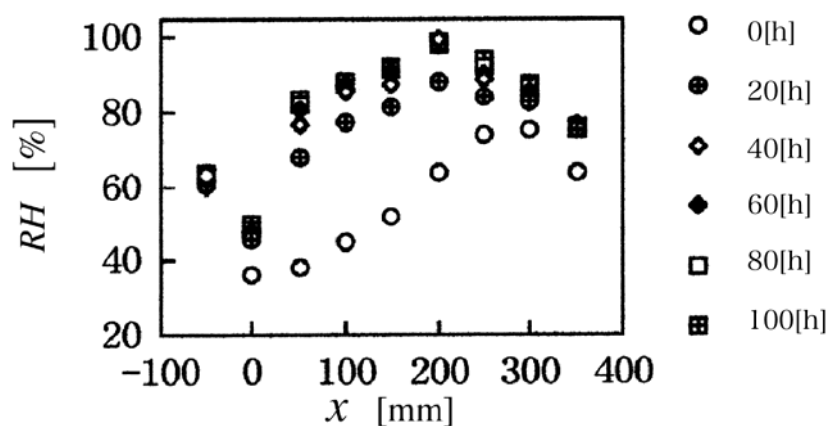
図2. 72-1～3, 図2. 73-1～3および図2. 75-1～3, 図2. 76-1～3によると, 充填層内湿り空気の相対湿度および比較湿度は, 時間経過に伴って増大し, 両表面間温度差の増大によりそれらの傾向は強く表れる. 冷却室内温度 $-10[^\circ\text{C}]$ の場合では,  $x=200[\text{mm}]$ における上昇が特に大きく, ガラスビーズ充填層および発泡スチロール粒子充填層では測定開始より60[h], アルミナでは40[h]で結露が発生した. 冷却室内温度 $0[^\circ\text{C}]$ の場合, ガラスビーズ充填層および発泡スチロール粒子充填層に結露の発生は認められなかったが, アルミナ粒子充填層では60[h]後に結露が発生した.



( a ) Glass

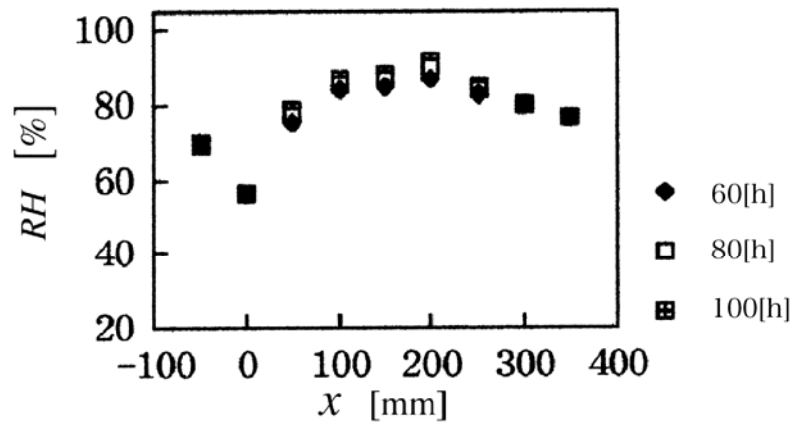


( b ) Polystyrene

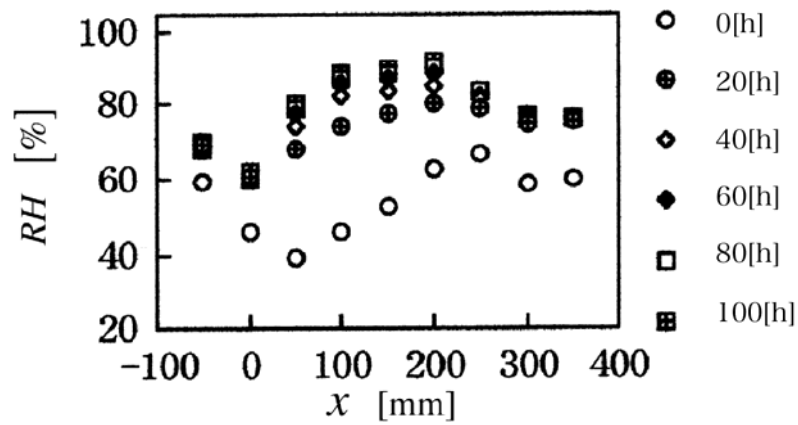


( c ) Alumina

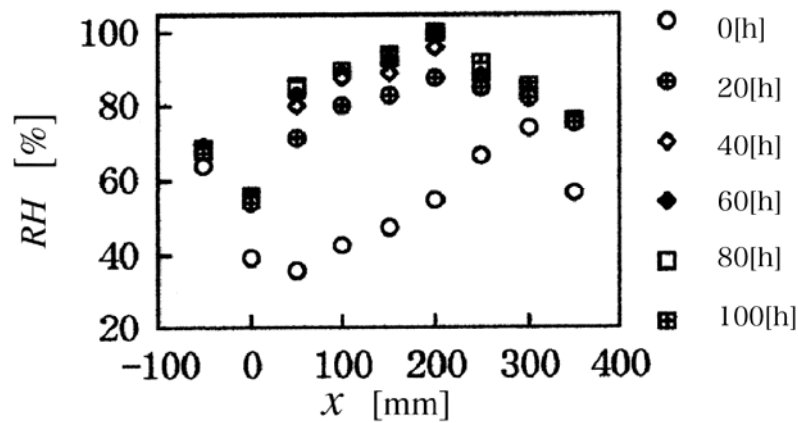
図2. 72-1 多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化( $T_{cr} = -10[^\circ\text{C}]$ )



(a) Glass

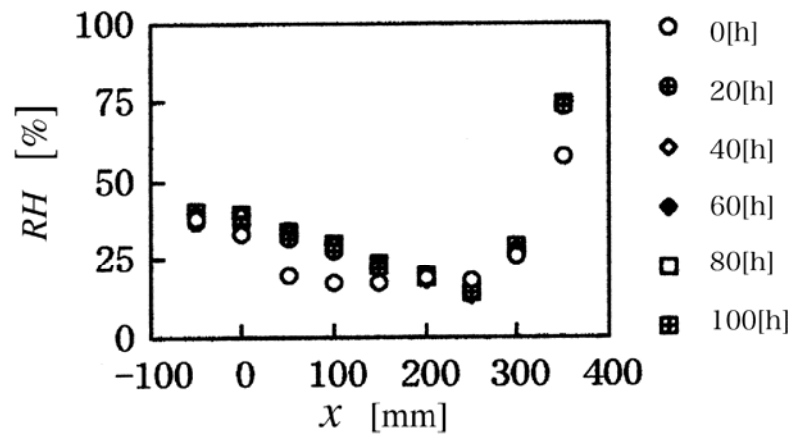


(b) Polystyrene

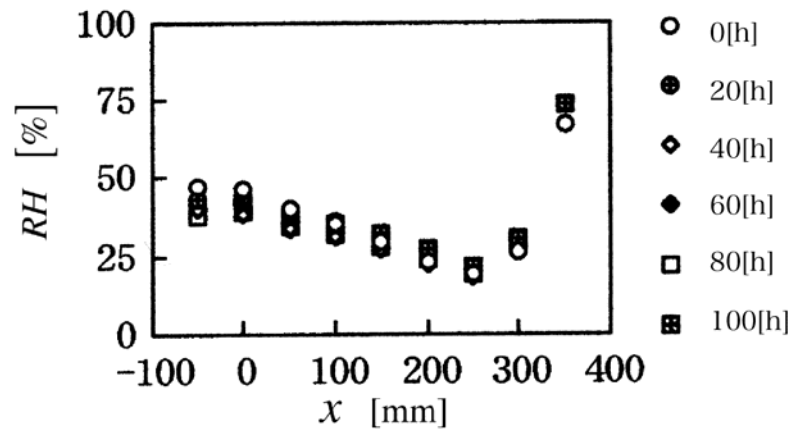


(c) Alumina

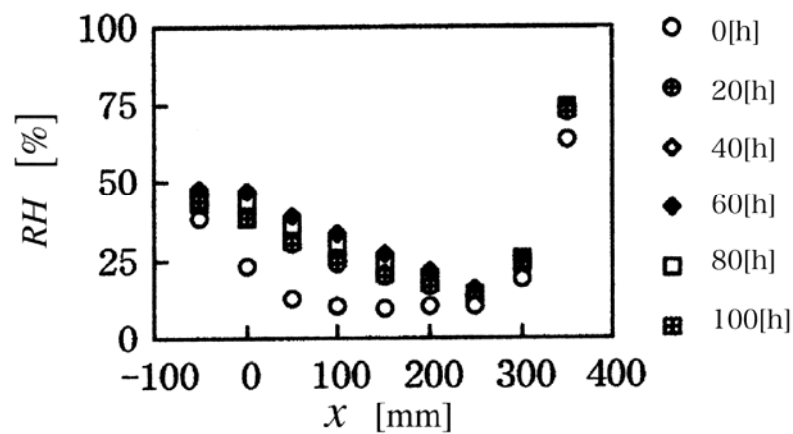
図2. 72-2 多孔質層内湿り空气の相対湿度分布の経時変化( $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ )



( a ) Glass

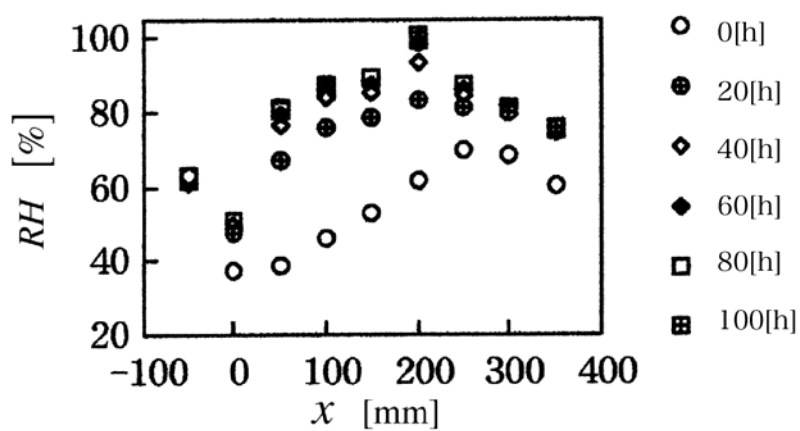


( b ) Polystyrene

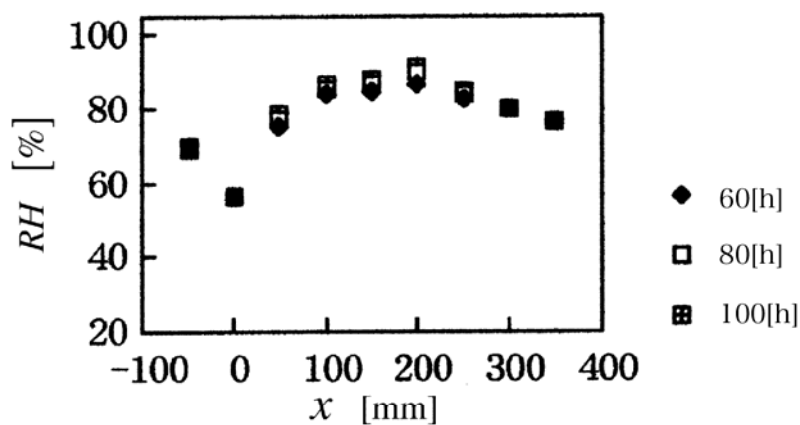


( c ) Alumina

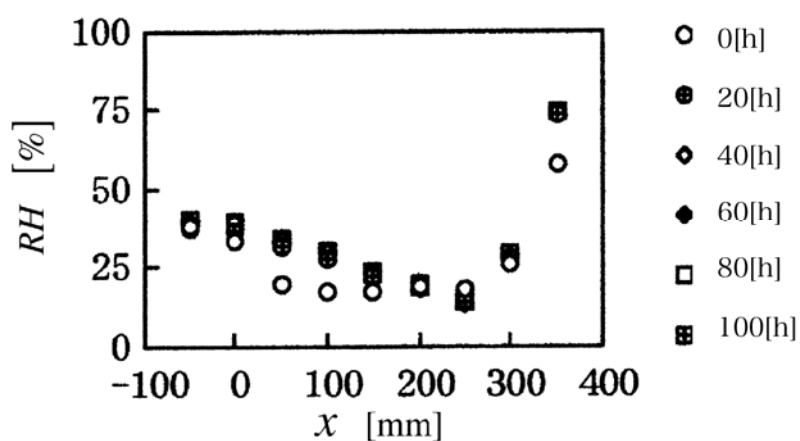
図2. 72-3 多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化(空気流路有り)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

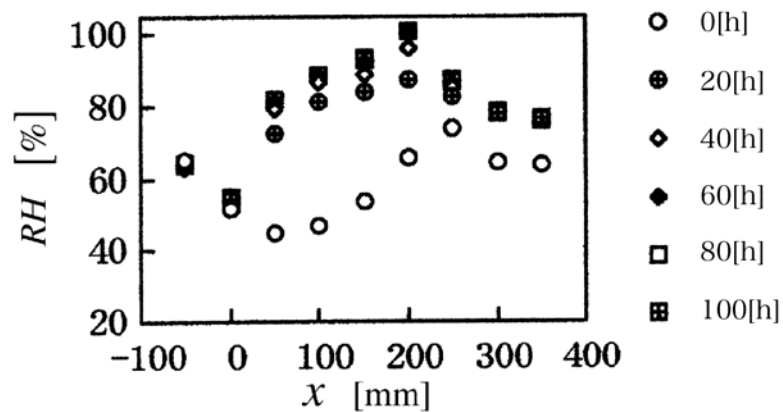


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

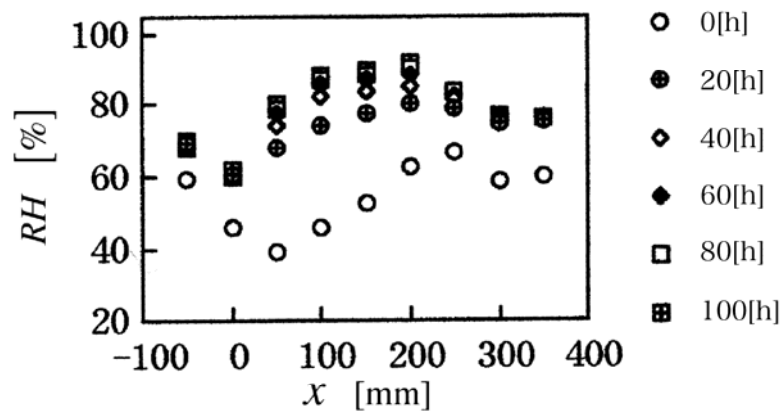


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

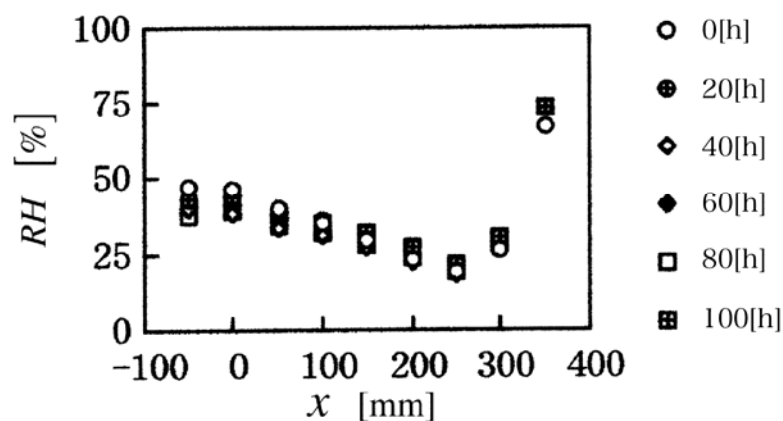
図2. 73-1 多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化(ガラスビーズ充填層)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

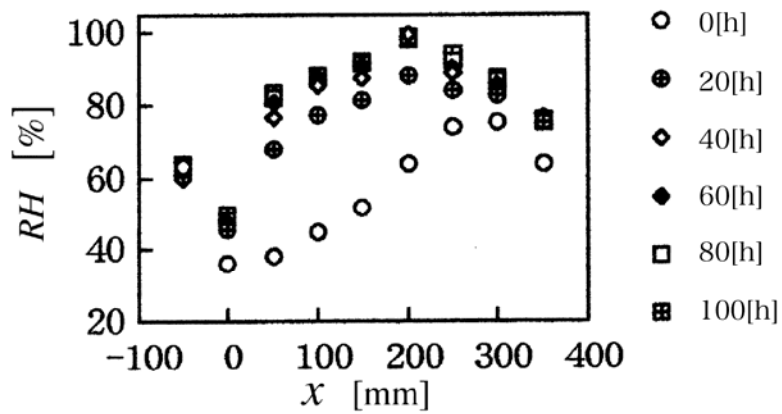


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

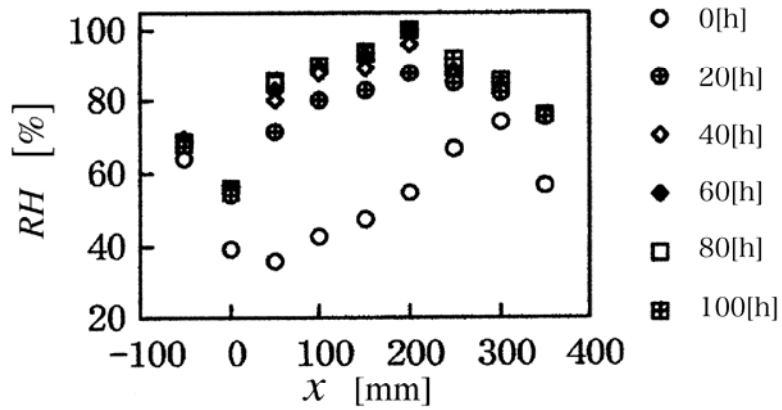


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

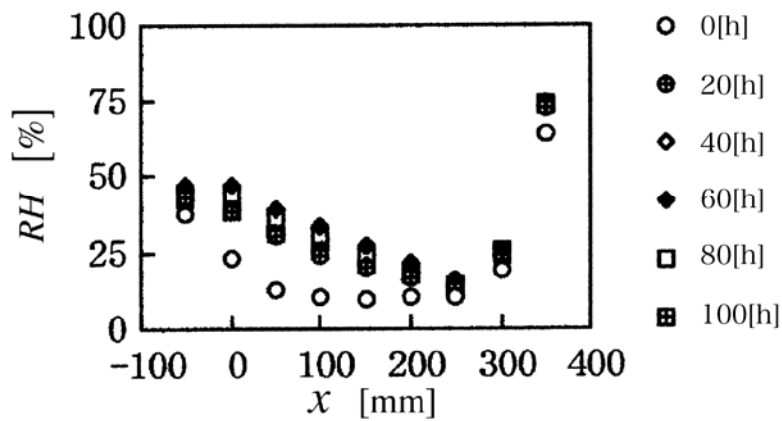
図2. 73-2 多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化(発泡スチロール粒子充填層)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

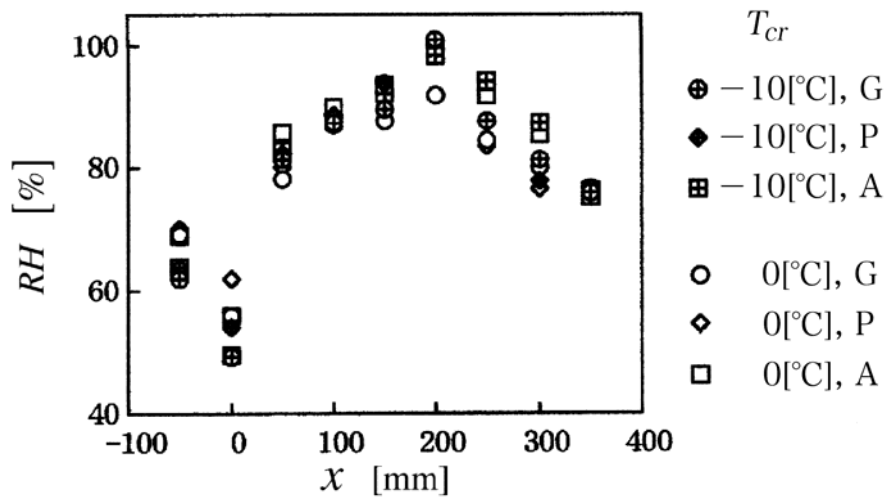


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

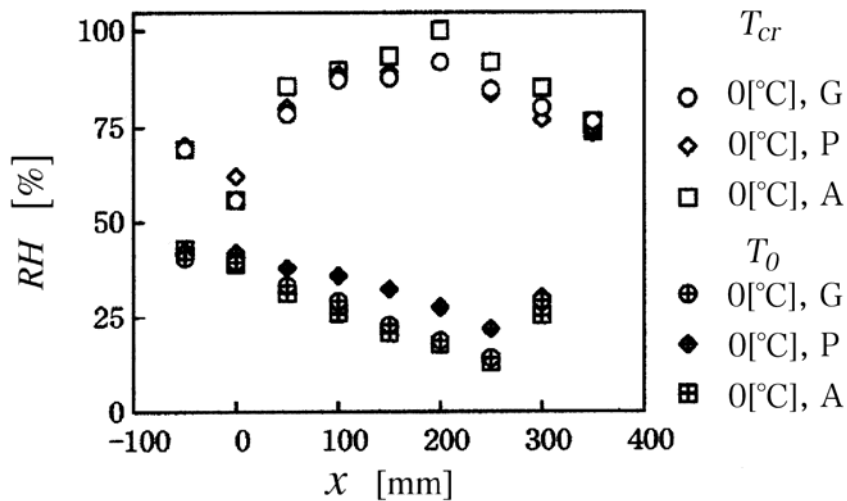


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

図2. 73-3 多孔質層内湿り空気の相対湿度分布の経時変化(アルミナ粒子充填層)



(a) 冷却室温度および物性値の効果



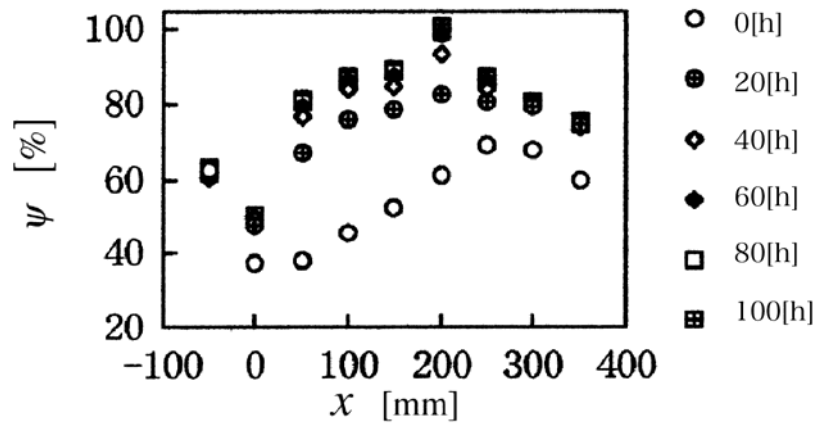
(b) 空気流路の効果

図2. 74 100[h]経過後の充填層内湿り空気の相対湿度分布

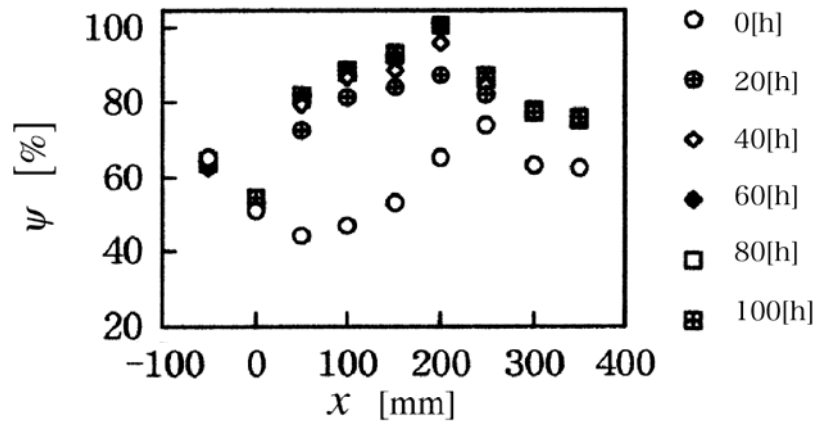
以上のことにより, 多孔質層内に結露が発生する条件としては, 両表面に接する空気の温度差が高いこと, さらに多孔質材料の熱伝導率が大いことがあげられる. 図2. 72-3および図2. 75-3によると, 冷却室側表面に空気を流動させることにより, 多孔質層内湿り空気の相対湿度および比較湿度は全体的に低い値となり, 時間経過および球状粒子の違いによる影響は見られない. 図2. 74(a)および図2. 77(a)によると, 多孔質層内湿り空気の相対湿度および比較湿度は,  $x \geq 200[\text{mm}]$ の範囲では冷却室内温度の低下, および多孔質材料の熱伝導率の増大により大きな



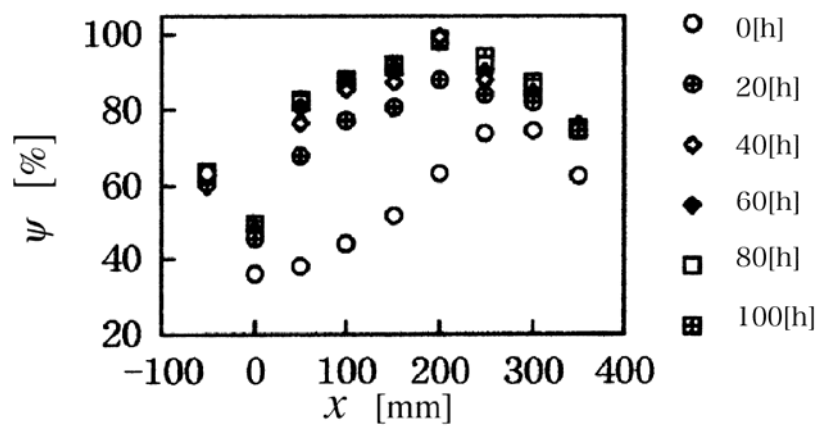
値を示すが、 $x < 200[\text{mm}]$ の範囲では規則的な変化は見られない。図2. 74(b)および図2. 77(b)によると、充填層内湿り空気の相対湿度および比較湿度は、空気を流動させることにより著しく低下している。これは、層内水蒸気の輸送および乾燥した空気の充填層内への流入によるものである。このことは、すでに述べた温度分布の低下からも説明が容易である。空気流路を設けることにより、加熱室側から冷却室側に向かって相対湿度および比較湿度の増大が見られ、材料の熱伝導率が小さいほど、その傾向は大きく現れている。混合比分布は充填層内全体にわたり一定であったことから、相対湿度および比較湿度の挙動は層内の温度に起因する。



( a ) Glass

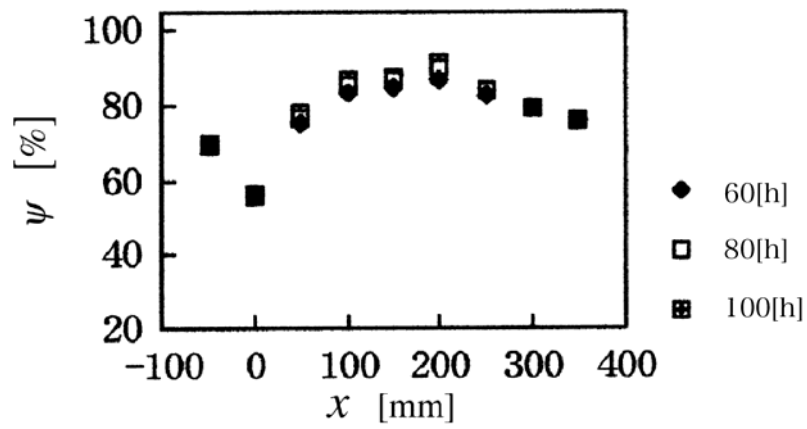


( b ) Polystyrene

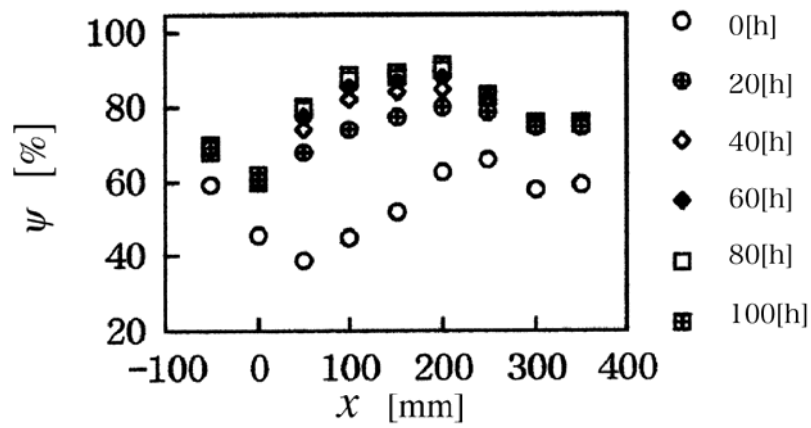


( c ) Alumina

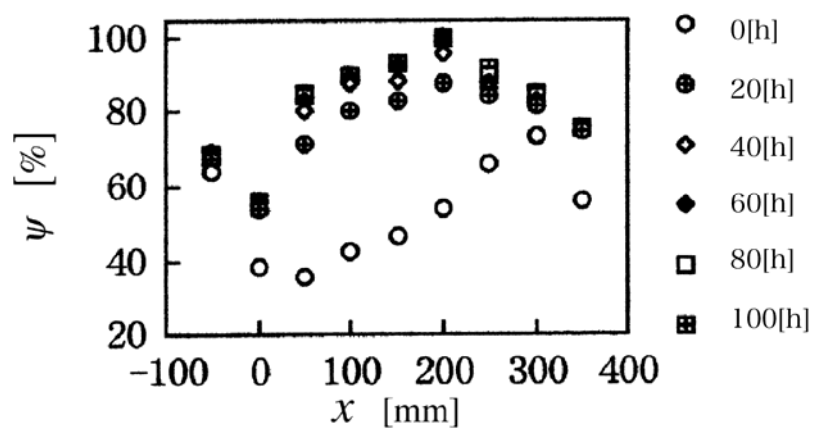
図2. 75-1 充填層内比較湿度分布の経時変化 ( $T_{cr} = -10[^\circ C]$ )



( a ) Glass

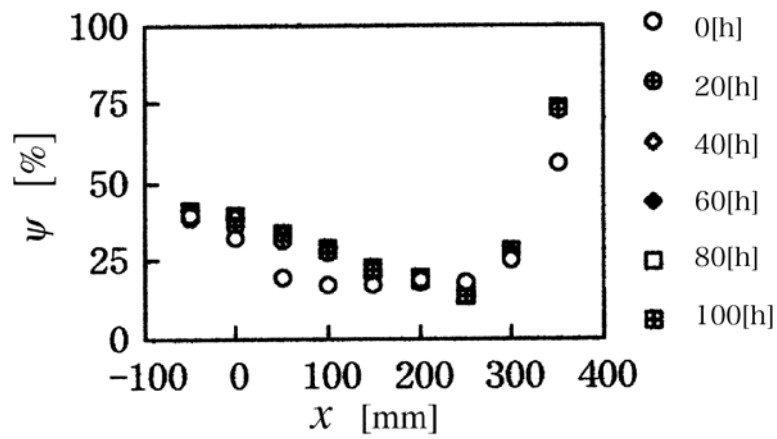


( b ) Polystyrene

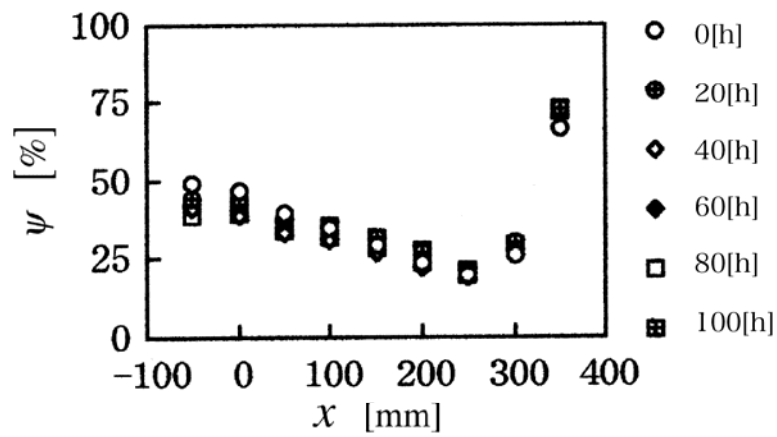


( c ) Alumina

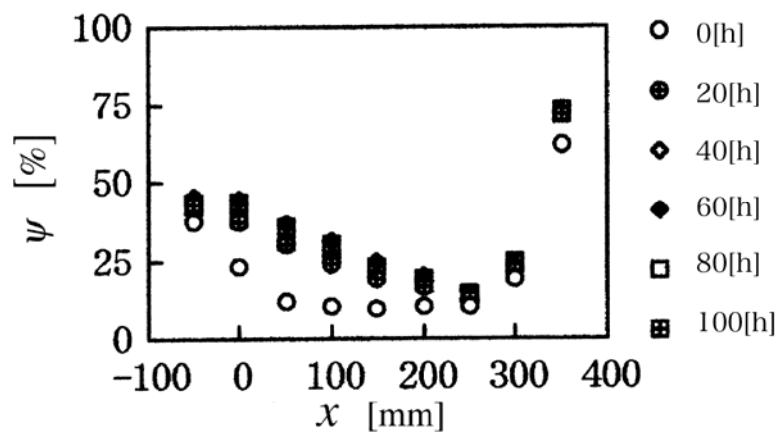
図2. 75-2 充填層内比較湿度分布の経時変化 ( $T_{cr}=0[^\circ\text{C}]$ )



( a ) Glass

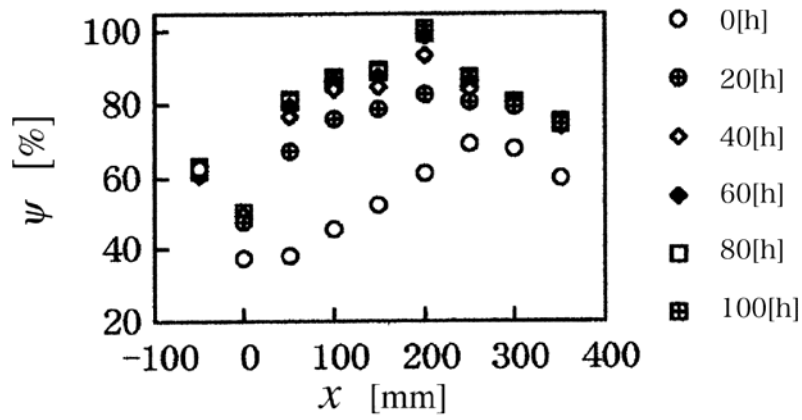


( b ) Polystyrene

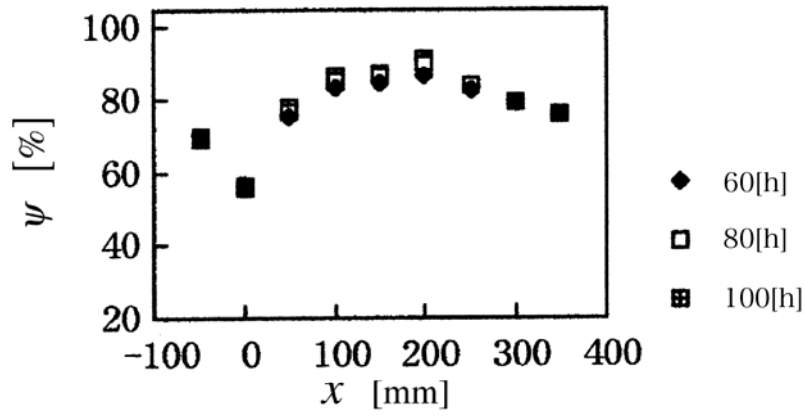


( c ) Alumina

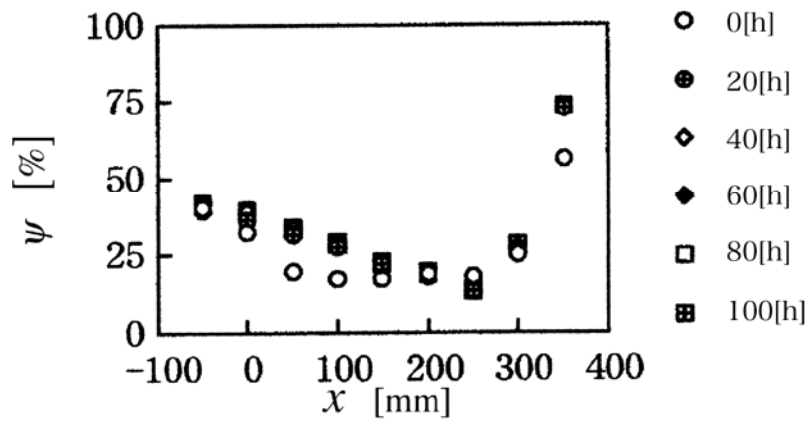
図2. 75-3 充填層内比較湿度分布の経時変化(空気流路有り)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

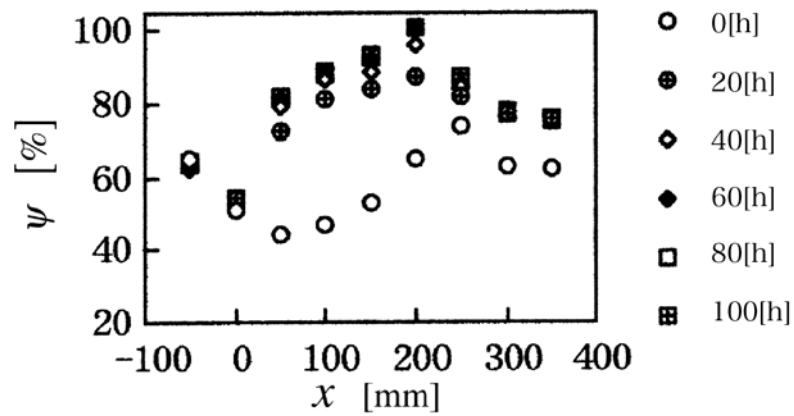


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

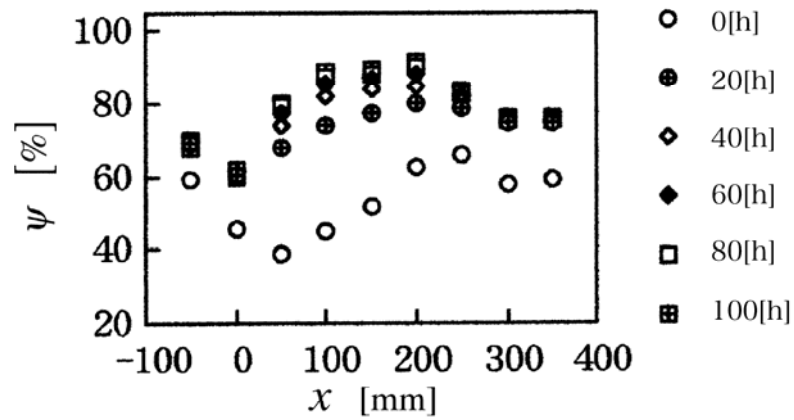


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

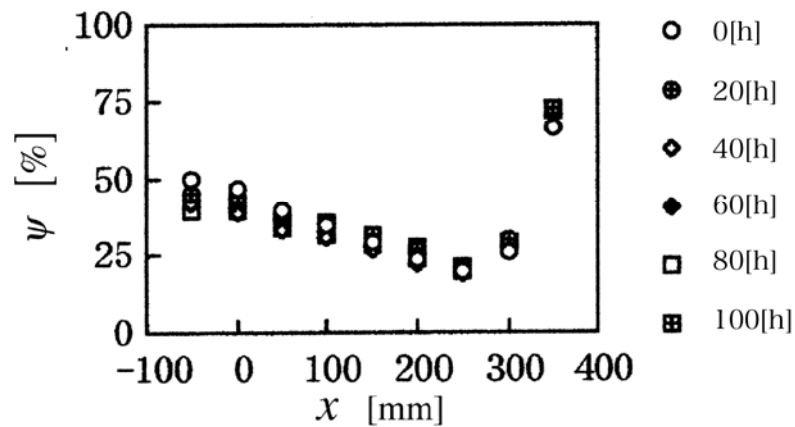
図2. 76-1 充填層内比較湿度分布の経時変化(ガラスビーズ充填層)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

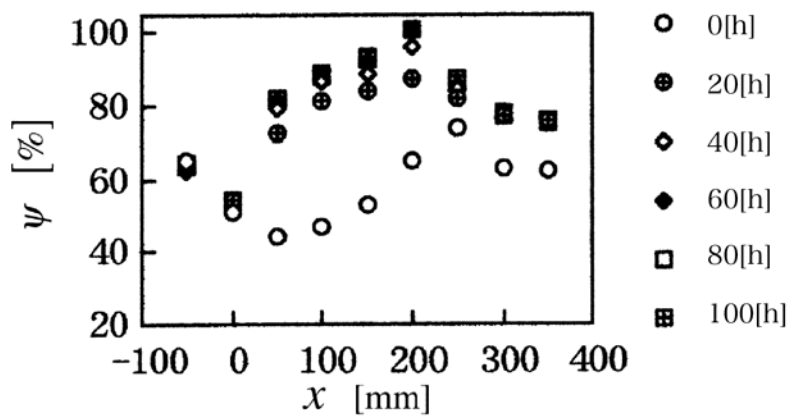


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

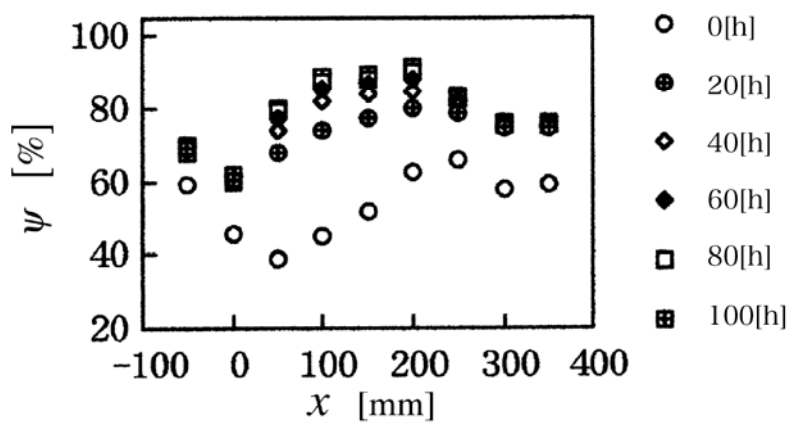


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

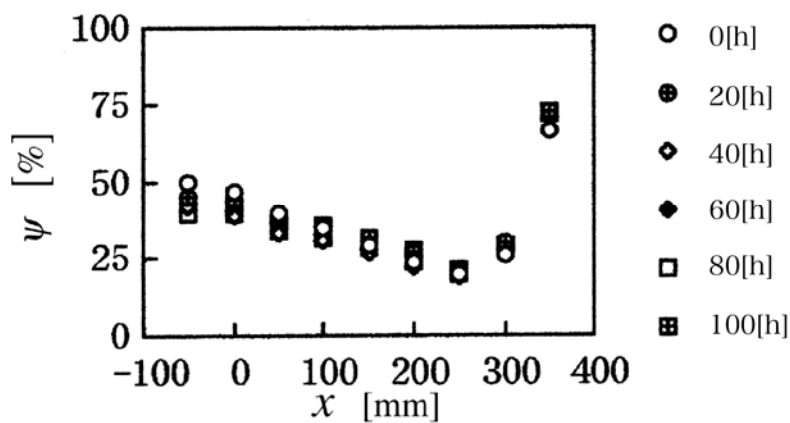
図2. 76-2 充填層内比較湿度分布の経時変化(発泡スチロール粒子)



(a)  $T_{cr} = -10^\circ\text{C}$

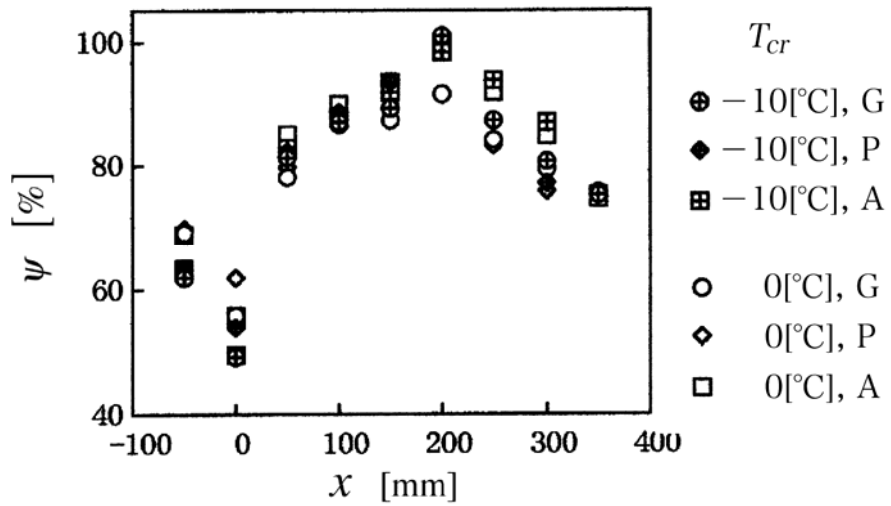


(b)  $T_{cr} = 0^\circ\text{C}$

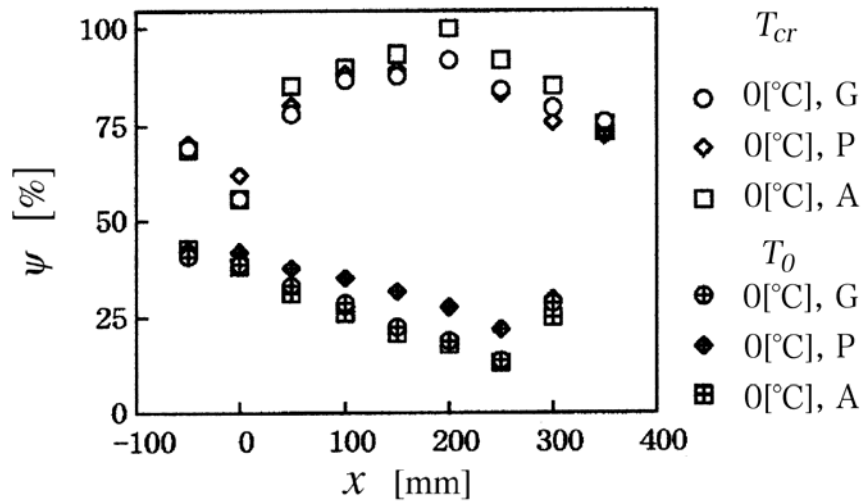


(c)  $T_0 = 0^\circ\text{C}$

図2. 76-3 充填層内比較湿度分布の経時変化(アルミナ粒子)



(a) 冷却室温度および物性値の効果



(b) 空気流路の効果

図2.77 100[h]経過後の充填層内湿り空気の比較湿度分布



## (5) 水分蓄積挙動

図2. 78に100[h]経過後の多孔質層内の水分蓄積量を示す. 縦軸は水分凝縮量, 横軸は冷却室内温度あるいは流動空気の温度を表わす.

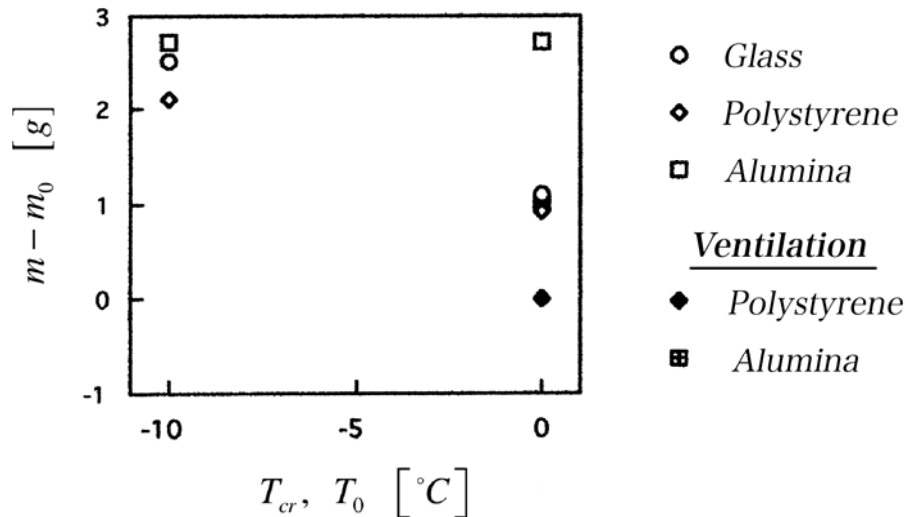


図2. 78 100[h]経過後の充填層内の水分蓄積量

図によると, 冷却室内温度の低下に伴って水分蓄積量は増大する傾向が見られる. また, 水分蓄積量はアルミナ粒子充填層, グラスビーズ充填層, 発泡スチロール粒子充填層の順に大きいことが確認された. 冷却室内温度の低下によって冷却室内湿り空気に含有される水蒸気量は減少するが, 温度低下に伴って加熱室側の湿り空気の相対湿度および比較湿度の増加があり, これにより水分凝縮が発生した. 多孔質材料の熱伝導率が小さくなり断熱性が高まるほど両表面近傍の温度は加熱室内および冷却室内の温度に近くなり, 特に冷却室温度に起因する温度低下が凝縮に寄与している. 冷却室側表面に接する空気を流動させることによって, 水蒸気の輸送が促進され, 充填層内の水分蓄積量は確実に減少する.

### 4.3 本章のまとめ

実験装置 I b-1 における検討では、粒子径の増大および流路内空気流速の増大に伴い、粒子充填層内の温度分布が低下することがわかった。球状粒子を用いることは幾何学的空隙率がほぼ同一であることを意味するが、粒子径が大きいほど多孔質層の単位面積あたりにおける球の接触点数は減少する。このことは、熱抵抗の増大を意味する。一方、粒子間の空隙は大きくなり、拡散および対流の影響を受けやすくなると考えられる。したがって、本測定では、対流の効果が強く現れたものと考えられ、低温空気の対流により、エンタルピー分布に関しても小さい値を示している。同様の理由により、粒子径の増大および流路内空気速度の増大は、比較的乾燥した低温空気の対流により混合比の低下も起こる。低下の見られる範囲は粒子層の空気流路側から加熱室側へと拡大し、保有水分は粒子層内流路側で増加する。

実験装置 I b-2 による実験の範囲内において熱源プローブによる熱物性値測定を試みた結果、充填層内部では場所によって有効熱伝導率が異なるという測定値が得られた。しかし、多孔質層内において生じた凝縮水分量が微量であったため、熱伝導率はそれらの影響を受けていないことがほぼ明らかとなった。ただ、熱伝導率の差異の原因が内部の物質移動によるものなのか熱移動によるものかについては精密な検証はできなかった。冷却室内温度の低下により充填層内の温度勾配は大きくなり、湿り空気の混合比は減少し、相対湿度、比較湿度および水分凝縮量は増加する。この場合、充填材料の熱伝導率が大きくなるほど、湿り空気の相対湿度および比較湿度の増大が示され、水分凝縮量は増加した。したがって、熱抵抗の減少が低温部位の拡大につながり、凝縮促進に関与するということが予想された。充填層の1表面に低温空気を流動させることによって、対流熱伝達が含まれ層全体の熱抵抗は低下したが、層内の混合比、相対湿度および比較湿度は極めて小さくなり、水分蓄積の可能性が減少した。

## 第5章 結 言

実験装置 I a-1では、充填層内の比較湿度は、空隙の増大、および熱伝導率の減少により増大した。空隙の増大および熱伝導率の減少は、充填層両表面近傍の内部温度差の増大ならびに拡散空間の拡大を意味し、このことが水分蓄積増大につながる事が明らかとなった。

実験装置 I a-2においても、充填層両表面の温度は空隙率および熱伝導率の影響を受けるという結果が得られた。熱物性値の詳細についても検討した結果、ガラスビーズ充填層およびグラスウール充填層の見かけの熱伝導率はそれぞれ $0.20[\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})]$ および $0.032[\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})]$ であり、測定値の信頼性も高い。

実験装置 I b-1において、粒子径の増大および流路内空気流速の増大に伴い、粒子充填層内の温度分布が低下することがわかった。これと同時に、比較的乾燥した低温空気の対流により混合比の低下も起こり、低下の見られる範囲は粒子充填層の空気流路側から加熱室側へと拡大する。

実験装置 I b-2では、熱源プローブによる熱物性値測定を試み、多孔質層内部では場所によって有効熱伝導率が異なるという測定値が得られた。また、熱抵抗の減少が低温部位の拡大につながり、凝縮促進に関与すると言うことが予想された。多孔質層の1表面に低温空気を流動させることによって熱抵抗は低下したが、層内の混合比、相対湿度および比較湿度は極めて小さくなり、水分蓄積の可能性が減少した。

### 第Ⅲ編 多孔質層の熱・物質移動に関する二次元モデルによる実験的検討

## 第1章 緒 言

1960年頃までの北海道の住宅の壁体は本州と同様の内部構造であり、断熱に対する積極的な配慮はほとんど成されていなかった。寒冷地における冬期間の快適性が注目されるようになり、高气密、高断熱という考え方が取り入れられ、壁体内に断熱材を充填する方法が普及した。断熱材は熱伝導率の小さい材料であり、無機系および有機系断熱材があるが、どちらか一方の原材料のみで断熱材を構成することは少ない。例えば、グラスウールの場合では、主体は無機系のガラスが90～96[%]で、接着剤(バインダー)として使用する有機系のフェノール系樹脂が4～10[%]で構成されており、住宅用グラスウール断熱材は、これらを混合させ綿状に成形したものであり、軽量で施工時の取扱いが容易である。

グラスウールを使用する場合、室内と外気の温度差が生じることにより、高空隙率で通気性の高いグラスウール内では水分が凝縮することがある。これは、室内外の温度差により壁体内にも温度差が生じ、それに起因した水蒸気の分圧差によって水蒸気が高温側から低温側に移動することによるものである。移動した水蒸気は壁体内低温側に到達した際に凝縮し、低温の程度によっては氷結する。一般にグラスウールの性能評価は乾燥状態で示されており、その熱伝導率は $0.033[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ 程度とされているが、グラスウール内の空気に代わり、熱伝導率の高い水が介在すると性能が著しく低下するといわれている。特に寒冷地においては壁体内低温側は室内温度の露点温度以下、更には氷結点以下になることも予測され、氷は水の約4倍の熱伝導率をもつことから性能が低下することは明かである。また、結氷の荷重による断熱材の落下や、壁体内に封じられた水分による建材の腐食が実際に確認されている。断熱材内の水分凝縮および断熱性能低下に関して、ASTMにおいて多くの実用的研究成果<sup>[3-1-5]</sup>が公表されている。また、坂爪らは低温環境における断熱材内の水分蓄積と伝熱性能について詳細な検討を行っている。<sup>[3-6-9]</sup>

グラスウール内の水分凝縮を防止する手段の一つに、グラスウールの低温側に空気を流動させるという方法がある。実際には松下電工(株)が送風機で強制的に空気を還流させることで結露の防止をねらった考案(実用公開新案, 昭52-72355, 同121912)がある。現在では、断熱材層と外壁との間に一定の厚さの空気流路を設ける通気層工法という方法が広く採用されている。これは、流路中を空気が自由に流動することによって低温側の水分蓄積を緩和もしくは防止しようとするものである。この方法が採用されたことにより水分蓄積の問題がほぼ解消されたと言われている。しかし、空気流動させた場合の断熱材内伝熱挙動については斎藤ら<sup>[3-10-12]</sup>、Vafaiら<sup>[3-13]</sup>の検討結果

があるが、熱・物質移動挙動および水分蓄積挙動に関与すると予想される要因、すなわち内外の温・湿度条件、空気流速などの効果を検討した報告例はほとんど無く、寸法・構造の根拠ならびに定量的効果が明らかではないことは、技術的発展を期する上で不備であると思われ、現象の詳細について基礎的な検討を加えることの重要性は高いと考える。

第Ⅱ編においては、上述の諸効果を定量的に把握するための基礎的資料を得ることを目的として、矩形筒状の多孔質層充填容器を用い、多孔質層内における熱・物質移動挙動の一次元的な検討を行い、多孔質層両端表面の温・湿度条件が内部の温・湿度分布や凝縮発生におよぼす効果について知見を得た。また、多孔質層表面に空気を流動させた場合の効果も併せて検討し、凝縮抑制について一定の効果のあることが確認された。しかし、実現象は二次元的ないしは三次元的なものであり、一次元的検討結果のみを資料とすることは不十分である。

本編は、多孔質層の一方の表面に空気を流動させ、諸量の多孔質層断面における二次元的検討について述べたものであり、流路を流れる空気の平均流速、温度および相対湿度が多孔質層内部の温度分布挙動、相対湿度分布および水分蓄積などにおよぼす効果について述べたものである。

一連の実験は、多孔質層の一方の表面を加熱し、他方表面が比較的低温の空気が流れる流路に接している場合の両熱源間の熱伝達挙動および多孔質層内水分蓄積挙動などを測定・観察しようとしたものである。これらに影響を及ぼすと予想される因子は、例えば、流路に流入する空気に関しては平均流速、流れの方向および温度、流路に関しては厚さ、多孔質層に関しては厚さおよび高さなどの寸法諸元や空隙率、浸透率、熱伝導率など諸熱物性値、多孔質体加熱側表面に関しては温度および湿度など多岐にわたる。したがって、単一の実験装置では全ての実験を遂行することが困難であり、注目すべき項目に関して、より良好な測定環境を用意するため、それぞれの場合に応じて実験装置を設計・製作した。実験装置は実験内容および形態によりⅡa～Ⅱcの3群に分類でき、さらにそれらはⅡa-1～3、Ⅱb-1～4、Ⅱc-1～3のように数種類の装置がある。Ⅱa群の装置は、多孔質層を挟むように加熱室および空気流路が配置され、空気流路の一面は冷却壁により構成されている。Ⅱb群の装置では、流路に冷却壁は無く、加熱室は多孔質層の高さ方向に5あるいは10室設けられそれぞれに加熱源および加湿機能を有する。Ⅱc群の装置では、Ⅱbの装置と同様な空気流路を有するが、多孔質層への加熱は平板状の加熱室に代わり発熱板を用いたものである。

本編は全5章から成り、第1章緒言では研究の背景および意義を述べている。第2章、第3章および第4章は、それぞれ実験装置Ⅱa群、Ⅱb群、Ⅱc群に関して記述されており、実験装置の概

要および実験条件等の説明および考察がなされている。第5章は結言であり、3種類の装置群により得られた知見がまとめられている。

## 第2章 実験装置Ⅱa群

### 2.1 実験装置概説

Ⅱa群の装置は、図3.1に示すように多孔質層であるグラスウール層を挟むように加熱室および空気流路が配置され、空気流路の一方の垂直壁面は冷却壁となっている。また、空気は流路下方より流入し、上方より流出する。



図3.1 実験装置Ⅱa-1, 2および3の概要

以下に、実験装置Ⅱa-1～3を説明する。

#### 2.1.1 実験装置Ⅱa-1

##### (1) 装置概要

図3.2～5に実験装置Ⅱa-1の系統図、外観および測定部を示す。本装置は装置の構成および実験方法の標準となっているため、後に述べる実験装置Ⅱa-2とともに、以降の一部詳細な説明を加える。

本装置では、多孔質層内熱通過特性および多孔質層内水分蓄積に及ぼす流入空気平均速度、流入空気温度、および冷却壁表面温度の効果を検討した。



多孔質層高温側には加熱室を設け、所定の温・湿度条件を与えている。加熱室の壁は厚さ5[mm]の亚克力板により作られ、壁の両面には直径0.3[mm]のクロメル-アルメル熱電対が取り付けられている。室内にはヒーターおよび攪拌ファンが設置され、室内温度を一定に保つようになっている。ヒーターへの供給電力はスライダックにより調整され、電流計および電圧計により求められる。この電力値がガラスウールを経由して移動する熱量となる。

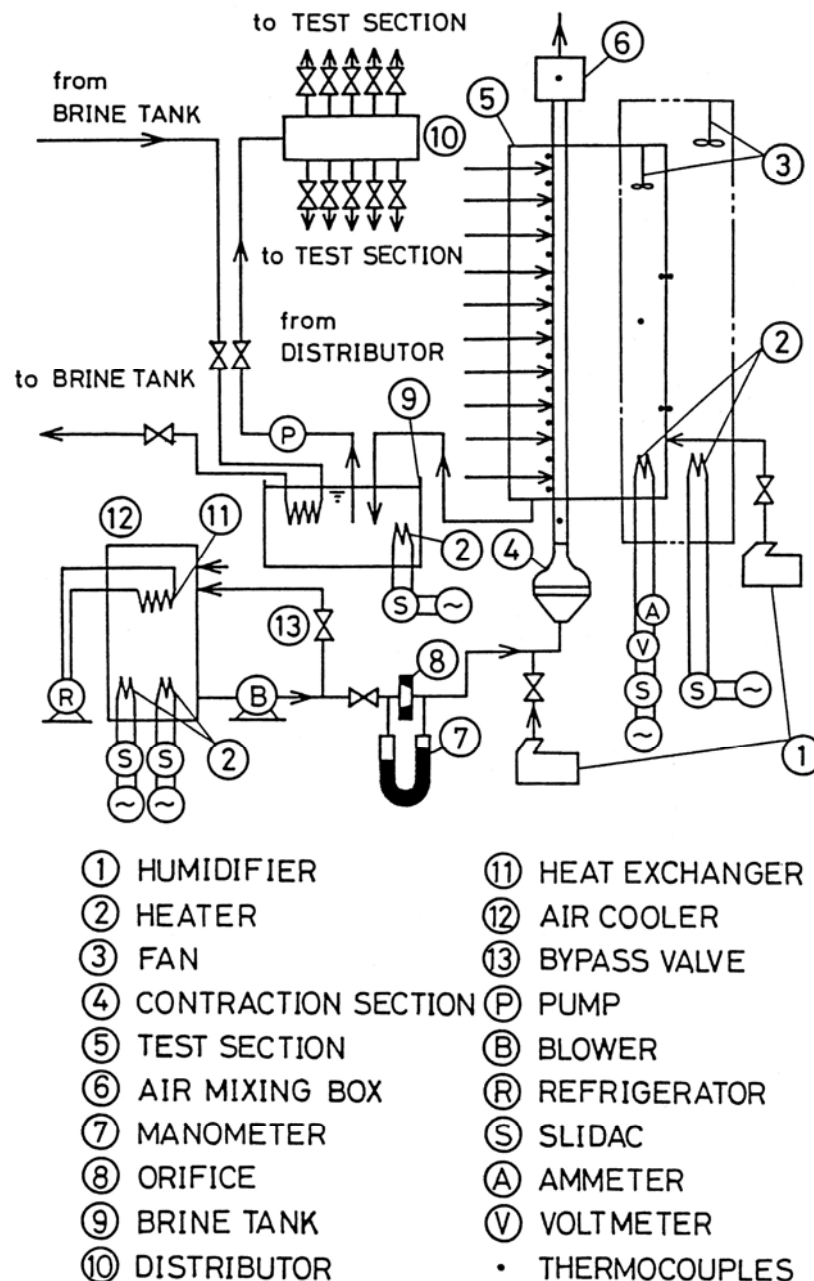


図3. 2 装置系統図

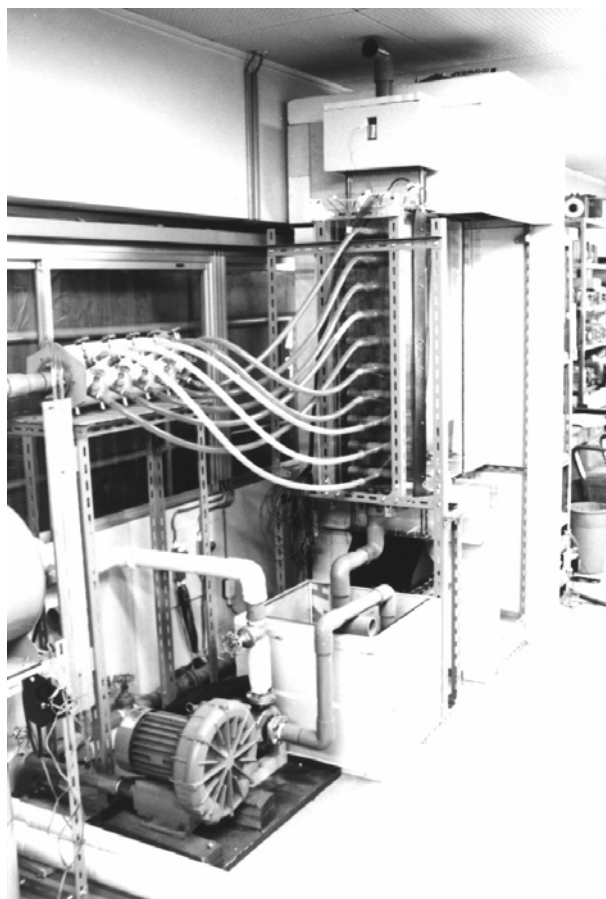


図3. 3 実験装置外観

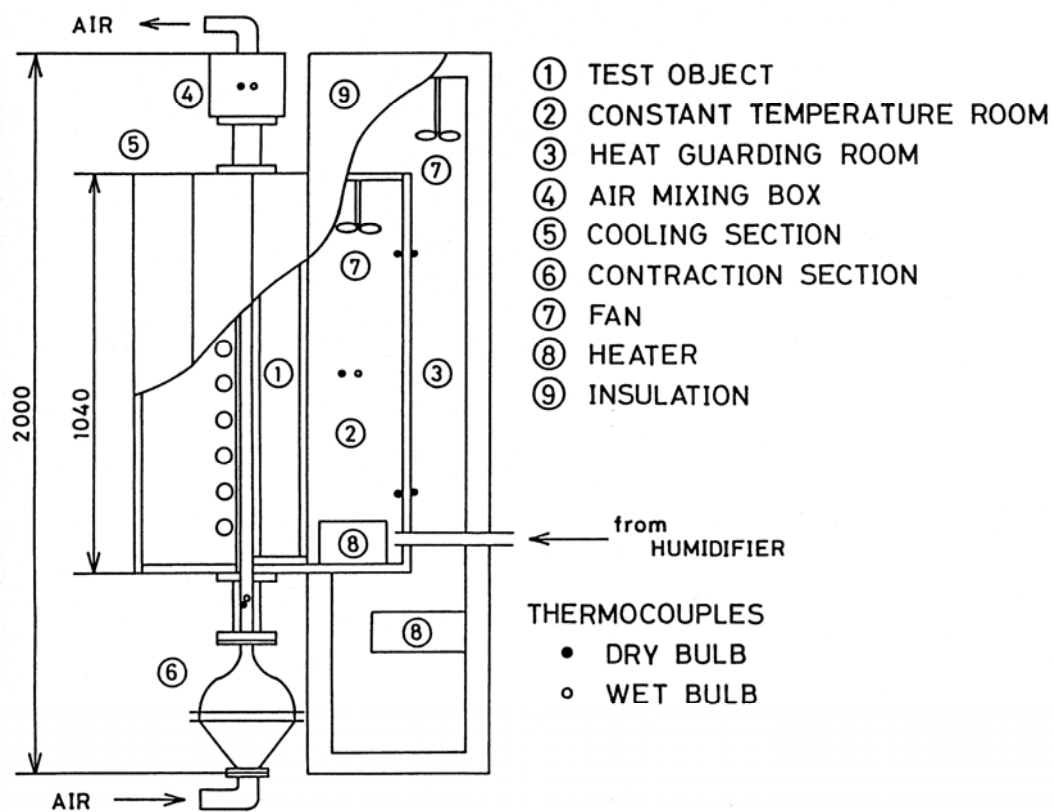


図3. 4 測定部詳細



図3. 5 定温室を含む測定部

相対湿度は図3. 6の超音波加湿器により発生させた高湿度の空気を導入することにより調整した. 図3. 7のように高温室全体は厚さ100[mm]のスタイロフォームによる温度補償室により囲まれ, 高温室壁の両表面の温度が等しくなるように, 温度補償室内のヒーター放熱量をスライダックにより調節し, 加熱室内に供給した熱量が背面外部へ漏洩するのを防いだ. また, 攪拌ファンにより温度補償室内空気の温・湿度が均一となるようにした.

空気流路は, 厚さ20[mm]×幅300[mm]×長さ1000[mm]であり, 流路に流入する空気は, 図3. 8の空気冷却室内において直膨式の冷却コイルおよびヒーターにより温度調整され, 湿度は超音波加湿器により発生させた高湿度の空気を配管中に導入することにより調整される. 空気流量はオリフィス流量計により測定し, バルブの開閉により図3. 9のブロワーからの送風量を調整した. 送出された空気は, 整流部を経て試験部直下の矩形ダクトから試験部へと流入する. また, 多孔質層表面と向かい合う流路壁は図3. 10および図3. 11に示すような冷却壁となっている.



