HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	非凝縮性気体を含む水蒸気の凝縮伝熱
Author(s)	西野, 由高; 辻, 俊郎; 柴田, 俊春 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 122, 29-40
Issue Date	1984-07-31
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41888
Type	departmental bulletin paper
File Information	122_29-40.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北海道大学工学部研究報告
第122号（昭和59年）

Bulletin of the Faculty of Engineering,
Hokkaido University, No. 122 (1984)

非凝縮性気体を含む水蒸気の凝縮伝熱

西野由高　辻　俊郎
柴田俊春　上牧　修

（昭和59年3月31日受理）

Heat Transfer in Condensation of Steam Containing Noncondensable Gas

Yoshitaka NISHINO, Toshiro TSUJI
Toshiharu SHIBATA, Osamu UEMAKI

(Received March 31, 1984)

Abstract

The rate of heat transfer in condensation of steam containing noncondensable gas was experimentally investigated to analyze the heat transfer phenomena in a liquid-film type evaporator heated with high humid waste gas from a dryer of filtrated stock. The heat transfer coefficients were measured in a vertical heat exchanger by the use of steam containing a large amount of air, such as 0～2.28 (kg-H_2O/kg-air), as the heating medium. The effects of Reynolds number and concentration of steam on heat transfer coefficients were determined, and the mechanism of heat transfer was elucidated. The results indicated that the heat transfer coefficients increased with the increasing flow rate of the mixed gas and the presence of appreciable quantities of air markedly reduced the rate of heat transfer. It is suggested that the main resistance for heat transfer exists in the boundary layer of the mixed gas so that the condensate film exerts less influence on the rate of heat transfer. Correlations for the heat transfer coefficients based on the experimental data are proposed.

1. 緒　　言

近年，澱粉や牧草などの乾燥機から排出される水蒸気を多量に含んだ空気を，牧草汁液の濃縮用熱源として利用することによって，プロセス全体の熱経済性を高めようとする技術の確立が試みられている。

著者らは，このような農産品加工プロセスなどの乾燥工程から排出される高湿度空気の有する熱エネルギーを，効率よく回収するため，高湿度空気を加熱媒体とする液膜降下式蒸発装置を用いて，馬鈴薯汁液と清水の蒸発基礎実験をおこない，蒸発速度に及ぼすカランドリアの形式及び操作条件の影響を明らかにしてきた[1,2]。

応用化学科　応用化学第一講座

その結果，実際の液膜降下式蒸発装置内では，垂直伝熱面の外側で空気を多量に含む水蒸気－空気の混合気体〔水蒸気比H＝0.5～0.8 kg-H_2O/kg-air〕の凝縮伝熱が，また伝熱面の内側で被加熱流体の液膜状沸騰伝熱が起っており，カランドリアにおける伝熱機構は極めて複雑となっていることを認めた[2]。

本研究では，その伝熱機構の解明の第一段階として，垂直円管の伝熱面で起こる空気を多量に含む水蒸気の凝縮伝熱のみに着目した実験をおこない，種々の条件下における熱移動速度を求めて，その伝熱機構を検討した。

なお水蒸気の凝縮伝熱に関してはOwenら[3]の総説が，非凝縮性気体を含む水蒸気の凝縮伝熱に関しては，境膜伝熱係数を与える実験式が，Perry,[4] 杉山,[5] 水科ら[6]によって提出されているが，これらはいずれも非凝縮性気体の含有率が4%以下の場合にのみ適用できる式である。また早川ら,[7] 長島ら[8]によって空気を含む水蒸気の凝縮現象の速報のかたちで報告されているが，実装置の設計に利用できるほど十分なデータが得られていないのが現状である。

2. 実験装置および方法

実験装置のフローシートをFig. 1に示す。伝熱装置はステンレス製（SUS304 TP Sch 5 S）の垂直二重円管方式で，内管には25 A管（外径34.0 mm，内径30.8 mm）を，外管には65 A管（外径76.3 mm，内径72.1 mm）を使用し，内管内に冷却用清水を通して環状部を流れる空気－水蒸気の混合ガスを内管外壁面上で凝縮させた。伝熱部の長さは1500 mmであり，外管の外側ケースにセラミックファイバー（カオウール）を充填して伝熱部を保温した。なお実験による加熱媒体の伝熱量及び清水の受熱量の測定結果より，本装置では熱損失は殆ど無視できることを確認した。