図3. 6 超音波式加湿器

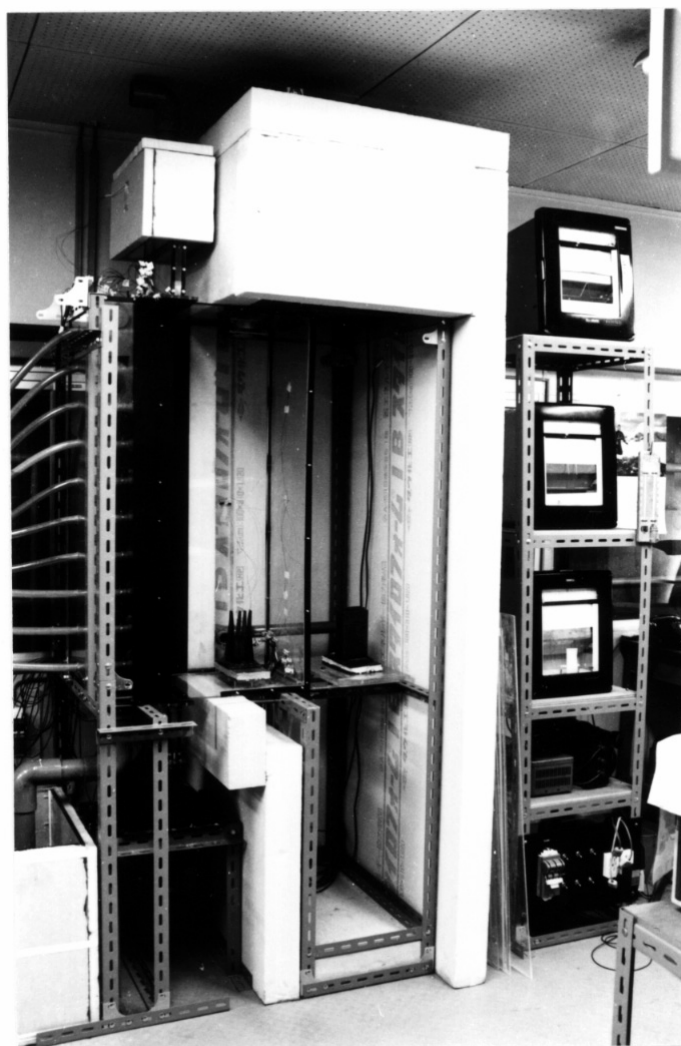


図3. 7 温度補償室を含む測定部全体



図3. 8 空気冷却室



図3. 9 ブロワー

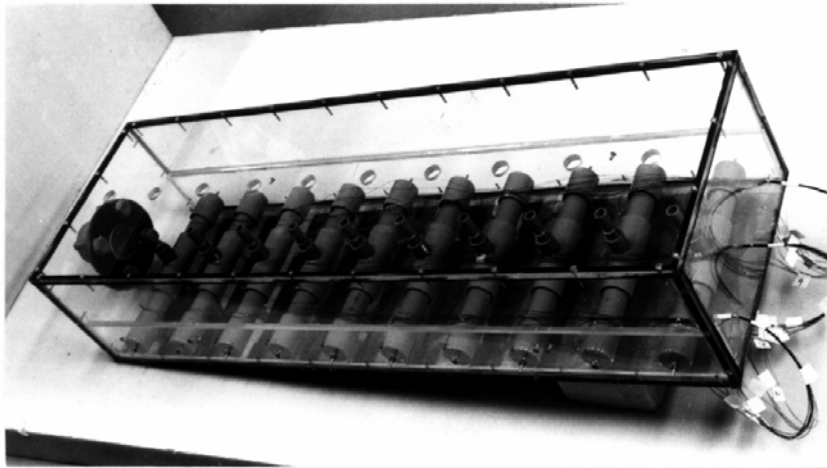
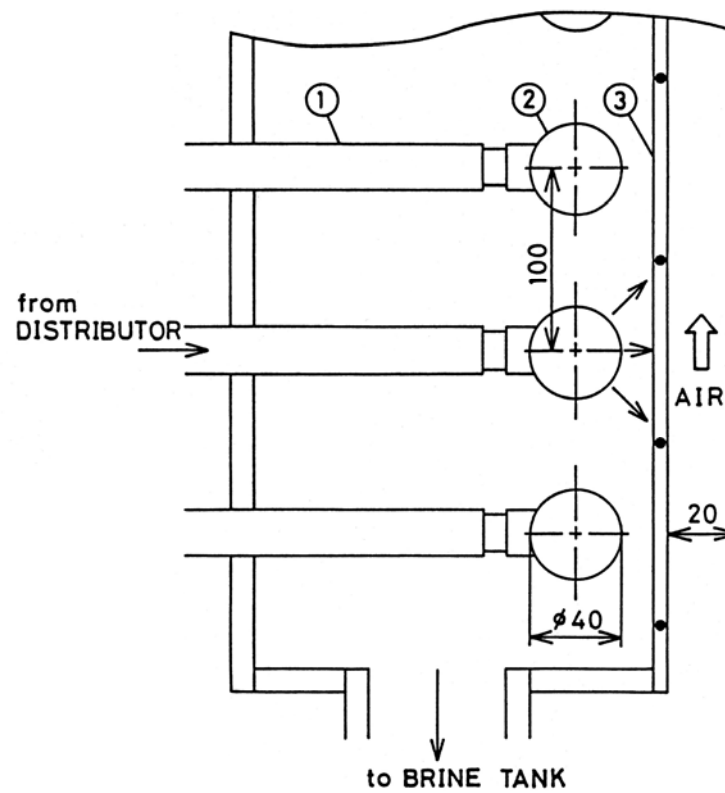


図3. 10 冷却壁面背面と吹き付け管



- ① BRINE HOSE
- ② BRINE NOZZLE
- ③ COPPER PLATE
- THERMOCOUPLES

図3. 11 冷却壁の構造

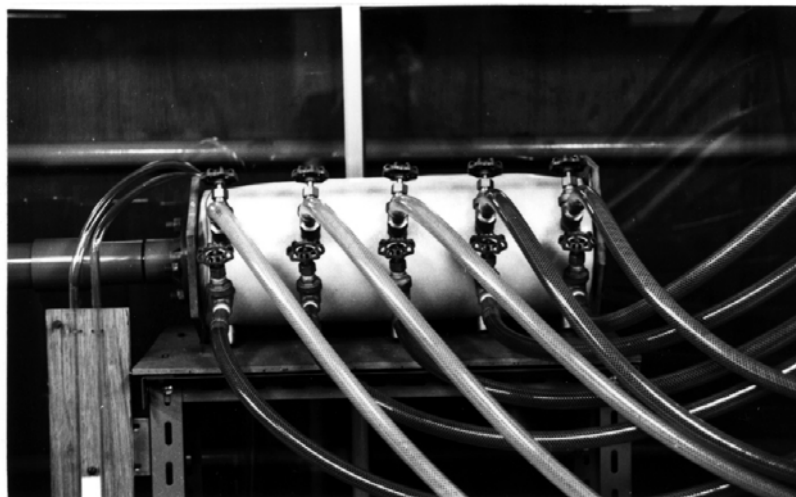


図3. 12 ブライン分配器

冷却壁は厚さ3[mm]の銅板で、呼び径25[mm]の塩ビ管に直径2.3[mm]の穴を多数あけることにより製作した10本の吹き付け管により、銅板背面にブラインを吹き付け、各々に送るブライン量を図3. 12の分配器の10個のバルブ、および直前にある調節バルブにより調節し、冷却壁表面温度が等温となるようにした。なお、銅板の裏表面には、流れ方向に100[mm]おきに11箇所、およびそれぞれの位置について流れに直角方向に3箇所の合計33箇所に直径0.3[mm]のクロメル-アルメル熱電対を取り付け、冷却壁表面温度を測定した。

供試多孔質材料であるグラスウールは、アクリル板より作成した図3. 13の枠に収められ、図3. 14のように垂直に支持される。グラスウールを安定して支持できるように、枠にはプラスチック製の網が取り付けられている。また、測定部ではグラスウール側面の温度分布をサーモグラフィーにより観察するため、枠側面の板を開閉可能な構造とした。

本実験で使用したグラスウールは、密度16[kg/m<sup>3</sup>]で、縦1000[mm]×幅300[mm]×厚さ100[mm]である。グラスウールの表面温度測定には直径0.3[mm]のクロメル-アルメル熱電対の温接点に2[mm]×2[mm]の銅箔をハンダ付けしたものを用い、グラスウールの両表面に各3箇所、合計6箇所に取り付けられている。

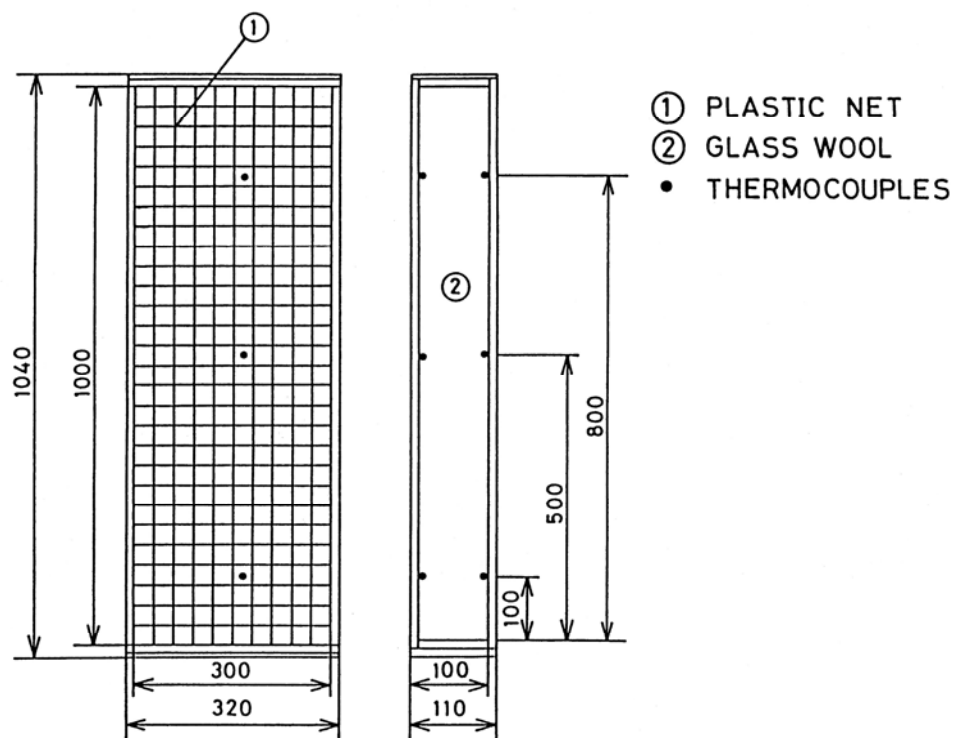


図3. 13 グラスウール固定枠の構造と寸法

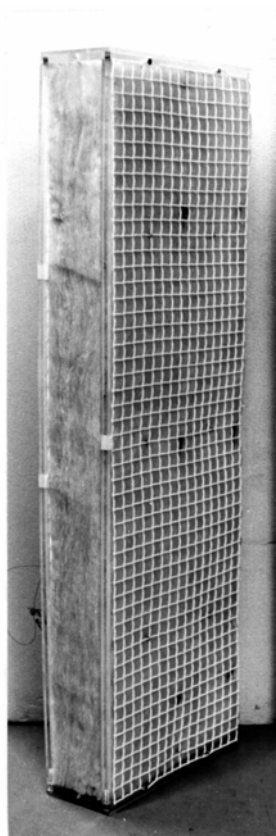


図3. 14 グラスウール収納状態



## (2) 実験条件

以上に述べた装置諸元および実験条件を表3. 1に示す.

本実験では、表のように空気流路厚さを20[mm]に設定し、冷却壁温度、空気流路流入空気温度、空気流入平均速度を変化させ、これらが熱通過特性および水分蓄積に及ぼす影響を検討した。また、空気の強制的流動の無い場合(流路の上・開口部閉鎖)についても実験を行った。

供試多孔質体であるグラスウールを所定の位置に取り付け、空気流路への流入空気温・湿度および加熱室内温・湿度を所定の値に設定した後、冷却壁表面を所定の温度とし、実験を開始した。

なお、本実験において使用する流速は、体積流量を試験部空気流路の断面積で除した空塔速度で定義している。

空気流路流入空気の乾球・湿球温度、定温室内空気の乾球・湿球温度、加熱室壁表面温度、グラスウール表面温度、および冷却壁面温度を測定した。流入空気温度は、縮流部通過後、試験部直下の矩形ダクトに取り付けられた熱電対により測定し、流出空気温度は、試験部上方に設置した空気混合室に熱電対を取り付け測定した。なお、使用した熱電対はすべて直径0.3[mm]のクロメル・アルメル熱電対である。湿度は、乾球・湿球温度に基づき、湿り空気線図を用いて求めた。湿球は熱電対の先端の周囲を水で湿らせたガーゼで覆ったものである。

表3. 1 供試多孔質体諸元、測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (密度)	グラスウール (16.0kg/m <sup>3</sup> )
		寸法	厚さ100mm × 幅300mm × 高さ1000mm
測定継続時間			12h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ20mm × 幅300mm × 長さ1000mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	0.2, 0.4, 0.7, 1.0m/s
		流入空気温度	5, 10°C
		流入空気湿度	70~80%RH
	冷却壁	寸法	幅300mm × 長さ1000mm
		表面温度	-5, -10, -15°C
加熱側条件	加熱室	寸法	奥行き200mm × 幅300mm × 高さ1000mm
		室内温度	25°C
		室内湿度	60%RH

定温室からの熱損失が温度補償室において熱補償され、定温室内のヒーターより発生する熱量がすべてグラスウール内を通過するものと仮定し、ヒーターに供給される電力を加熱室に接するグラスウール表面積で除し、グラスウール内を通過する熱流束 $q$ とした。また、見かけの熱伝導率 $\lambda_a$ は、グラスウール表裏面それぞれの平均温度から平均温度差 $\Delta T_m$ を用い、次式で定義する。

$$\lambda_a = \frac{q \cdot L}{\Delta T_m} \quad \dots (3.1)$$

実験前および後のグラスウール質量をそれぞれ $m_0$ 、 $m$ とし、それらを図3. 15の直視天秤により測定した。また、質量増分 $m - m_0$ を実験中の含水量とした。

本実験では、図3. 16のサーモグラフィ装置(日本電子製, JTG-3100)によりグラスウール内温度分布の可視化を試みた。温度分布の観察は、実験開始から12時間後に、グラスウール側面の上部、中部および下部の3箇所について行い、カラーモニターに表示されたそれぞれの画像をカラーフィルムに記録した。3箇所としたのは、視野が狭く、全体を高精度で撮影することが困難であることによる。



図3. 15 直視天秤



図3. 16 サーマグラフィ装置

## 2. 1. 2 実験装置Ⅱa-2

### (1) 装置概要

実験装置Ⅱa-2は、実験装置Ⅱa-1に若干の改良を施したものであり、基本的な構成は、ほぼ同様となっている。装置の系統図および装置全体をそれぞれ図3. 17および図3. 18に、測定部外観および測定部周辺の構成をそれぞれ図3. 19および図3. 20に示す。

測定部は、実験装置Ⅱa-1と同様にグラスウール層とそれを支える枠、冷却壁、空気流路、さらに加熱室などからなっている。

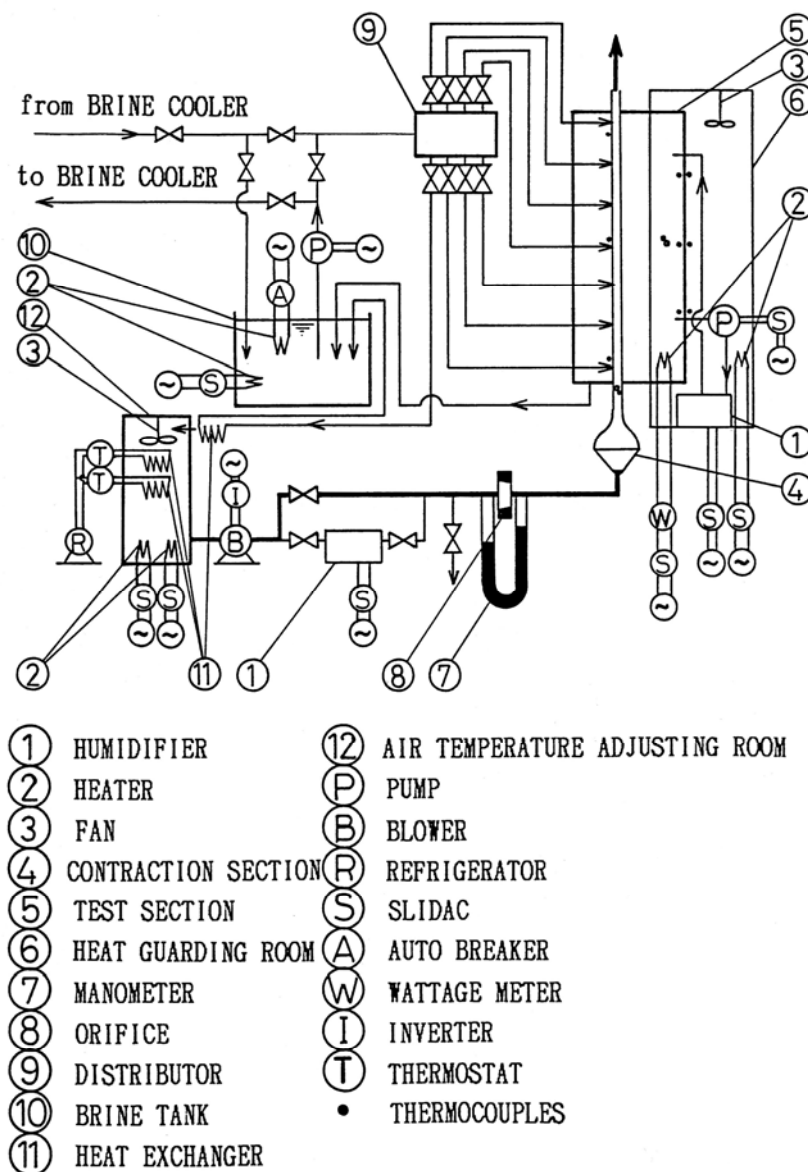


図3. 17 装置系統図

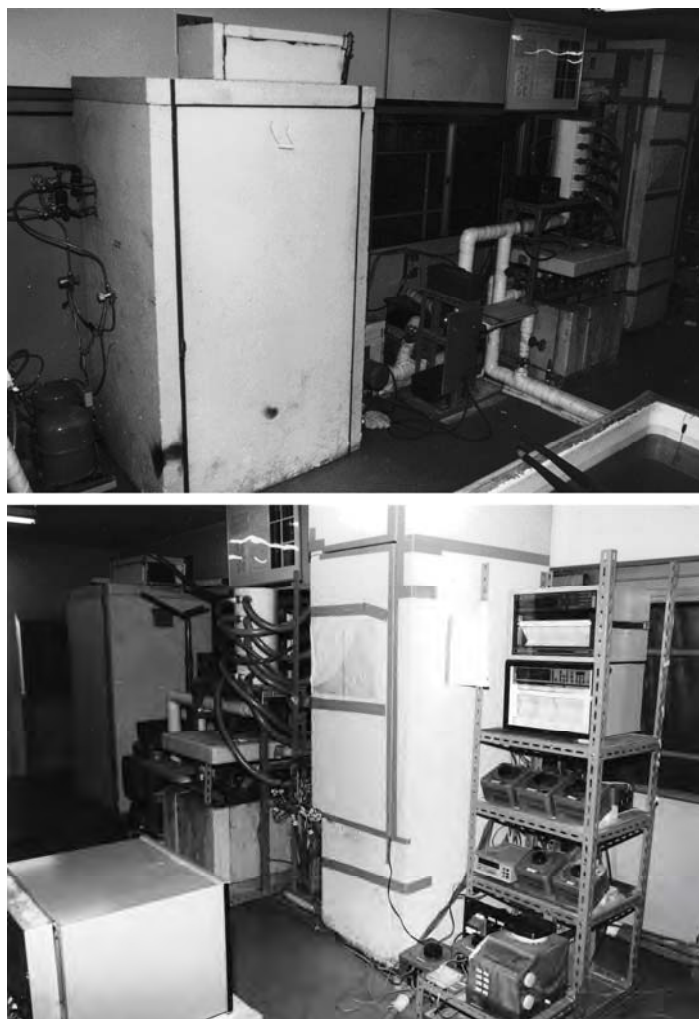


図3. 18 装置全体

図3. 21にグラスウール指示枠および測温位置を、図3. 22に指示枠にグラスウールが収納された状態を示す．本装置では表面の流れに無用な擾乱を与えないように配慮し、ナイロン製の糸を縦に張って支える方式とした．枠にはグラスウール表面温度測定用の熱電対を各面の10箇所に取り付け、表面温度測定用の熱電対の先端には2[mm]四方の銅箔を半田付けし、グラスウール表面に取り付けた．供試グラスウールは、密度 $15.9[\text{kg}/\text{m}^3]$ で、厚さ100[mm]×幅300[mm]×高さ1000[mm]である．

冷却壁、および空気流路の寸法、構造等は、実験装置Ⅱa-1と同一であり、加熱室においては、加熱用ヒーターの放熱能力を有効なものとするため、発熱体をアルミフィンで挟み、加熱室下面中央に設置した．室内には空気攪拌のためのファンが設けられているが、速やか且つ均質な攪拌効果を得るため、ファン直下に薄い断熱材によるダクトを設け、空気流が一定の方向に循環するようにした．加熱室内の空気を図3. 23の体積型空気ポンプにより循環し、その配管経路中に図3.

24の加湿器を配置することにより，室内湿度の制御を行った．室内の温度および湿度の測定用に3カ所の熱電対による測温点を設け，2つを乾球，1つを湿球として用いた．熱電対は直径0.3[mm]の銅-コンスタンタンを使用した．また，加熱室を囲むように温度補償室が設けられている．冷却板の冷却にはブラインタンクで温度調整した低温のブラインを冷媒とし，ブラインの一部は空気循環系の除湿用熱交換器にも用いた．これは，特に高湿な夏季の実験において流入空気の湿度を1次調整するためである．

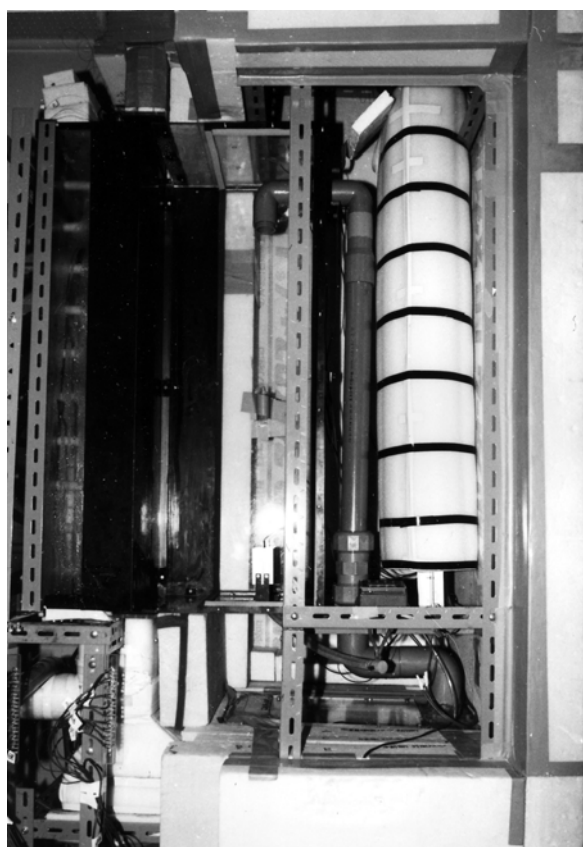
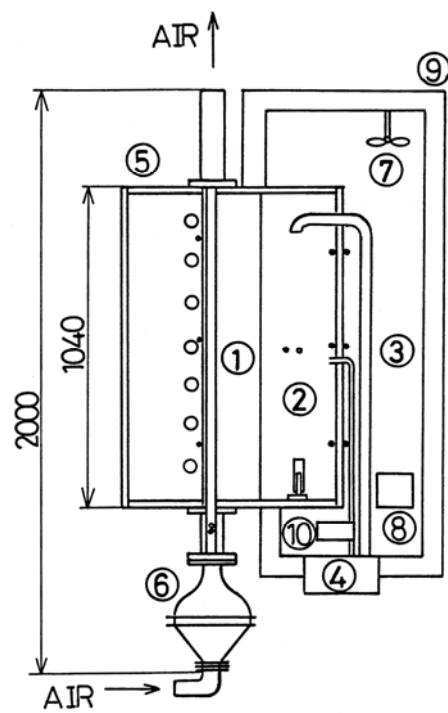


図3. 19 試験部外観



- ① TEST OBJECT
  - ② CONSTANT TEMPERATURE ROOM
  - ③ HEAT GUARDING ROOM
  - ④ HUMIDIFIER
  - ⑤ COOLING SECTION
  - ⑥ CONTRACTION SECTION
  - ⑦ FAN
  - ⑧ HEATER
  - ⑨ INSULATION
  - ⑩ PUMP
- THERMOCOUPLES
- DRY BULB
  - WET BULB

図3. 20 測定部周辺の構成

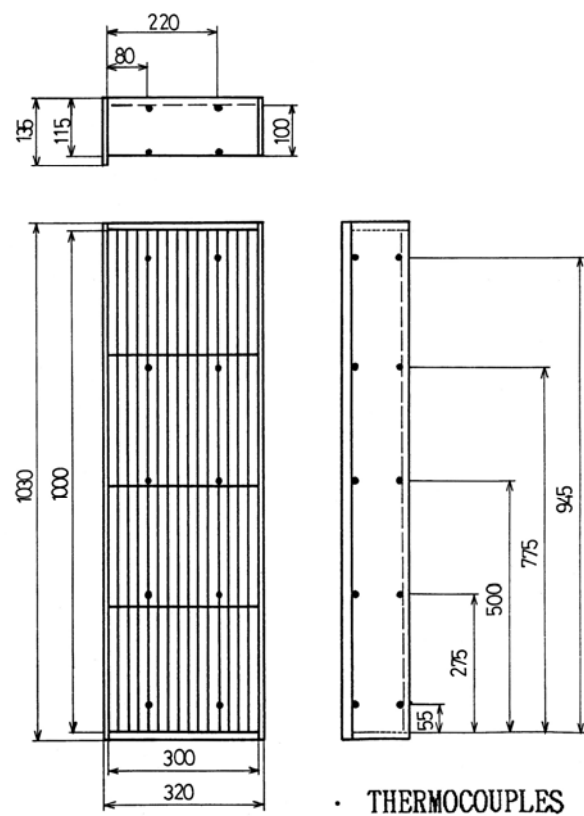


図3. 21 グラスウール支持枠および熱電対取り付け位置



図3. 22 グラスウール収納状態





図3. 23 空気ポンプ

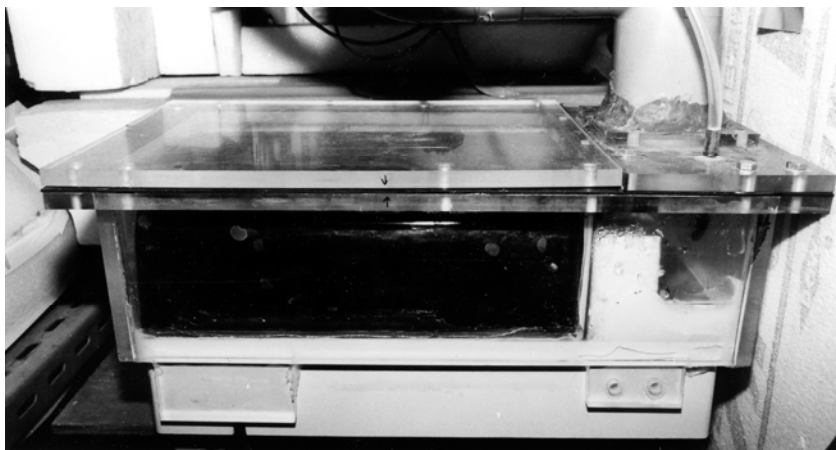


図3. 24 超音波加湿器

空気は空気冷却室から送風機によって加湿器，空気流量測定部，空気整流部へと送られ温・湿度および流量が調節されて測定部に到り，その後排出される．空気は系外から空気冷却室に取り入れられるが，その取り入れ口にはブラインを冷媒とした図3. 25のフィンチューブが取り付けられており，それによって同室内に取り入れられる空気を予め除湿した．ブロワーによる送風量の調整は，バルブによる方式を改め，図3. 26のインバータによる回転数制御に変更した．供給空気の加湿は，図3. 27に示すように，送り出し側配管中に超音波加湿器を組み込み，併せてバイパスを設け双方の通過流量を調整し行った．また流量はマノメータおよびオリフィスによって測定した．空気温度と湿度の測定は整流部を出て後，通気層直前に設けられた熱電対による乾・湿球で行った，熱電対は直径0.3[mm]の銅-コンスタンタン熱電対である．

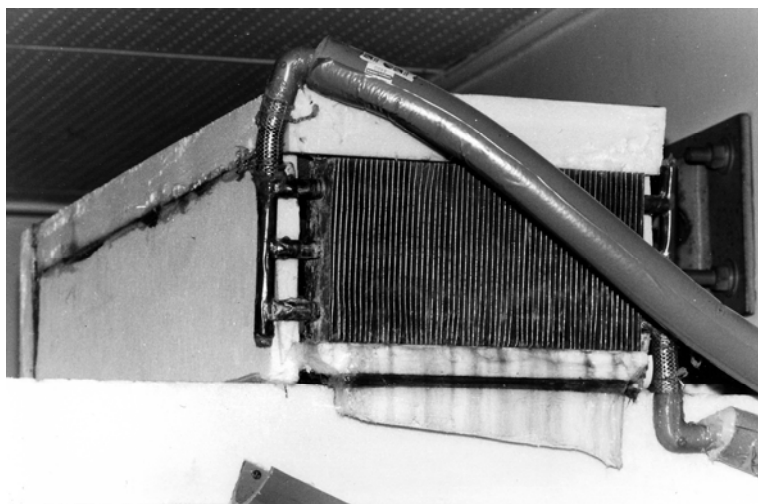


図3. 25 除湿用フィンチューブ



図3. 26 インバータ



図3. 27 加湿器および配管

## (2) 実験条件

以上に述べた装置諸元および実験条件を表3. 2に示す.

表3. 2 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (密度)	グラスウール (16.4kg/m <sup>3</sup> )
		寸法	厚さ100mm × 幅300mm × 高さ1000mm
測定継続時間			7h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ20mm × 幅300mm × 長さ1000mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	0.03, 0.2, 0.4, 0.7, 1.0m/s
		流入空気温度	10, 15℃
		流入空気湿度	70%RH
	冷却壁	寸法	幅300mm × 長さ1000mm
		表面温度	-10℃
加熱側条件	加熱室	寸法	奥行き200mm × 幅300mm × 高さ1000mm
		室内温度	20, 25, 30℃
		室内相対湿度	60%RH

表のように通気層厚さを20[mm]および冷却壁温度を-10[℃]に保持し, 流入空気温度, 流入空気平均速度を変化させ, これらが熱移動挙動および水分蓄積に及ぼす影響を検討した. 流入空気平均速度については, 実験装置Ⅱa-1の場合よりも低空気流量域での測定を試みた.

実験時間は7時間で初めの1時間以内で定温室の温度と湿度, 温度補償室の温度を所定値に安定させるものとし, 1時間を越えた場合はその実験を無効とした. 実験中は装置各部の温度および加熱室内ヒーターの消費電力を電力計にて測定し, それらを30分毎に記録した. 実験時間が7時間を経過した時点で直ちにグラスウールを取り外し, 重量を測定して実験終了とした.

### 2. 1. 3 実験装置Ⅱa-3

#### (1) 装置概要

実験装置Ⅱa-3の系統図および装置全体をそれぞれ図3. 28および図3. 29に示す. 本装置では, 多孔質層の熱移動挙動および水分蓄積挙動に及ぼす流入空気平均速度, 流入空気温度, 冷却壁表面温度および空気流路厚さの効果を検討した.

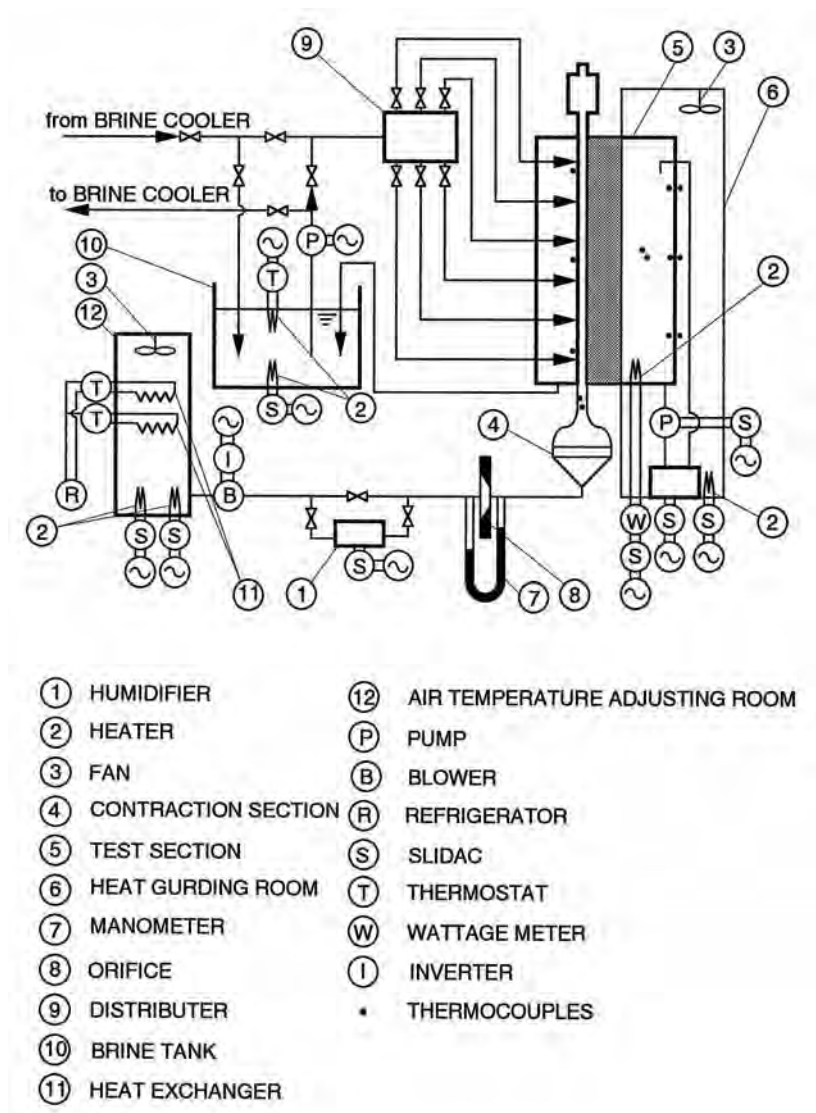


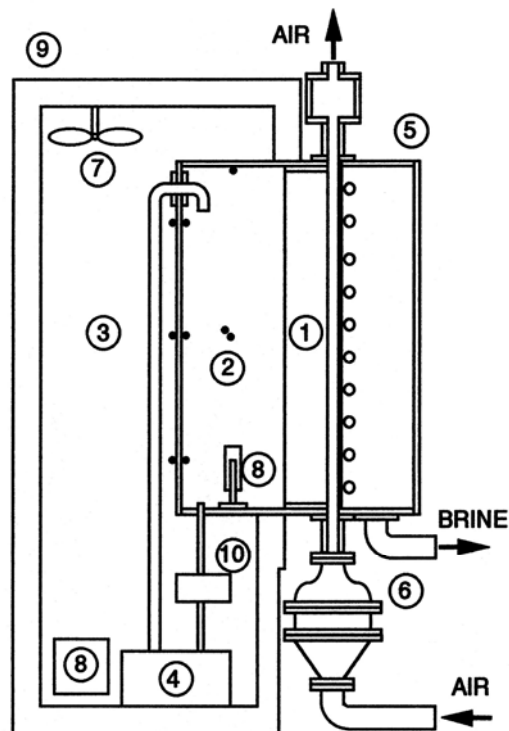
図3. 28 装置系統図



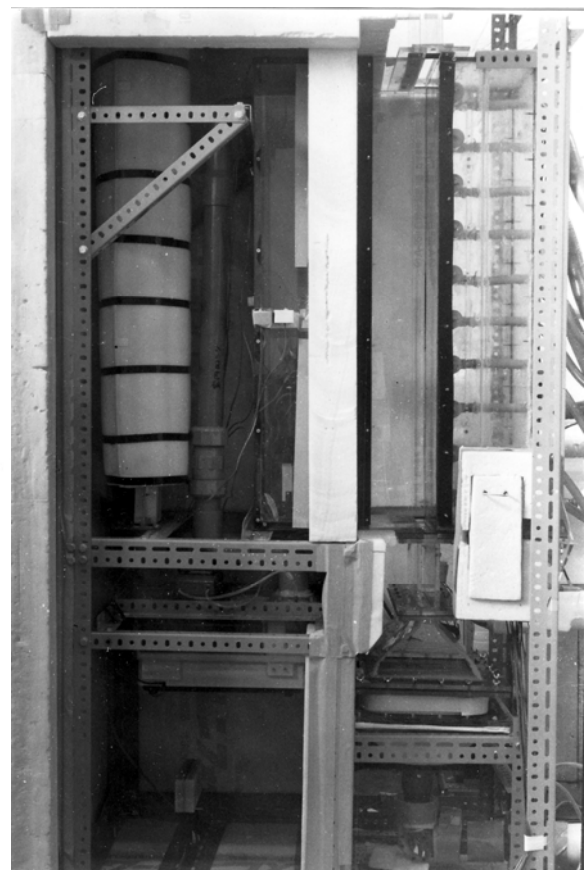
図3. 29 装置全体

本装置の構成および構造は、ほぼ実験装置Ⅱa-2と同一であるが、空気流路厚さが変更できるようにになっている点が異なっている。測定部を図3. 30(a), (b)に示す。

供試ガラスウールは密度 $15.9[\text{kg}/\text{m}^3]$ であり、厚さ $100[\text{mm}] \times$ 幅 $300[\text{mm}] \times$ 長さ $1000[\text{mm}]$ である。ガラスウールは図3. 31 (a), (b)に示す支持枠によって支えられ、測定部内に縦に取り付けられる。支持枠はガラスウールの周囲をアクリル板により囲み、ガラスウールの表裏2面を露出させ、



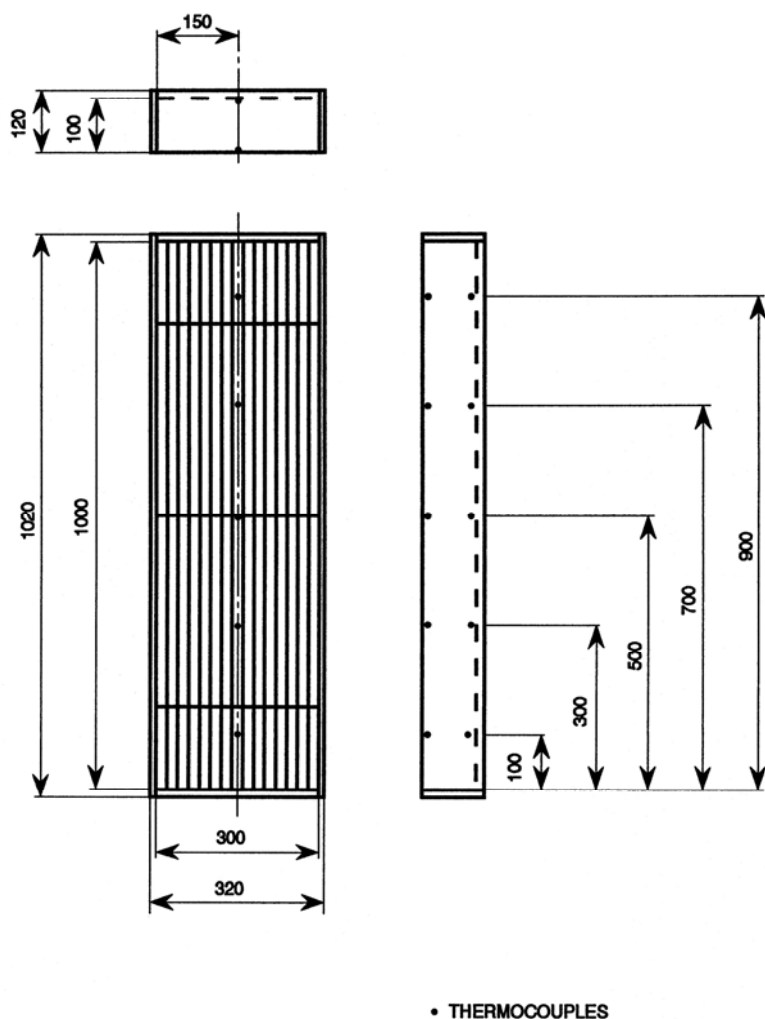
- ① TEST OBJECT
- ② CONSTANT TEMPERATURE ROOM
- ③ HEAT GUARDING ROOM
- ④ HUMIDIFIER
- ⑤ COOLING SECTION
- ⑥ CONTRACTION SECTION
- ⑦ FAN
- ⑧ HEATER
- ⑨ INSULATION
- ⑩ PUMP
- THERMOCOUPLES



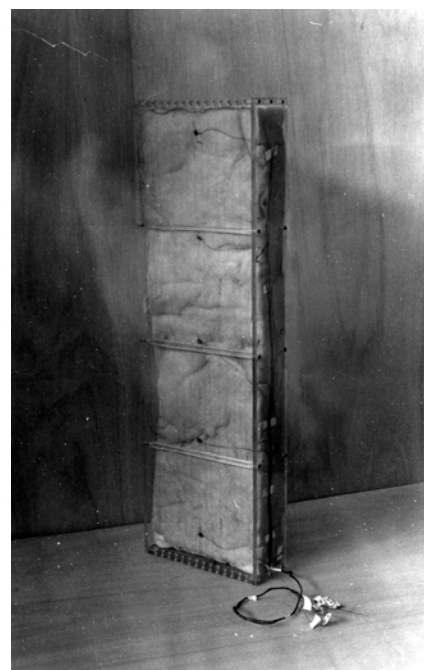
(a) 試験部詳細

(b) 試験部外観

図3. 30 試験部



(a) グラスウール支持枠



(b) グラスウール収納状態

図3. 31 グラスウール外観

さらにそれぞれの表面にネットを貼りナイロン製の紐を張って支えている。ネットにはグラスウール表面温度測定用の熱電対を各面に5点ずつ取り付けた。熱電対は直径0.32[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を使用した。その先端には10[mm]四方の銅箔を半田付けしてある。

冷却板の寸法はⅡ a-1と同一であり、表面温度を測定するため、冷却板背面9ヶ所に直径0.32[mm]の銅-コンスタンタン熱電対を半田付けした。

空気流路は幅300[mm]×長さ1000[mm]であり、厚さは20[mm]および30[mm]の2種類である。加熱室は、一面が供試グラスウールよりなるアクリル板で構成された矩形空間で、室内には発熱体をアルミフィンで挟んだヒーターを下面の中央に設置してある。室内の空気は体積型ポンプにより循

環させ、経路途中に設けた加湿器により湿度の調整ができる。空気の温・湿度は乾・湿球温度計により測定した。温度補償室は、加熱室内に供給した熱の外部への防ぐために設けられている。冷却液循環系では冷媒としてブラインを用い、温度調節用タンクにより温度調節し、分配器、吹き付け管を介して冷却板裏面に吹き付け、回収後、冷凍機により冷却されるという過程で循環する。

空気循環系は流路に送り込む空気の温・湿度および流量を所定値に調整する装置系である。空気は系外から図3. 32に示す温度調整室からブロワーにより図3. 33の加湿器に送られ温度、湿度が調整され、流量測定用オリフィスから整流部を通して流路に流れ込む。湿度は乾・湿球温度計により測定した。

グラスウール内水分蓄積量の測定には、図3. 34に示す分解能0.1[g]の電子天秤を用いた。加熱室内に供給した電力を評価するため、図3. 35のデジタル電力計を使用した。

各部の相対湿度は乾・湿球温度計の温度差からJIS Z8806に基づき算出した。



図3. 32 温度調整室

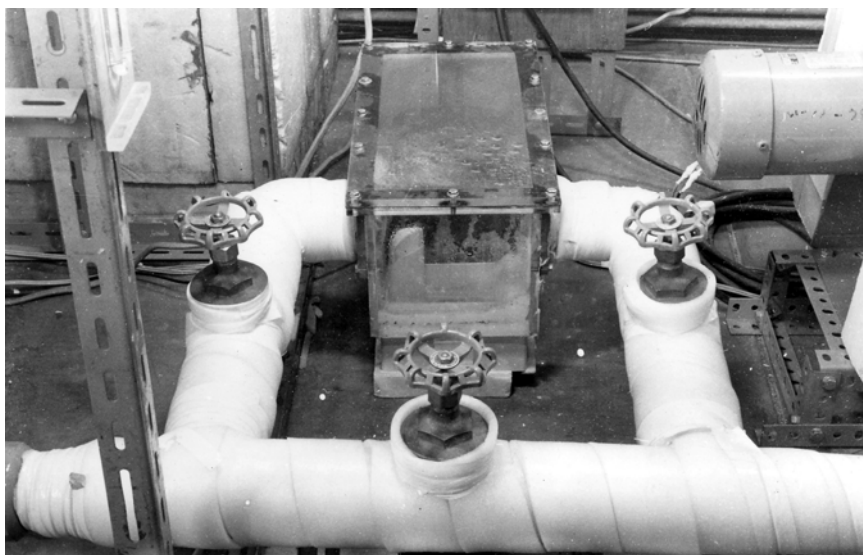


図3. 33 加湿器



図3. 34 電子天秤



3. 35 電力計



## (2) 実験条件

実験開始前に冷却液循環系および空気循環系を作動させ、冷却壁表面温度、流路流入空気温・湿度および流路流入平均流速を所定値に安定させた後、あらかじめ重量を計測したグラスウールを試験部に取り付ける。その後、1時間以内に加熱室内温・湿度、温度補償室の温度を所定値に復帰安定させ、その操作に1時間以上を費やした場合はその実験を無効とした。実験中は装置各部の温度を高速打点記録計によって測定した。また定温室内のヒーターの消費電力を電力計で測定し、測定値全てを30分毎に記録した。測定時間が6時間を経過した時点で直ちにグラスウールを取り外し、質量を測定して実験終了とする。なお、実験時間は調整の1時間と測定の6時間を合わせた7時間とした。表3. 3に装置諸元および実験条件を示す。

表3. 3 供試多孔質体諸元、測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材（密度）	グラスウール（15.9kg/m <sup>3</sup> ）
		寸 法	厚さ100mm×幅300mm×高さ1000mm
測定継続時間			7h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ20mm×幅300mm×長さ1000mm
			厚さ30mm×幅300mm×長さ1000mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	0.1, 0.2, 0.4, 0.7, 1.0m/s
		流入空気温度	5, 15℃
		流入空気湿度	70%RH
	冷却壁	寸 法	幅300mm×長さ1000mm
		表面温度	-5, -10, -10℃
加熱側条件	加熱室	温 度	25℃
		室内湿度	60%RH

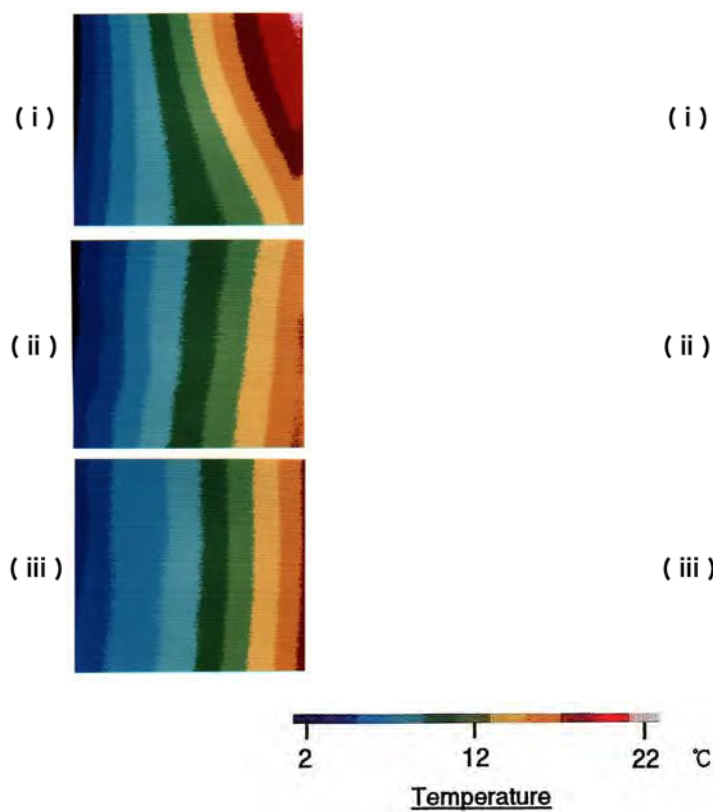
## 2. 2 実験装置Ⅱa群による測定結果とその考察

### 2. 2. 1 実験装置Ⅱa-1

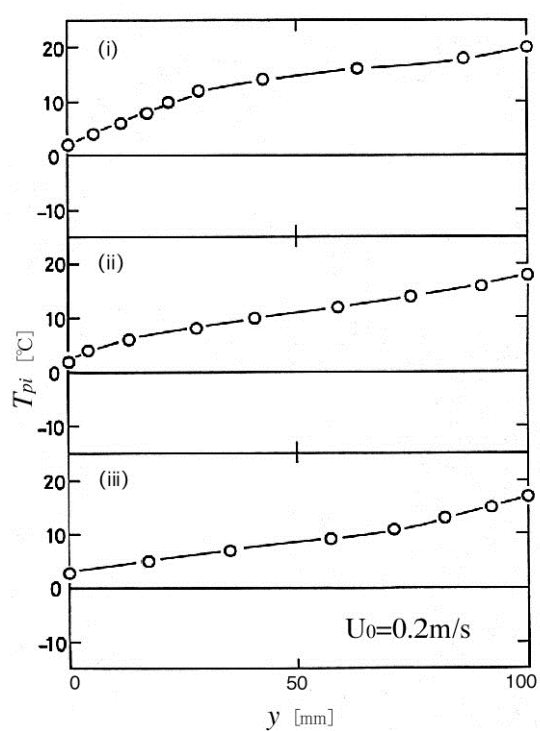
#### (1) 流入空気平均流速が多孔質層内温度分布におよぼす効果

図3. 36-1～4, 図3. 37-1～4, 図3. 38-1～4, 図3. 39-1～4, 図3. 40-1～4, 図3. 41-1～4にサーモグラフィーにより得られた実験開始から12時間経過後におけるグラスウール側面の温度分布を示す。各図の1～4は空気流速 $U_0=0.2$ [m/s], 0.4[m/s], 0.7[m/s], 1.0[m/s]における実験結果である。それぞれの上段の図(a)は温度分布の可視化写真を、下段の図(b)は可

視化写真の等温線より読み取られた温度の厚さ方向変化を示したものである. なお, 三枚の熱画像および下段の図中(i), (ii)および(iii)はそれぞれグラスウールの上部 ( $x=800[\text{mm}]$ ), 中部 ( $x=500[\text{mm}]$ ) および下部 ( $x=100[\text{mm}]$ ) の位置における温度分布である.

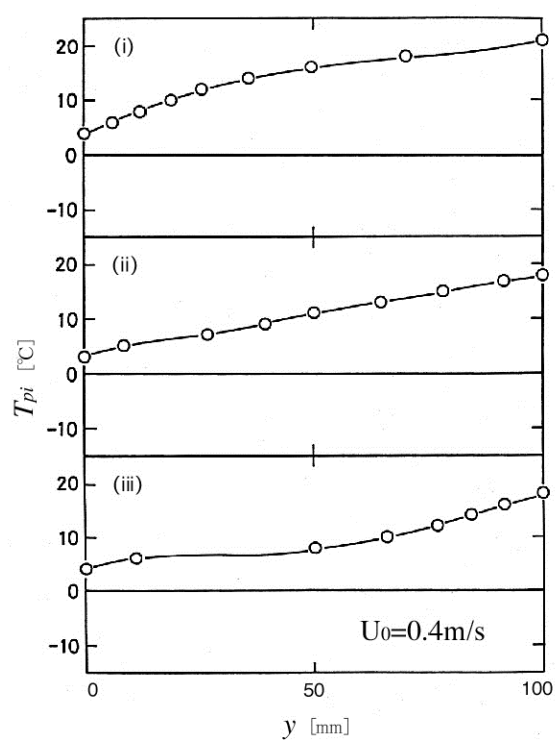


(a) サーモグラフィー画像



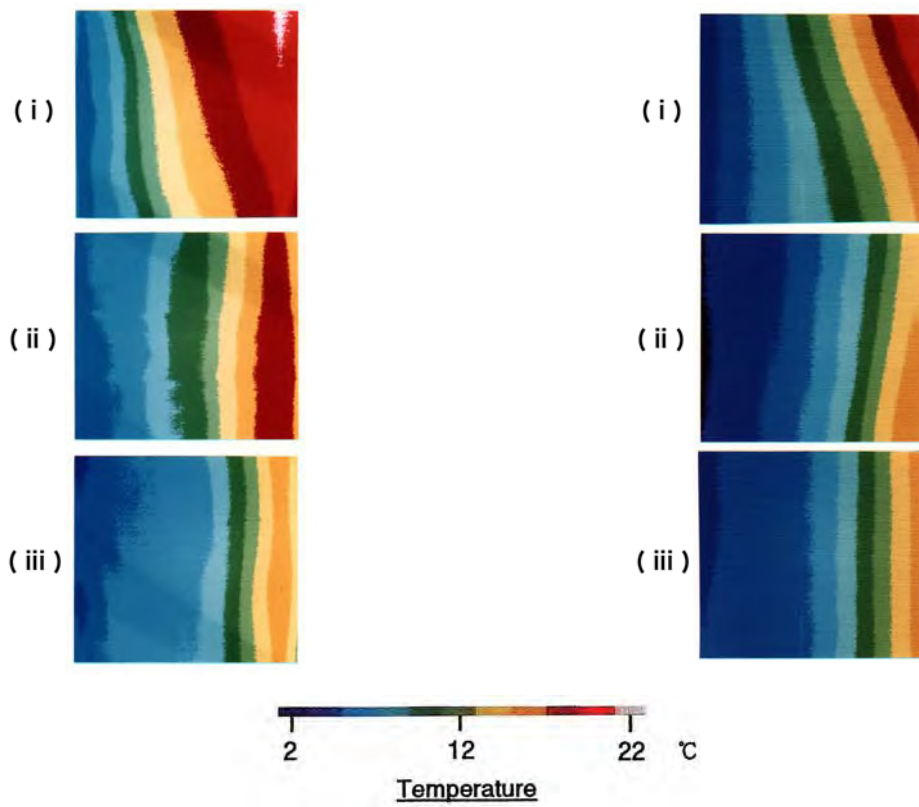
(b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-1 温度分布  
( $T_{cw}=-5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.2\text{m/s}$ )



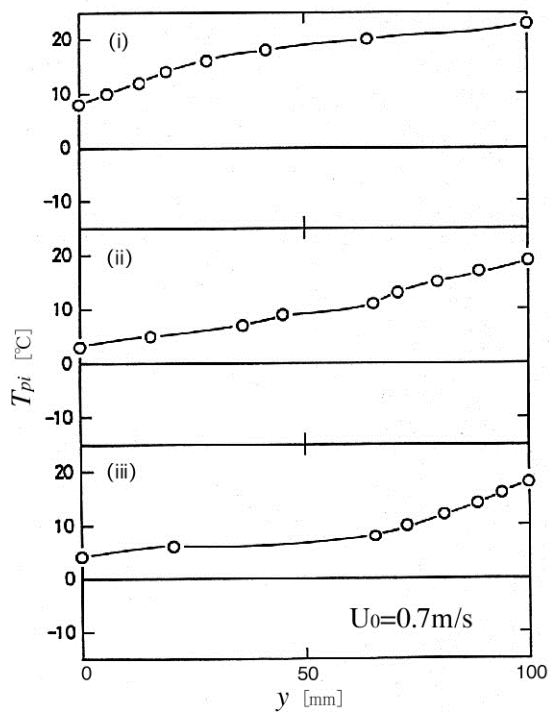
(b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-2 温度分布  
( $T_{cw}=-5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.4\text{m/s}$ )

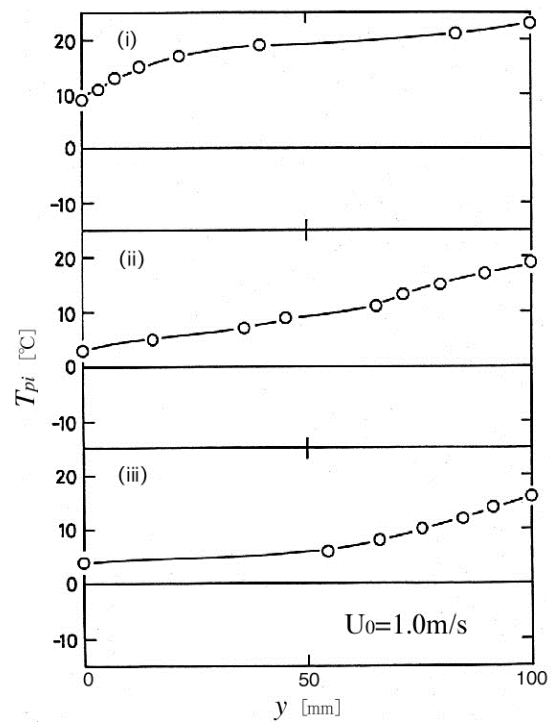


(a) サーモグラフィー画像

(a) サーモグラフィー画像



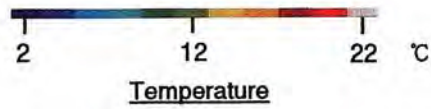
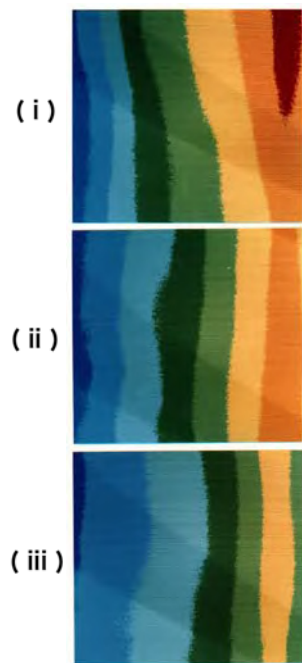
(b) 厚さ方向温度分布



(b) 厚さ方向温度分布

図3. 36-3 温度分布  
( $T_{cw} = -5^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_{hr} = 25^\circ\text{C}$ ,  $U_0 = 0.7 \text{ m/s}$ )

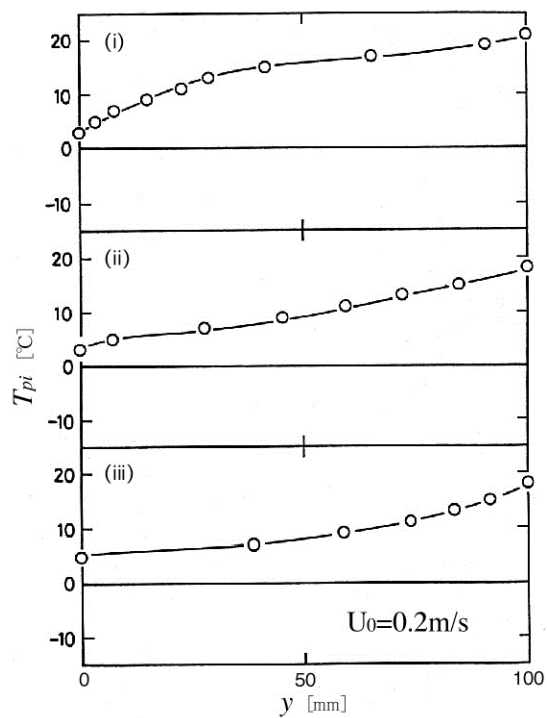
図3. 36-4 温度分布  
( $T_{cw} = -5^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 5^\circ\text{C}$ ,  $T_{hr} = 25^\circ\text{C}$ ,  $U_0 = 1.0 \text{ m/s}$ )



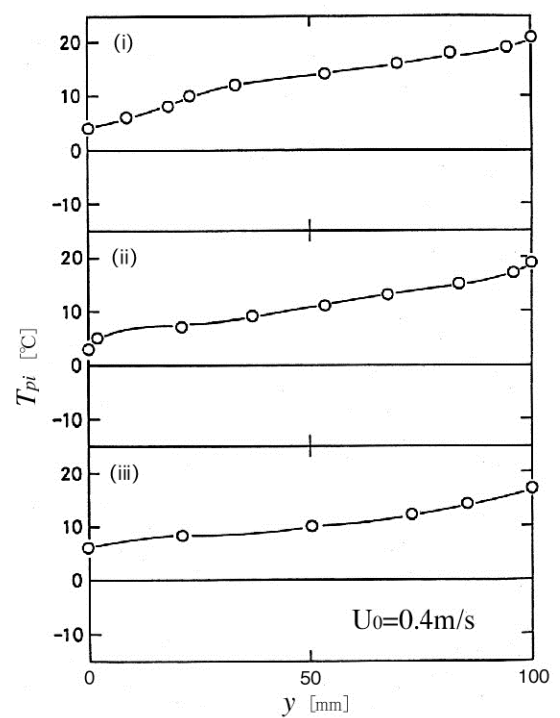
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



(b) 厚さ方向温度分布

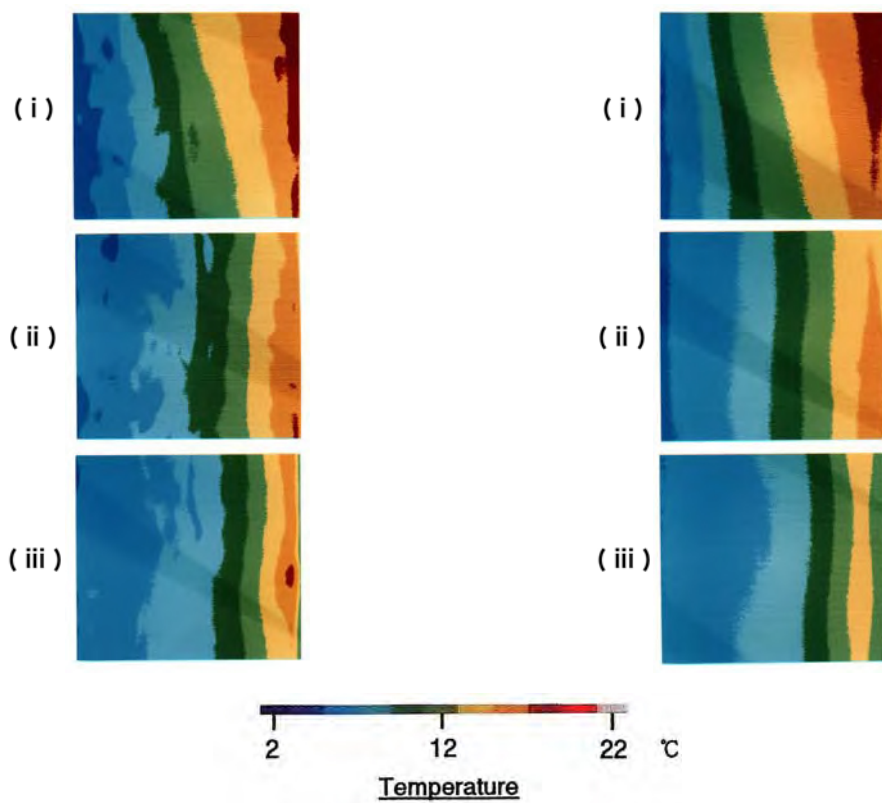


(b) 厚さ方向温度分布

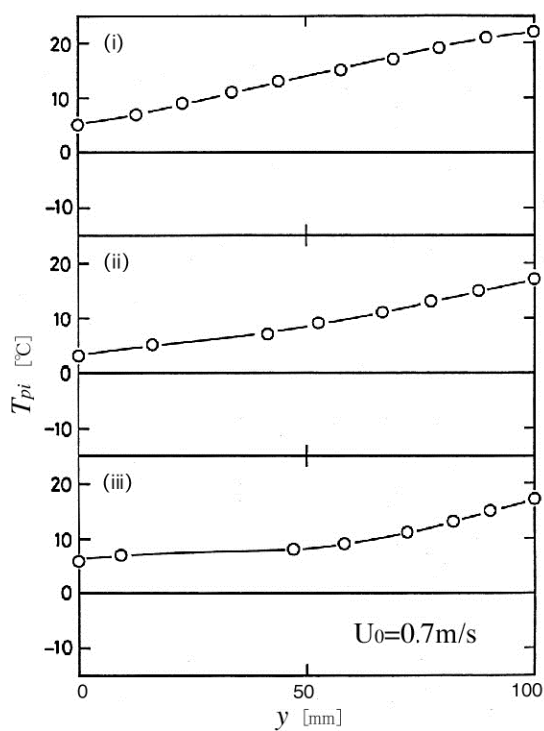
図3. 37-1 温度分布  
 $(T_{cw}=-5^{\circ}\text{C}, T_0=10^{\circ}\text{C}, T_{hr}=25^{\circ}\text{C}, U_0=0.2\text{m/s})$

図3. 37-2 温度分布

$(T_{cw}=-5^{\circ}\text{C}, T_0=10^{\circ}\text{C}, T_{hr}=25^{\circ}\text{C}, U_0=0.4\text{m/s})$

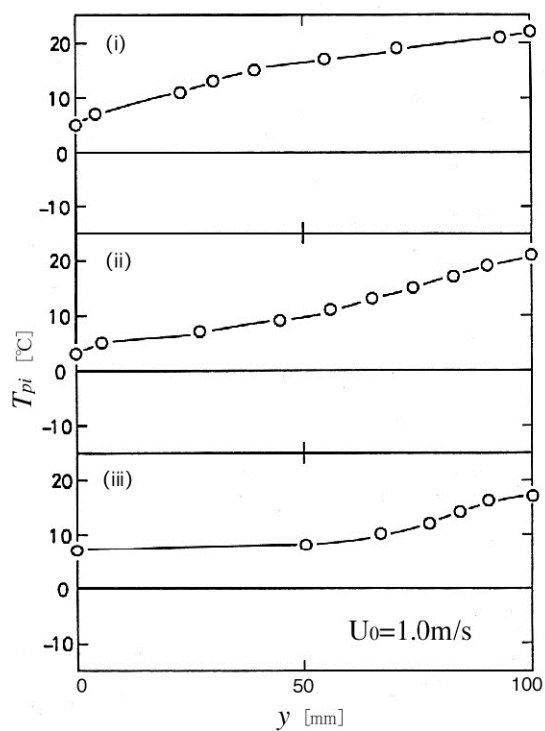


(a) サーモグラフィー画像



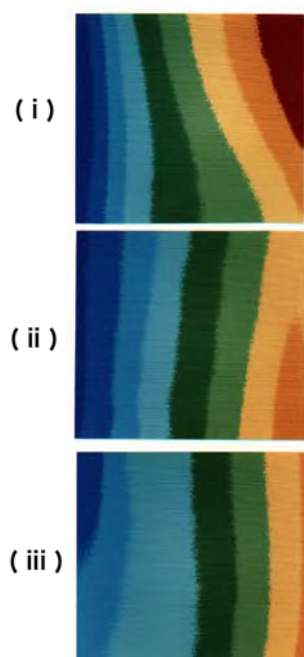
(b) 厚さ方向温度分布

図3. 37-3 温度分布  
 $(T_{cw} = -5^\circ\text{C}, T_0 = 10^\circ\text{C}, T_{hr} = 25^\circ\text{C}, U_0 = 0.7 \text{ m/s})$

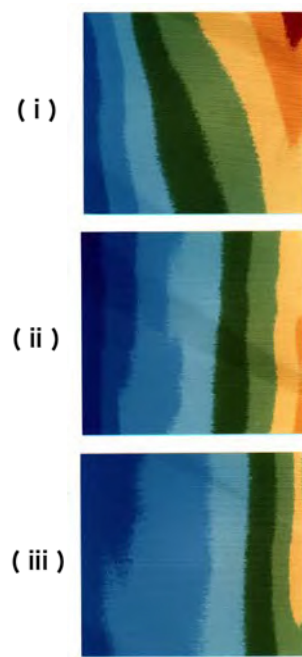


(b) 厚さ方向温度分布

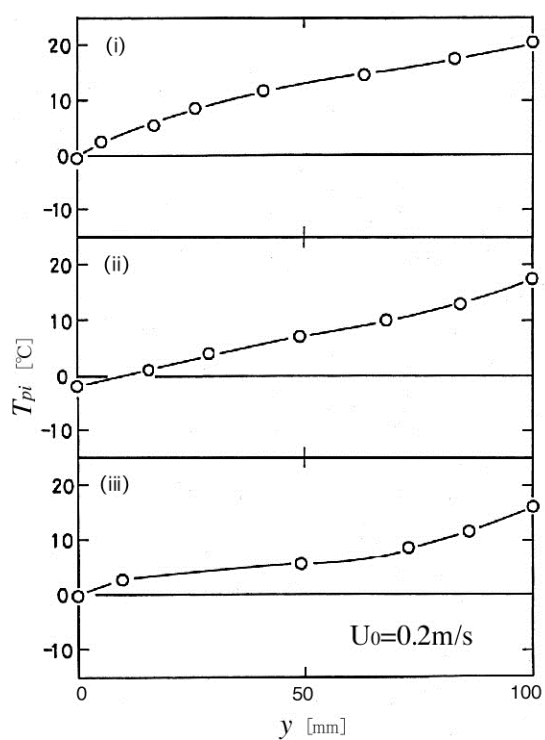
図3. 37-4 温度分布  
 $(T_{cw} = -5^\circ\text{C}, T_0 = 10^\circ\text{C}, T_{hr} = 25^\circ\text{C}, U_0 = 1.0 \text{ m/s})$



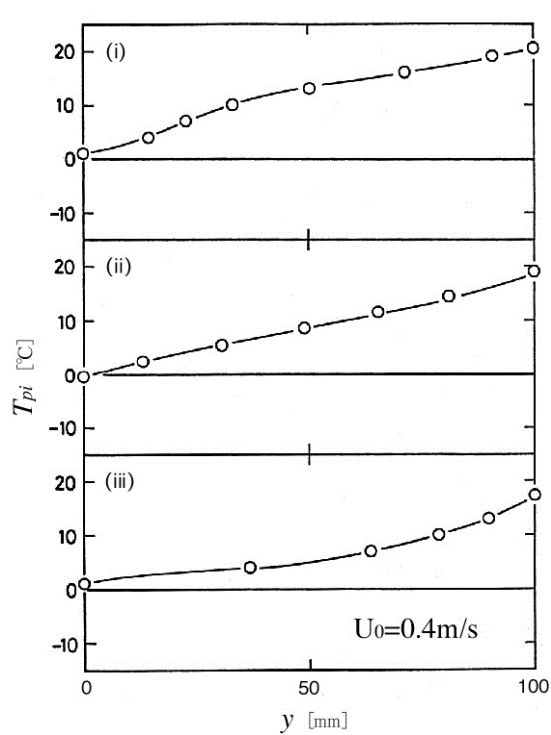
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



(b) 厚さ方向温度分布

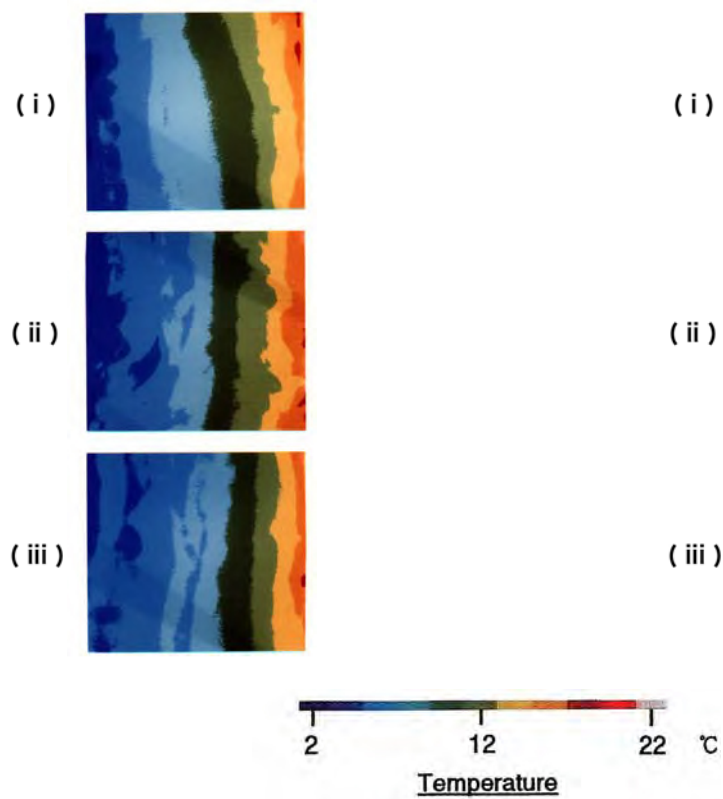


(b) 厚さ方向温度分布

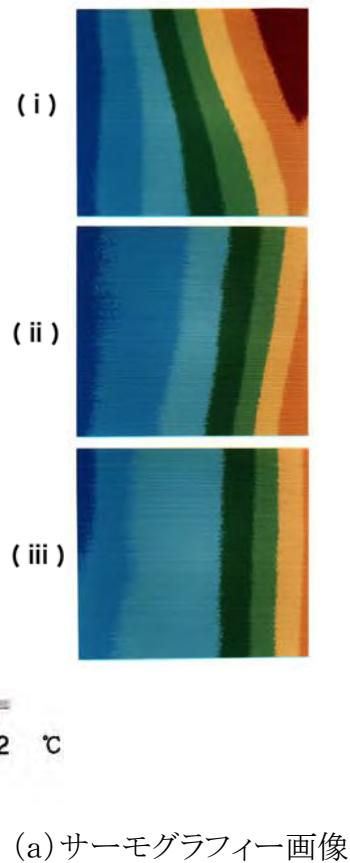
図3. 38-1 温度分布  
( $T_{cw} = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0 = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0 = 0.2\text{m/s}$ )

図3. 38-2 温度分布  
( $T_{cw} = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0 = 5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0 = 0.4\text{m/s}$ )

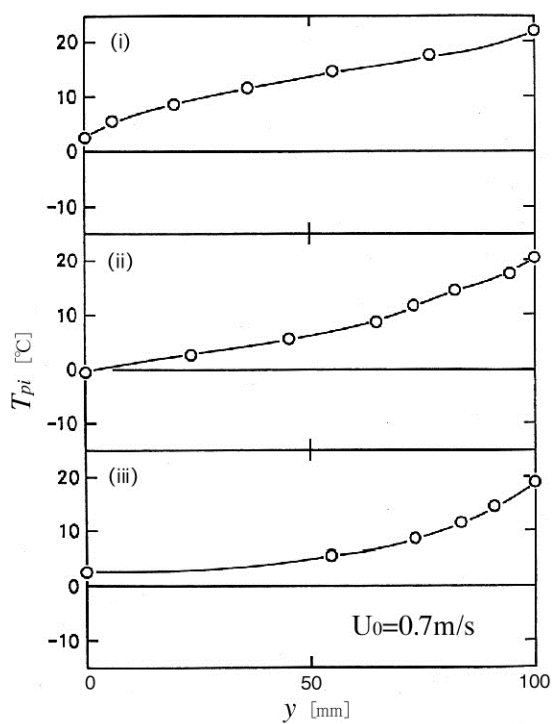




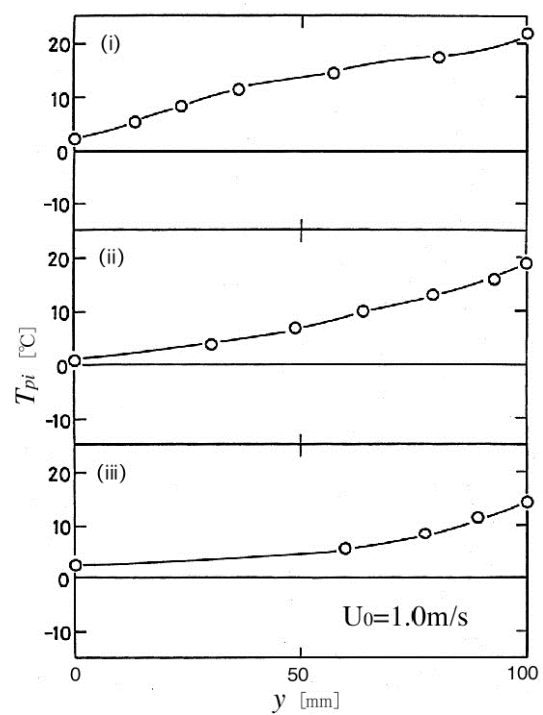
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