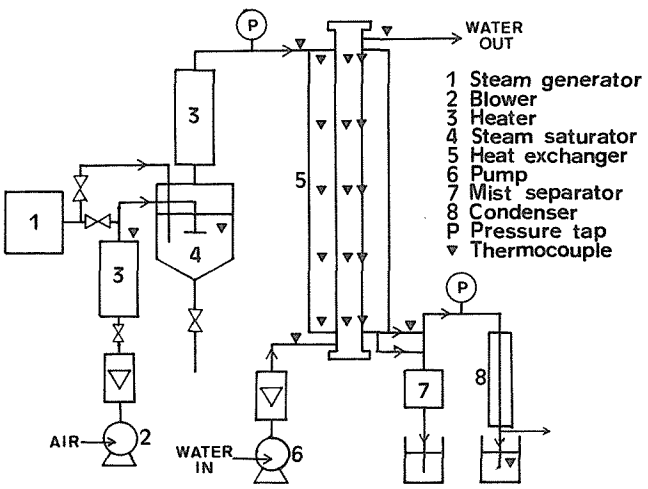


Fig. 1 Flow sheet of experimental equipment

装置内の温度はFig. 1に示した▼印の位置で，直径0.5～1.6 mmのC-C及びI-Cのシース熱電対を使用して測定した。なお伝熱部の管壁温度の測定には特に注意をはらい，内管外壁の伝熱面に深さ0.7 mm，長さ20 mmの溝をほり，そこに直径0.5 mmのC-Cシース熱電対を埋め込んでハンダで固定したのち，流下する凝縮水の流れが乱れないよう表面をサンドペーパーで滑らかにした。

伝熱部の温度は空気－水蒸気の混合ガス，管壁及び冷却用清水の3系列に対し，伝熱面上端から，50，400，750，1100，1450 mmの5個所の位置で，合計15点測定して，その温度分布を求めた。

本実験では受熱流体の清水が上向き流れを，また加熱媒体の空気－水蒸気混合ガスが下向き流

れを形成する二重管式の垂直向流伝熱方式を採用した。

受熱流体の清水を流速を一定に保ちながら伝熱装置に供給し，この清水（約13℃）と予熱器で約120℃に加熱した空気－水蒸気の混合ガスとを管壁を隔てて間接的に接触させることにより，両流体間に熱の移動をおこなわせた。熱交換部出口から排出される空気及び未凝縮の水蒸気は全縮器へ導かれ，大部分の水蒸気を凝縮分離した後，出口温度を測定して系外へ放出される。

空気に含有される水蒸気量は，予熱空気とボイラーからの水蒸気とを直接接触させる飽和器の温度を変化させることにより調節した。空気中に含有される正確な水蒸気量は，(1)伝熱装置で熱交換によって凝縮した水量，(2)伝熱装置出口に設置した全縮器で回収した水量，(3)全縮器からの放出空気が含む飽和水蒸気量，の3つの量の和として求めた。

熱移動速度の計算のために収集された実験データはすべて定常状態でのものであり，空気及び清水の流量測定には，ロータメータと積算式流量計を併用し，温度はデジタル式記録計で一定時間間隔で，プリンターに自動記録した。

実験は空気－水蒸気の重量比 $H=0\sim2.28$ 〔kg-H_2O/kg-air〕，空気の質量速度 $G_g=600\sim3200$〔kg/m²•h〕，清水の質量速度 $G_w=161000$〔kg/m²•h〕，空気－水蒸気混合ガスの伝熱部入口温度（約120℃），同出口温度（50～85℃）の条件でおこなった。

3. 実験結果および解析

3．1 伝熱装置内の温度分布および境膜伝熱係数の定義

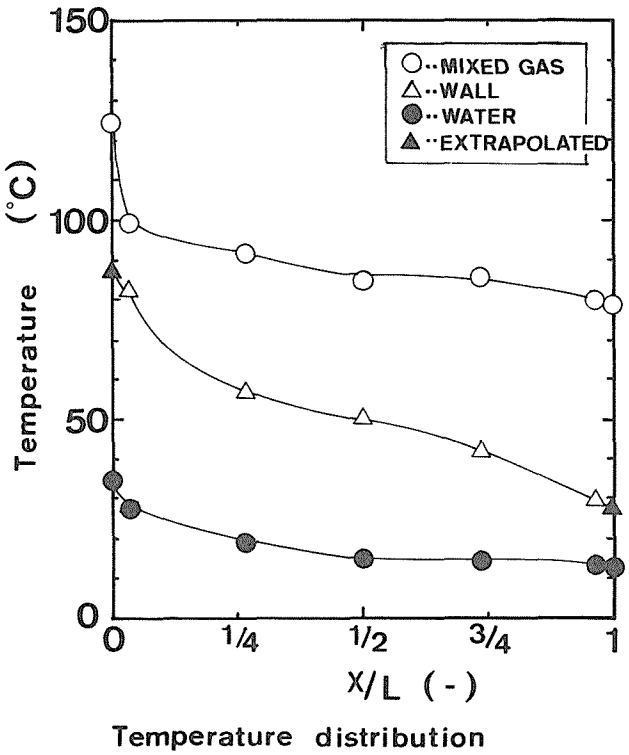


Fig. 2 Typical temperature distribution in the heat exchanger

伝熱装置内の混合ガスの流れ方向に沿ったガス温度，管壁温度及び清水温度の分布の一例を，Fig. 2 に示す。なお図中の熱交換部出入口（$x/L=0$ 及び $x/L=1$）における管壁温度は実測値を外挿した値である。

Fig. 2 から混合ガス入口部では，空気の水蒸気含有量が高く，ガス側の境膜伝熱係数が清水側に比べて大きいため，管壁温度はガス温度に近い値を示すが，出口部では凝縮によって空気中の水蒸気含有量が低下し，ガス側の境膜伝熱係数が減少するため，管壁温度は次第に清水温度に近づくことが認められる。

実験データに基づく熱伝達速度の解析には，ニュートンの冷却法則による Eq.（1）の混合ガス側の境膜伝熱係数（h_0）

$$Q=h_0A_0\ (\Delta t)_0 \qquad (1)$$

を用いた。なお Eq.（1）中の伝熱量 Q の値は次式 Eq.（2）

$$Q=\lambda W_s+\ (0.24\ V_g+0.45\ V_s)\ (T_{0(in)}-T_{0(out)}) \qquad (2)$$

より，また温度差 $(\Delta t)_0$ は次式 Eq.（3）

$$(\Delta t)_0=\frac{[T_{O(in)}-T_{W(in)}]-[T_{O(out)}-T_{W(out)}]}{\ln\dfrac{T_{O(in)}-T_{W(in)}}{T_{O(out)}-T_{W(out)}}} \qquad (3)$$

より求めた。

3．2 境膜伝熱係数に及ぼす清水流速の影響

通常の二重管式伝熱装置では清水側の境膜伝熱係数（hi）とガス側の境膜伝熱係数（h_0）はそれぞれ独立に取り扱い得る。しかし，本実験のように加熱媒体が非凝縮性気体を多量に含む水蒸気