(b) 厚さ方向温度分布

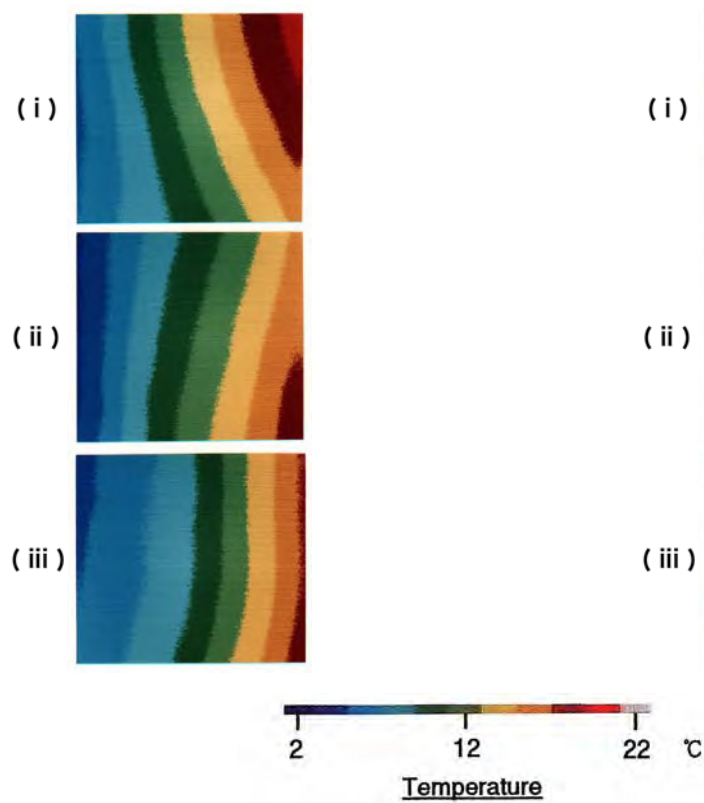


(b) 厚さ方向温度分布

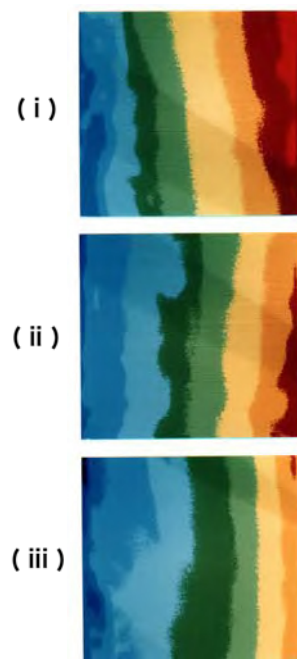
図3. 38-3 温度分布  
( $T_{cw}=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.7\text{m/s}$ )

図3. 38-4 温度分布

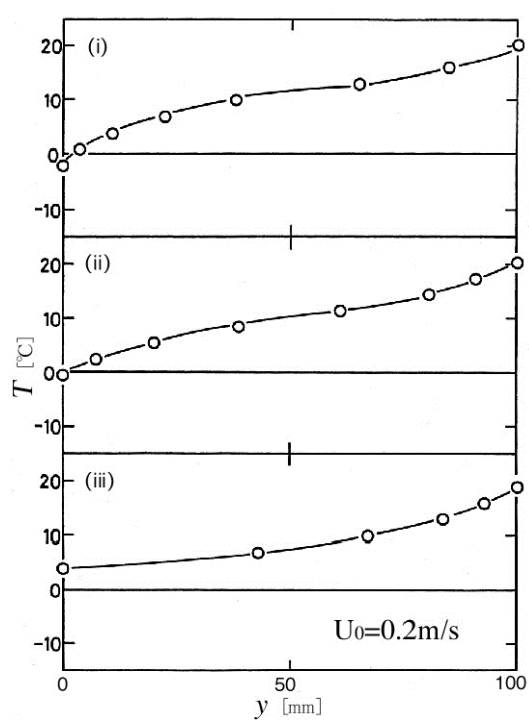




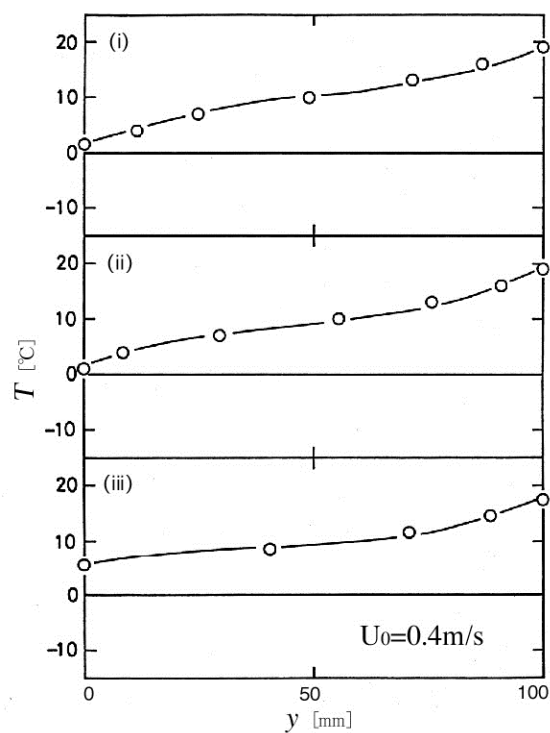
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



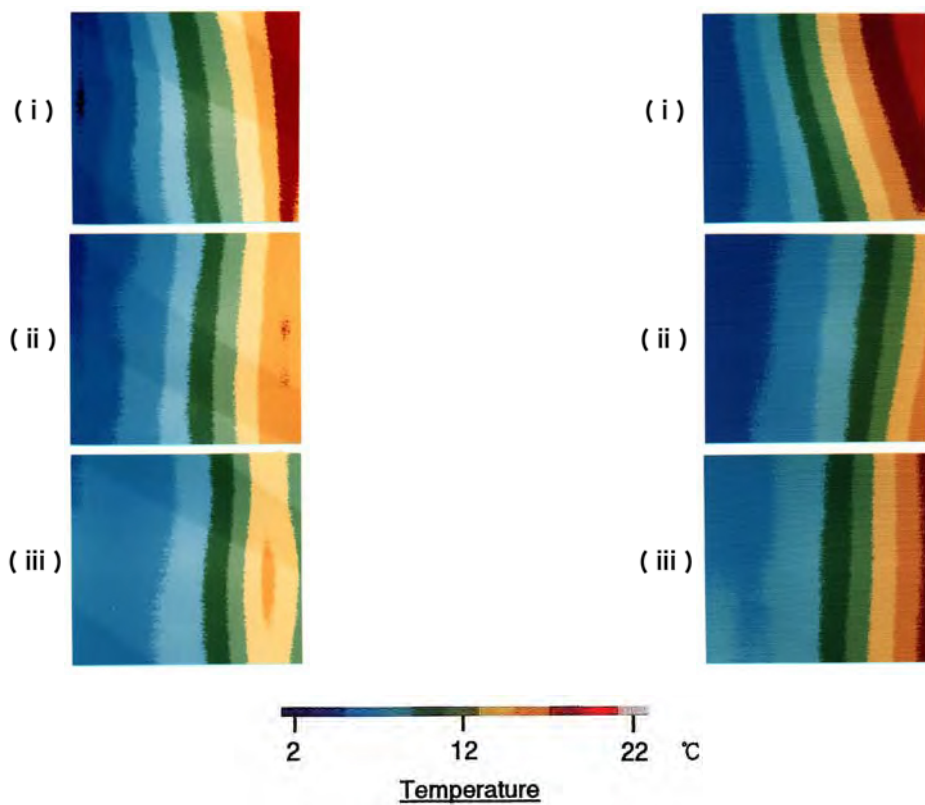
(b) 厚さ方向温度分布



(b) 厚さ方向温度分布

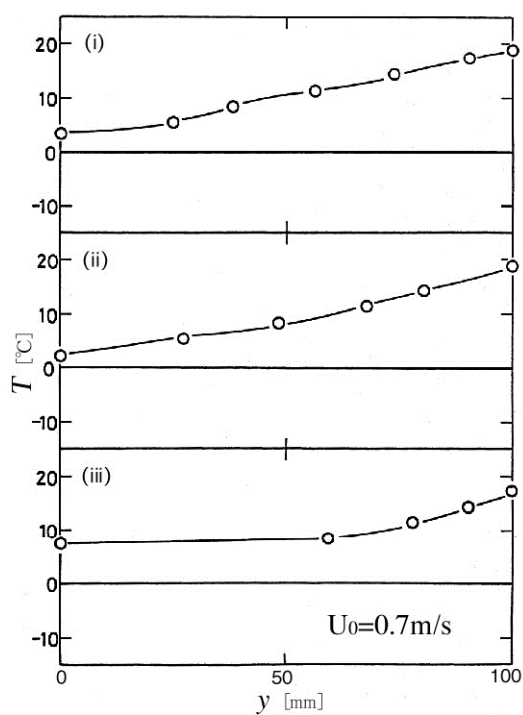
図3. 39-1 温度分布  
( $T_{cw}=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.2\text{m/s}$ )

図3. 39-2 温度分布  
( $T_{cw}=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.4\text{m/s}$ )

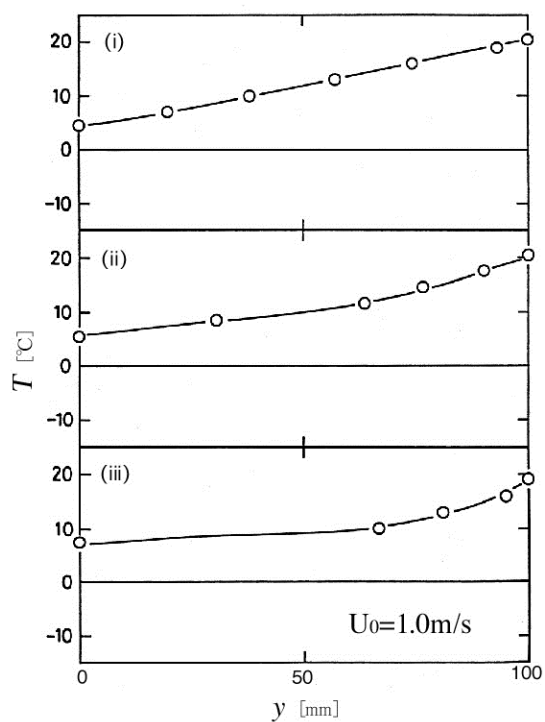


(a)サーモグラフィー画像

(a)サーモグラフィー画像



(b)厚さ方向温度分布

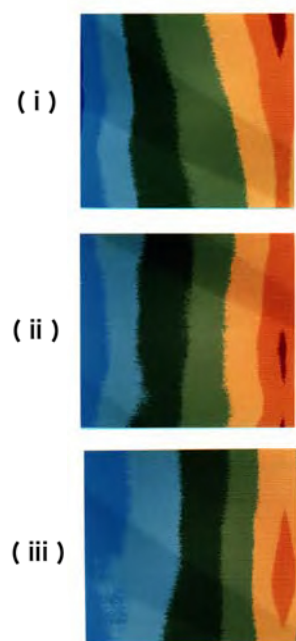


(b)厚さ方向温度分布

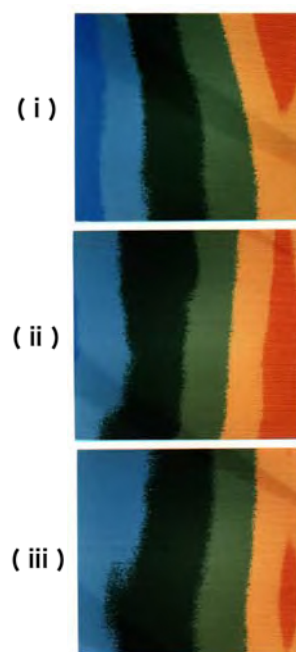
図3. 39-3 温度分布

図3. 39-4 温度分布

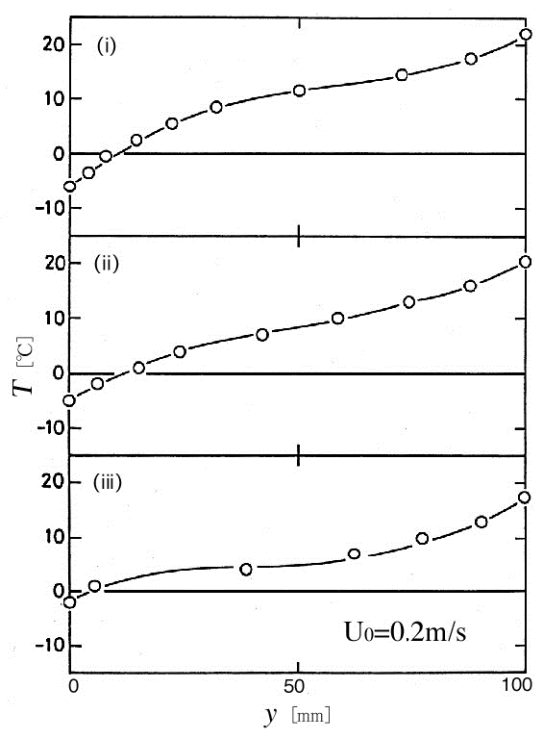
( $T_{cw}=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.7\text{m/s}$ , ) ( $T_{cw}=-10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=1.0\text{m/s}$ )



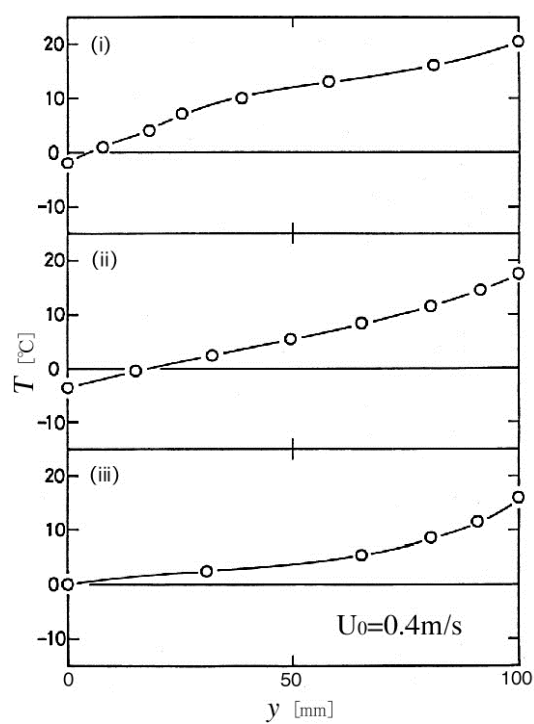
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



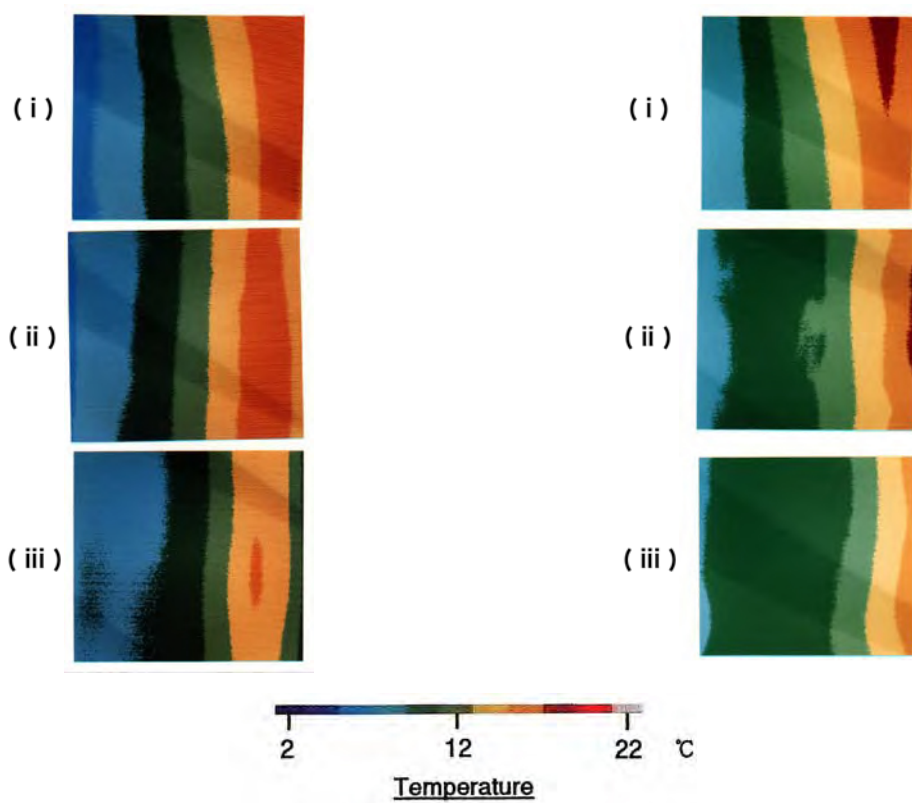
(b) 厚さ方向温度分布



(b) 厚さ方向温度分布

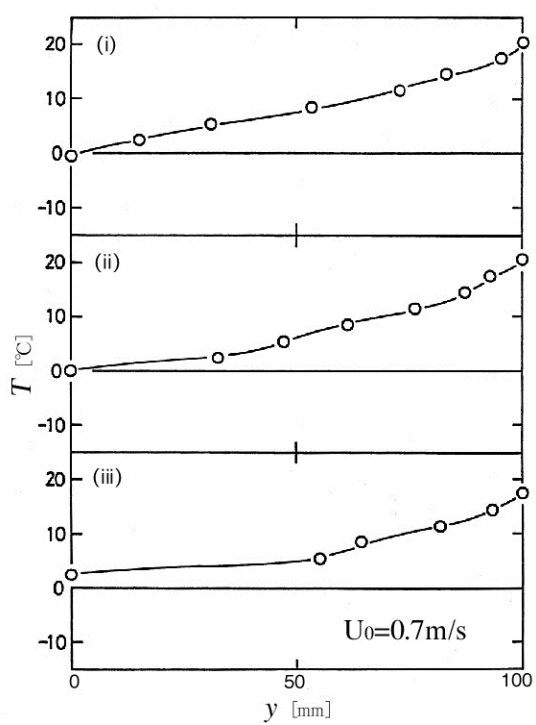
図3. 40-1 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.2\text{m/s}$ )

図3. 40-2 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.4\text{m/s}$ )

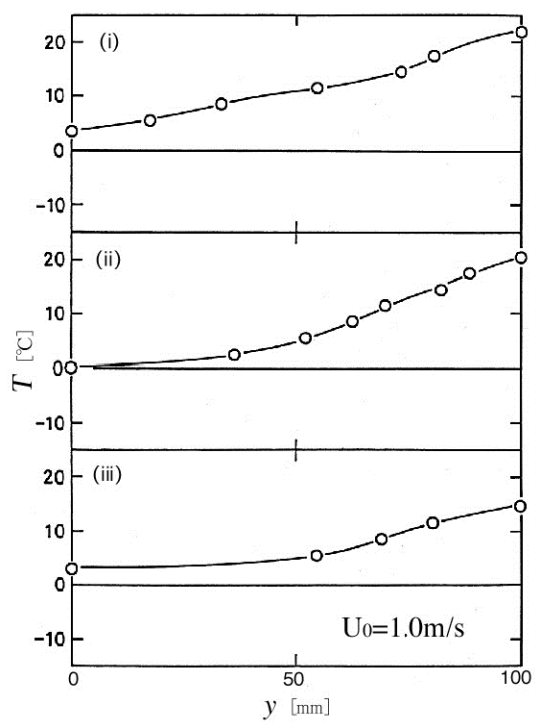


(a) サーモグラフィー画像

(a) サーモグラフィー画像



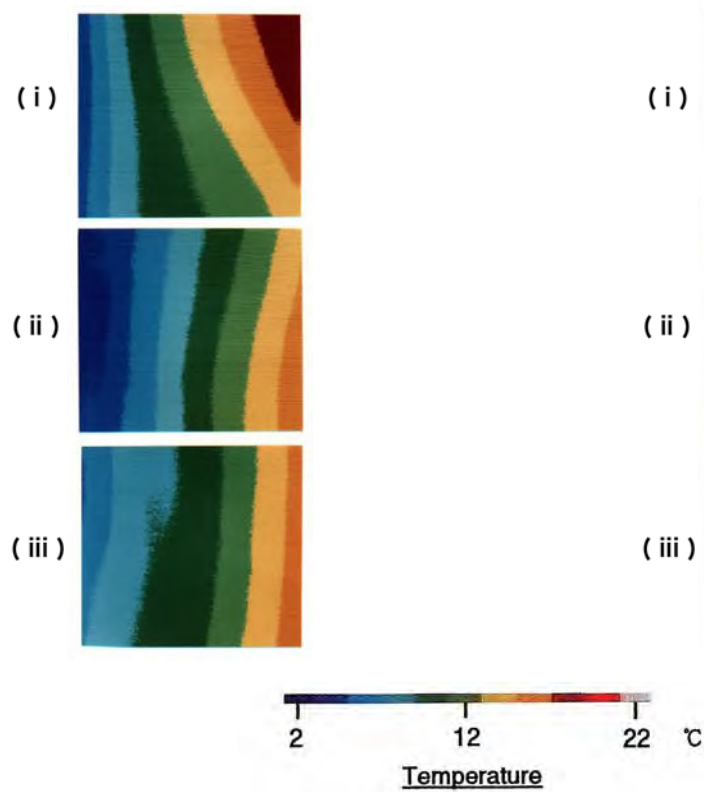
(b) 厚さ方向温度分布



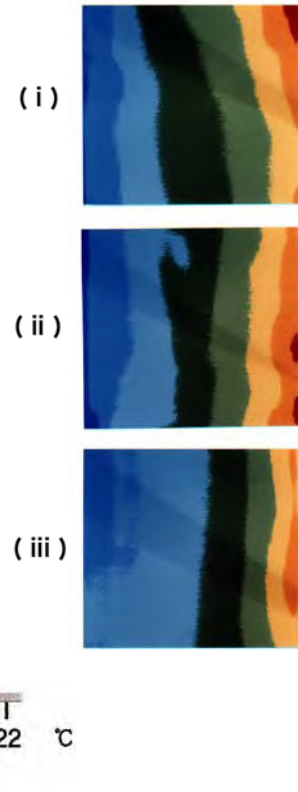
(b) 厚さ方向温度分布

図3. 40-3 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.7\text{m/s}$ )

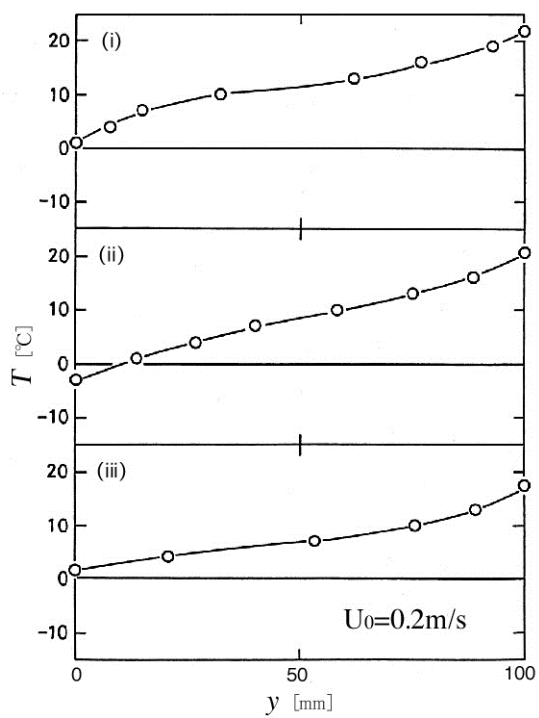
図3. 40-4 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=1.0\text{m/s}$ )



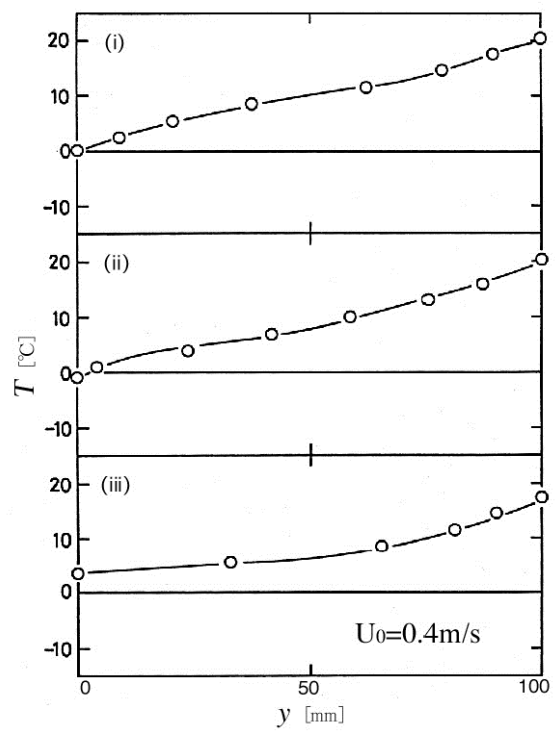
(a)サーモグラフィー画像



(a)サーモグラフィー画像



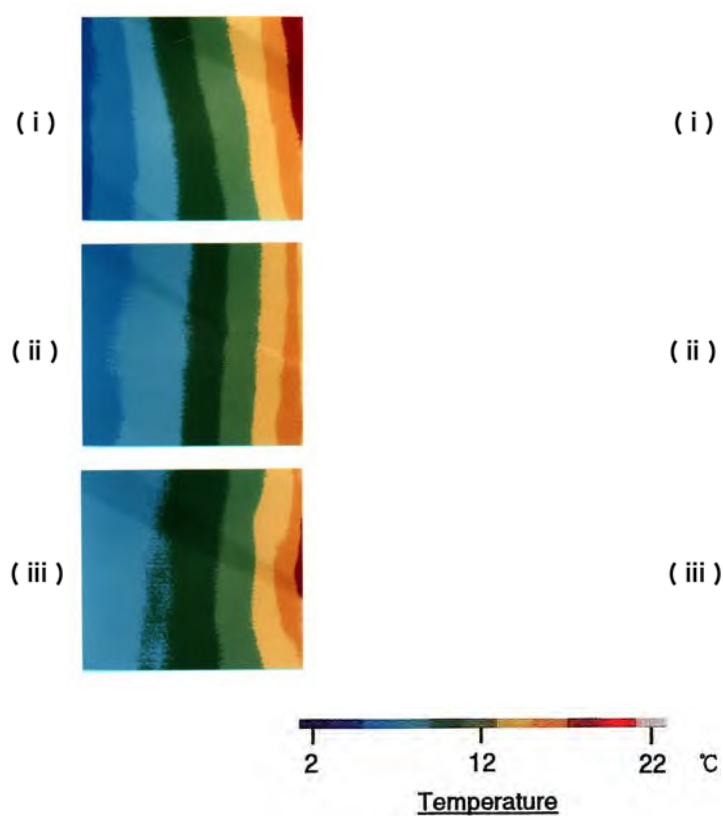
(b)厚さ方向温度分布



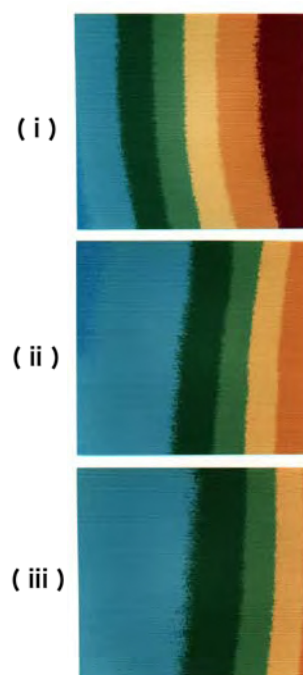
(b)厚さ方向温度分布

図3. 41-1 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.2\text{m/s}$ )

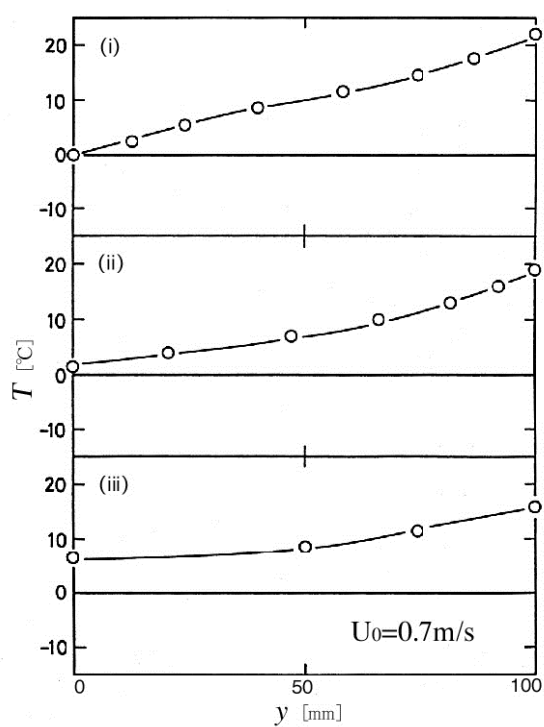
図3. 41-2 温度分布  
( $T_{cw}=-15^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0=10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0=0.4\text{m/s}$ )



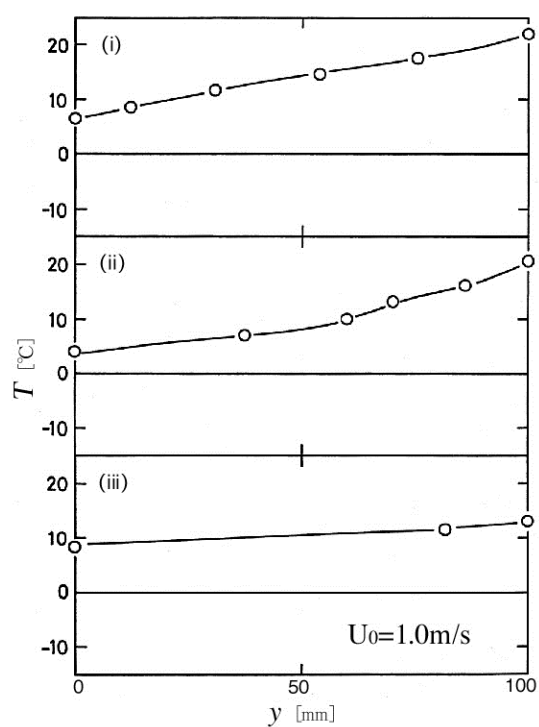
(a) サーモグラフィー画像



(a) サーモグラフィー画像



(b) 厚さ方向温度分布



(b) 厚さ方向温度分布

図3. 41-3 温度分布  
( $T_{\text{cw}} = -15^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{hr}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $U_0 = 0.7 \text{ m/s}$ )

図3. 41-4 温度分布  
( $T_{\text{cw}} = -15^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{hr}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $U_0 = 1.0 \text{ m/s}$ )



各条件において、流路流平均流速の増加に伴い、グラスウール内部の温度勾配が緩やかになっていることが認められる。言い換えれば、各流速における流路側断熱材表面の平均温度が流速の減少とともに低下しており、このことは流路内の空気流速の減少に伴って、冷却壁による空気の冷却が促進されていることを示唆している。

次に、グラスウールの上部、および下部における温度分布挙動を比較する。グラスウール上部では、流路側において温度勾配の急な部分が存在し、また、グラスウール下部では、加熱室側において温度勾配の急な部分が存在することから、グラスウール内において、比較的強い対流が発生していることが推測できる。また、流路内において、下方からの空気流入のある場合には、グラスウールの表面温度は上部に行くほど低下しており、それは空気流速が減少するほど顕著である。ただし、空気流速が大きい場合 ( $U_0=1.0[\text{m/s}]$ ) には、グラスウール中央部における温度が最も低下するという傾向がしばしば見受けられた。これは、流速が遅い場合には、流路内の空気が上部に向かうほど冷却壁により冷却される効果が強くなるのに対して、流速が速い場合には、流路内空気は、中央部までは一旦冷却されるが、上部に向かうにつれて、グラスウール上部に存在している温度の高い空気が、冷却壁からの冷却効果を抑制しているためと考えられる。

## (2) 水分蓄積挙動

図3.42は、実験開始より12[h]後のグラスウールの含水率を示したものである。全体的な傾向として、流速の増加に伴い、含水率の減少が認められる。このことは、空気流量の増加が、グラスウール内の水蒸気の運搬を促進することや、あるいは流速の増加に伴うグラスウール内温度の上昇が水蒸気の凝縮を抑制していることによるものと考えられる。

次に、各条件における含水率の変化について比較を試みる。流入空気温度が一定の場合においては、冷却壁温度が低いほど、含水率が増加する傾向がある。また、各冷却壁温度において、流入空気温度による効果に注目すると、流入空気温度が低いほど含水率は増大する傾向が見られる。このことは、グラスウール内の水分蓄積量が流路と接しているグラスウールの表面温度に依存していることを示している。また、流路側表面温度が低いほど、流速の増大に伴う含水率の低下割合が大きくなっている。これは、冷却壁温度によるグラスウール表面温度の影響が流速の増大とともに小さくなるため、これは温度分布の考察において述べたとおりである。

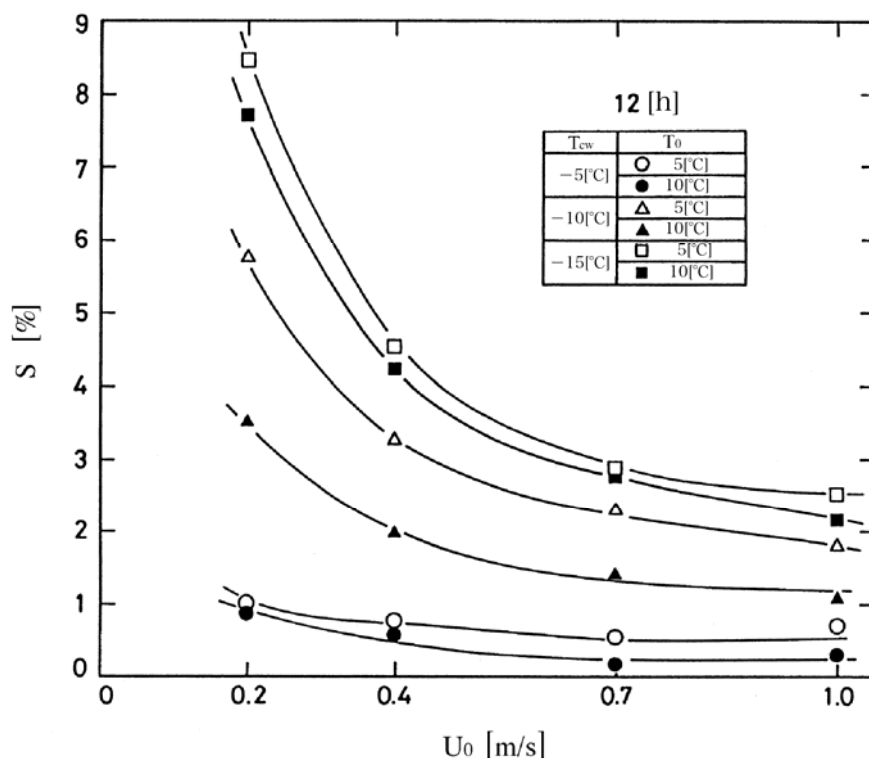


図3. 42 12[h]経過後のグラスウール含水率

### (3) 熱通過量

図3. 43は、グラスウール内を通過する熱流束におよぼす流入空気流速(以下、流速と呼ぶ)および温度条件の効果を示している。流入空気温度を一定とした場合、冷却壁温度が低いほど熱通過量は増加していることがわかる。また、流入空気温度の効果に着目すると、流入空気温度5[°C]では流速の増加とともに熱流束は増大し、10[°C]では流速の増加とともに減少するという異なった傾向を示している。すでに述べたように、水分蓄積量は流速の増大とともに減少していくはずであるから、水分蓄積にともなう熱伝導率増大の熱量への影響は考えられない。この場合、流入空気温度により熱通過量の傾向が明確に異なることから、流入空気によるエンタルピーの流入、あるいは流出がグラスウール内で行われていることが考えられる。つまり、流入空気温度5[°C]では、流速の増大に伴いグラスウールより通気層内への熱の流出が顕著になるのに対し、流入空気温度10[°C]では、流速の増大に伴い逆に通気層よりグラスウール内へ熱が流入する傾向が強くなるのではないかと推定される。また、このような傾向が現れる原因として、流路内の空気の一部がグラスウール内へ侵入していることも考えられる。



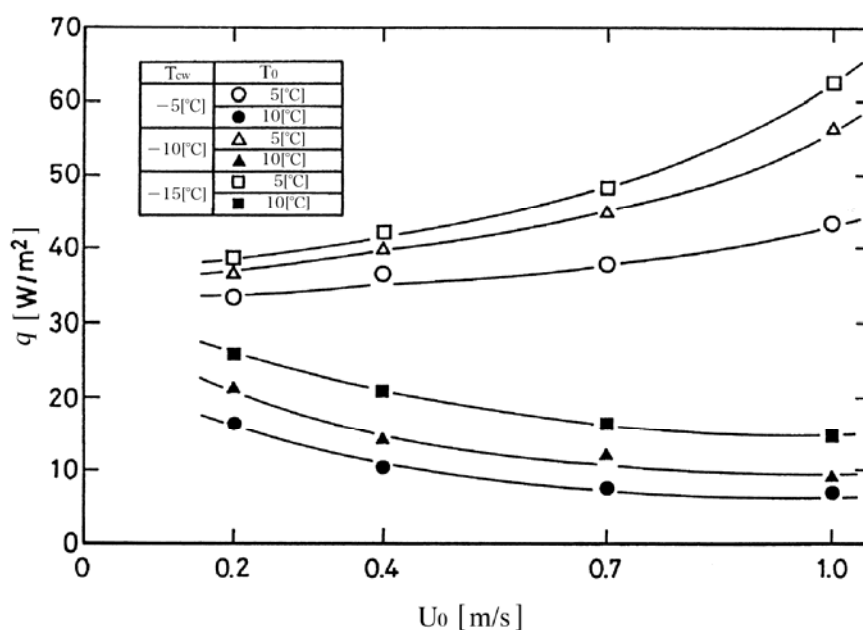


図3. 43 熱流束におよぼす流入空気流速および温度条件の効果

#### (4) 見かけの熱伝導率

図3. 44に熱流束より算出した見かけの熱伝導率におよぼす空気流速および温度条件の効果を示す. 熱流束の場合と同様の傾向が本結果にも示されている. 特に, 流入空気温度が5[°C]では, 流速の増大に伴い, 見かけの熱伝導率は増大する傾向のあることから, 本実験の範囲では, 見かけの熱伝導率への水分蓄積の寄与はほとんど無いと言える. 空気温度10[°C]では, 流速を増大させることにより水分凝縮を抑制し, 熱移動も同時に抑制することができるが, 5[°C]の場合では, 流速を増大することにより水分蓄積は抑えられるが, グラスウールから流路空気への熱移動が促進される. このことから, 流入空気温度は, グラスウールの見かけの断熱性能を決定する重要な因子となることがわかる.

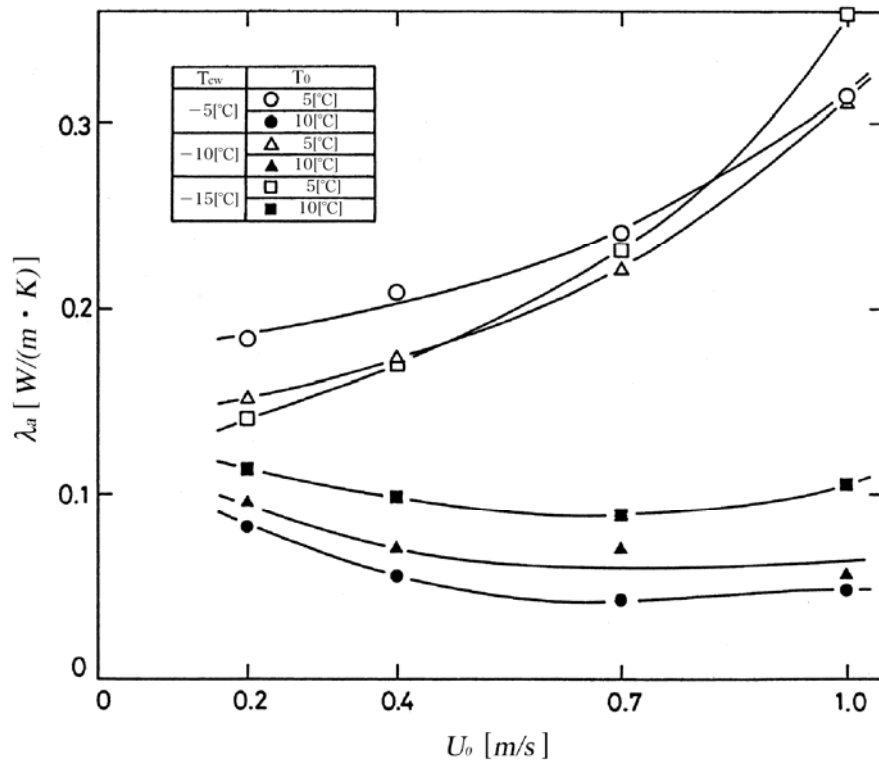
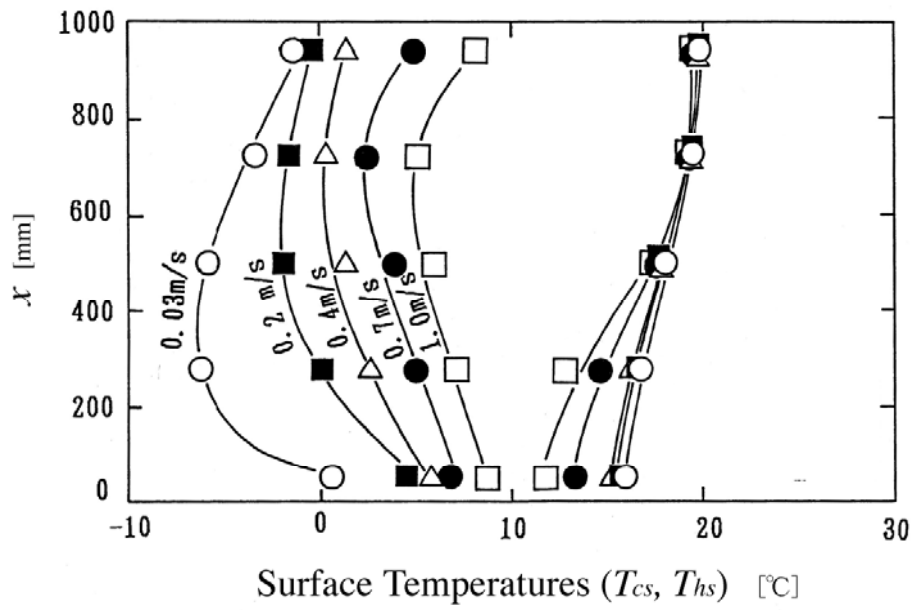


図3. 44 見かけの熱伝導率に及ぼす流入空気流速および温度条件の効果

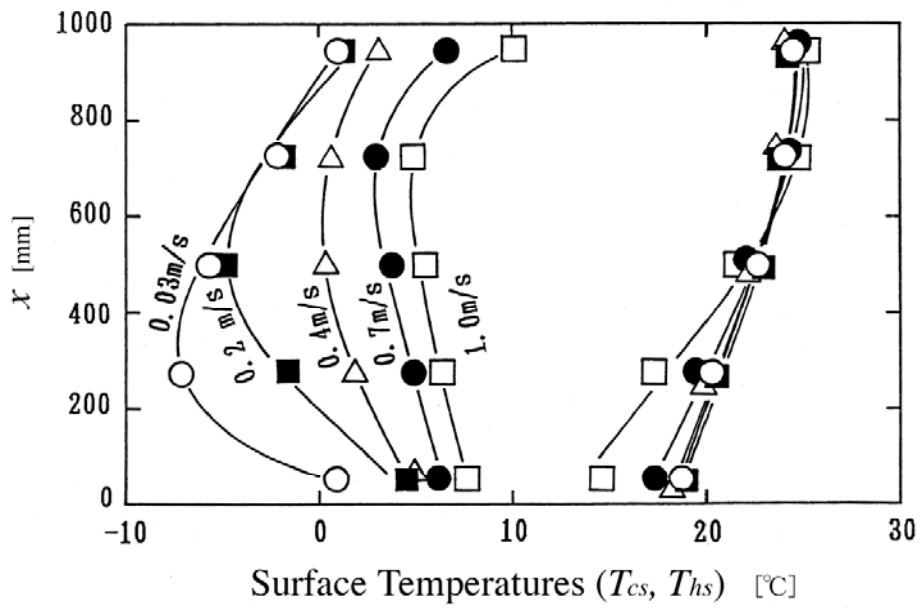
## 2. 2. 2 実験装置Ⅱa-2

### (1) 流入空気平均流速が多孔質層内温度分布におよぼす効果

図3. 45-1, 2の(a)～(d)にグラスウール両表面温度分布に与える流入空気平均流速の効果を示す. また, 図4.46には(a)流入空気温度, (b)加熱室内温度がグラスウール両表面の温度分布に及ぼす効果, を示す.

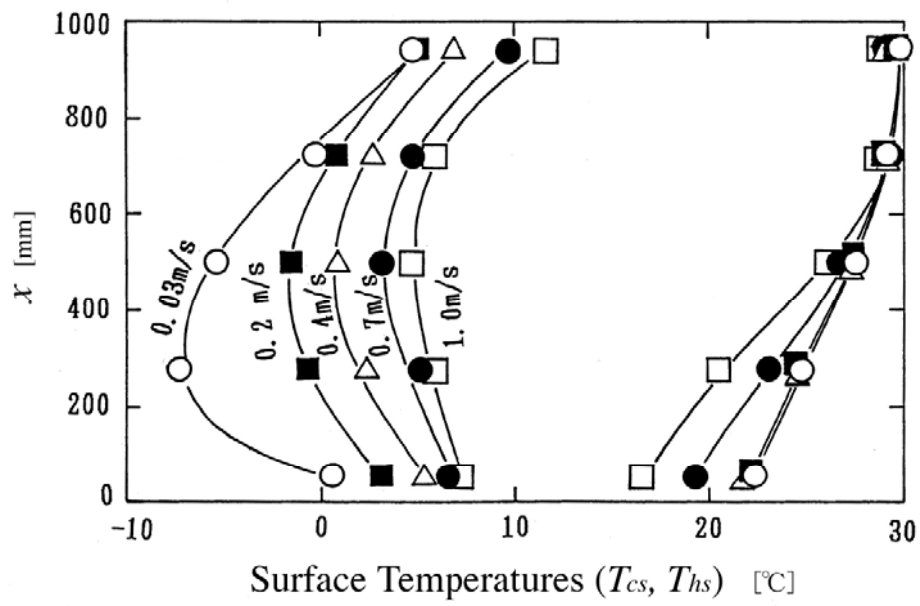


(a)  $T_{hr}=20[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$

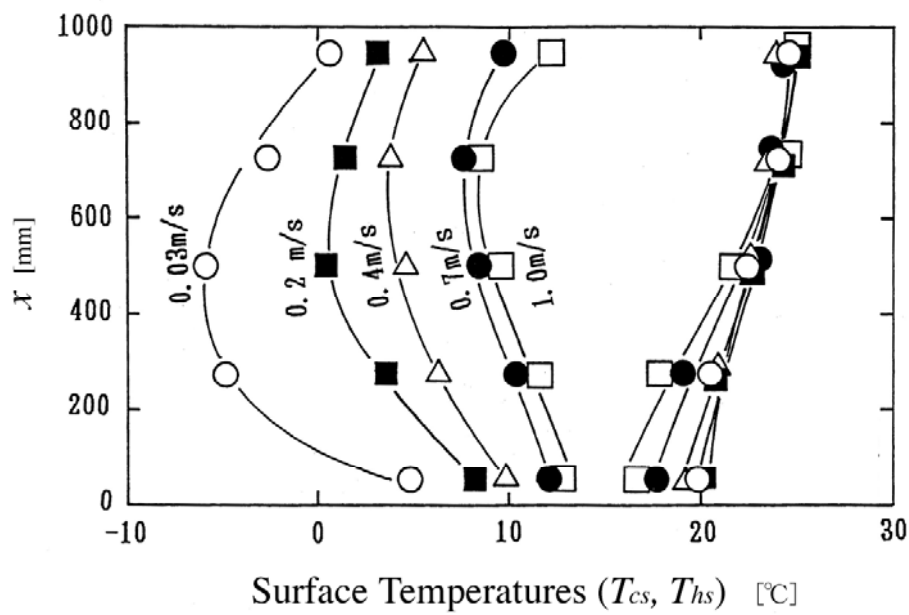


(b)  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$

図3. 45-1 流入空気平均流速が両表面温度分布におよぼす影響 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )



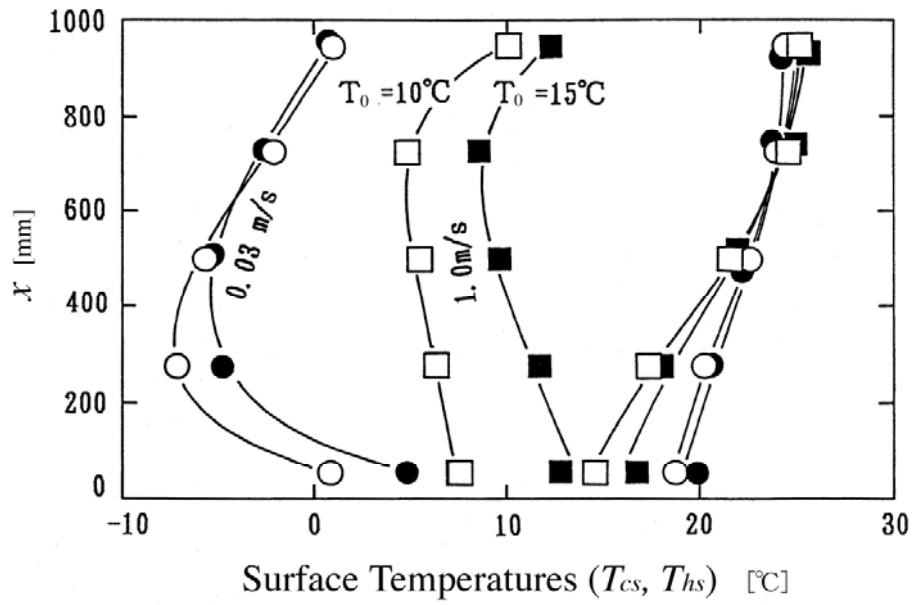
(c)  $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$



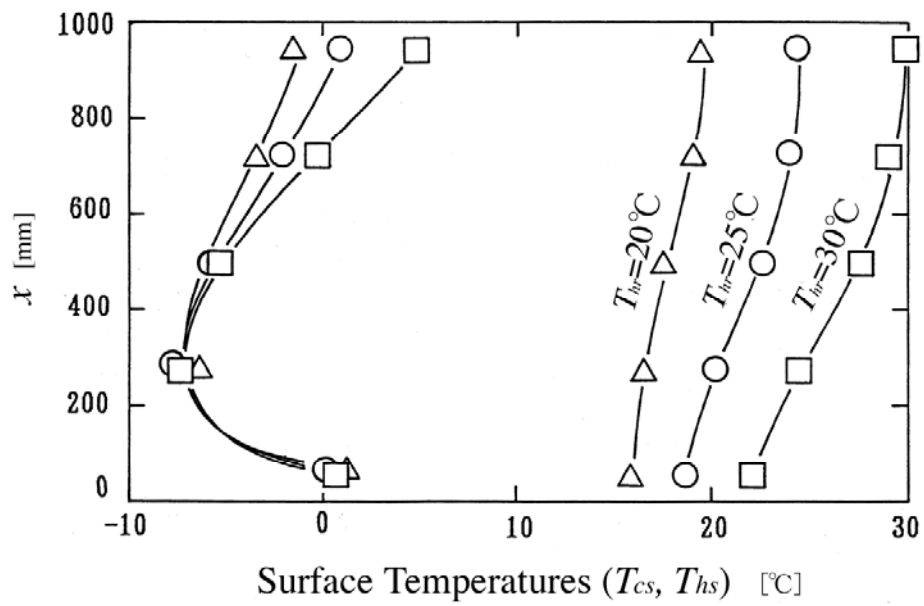
(d)  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$

図3. 45-2 流入空気平均流速が両表面温度分布におよぼす影響( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )

図3. 45-1 (a), (b)において右側の曲線群は加熱室側表面の温度分布を示し、左側の曲線群は空気流路側表面の温度分布である。加熱室側表面温度分布は、上部では加熱室の温度とほぼ等しく、下部に向かって低下し、その低下割合は空気流速が大きいほど顕著である。空気流路側表面の温度分布は流速の増加とともに全体的に上昇している。また、流速にかかわらず中央部の温度は低く、上下部は高い値を示している。最も低い温度を示す中央部の位置は流速の増加に伴い上部へと移動する。また、図3. 46 (a)のように空気流路流入温度を変化させた場合、上部ではほぼ同様な温度であるが、下部の温度は流入空気温度の低下に伴い低下する。図3. 46 (b)のように加熱室温度の変化は通気層側上部温度に影響を及ぼし、下部温度への影響小さい。以上のグラスウール表面の温度分布挙動からグラスウール内の空気の流れを推定すると、加熱室側下部における温度低下は流路を流れる空気の一部がグラスウール下部を通過して加熱室内に抜けることによる。また、流路側上部の温度が高くなるのは高温の加熱室内空気がグラスウール上部を通過して流路側に抜けることによる。グラスウール中央部までの温度低下は空気流路を流れる空気が冷却板との熱交換により低温度となり上部へ流れたためである。流路の流入空気速度の増加による最低温部部位の上部への移動は、流路からグラスウール内に侵入する低温空気の流入範囲が流速の増加に伴って上部へと拡大することによる。また、グラスウール表面の温度は流入空気温度の増大により増加するが、その他にも流入流速の増加によって冷却板表面の温度境界層厚さの減少、混合領域の下流側への移動などの影響により高流速になるほど温度は上昇する。



(a)  $T_{cw} = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{hr} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0 = 0.03\text{ m/s}$



(b)  $T_{cw} = -10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0 = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $U_0 = 0.03\text{ m/s}$

図3. 46 流入空気温度および加熱室内温度が両表面温度分布におよぼす影響

## (2) 水分蓄積挙動

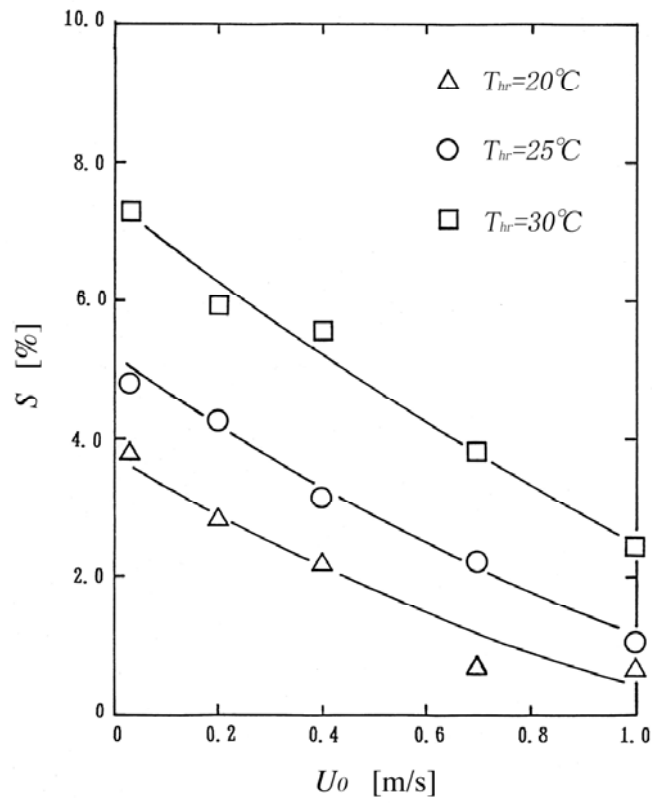
図3. 47 (a)および(b)にグラスウールの含水挙動を示す. それぞれの図の縦軸は含水率であり, 横軸は流入空気速度である. 図(a)は $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ で,  $T_{hr}=20, 25, 30[^\circ\text{C}]$ と変化させた場合の比較で, 図(b)は $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ で,  $T_0=10$ および $15[^\circ\text{C}]$ と変化させた場合である.

両図とも, 含水率は通気流速の増大に伴い減少している. 図3. 45-1, 2の温度分布挙動において述べたように通気流速の減少により温度は低下することから, 流速の減少によりグラスウール内において飽和温度以下となる部分が拡大し, 含水率は増大する. また, 流速の減少に起因する表面温度の低下により流路内空気がグラスウール表面において凝縮することも考えられる.

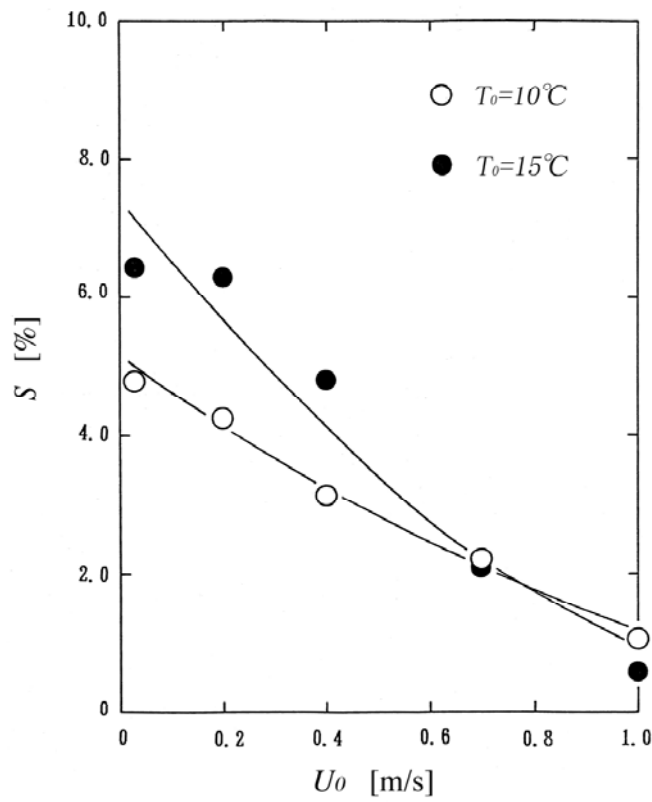
図(a)より, いずれの流速においても $T_{hr}$ の増加に伴い含水率は増大する. これは, 同一の相対湿度であることから,  $T_{hr}$ が高いほど空気に含まれる水分量が多く, 露点も上昇することによる. 図(b)では, 図(a)と同様に, 流速の増大に伴い含水率は減少している. また,  $T_0=10[^\circ\text{C}]$ よりも $15[^\circ\text{C}]$ における含水率が高い. 流入空気の温度増加は, 絶対湿度の増加および露点の上昇となり, これらは凝縮を容易にする.

## (3) 熱移動挙動

図3. 48に熱移動挙動に及ぼす諸因子の効果を示す. 図(a)に熱流束に及ぼす $U_0$ および $T_{hr}$ の効果を, 図(b)に $U_0$ および $T_0$ の効果を示す. 両図とも熱流束を縦軸に, 流入空気平均流速を横軸にとっており, 熱流束は流入空気平均流速の増加に伴って増加している. これは, 流速の増加に伴って流路と加熱室の間における空気の流入・出が増加することによると考えられる. (a)においては熱流束に及ぼす $T_{hr}$ の影響が大きいことが示されているが, これについても空気の流入・出の影響によるものである.



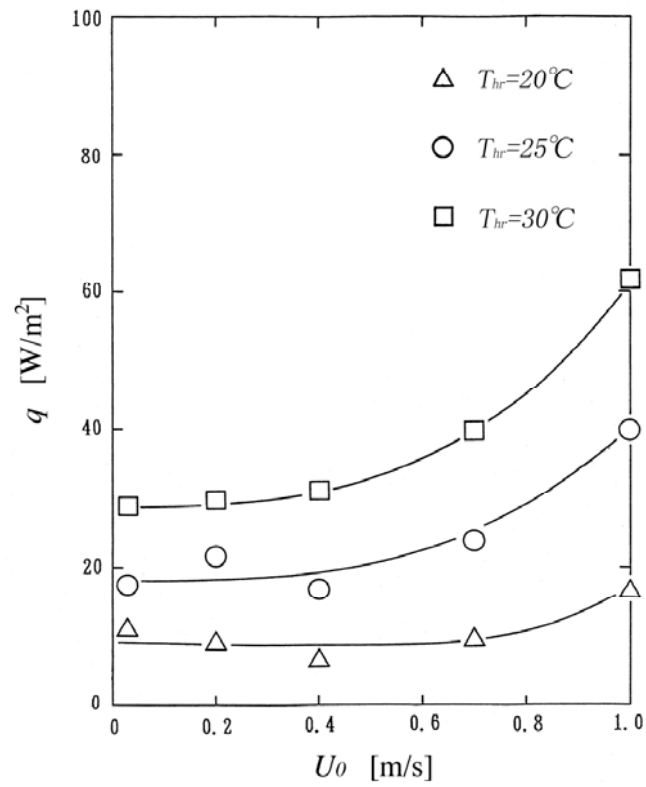
(a)  $U_0$ および $T_{hr}$ の効果 ( $T_0=10[^\circ\text{C}]$ )



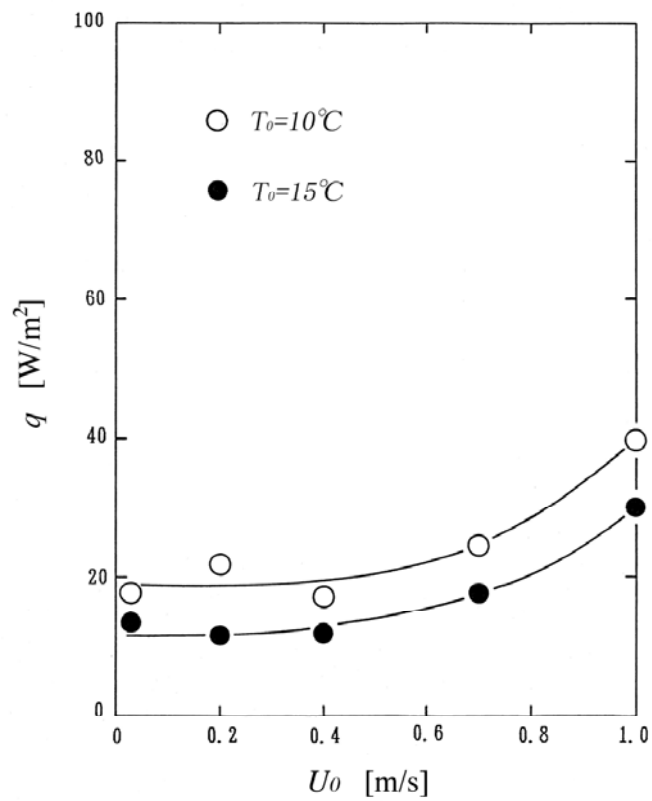
(b)  $U_0$ および $T_0$ の効果 ( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ )

図3. 47 含水率に及ぼす諸因子の効果 ( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )





(a)  $U_0$ および $T_{hr}$ の効果( $T_0=10^\circ\text{C}$ )

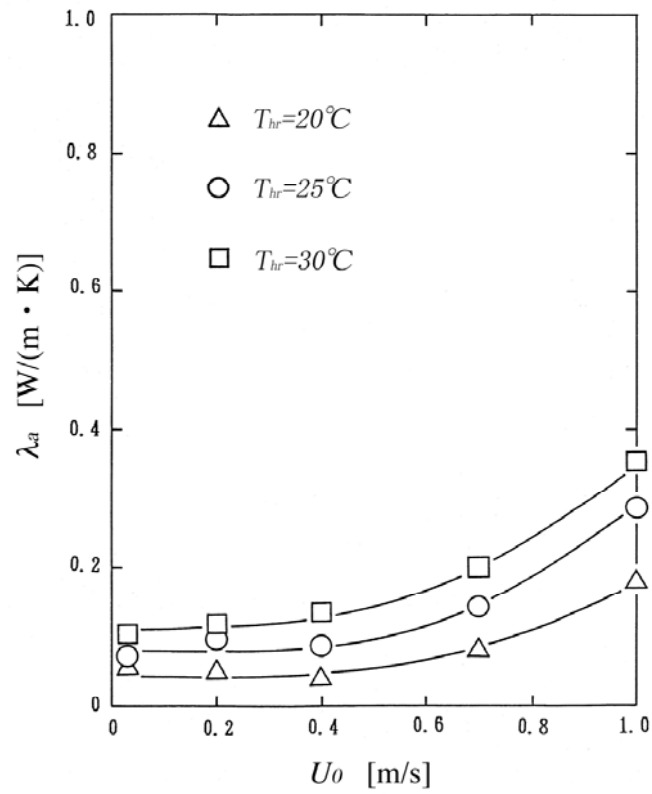


(b)  $U_0$ および $T_0$ の効果( $T_{hr}=25^\circ\text{C}$ )

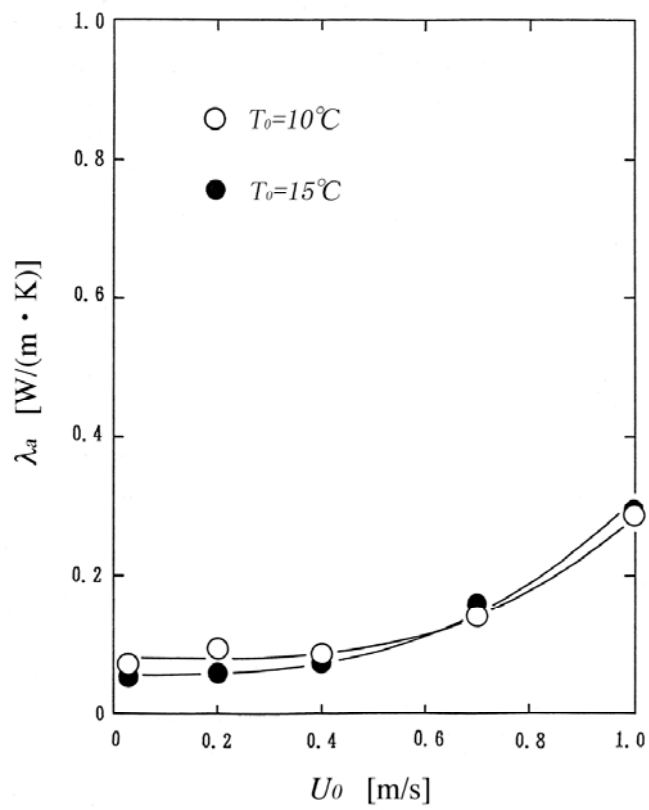
図3.48 熱流束に及ぼす諸因子の効果( $T_{cw}=-10^\circ\text{C}$ )

#### (4) 見かけの熱伝導率

見かけの熱伝導率におよぼす諸因子の効果を図3. 49(a), (b)に示す. 図(a)は加熱室温度の効果を, 図(b)は流入空気温度の効果を示したものである. 両図とも, 見かけの熱伝導率は空気流速の増大に伴って増加している. 低流速時にはグラスウール両表面間の平均温度差が大きくなると同時に熱流束が小さくなることにより見かけの熱伝導率は小さくなる. また, 高流速時では, 両表面間の平均温度差は小さく, 熱流束は大きくなることにより, 見かけの熱伝導率は大きくなる. 図(a)において見かけの熱伝導率は加熱室内温度の増加により増大しているが, 図(b)において流入空気温度の影響は小さい. これは, 熱流束におよぼす効果が, 流入空気温度の変化よりも加熱室温度の変化が大きいことによる. .



(a)  $U_0$ および $T_{hr}$ の効果( $T_0=10[^\circ\text{C}]$ )



(b)  $U_0$ および $T_0$ の効果( $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ )

図3. 49 見かけの熱伝導率に及ぼす諸因子の効果( $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$ )

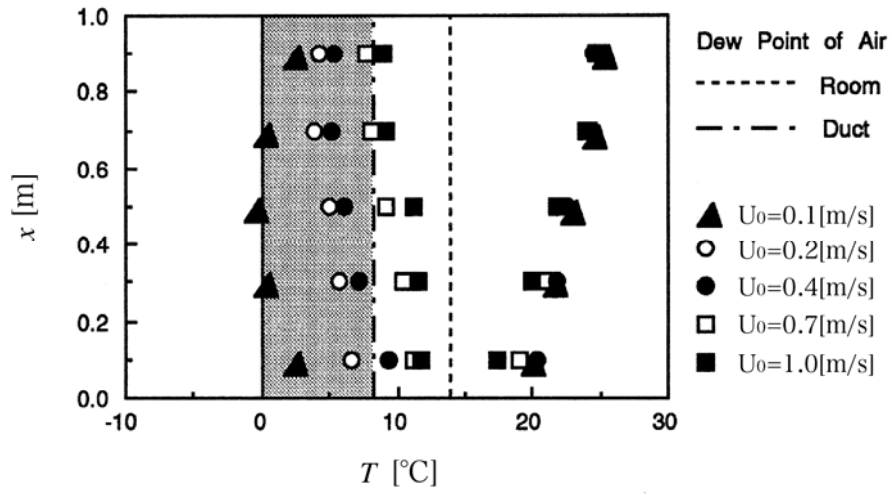
### 2. 2. 3 実験装置 II a-3

#### (1) 多孔質層表面温度分布

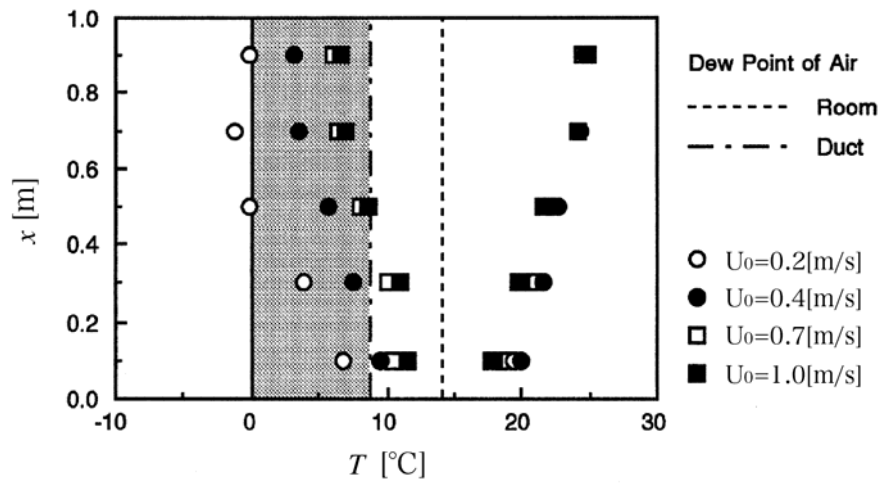
空気流路厚さ $C$ および冷却壁表面温度 $T_{cw}$ がグラスウール両表面温度分布に及ぼす影響を図3. 50(a)～(c), 図3. 51(a)～(c)および図3. 52(a), (b)に示す. それぞれの図の縦軸はグラスウール下端からの距離, 横軸はグラスウール表面温度である. 各図において横軸の $15[^\circ\text{C}]$ を境に右側が加熱室側表面温度分布, 左側が空気流路側表面温度分布である.  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ と $T_0=15[^\circ\text{C}]$ のときの露点温度はそれぞれ $14.2[^\circ\text{C}]$ と $8.8[^\circ\text{C}]$ であり, それぞれを図中に破線および一点鎖線で示し, 空気流路側空気の露点温度から $0[^\circ\text{C}]$ の間をハッチングしてある. なお,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ の場合は露点温度は $0.009[^\circ\text{C}]$ となり, ほぼ $0[^\circ\text{C}]$ であるため, 図中には示していない.

いずれの図においても, 加熱室側表面温度は上部で $T_{hr}$ とほぼ同一であるのに対し, 下部に向かって従って低下している. 次に $T_0$ を変化させた場合, 加熱室側表面温度は上部で $T_{hr}$ とほぼ一致しているが下部では $T_0=5[^\circ\text{C}]$ の場合の方が $T_{hr}$ より低い値を示している. また,  $C$ を変化させた場合も加熱室側表面温度は上部で加熱室温度とほぼ一致しているが, 下部では $C=30[\text{mm}]$ の場合よりも $20[\text{mm}]$ の方がより低い値を示す.

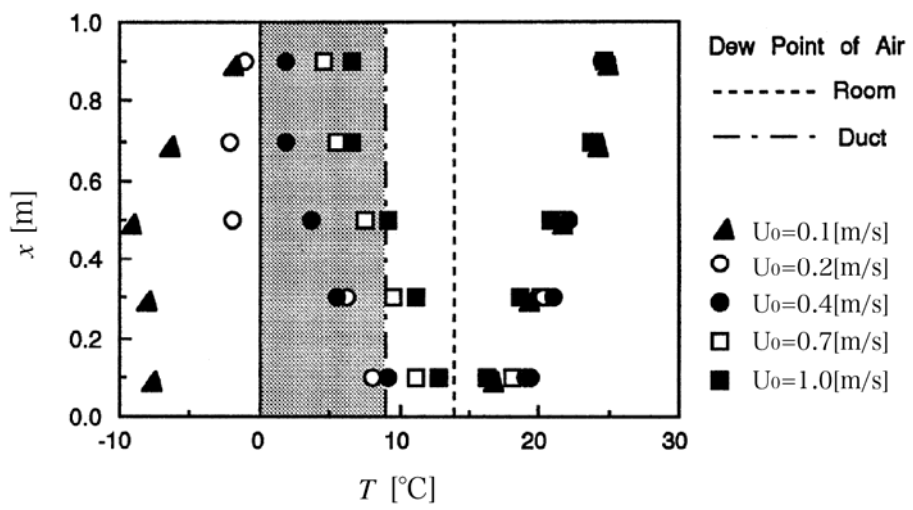
いずれの図においても, 空気流路側表面温度は $U_0$ の増加に伴い, 全体として上昇する.  $T_0$ を変化させた場合,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ の方が全体として空気流路側表面温度は低くなり, 中央部の最低温度を示す領域が下部側に移動する傾向が見られる.  $C$ の違いによる比較では,  $U_0$ が大きい場合では, いずれの $C$ においてもほぼ同様な温度分布を示しているのに対し,  $U_0$ の減少に伴って $C=20[\text{mm}]$ の場合に温度分布は低下し, 中央部の最低温度領域は $C=30[\text{mm}]$ に比べ $20[\text{mm}]$ の場合では下部側に移動する傾向が見られる. いずれの流速でも中央部の温度が低く, 上下部は中央部より高い温度を示す.  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ において, 上部でほぼ同様の値を示し, 下部では $C=20[\text{mm}]$ の方が温度差が大きく $C=30[\text{mm}]$ では変化は少ない.  $T_0=15[^\circ\text{C}]$ においては,  $C$ を変化させても上部から下部まで温度差はほぼ一定となる.



(a)  $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$

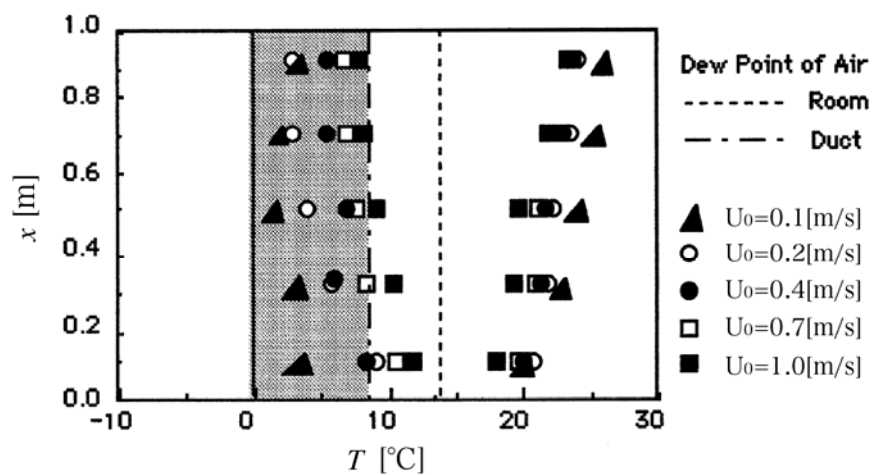


(b)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$

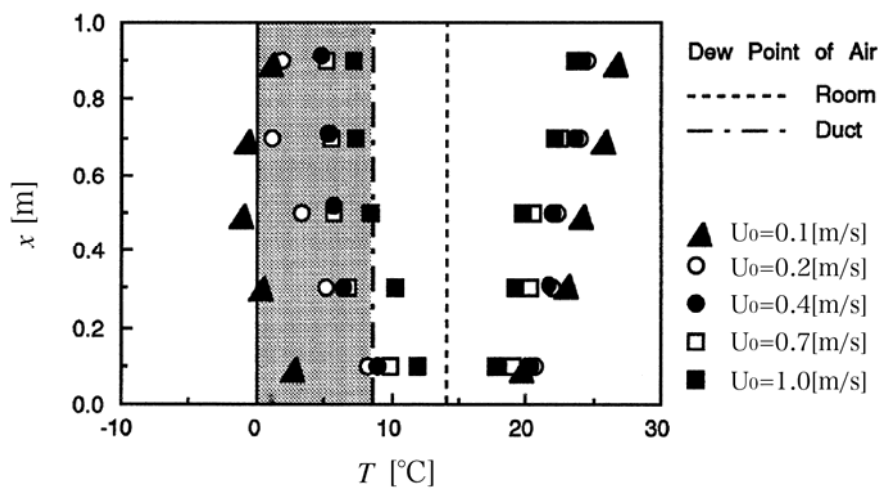


(c)  $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$

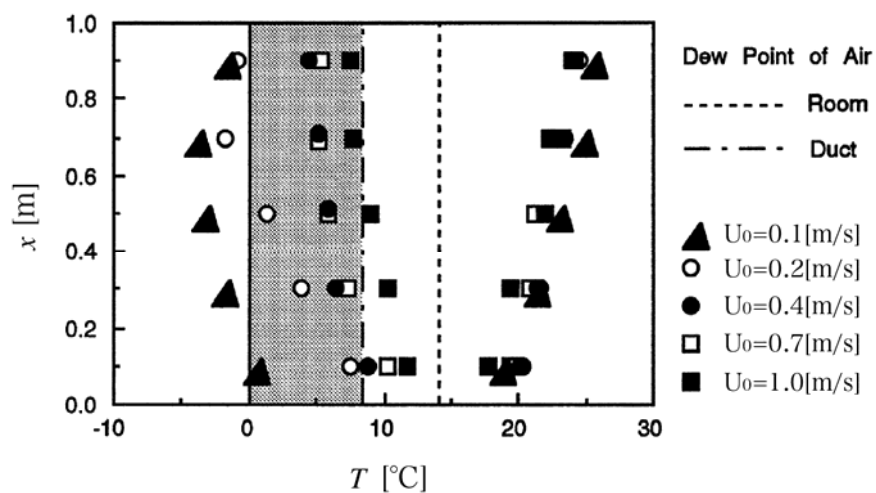
図3. 50 温度分布( $C=20$ [mm],  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$ )



(a)  $T_{cw}=-5[^\circ\text{C}]$

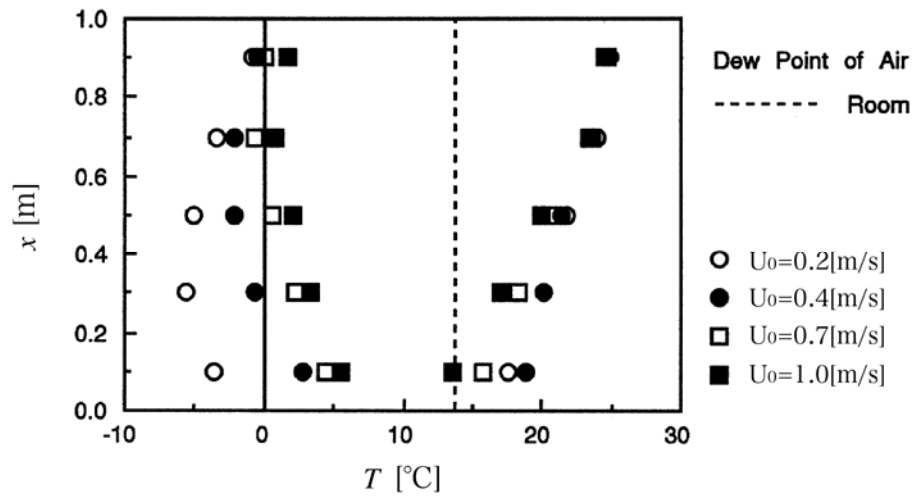


(b)  $T_{cw}=-10[^\circ\text{C}]$

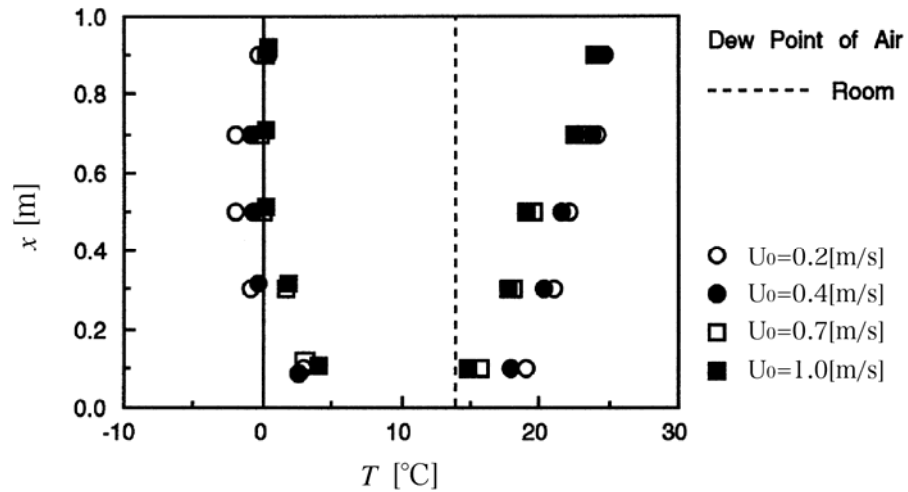


(c)  $T_{cw}=-15[^\circ\text{C}]$

図3. 51 温度分布( $C=30$ [mm],  $T_{hr}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=15[^\circ\text{C}]$ )



(a)  $C=20[\text{mm}]$



(b)  $C=30[\text{mm}]$

図3. 52 温度分布 ( $T_{\text{hr}}=25[^\circ\text{C}]$ ,  $T_0=5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{\text{cw}}=-10[^\circ\text{C}]$ )

以上の結果をもとにグラスウール内の空気の流れを推定すると、通気層を流れる空気の一部はグラスウール下部を通過して加熱室内下部に抜け、これが下部における加熱室側表面温度の低下となる。加熱室内の空気はグラスウール上部を通過して空気流路側に抜け、これにより空気流路側上部の表面温度が高くなる。空気の流れの概要は図3. 53のように予想される。

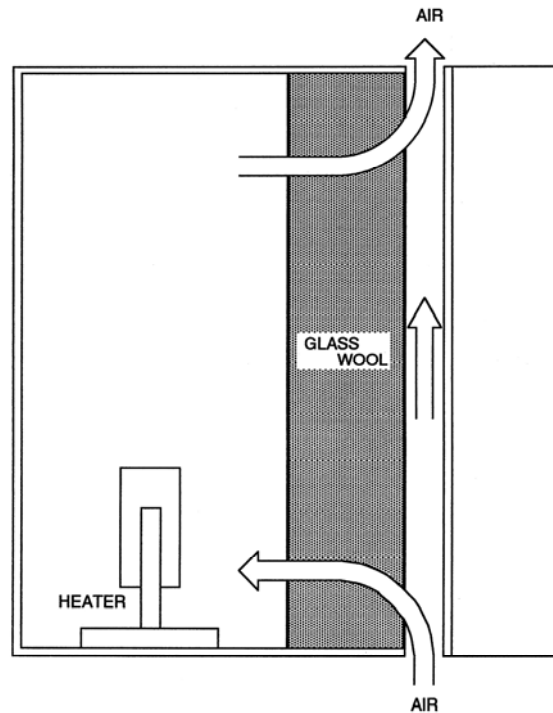


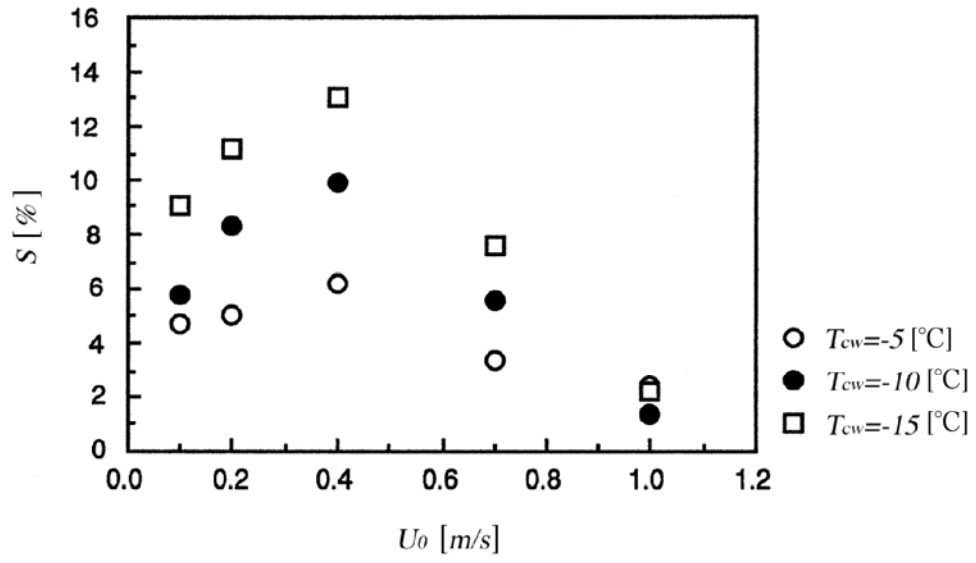
図3. 53 予想されるグラスウール内の空気の流れ

流路を流れる空気は、冷却壁との熱交換により温度を低下させながら上部に移動する。これによりグラスウール中央部までの温度低下が起こり、加熱室の空気が流出するため流路側上部表面の温度は上昇する。下部の流路側表面温度の差異については、流路内を流れる上向き空気流の速度が小さい場合、冷却壁による下向きの自然対流との干渉による混合による温度低下が起こり、速度が増大した場合では強い上向きの流れにより流入空気温度に近い空気温度となる。これらのことが、 $U_0=1.0[\text{m/s}]$ および $0.1[\text{m/s}]$ の違いにより生ずる下部温度分布の差異の主因である。次に、 $U_0$ の変化による最低温度を示す領域の移動について検討する。小さい流速の場合には、流れの干渉と混合により下部で温度が低下し、流速が大きい場合には冷却壁に沿って流れる流入空気の効果が主なものとなり、グラスウール表面の低温領域が上部に移動する。また、 $T_0=15[^\circ\text{C}]$ の場合は $5[^\circ\text{C}]$ に比べグラスウール表面に接する空気温度が高くなるため全体の温度が高くなる。

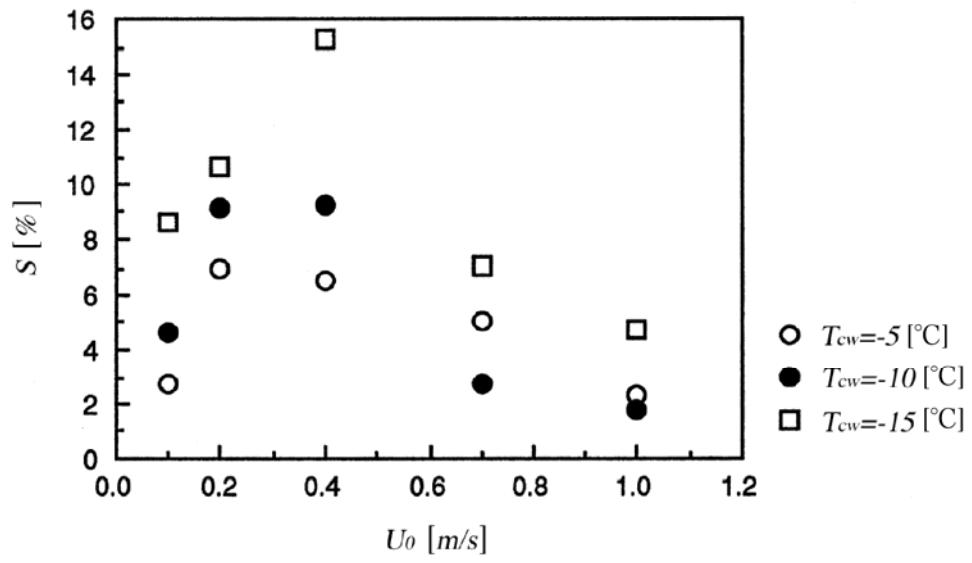
## (2) グラスウール内水分蓄積量

グラスウール内含水率を図3. 54(a), (b)および図3. 55(a), (b)に示す。各図は縦軸にグラスウール含水率、横軸に $U_0$ をとってある。



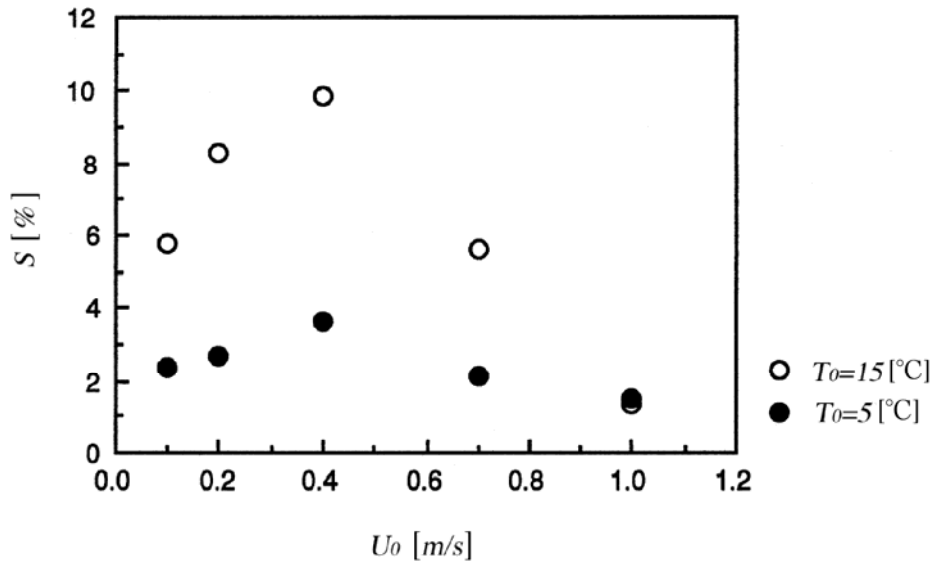


(a)  $C=20[\text{mm}]$

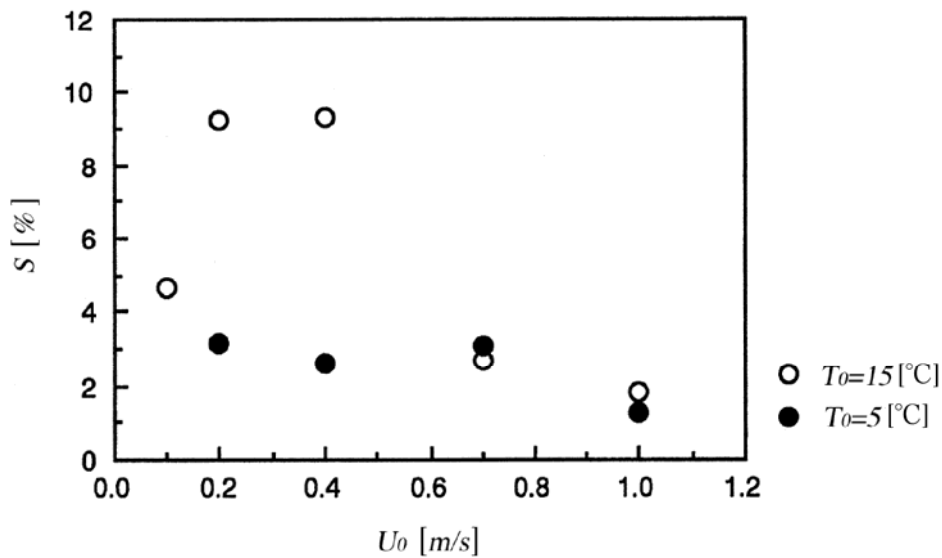


(b)  $C=30[\text{mm}]$

図3. 54 含水率( $T_0=15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{cw}=-5, -10, -15[^\circ\text{C}]$ )



(a)  $C=20[\text{mm}]$



(b)  $C=30[\text{mm}]$

図3. 55 含水率 ( $T_0=5, 15[^\circ\text{C}]$ ,  $T_{\text{cw}}=-10[^\circ\text{C}]$ )

いずれの図においても、 $U_0=0.4[\text{m/s}]$ 付近に極大値をもち、上に凸の曲線となっている。これは、温度分布でも示したように、加熱室側表面温度が全て露点温度以上であり、流路側表面温度は  $U=0.7[\text{m/s}]$  および  $1.0[\text{m/s}]$  のとき  $x=0.5[\text{m}]$  以下では露点温度以上、 $x=0.5[\text{m}]$  以上では露点温度以下であること、 $U_0=0.1[\text{m/s}]$  では  $0[^\circ\text{C}]$  以下、 $U_0=0.2[\text{m/s}]$  では  $x=0.5[\text{m}]$  以上で  $0[^\circ\text{C}]$  以下、などの

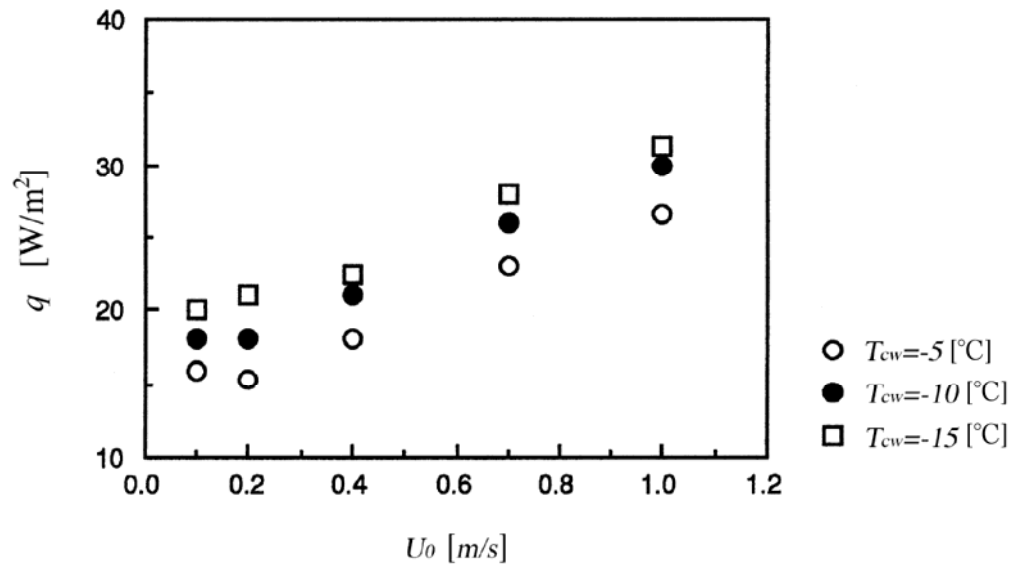
要因による。よって、 $U_0=0.1[\text{m/s}]$ および $0.2[\text{m/s}]$ では、グラスウール表面で結氷し、その部分より内部での水分吸収が抑制され含水率は低下する。また、 $U_0=0.7, 1.0[\text{m/s}]$ では露点温度に満たない点があるため含水率は小さい。よって、流路側表面温度が $0[^\circ\text{C}]$ 以上で、且つ露点温度以下である $U_0=0.4[\text{m/s}]$ の場合に水分蓄積率が大きくなり極値を示す。流入空気温度が高い場合にも含水率が増加している。これは、 $T_0$ の高い場合空気の絶対湿度が高いことによる。また、 $T_{\text{cw}}$ の低下により含水率が増加するが、 $T_{\text{cw}}$ の低下により流路側表面温度の低下し、結露が生ずる領域が拡大するためである。Cの変化が含水率に及ぼす影響はほとんど無い。

### (3) 熱移動挙動

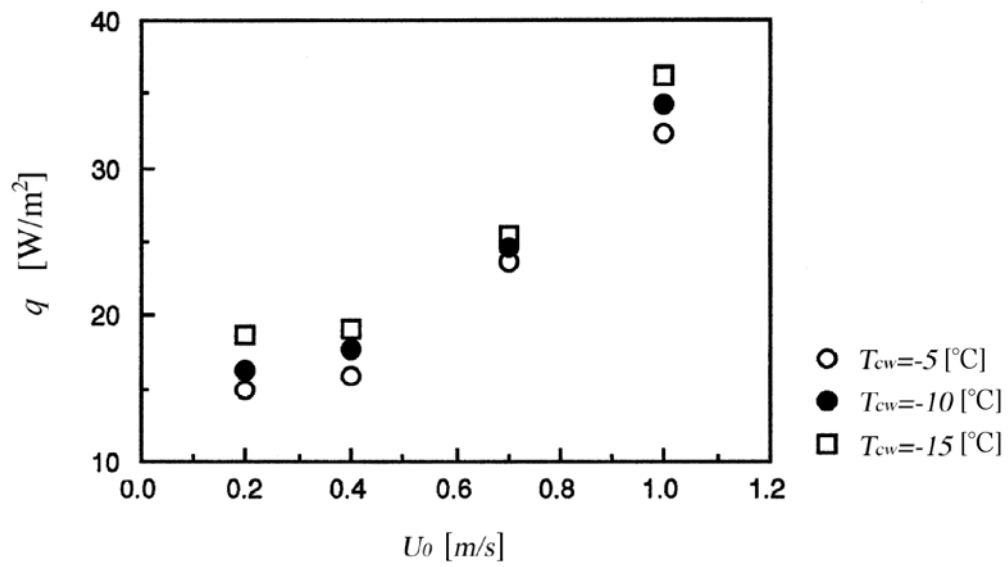
熱移動挙動について熱流束および見かけの熱伝導率を用いて検討する。

熱流束に関する結果を図3. 56(a), (b)および図3. 57(a), (b)に示す。図は縦軸に熱流束、横軸に流入空気平均流速をとってある。

いずれの図においても、 $U_0$ の増加に伴い熱流束 $q$ は増加し、その増加割合は $U_0$ が大きくなるほど増加する。これは、流路と加熱室の間にグラスウールを介した空気の循環があるためであり、 $U_0$ の増加に伴って空気の移動量が多くなる、空気流路から加熱室に低温の空気が入り込み、所定の $T_{\text{hr}}$ を維持するための所要電力が増大する、などによる。また図3. 56(a), (b)を見ると $q$ は $T_{\text{cw}}$ の低い方が大きな値を示している。これは、 $T_{\text{cw}}$ が低いことにより低温の空気が流入すること、両表面温度差が拡大することに起因する。次に、Cを変化させた場合では、図3. 56および図3. 57のそれぞれの(a), (b)を比較すると、 $C=30[\text{mm}]$ の場合は $T_{\text{cw}}$ の影響を受けずほぼ同一の値を示している。これは、流路厚さが大きい場合、混合気流による冷気の効果は表面近傍に及びにくく、流路側表面温度の低下が抑制されることによる。流入空気温度を変化させた場合では、 $q$ は $T_0=5[^\circ\text{C}]$ の方がいずれの $U_0$ においても大きな値を示している。これは、 $T_0=5[^\circ\text{C}]$ の方が両表面間の温度差が大きく、グラスウール内を移動する熱量が多くなるためである。

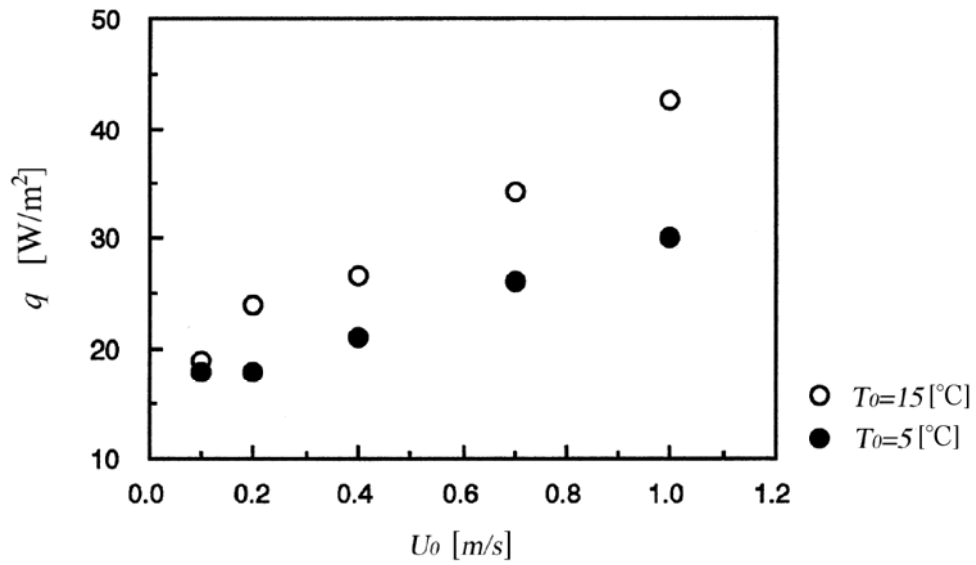


(a)  $C=20$ [mm]

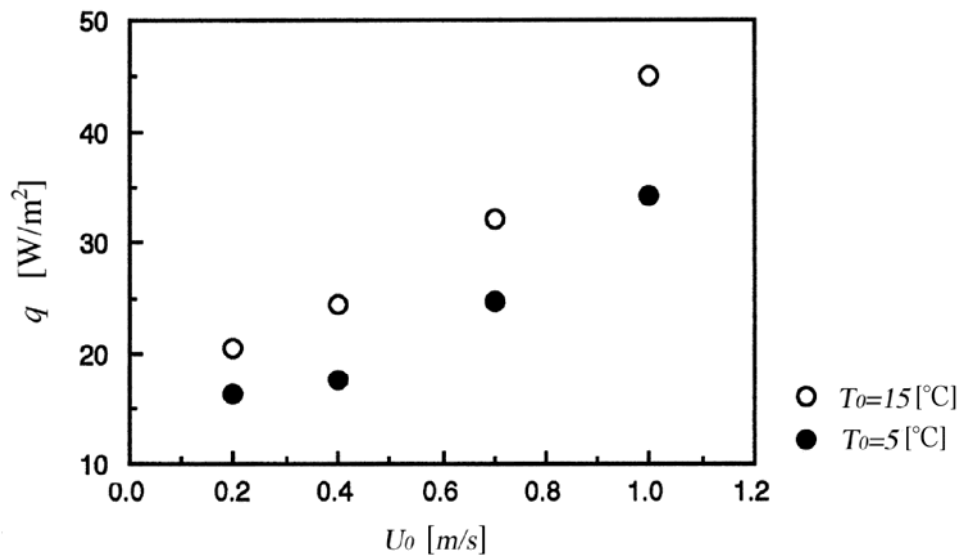


(b)  $C=30$ [mm]

図3. 56 熱流束に及ぼす流入空気平均流速および冷却壁表面温度の効果 ( $T_0=15$ [°C])



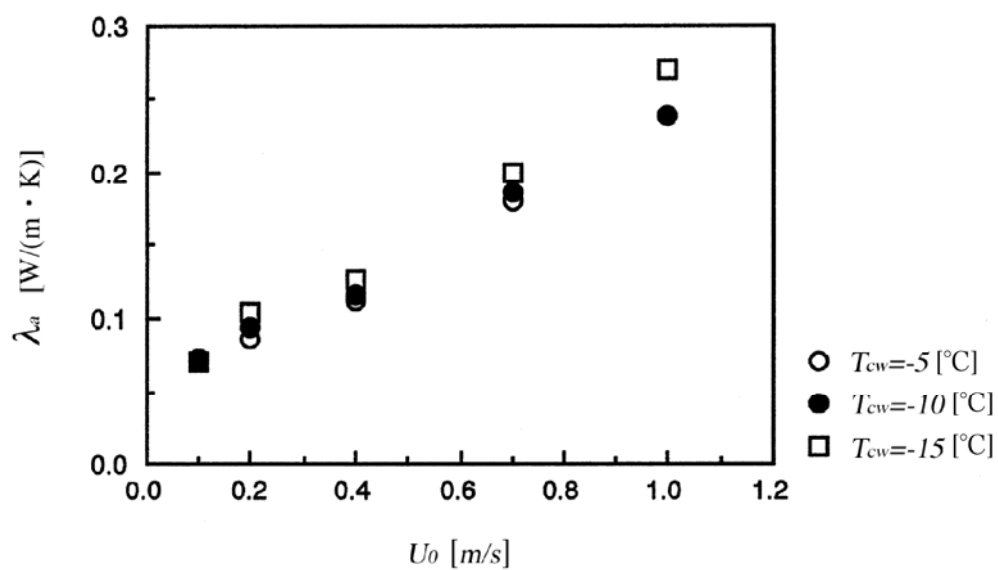
(a)  $C=20[\text{mm}]$



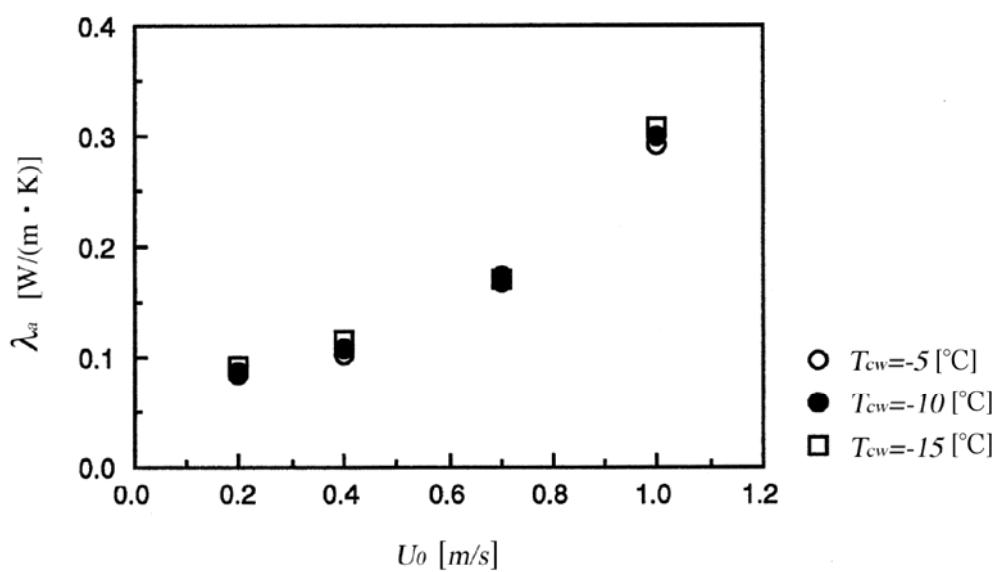
(b)  $C=30[\text{mm}]$

図3. 57 熱流束に及ぼす流入空気平均流速および流入空気温度の効果 ( $T_{\text{cw}}=-10[^\circ\text{C}]$ )

$\lambda_a$ に関する結果を図3. 58(a), (b)および図3. 59(a), (b)に示す. 図は, 縦軸に見かけの熱伝導率 $\lambda_a$ を, 横軸に $U_0$ をとったものである.

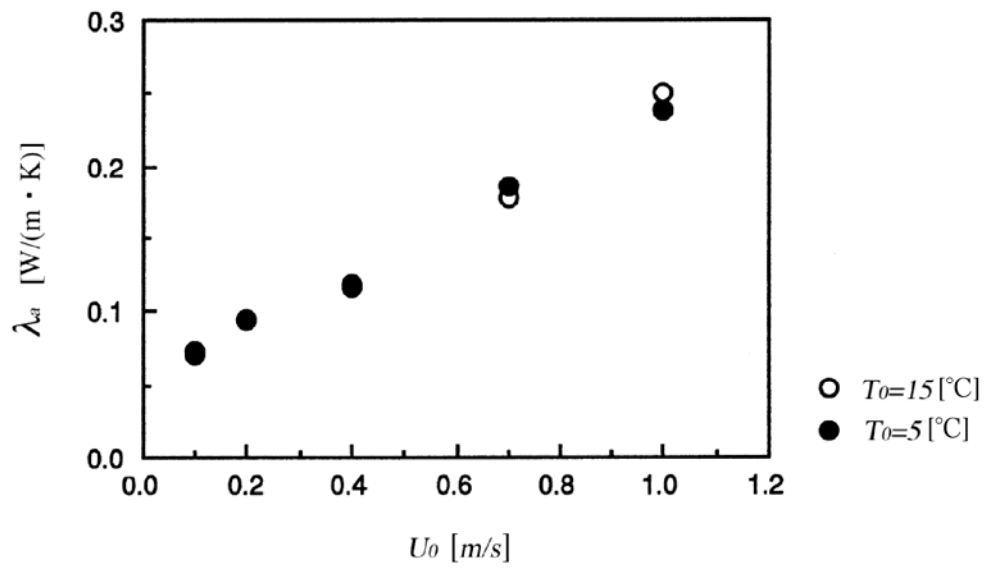


(a)  $C=20$ [mm]

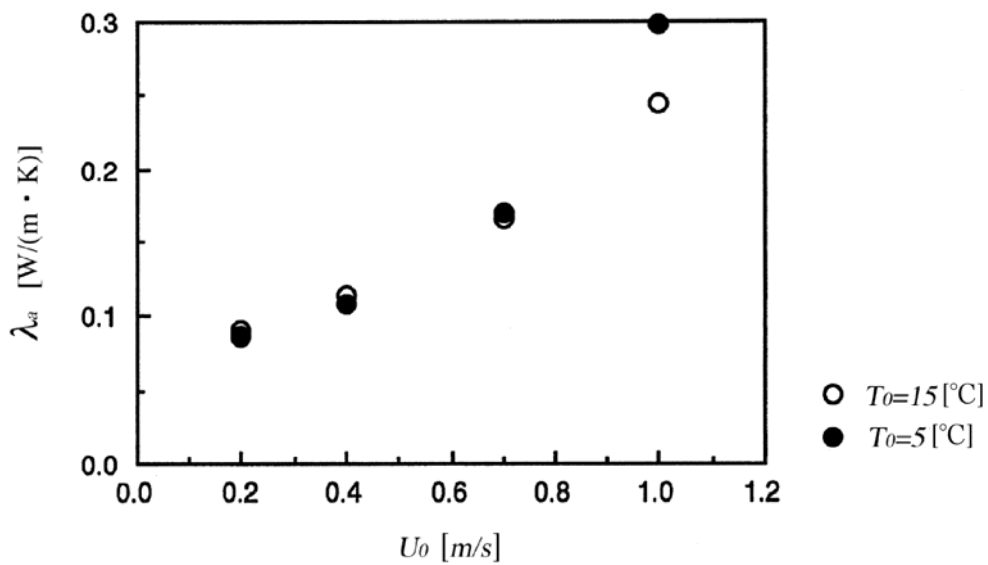


(b)  $C=30$ [mm]

図3. 58 見かけの熱伝導率に及ぼす流入空気平均流速および冷却壁表面温度の効果  
( $T_0=15$ [°C])



(a) C=20[mm]



(b) C=30[mm]

図3. 59 見かけの熱伝導率に及ぼす流入空気平均流速および流入空気温度の効果

( $T_{cw}=-10^\circ\text{C}$ )

いずれの図においても、 $\lambda_a$ は $U_0$ の増大に伴い増加している。これは、 $U_0$ の増大に伴い $q$ が増大し、両表面間温度差は減少するためである。また、 $\lambda_a$ は $T_{cw}$ の低下により増加する。これは、 $T_{cw}$

の低下により両表面間温度差は増加し $q$ も増加するが、 $q$ の増加割合が大きいためである。 $C=30[\text{mm}]$ では $q$ は $T_{cw}$ の変化にそれほど影響を受けないため、 $\lambda_a$ にも同様に大きな変化は現れない。また、 $T_0$ の変化が $\lambda_a$ におよぼす影響は極めて小さい。これは、 $T_0$ の低下により両表面間平均温度差は増大するが、 $q$ も増大し、結果的に $\lambda_a$ に影響は現れないためである。

### 2.3 本章のまとめ

実験装置Ⅱa-1によれば、流路内における空気流速の増加に伴い、断熱材内に蓄積される水分量は急激に減少し、冷却壁温度が含水率におよぼす効果は小さくなる。また、本装置による検討の範囲内では、断熱材内に蓄積した水分が断熱材の見かけの断熱性能に及ぼす影響は極めて小さかった。

熱流束および見かけの熱伝導率は流路内への流入空気温度および空気流路厚さの変化に影響を受けることが確認されたことから、これらの因子も断熱材の見かけの断熱性能を評価する上で非常に重要な因子である。

実験装置Ⅱa-2においては、グラスウール加熱室側表面の温度分布は加熱室温度の増大に伴って全体に高くなり、流路流速および流入空気温度の増大は特に下部における温度に影響を及ぼす。また、流路側表面温度分布は流入空気温度や流速の増大に伴って全体に高くなり、加熱室温度の増大は上部における温度分布に影響を及ぼす。

含水率は、流路流速の減少、加熱室内温度の増大、流入空気温度の増大により増加する。また、高流速では流入空気温度による影響は小さい。含水率はグラスウール表面温度、加熱室温度と流入空気温度に大きく依存し、グラスウール内での空気の移動の効果は小さい。

熱流束および見かけの熱伝導率は流速の増加に伴い増大する。熱流束は加熱室内温度にも大きく影響を受けるが、流入空気温度の影響は小さい。見かけの熱伝導率は加熱室温度の増大により増加する。

実験装置Ⅱa-3の結果では、グラスウール加熱室側表面温度は流路幅に影響を受けないことが示された。ただし、流入空気速度、流入空気温度あるいは冷却壁表面温度が減少した場合にグラスウール加熱室側表面下部において温度分布に変化が現れる。グラスウール流路側表面温度は、流路幅、流入空気速度、流入空気温度および冷却壁表面温度の減少により、全体的に低下する。

含水率は、流路厚さの減少、冷却壁表面温度の増大および流入空気温度の減少により増加す



る. また, グラスウール両表面温度差および流入空気絶対湿度も強く影響する. 流速が $0.4[\text{m/s}]$ において含水率が最大となる.

熱流束および等価熱伝導率は流速の増加に伴って増大する. 熱流束はグラスウール両表面温度差が拡大する場合にも増大する. また, 見かけの熱伝導率におよぼす冷却壁表面温度の影響は極めて小さい.

### 第3章 実験装置Ⅱb群

#### 3.1 実験装置概説

実験装置Ⅱb群は、主として加熱側の空気の流動抑制およびより明確な湿度条件の確立を重視したものである。Ⅱa群の装置では、加熱室が加湿源でありグラスウール背面に接続する1つの部屋となっていた。グラスウールの空隙率はおおよそ0.96前後であり、空気流路から空気流が容易に透過して加熱室内に流入し、加湿された空気はグラスウール内を通り流出するという換気的な挙動の起こることが予想される。この場合、流出した湿り空気が冷却されることによってグラスウール内に水分蓄積が起こることになり、水分蓄積挙動に及ぼす気流の効果が無視できないものとなる恐れが生ずる。よって、本装置群では、図3.60および図3.61に示すように、加熱側に加熱室1室を設けることをせず、加熱および加湿が行える幾つかのセクションを設けることを考案し、装置に組み込んだ。これにより、加熱側の境界条件はより明確なものとなった。また、冷却壁は実際の環境を模擬するためには有益であるが、測定中に壁表面にフロストの成長があり、流路厚さが変化してしまうことと、冷却壁温度を設定してもフロスト表面の温度がそれとは一致しないなど、実験上の不確定要素となることから、流路を流れる空気の温度のみを冷却源とすることとした。

実験装置Ⅱb-1は、加熱室を5分割し、流路内において空気は上方に流れる。実験装置Ⅱb-2, 3, および4は、加熱室を10分割し、空気は流路上方から下方へ流れるものとした。



図3.60 実験装置Ⅱb-1の概要

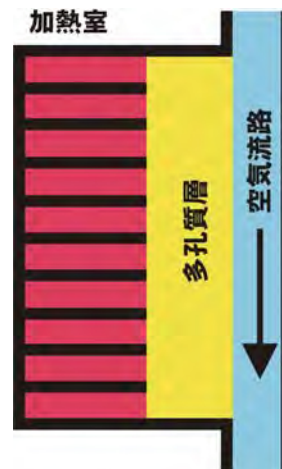


図3.61 実験装置Ⅱb-2, 3, および4の概要

すでに述べたように、Ⅱb群の装置は、4種類あり、以下、それらについて説明を加える。

### 3. 1. 1 実験装置Ⅱb-1

#### (1) 装置概要

図3. 62および図3. 63に実験装置Ⅱb-1の系統図および装置全体をそれぞれ示す。加熱室は高さ方向に分割されており、それぞれの室内に飽和食塩水を置き湿度の調整を行った。飽和食塩水と室内空気との界面において湿分の吸放出が行われ、比較的安定した湿度環境が得られるようになっている。空気流路を流れる空気の調湿も、空気冷却室内に設置した飽和食塩水容器により行った。湿度の測定は、Ⅰa装置群における乾・湿球によるものから静電容量型の湿度センサーによる測定に改めた。これにより、加熱室を分割した場合でも、湿球のような加湿源を置くことなく、それぞれの位置で相対湿度の測定が可能となった。本装置群では、湿度センサー数量の都合により、加熱室は5室とし、グラスウール高さも500[mm]となっている。

空気の流動方向は鉛直上方とし、流路厚さは100[mm]である。また、冷却壁を設けることを止め、流路空気のみを冷却源とした。

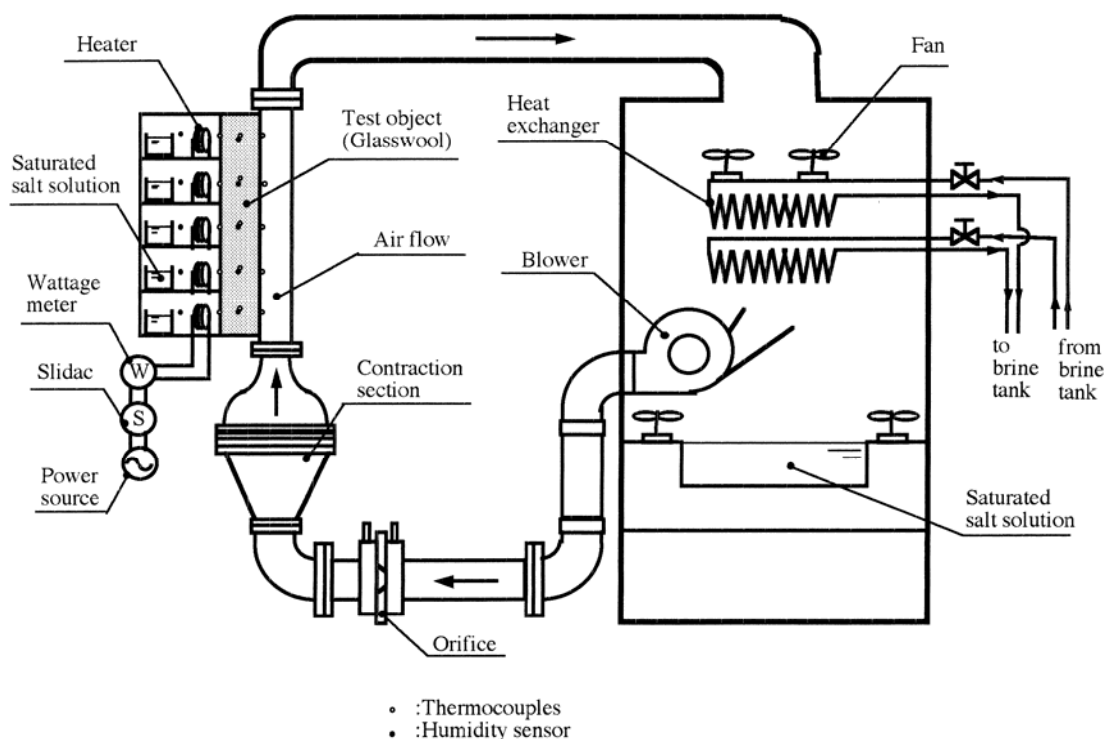


図3. 62 装置系統図



図3. 63 装置外観

測定部は、グラスウール固定枠、冷却された空気が流れる流路、加熱室などからなる。供試グラスウールは、密度 $16.0[\text{kg}/\text{m}^3]$ 、厚さ $50[\text{mm}]$ ×幅 $275[\text{mm}]$ ×高さ $530[\text{mm}]$ のものを2枚重ねて固定枠に納め、試験部内に設置した。グラスウール両表面中央部縦に糸を張り、糸上の5箇所に熱電対を取付けた。図3. 64に示すように、2枚のグラスウールの間には、針金を縦中央に張り、熱電対およびヴァイサラ製湿度センサーを表面と同様の位置に取り付けた。熱電対は、直径 $0.2\text{mm}$ の鋼-コンスタンタン熱電対を用いた。空気流路は、厚さ $80[\text{mm}]$ ×幅 $250[\text{mm}]$ ×長さ $935[\text{mm}]$ で、最初の $150[\text{mm}]$ を流れの助走区間とし、下流方向に長さ $715[\text{mm}]$ の開口部を設けた。加熱室は、厚さ $2[\text{mm}]$ のベークライト板2枚と $1[\text{mm}]$ の空気層による厚さ約 $5[\text{mm}]$ の隔壁で5室に仕切られ、各室中央部に湿度センサー(神栄製)、ヒーター、飽和食塩水容器を設置した。その状態を図3. 65に示す。

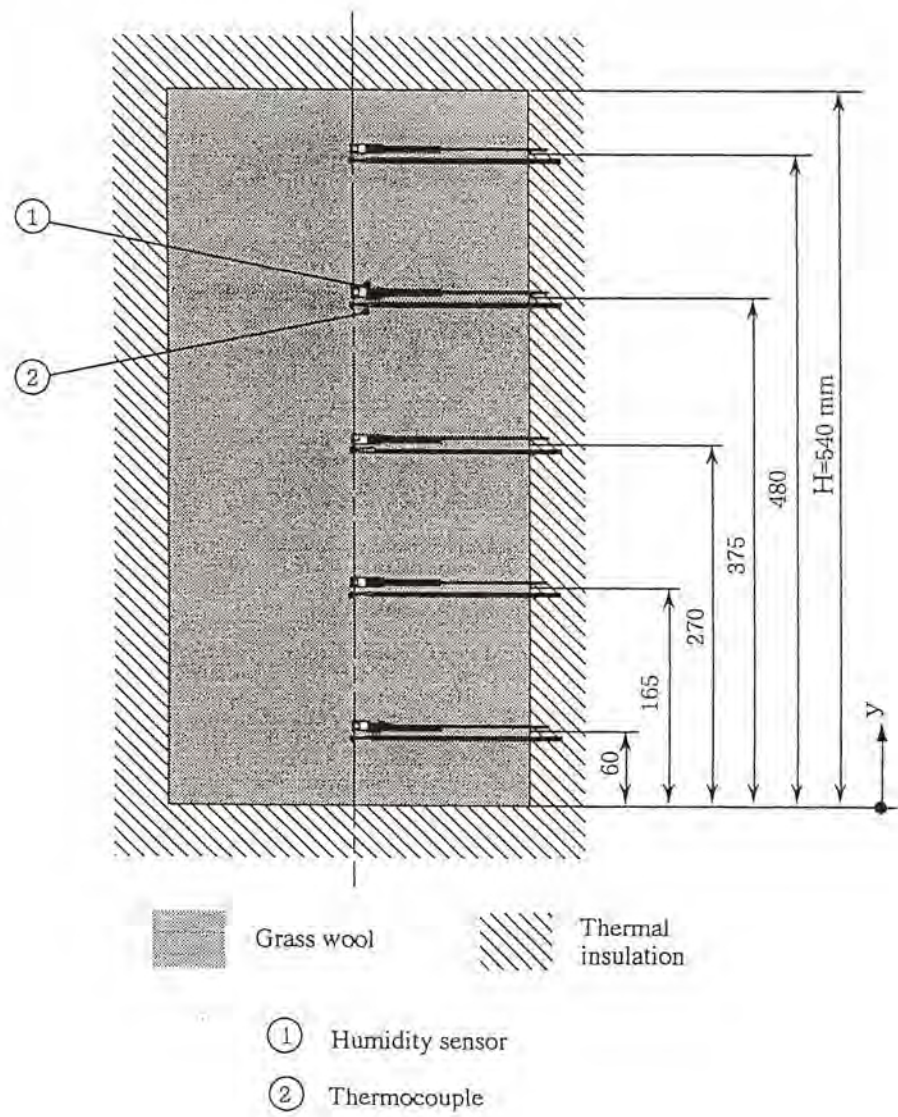


図3. 64 試験部の構成

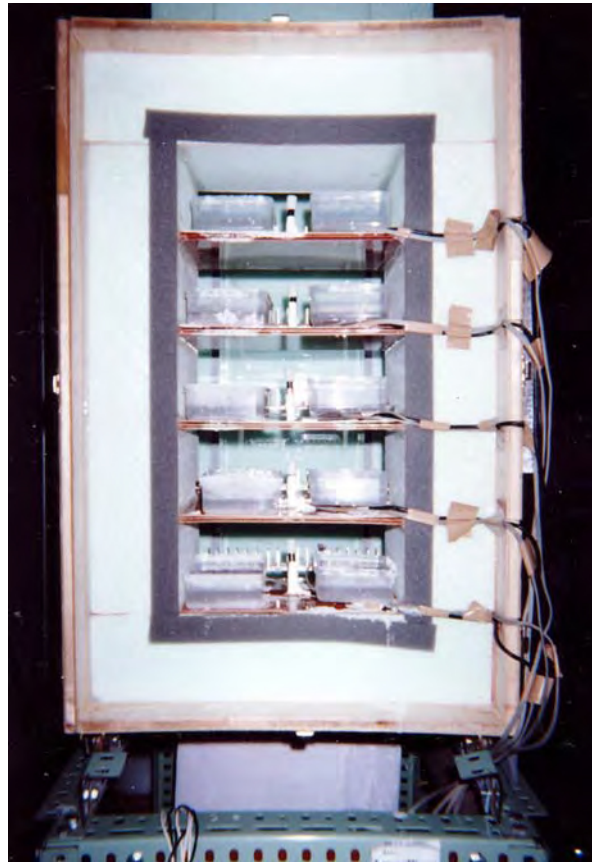


図3. 65 加熱室外観

## (2) 実験条件

固定枠に納めたグラスウールを試験部に設置した時点で実験開始とし, 加熱室内および流路内空気の温度を約1時間ほどで安定させた. この1時間は測定時間に含まれる. 所定の測定値は30分毎に記録した.

測定値に基づき以下のような値を算定した.

(a) 表面平均熱伝達率 $h_m$

$$h_m = \frac{Q_m \Delta T_m}{A} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad \dots (3.2)$$

ここで,  $Q_m$ :加熱室5室の平均放熱量[W],  $A$ :多孔質層表面積[m<sup>2</sup>],  $\Delta T_m$ :多孔質層両表面平均温度差[°C]

(b) 見かけの平均熱伝導率  $\lambda_a$

実験装置Ⅱa群での定義と同一

(c) 比湿  $r_m$

第Ⅰ編における定義と同一

(d) レイノルズ数  $Re$

$$Re = \frac{U_0 C}{\nu_{air}} \quad \dots (3.3)$$

ここで、 $U_0$ : 空気流路流入空気平均速度[m/s],  $C$ : 空気流路厚さ[m],  $\nu_{air}$ : 空気の動粘度[m<sup>2</sup>/s]

(e) 平均ヌセルト数  $Nu_m$

$$Nu_m = \frac{h_m H}{\lambda_{air}} \quad \dots (3.4)$$

ここで、 $h_m$ : 平均熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>・K)],  $H$ : 流れ方向の多孔質層長さ[m],  $\lambda_{air}$ : 空気流路入口における空気の熱伝導率 [W/(m・K)]

なお、 $\lambda_{air}$ の算定は次式で行った.

$$\lambda_{air} = \left( 2.2722 \times 10^{-14} T^5 - 9.8928 \times 10^{-11} T^4 + 1.6247 \times 10^{-7} T^3 - 1.4115 \times 10^{-4} T^2 - 1.2394 \times 10^{-1} T - 2.0489 \right) \times 10^{-3}$$

表3. 4に装置の諸元および実験条件を示す.

表3. 4 供試多孔質体諸元, 測定部諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (密度)	グラスウール (16.0kg/m <sup>3</sup> )
		寸法	厚さ100mm (50mm × 2枚) × 幅275mm × 長さ530mm
測定継続時間			0, 0.5, 1.5, 2.5, 5.0, 7.5, 10h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ80mm × 幅250mm × 長さ935mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0m/s
		流入空気温度	5°C
		流入空気湿度	40%RH
加熱側条件	加熱室	寸法	高さ100mm × 幅275mm × 奥行き200mm × (5室)
		室内温度	30°C
		室内湿度	65%RH



### 3. 1. 2 実験装置Ⅱb-2

#### (1) 装置概要

図3. 66および図3. 67に本装置の系統図および装置全体をそれぞれ示す.

空気の流れ方向は鉛直下方とした. この場合, 加熱による自然対流と空気流路内下降流との干渉が予想され, これが熱移動挙動および水分蓄積挙動に及ぼす効果を, 流入空気平均流速の立場から検討しようとしたものである. なお, 流路厚さは100[mm]とし, 装置Ⅱb-1に比して湿度センサー数を増大したことにより, Ⅱa群装置と同様の多孔質層高さは1000[mm]となっている. 図3. 68にグラスウール固定枠とセンサー類の配置を, 図3. 69に加熱室の外観を示す.

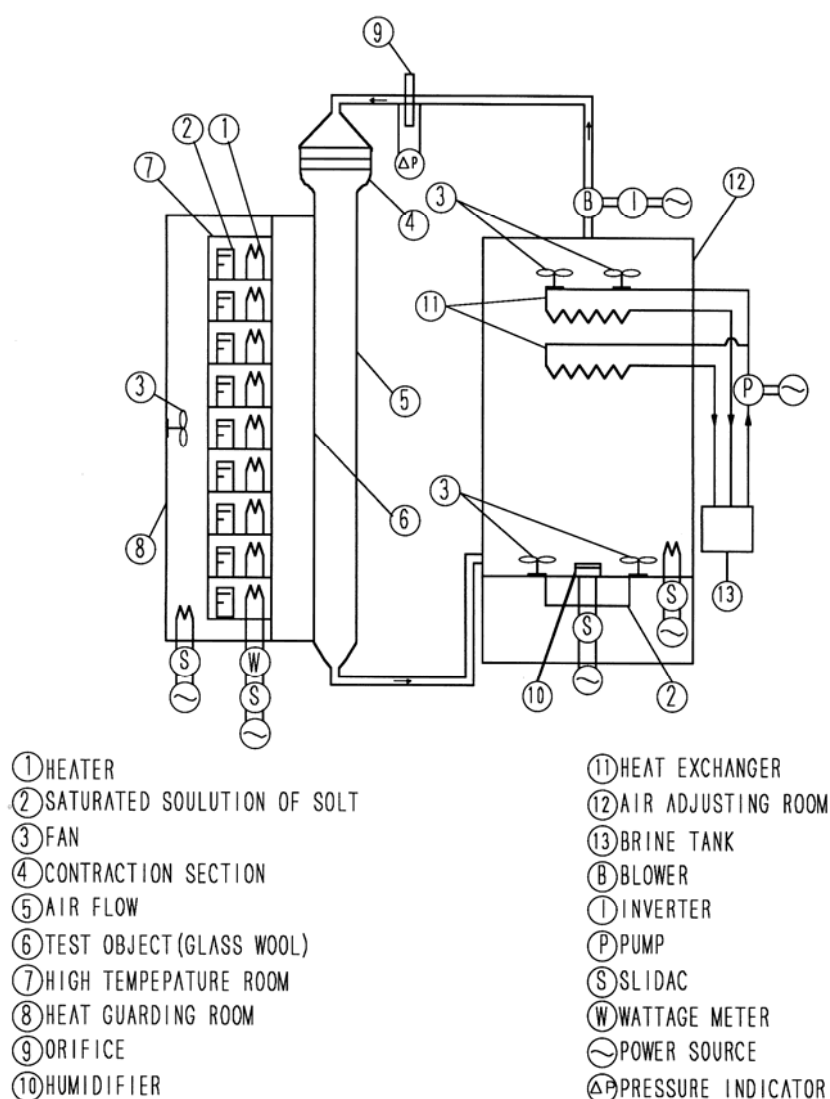


図3. 66 装置系統図



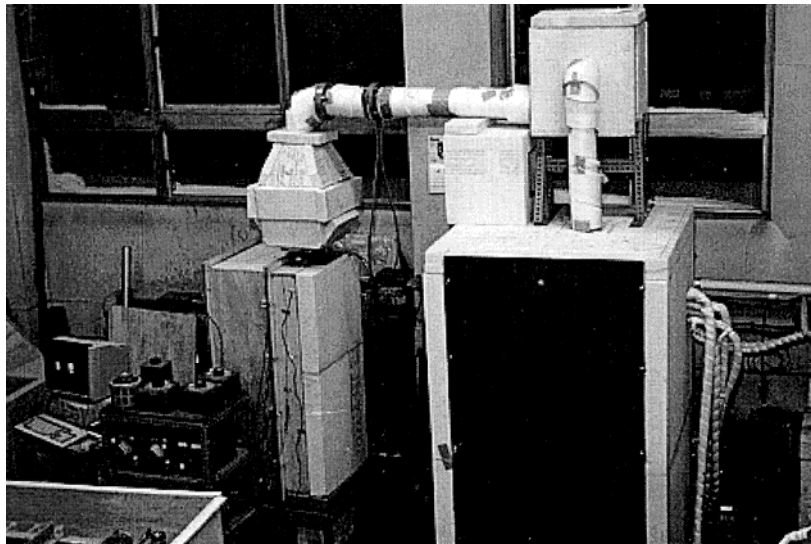


図3. 67 装置全体

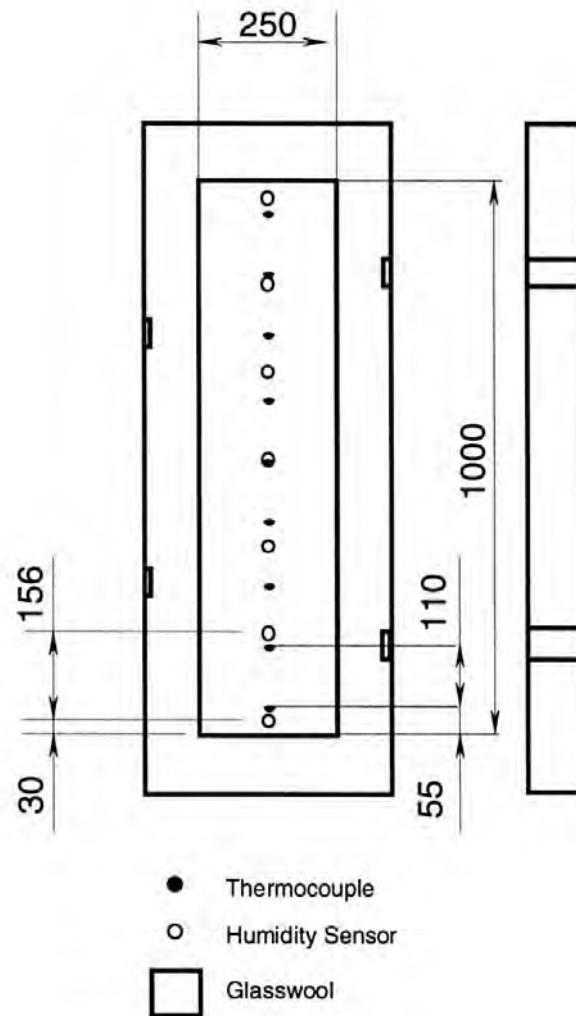


図3. 68 グラスウール温・湿度の測定位置

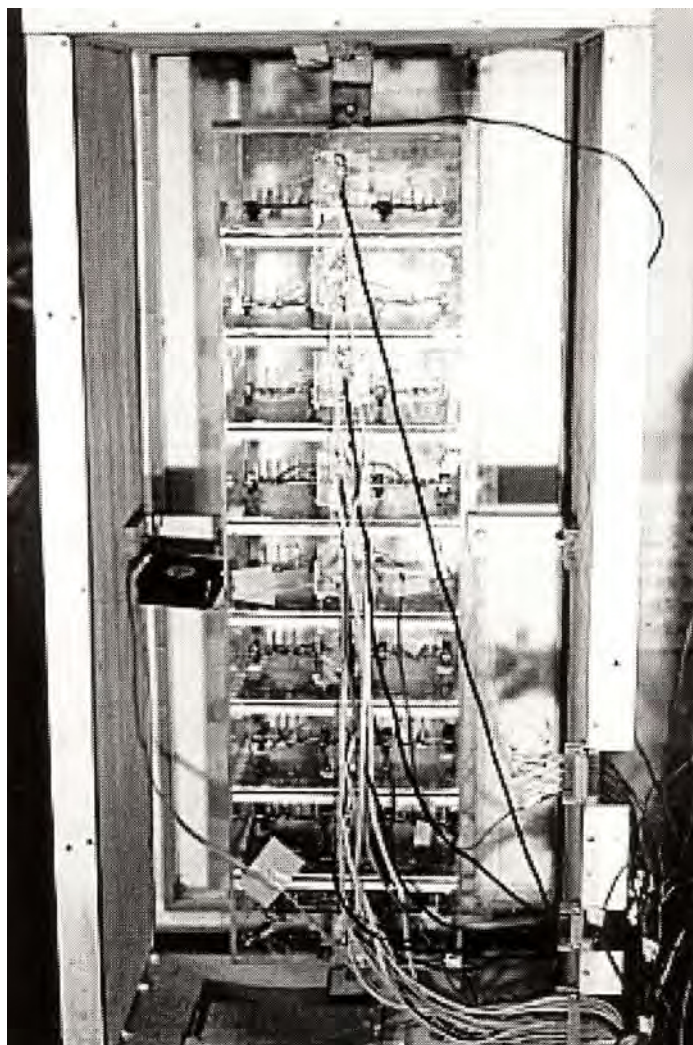


図3. 69 加熱室列外観

## (2) 実験条件

表3. 5に装置諸元および実験条件を示す.

表3. 5 装置諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (密度)	グラスウール (19.0kg/m <sup>3</sup> )
		寸法	厚さ100mm (50mm × 2枚) × 幅250mm × 長さ1000mm
測定継続時間			12h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ100mm × 幅250mm × 長さ935mm
		空気流動方向	下方
		流入空気平均速度	0.2, 0.5, 1.0m/s
		流入空気温度	5℃
		流入空気湿度	60%RH
加熱側条件	加熱室	寸法	高さ105mm × 幅270mm × 奥行き200mm (× 9室)
		室内温度	30℃
		室内湿度	60%RH

### 3. 1. 3 実験装置Ⅱb-3

#### (1) 装置概要

図3. 70および図3. 71に本装置の系統図および装置全体をそれぞれ示す. 本実験では, 流入空気平均流速が熱移動挙動および水分蓄積挙動に及ぼす効果を検討した. 装置Ⅱb-1およびⅡb-2では空気冷却室内熱交換器に霜が付着し, 低温の空気を長時間供給することが困難であった. 本装置は, 空気冷却室を2室用意し, 一方が稼働中にもう一方の冷却コイルを除霜することにより測定の長時間化を図ったものであり, 測定時間は12時間とした. また, 流路厚さは100[mm], 空気の流動方向は鉛直下方とした.

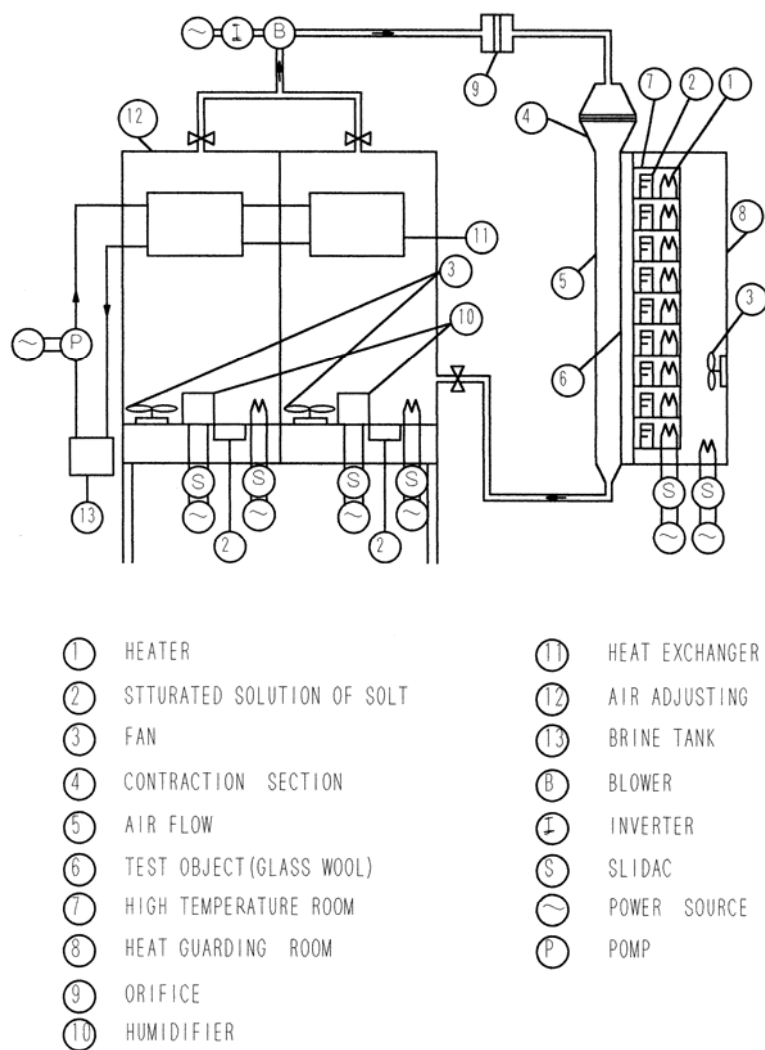


図3. 70 装置系統図

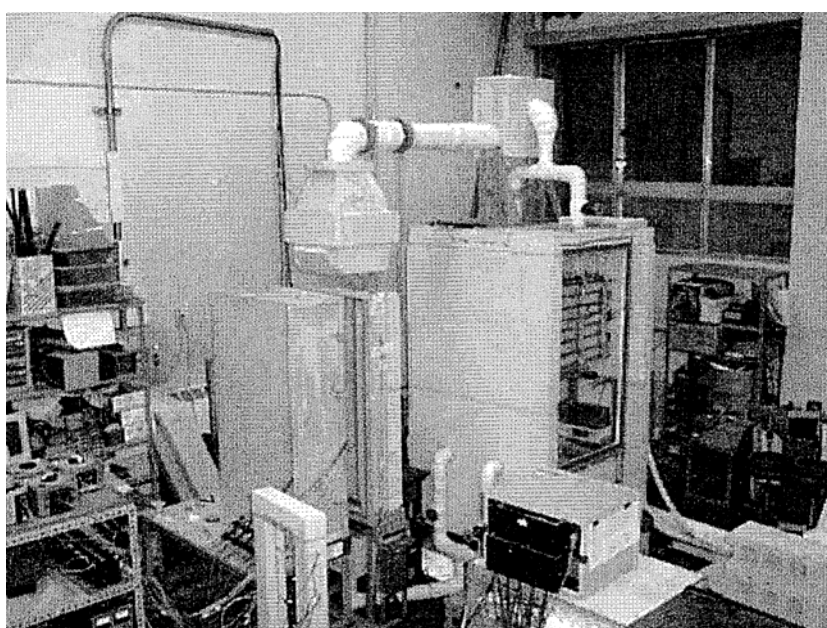


図3. 71 装置全体

## (2) 実験条件

表3. 6に装置諸元および実験条件を示す.

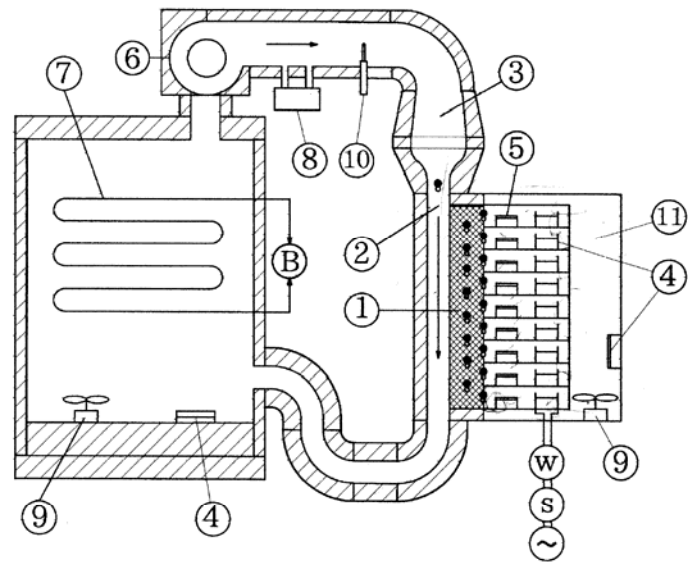
表3. 6 実験装置諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (多密度)	グラスウール (17.0kg/m <sup>3</sup> )
		寸法	厚さ100mm×幅250mm×長さ1000mm
測定継続時間			12h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ100mm×幅280mm×長さ1205mm
		空気流動方向	下方
		流入空気平均速度	0.3, 0.5, 1.0m/s
		流入空気温度	5℃
		流入空気湿度	60%RH
加熱側条件	加熱室	寸法	高さ105mm×幅270mm×奥行き200mm (×9室)
		室内温度	30℃
		室内湿度	25%
	グラスウール表面	表面温度	30℃
		表面湿度	25%

### 3. 1. 4 実験装置Ⅱb-4

#### (1) 装置概要

図3. 72および図3. 73に実験装置Ⅱb-4の系統図および装置全体をそれぞれ示す. 本実験では, 流入空気平均流速が熱移動挙動および水分蓄積挙動に及ぼす効果を検討した. 装置はⅡb-3と同一であるが, 実験上の試みとして, 水分蓄積の経時変化を測定しようとしたものである. 空気は鉛直下方へ流動させ, 流路厚さは30[mm]である.