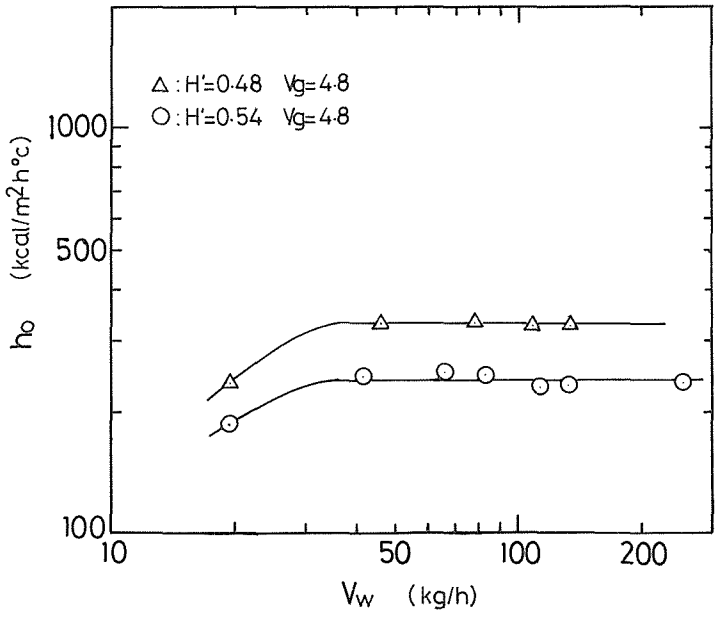


Fig. 3 Effect of water flow rate on gas-phase heat transfer coefficient

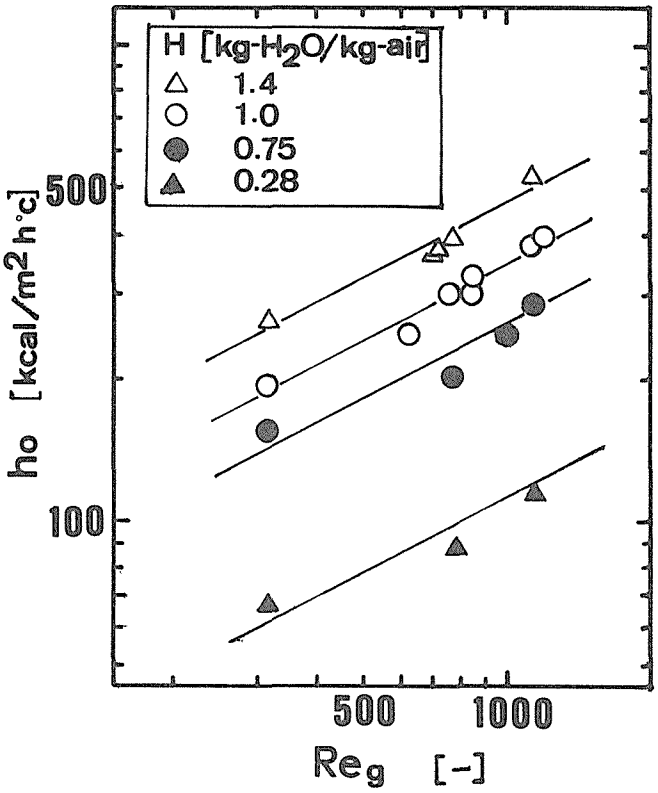


Fig. 4 Correlation between air-Reynolds number and heat transfer coefficient

の場合には，伝熱面の管壁温度によって水蒸気の凝縮量が変わり，そのため伝熱面に形成する凝縮液膜の厚さに依存する伝熱抵抗も変化することが予想される。

したがって実験の第一段階としてガス側境膜伝熱係数(h_o)に及ぼす受熱媒体清水の流量の影響をしらべた。その結果を Fig. 3 に示す。

この図から本装置では約 67000〔kg/m²h〕以上の清水流量でガス側境膜伝熱係数（h_o）はほぼ一定となり，清水の流速の影響は無視できることを認めた。したがって本実験では，内管に流す清水流量を 160000〔kg/m²h〕の一定条件でガス側境膜伝熱係数を測定した。

3．3 境膜伝熱係数に及ぼす混合ガスの流速の影響

伝熱による水蒸気の凝縮のため，加熱媒体の混合ガスの流速は装置出口に向かうにしたがって次第に減少するが，その減少速度を推定することは非常にむずかしい。そこで本研究では，流れ方向に対して質量速度が変化しない空気流速基準のレイノルズ数(Re_g)を結果の整理に使用した。

Fig. 4 には水蒸気比 H〔kg-H_2O/kg-air〕をパラメータとして，境膜伝熱係数に及ぼすガス流速すなわちレイノルズ数の影響を示した。Fig. 4 からレイノルズ数の増加にともない境膜伝熱係数も増加することが認められるが，これは通常の対流伝熱において認められる顕熱の伝播及び水蒸気の伝熱界面への物質移動速度（潜熱移動速度）がレイノルズ数とともに増大するためである。

なお Fig. 4 においてパラメータとして用いた各蒸気比における直線の傾きはほぼ等しく，$h_o \propto Re_g^{1/2}$ なる関係を得た。

3. 4 境膜伝熱係数に及ぼす水蒸気比の影響

凝縮をともなう水蒸気－空気系混合ガスの熱伝達では，水蒸気に含まれる空気量が境膜伝熱係数に大きな影響を及ぼすことがFig. 4から明らかであり，水蒸気比 $H=1.4$〔kg-H_2O/kg-air〕では，境膜伝熱係数 $h_0=250\sim500$〔kcal/m²•h•℃〕であるが，$H=0.28$〔kg-H_2O/kg-air〕になると $h_0=60\sim100$〔kcal/m²•h•℃〕と約1/5に低下している。このような現象は杉山[5]によっても指摘されており，水蒸気中に0.2～4 wt%のわずかの空気が混在する場合でも境膜伝熱係数は1/3～1/5に減少することが示されている。

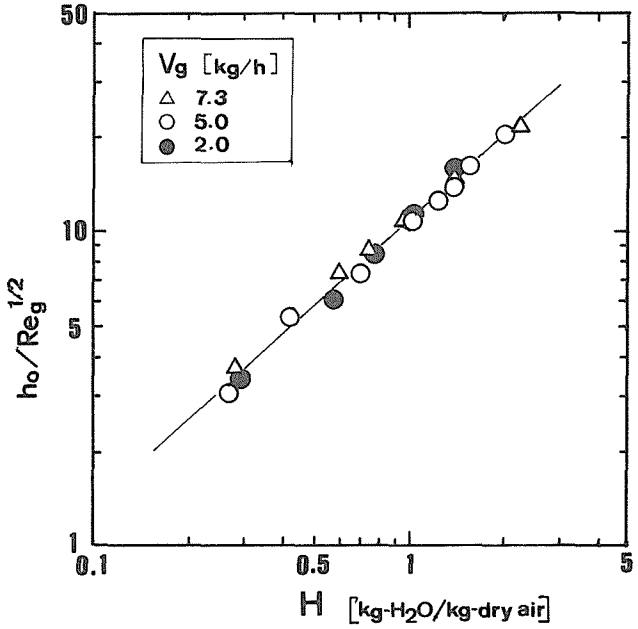


Fig. 5 Correlation between steam ratio and heat transfer coefficient

そこで本研究では実用上問題となる水蒸気比の値 $H=0.3\sim2.3$〔kg-H_2O/kg-air〕の範囲で，境膜伝熱係数に及ぼす水蒸気量の影響をしらべた。その結果をFig. 5に示す。Fig. 5より境膜伝熱係数と水蒸気比の間には $h_0\propto H^{0.9}$ なる関係が成り立つことを認め，h_0 はHにほぼ比例して増加することを明らかにした。