- |                    |                      |
|--------------------|----------------------|
| ① GLASSWOOL        | ⑨ FAN                |
| ② AIR FLOW CHANNEL | ⑩ ANNEMOMETER        |
| ③ CONTRACT SECTION | ⑪ HEAT GUARDING ROOM |
| ④ HEATER           | Ⓜ WATTAGE METER      |
| ⑤ WATER            | Ⓢ SLIDAC             |
| ⑥ BLOWER           | Ⓢ POWER SOURCE       |
| ⑦ HEAT EXCHANGER   | Ⓡ BLINE TANK         |
| ⑧ HUMIDIFIER       | • THERMO-COUPLE      |
|                    | ◦ HUMIDITY SENSOR    |

図3. 72 装置系統図

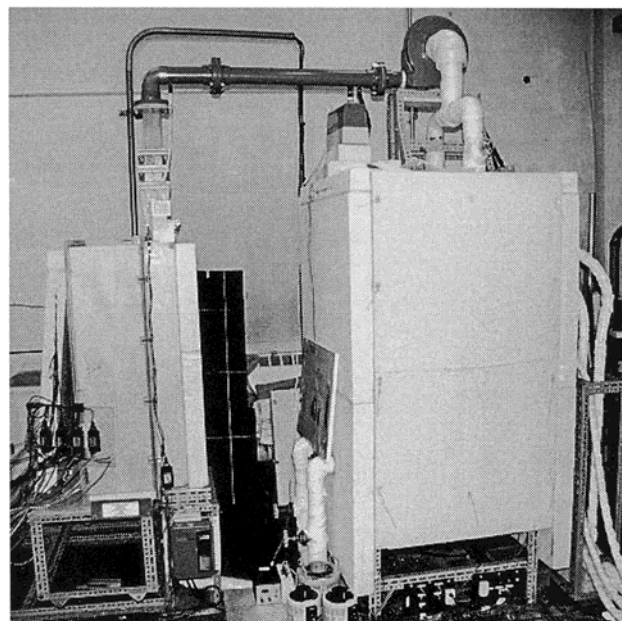


図3. 73 装置全体

## (2) 実験条件

表3. 7に装置諸元および実験条件を示す.

表3. 7 実験装置諸元および実験条件

多孔質層		充填材 (密度)	グラスウール (18.1[kg/m <sup>3</sup> ])
		寸法	厚さ100[mm] × 幅250[mm] × 長さ1000[mm]
測定継続時間			1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12[h]
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ30[mm] × 幅280[mm] × 長さ1205[mm]
		空気流動方向	下方
		流入空気平均速度	0.05, 0.1, 0.2[m/s]
		流入空気温度	5[°C]
		流入空気相対湿度	65[%]
加熱側条件	加熱室寸法		高さ105[mm] × 幅270[mm] × 奥行き200[mm] (× 9室)
	グラスウール 加熱室側表面	表面温度	25[°C]
		表面湿度	50[%]

## 3. 2 実験装置Ⅱb群による測定結果とその考察

### 3. 2. 1 実験装置Ⅱb-1

#### (1) 流速変化に伴う温度分布挙動

図3. 74-1～3の(a)～(f)に流路への流入空気平均流速 $U_0=0.2\sim 1.0$ [m/s]における多孔質層内温度分布の経時変化および10時間経過後における温度分布を示す. 各図は, 縦軸に温度 $T$ [°C]を, 横軸に多孔質層下端からの距離 $x$ [mm]と多孔質層高さ $H$ [mm]の比 $x/H$ を取っている.

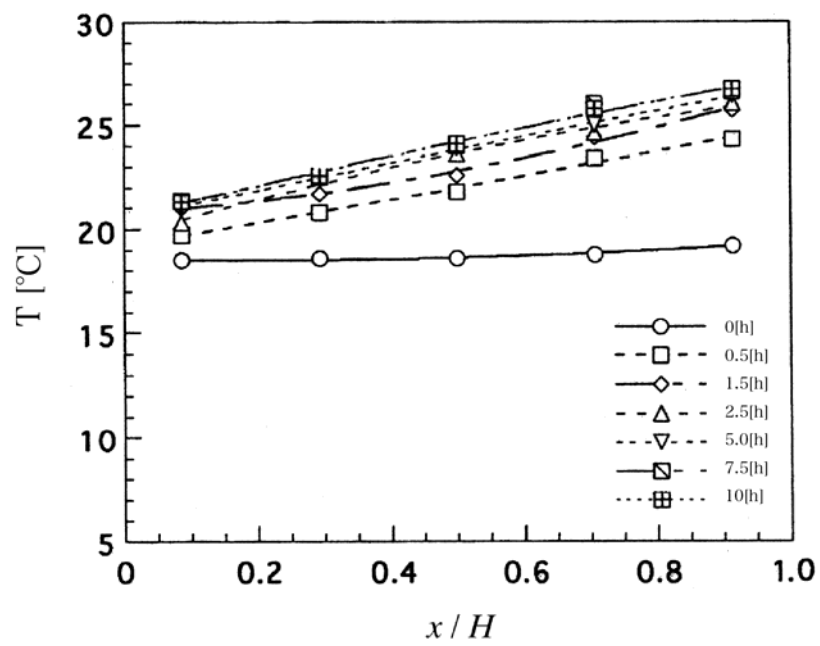
それぞれの流速における層内の温度分布に共通した傾向は, 測定開始時を除いて $x/H$ の増加に伴い温度分布が上昇することである. 但し, それぞれの流速によって, 温度分布の傾向は異なり, 流速が増加するに伴い, 層内全体の温度分布が低下している.  $x/H$ が小さいほど, その温度分布の低下は大きく現れている. これは, 流路を流れる低温空気の一部が多孔質層内に浸透して流路内の空気の流れに沿って下部から上部へと流れるため, 流路入口に近い多孔質層下部における層内温度が流路から浸透する低温空気に影響されたためである. したがって, このような温度分布の傾向は, 流速の増加に伴ってより顕著となる. また, 流速増加に伴う多孔質層上部温度の低下は下部に比べて弱まるが, これは前述のように, 流速の増加による多孔質層内の低温領域の増大とともに加熱室からの放熱量の増加があるため, 空気流の温度が上部の温度分布に直接的に反映されないことによる.

## (2) 流速変化に伴う比湿分布挙動

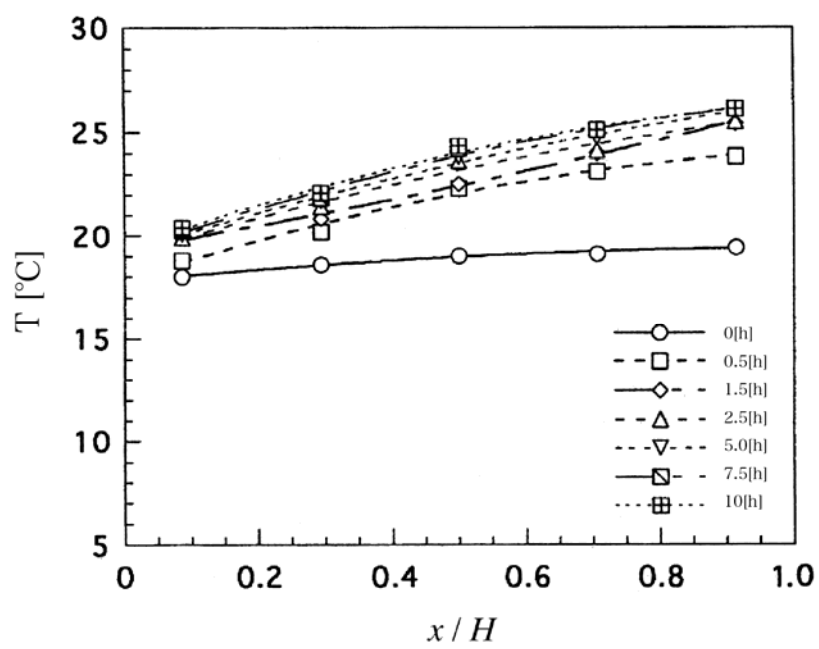
図3. 75-1～3の(a)～(f)に流速 $U_0=0.2[\text{m/s}] \sim 1.0[\text{m/s}]$ における多孔質層内比湿分布の時間経過および10[h]経過後における層内の比湿分布を示す。縦軸は比湿、横軸は $x/H$ である。

温度分布同様、それぞれの流速における層内の比湿分布に共通した傾向として、測定開始時以外について $x/H$ の増加に伴い比湿が増加することが上げられる。これは、低湿分の浸透空気が層内の上部へと流れるが、層内においては高湿分の加熱室内環境に大きく影響されることを示している。また、流速の増加に伴い、層内全体の比湿分布は低下している。これは、流速の増大により浸透空気の流量が増加し、浸透空気の湿分と層内もしくは加熱室内の湿分との混合により低湿分状態となるためである。



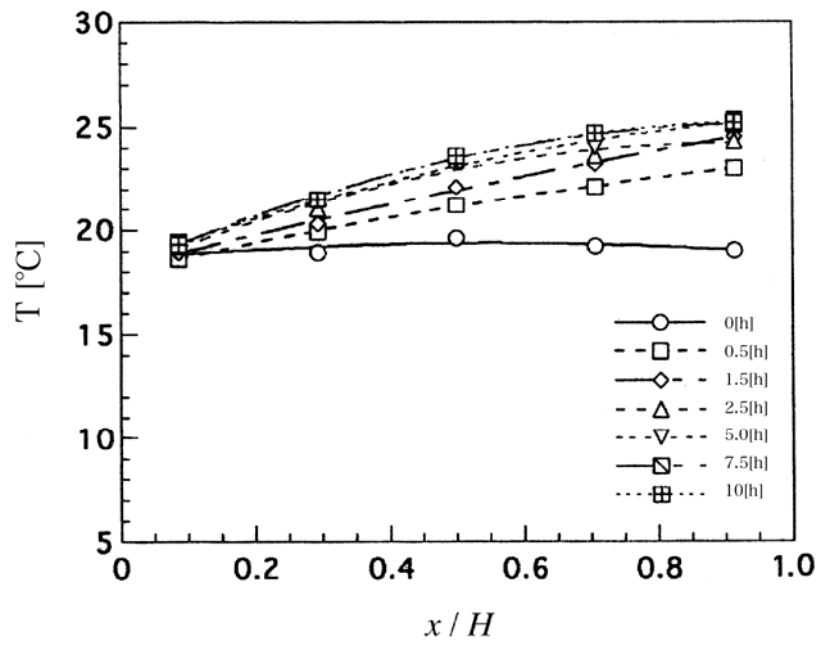


(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]

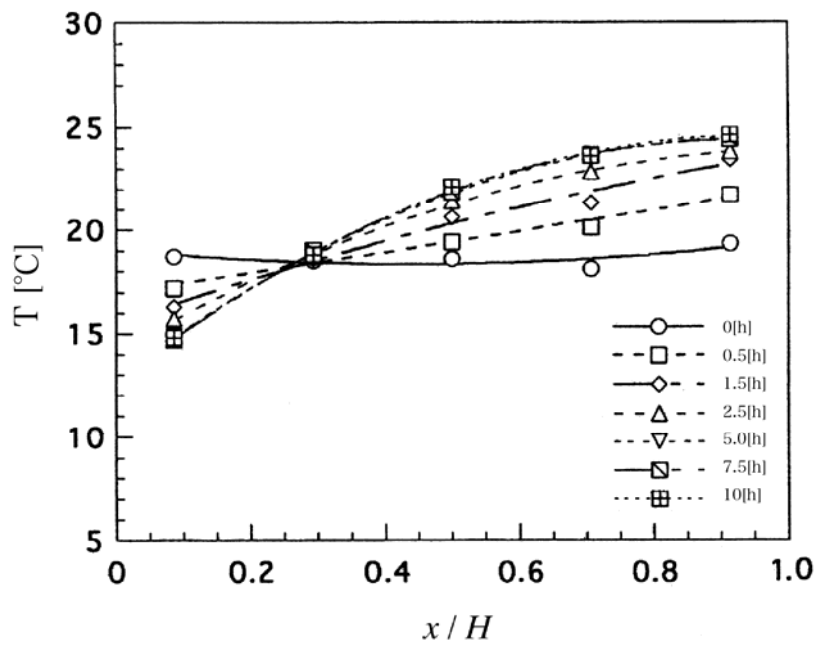


(b)  $U_0 = 0.4$  [m/s]

図3. 74-1 多孔質層内温度分布

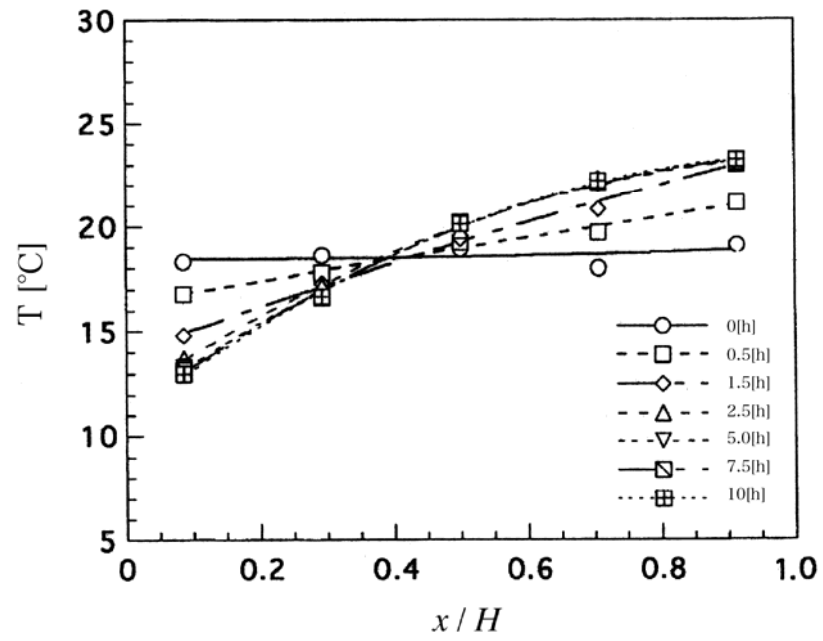


(c)  $U_0 = 0.6$  [m/s]

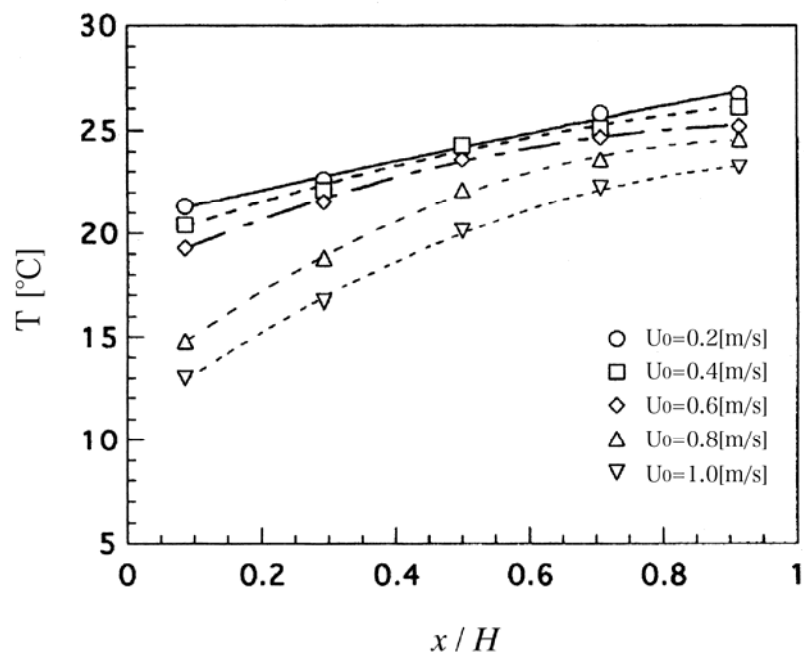


(d)  $U_0 = 0.8$  [m/s]

図3. 74-2 多孔質層内温度分布

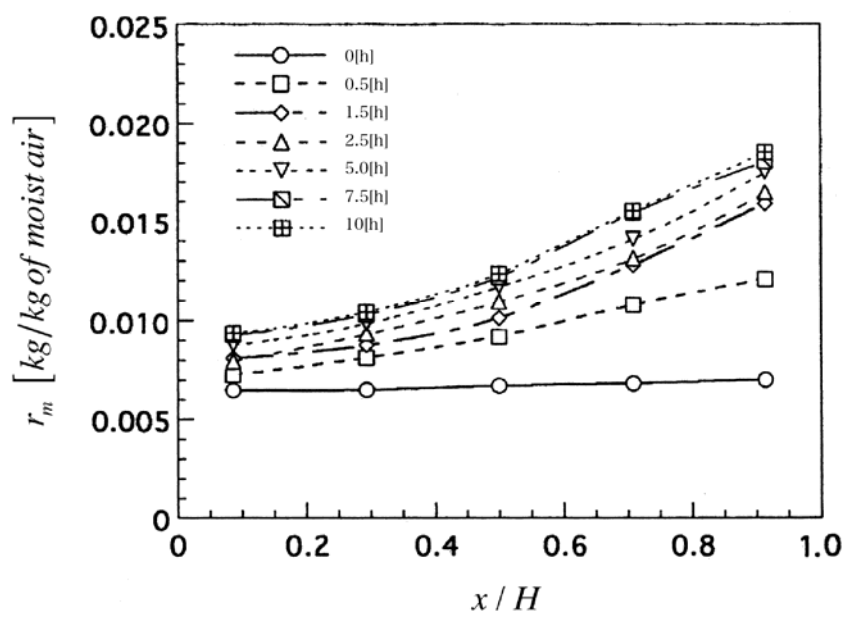


(e)  $U_0 = 1.0$  [m/s]

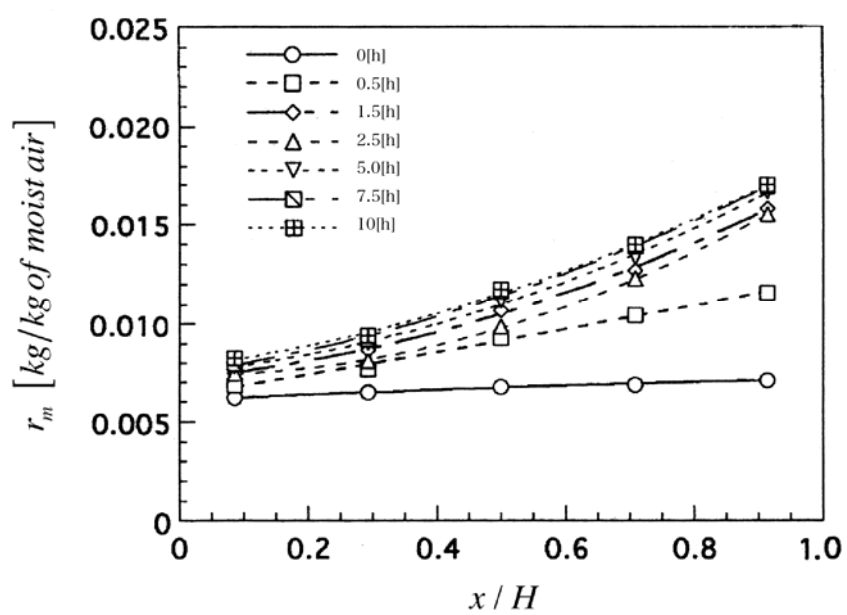


(f) 10時間經過後

図3. 74-3 多孔質層内温度分布

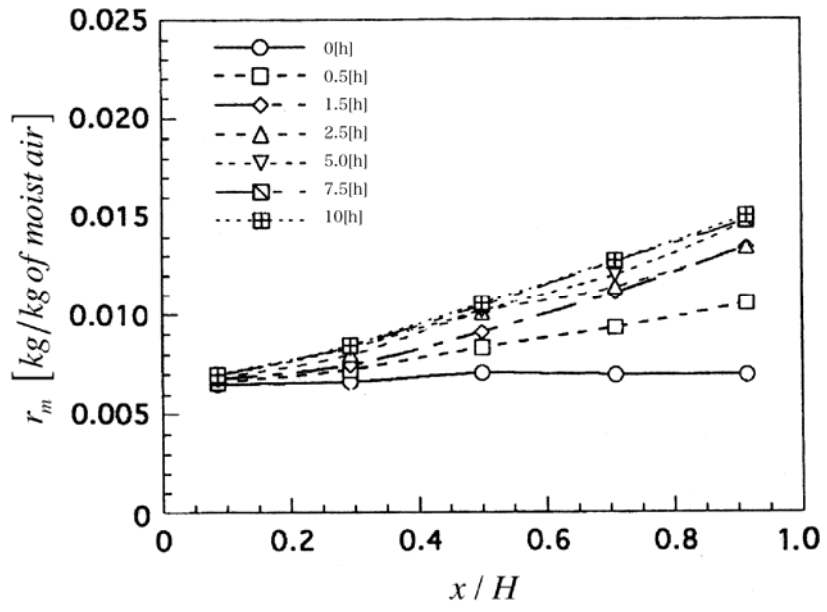


(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]

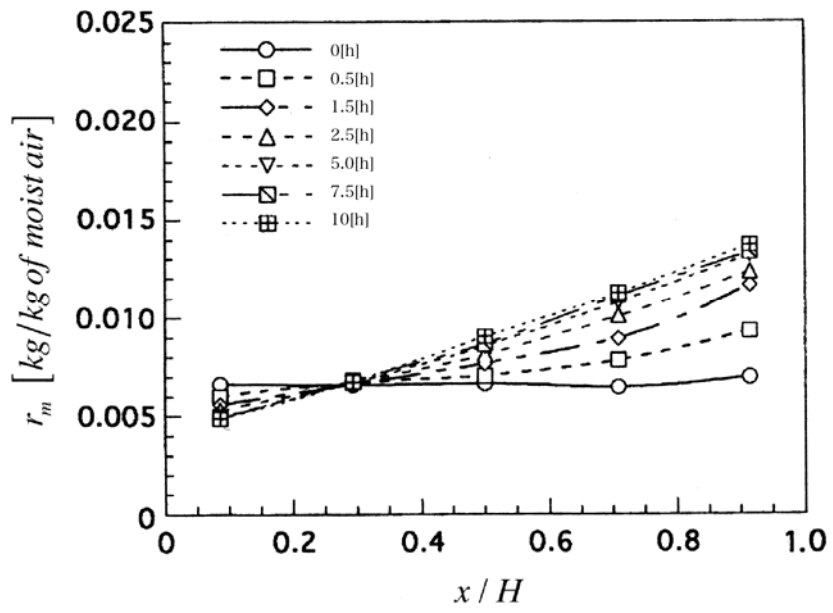


(b)  $U_0 = 0.4$  [m/s]

図3. 75-1 多孔質層内比湿分布

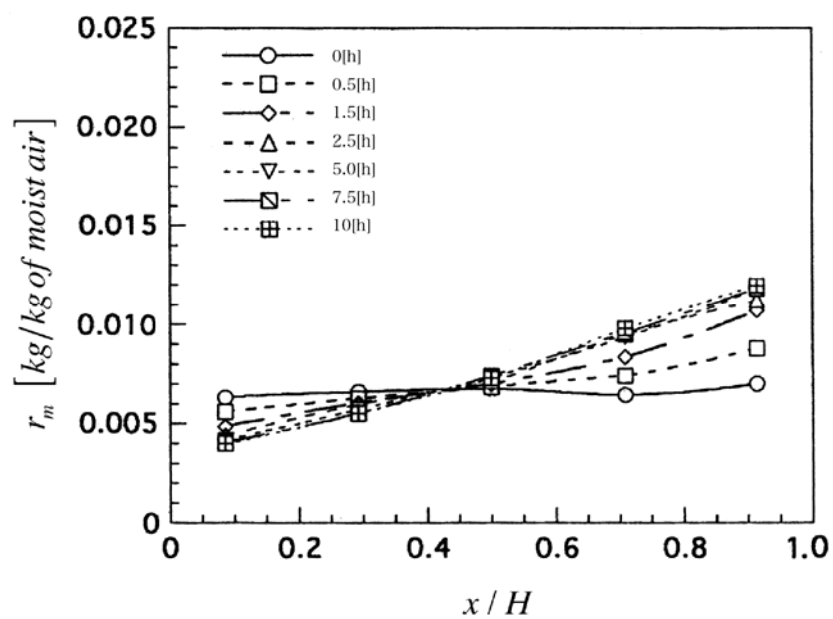


(c)  $U_0=0.6$ [m/s]

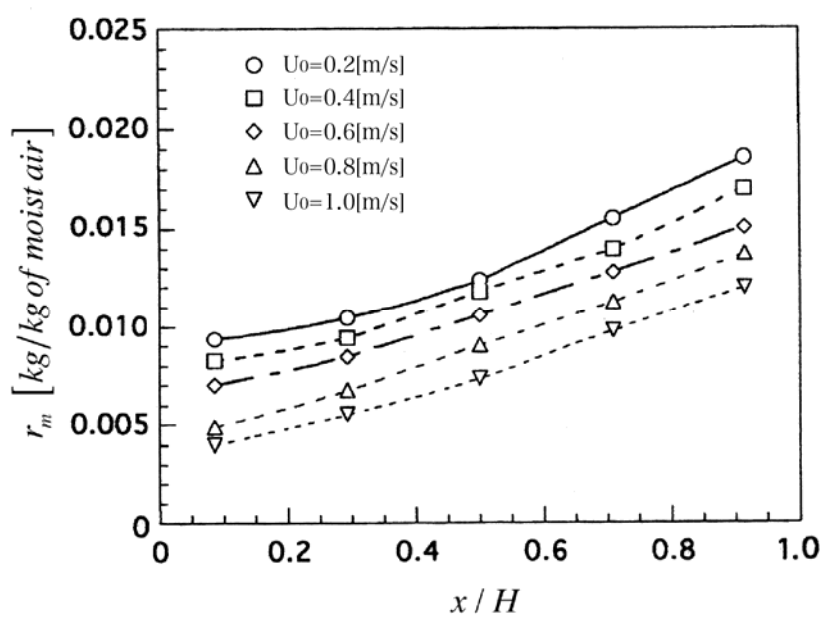


(d)  $U_0=0.8$ [m/s]

图3. 75-2 多孔質層内比湿分布



(e)  $U_0=1.0$ [m/s]



(f) 10時間經過後

図3. 75-3 多孔質層内比湿分布

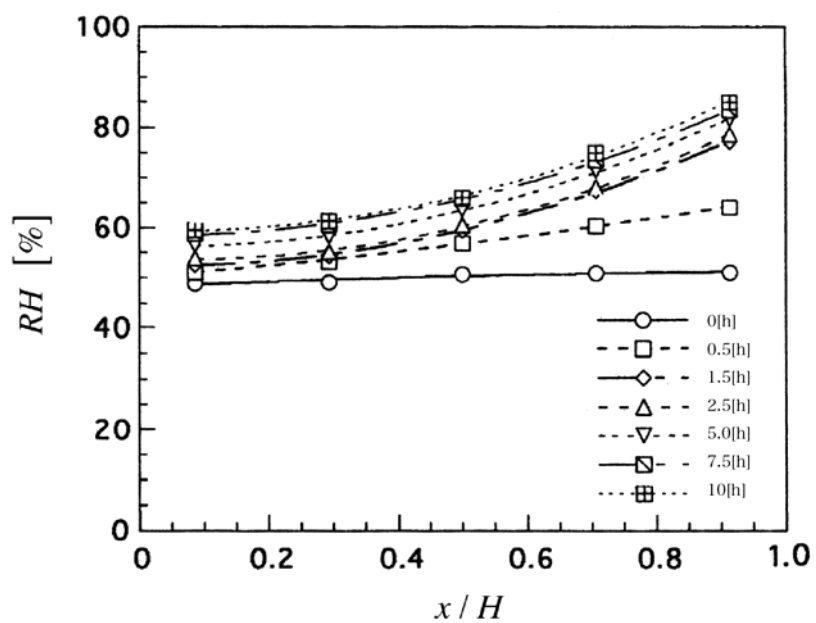
### (3) 流速変化に伴う水分凝縮挙動

多孔質層内の流速変化に伴う水分凝縮挙動を相対湿度を用いて検討する。図3. 76-1～3の(a)～(f)に流速 $U_0=0.2[\text{m/s}] \sim 1.0[\text{m/s}]$ における層内相対湿度の時間経過および10時間経過後における相対湿度分布を示す。各図の縦軸は相対湿度、横軸は $x/H$ である。

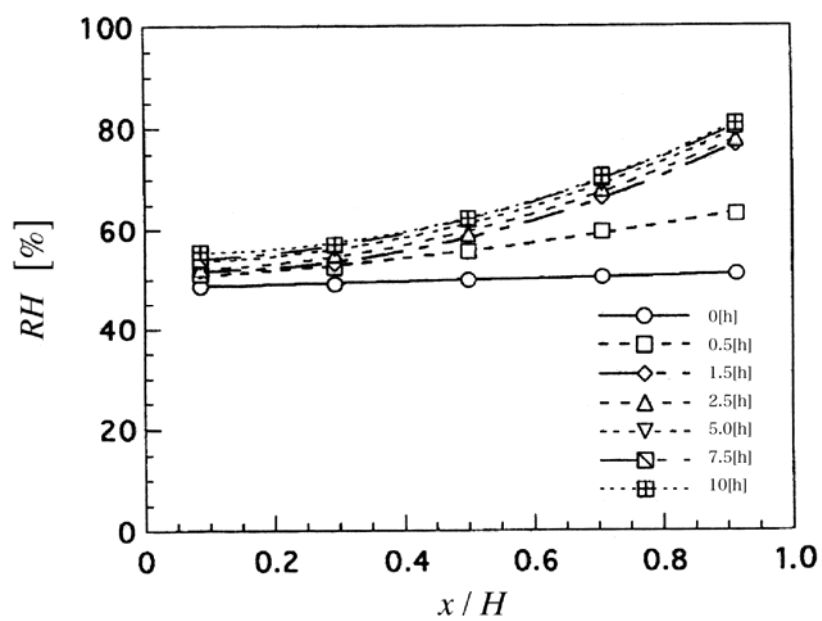
それぞれの流速における層内の相対湿度分布に見られる共通の傾向は、測定開始時を除き、 $x/H$ の増加に伴い相対湿度が増大することである。低湿分の浸透空気は層内の上部へと流れるが、層内の相対湿度は高湿分状態の加熱室内環境が支配的であることを示している。ただし、本実験の範囲内では相対湿度が100[%]に達するまでには至っていない。また、相対湿度分布は流速の増加に伴い層内全体で低下している。これは、流速の増大に伴い浸透空気の流量も増加し、浸透空気の湿分と層内もしくは加熱室内の湿分との混合が行われ、低湿分状態となるためである。上述のように各測定箇所において、相対湿度が100[%]には達していないことから、層内中央部での結露は認められない。

### (4) 10時間経過における多孔質層平均熱伝達率挙動

図3. 77に流速 $U_0=0.2 \sim 1.0[\text{m/s}]$ における多孔質層を介した平均熱伝達率の分布を示す。平均熱伝達率は多孔質層加熱室側表面温度と流路流入空気温度との差と加熱室からの熱流束により算出した。図は、縦軸が平均熱伝達率、横軸は $x/H$ である。平均熱伝達率は、 $x/H=0 \sim 0.8$ では多孔質層上部方向に向かって減少する傾向を示しているが、 $x/H \geq 0.8$ では若干増加している。加熱室の熱流束は流れ方向に大きな変化がないため、加熱室側表面と流路に流入する空気の温度差が増加すると平均熱伝達率は減少する。多孔質層下部では、空気流路を流れる低温空気による温度低下があり、温度差が減少することにより平均熱伝達率は増加する。また、多孔質層上部では平均熱伝達率は減少する傾向を示している。 $x/H \geq 0.8$ における熱伝達率の増加は、層内への浸透空気の一部が多孔質層上部において加熱室側に回り込み、最上部の加熱室の放熱量が増加したことによる。



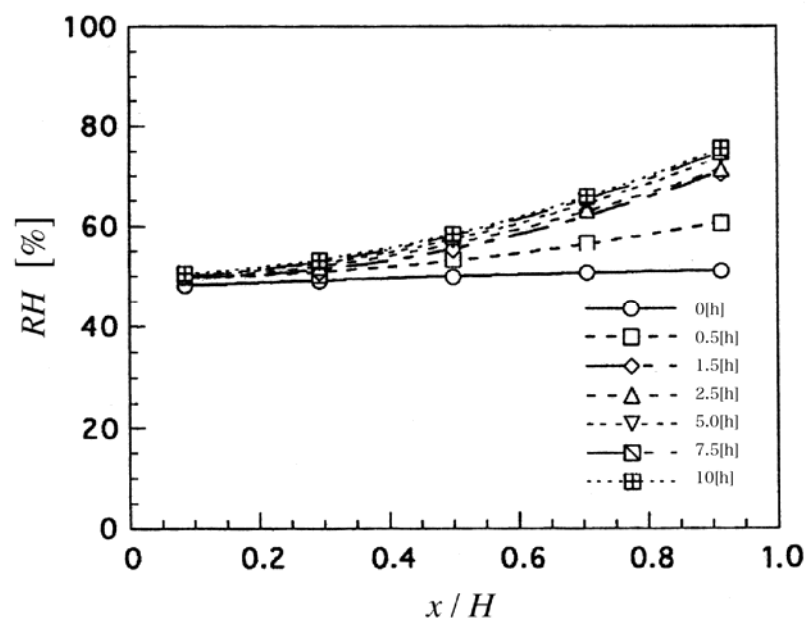
(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]



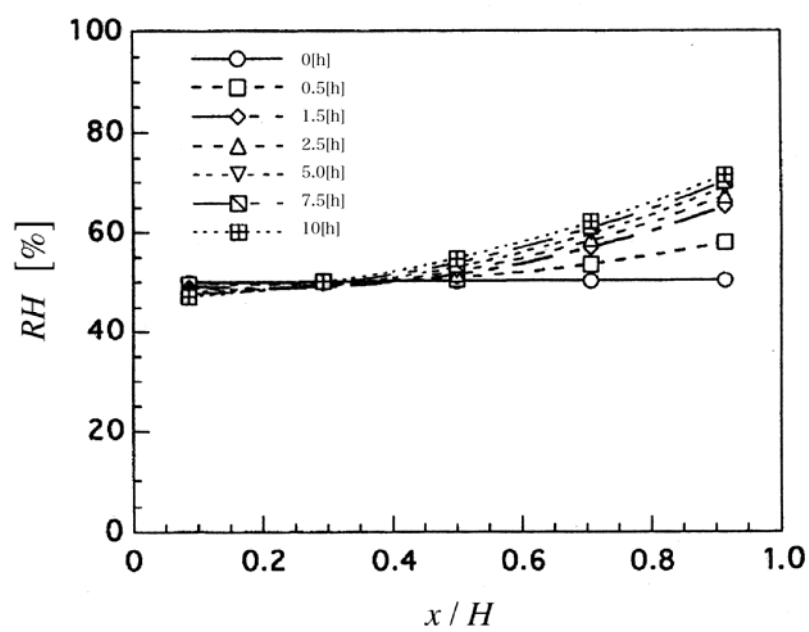
(b)  $U_0 = 0.4$  [m/s]

図3. 76-1 多孔質層内相対湿度分布



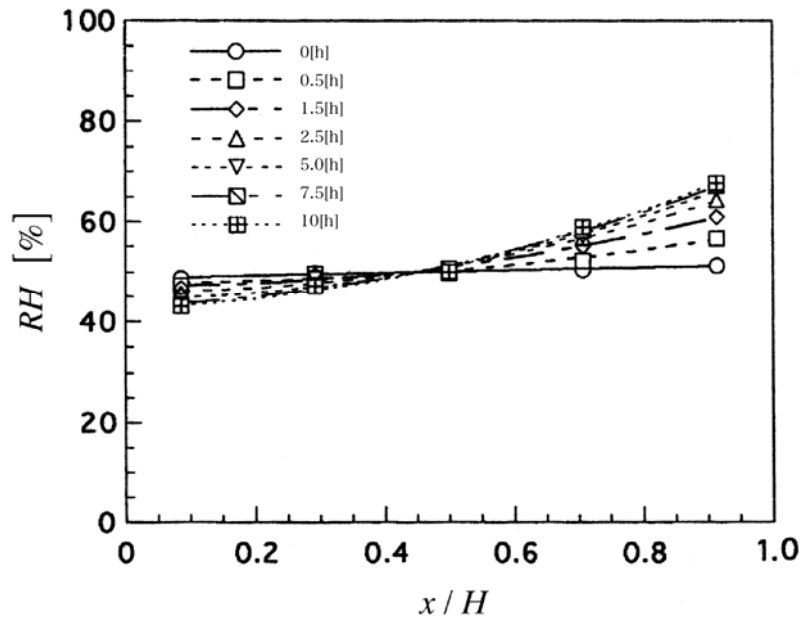


(c)  $U_0 = 0.6$  [m/s]

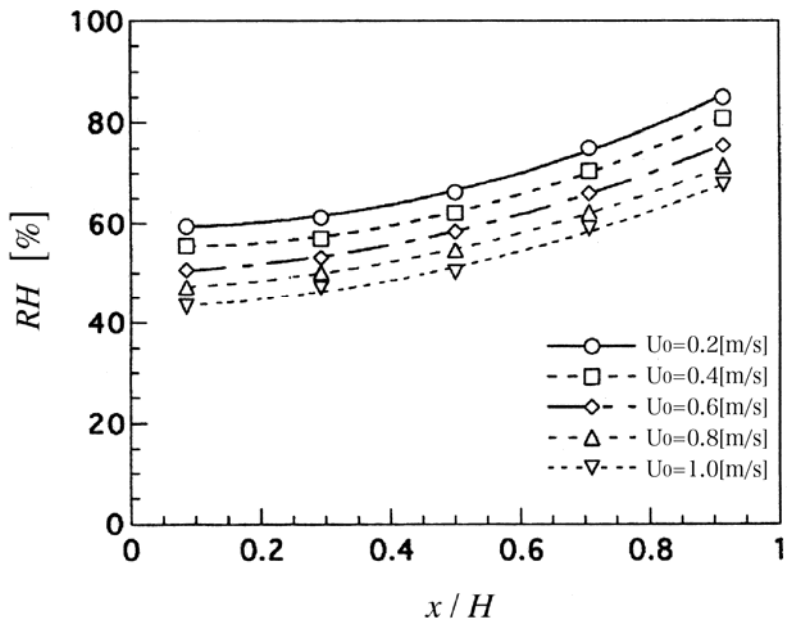


(d)  $U_0 = 0.8$  [m/s]

図3. 76-2 多孔質層内相对湿度分布



(e)  $U_0 = 1.0$  [m/s]



(f) 10時間經過後

図3. 76-3 多孔質層内相对湿度分布

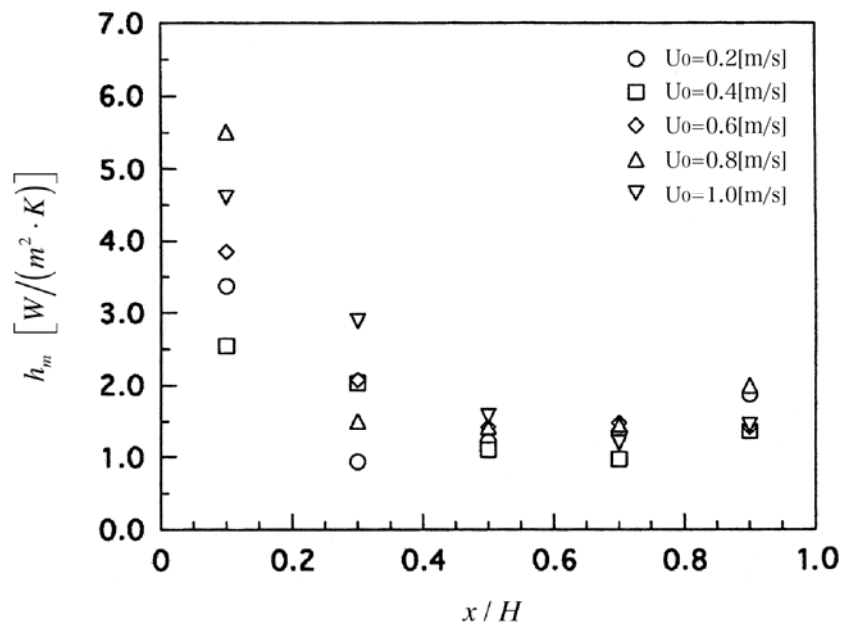


図3. 77 多孔質層加熱室側表面における平均熱伝達率分布

#### (5) 含水挙動

図3. 78に流速0.2～1.0[m/s]における多孔質層の含水率の時間経過を、図3. 79に含水率におよぼす流速の効果を示す。図3. 78は縦軸に含水率を、横軸に経過時間を用い、図3. 79は縦軸に含水率、横軸に流路に流入する空気速度を取っている。

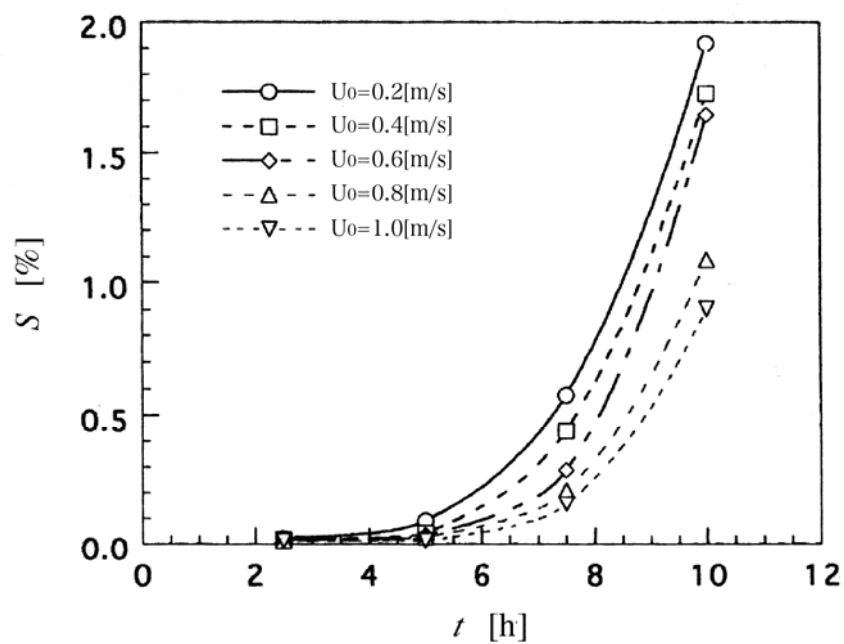


図3. 78 含水率の経時変化

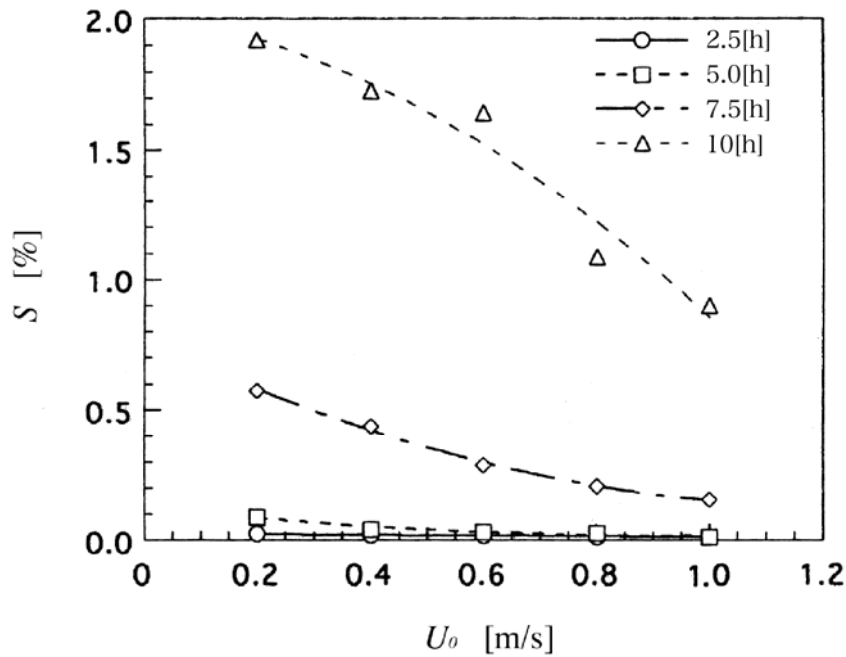


図3. 79 含水率に及ぼす平均空気流速の効果

各流速において、含水率は測定開始後5[h]から急激な増加傾向を示している。また、測定最終時間である10[h]後の含水率は、流速 $U_0=0.2[\text{m/s}]$ で最大、 $U_0=1.0[\text{m/s}]$ で最小となった。以上の結果から、多孔質層内で水分凝縮が行われているのは明らかであるが、目視では層内の結露を確認することはできなかった。しかし、測定終了後、直ちに多孔質層を取り出して触れると、流速に関わらず、多孔質層上部の通気層側の表面部分が湿っていることが確認された。したがって、多孔質層上部の流路側表面において湿分の増大があり、流路を流れる低温空気により水分凝縮が行われている。

#### (6) 含水率に関する実験式

前項の結果により得られた多孔質層の含水率を無次元量を用いた実験式により整理した。以下に、実験式を示し、図3. 80に測定値と実験式との相関を示す。

含水率の整理式は次式のようにになった。

$$S = (0.019 - 3.69 \times 10^{-6} \text{Re}^{0.93}) \tau^{(3.24 - 8.8 \times 10^{-5} \text{Re})} \quad \dots (3.5)$$

ただし、 $\tau = \frac{D \cdot t}{H^2}$  であり、拡散係数は次式により算定した。

ここで、t:経過時間[s], H:流れ方向の多孔質層長さ[m]

$$D = 22.0 \times 10^{-6} \left( \frac{T}{273.15} \right)^{1.75} \left( \frac{101325}{P} \right) \quad \dots (3.6)$$

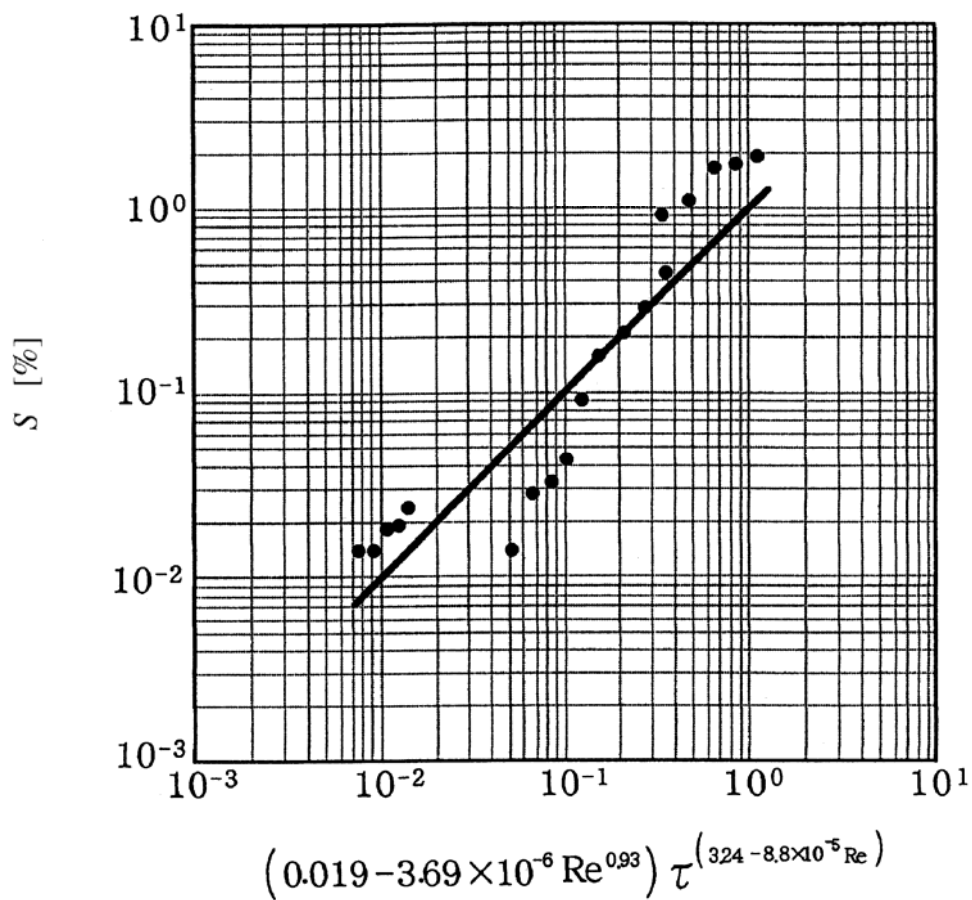
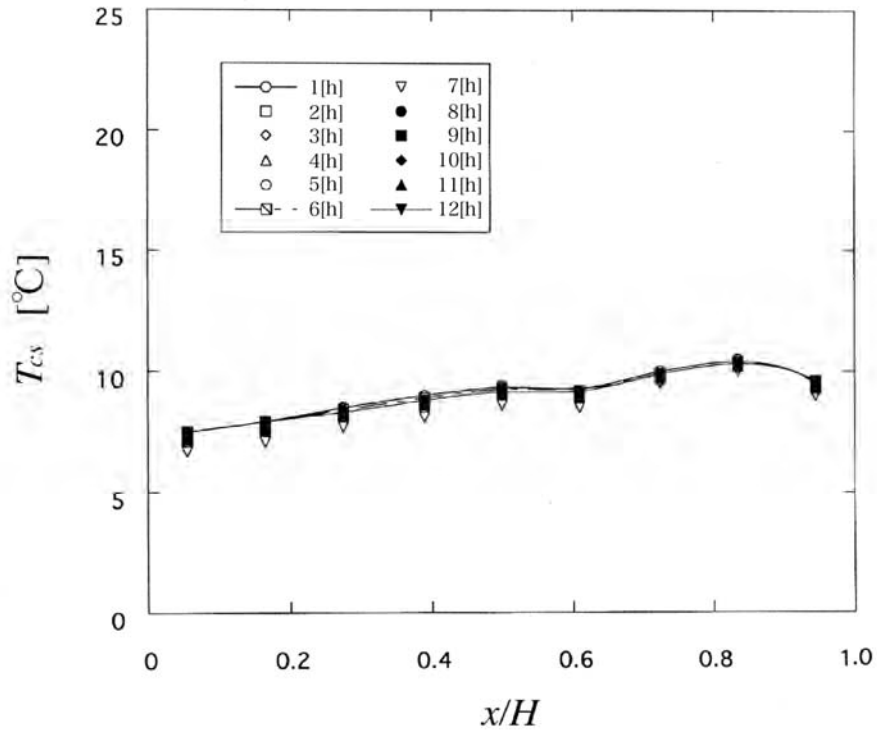


図3. 80 含水率に関する実験式の相関

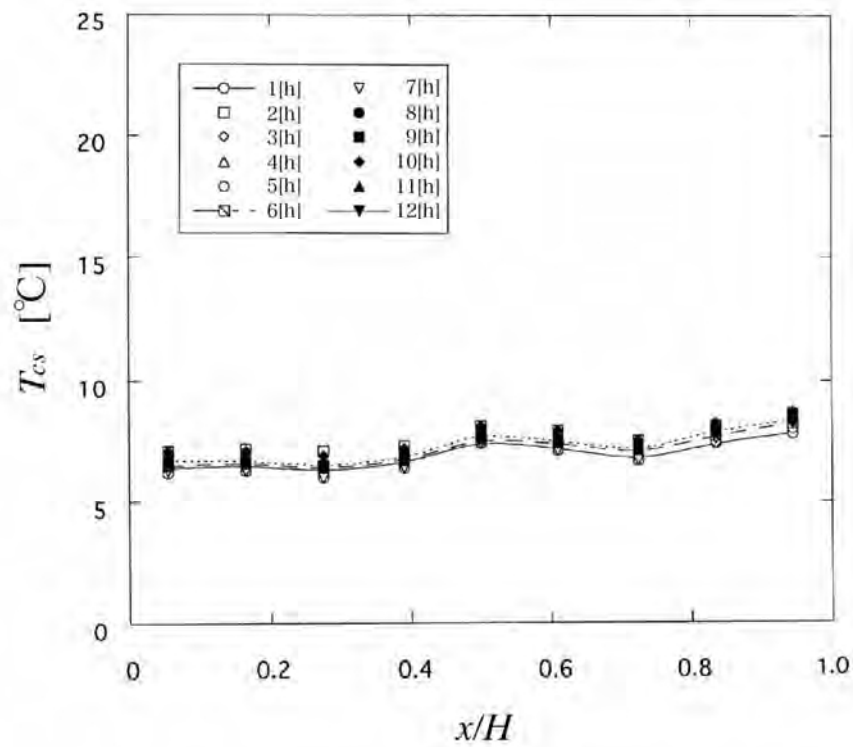
### 3. 2. 2 実験装置Ⅱb-2

#### (1) 流路側表面の温度分布挙動

図3. 81-1(a), (b)および図3. 81-2(c)は, それぞれ平均空気流速 $U_0=0.2, 0.5, 1.0$ [m/s]の場合のグラスウール空気流路側表面の各時間毎の温度分布挙動を示したものである. 縦軸はグラスウール流路側表面温度, 横軸は $x/H$ である.

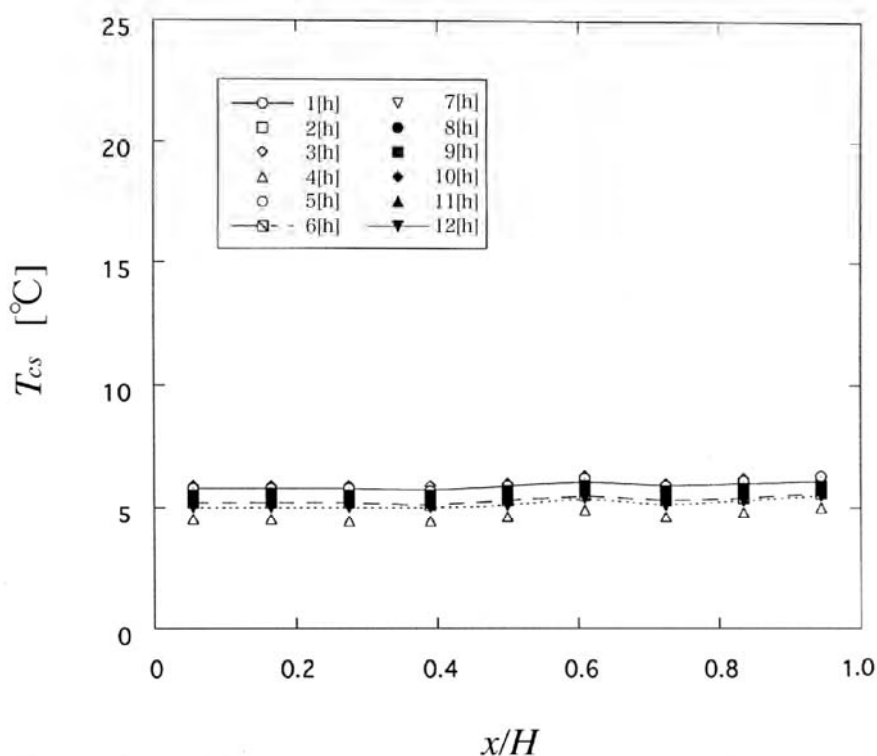


(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]



(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]

図3. 81-1 グラスウール流路側表面温度の経時変化



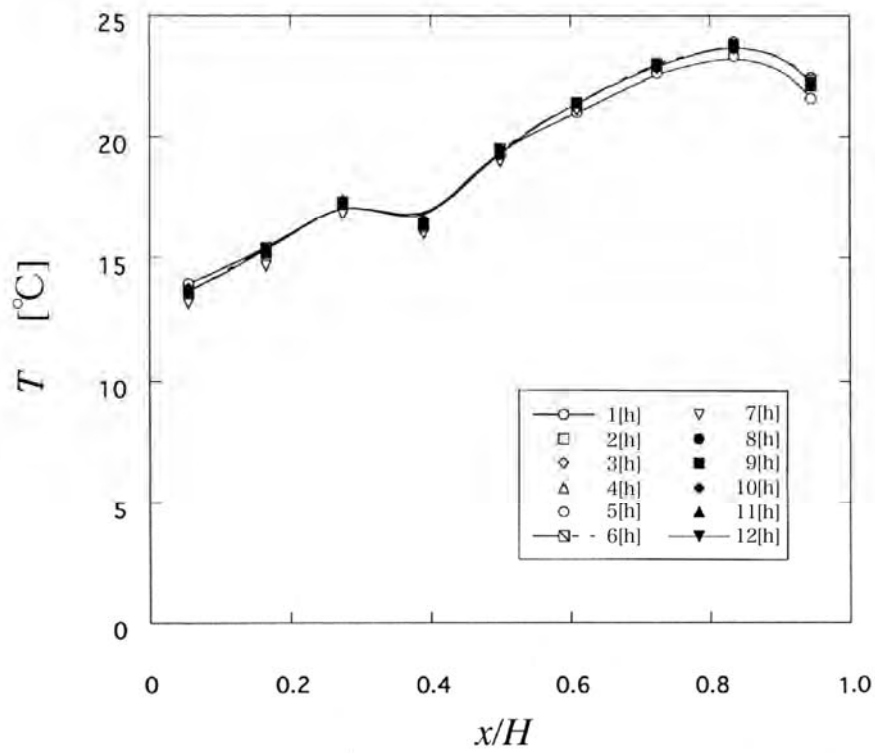
(c)  $U_0=1.0$ [m/s]

図3. 81-2 グラスウール流路側表面温度の経時変化

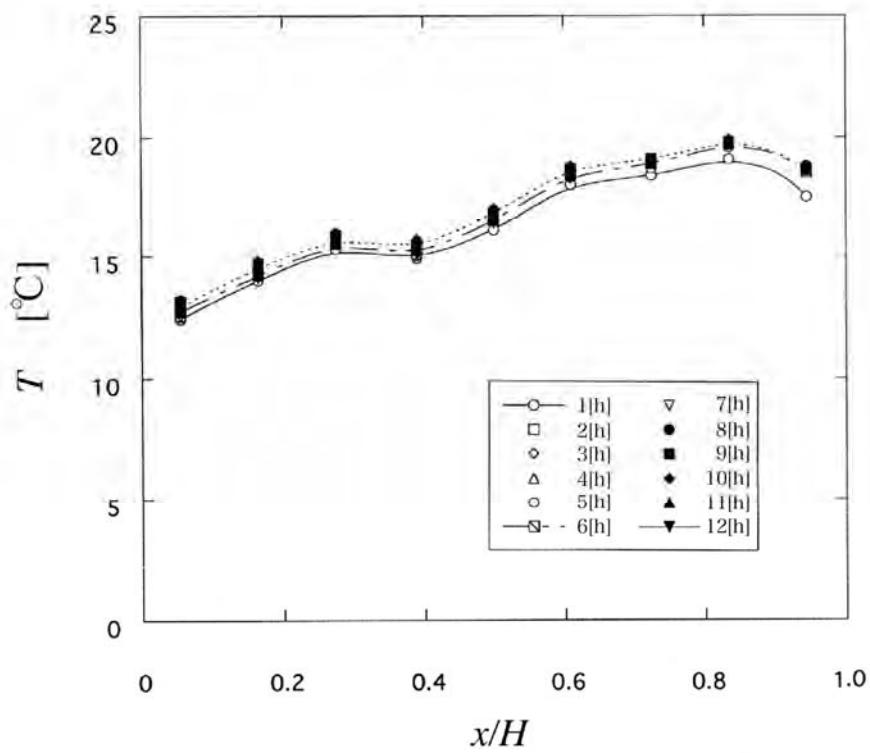
各図において、温度分布の時間による顕著な変化はみられなかった。  $U_0$  の増大とともに温度が低下しているが、これは空気流路流入空気が増大とともにグラスウール表面を通過して内部を流れる空気の割合が増大したためである。  $U_0=0.2$ [m/s] の低風速時では、グラスウール下部から上部にかけて緩やかな温度上昇があり、  $x/H \approx 0.9$  で下降していることがわかる。これは、  $x/H \approx 0.9$  でグラスウール上部から流れる流路流入空気の一部がグラスウール流路側表面内部に浸透して通過したためと考えられる。また下部に向けて温度が低下するのは、グラスウール表面内部を流れる空気の割合が増加したためである。グラスウール下部と上部の温度差は、  $U_0$  の増加とともに減少する。これは、グラスウール表面が流路流入空気による強制対流の影響が流速の増大によった強くなるためである。

## (2) 温度分布挙動

図3. 82-1 (a), (b) および図3. 82-2 (c) は、  $U_0=0.2, 0.5, 1.0$ [m/s] のグラスウール内の各時間における温度分布挙動を示したものである。



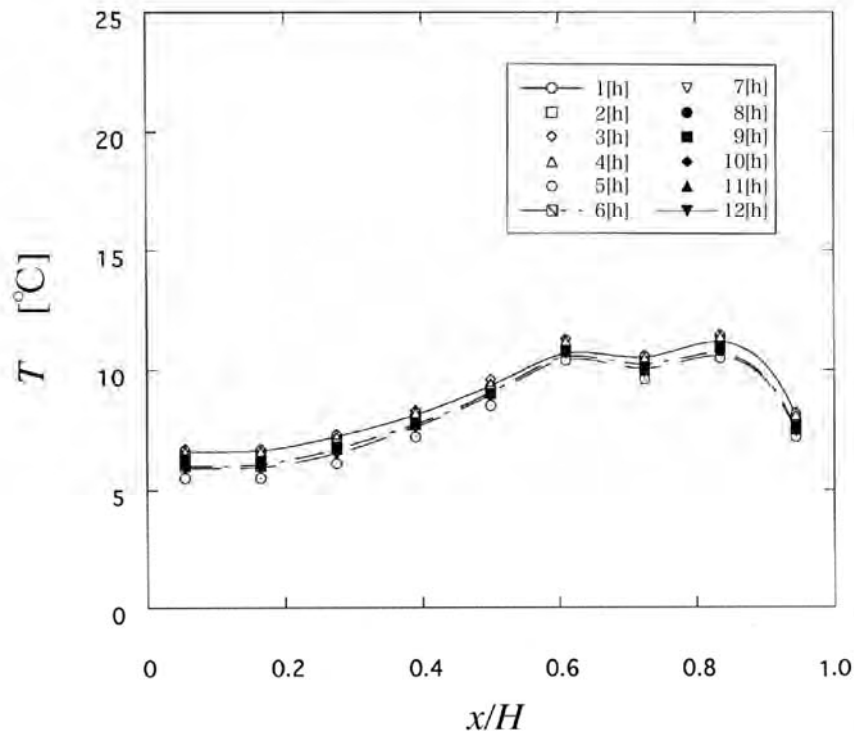
(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]



(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]

図3. 82-1 グラスウール内部温度分布の経時変化





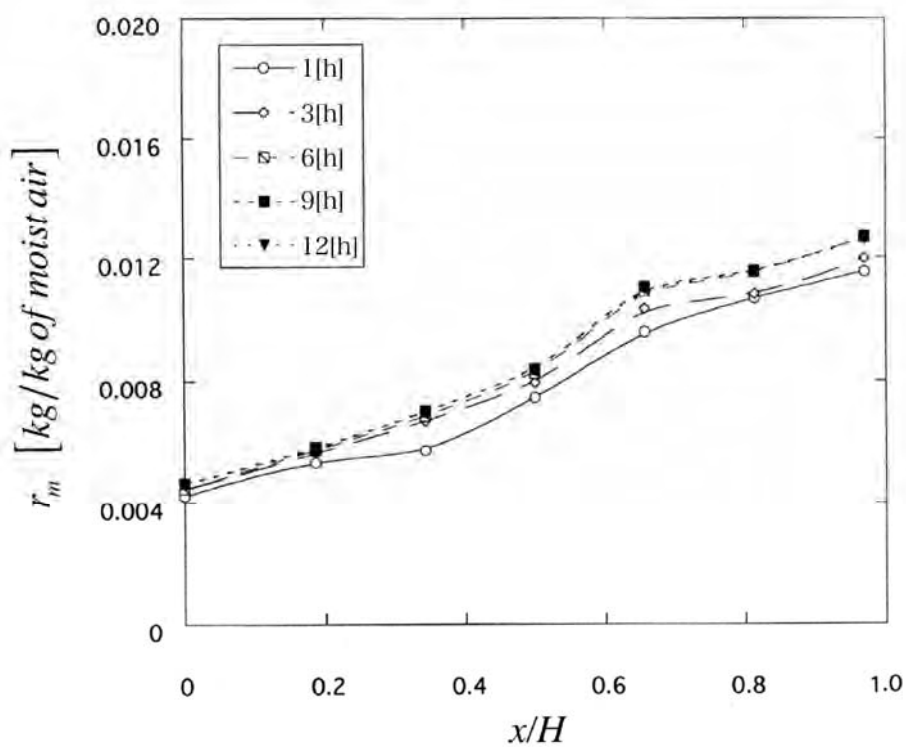
(c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 82-2 グラスウール内部温度分布の経時変化

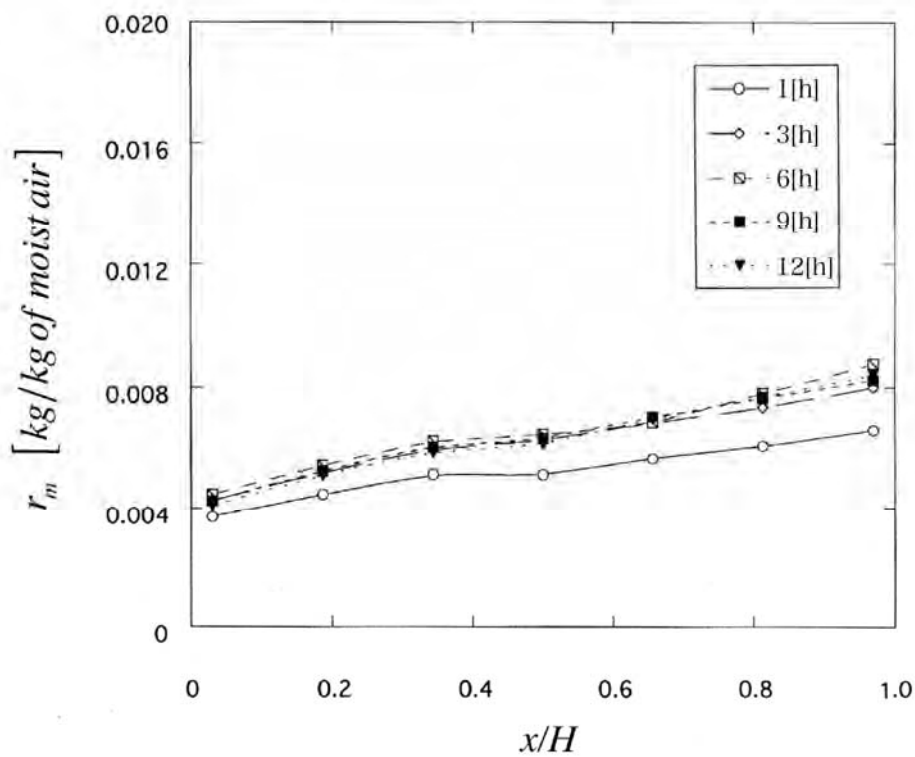
各図において温度分布の時間による顕著な変化は見られなかった。  $U_0$  の増加とともに温度が低下するが、これは、流路流入空気の流速増加とともにグラスウール内を浸透して流れる空気の割合が増加したためである。  $U_0$  の変化に伴うグラスウール内の温度変化は、  $x/H=0\sim0.8$  の範囲では上部に向けて上昇し、  $x/H=0.9$  では低下している。これは、  $x/H\approx0.9$  で、上部からの流路流入空気の一部がグラスウール内部に流入したためである。また、下部に向かってグラスウール内部の温度が低下していくのは、流速の増大によりグラスウール内を流れる空気の割合が増加したためである。

### (3) 比湿分布挙動

図3. 83-1 (a), (b) および図3. 83-2 (c) はそれぞれ平均空気流速  $U_0=0.2, 0.5, 1.0[\text{m/s}]$  における各時間毎のグラスウール内比湿分布を示したものである。縦軸は比湿、横軸は  $x/H$  である。

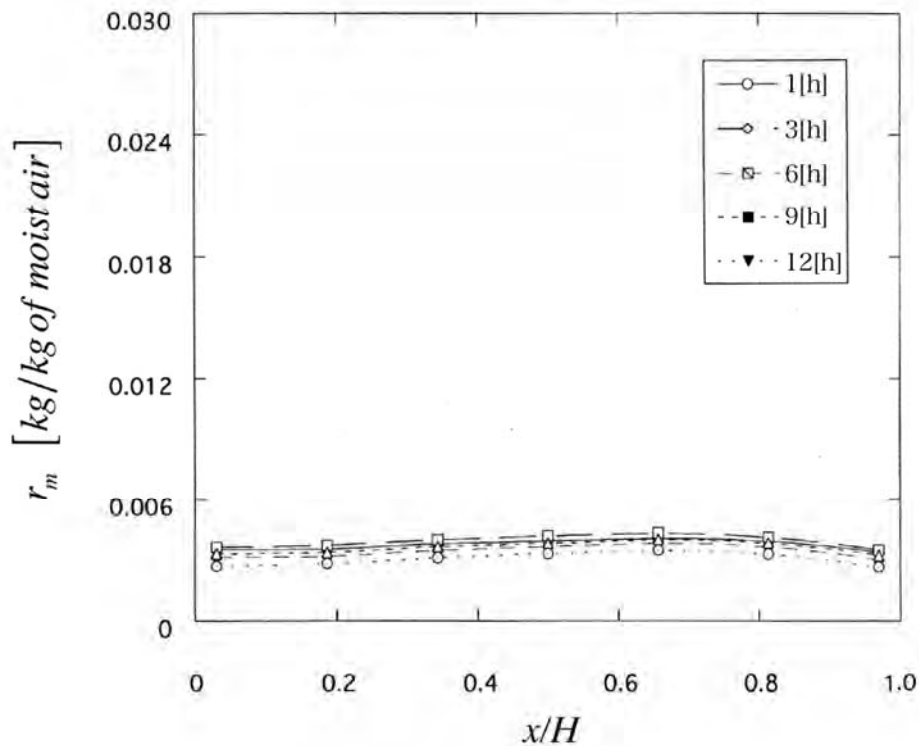


(a)  $U_0 = 0.2$  [m/s]



(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]

図3. 83-1 グラスウール内比湿分布の経時変化



(c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 83-2 グラスウール内比湿分布の経時変化

各図において比湿分布の顕著な時間変化は見られなかった。  $U_0=0.2[\text{m/s}]$  の低風速時では、グラスウール下部から上部に向かって比湿の増加があるが、  $U_0$  の増大とともにその傾きは減少している。これは、  $U_0$  の増大とともにグラスウール上部に流れ込む低温・低湿度の空気の量が増加し、水蒸気量を減少させ比湿を低下させるためである。また、図(c)の  $U_0=1.0[\text{m/s}]$  では、  $x/H \approx 0.9$  で比湿が低下しているが、これは、  $U_0$  の増大によりグラスウール内を流れる空気がグラスウール内部にまで及ぶことによる。

#### (4) 加熱室側表面における局所熱伝達率分布挙動

図3. 84-1 (a) および図3. 84-2 (b), (c) は、平均空気流速  $U_0=0.2, 0.5, 1.0[\text{m/s}]$  における各時間毎のグラスウール加熱室側表面における局所熱伝達率の分布を示したものである。縦軸は局所熱伝達率、横軸は  $x/H$  である。