3. 5 境膜伝熱係数の相関式

Fig. 4及びFig. 5に示したように，境膜伝熱係数（h_0）に及ぼすレイノルズ数（Re_g）と水蒸気比（H）の影響が明らかとなり，次式の関係が成り立つことを認めた。

$$h_0=10.6\,H^{0.9}Re_g^{1/2} \qquad (4)$$

このEq.（4）による計算値と境膜伝熱係数の実測値との一致性をFig. 6に示す。

このようにEq.（4）は実測値を精度よく与えるが，しかしEq.（4）では，水蒸気比が非常に小さい乾き空気（$H\to0$）の場合には，境膜伝熱係数（h_0）は零にちかい値（$h_0\to0$）となってしまい，したがってEq.（4）は，乾き空気の場合でも境膜伝熱係数が $h_0=10\sim20$〔kcal/m²•h•℃〕となる実際の現象を正確に表現していない。そこで加熱媒体として水蒸気を含まない乾き空気を使用し

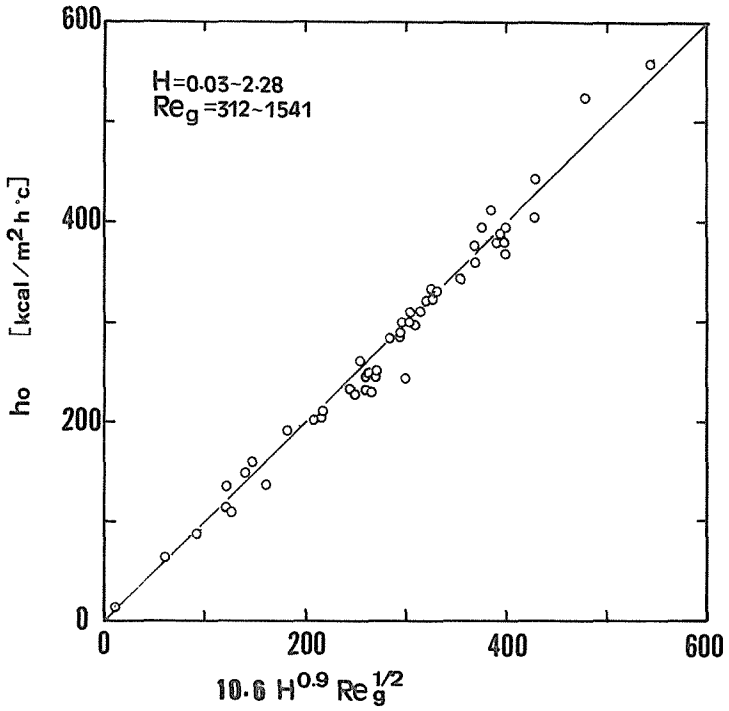


Fig. 6 Comparison of experimental values and calculated ones by Eq. (4)

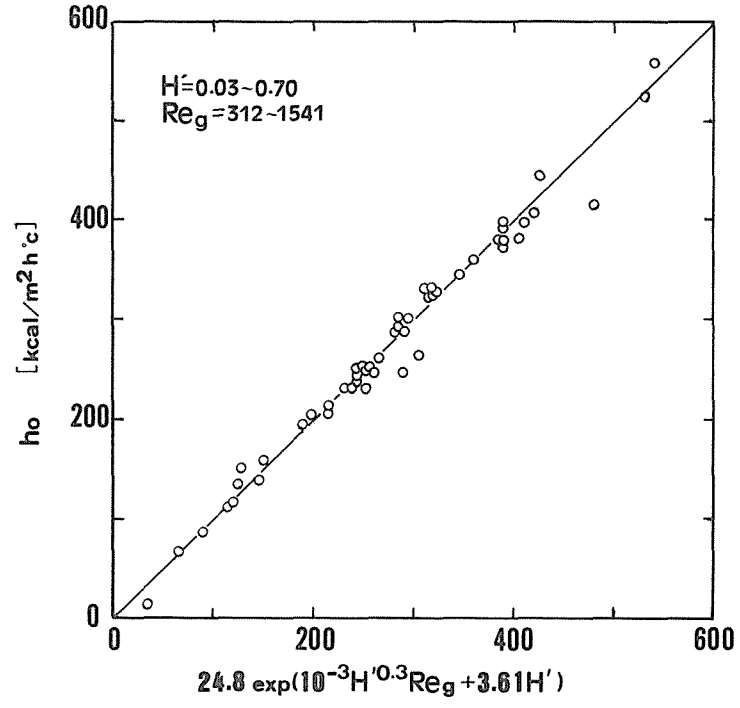


Fig. 7 Comparison of experimental values and calculated ones by Eq. (5)

た伝熱実験をおこなって境膜伝熱係数を測定して，水蒸気含有量が零の場合にも適用できる相関式の導出を試みた。

その結果，乾き空気を含めて水蒸気分率 $H'=H/(1+H)=0\sim0.7$ の範囲で境膜伝熱係数を精度よく与える次式 Eq. (5) を得た。

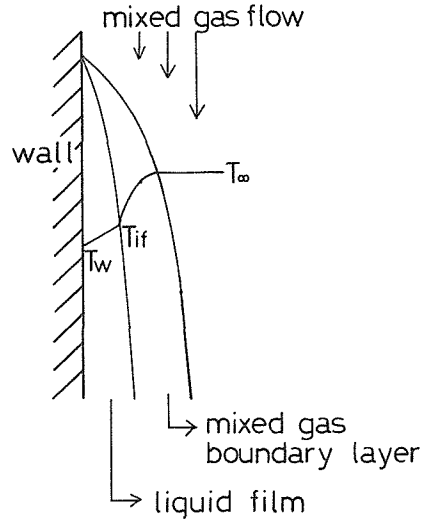
$$h_0=24.8\exp\left(0.001\,H'^{0.3}Re_g+3.61\,H'\right) \qquad (5)$$

なお Eq. (5) では，Eq. (4) で用いた水蒸気比 H に代って水蒸気分率 $H'〔=H/(1+H)〕$ を用いたが，これは H' を採用した相関式の方が実測値をより精度よく表現できたためである。

Fig. 7 にこの Eq. (5) と実測値の相関性を示したが，水蒸気分率 $H'=0\sim0.7$ の範囲で計算値と実測値は井常によく一致していることが認められる。

3. 6 非凝縮性気体を含む水蒸気の凝縮伝熱機構

通常の飽和蒸気の凝縮伝熱では，主な伝熱抵抗は伝熱面に形成される凝縮液膜に存在する[9]。しかし非凝縮気体が混在する場合の熱伝達機構は飽和蒸気の場合と異なり，Fig. 8 に示す 3 つの伝熱抵抗領域の存在が考えられる。



heat transfer resistance

$$R_{total}=R_f+R_{boud.}$$

$$1/h_o=1/h_f+1/h_b$$

Fig. 8 Model for condensation of steam containing a large amount of air

(1)相変化をともなわない領域における通常の対流による熱伝達抵抗

(2)凝縮界面へ向かう水蒸気の拡散物質移動に基づく熱伝達抵抗

(3)伝熱面に形成される凝縮液膜内の熱伝達抵抗

したがって境膜伝熱係数はこれら 3 つの抵抗を考慮することにより，次式のように表わすことができる。

$$\frac{1}{h_o}=\frac{1}{\dfrac{W_s\lambda}{T_o-T_{if}}+h_{conv}}+\frac{1}{h_f} \qquad (6)$$

Eq.（6）では対流伝熱抵抗（$1/h_{conv}$）と拡散物質移動に基づく伝熱抵抗〔$(T_o-T_{if})/W_s\lambda$〕は並列抵抗を形成するが，液膜伝熱抵抗（$1/h_f$）はこれらと直列抵抗にあることを意味する。

そこで境膜伝熱係数（h_o）に及ぼす液膜抵抗の影響を凝縮数（Co数）と液膜レイノルズ数（Re_f数）との関係を用いてしらべた。その結果を Fig. 9 に示す。

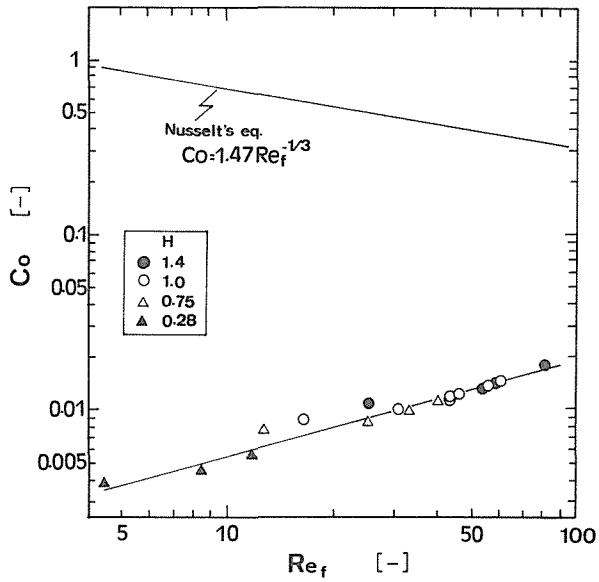


Fig. 9 Effect of film-Reynolds number on condensation number

なお熱伝達の主たる抵抗が凝縮水蒸気の形成する液膜にある場合には，図中の Nusselt の式から示されるように，本実験のように液膜流が層流範囲内では，Re_f 数が大きいほど液膜での伝熱抵抗が大きくなってヌッセルト数（Nu数）に対応する凝縮数（Co数）は減少することになる。