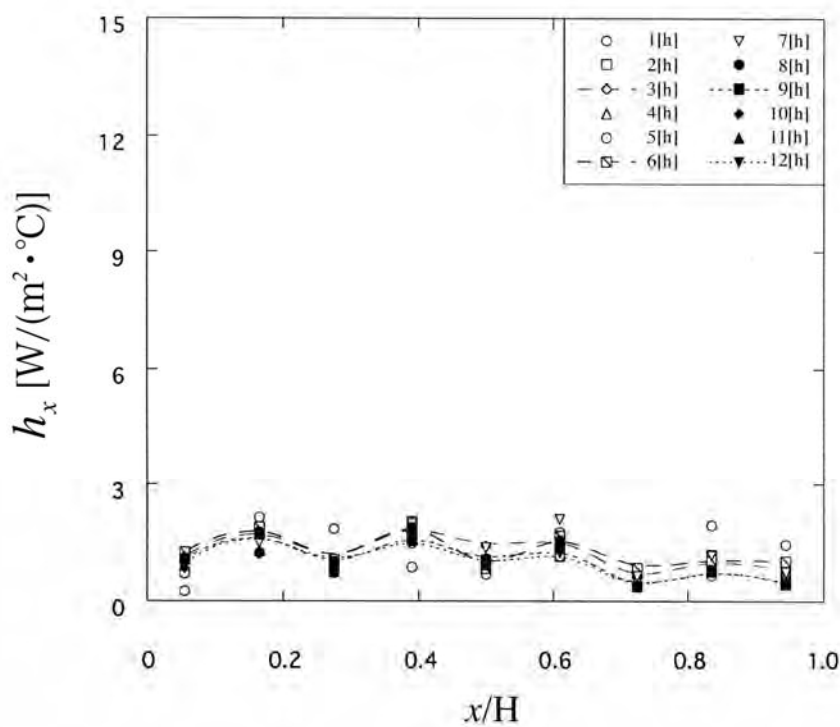
各図において温度分布の時間による顕著な変化は見られなかった。グラスウール各位置における熱伝達率は  $U_0$  の増大とともに増加している。これは、  $U_0$  の増加によりグラスウール内に流れる空

気流量が増加したためである。また、グラスウール上部から下部に向かって熱伝達率の増加が見られる。これは、上部において加熱室からの自然対流による高温の上昇流と流路流入空気とが干渉し対流を抑制し、下部では低温空気の流入があるためである。

#### (5) 水分蓄積挙動

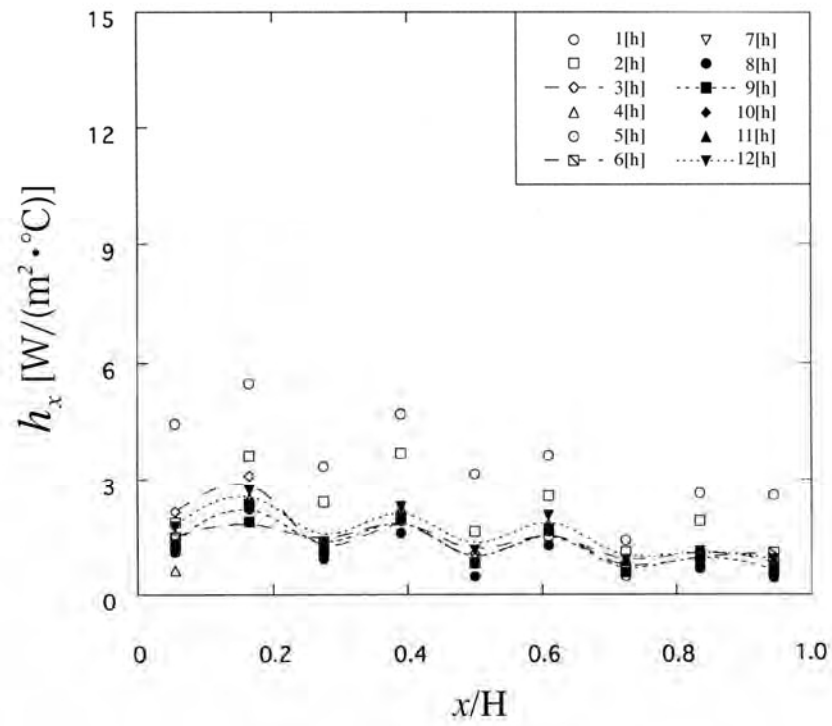
図3. 85-1～3の(a)～(e)は、平均空気流速 $U_0=0.2, 0.35, 0.5, 0.75, 1.0$ [m/s]における含水率の時間変化を示したものである。縦軸は含水率、横軸は経過時間である。また、図3. 86は12[h]経過後のグラスウール含水率と平均空気流速 $U_0$ の関係を示したもので、縦軸は含水率、横軸は平均空気流速 $U_0$ である。

含水率は時間経過とともに増大し、流速の増加に伴って減少する。低流速では、流路流入空気が加熱室からの自然対流による空気流が上部から流出するのを抑制し、グラスウールに温度低下が生ずるため含水率が増大する。流速の増大は低温空気の流動を増大させるが、水分を持ち去る効果が増し、低含水率になる。図3. 86の12時間後の含水率におよぼす平均流速の效果を示す。縦軸は含水率、横軸は平均流速である。図より、前述の効果が明らかであり、含水率は流速の増大に伴って減少している。

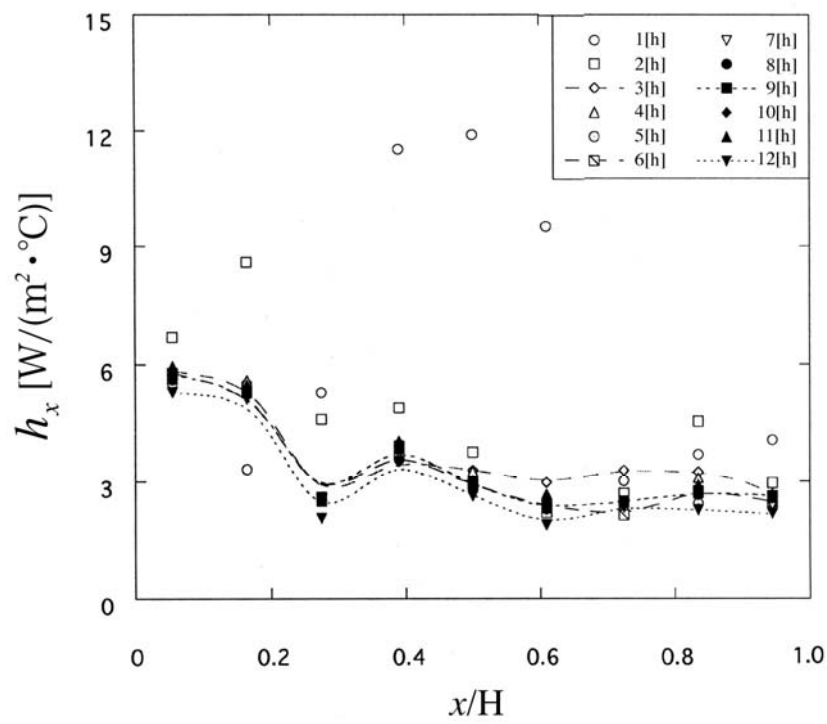


(a)  $U_0=0.2$ [m/s]

図3. 84-1 グラスウール加熱室側表面における局所熱伝達率分布の経時変化

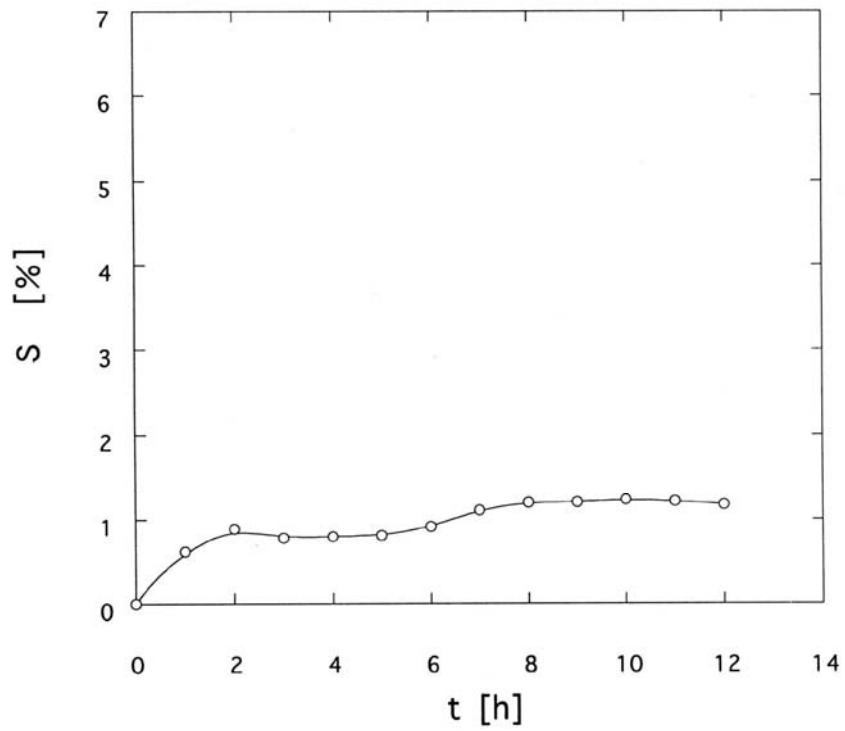


(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]

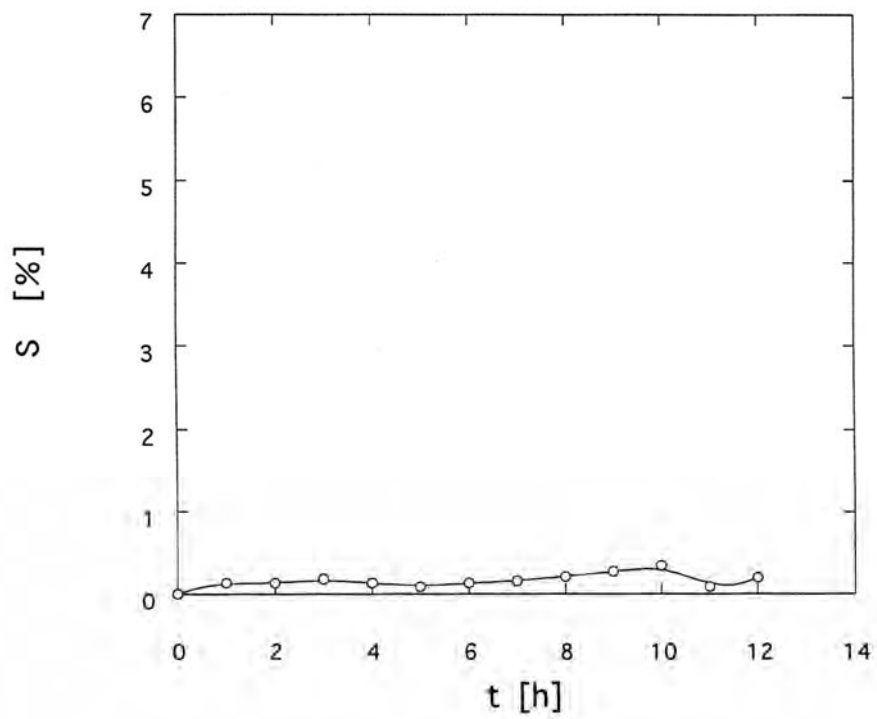


(c)  $U_0 = 1.0$  [m/s]

図3. 84-2 グラスウール加熱室側表面における局所熱伝達率分布の経時変化

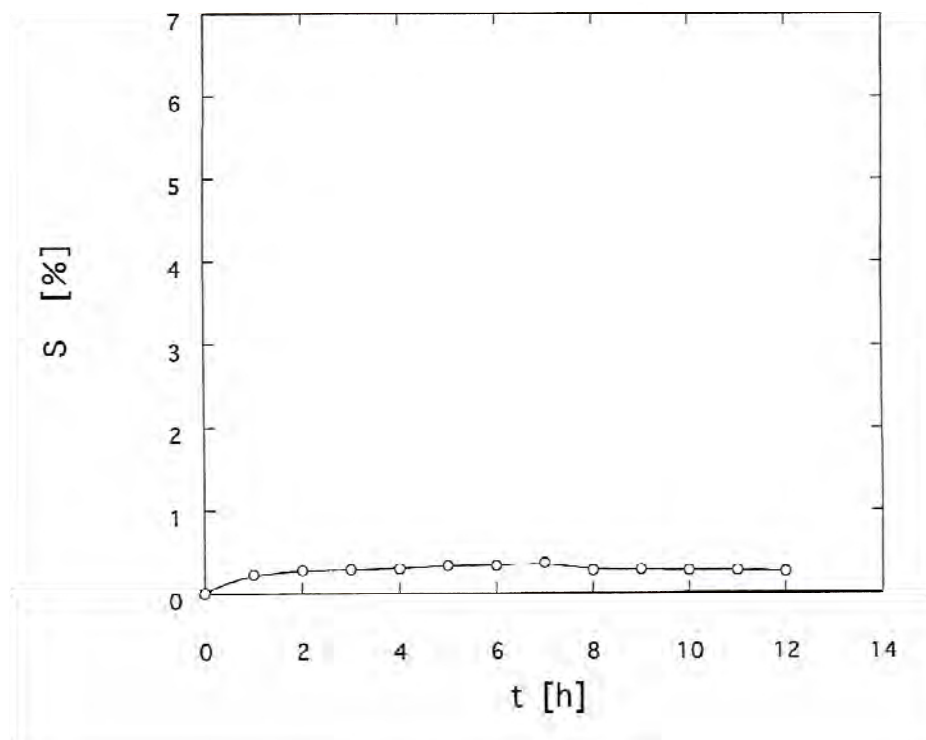


(a)  $U_0=0.2\text{[m/s]}$

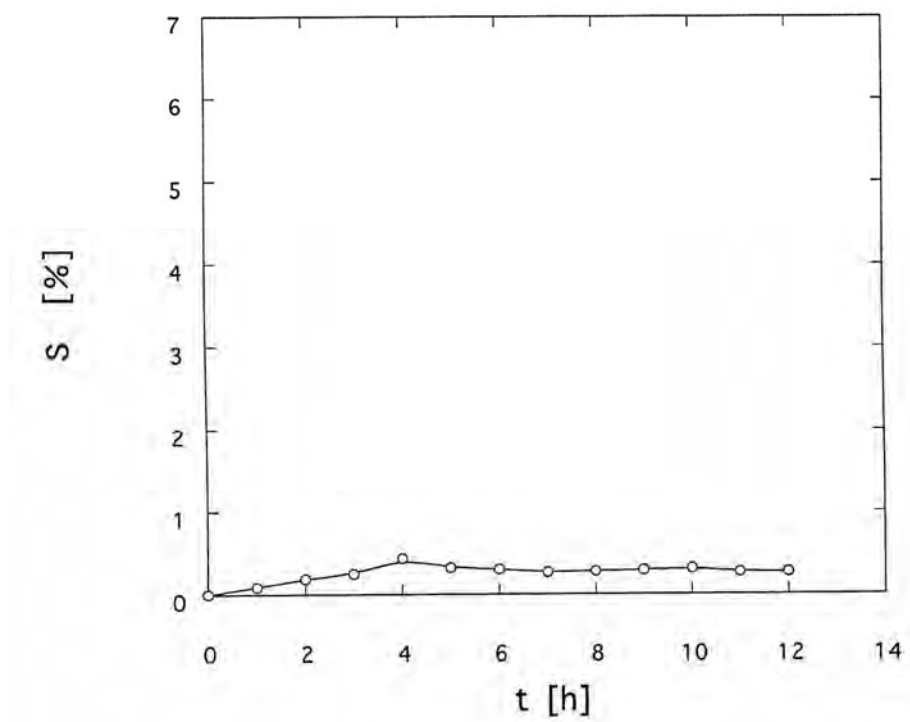


(b)  $U_0=0.35\text{[m/s]}$

図3. 85-1 グラスウール含水率の経時変化

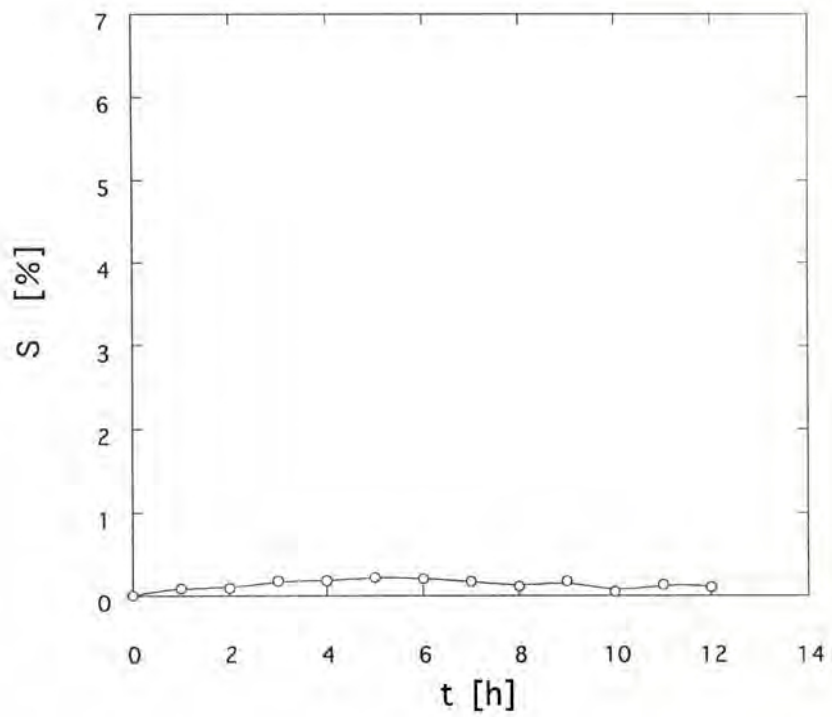


(c)  $U_0 = 0.5$  [m/s]



(d)  $U_0 = 0.75$  [m/s]

図3. 85-2 グラスウール含水率の経時変化



(e)  $U_0 = 1.0$  [m/s]

図3. 85-3 グラスウール含水率の経時変化

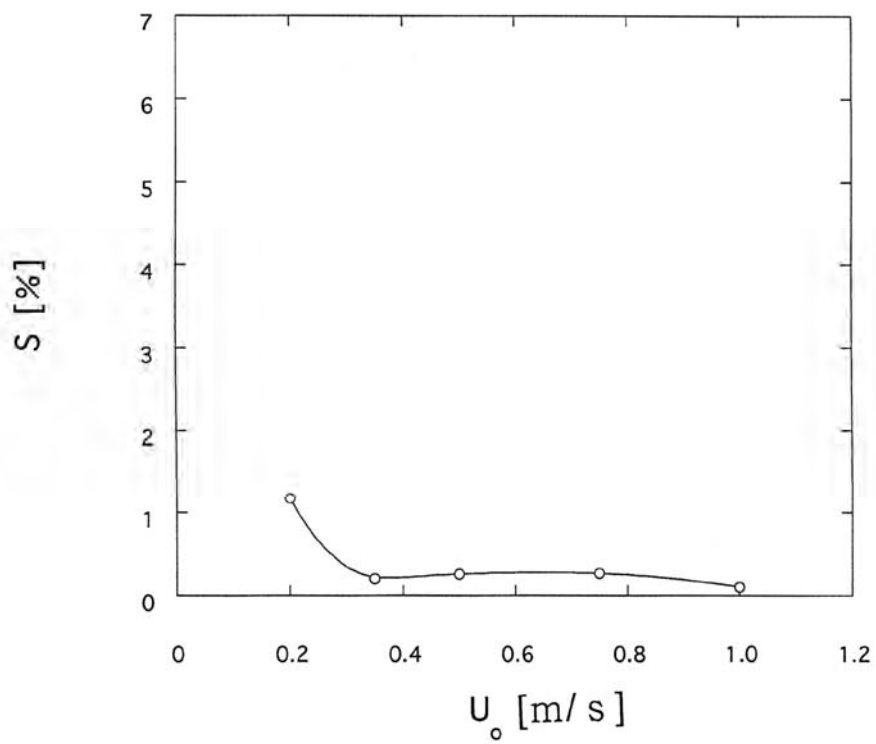


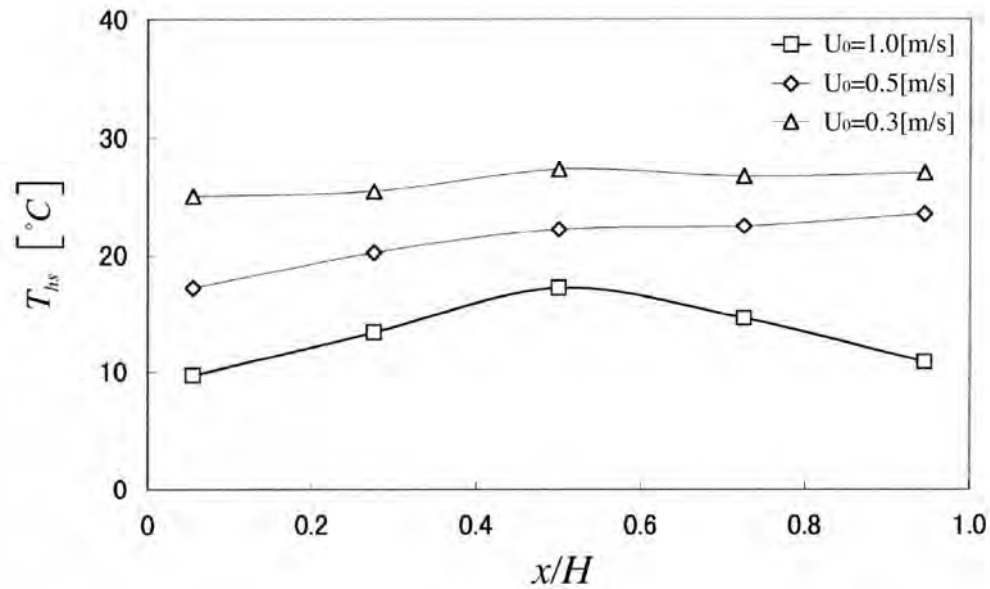
図3. 86 12[h]経過後のグラスウール含水率と平均空気流速 $U_0$ の関係



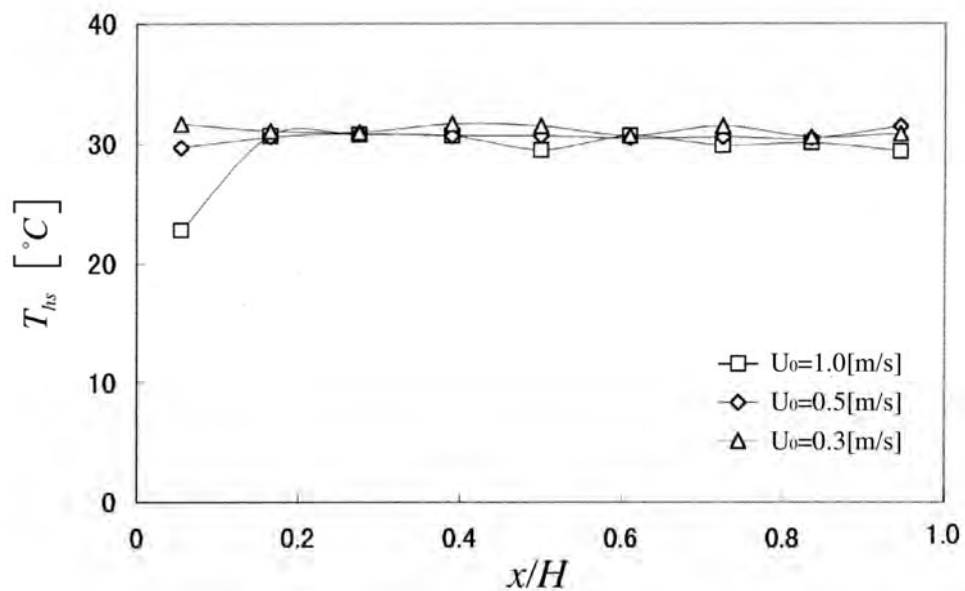
### 3. 2. 3 実験装置Ⅱb-3

#### (1) 加熱室側表面温度分布

図3. 87(a)および(b)は、それぞれ加熱室温度およびガラスウール加熱室側表面温度を30[°C]に保った場合の平均空気流速毎のガラスウールの表面温度分布を示している。



(a) 加熱室温度を30[°C]に保った場合



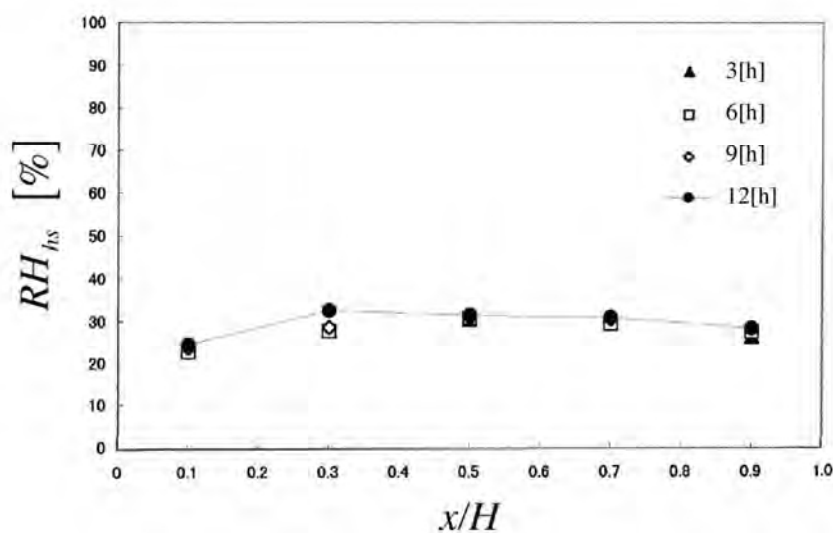
(b) 加熱室側表面温度を30[°C]に保った場合

図3. 87 12[h]経過後のガラスウール加熱室側表面温度分布

図(a)によれば、温度は $U_0$ の増大に伴って全体的に低下するが、上部および下部において低下が大きい。全体的な温度の低下は、 $U_0$ の増大により空気流路を流れる低温空気がグラスウール内を流れる割合が増大し、その影響が加熱室側表面近傍にまで及ぶためである。上部での温度低下は空気が空気流路を上部から下部に向かって流れる際、グラスウール上部において渦などに起因する流れこみが生ずることによる。図(b)では、 $U_0=1.0[\text{m/s}]$ において上部に温度低下が見られるが、これはヒーターの能力不足により $30[^\circ\text{C}]$ を保つことが出来なかったためであり、このことから上部付近における熱伝達が活発であることは明らかである。

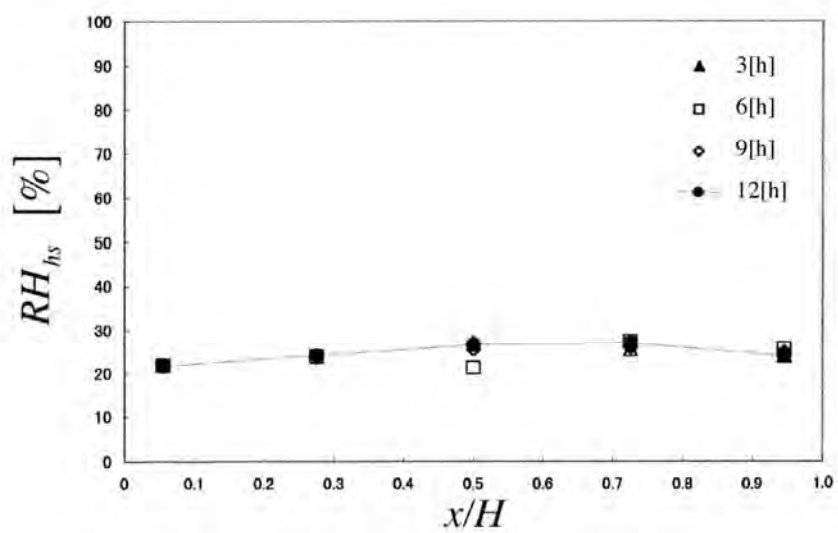
## (2) 加熱室側表面相対湿度分布

図3. 88-1～3の図(a)～(c)は加熱室内温度を $30[^\circ\text{C}]$ に保った場合の所定の平均空気流速 $U_0$ に対するグラスウールの表面相対湿度分布の時間経過を示している。また、図(d)は12時間後の相対湿度分布である。また、図3. 89-1～3の図(a)～(c)は、加熱室側表面温度を $30[^\circ\text{C}]$ に保った場合の所定の平均空気流速 $U_0$ に対するグラスウールの表面相対湿度分布の時間経過を示したものであり、図(d)は同条件における12時間後の相対湿度分布を示している。

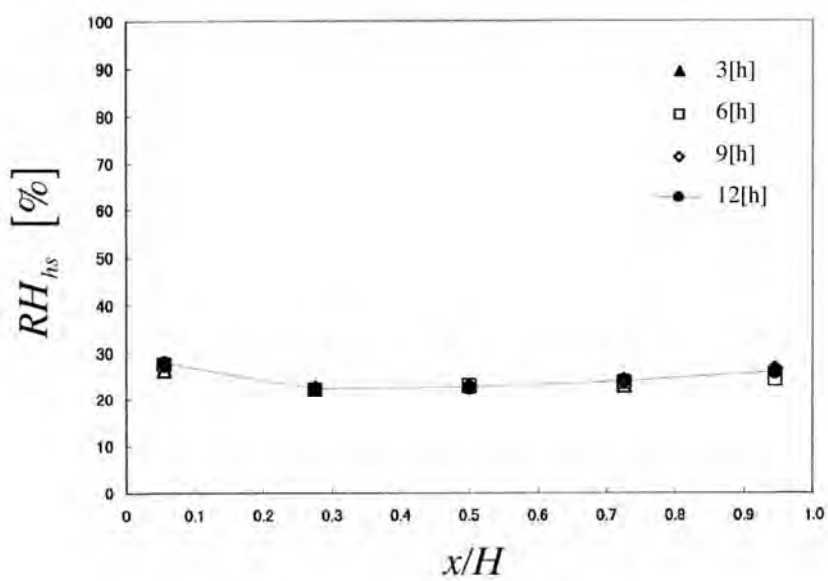


(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 88-1 加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{\text{hr}}=30[^\circ\text{C}]$ )

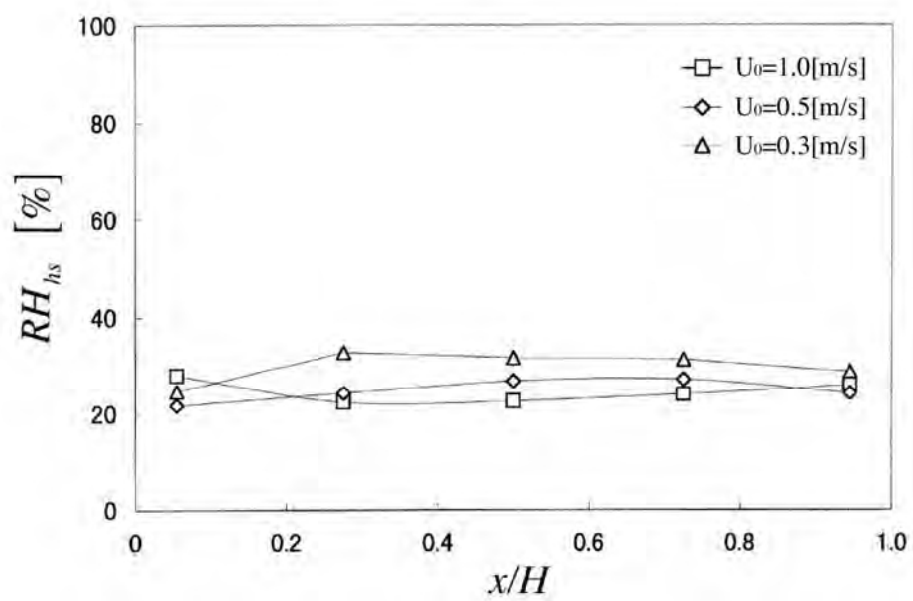


(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]



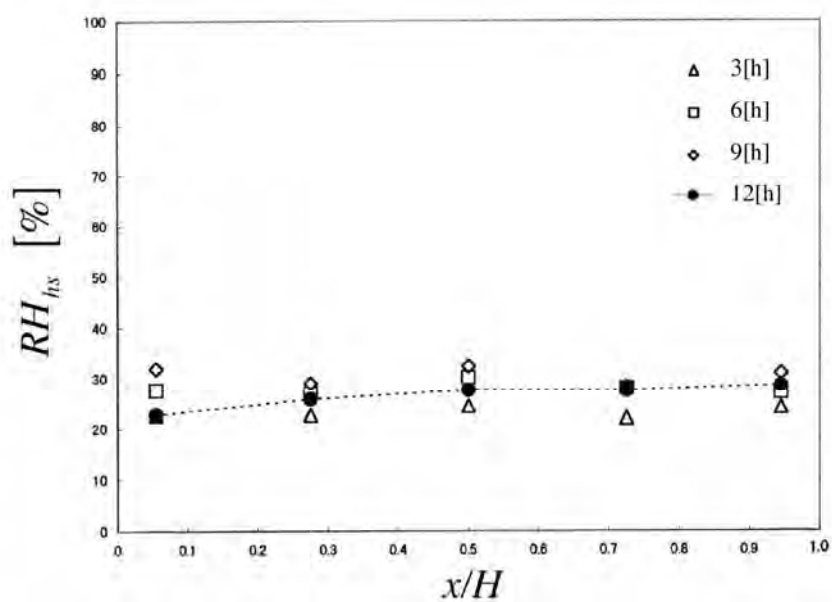
(c)  $U_0 = 1.0$  [m/s]

図3. 88-2 加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{hr} = 30$  [°C])



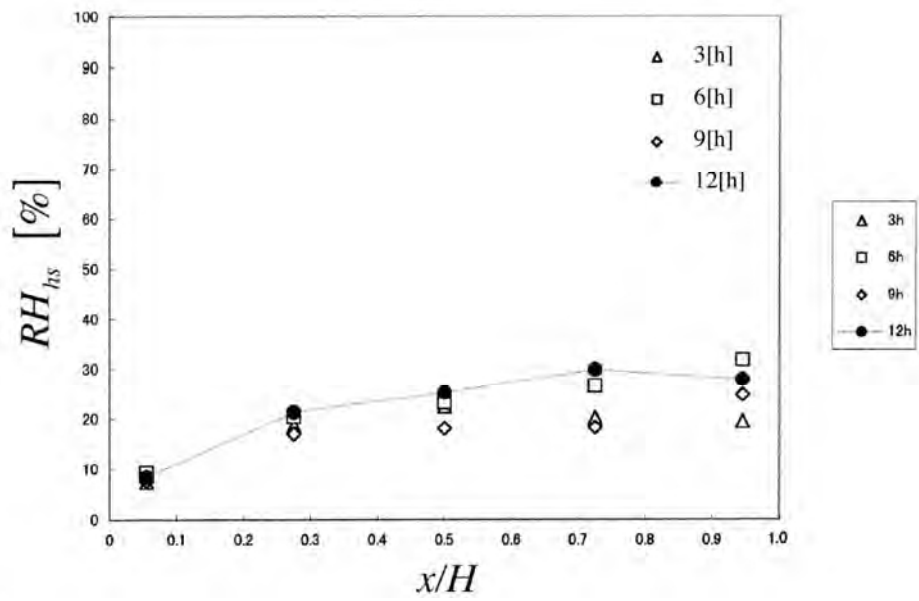
(d) 12時間経過後

図3. 88-3 加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ )

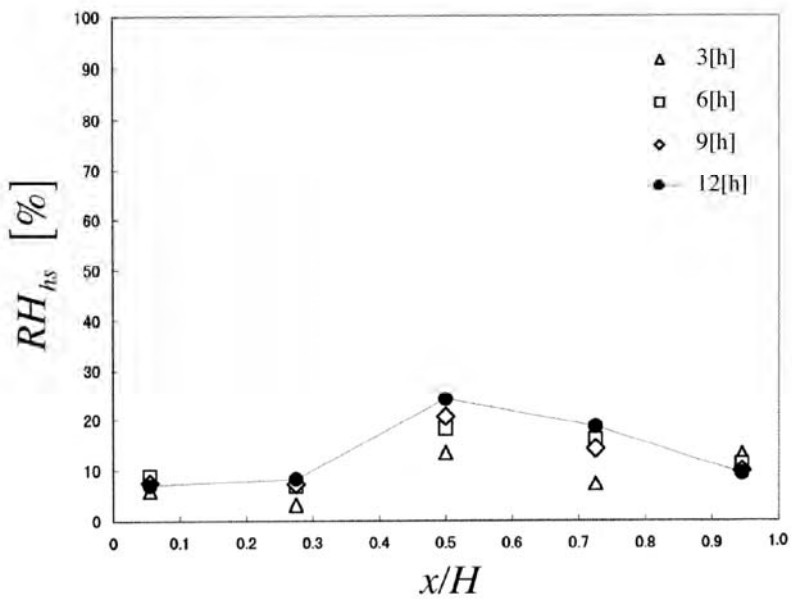


(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 89-1 グラスウール加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ )

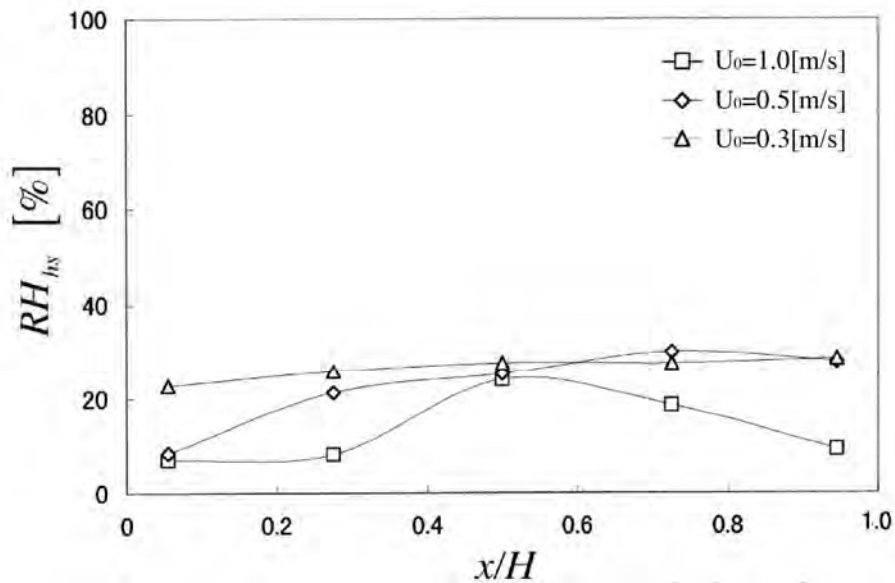


(b)  $U_0 = 0.5$  [m/s]



(c)  $U_0 = 1.0$  [m/s]

図3. 89-2 グラスウール加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{hs} = 30$  [°C])



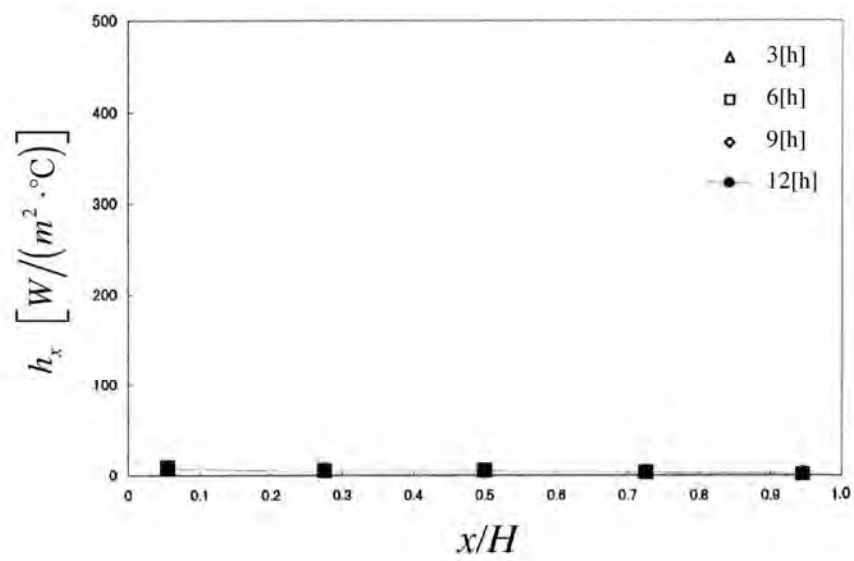
(d) 12時間経過後

図3. 89-3 グラスウール加熱室側表面相対湿度分布 ( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ )

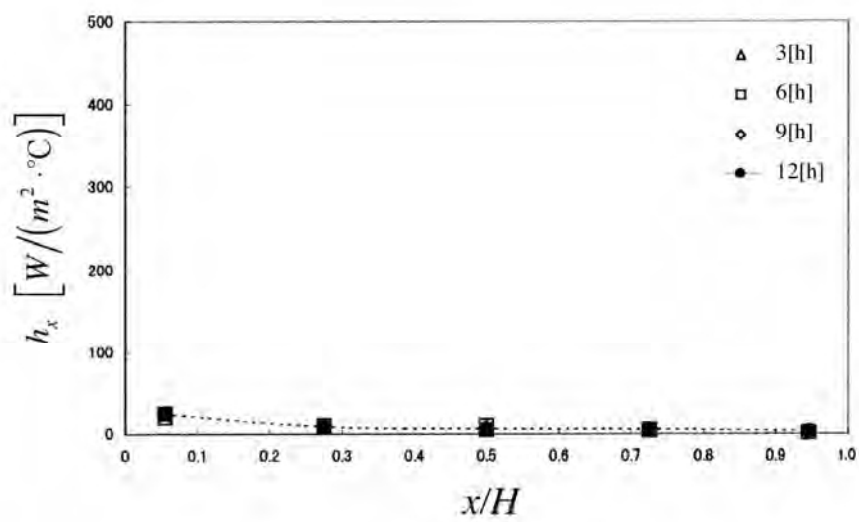
図3. 88-1～3によれば，表面の相対湿度は $U_0$ の増大に伴って低下する．これは， $U_0$ の増大により，グラスウール内を通過して流れる空気量が増加し，低温度の空気が流れることにより水蒸気濃度が低下し，相対湿度が低下するためである．図3. 89-1～3においても同様のことが言え，表面の相対湿度は $U_0$ の増大に伴い全体的に低下するが， $U_0=1.0$  [m/s]において上部および下部で表面相対湿度は大きく低下している．これは，渦などに起因する流れ込みの効果によるものである．以上の相対湿度分布によれば，グラスウール高温室側表面付近では結露に至っていない．

### (3) 熱伝達率分布挙動

図3. 90-1, 2および図3. 91-1, 2はそれぞれ加熱室内温度およびグラスウール加熱室側表面温度を $30[^\circ\text{C}]$ に保った場合の熱伝達率分布挙動を示したものである．それぞれの図において，図(a)～(c)は平均空気流速 $U_0$ に対するグラスウールの表面熱伝達率分布を示したもので，図(d)は12時間後の分布を示している．

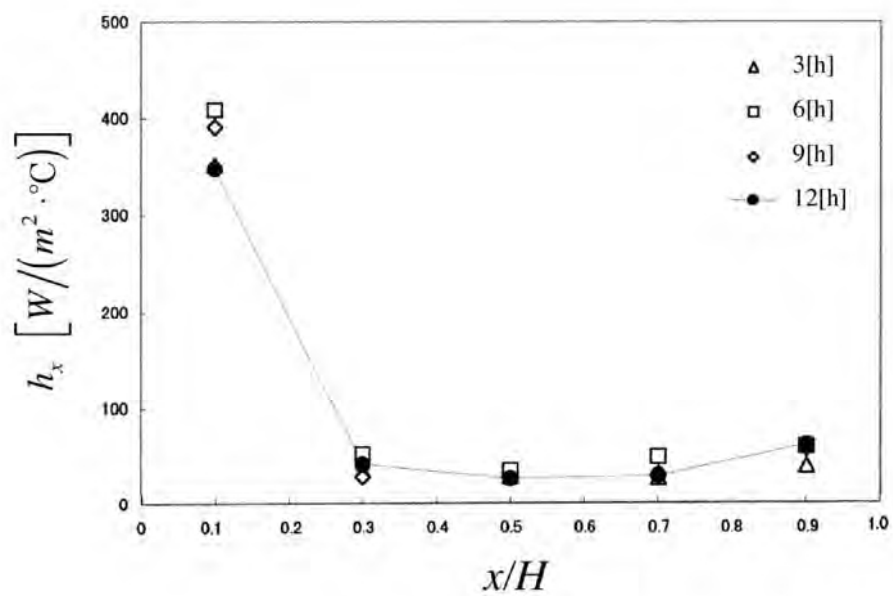


(a)  $U_0=0.3$ [m/s]

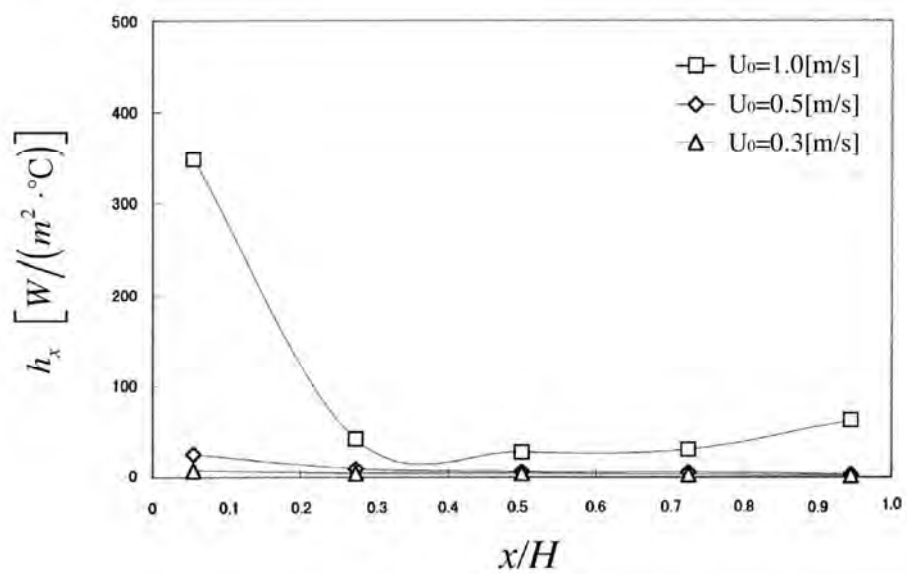


(b)  $U_0=0.5$ [m/s]

図3. 90-1 表面熱伝達率分布 ( $T_{hr}=30$ [°C])



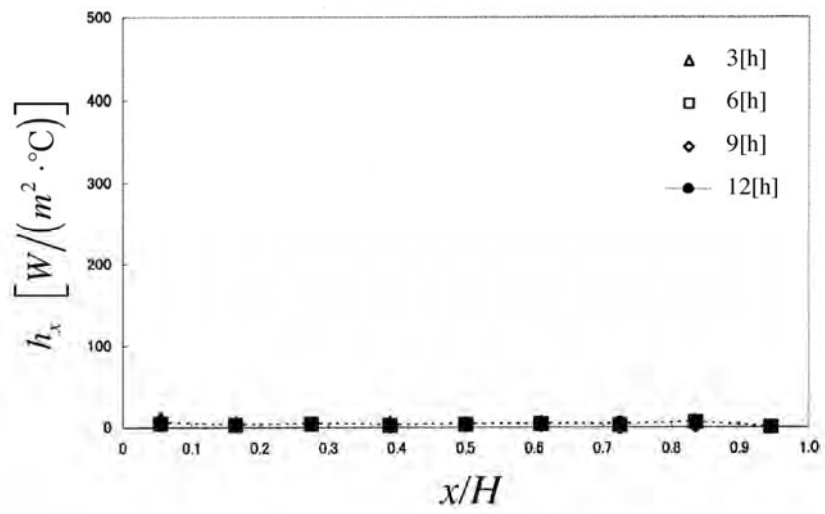
(c)  $U_0=1.0$ [m/s]



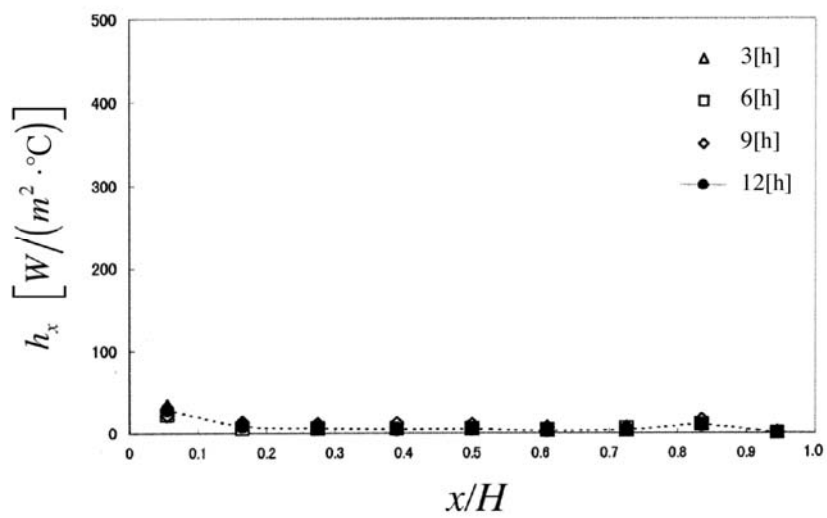
(d) 12時間經過後

図3. 90-2 表面熱伝達率分布 ( $T_{hr}=30$ [°C])



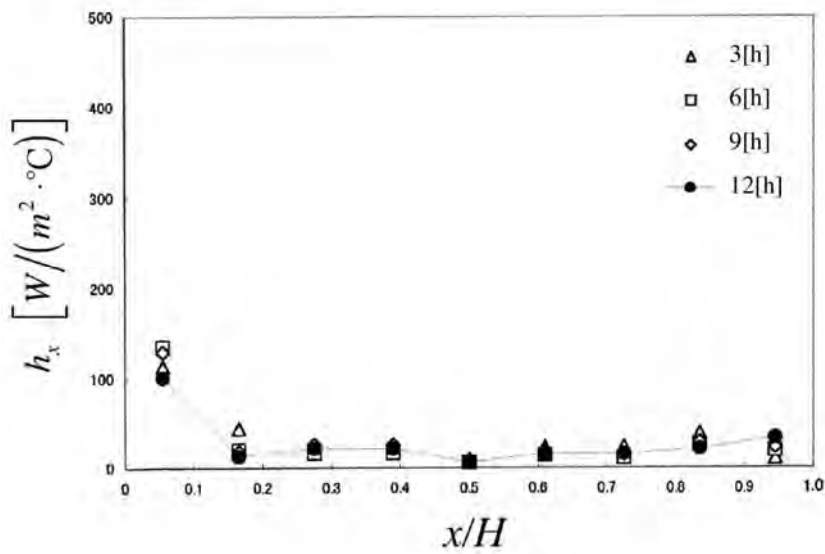


(a)  $U_0 = 0.3 \text{ m/s}$

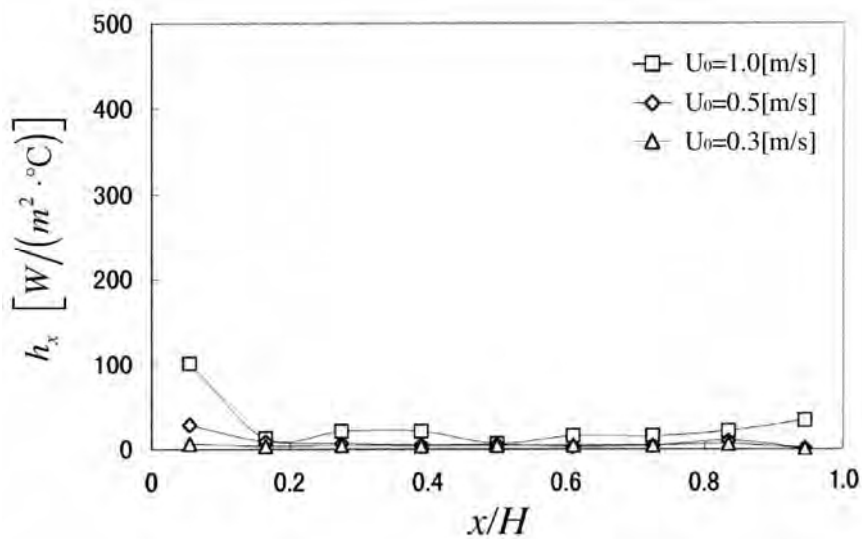


(b)  $U_0 = 0.5 \text{ m/s}$

図3. 91-1 表面熱伝達率分布 ( $T_{\text{hs}} = 30 [^\circ\text{C}]$ )



(c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$



(d) 12時間経過後

図3. 91-2 表面熱伝達率分布 ( $T_{\text{hs}}=30[^\circ\text{C}]$ )

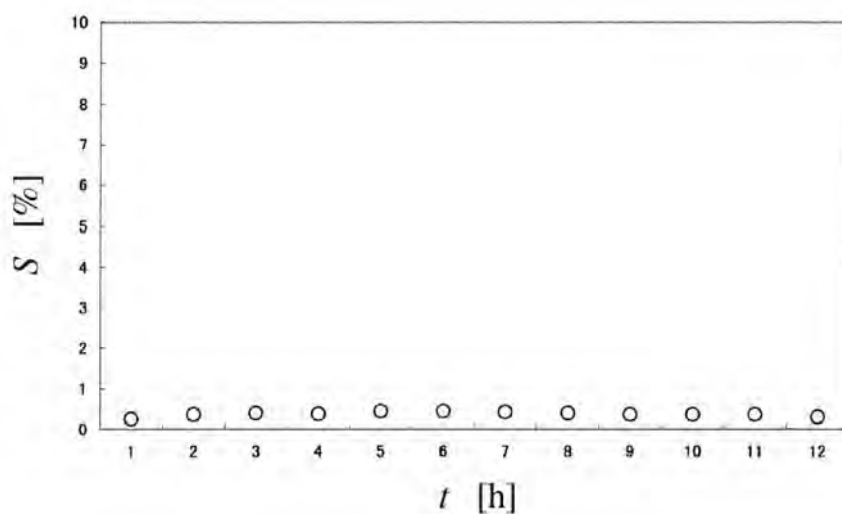
図3. 90-1. 2と図3. 91-1, 2を比較すると、いずれも熱伝達率の分布は、 $0.3 \leq U_0 \leq 0.5[\text{m/s}]$ の範囲では一定かつ同様な分布を示している。 $U_0=1.0[\text{m/s}]$ では、上部で高い熱伝達率を示し、下流にいくにしたがって急激に低下し、下部において再び増加する傾向を示している、これは、上部においては空気の流れ込みがあり、下部においてもグラスウールを収めたくぼみにより形成さ

れたステップにより, 空気が加熱室方向に流れ込むことにより熱伝達が促進されるためである.

#### (4) 含水挙動

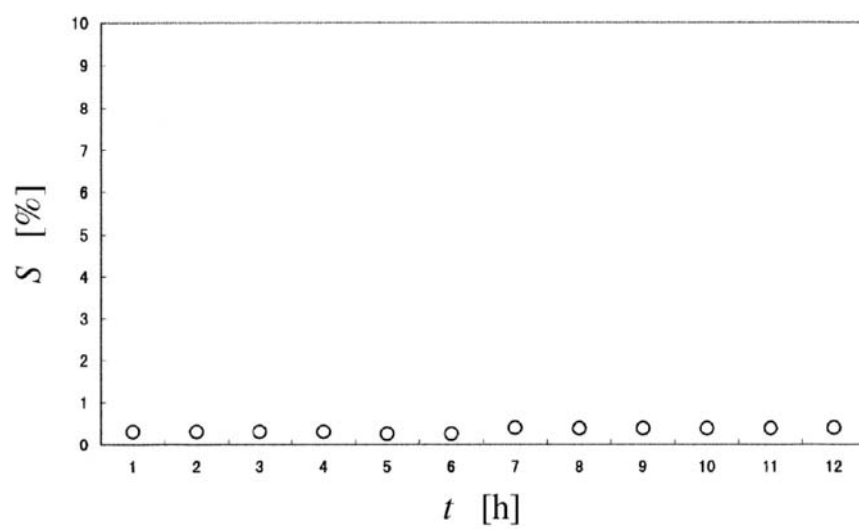
図3. 92-1～3の(a)～(d)および図3. 93-1～3の(a)～(d)は, それぞれ加熱室内温度 $30^{\circ}\text{C}$ およびグラスウール加熱室側表面温度 $30[^{\circ}\text{C}]$ の場合における含水挙動を示している. それぞれの図において, 図(a)～(c)は平均空気流速 $U_0$ 毎の含水率, 図(d)は12時間経過後の含水率を示している.

これらの図によれば流速の変化および温度条件の変化にかかわらず, ほぼ同様な含水率を示し, その値は極めて小さい. グラスウール表面相対湿度分布の結果でも予測したように, 本実験条件の範囲では顕著な結露の発生は無かった.

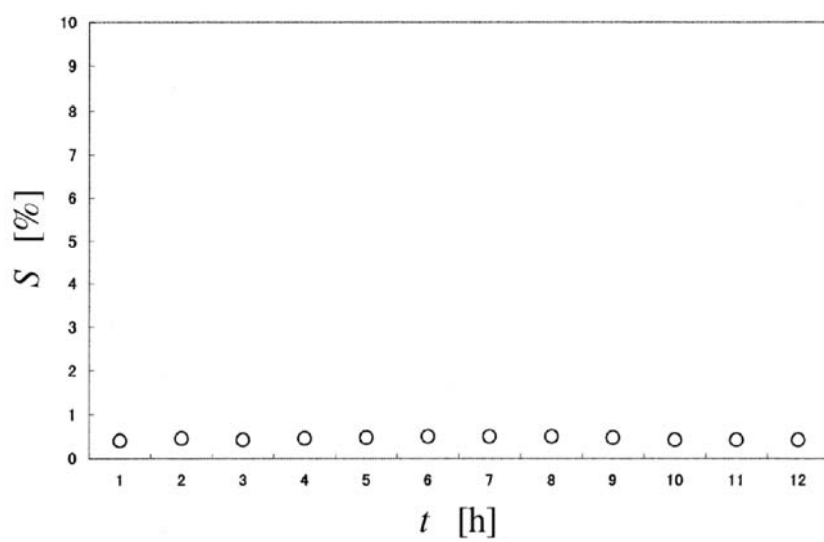


(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 92-1 含水挙動( $T_{\text{hr}}=30[^{\circ}\text{C}]$ )

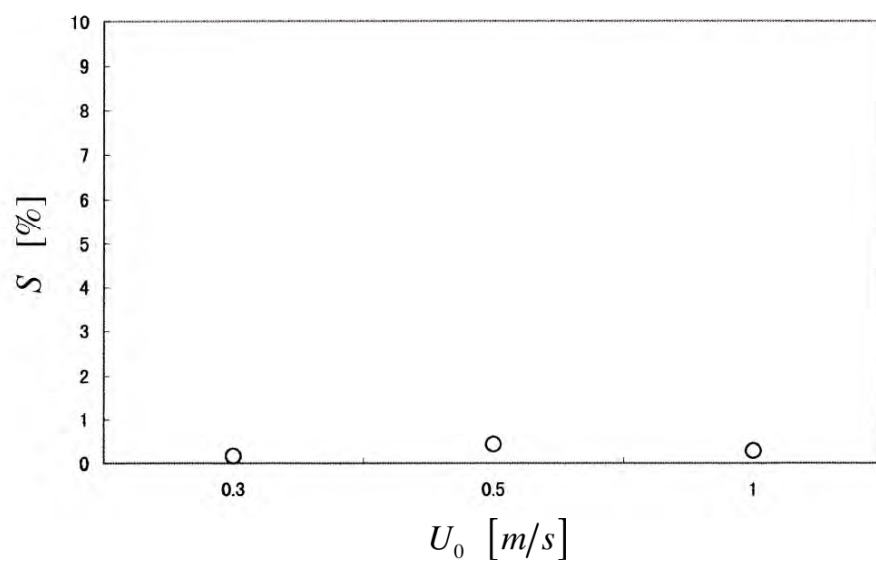


(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$



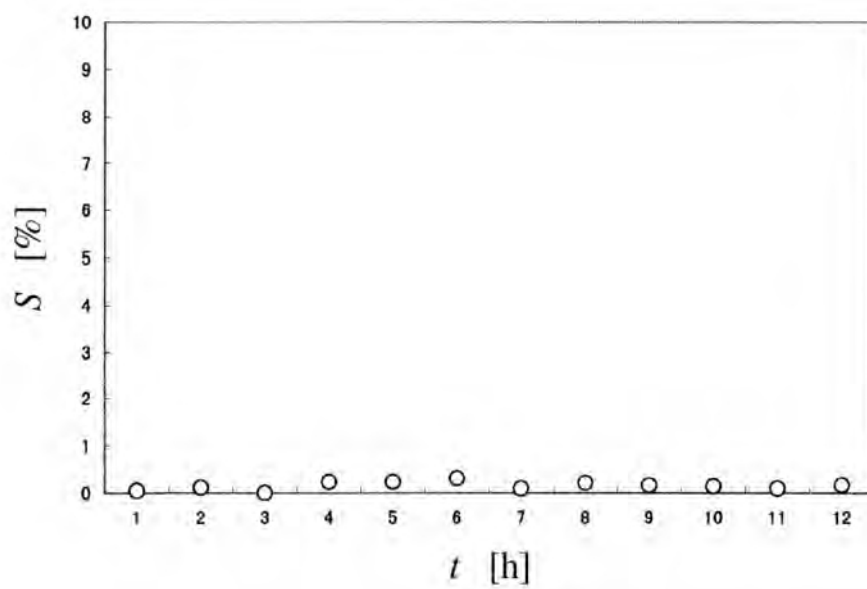
(c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 92-2 含水挙動( $T_{\text{hr}}=30[^\circ\text{C}]$ )



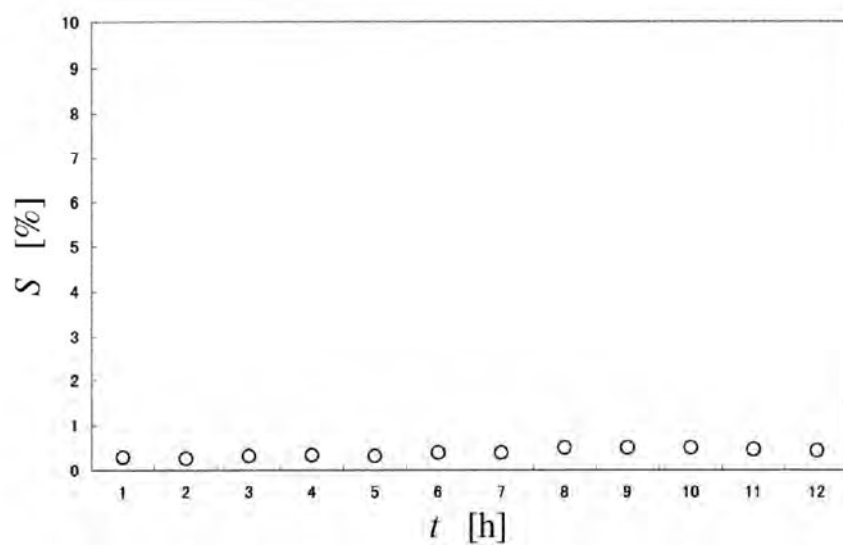
(d) 12時間經過後

図3. 92-3 含水挙動( $T_{hr}=30[^\circ\text{C}]$ )

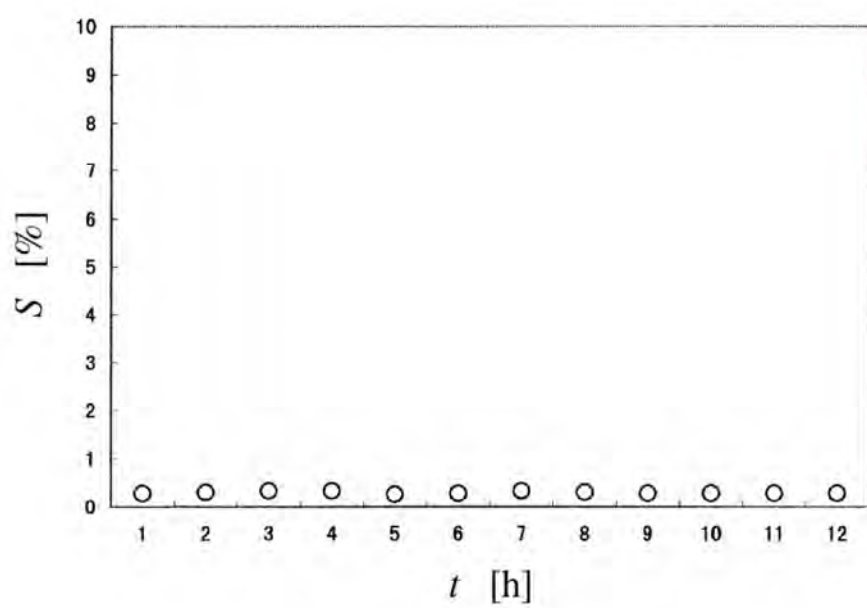


(a)  $U_0=0.3[\text{m/s}]$

図3. 93-1 含水挙動( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ )

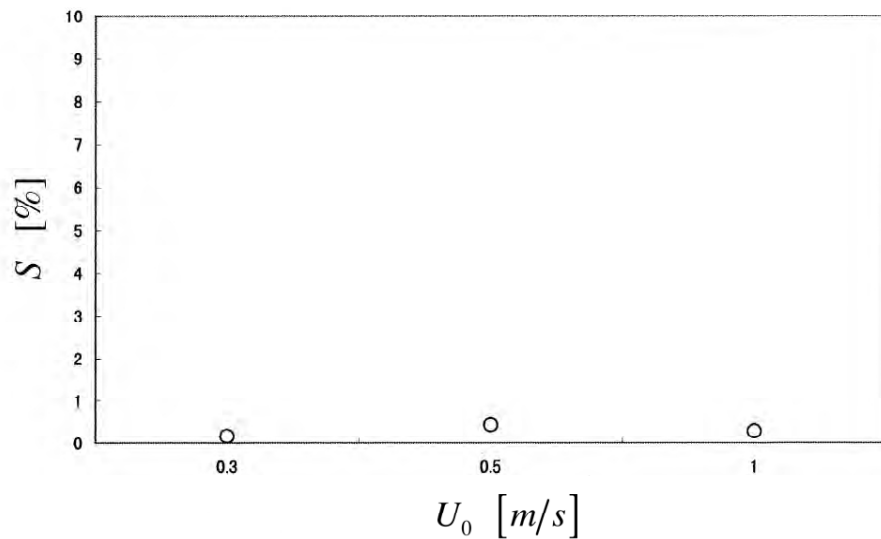


(b)  $U_0=0.5[\text{m/s}]$



(c)  $U_0=1.0[\text{m/s}]$

図3. 93-2 含水挙動( $T_{\text{hs}}=30[^\circ\text{C}]$ )



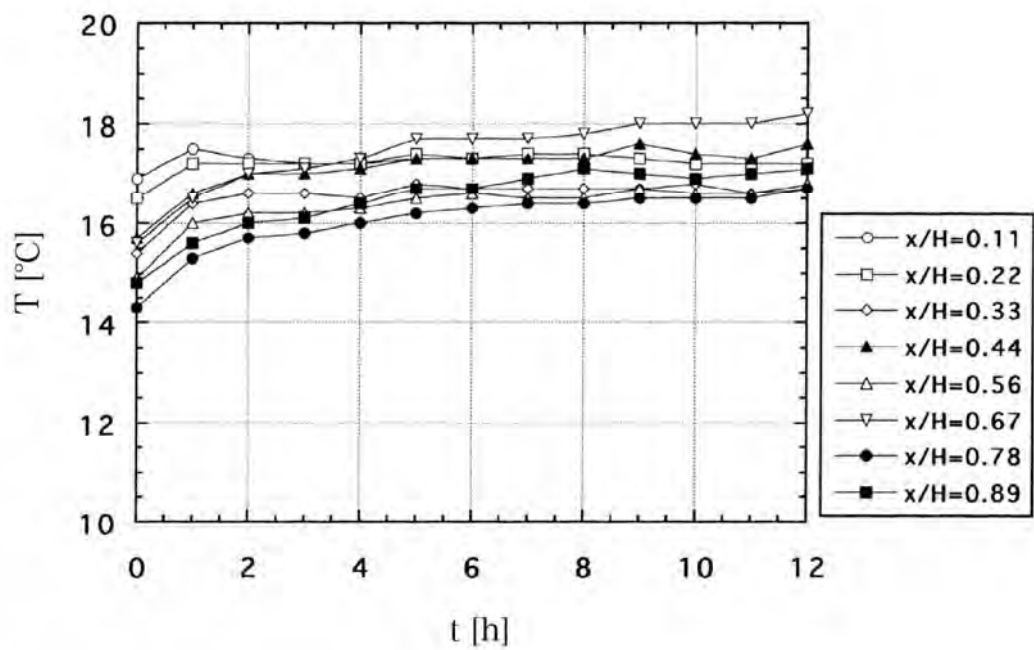
(d) 12時間経過後

図3. 93-3 含水挙動 ( $T_{hs}=30[^\circ\text{C}]$ )

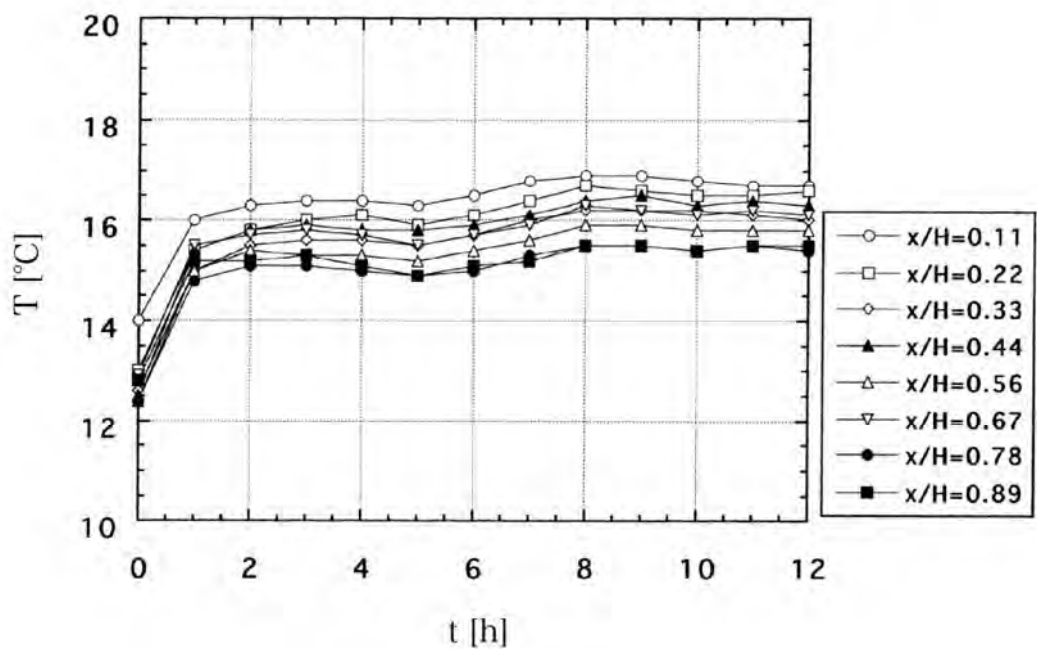
### 3. 2. 4 実験装置Ⅱb-4

#### (1) 温度分布挙動

図3. 94-1, 2の図(a)～(c)に,  $U_0=0.05, 0.1, 0.2[\text{m/s}]$ におけるグラスウール内高さ方向の温度分布, 図(d)に12時間経過後の温度分布を示す. 図より, 流速 $U_0$ の増大によりグラスウール内温度は低下しており, 傾きは $U_0$ の増加に伴い増大している. これは, 流路からグラスウール内へ流れる低温空気の流量が増大することによる. グラスウール内温度分布は, いずれの流速においても下流に向けて増減を繰り返しながら減少している.  $U_0=0.05[\text{m/s}]$ の場合は, 他の流速に比して増減の幅は大きく, 上流および下流における温度差は小さい. これは流速が小さいため, 流路を流れる低温空気がグラスウール内部に流れ込む効果が小さくなるためである. また, 各流速における温度分布を比較すると, 同様の位置で増減の起こっていることが分かる. グラスウール内温度の経時変化は, 実験開始から値が安定するまでの5～6[h]を除いて, それ以降は一定の増減を含んだ温度分布となっており, これらより, グラスウール内に特徴のある流れの生じていることが予想される.