しかし Fig. 9 から明らかなように，本実験結果では，液膜レイノルズ数の増加とともに凝縮数は増加することが認められる。これは非凝縮性気体を含む水蒸気の凝縮伝熱では，水蒸気量またはガス側のレイノルズ数の増加によって水蒸気の物質移動速度が増し，それに付随して伝熱速度が促進される効果が凝縮水量の増加がもたらす凝縮数の減少割合の影響より相当に大きいためと考えられる。このように非凝縮性ガスが多量に存在する場合の主たる抵抗は，伝熱面上の凝縮液膜に存在するのではなく，Fig. 8 に示す水蒸気－空気混合気体の境界層領域に存在するものと推定される。

以上の伝熱抵抗の考察より本研究で取り扱った系では，凝縮液膜の熱伝達に対する抵抗は無視できるので，境膜伝熱係数（h_o）は最終的には次式 Eq.（7）で表わし得る。

$$\frac{1}{h_o}=\frac{1}{\dfrac{W_s\lambda}{T_o-T_w}+h_{conv}} \qquad (7)$$

ここでEq. (7) の右辺分母に含まれる2つの項のうち，対流による第2番目の熱伝達の効果を加熱媒体として水蒸気の拡散速度の影響があらわれない乾き空気を用いて境膜伝熱係数(h_o)に及ぼすレイノルズ数（Re_g）の影響をしらべることによって，検討した。

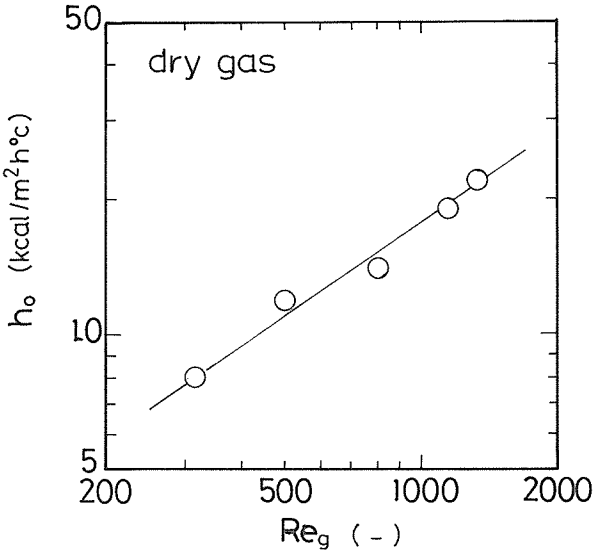


Fig. 10 Correlation between air-Reynolds number and heat transfer coefficient for dry air

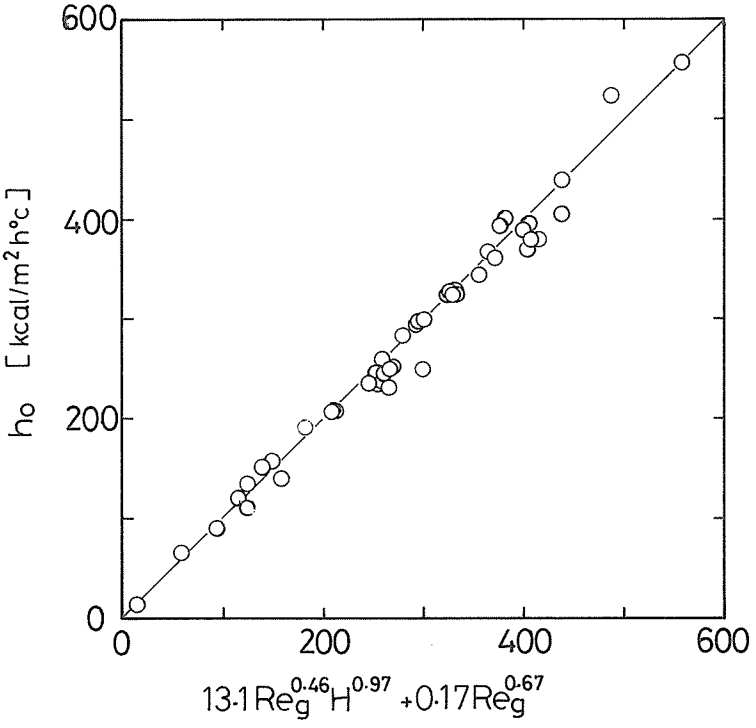


Fig. 11 Comparison of experimental values and calculated ones by Eq. (9)

その実験結果をFig. 10に示す。Fig. 10より，混合ガス境界層における対流の効果は，

$$h_{conv}=0.17\,Re_g^{0.67} \qquad (8)$$

で与えられることが示され，このEq.（8）の関係と実測値およびEq.（7）を用いることにより，境膜伝熱係数を与える最終的な式Eq.（9）を得た。

$$h_0=13.1\,Re_g^{0.46}\,H^{0.97}+0.17\,Re_g^{0.67} \qquad (9)$$

なお境膜伝熱係数の実測値のみを整理して求めた先のEq.（5）に対し，このEq.（9）はFig. 8に示した熱伝達機構に基づいて導出した式であり，Eq.（9）による計算値と実測値の一致性をFig. 11に示した。

Fig. 11よりEq.（9）は水蒸気比H＝0～2.28〔kg-H_2O/kg-air〕の範囲の本実験条件下での混合ガスの境膜伝熱係数を精度よく与えること，及びEq.（9）より熱伝達速度は混合ガス境界層の水蒸気濃度に大きく依存することが示される。

4. 総　　括

本研究では農産品加工プロセスなどの乾燥工程から排出される高湿度空気の有する熱エネルギーを，同一プロセスに含まれる蒸発工程の熱源として有効に利用する際に問題となる，非凝縮性気体を多量に含む水蒸気の凝縮伝熱現象について実験的に検討した。

その結果，非凝縮性気体が多量に存在する水蒸気の凝縮伝熱の主な熱伝達抵抗は混合ガス境界層に存在し，境膜伝熱係数は水蒸気の凝縮界面への物質移動に基づく伝熱と顕熱を与える一般的な対流伝熱に関連した2つの項の和として表わされることを明らかにした。さらに上述の伝熱機構に基づいて境膜伝熱係数を与えるEq.（9）を導き，実測値を精度よく表わすことができることを示した。

引　用　文　献

1） 上牧修，藤川昌久，渡辺昇，久郷昌夫：北大工学部研究報告，89号（1978）p. 107
2） 上牧修，藤川昌久，渡辺昇，久郷昌夫：北大工学部研究報告，105号（1981）p. 109
3） Owen, R. G., W. C. Lee : *Chem. Eng. Res. Des.*, **61**（1983）p. 335
4） Perry, J. H.: "Chem. Eng. Handbook" 4th Edition（1963）p. 11-34,（McGraw-Hill）
5） 杉山幸男：〝化学工業工学〟（1969）p. 196（地球出版）
6） 水科篤郎ら：〝化学工学便覧（改訂4版）〟（1980）p. 320（丸善）
7） 早川豊彦，川崎順二郎：化学工学 **37**（1973）p. 421
8） 長島義悟，井上守：化学工学論文集 **3**（1977）p. 525
9） 藤田重文，東畑平一郎：〝化学工学Ⅰ〟（1963）p. 299（東京化学同人）

Nomenclature

A_o	area of heating surface	[m^2]
Co	condensation number	[−]
G_g	mass velocity of air	[kg/m^2h]
G_w	mass velocity of water	[kg/m^2h]
H	absolute humidity	[kg-H_2O/kg-air]
H′	fractional humidity	[kg-H_2O/kg-mixed gas]
h_{conv}	heat transfer coefficient for convective flow	[kcal/$m^2h°c$]
h_f	heat transfer coefficient for liquid film	[kcal/$m^2h°c$]
hi	liquid-phase heat transfer coefficient	[kcal/$m^2h°c$]
h_o	gas-phase heat transfer coefficient	[kcal/$m^2h°c$]
L	length of test pipe	[m]
Nu	Nusselt number	[−]
Q	rate of heat flow	[kcal/h]
Re_f	film Reynolds number	[−]
Re_g	Reynolds number based on air flow	[−]
T_o	mixed gas temperature	[℃]
T_w	heating wall temperature	[℃]
Tif	temperature at codensation interface	[℃]
$(\Delta t)_0$	temperature difference between mixed gas and wall	[℃]
V_g	mass flow rate of air	[kg/h]
V_s	mass flow rate of steam	[kg/h]
V_w	mass flow rate of water	[kg/h]
W_s	mass flow rate of condensing steam	[kg/h]
x	length from gas inlet	[m]
λ	latent heat of condensation	[kcal/kg]