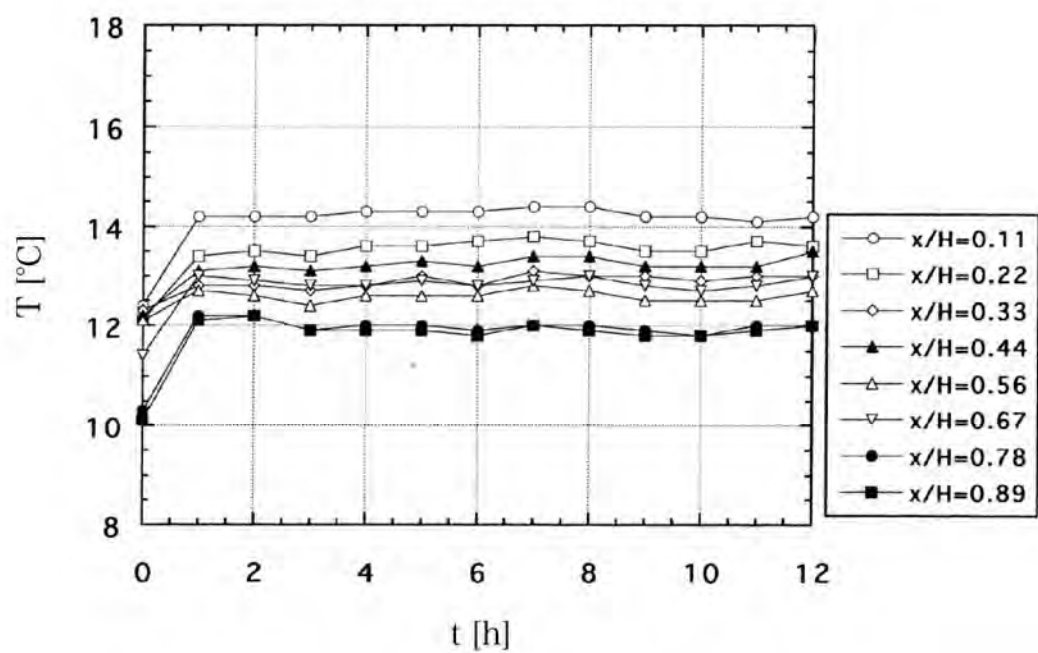
(a)  $U_0 = 0.05$  [m/s]



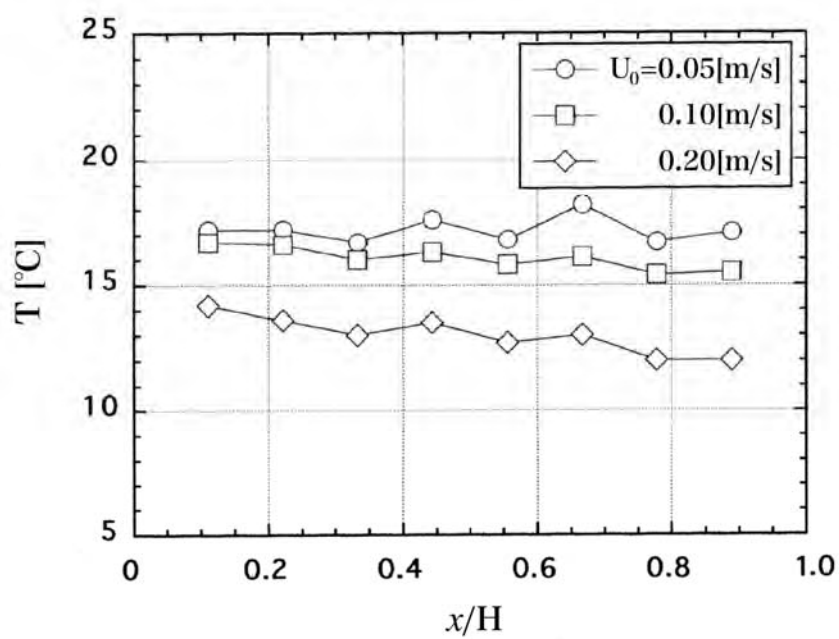
(b)  $U_0 = 0.1$  [m/s]

図3. 94-1 グラスウール内の温度分布挙動





(c)  $U_0=0.2$ [m/s]



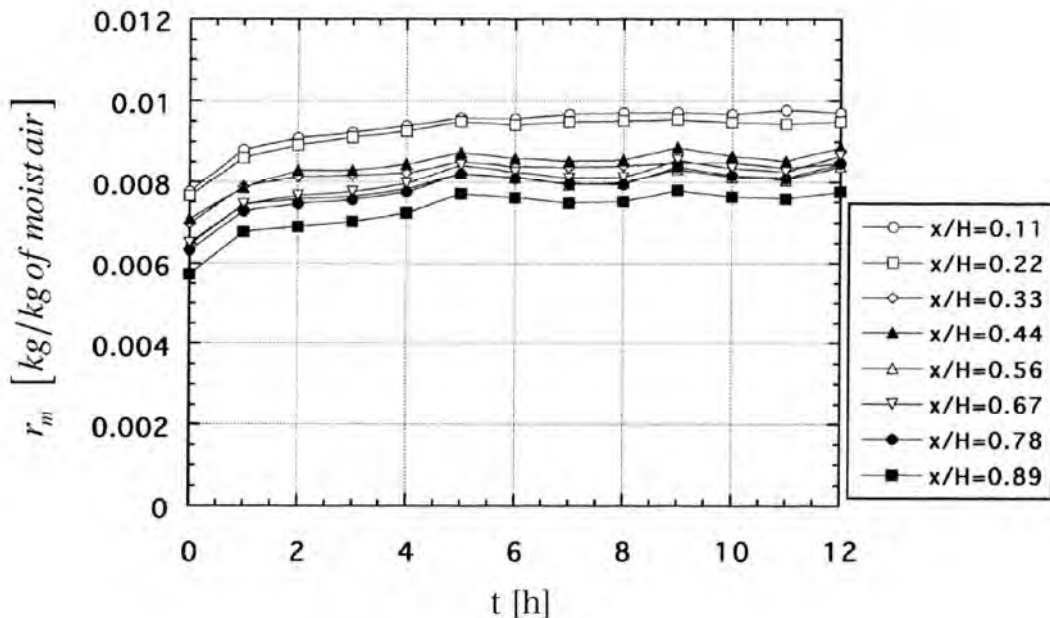
(d) 12時間経過後

図3. 94-2 グラスウール内の温度分布挙動

## (2) 比湿分布挙動

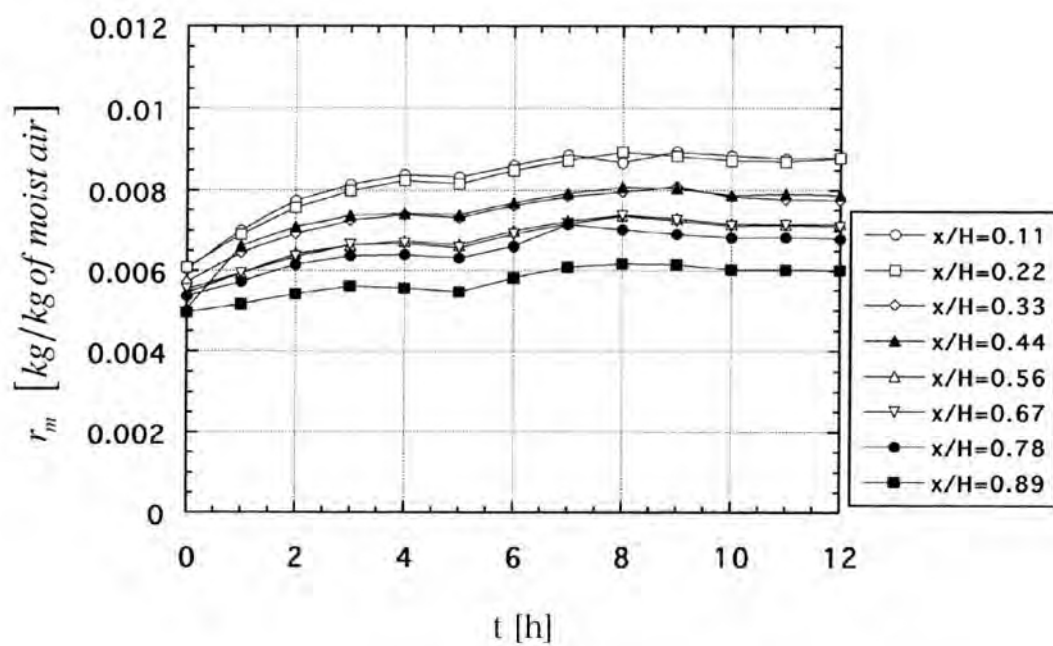
図3. 95-1～3の図(a)～(c)に比湿の経時変化を流速毎に示す. また, 図(d)は12時間経過後の比湿分布である.

グラスウール内比湿は流速の増大により全体的に低下している. これは温度分布において述べたように, 流速の増大により流路からグラスウール内を通過する空気の流量が増大し, 低湿の空気がグラスウール内を通過することによる. グラスウール内比湿分布は, いずれの流速においても下流に向かい増減を繰り返しながら減少している. 下流方向への比湿の低下は, 流路の低湿空気が下流においてグラスウール内の空気と多く混合するためである.  $U_0=0.05[\text{m/s}]$ において,  $x/H \doteq 0.11$ で比湿が増大しているが, これは流速が小さいことにより流路から流れ込む低湿の空気が加熱室から上昇する自然対流の影響を受けやすいためである. すなわち, 上昇流がグラスウールを収めているスタイロフォーム枠の上部でぶつかり流れが溜まりやすくなり, 水蒸気濃度の高い部分ができることによる. 多孔質層内の比湿は, 下流付近以外において温度分布とほぼ同様な増減の傾向が見られる. 図(a)～(c)に示す経時変化では, 実験開始後6[h]以降はほぼ定常と見なせることから, 各流速条件においてグラスウール内には渦を含んだ一定の流れが生じているものと予想される.

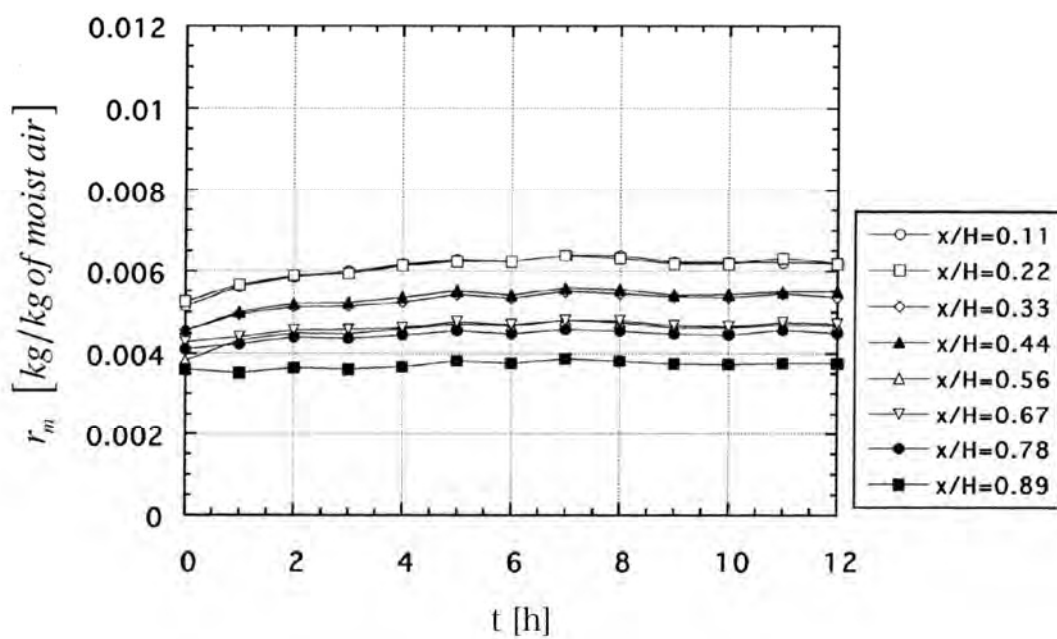


(a)  $U_0=0.05[\text{m/s}]$

図3. 95-1 グラスウール内の比湿分布挙動

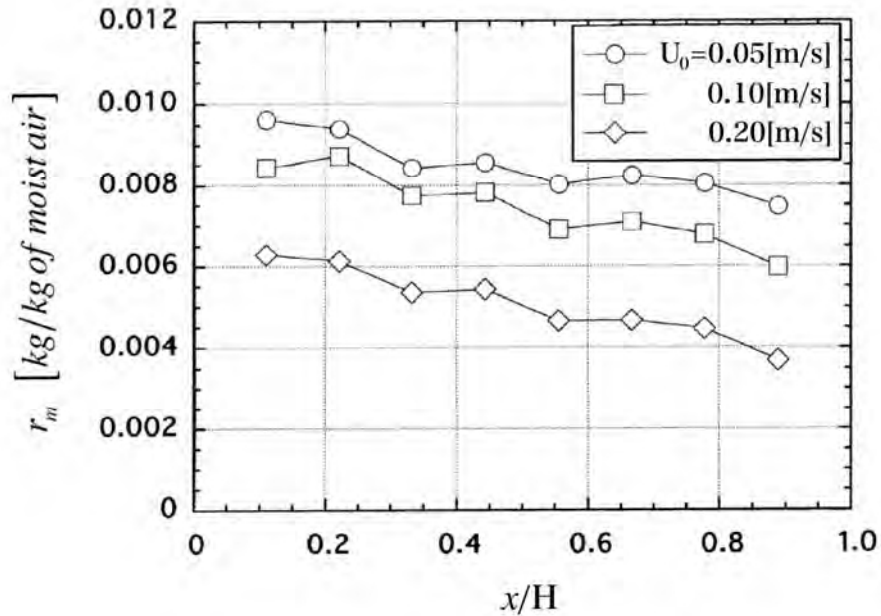


(b)  $U_0 = 0.1$  [m/s]



(c)  $U_0 = 0.2$  [m/s]

図3. 95-2 グラスール内の比湿分布挙動



(d) 12時間経過後

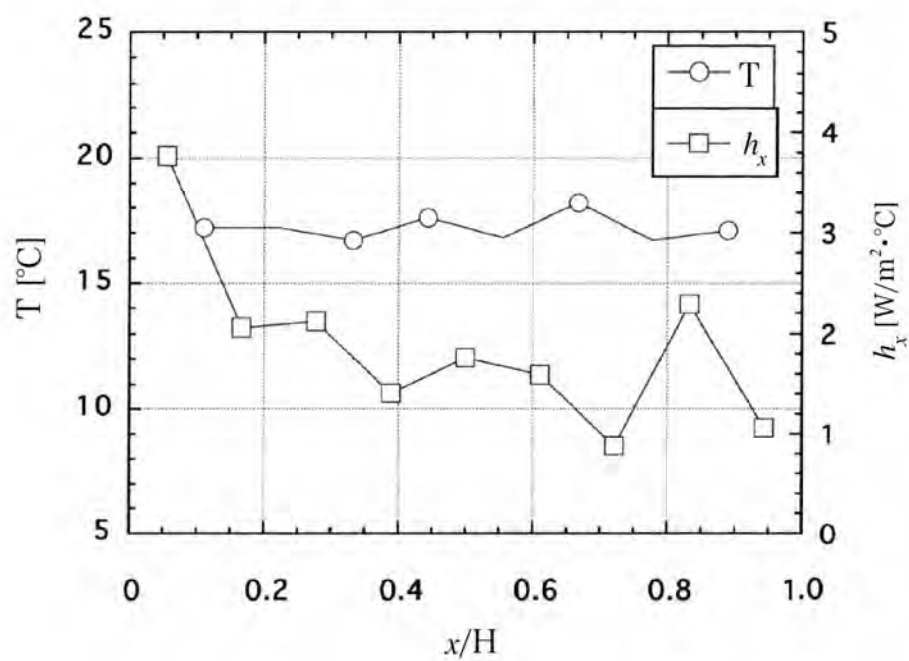
図3. 95-3 グラスール内の比湿分布挙動

### (3) 熱伝達率分布挙動

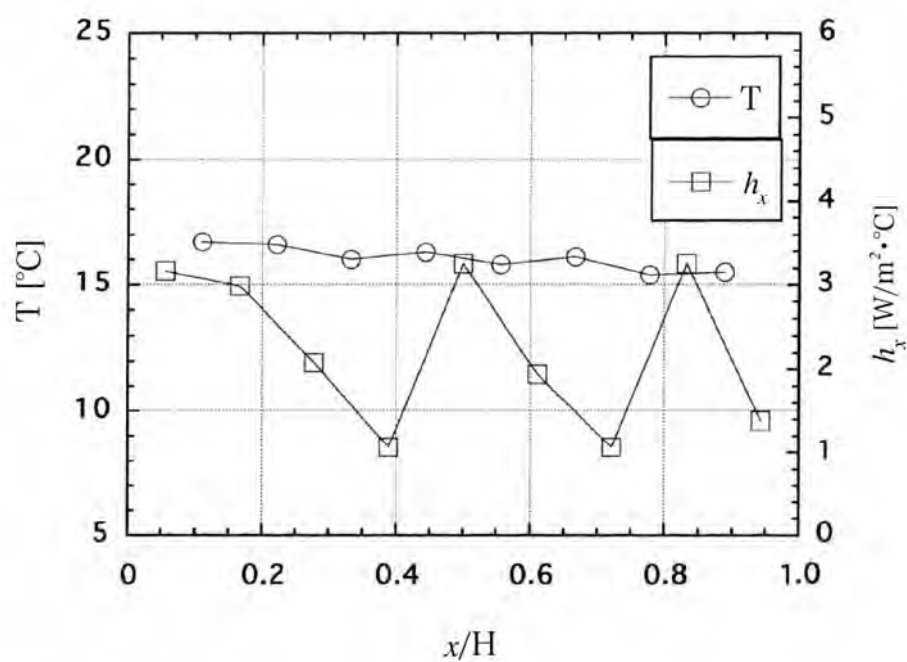
図3. 96-1, 2の図(a)～(c)に各流速における12時間後の熱伝達分布および温度分布を示す. 図(d)は熱伝達率分布のみをまとめたものである.

いずれの流速においても熱伝達率は流れ方向に同様な位置において増減を繰り返している. また,  $U_0=0.05$  [m/s]の場合は, 全体的に低い熱伝達率を示している. これは流路の低温空気がグラスウール内部深くまで流れ込んでいないためである. 図(a)～(c)の熱伝達率分布とグラスウール内温度分布を比較すれば, 双方には対応した傾向が見られる. 例えば, 熱伝達率の大きい  $x/H \doteq 0.33, 0.56, 0.78$  では, グラスウール内温度は低下し, 熱伝達率の小さい  $x/H \doteq 0.44, 0.67$  ではグラスウール内温度は高くなっている. 実験時はグラスウール加熱室側表面温度を  $25[^\circ\text{C}]$  に保持したため, グラスウール内温度低下は内部の熱伝達挙動により生じたものである.

図3. 97は熱伝達率分布を流速別に示したもので, いずれの流速においても熱伝達率が所定の値に達した後, 12[h]までの間では, 値の増減は6[h]程度継続している.

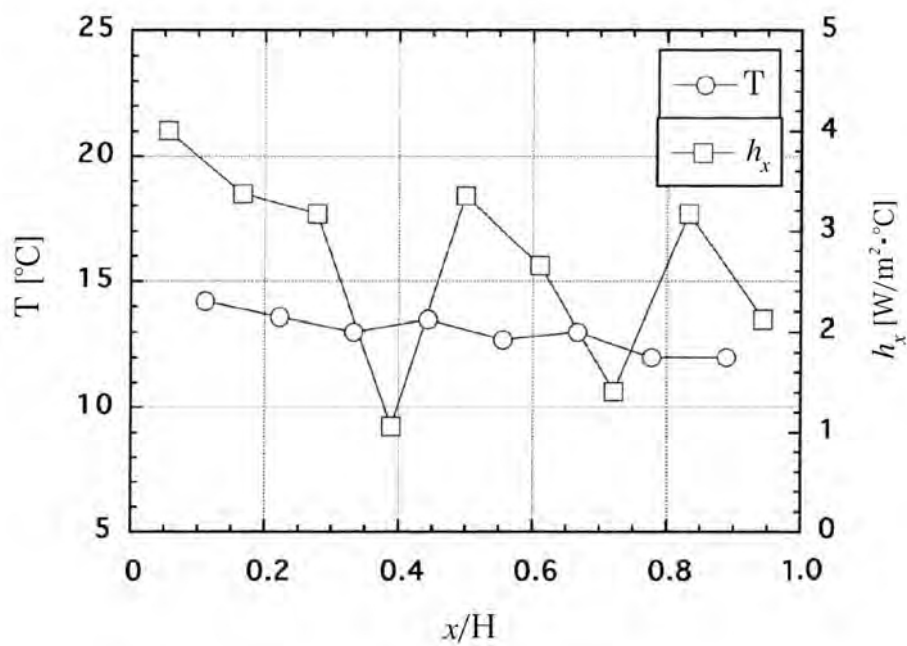


(a)  $U_0 = 0.05$  [m/s]



(b)  $U_0 = 0.1$  [m/s]

図3. 96-1 12時間経過後のグラスウール内温度分布挙動



(c)  $U_0=0.2$ [m/s]

図3. 96-2 12時間経過後のグラスウール内温度分布挙動

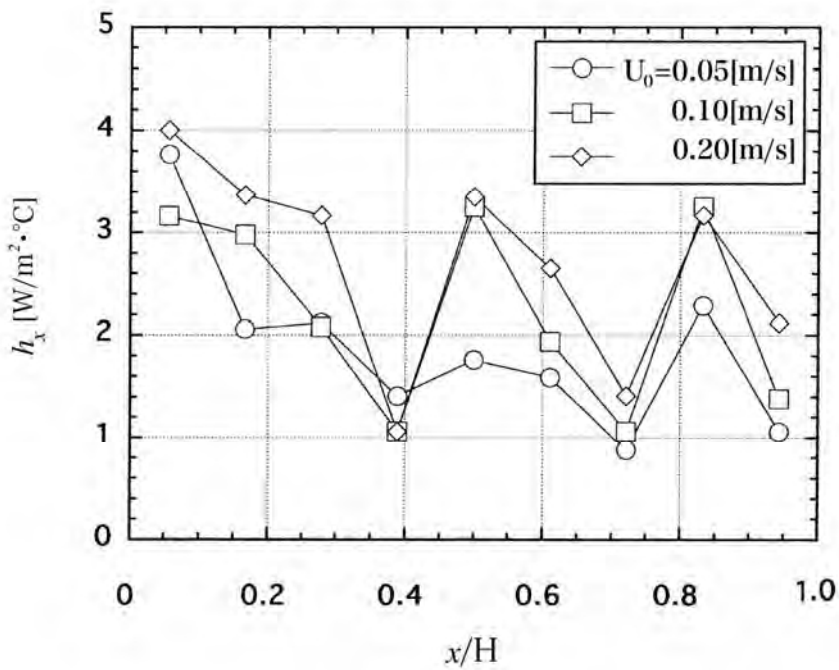


図3. 97 12時間経過後のグラスウール内熱伝達率分布

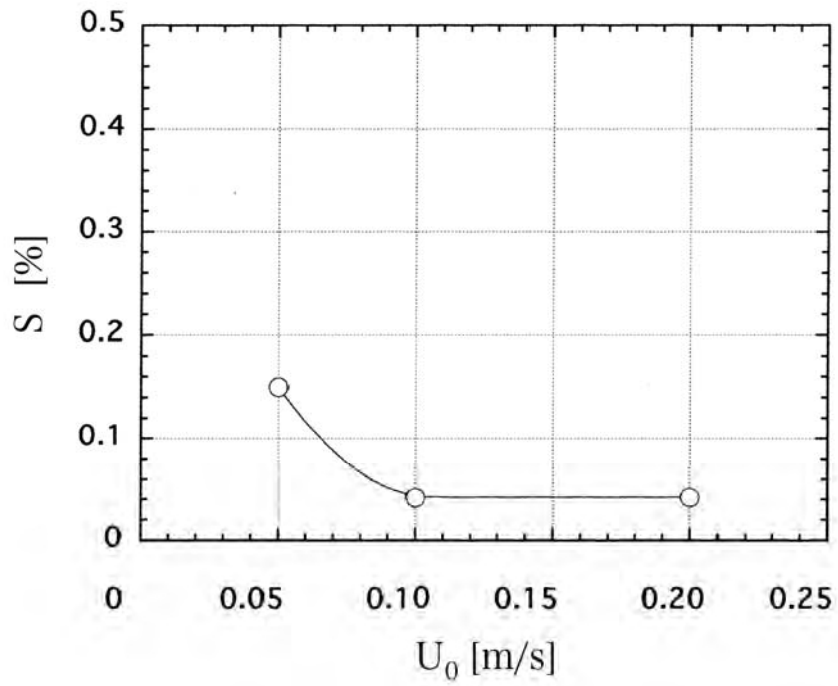
#### (4) 渦の発生について

加熱室近傍の自然対流と流路内を鉛直下方に流れる強制対流との干渉により、グラスウール内に複雑な流れが生じやすい環境となっていることが予想される。すでに述べた温度分布および熱伝達率分布の挙動を解釈するためには複数の渦が存在すると考えることが妥当である。すなわち、温・湿度の減少する部位は流路側より低温・低湿の空気が入り込むことにより、また、増加する部位は加熱室側から流路側に流れ出て温・湿度が上昇することにより出現する。

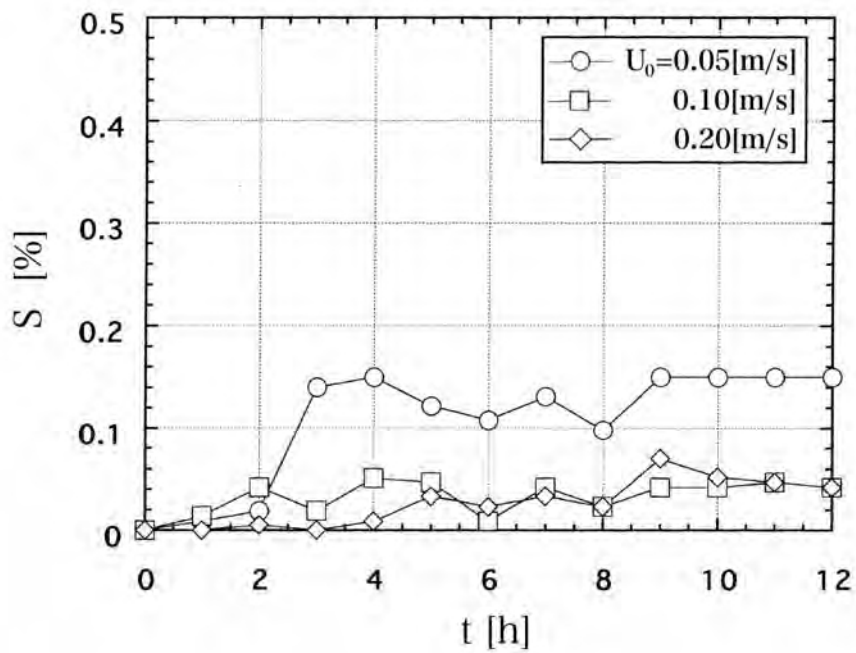
#### (5) 含水挙動

図3. 98(a), (b)に各流速における含水率と、その経時変化を示す。また、図3. 99には12[h]後のグラスウール内相対湿度分布を示す。

図3. 98(a)を見ると流速の増大により含水率が減少している。これは、流速の増大によりグラスウール内に低温・低湿の空気が多く流れ込むことにより温度とともに湿度も低下し、水分蓄積が抑制されるためである。したがって、 $U_0=0.05[\text{m/s}]$ の場合は、最も含水率が高いが、図3. 99の相対湿度分布からもわかるように、グラスウール内上部では高湿になっていることから、この部位の空気が流路近傍において冷却され、微量の水分蓄積が発生したと考えられる。図(b)において、 $U_0=0.2, 0.1[\text{m/s}]$ の場合は、時間経過に伴う含水率の増大はほとんど見られない。 $U_0=0.05[\text{m/s}]$ では、比較的早い時間で含水しその後含水率は増加しない。



(a) 12[h]後の含水率と流速の関係



(b) 含水率の経時変化

図3. 98 含水挙動



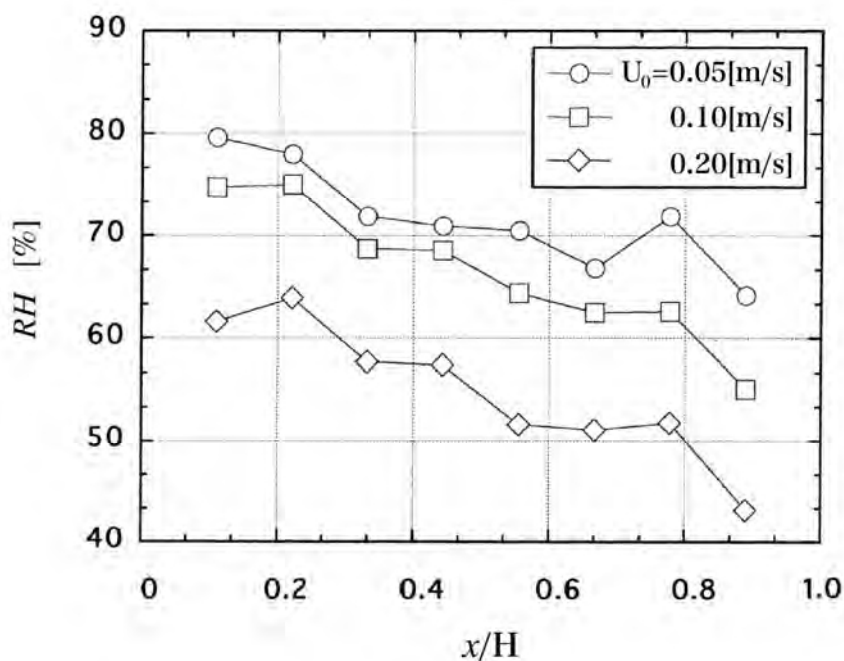


図3. 99 12[h]後のグラスウール内相対湿度分布

### 3. 3 本章のまとめ

実験装置Ⅱb-1では, 流路の空気流速が増加により多孔質層の低温領域が拡大し, 同時に高湿度の部位も減少し, 含水量も流速の増大に伴い減少する. また, 含水率の推定という観点から実験式の作成は重要であり, 実験条件の範囲において次式での整理を試みた.

$$S = (0.019 - 3.69 \times 10^{-6} \text{Re}^{0.93}) r^{(3.24 - 8.8 \times 10^{-5} \text{Re})}$$

平均熱伝達率は流路下流方向に沿って減少したが, 多孔質層最上部では若干増加した.

実験装置Ⅱb-2において, グラスウール表面及び内部の温度は流路内の流速の増大とともに減少し, 特に下流側 $x/H \approx 0.9$ において局所的な温度低下が見られた.

含水率および絶対湿度は空気流路流入平均流速の増加に伴い低下する傾向を示した.

加熱室側表面における熱伝達率は空気流路内の流速の増加とともに増大する.

実験装置Ⅱb-3においても加熱室側表面温度および流路側表面湿度は流速の増加に伴い減少する.

本装置条件においては顕著な含水は認められず, 因子間の明確な効果は確認できなかった.

上下端近傍の局所熱伝達率は, 流速の増加に伴いおいて増大する.

実験装置Ⅱb-4においては、流路流入流速の増加に伴う多孔質層内部の温度および比湿の低下が認められ、下流ほど温度が低下した。また、多孔質層内上流側では、比湿の高い部位が認められた。

含水率は流速の増大により抑制されるが、本条件での水分蓄積量は微量であった。

温度、比湿および熱伝達率の分布は流れ方向に沿って増減が見られ、多孔質層内に渦状の複雑な流れのあることが示唆された。

## 第4章 実験装置Ⅱc群

### 4.1 実験装置概説

実験装置Ⅱa群およびⅡb群を用いた測定は、多孔質層を介した熱移動挙動および多孔質層内の水分蓄積挙動におよぼす諸因子の効果を実験的に検討しようとするものであり、多孔質層背面および流路を流れる空気の調整を行う部位には湿度調整機能が組み込まれている。これらの装置による水分蓄積挙動の測定は、多孔質層全体としての保有水分増加として取り扱っている。水分蓄積が生ずるということは、多孔質層内において任意の温・湿度の湿り空気が温度低下により飽和し、凝縮水が現れるということであるが、これには、高温・高湿度の空気と低温・低湿度の空気の混合による温・湿度の変化、多孔質層を構成する固体部分による熱伝導および多孔質層空隙内における対流の効果などが複雑に影響を及ぼしあっていると考えらる。したがって、多孔質層内において一律に凝縮水が蓄積されるということは考え難い。しかし、蓄積水分の分布を測定することは極めて困難である。

実験装置Ⅱc群による測定は、水分蓄積部位の手掛かりを得る目的で計画された。すなわち、多孔質層内部の温度分布測定に焦点を絞り、加湿装置等を取り付けない装置構成となっており、多孔質層内において可能な限り多くの測温点を設けている。装置の概要を図3.100に示す。加熱室に替わり多孔質層背面は加熱壁に接する。空気流路内の空気は、上部より流入し下方に流れる。



図3.100 実験装置Ⅱc-1および2の概要

装置は2種類であり、以下にそれらについて説明する

#### 4. 1. 1 実験装置Ⅱc-1

##### (1) 装置概要

図3. 101および図3. 102に実験装置Ⅱc-1の系統図および装置外観をそれぞれ示す.

本実験では、主に流入空気平均流速が熱移動特性および温度分布挙動に及ぼす効果について検討した. 空気の流動方向は鉛直下方であり、空気冷却室および周辺の配管系の構成等は従前の装置群とほぼ同様であるが、多孔質層背面の加熱源として、板状の加熱板を採用した点が大きな変更点となっている. これにより、多孔質層背面の流体力学的条件が単純化できる. また、加熱板の発熱量から、加熱側表面における熱伝達率などの伝熱工学的諸値の検討が容易となる. なお、加熱板は多孔質層高さ方向に10枚を配置し、それぞれの加熱板表面寸法は高さ100[mm]×幅300[mm]となっており、背面からの熱損失は温度補償室によって防がれている.

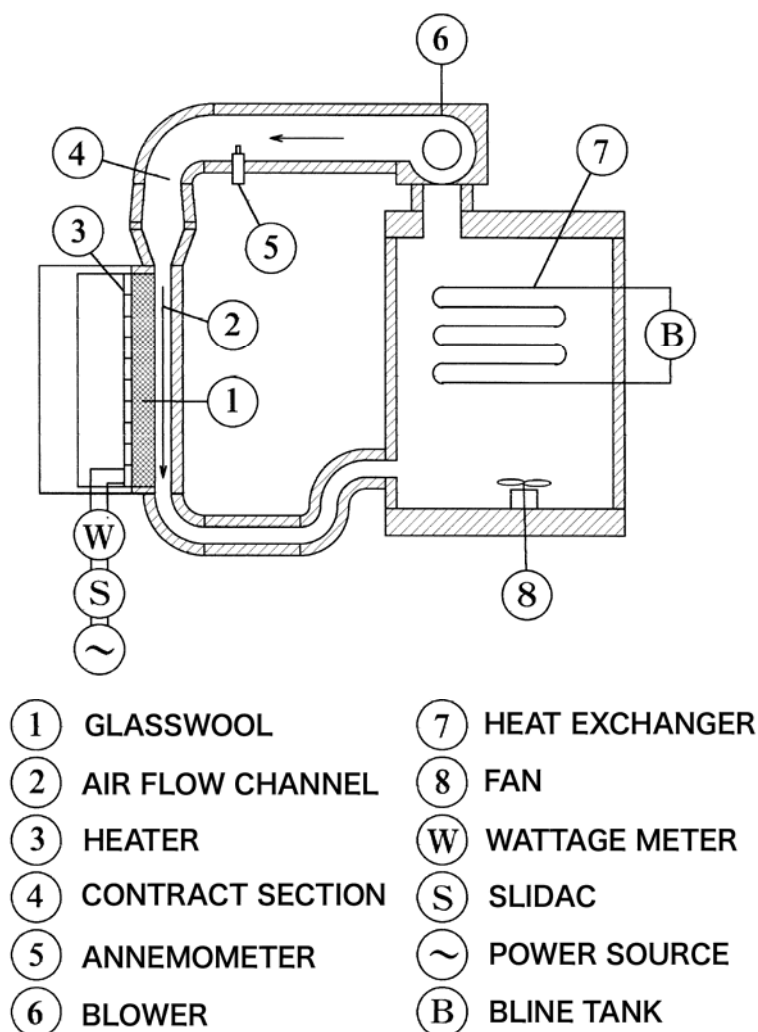


図3. 101 装置系統図

図3. 102において, ①温度補償室, ②空気冷却室, ③送風用ダクトである.

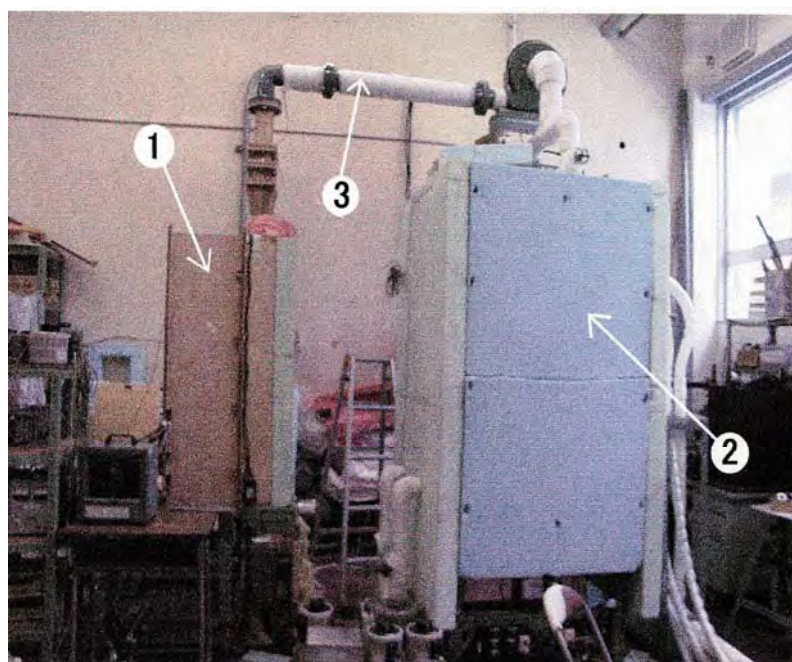


図3. 102 装置外観

## (2) 実験条件

表3. 8に装置諸元および実験条件を示す.

表3. 8 装置諸元および実験条件

多孔質層充填材 (多孔質層密度)			グラスウール (18.1kg/m <sup>3</sup> )
多孔質層寸法			厚さ100mm × 幅250mm × 長さ1000mm
測定継続時間			8h
冷却側条件	空気流路	寸法	厚さ30mm × 幅280mm × 長さ1205mm
		空気流動方向	下方
		流入空気平均速度	0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 0.7, 1.0m/s
		流入空気温度	5℃
		流入空気相対湿度	設定無し
加熱室条件	加熱壁	寸法	高さ100mm × 幅250mm × 厚さ11mm (× 10枚)
		表面温度	25℃
		表面相対湿度	設定無し

#### 4. 1. 2 実験装置Ⅱc-2

##### (1) 装置概要

図3. 103に装置の系統図を示す. 本装置での流路内空気の流れ方向は, 鉛直下方であり, 実験では流速および多孔質体の材質の多孔質層内温度分布および熱伝達挙動におよぼす効果を検討した.

空気循環系は, 通気層に送り込む空気の流量を所定値に調整する系統である. 冷却室内で所定の温・湿度に調整された空気は, 冷却室内に設置している図3. 104のブロワーで冷却室から空気流量測定部であるオリフィスを通り, 図3. 105の整流部を通った後, 測定部内の空気流路へと送られる. オリフィスはJIS Z8762に基づいて製作し, 図3. 106に示す装置構成により検定し使用した. なお, 流量測定の標準器として図3. 107の層流型流量計を用いた. オリフィス前後の差圧測定には図3. 108の微差圧計を用いた.

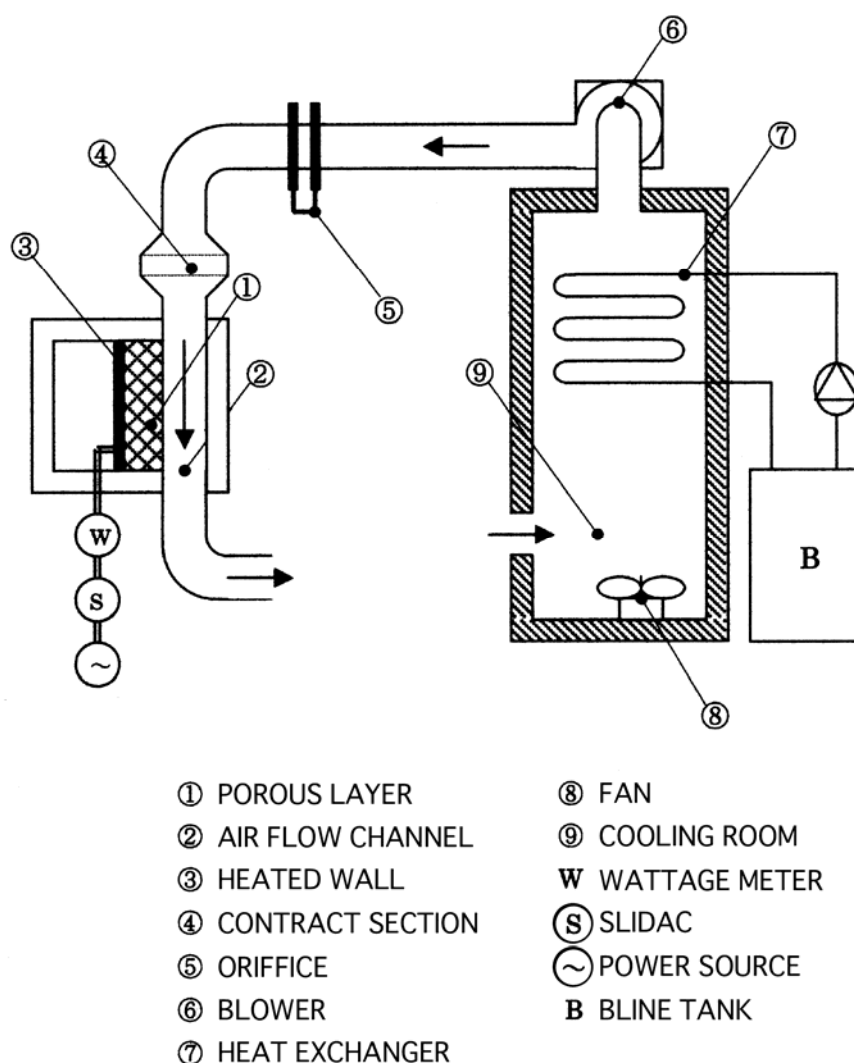


図3. 103 装置系統図

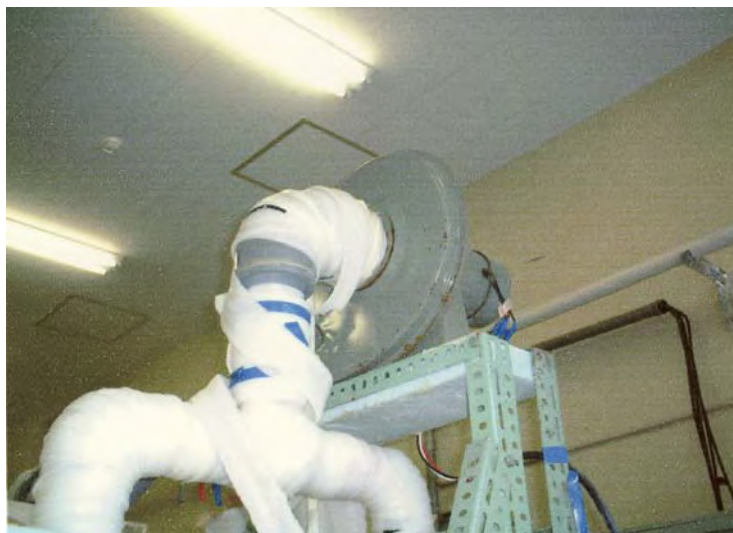


図3. 104 ブロワー

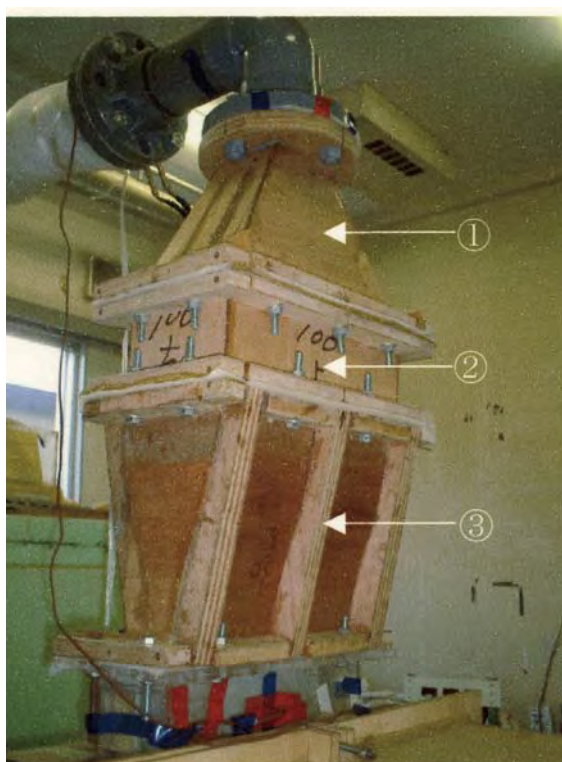


図3. 105 整流部

図3. 105において、ブロワーより送り出された空気はオリフィス流量計を経て、①拡大部、②整流部、③縮流部を経由して空気流路へ流入する。



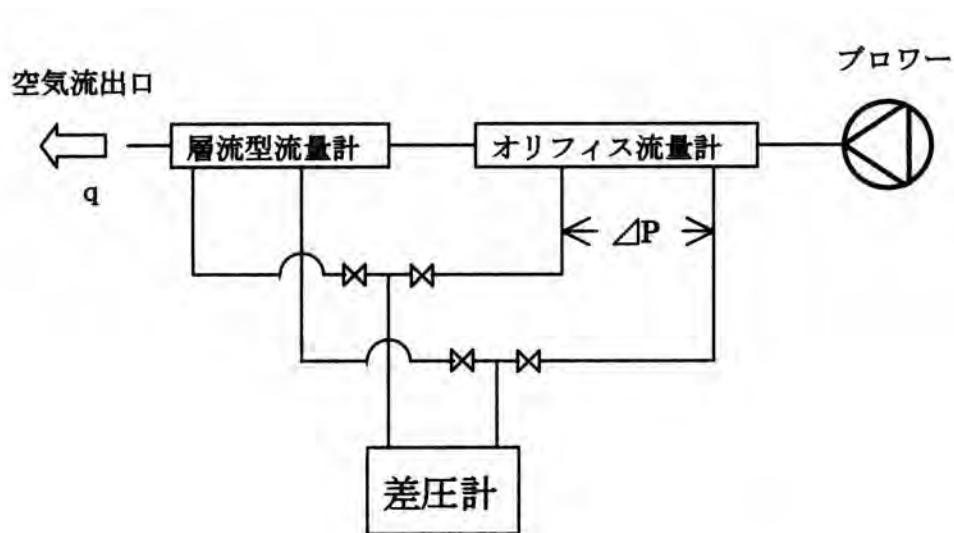


図3. 106 オリフィス検定概念図



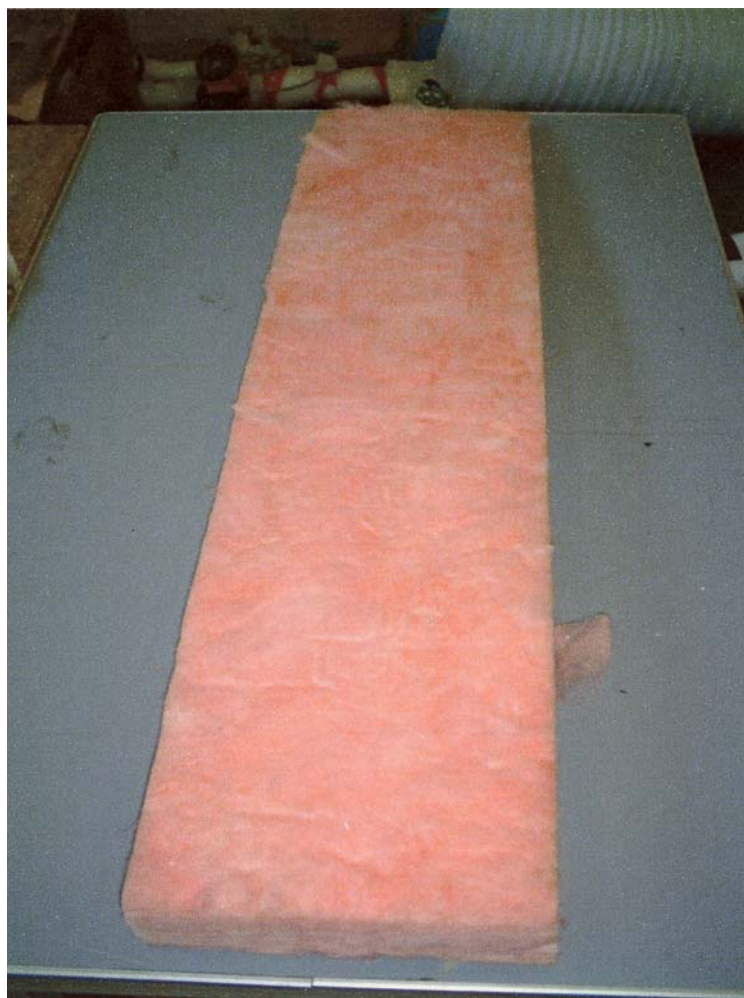
図3. 107 層流型流量計



図3. 108 微差圧計

多孔質層充填材として、グラスウールおよび発泡スチロール球を使用した. それぞれの外観を図3. 109 (a)および(b)に示す. グラスウールは, 密度 $13.6[\text{kg}/\text{m}^3]$ , 発泡スチロール球は直径 $20[\text{mm}]$ である.





(a) グラスウール



(b) 発泡スチロール球

図3. 109 供試多孔質充填材

## (2) 実験条件

実験装置の諸元と実験条件を表3. 9にまとめる.

表3. 9 装置諸元および実験条件

多孔質層充填材（多孔質層密度）			グラスウール (13.6kg/m <sup>3</sup> )
			φ 20mm発泡スチロール急 (3.05kg/m <sup>3</sup> )
多孔質層寸法			厚さ50mm×幅250mm×長さ1000mm
測定継続時間			12h
冷却側条件	空気流路	流路寸法	厚さ30mm×幅280mm×長さ1491mm
		空気流動方向	上方
		流入空気平均速度	0.5, 1.0, 2.0m/s
		流入空気温度	15.0～20.5℃(規定出来ず)
		流入空気相対湿度	設定無し
加熱側条件	加熱壁	寸法	高さ100mm×幅250mm×厚さ11mm(×10枚)
		表面温度	30, 40℃

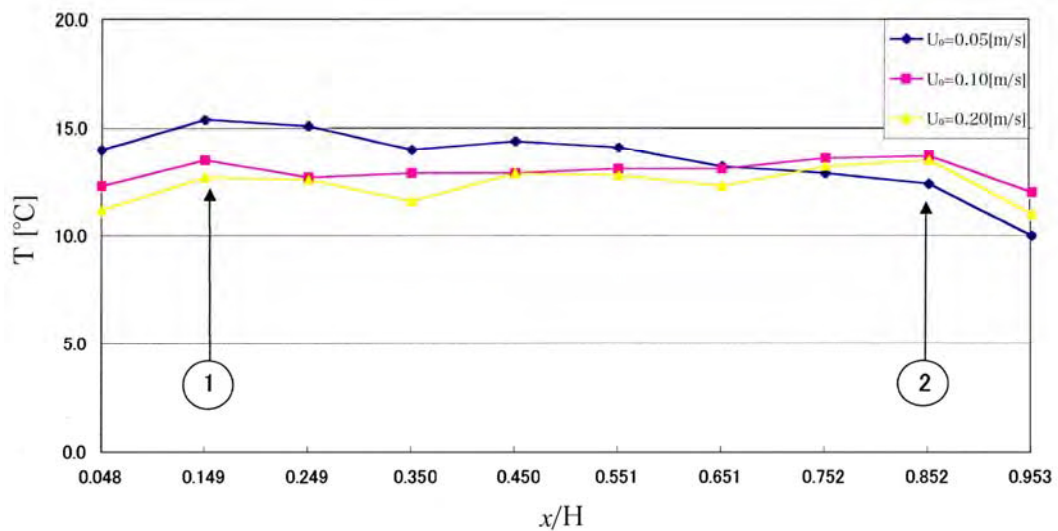
## 4. 2 実験装置Ⅱc群による測定結果とその考察

### 4. 2. 1 実験装置Ⅱc-1

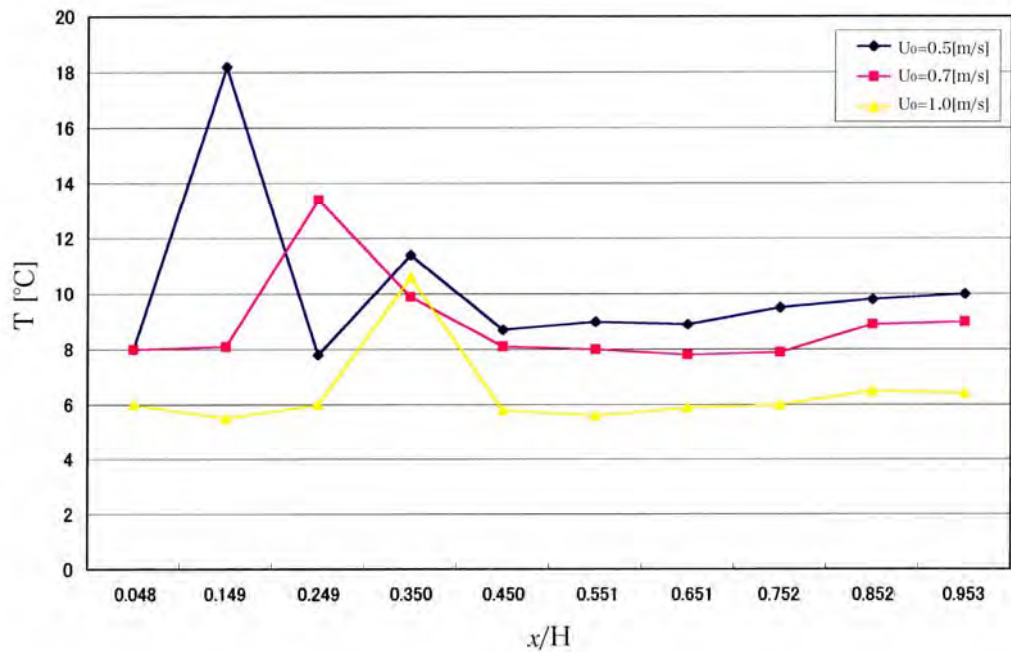
#### (1) 温度分布挙動

図3. 110は8時間経過後のグラスウール内温度分布を各空気流速について示したものである. 図(a)は $U_0=0.05\sim0.2$ [m/s], 図(b)は $U_0=0.5\sim1.0$ [m/s]の範囲の温度分布を示したものである. 縦軸は温度, 横軸はグラスウール上端部からの距離と高さの比 $x/H$ である.

図(a)  $U_0=0.05$ [m/s]では,  $x/H=0.5$ より下流において温度の低下が現れているが, これは流速が小さいため下流に低温空気が滞留するためであり, 本来の予想される傾向とは異なっている. よって,  $U_0=0.1$ [m/s]および $U_0=0.2$ [m/s]について考察を進める. グラスウール内温度は流速 $U_0$ の増大に伴って低下している. また, 下流に行くにしたがって若干の増大がありその過程において, いくつかの特徴的な挙動が見られる. すなわち,  $x/H\div0.15$  (①),  $x/H\div0.85$  (②)における温度の上昇である.



(a)  $U_0=0.05\sim0.2$ [m/s]



(b)  $U_0=0.5\sim1.0$ [m/s]

図3. 110 8[h]経過後のグラスウール内温度分布

図(b)においては、 $U_0=1.0$ [m/s]において最も温度が低下し、それ以下の流速においては温度低下との関連が明確ではない。全般的な傾向として、温度分布は空気流速の増加に伴って低下する。また、上流側において顕著な温度のピークが現れ、その位置は流速の増加に伴って下流側に移動する。

## (2) 加熱壁側表面熱における伝達率分布

図3. 111に加熱壁側表面における熱伝達挙動を示す。  $U_0=0.1[\text{m/s}]$  および  $U_0=0.2[\text{m/s}]$  について注目すると、熱伝達率は  $U_0$  の増加により減少している。また、熱伝達率はグラスウール下部に向かって増減を繰り返しながら増大している。  $U_0=0.5[\text{m/s}]$  以上では熱伝達率分布に流速による大きな差異はなく、下流に向かって減少する。また、この場合においても、熱伝達率の分布は下流方向に増減を繰り返している。したがって、グラスウール内の流れは均一な単純なものではなく、一定の傾向を持った複雑な流れとなっていることが予想される。

図3. 112は、以上の測定値を用いて、温度差、流速、平均熱伝達率などに基づいた無次元量による整理を試みたものである。図の縦軸は  $Nu_m$ 、横軸は  $Gr/Re^2$  である。両軸ともに両対数目盛で表されている。この整理法によれば、概ね一定の傾向が現れているように思われるが、  $Gr/Re^2 \doteq 3.0$  ( $U_0 \doteq 0.1[\text{m/s}]$ ) を境に前後で傾向が異なっている。これは、自然対流依存あるいは強制対流依存の傾向が現れているものと考えられるが、詳細については今後検討を要する。また、これらの無次元量のみでは結果を一意的に表すに至っていない。

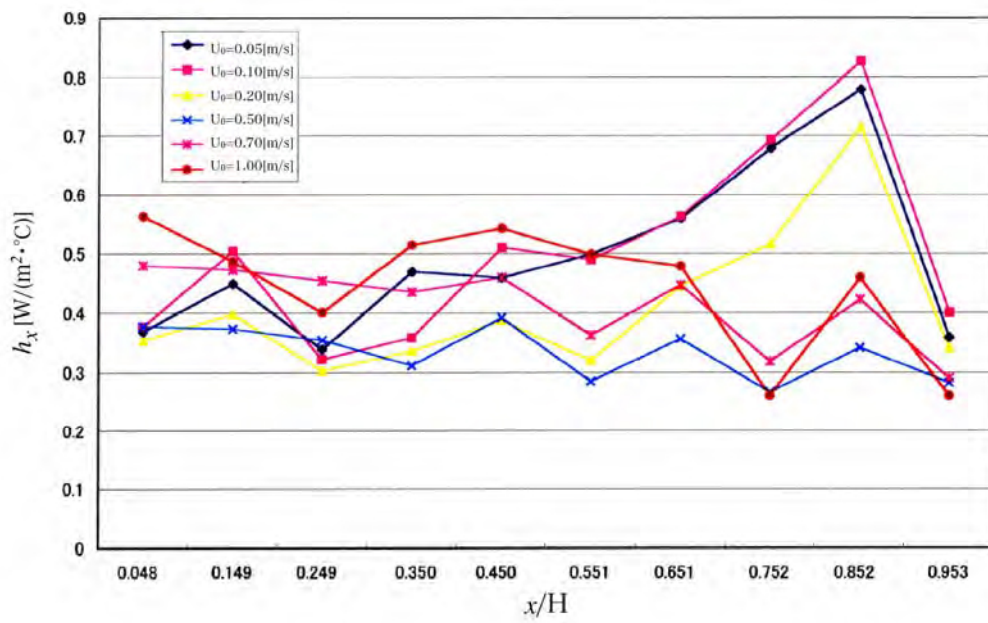


図3. 111 8[h]経過後加熱室側表面熱伝達率分布

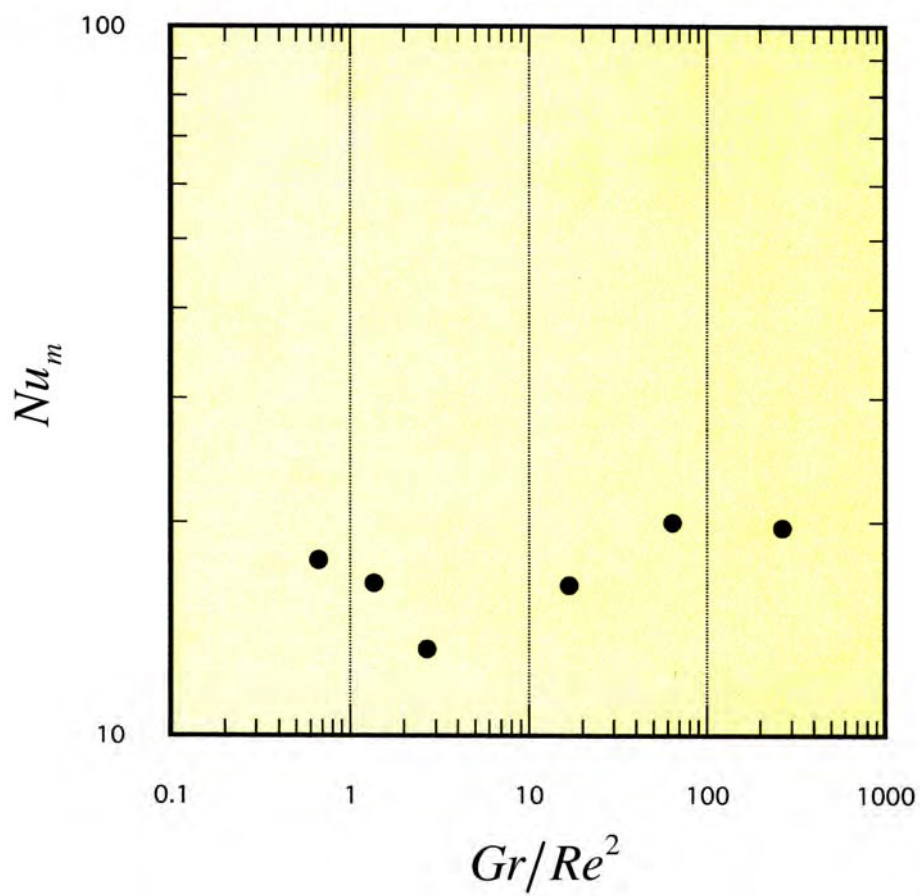


図3. 112  $Nu_m$ と $Gr/Re^2$ の関係

### (3) グラスウールの有無が温度および熱伝達率に及ぼす効果

図3. 113にグラスウールの有無が温度分布に及ぼす効果を $U_0=0.2[\text{m/s}]$ の場合について示す. ここで、温度は、グラスウール有りの場合ではグラスウール内部における温度測定点より得られたもので、グラスウール無しの場合ではグラスウール内部温度測定点と同位置における空間の温度である.

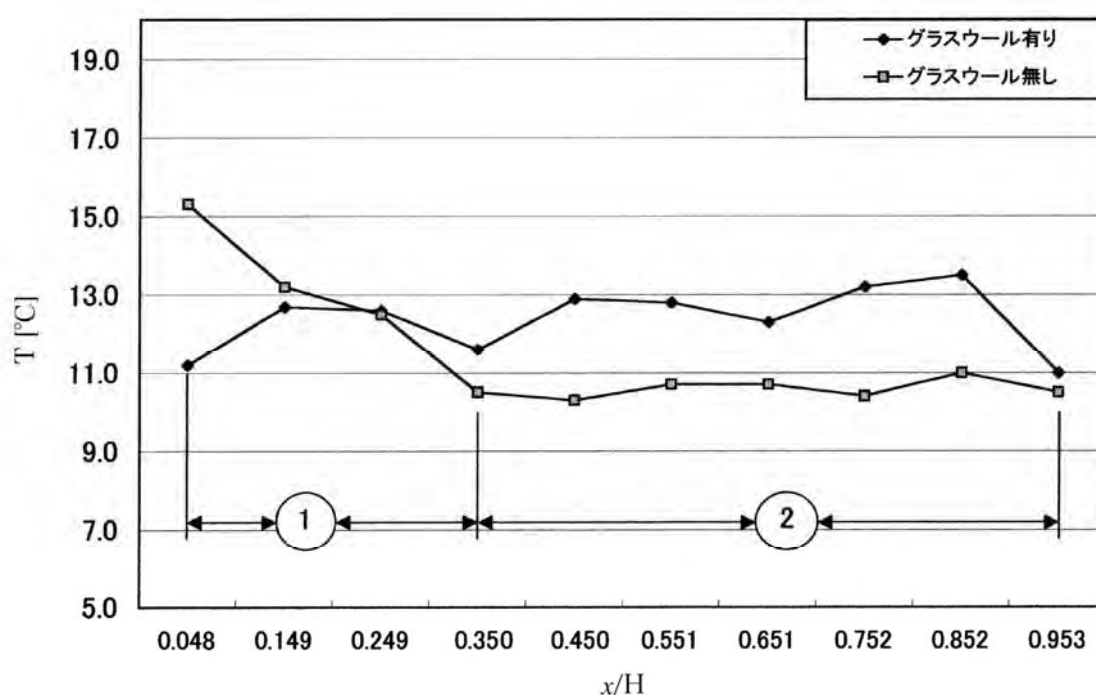


図3. 113 グラスウールの有無による層内温度分布の差異( $U_0=0.2[\text{m/s}]$ )

グラスウールはガラス繊維が入り組んだ多孔質体であるため、空気流路から内部への空気の入り込みや内部での対流の効果は、グラスウールが無い場合に比べて小さいと考えられる。このため、流れ方向の温度分布に大きな変化は現れなかった。グラスウールが無い場合では、①の範囲の上端部でグラスウールが有る場合よりも高い温度を示し、その後、流れ方向に低下する。これは、自然対流により上昇した高温の空気の影響によるものである。また、②の範囲では、温度の低い空気が流れるため、グラスウールが有る場合よりも温度が低下している。

図3. 114に加熱壁表面における熱伝達率を示す。グラスウールが有る場合では、擬似的な粘性の効果により低温空気との対流熱伝達は抑制され、グラスウールが無い場合では低温空気の流動が加熱壁近傍まで及ぶため、大きな熱伝達率となっている。

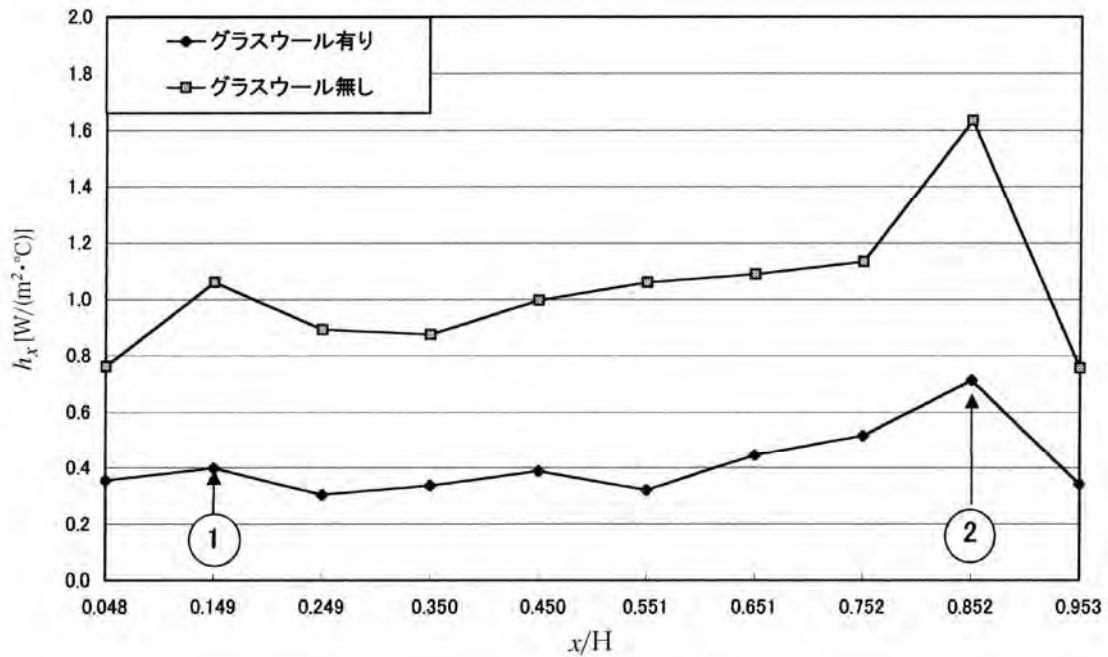
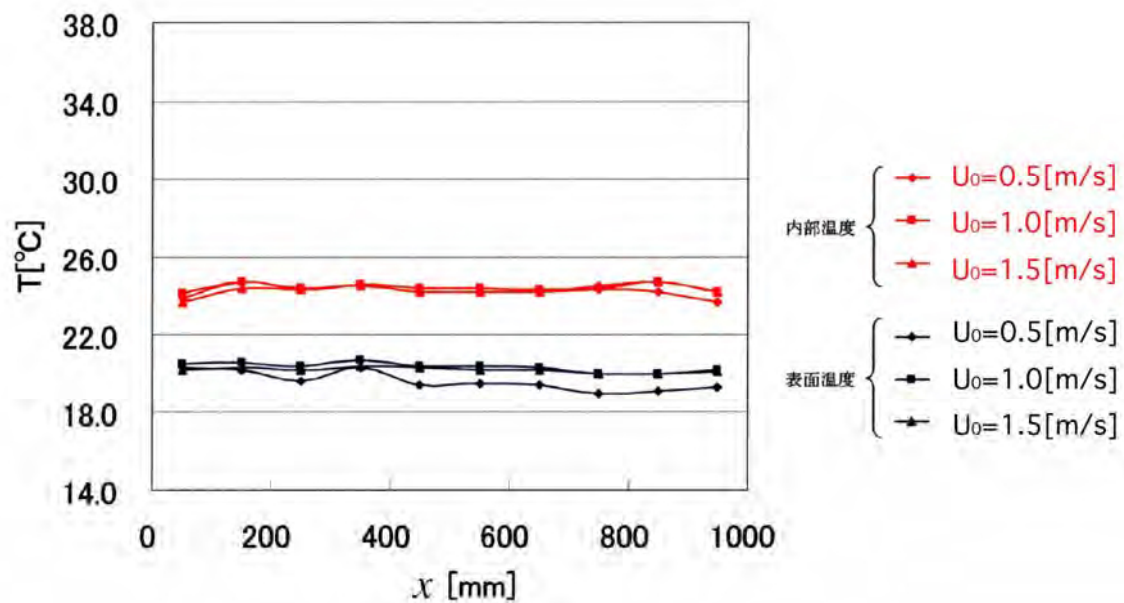


図3. 114 グラスウールの有無による加熱壁表面熱伝達率分布の差異( $U_0=0.2$ [m/s])

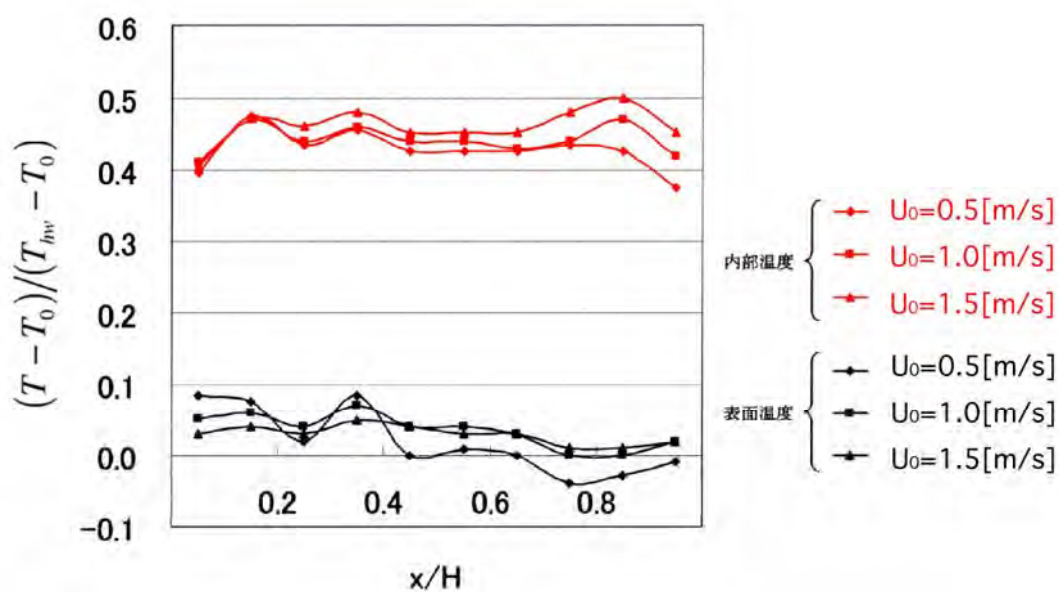
#### 4. 2. 2 実験装置Ⅱc-2

実験装置Ⅱc-1では、冷却室において冷やされた空気は各測定部を通過した後に冷却室へと戻り循環する。同様の装置において試験的に行ったグラスウールの温度分布測定結果を図3. 115(a), (b)に示す。図(a)は縦軸に実温度、横軸に距離、図(b)は縦軸に温度比、横軸に無次元距離をとったものである。図(b)より、 $x/H=0.05\sim0.35$ において温度比が負の値となる。この原因は空気流路から冷却室がU字管を形成し、そこに冷やされた密度の高い空気が滞留するためと考えられる。これを解消するため、多孔質層に接する流路を通過した空気を外部に排出する構造に装置を変更した。この結果、当初の負の温度分布は発生しなくなった。





(a) 実温度表示



(b) 無次元温度表示

図3. 115 グラスウール内部および流路側表面温度分布(循環型装置の場合)

#### (1) 温度分布挙動

本測定結果に関して、一般性を考慮する試みとして流入空気と加熱壁の温度差の比  $(T - T_c) / (T_{hw} - T_c)$  を導入した. 表3. 10に設定した温度条件を示す.



表3. 10 実験の温度条件

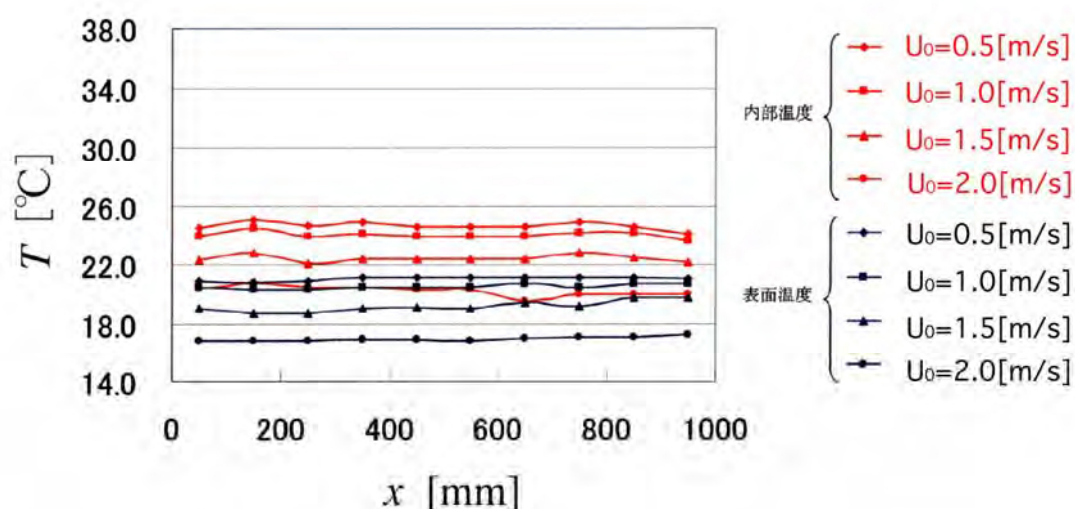
$T_{hw}$ [°C]	$U_0$ [m/s]	$T_o$ [°C]	
		ÉÓÉáÉXÉEÁ[°C]	í°ñAÉXÉ´ÉçÁ[°C]
30	0.5	20.5	17.1
	1.0	18.9	16.5
	1.5	16.3	13.7
	2.0	12.8	13.1
40	0.5	15.2	17.1
	1.0	15.0	17.2
	1.5	15.2	10.9

図3. 116-1, 2の(a)～(d)にグラスウールの $T_{hw}=30$  [°C]および $T_{hw}=40$  [°C]における温度分布および無次元化した温度分布を、同様に図3. 117-1, 2の(a)～(d)に発泡スチロール球充填層の温度分布および無次元化した温度分布を示す。

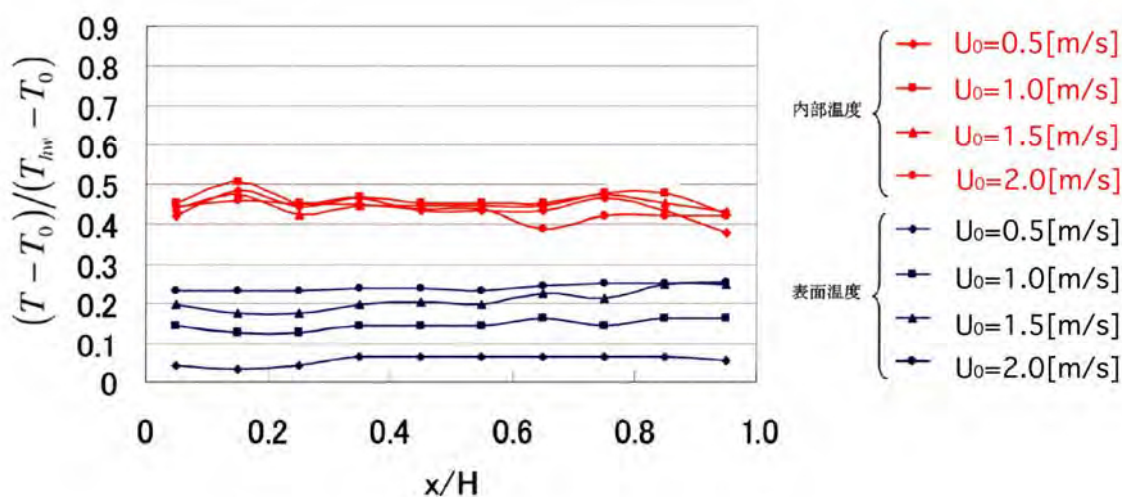
グラスウールに関して、図3. 116-1 (a), (b)では、多孔質層上部および下部の内部温度はほぼ同様な値であるが、 $x/H \doteq 0.15$ および $0.75$ において若干の上昇が見られる。ただし、 $U_0=2.0$  [m/s]では $x/H \doteq 0.65$ で温度が低下し、 $x/H \doteq 0.75$ 程度から一様となっている。表面温度も同様に、多孔質層上部と下部で温度はほぼ等しくなっている。 $x/H \doteq 0.25$ より若干の温度上昇があり、 $x/H \doteq 0.35$ からほぼ一定値となる。図3. 116-2 (c), (d)では多孔質層上部と下部の内部温度はほぼ同じ値で、 $T_{hw}=30$  [°C]の場合とほぼ同じ位置において温度の増減が発生しており、その変動はより大きく現れていることがわかる。また、分布は空気流速によって差異が見られ、加熱壁表面温度の上昇に関して、 $U_0=1.5$  [m/s]および $2.0$  [m/s]における温度分布はほぼ一様であるが、 $U_0=0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]では、温度比は $x/H > 0.25$ において上昇し、 $x/H \doteq 0.85$ から下降する。

発泡スチロール球充填層に関しては、図3. 117-1 (a), (b)では多孔質層上部から下部に向かい内部温度は下降する。特に $U_0=1.5$  [m/s]および $2.0$  [m/s]に比べ $0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]では $x/H \doteq 0.55$ から大きく低下する。また、いずれの流速においても $x/H \doteq 0.35$ で温度の増減が見られる。多孔質層上部の表面温度はいずれの流速においてもほぼ同じ値を示しているが、下部の温度分布には大きな違いが認められる。すなわち、 $U_0=1.5$  [m/s]および $2.0$  [m/s]の温度は $x/H \doteq 0.05 \sim 0.15$ で低下し、以後一様となるが、 $U_0=0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]では多孔質層下部に向かい低下し、その後一様とはならない。図3. 117-2 (c), (d)では、内部温度は多孔質層上部から下部

に向かい低下している。  $U_0=1.5$ および $2.0$  [m/s]では多孔質層上部において、  $U_0=0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]の場合より低い温度を示しているが、下部ではほぼ同じ値となっている。  $x/H \doteq 0.35$ では、いずれの流速においても温度分布に増減が発生した。 表面温度は、  $U_0=0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]において、多孔質層上部から下部に向かい大きく低下するが、  $U_0=1.5$  [m/s]および $2.0$  [m/s]では  $x/H \doteq 0.25$ までゆるやかに低下した後、一様となっている。 温度比は多孔質層上部で  $U_0=1.5$  [m/s]および $2.0$  [m/s]の方が小さく、下部では  $U_0=0.5$  [m/s]および $1.0$  [m/s]の方が小さな値を示した。

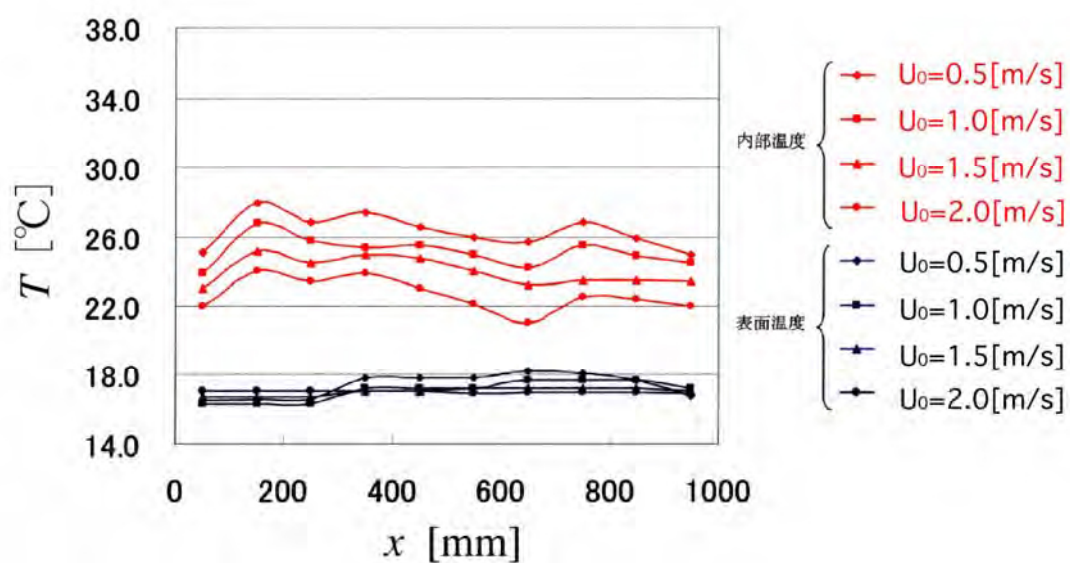


(a) 実温度表示

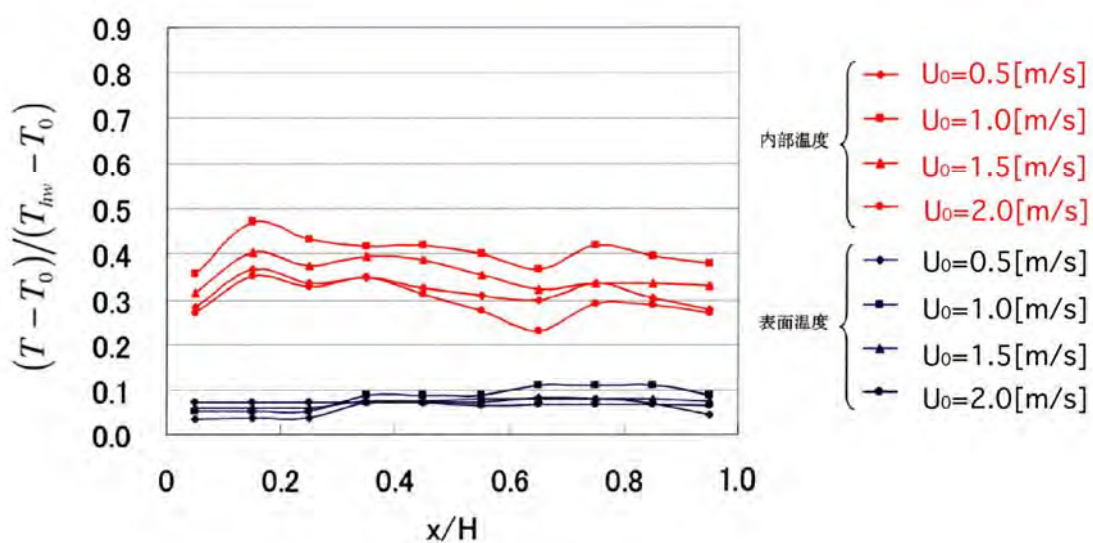


(b) 無次元温度表示

図3. 116-1 グラスウール内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=30$  [°C])

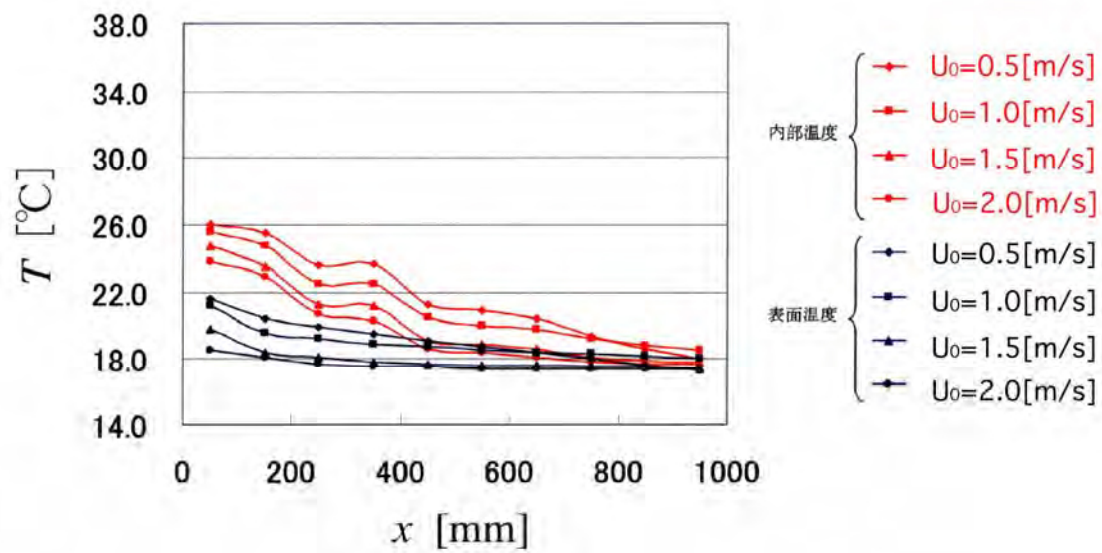


(c) 実温度表示

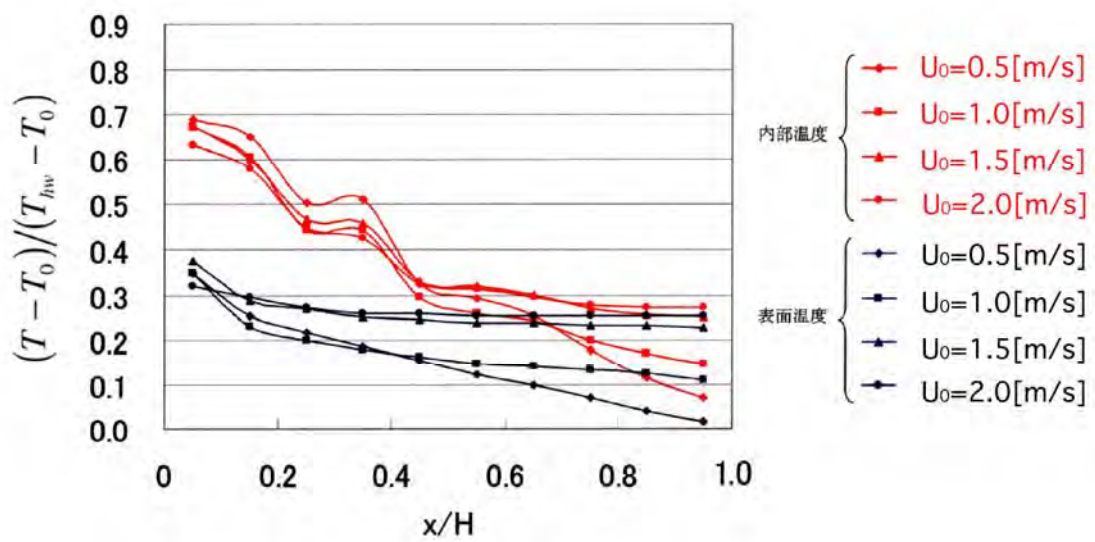


(d) 無次元温度表示

図3. 116-2 グラスウール内部および流路側表面温度分布( $T_{hw} = 40$  [°C])

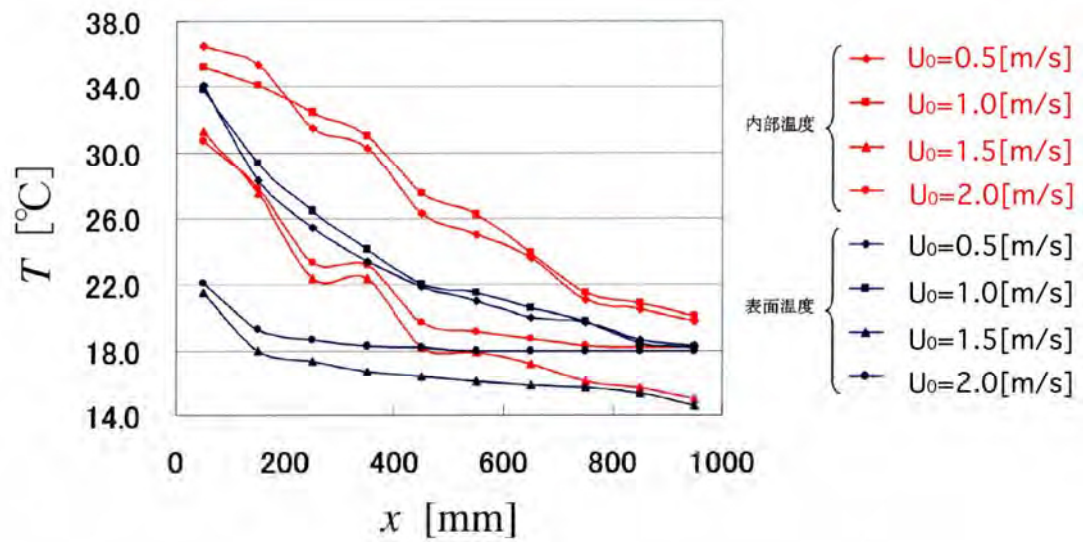


(a) 実温度表示

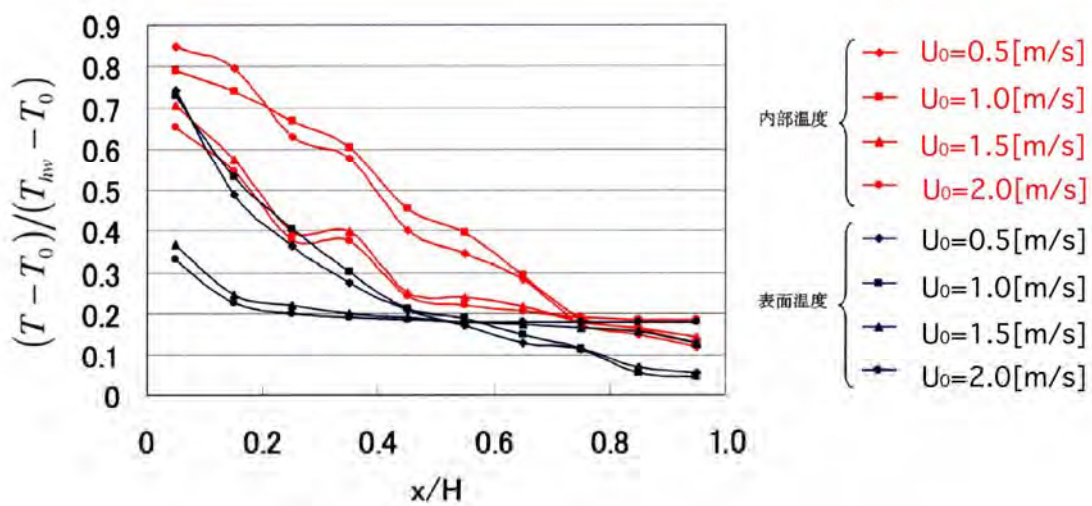


(b) 無次元温度表示

図3. 117-1 発泡スチロール球充填層内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=30$ [°C])



(c) 実温度表示



(d) 無次元温度表示

図3. 117-2 発泡スチロール球充填層内部および流路側表面温度分布( $T_{hw}=40$ [°C])

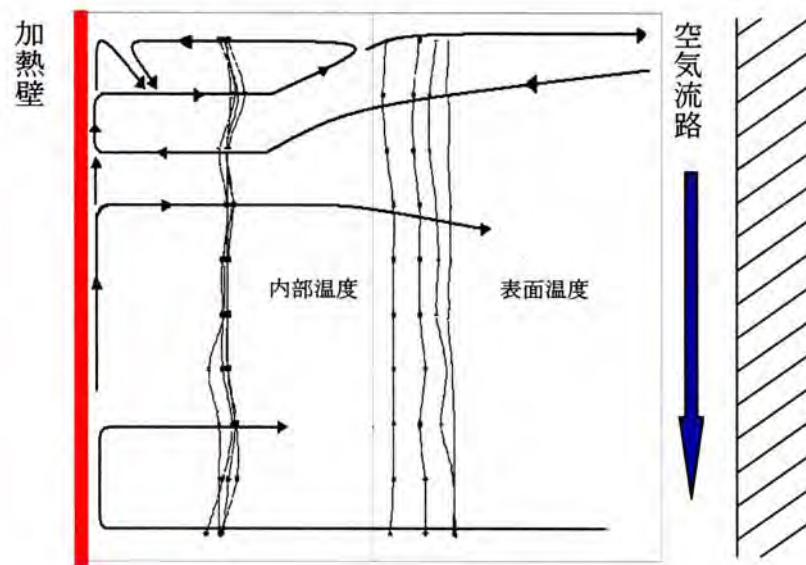


以上より、グラスウールの温度分布はほぼ一様であり、発泡スチロール球充填層では流れ方向に沿って低下することが明らかとなった。加熱壁温度の増加により、グラスウールでは温度分布の増減が大きくなり、発泡スチロール球充填層では、 $U_0=1.5[\text{m/s}]$ および $2.0[\text{m/s}]$ において上部の温度が低く、 $U_0=0.5[\text{m/s}]$ および $1.0[\text{m/s}]$ において下部の温度が低いとなる。

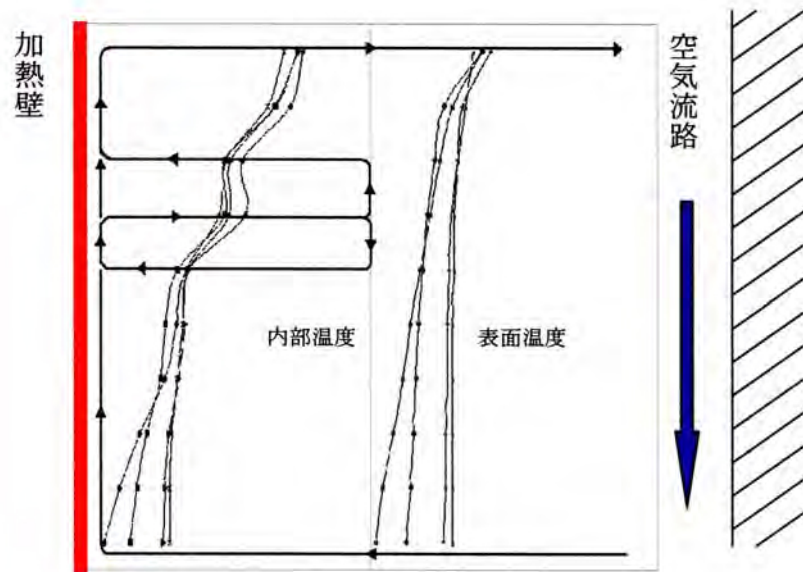
グラスウールの温度分布は流速への依存が少ないが、発泡スチロール球充填層( $T_{\text{hw}}=40[^\circ\text{C}]$ )では $U_0=0.5[\text{m/s}]$ および $1.0[\text{m/s}]$ の場合において、多孔質層上部および下部で温度分布は異なるものとなった。

## (2) 多孔質層内の流れ

加熱壁温度が変化しても全体的な温度分布の傾向は大きく変化しなかったため、ここでは $T_{\text{hw}}=30[^\circ\text{C}]$ の場合を取り上げ、図3. 118(a), (b)に示すように、グラスウールおよび発泡スチロール球充填層内の空気の流れを予想した。高温の空気は加熱壁側の自然対流により上昇し、多孔質層内上部から空気流路側へと向かい、低温の空気は空気流路側の強制対流により下降し、その過程で一部が多孔質層側へ流入する。グラスウールでは上部近傍および下部近傍において温度分布に増減が見られることから、凸状分布の箇所では高温の空気が、凹状分布の箇所では低温の空気が存在し、このことを説明するためには局所的な流れが存在することが必要となる。したがって、図に示すように上部付近において3つの渦、下部付近に1つの渦があるものと推定した。表面においては、一様な温度分布であるため、上部近傍の温度が低下している部分において流れの流入と流出がなくてはならない。図(b)の発泡スチロール球充填層では、中央部よりやや上方において内部温度分布に増減が見られ、図(a)の場合での考え方に準じれば、2つの渦が存在する。なお、発泡スチロール球充填層はグラスウールに比べ透過率が小さいことから、流路側空気の大きな流入出はなく、多孔質層内部に複数の渦が出来やすい。



(a) グラスウール



(b) 発泡スチロール球充填層

図3. 118 予想される多孔質層内の流れ

### (3) 無次元量による結果の整理

測定結果を整理するため以下のような無次元量を定義した.

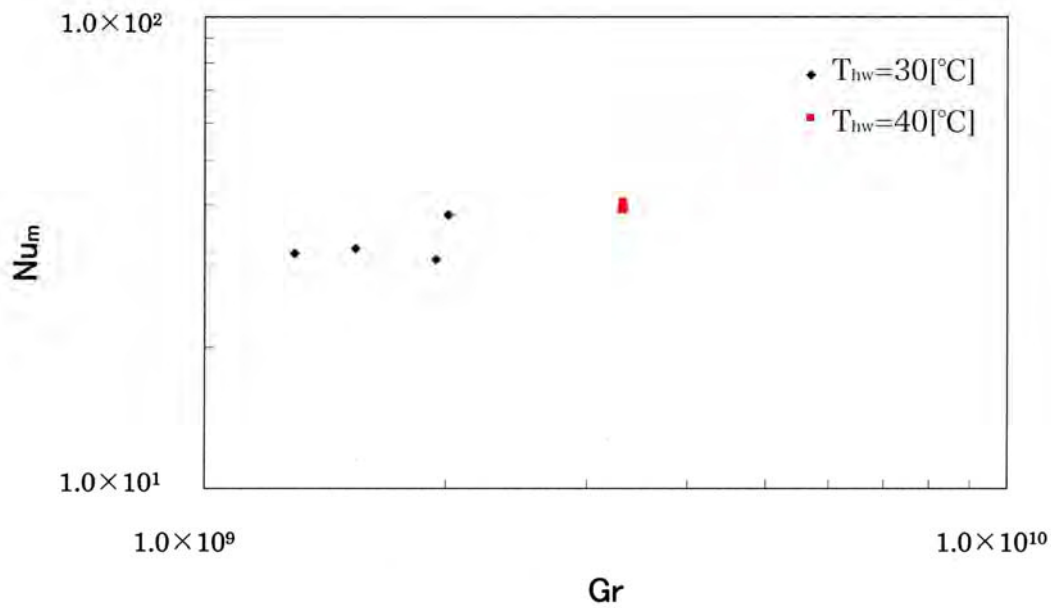
$$Re = \frac{U_0 \cdot H}{\nu_{air}}, \quad Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{hw} - T_0) \cdot H^3}{\nu_{air}^2}, \quad Pr = \frac{\nu_{air}}{a_{air}}$$

$$\text{ここで, } \beta = \frac{1}{T_0 + 273.15}$$

$$Nu_m = \frac{h_m \cdot H}{\lambda_{eff}}$$

$$\text{ここで, } h_m = \frac{Q}{A \cdot (T_{hw} - T_0)}, \quad \lambda_{eff}: \text{等価熱伝導率 } \lambda_{eff} = \phi \cdot \lambda_f + \lambda_s \cdot (1 - \phi), \quad \phi: \text{空隙率}$$

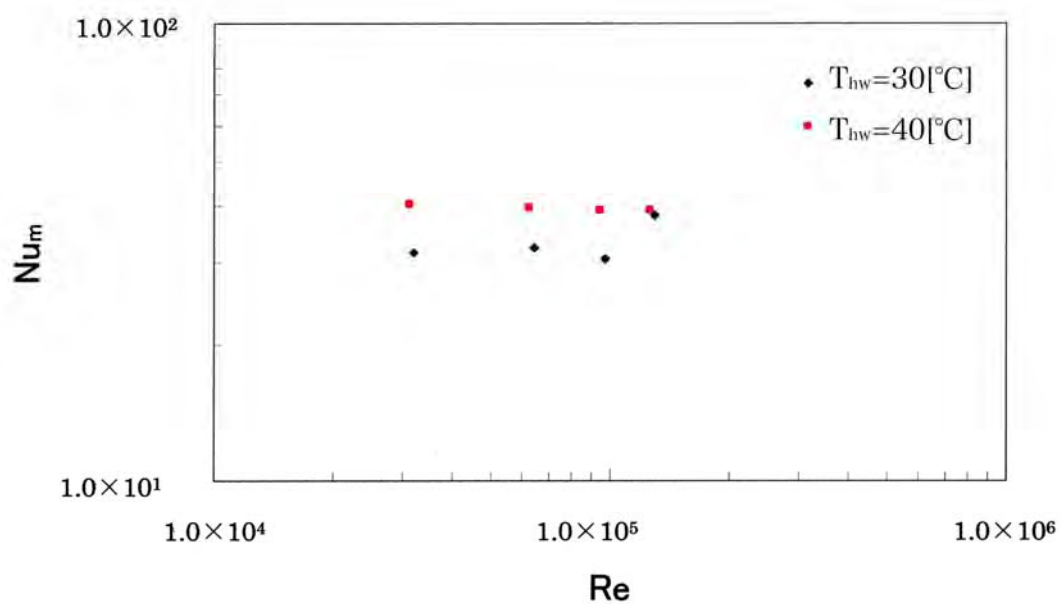
熱伝達率と無次元量の関係を検討するために、縦軸に実測の  $Nu_m$ 、横軸に  $Gr$ 、 $Re$ 、および  $Pr$  数を取り検討した. それぞれを図3. 119-1, 2の (a), (b) および図3. 120-1, 2の (a), (b) に示す.



(a)  $Nu_m$ と $Gr$ の関係

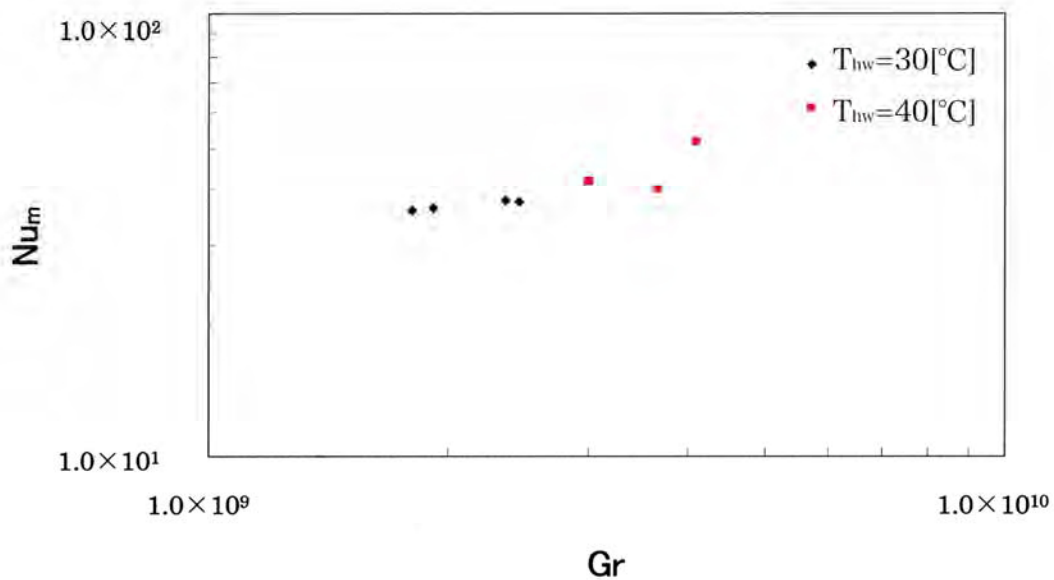
図3. 119-1 グラスウールに関する結果の無次元表示





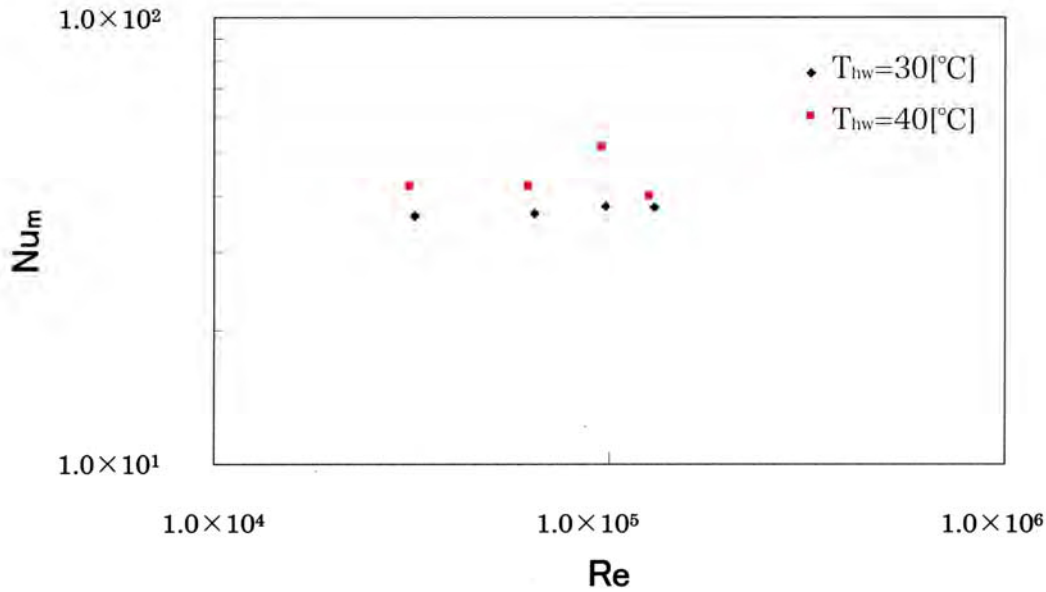
(b)  $Nu_m$ と $Re$ の関係

図3. 119-2 グラスウールに関する結果の無次元表示



(a)  $Nu_m$ と $Gr$ の関係

図3. 120-1 発泡スチロール球充填層に関する結果の無次元表示



(b)  $Nu_m$ と $Re$ の関係

図3. 120-2 発泡スチロール球充填層に関する結果の無次元表示

図3. 119-1 (a)および図3. 120-1 (a)では、流入空気温度が一定ではないため数値にばらつきが生じているが、ほぼ右上がりの傾向となっている。図3. 119-2 (b)および図3. 120-2 (b)では、加熱壁温度の上昇にともないヌセルト数、すなわち熱伝達率は増大しているが、流速の影響は小さい。なお、数値にばらつきが生じたのは流入空気温度が一定となっていないことが一因である。

以上のことより、本測定範囲では熱伝達率は主として $Gr$ に影響され、 $Re$ の影響は小さいことが分かる。最小二乗法により実験式を推定したところ、以下の式が得られた。

グラスウール：

$$Nu_m = 1.00 Gr^{0.26} Re^{3.00 \times 10^{-5}} Pr^{5.99} \quad \dots (3.6)$$

発泡スチロール球充填層：

$$Nu_m = 1.00 Gr^{0.35} Re^{1.20 \times 10^{-4}} Pr^{11.4} \quad \dots (3.7)$$

実測値との整合性を評価するため、縦軸に実測の $Nu_m$ 、横軸に実験式から得られた値をとり図3. 121-1 (a)にグラスウール、図3. 121-2 (c)に発泡スチロール球充填層について、両対数グラフとして示した。

さらに、次の無次元量Da数を導入し実験式の推定を行った。

$$Da = \frac{K}{l^2}$$

なお、充填材の種類により次の2種類の浸透率  $K$  を用いた。

球状粒子充填層：

$$K = \frac{\varphi^3 \cdot D^2}{180(1-\varphi)^2}$$

繊維質の多孔質層：

$$K = \frac{\varphi^3 \cdot D^2}{36\xi(1-\varphi)^2}, \quad \xi = \frac{[62.3N_e(1-\varphi)+107.4] \cdot \varphi^3}{16\varepsilon^6(1-\varphi)^4}, \quad \varepsilon =, \quad N_e = \sqrt{\frac{2\pi}{1-\varphi}} - 2.5$$

ここで、 $D$ ：拡散係数 $[m^2/s]$ ， $\varphi$ ：空隙率， $l$ ：多孔質層厚さ $[m]$ である。

推定の結果、次の実験式が得られた。

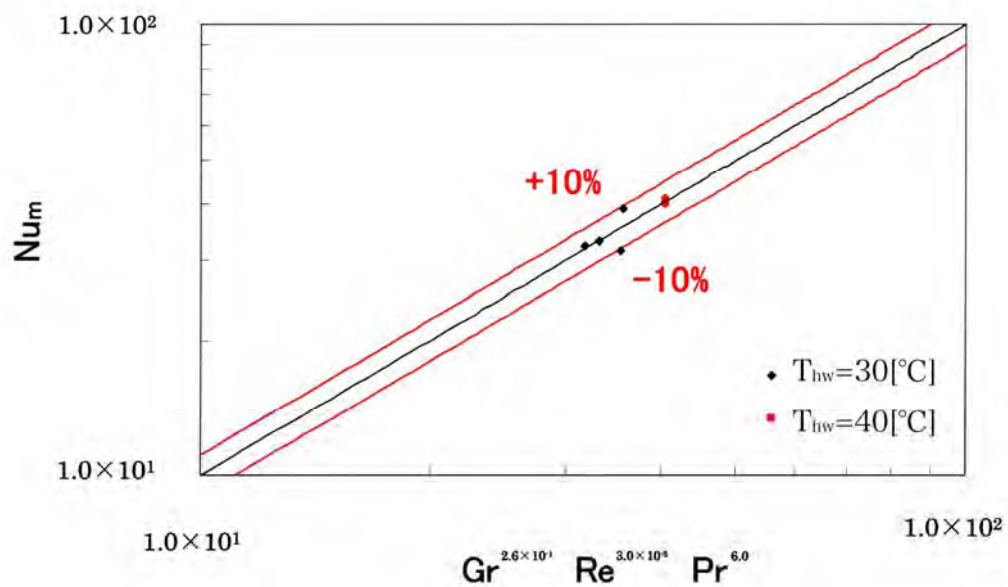
グラスウール：

$$Nu_m = 1.00Gr^{0.30} Re^{-0.03} Pr^{43.3} Da^{-0.45} \quad \dots (3.8)$$

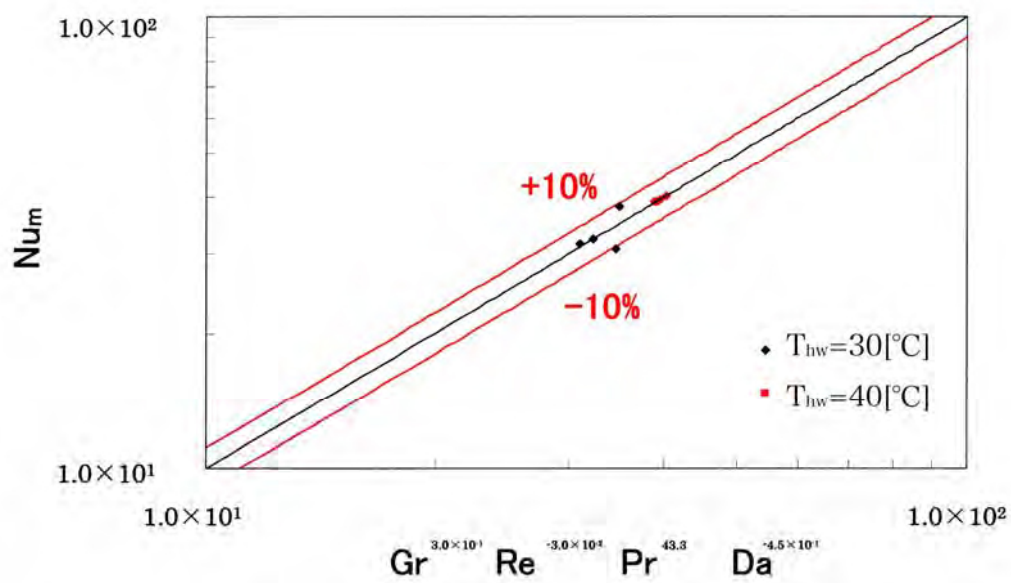
発泡スチロール球充填層：

$$Nu_m = 1.00Gr^{0.60} Re^{-0.13} Pr^{166} Da^{-6.04} \quad \dots (3.9)$$

Daを含んだ $Nu_m$ の整合性を評価するため図3. 121-1 (b)にグラスウールを、図3. 121-2 (d)に発泡スチロール球充填層の結果をそれぞれ両対数グラフに示す。浸透率 $K$ を含むDaを考慮した方が値にばらつきが少なくなり、より良好な結果が得られている。図中、+10[%]程度離れている点は、他の測定点に比べ流入空気温度 $T_0$ が低いということが確認されている。また、-10[%]程度離れている点は、他の測定点に比べ流入空気温度 $T_0$ が高いということが確認されている。

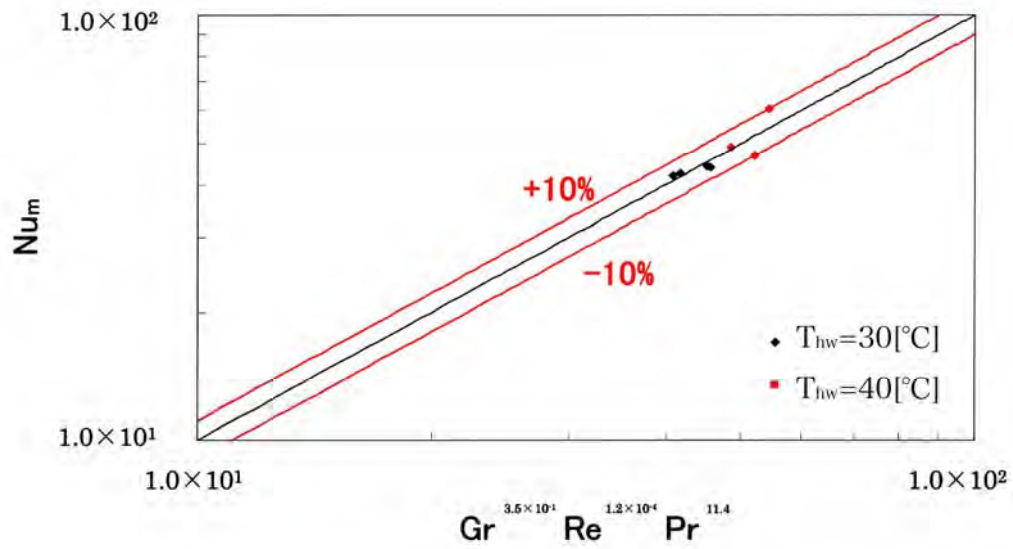


(a) Eq.(3.7)  $Nu_m = 1.00 Gr^{0.26} Re^{3.00 \times 10^{-5}} Pr^{5.99}$

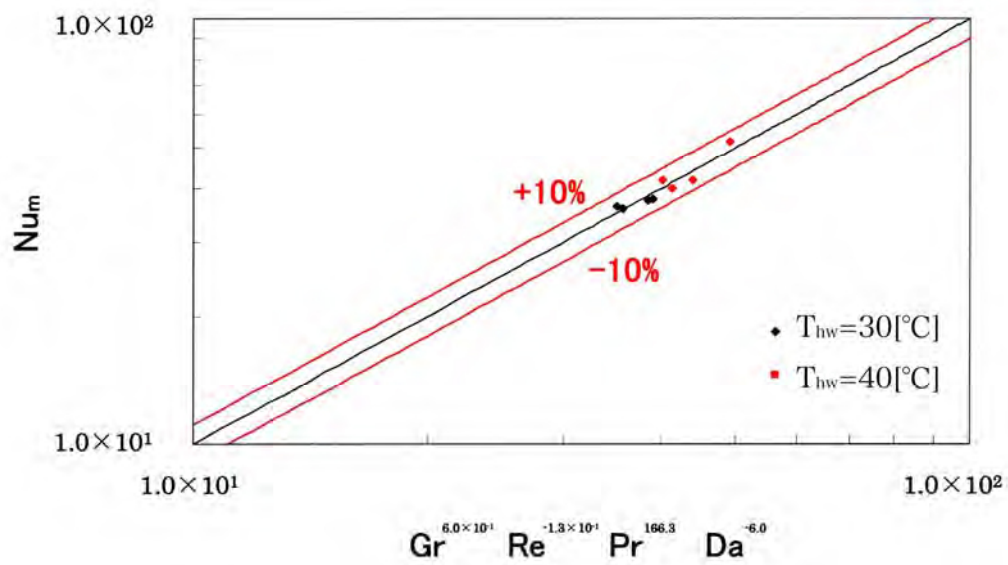


(b) Eq.(3.8)  $Nu_m = 1.00 Gr^{0.30} Re^{-0.03} Pr^{43.3} Da^{-0.45}$

図3. 121-1 実験値と実験式の相関(グラスウール)



(c) Eq.(3.7)  $Nu_m = 1.00 Gr^{0.35} Re^{1.20 \times 10^{-4}} Pr^{11.4}$



(d) Eq.(3.9)  $Nu_m = 1.00 Gr^{0.60} Re^{-0.13} Pr^{166} Da^{-6.04}$

図3. 121-2 実験値と実験式の相関(発泡スチロール球充填層)

#### 4.3 本章のまとめ

実験装置Ⅱc-1において、グラスウール内部の温度は流速の増大に伴い低下する。グラスウールを設置した場合は、グラスウールを取り去った場合と比べて熱伝達率が減少し、内部温度分布がより平滑となる。グラスウール内の温度分布を検討した結果、内部に渦のような特徴的流れの存在が示唆された。

実験装置Ⅱc-2では、多孔質層充填材の差異に基づく内部温度分布の特徴を観察した結果、グラスウールでは、ほぼ様な温度分布を示すが、発泡スチロール球充填層では、流れ方向に温度が低下する。加熱壁温度の増大によりグラスウール層内部の温度分布は下流方向に増減が見られ、その大きさは加熱壁温度の増大により増加する。発泡スチロール球充填層では下流方向への温度低下割合が大きい。温度分布に及ぼす流速の効果は、グラスウールにおいては明確には認められず、発泡スチロール球充填層 ( $T_{hw}=40[^\circ\text{C}]$ ,  $U_0=0.5$ および $1.0[\text{m/s}]$ の場合)においては、上部および下部における温度の差異が拡大する。実験式により熱伝達特性の定量的整理を試みた結果、グラスウールの場合は、

$$Nu_m = 1.00 Gr^{0.30} Re^{-0.03} Pr^{43.3} Da^{-0.45}$$

発泡スチロール球充填層の場合は、

$$Nu_m = 1.00 Gr^{0.60} Re^{-0.13} Pr^{166} Da^{-6.04}$$

の2式が得られた。

## 第5章 結 言

単一の加熱室を設けた場合の測定では、流路内における空気流速の増加に伴い、断熱材内に蓄積される水分量は減少することが明らかとなった。また、含水率は加熱室内温度の増大、流路においては流入空気温度の増加および流速の減少により増大した。

加熱室を分割した実験では、流路流速および流入空気温度の増大は特に下部における温度に影響をおよぼし、流路側表面温度分布は流入空気温度や流速の増大に伴って全体に高くなることが分かった。熱流束は加熱室温度の増加により増大し、流入空気温度の影響は小さい。このため見かけの熱伝導率は増大することが分かった。また、流路厚さの変化も熱流束および見かけの熱伝導率に影響を与えることが確認された。

以上の装置群により水分蓄積挙動を検討した結果、水分蓄積は微量であったが、空気流動による換気効果の減少および高低両熱源の温度差の拡大が凝縮の増大につながるということが明らかとなった。ただし、本実験の範囲では断熱材内に蓄積した水分が見かけの断熱性能に及ぼす影響は極めて小さかった。これは、空気を流動させたことの効果の一部であると思われるが、その一方で断熱性能は低下するという結果となった。

実験装置Ⅱb群では、含水率の推定という観点から実験式の作成を試みた結果、一定の相関を得ることができた。

実験装置Ⅱc群では、主として熱伝達挙動に注目したが、グラスウール内に渦などの一定の特徴を持った流れの存在を示唆する結果が得られた。これは水分蓄積の起こりやすい部位を特定しようとする場合の有用な基礎資料となる。

## 本論文の総括

第Ⅰ編では、諸熱物性値を迅速に測定する方法を提案しその信頼性および有用性を評価するとともに、コンピューター制御による自動測定装置の試作により測定器としての応用についても検討した。その結果、極めて単純な機器構成により実用上十分な精度を持つ測定値を得ることができ、固体材料に関する本測定法の妥当性が検証された。これらの結果は、簡便かつ低価格な熱物性値測定装置を提供するための有益な基礎資料となる。

第Ⅱ編では、多孔質層内の熱・物質移動挙動に注目し、グラスウールあるいは球状粒子充填層の2表面がそれぞれ高温・恒湿の加熱室および低温・恒湿の冷却室に露出している場合、高温・恒湿の加熱室および低温・恒湿の空気流に露出している場合の2種類の実験装置により多孔質層内の熱および物質移動の一次元的な検討を行った。その結果、空隙の増大および熱伝導率の減少は両表面近傍の内部温度差の増大および拡散空間の拡大につながり、内部の比較湿度の増加と水分蓄積を促進の要因となることが明らかとなった。また、多孔質層の1表面に低温空気を流動させることによって熱抵抗は減少するが、層内の混合比、相対湿度および比較湿度は極めて小さくなり水分蓄積が抑制されることも明らかとなった。これらにより、多孔質層内の熱移動および水分蓄積挙動に関する新たな知見を得た。

第Ⅲ編では、一次元的な検討結果を踏まえ、より実際的な二次元での多孔質層内熱・物質移動挙動について検討した。多孔質層の一方の表面に空気を流動させ、流路を流れる空気の平均流速、温度および相対湿度が多孔質層内部の温度分布挙動、相対湿度分布および水分蓄積におよぼす効果について検討した結果、単一の加熱室の場合には、流路内の空気流速の増加に伴い、多孔質層に蓄積される水分量は減少し、高低両熱源の温度差の拡大により水分量は増大したが、蓄積した水分が見かけの熱伝導率におよぼす影響は極めて小さいことが明らかとなった。加熱室を分割した場合には、水分蓄積量に関する実験式の作成を試み、一定の相関を得ることができた。加熱壁による加熱では、多孔質層内において複雑な流れの存在が示唆された。これらの成果により、多孔質層内の熱移動挙動および水分蓄積挙動におよぼす諸因子の効果が明らかとなり、水分蓄積量の予測および水分蓄積部位の特定のための有用な基礎資料を得た。



## 参考文献

### 【第 I 編】

- [1-1] JISA1413, JISA1412.
- [1-2] C.P. Lentz: Canad. J. Techn., 30 (1952) 153.
- [1-3] JIS R1611-1997.
- [1-4] 齊藤 武, 岡垣 理, 不定常熱流による熱伝導率の迅速測定について, 北大工学部研究報告第 4 号, 83, (1956).
- [1-5] 岡垣 理, 河合 洋明, 固体材料の熱伝導率・熱拡散率などの同時測定法, 日本冷凍協会 昭和 57 年度学術講演会講演論文集, (1982).
- [1-6] 岡垣 理, 河合 洋明, 固体材料の熱伝導率・熱拡散率などの同時測定法, 日本冷凍協会 昭和 57 年度学術講演会講演論文集, (1982).
- [1-7] 岡垣 理, 河合 洋明, 薄い発熱板を使って固体の熱物性を同時・迅速に測定する方法, 北海道工業大学研究紀要, 第 11 号, pp.13-22, (1983).
- [1-8] 岡垣 理, 河合 洋明, ステップ状加熱による固体材料の熱物性値測定法に関する一考察(接触抵抗の影響), 日本熱物性研究会 第 9 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, pp.21-24, (1988).
- [1-9] 岡垣 理, 齊藤 武, 湿った砂の熱伝導率(不定常熱流法による測定), 北大工学部研究報告第 16 号, 113, (1957).
- [1-10] 河合 洋明, 岡垣 理, 諸熱物性値の同時・迅速測定, 日本熱物性研究会 第 3 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, pp.17-20, (1982).
- [1-11] 河合 洋明, 岡垣 理, 諸熱物性値の同時・迅速測定とその自動化, 空気調和・衛生工学会 北海道支部第 20 回学術講演会論文集, pp.21-22, (1986).
- [1-12] 河合 洋明, 岡垣 理, 諸熱物性値の同時・迅速測定とその自動化, 日本伝熱研究会 北海道グループ講演会, (1986).
- [1-13] 河合 洋明, 岡垣 理, 諸熱物性値の同時・迅速測定とその自動化, 日本熱物性研究会 第 7 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, (1986).
- [1-14] H.S. Carslaw, J.C. Jaeger, Conduction of Heat in Solids 2<sub>nd</sub> ed., (1959) 494, Oxford at the Clarendon Press.
- [1-15] H.S. Carslaw, J.C. Jaeger, Conduction of Heat in Solids 2<sub>nd</sub> ed., (1959) 494, Oxford at the Clarendon Press.
- [1-16] 岡垣 理, 河合 洋明: 電熱型パネルヒータの放熱特性: 日本機械学会関西支部第 240 回講演会講演論文集, pp.72-74: 昭和 54 年 11 月 (1979/11)
- [1-17] 例えば, 日本機械学会編, 伝熱ハンドブック, (1993) 374, 日本機械学会.

- [1-18] 例えば, 大野 豊, 磯田和夫, FORTRAN による数値計算ハンドブック, (1975) pp.519-520, オーム社.
- [1-19] 例えば, 森口繁一他, 数学公式Ⅲ, (1977) 5, 岩波書店.

## 【第Ⅱ編】

- [2-1] JISA1470-1
- [2-2] 西藤一郎, 建築材料の蒸気拡散について, 建築学会論文集, 第 23 号, 51-55, 1941.
- [2- ] P. NORDON, A MODEL FOR MASS TRANSFER IN BEDS OF WOOL FIBLES, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.7, pp.639-651, (1964).
- [2-3] Y. OGNIWICZ, C. L. TIEN, ANALYSIS OF CONDENSATION IN POROUS INSULATION, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.24, 421-429, (1981).
- [2-4] E. R. G. ECKERT, M. FAGHRI, A GENERAL ANALYSIS OF MOISTURE MIGRATION CAUSED BY TEMPERATURE DIFFERENCES IN AN UNSATURATED POROUS MEDIUM, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.23, 1613-1623, (1980).
- [2-5] DANIEL A. DE VRIES, The theory of heat and moisture transfer in porous media revised, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, No.7, pp.1343-1350, (1987).
- [2-6] S. SOMASUNDARAM, N. K. ANAND, Y. B. SUH, WIN AUNG, Analysis of moisture migration in two-dimensional unsaturated porous media with impermeable boundaries, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, 1733-1739, (1989).
- [2-7] R.Gorthala, K. T. Harris, J. A. Roux, T. A. McCarry, Transient Conductive, Radiative Heat Transfer Coupled with Moisture Transport in Attic Insulations, J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, No.1, 125-132, (1994).
- [2-8] K. GHALI, B. JONES, J. TRACY, Modeling heat and mass transfer in fabrics, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.38, No.1, pp.13-21, (1995).
- [2-9] K. Ghali, B. Jones, J. Tracy, Modeling Moisture Transfer in Fabrics, Experimental Thermal and Fluid Science, 9, pp.330-336, (1994).
- [2-10] ALAN RUBIN, SAMUEL SCHWEITZER, HEAT TRANSFER IN POROUS MEDIA WITH PHASE CHANGE, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.15, pp.43-60, (1972).
- [2-11] MASAO KITO, SACHIO SUGIYAMA, HEAT TRANSFER OF CONDENSABLE VAPOR DIFFUSION THROUGH POROUS MEDIA, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.13, pp.1705-1713, (1970).
- [2-12] SHAHRYAR MOTAKEF, MAHER A. EL-MASRI, Simultaneous heat and mass transfer with phase change in a porous slab, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.29, No.10, pp.1503-1512, (1986).

- [2-13] H. A. DINULESCU, E. R. G. ECKERT, ANALYSIS OF THE ONE-DIMENSIONAL MOISTURE MIGRATION CAUSED BY TEMPERATURE GRADIENTS IN A POROUS MEDIUM, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.23, pp.1069–1078, (1980).
- [2-14] P. D. LEBEDEV, HEAT AND MASS TRANSFER BETWEEN MOIST SOLIDS AND AIR, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.1, pp.302–305, (1961).
- [2-15] ANDREW P. SHAPIRO, SHAHRYAR MOTAKEF, Unsteady heat and mass transfer with phase change in porous slabs: analytical solutions and experimental results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.33, No.1, 163–173, (1990).
- [2-16] S. Cioulachtjian, L. Tadrist, R. Occelli, R. Santini, J. Panatloni, Experimental Analysis of Heat Transfer with Phase Change in Porous Media Crossed by a Fluid Flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 5, pp.533–547, (1992).
- [2-17] G. B. McMAHON, J. G. DOWNES, PROPAGATION OF TEMPERATURE AND MOISTURE CHANGES DURING FORCED CONVECTIVE FLOW OF AIR THROUGH A MASS OF HYGROSCOPIC FIBRES, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.5, pp.689–696, (1962).
- [2-18] C. L. D. HUANG, MULTI-PHASE MOISTURE TRANSFER IN POROUS MEDIA SUBJECTED TO TEMPERATURE GRADIENT, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.22, 1295–1307, (1979).
- [2-19] C. L. D. HUAN, H. H. SIANG, C. H. BEST, HEAT AND MOISTURE TRANSFER IN CONCRETE SLABS, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.22, 257–266, (1979).
- [2-20] ASHOK K. SINGH, D. R. CHAUDHARY, Evaluation of heat and moisture transfer properties in a frozen–unfrozen water–soil system, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.38, No.12, pp.2297–2303, (1995).
- [2-21] C. H. A. MOLEND, P. CRAUSSE, D. LEMARCHAND, The influence of capillary hysteresis effects on the humidity and heat coupled transfer in a non–saturated porous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.35, No. 6, 1385–1396, (1992).
- [2-22] P. NORDON, H. G. DAVID, COUPLED DIFFUSION OF MOISTURE AND HEAT IN HYGROSCOPIC TEXTILE MATERIALS, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.10, pp.853–866, (1967).
- [2-23] DAVID A. PIERCE, STEVE M. BENNER, Thermally induced hygroscopic mass transfer in a fibrous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.29, No.11, pp.1683–1894, (1986).
- [2-24] DAVID A. PIERCE, STEVE M. BENNER, Thermally induced hygroscopic mass transfer in a fibrous medium, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.29, No.11, pp.1683–1694, (1986).
- [2-25] S. Motakef, M. A. El-Masri, Liquid Diffusion in Fibrous Insulation, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp.299–306, (1985).

- [2-26] K. D. Kafui, Transient Heat and Moisture Transfer in Thin Silica Gel Beds, Transaction of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 116, pp.946-953, (1994).
- [2-27] S. BRUIN, CALCULATION OF TEMPERATURE AND MOISTURE DISTRIBUTIONS DURING CONTACT DRYING OF A SHEET OF MOIST MATERIAL, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.12, pp.45-59, (1969).
- [2-28] YIQIANG ZHANG, NING LU, BENJAMIN ROSS, Convective instability of moist gas in a porous medium, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, No.1, pp.129-138, (1994).
- [2-29] Mikael H. Salonvaara, Achilles N. Karagiozis, THE EFFECT OF PHASE CHANGES OF MOISTURE ON THE HYGROTHERMAL BEHAVIOUR OF WALLS SUBJECTED TO HOT AND HUMID CLIMATES, PROCEEDINGS OF ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Vol.3, pp.395-400, (1995).
- [2-30] 増岡隆士, 西村敏和, 河本修治, 鶴田隆治, 熱スクリーンによる中間加熱・冷却の多孔質内自然対流への影響, 日本機械学会論文集(B編), 57 巻, 533 号, 243-249, (1991).
- [2-31] 増岡隆士, 柴田和寿, 中村宏章, 鶴田隆治, 多孔質層内自然対流熱伝達に及ぼす壁面間隙層の影響, 第 25 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 229-230, (1988).
- [2-32] 増岡隆士, 高津康幸, 鶴田隆治, 多孔質-液体界面の境界条件, 日本機械学会熱工学部門講演会講演論文集, No.910-84, 73-74, (1991).
- [2-33] 稲葉英男, 津幡行一, 福田武幸, 多孔質層を含む傾斜矩形容器内の自然対流熱伝達, 第 28 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 409-411, (1991).
- [2-34] 稲葉英男, 貞森克也, 福田武幸, 菅原征洋, 球状粒子充填矩形くぼみ強制自然対流熱伝達に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), 55 巻, 510 号, 457-462, (1989).
- [2-35] 稲葉英男, 福田武幸, 菅原征洋, 底面加熱を受ける長方形くぼみ内の強制および自然対流共存熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), 51 巻, 467 号, 2414-2418, (1985).
- [2-36] 稲葉英男, 関 信弘, 粒子充てん長方形密閉容器内の非定常自然対流熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), 49 巻, 440 号, 859-868, (1983).
- [2-37] 佐々木 章, 相場眞也, 根岸鋼三郎, 湿った多孔質体の凍結挙動, 日本冷凍協会論文集, Vol.7, No.3, 35-41, (1990).
- [2-38] 佐々木 章, 相場眞也, 福迫尚一郎, 含水多孔質層内の非定常凍結熱伝達, 第 26 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 583-585, (1989).
- [2-39] 佐々木 章, 相場眞也, 福迫尚一郎, 含水多孔質層内の非定常凍結熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), 57 巻, 533 号, 188-194, (1991).
- [2-40] 佐々木 章, 相場眞也, 福迫尚一郎, 含水多孔質層内の凍結熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), 55 巻, 514 号, 1666-1672, (1989).

- [2-41] 佐々木 章, 相場眞也, 福迫尚一郎, 含水多孔質層内の凍結熱伝達, 第 25 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 232-234, (1988).
- [2-42] 笹口健吾, 松藤能長, 多孔質層内の固-液相変化(種々のパラメータの影響に関する実験的研究), 日本機械学会論文集(B編), 57 巻, 536 号, 1340-1346, (1989).
- [2-43] 笹口健吾, 武生裕之, 多孔質層内の固-液相変化(熱伝導板付き伝熱面回りの融解過程の数値解析), 日本機械学会論文集(B編), 58 巻, 549 号, 1511-1517, (1992).
- [2-44] 村田圭治, 橋詰健一, 内部凝縮を伴う多孔質断熱層の伝熱特性, 第 31 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1111-1113, (1994).
- [2-45] 竹内正顕, 横山正則, 繊維集合体の吸湿・発熱・伝導, 第 26 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 253-255, (1989).
- [2-46] Y.-X. Tao, R. W. Besant, K. S. Rezkallah, MOISTURE AND FROST ACCUMULATION IN A FIBROUS INSULATION SLAB, Heat Transfer and Flow in Porous Media, ASME, HTD-Vol.156, 59-68,(1990).
- [2-47] Y.-X. TAO, R. W. BESANT, K. S. REZKALLAH, Unsteady heat and mass transfer with phase changes in an insulation slab: frosting effects, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.34, No.7, 1593-1603, (1991).
- [2-48] Y.-X. Tao, R. W. Besant, K. S. Rezkallah, MODELING OF FROST FORMATION IN A FIBROUS INSULATION SLAB AND AN ADJACENT COLD PLATE, INT. COMM. HEAT MASS TRANSFER, Vol.18, 609-618, (1991).
- [2-49] Y.-X. TAO, R. W. BESANT, K. S. REZKALLAH, The transient thermal response of a glass-fiber insulation slab with hygroscopic effects, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35, No.5, 1155-1167, (1992).
- [2-50] Y.-X. Tao, D. M. Gray, NUMERICAL INVESTIGATION OF INFILTRATION INTO FROZEN SOIL, Proc. 4<sup>th</sup> Int. Symp. On THERMAL ENGINEERING & SCIENCE FOR COLD REGIONS, 263-274, (1993).
- [2-51] C. J. SIMONSON, Y.-X. TAO, R. W. BESANT, Thermal Hysteresis in fibrous insulation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.18, 4433-4441, (1993).
- [2-52] Y.-X. Tao, R. W. BESANT, K.S, REZKALLAH, A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.2, 353-363, (1993).
- [2-53] Y.-X. Tao, D. M. Gray, PREDICTION OF SNOWMELT INFILTRATION INTO FROZEN SOILS, Numerical Heat Transfer, Part A, 643-665, (1994).

- [2-54] Yong-Xin Tao, Robert W. Besant, Kamiel S, Rezkallah, HEAT AND MOISTURE TRANSPORT THROUGH A GLASS-FIBER SLAB WITH ONE SIDE SUBJECT TO A FREEZING TEMPERATURE, “Water In Exterior Building Walls/Problems and Solutions”, STP 1107, 92-104, (1992).
- [2-55] D. R. MITCHELL, Y.-X. TAO, R. W. BESANT, Air Filtration with moisture and frosting phase changes in fiberglass insulation - I. Experiment, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.38, No.9, 1587-1596, (1995).
- [2-56] D. R. MITCHELL, Y.-X. TAO, R. W. BESANT, Air Filtration with moisture and frosting phase changes in fiberglass insulation - I. Model Validation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.38, No.9, 1597-1604, (1995).
- [2-57] N. E. WIJEYSUNDERA, M. A. N. HAWLADER, Y. T. Tan, Water vapor diffusion and condensation in fibrous insulations, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, No.10, 1865-1878, (1989).
- [2-58] N. E. WIJEYSUNDERA, M. A. N. HAWLADER, Effects of condensation and liquid transport on the thermal performance of fibrous insulations, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35, No.10, 2605-2616, (1989).
- [2-59] N. E. WIJEYSUNDERA, S. J. WILSON, Transient heat transfer through an insulation slab with simultaneous moisture redistribution, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, No.16, 2391-2398, (1994).
- [2-60] 関 信弘, 斉藤 図, 小池則行, 独立気泡型保温材中の水蒸気拡散による熱移動, 冷凍, 第 44 巻, 第 500 号, 14-24, (1969).
- [2-61] 関 信弘, 斉藤 図, 多孔物質中の熱移動に関する一考察-蒸気拡散を伴う場合-, 165-168.
- [2-62] 河合 洋明, 東條 勇, 岡垣 理, 福迫 尚一郎, 球状粒子充てん層の熱および物質移動, 日本伝熱学会 第 31 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. III, pp.1087-1089, (1994).
- [2-63] 河合 洋明, 東條 勇, 岡垣 理, 福迫 尚一郎, 球状粒子充てん層の熱および物質移動, 日本機械学会第 72 期全国大会講演論文集, No.940-30, Vol. III, pp.1-3, (1994).
- [2-64] 河合 洋明, 東條 勇, 岡垣 理, 福迫 尚一郎, 球状粒子充てん層の熱および物質移動 - 粒子の熱物性の影響 -, 日本機械学会北海道支部第 35 回講演会講演概要集, No.952-1, pp.169-170, (1995).
- [2-65] 河合 洋明, 東條 勇, 岡垣 理, 福迫 尚一郎, 多孔質層内の熱および湿分移動, 平成 7 年度日本冷凍協会学術講演会講演論文集, pp.81-83, (1995).

- [2-66] Hyland, R. W. , A. Wexler, Formation for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H<sub>2</sub>O from 173.15K to 473.15K, ASHRAE Trans., 89(2A), 500-519, (1983).
- [2-67] Goff, J. A., Compilation of Properties of Moist Air for the Smisionian Meteorological Tables, Progress Report, Univ. of Pennsylvania Thermodynamics Research Laboratory, August, (1948).
- [2-68] Greenspan, L., Functional Equations for Enhancement Factors for CO<sub>2</sub>-Free Moist Air, J. Res. Nat. Bur. Stand., 80 A, 41-44, (1967).
- [2-69] JIS A1412.
- [2-70] 斉藤 武, 岡垣 理, 不定常熱流による熱伝導率の迅速測定について, 北大工学部研究報告第 4 号, 83, (1956).
- [2-71] 岡垣 理, 斉藤 武, 湿った砂の熱伝導率(不定常熱流法による測定), 北大工学部研究報告第 16 号, 113, (1957).

### 【第Ⅲ編】

- [3-1] C. Langlais, M. Hyrien, S. Klarsfeld, Moisture Migration in Fibrous Insulating Materials Under the Influence of a Thermal Gradient and Its Effect on Thermal Resistance, “MOISTURE MIGRATION IN BUILDINGS”, ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION 779, 191-206, (1980).
- [3-2] C. Langlais, M. Hyrien, S. Klarsfeld, Influence of Moisture on Heat Transfer Through Fibrous-Insulating Materials, “THERMAL INSULATION, MATERIALS, AND SYSTEMS CONSERVATION IN THE ‘80s”, ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION 789, 563-581, (1981).
- [3-3] W. C. Thomas, G. P. Bal, R. J. Onega, Heat and Moisture Transfer in a Glass Fiber Roof-Insulating Material, “THERMAL INSULATION, MATERIALS, AND SYSTEMS CONSERVATION IN THE ‘80s”, ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION 789, 582-601, (1981).
- [3-4] M. B. Stewart, An Experimental Approach to the Study of Moisture Dynamics in Walls, “MOISTURE MIGRATION IN BUILDINGS”, ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION 779, 92-101, (1980).
- [3-5] M. K. KUMARAN, Moisture Transport Through Glass-Fibre Insulation in the Presence of a Thermal Gradient, J. of THERMAL INSULATION, Vol. 10, pp.243-255, (1987).
- [3-6] 坂爪伸二, 断熱材の凍結による性能低下, 日本機械学会北海道支部講義会「寒冷地における凍結問題について」資料, 43-68, (1989).

- [3-7] 坂爪伸二, 工藤 均, 水分蓄積を伴う断熱材の熱伝導特性, 第 6 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 125-128, (1985).
- [3-8] 坂爪伸二, 工藤 均, 水分蓄積を伴う繊維質断熱材の熱伝導特性(特に低温度の場合), 日本機械学会北海道支部第 27 回講演会講演論文集, 32-33, (1985).
- [3-9] 坂爪伸二, 工藤 均, 水分蓄積を伴う建築材料の熱伝導特性, 第 7 回日本熱物性シンポジウム講演論文集, 107-110, (1985).
- [3-10] 斉藤, 鎌田, 工藤, 断熱壁体における熱及び水分移動と蓄積に関する検討, 第2回寒地環境工学合同シンポジウム講演論文集, 49-54, (1988).
- [3-11] H. Saito, N. Kamada, T. Kudo, K. Kishinami, AN ANALYTICAL STUDY ON MOISTURE TRANSFER AND ACCUMULATION IN INSULATION WALLS. Proceedings of 1989 International Symposium on Cold Regions Heat Transfer, 239-244, (1989).
- [3-12] 斉藤, 鎌田, 岸浪, 戸倉, 工藤, 断熱壁内における熱及び水分移動と蓄積に関する研究(壁内空気層の水分凝縮抑止効果について), 第3回寒地環境工学合同シンポジウム講演論文集, 49-54, (1989).
- [3-13] K. Vafai, S. Sarkar, Condensation Effects in a Fibrous Insulation Slab, Trans. ASME, J. of Heat Transfer, Vol.108, 667-675, (1986).



## 謝 辞

本研究の第Ⅰ編は、北海道工業大学名誉教授 岡垣 理先生のご指導のもとで行われたものであり、多大なる御示唆および御助言を賜りました。第Ⅱ編および第Ⅲ編は、北海道工業大学名誉教授 福迫尚一郎先生のご指導のもとに行われたものであり、研究および本論文の指針を与えていただき、言葉では言い尽くせないご厚情を賜りました。本論文の審査に当たり、主査 北海道工業大学 豊田国昭教授には、本研究をとりまとめる勇気を与えていただき、ご多忙の中、多くの御助言と詳細にわたる御査読をいただきました。副査 北海道工業大学 湊 純一郎教授、同 藤原康博教授、同 登坂 茂教授、同 白濱芳朗教授には、終始適切な御指摘と御助言を賜りました。戴いた数々の御指導、御厚誼に対し心より感謝と御礼を申し上げます。

本論文執筆に着手するに当たり、北海道工業大学学長 柴田拓二先生、学長補佐 丸山晃市先生には機会あるごとに御激励を賜りました。心より感謝と御礼を申し上げます。

研究を遂行する道程においては、北海道工業大学工学部機械工学科名誉教授 吉井周雄先生、同 小橋安次郎先生、北海道工業大学応用電子工学科 熊崎賢次教授、北海道大学名誉教授 関 信弘先生、北海道大学名誉教授 山田 元先生、岡山大学大学院 稲葉英男教授から多くのアドバイスおよび御激励を賜りました。北海道工業大学機械工学科、同機械システム工学科の教職員の皆様ならびに伝熱工学研究室の大竹秀雄助教授には、拙遅な私にあたたかい励ましの御言葉をいただきました。また、秋田大学資源学部 田子 真先生、北海道大学工学部 山田雅彦先生には公私にわたりお付き合いいただき、忌憚のない御助言をいただきました。心より感謝申し上げますとともに厚く御礼申し上げます。また、北海道大学工学部大学院生であった八重口公一君、同じく卒論生であった高波信一君には多くの知見をお教えいただきました。ここに厚く御礼申し上げます。併せて、北海道工業大学において困難と楽しさの中、大学生活を共にした多くの卒業生諸君に心より感謝の意を表します。

最後に、大学での勉学の機会を与えていただいた父河合昭一、母河合タエ子に心より感謝の念を表します。