

水平管群を流下する水膜の蒸発モデル

中里見 正 夫*・A.E. Bergles**

Film Evaporation Model on Horizontal Tubes

Masao NAKAZATOMI, A.E. BERGLES

Abstract

A mathematical model of the film evaporation process based on Nusselt's film condensation work is presented. Evaporation heat transfer coefficients calculated using the model are presented against main parameters for thin water film flowing over the outside of horizontal smooth tubes. Comparison between the results of the model and experimental results using 19.0 mm O.D. smooth tubes heated with hot water. Heat transfer data were obtained under saturation conditions; temperature ranging from 6.0 to 13.0°C, film water flow rate up to 300 kg/hm and heat flux up to 1.3×10^4 kcal/m²h.

1. ま え が き

液膜流を利用した熱交換器は加熱および冷却の両分野で広く利用されている。それは、熱伝達係数が高い値を示すことによるといえよう。水平管群を流下する液膜の蒸発特性をは握するために、沸騰を伴わない条件下の熱伝達係数を知る必要がある。

本報では、ヌセルトの膜状凝縮モデルを蒸発液膜に適用し、蒸発に関する数学モデルを確立した。このモデルによると、液膜は層流で管外表面を完全に覆い、液膜表面から蒸発しているものと仮定する。したがって、一つの理想的な蒸発モデルであるから、液膜流量が特に少ない場合には実際の現象とかけ離れる可能性がある。

今日では、水膜の蒸発性能の向上を旨として、管外表面に種々の加工を施したいわゆる加工管が多数考案され、熱交換器に使用され始めている。これらの管の性能を比較検討するための有効な手法がこれまで不十分であったように思われる。本蒸発モデルは種々の実験条件に対して一つの基準値を与え得るから、蒸発性能を比較検討する上でも一つの有力な手段となり得よう。ここでは、平滑管の実験データを用いて、本蒸発モデルに基づいた計算結果と比較した。

* 宇部工業高等専門学校機械工学科

** Iowa State University, Ames, Iowa, USA

2. 使用した記号

B	式(16)で定義される値
C	式(25)で定義される値
c_p	液体の比熱 kcal/kg °C
D	管径 m
F	面積 m ²
G	温水の流量 kg/h
g	重力の加速度 (= 1.271×10^8 m/h ²)
h_{fN}	ヌセルトモデルによる液膜の平均熱伝達係数 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$
h_{fo}	式(30)で定義される液膜のみかけの熱伝達係数 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$
h_s	管内单相流の熱伝達係数 kcal/m ² h °C
K_0	みかけの熱貫流率 kcal/m ² h °C
L	長さ m
P	絶対圧力 mmHg
Q	熱量 kcal/h
q	熱流束 kcal/m ² ·h
R	管の半径 m
r	蒸発熱 kcal/kg
t	温度 °C
Δt	温水の伝熱管入口出口温度差 °C

Δt_w	伝熱面過熱度	°C
u, v	速度	m/s
x	管壁周方向の長さ	m
y	管壁に垂直方向の長さ	m
z	式(22)で定義される値	
β	管外表面の液膜で覆われた面積割合 (ぬれ率)	
Γ	液膜流量	kg/h・m
δ	液膜の厚さ	m
θ_m	対数平均温度差	°C
λ	熱伝導率	kcal/m・h・°C
μ	粘性係数	kg/m・h
ρ	密度	kg/m ³
ϕ	角度	
添 字		
f	液膜	
i	管内	
in	入口	
l	液相	
m	平均	
o	管外あるいはみかけの値	
out	出口	
s	飽和	
t	合計	
v	蒸気	
w	壁面	

3. 液膜蒸発に対するヌセルト理論の適用

ヌセルトは1916年に水平管群上の液膜凝縮理論を発表した¹⁾。その解析は次の仮定に基づいている。

- (1) 凝縮は液膜自由表面で起こり、熱は過冷液膜を通して管壁へ伝導で伝わる。
- (2) 液膜自由表面の温度は飽和温度とする。
- (3) 管の表面方向への熱移動は無視する。
- (4) 管壁温度には温度分布はないものとする。
- (5) 液膜の流れは層流で定常とする。
- (6) 蒸気速度は無視する。
- (7) 液膜の厚さは管半径に比較して十分に小さいものとする。

以下には、上記の仮定が近似できるような理想的な液膜蒸発モデルを考え、ヌセルトの解析に準じて進めた解析結果について述べる。

Fig. 1 は、ヌセルト理論を適用した理想的な蒸発液膜を示したもので、液膜の流れは層流とする。液膜に対

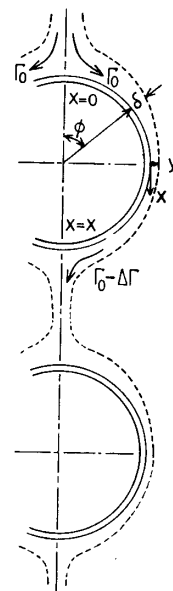


Fig. 1 Evaporation Model for Liquid Film

して仮定7を適用すると次の層流境界層の方程式を用いることができる。

連続方程式：

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

運動量方程式：

$$\rho_l \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_l \cdot v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g(\rho_l - \rho_v) \sin \phi \quad (2)$$

エネルギー方程式：

$$c_p \cdot \rho_l \cdot u \frac{\partial t}{\partial x} + c_p \cdot \rho_l \cdot v \frac{\partial t}{\partial y} = \lambda_l \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \quad (3)$$

ここに、 u, v は液膜の x 方向および y 方向の速度成分、 t は温度、 c_p, λ_l および μ_l は液膜の比熱、熱伝導率および粘性係数、 ρ_l および ρ_v は液膜および蒸気の密度である。

境界条件は

$$\left. \begin{aligned} y=0 \text{ (加熱面)} & \text{で } u=v=0, t=t_w \\ y=\delta \text{ (液膜表面)} & \text{で } \mu_l \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = 0, t=t_s \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

液膜表面の条件には仮定6を用いている。

液膜厚さ δ の値は通常かなり小さいので流下速度も小さい。そこで慣性力の影響を無視すると式(2)の左辺が零となり次のように書ける。

$$\mu_l \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -g \cdot (\rho_l - \rho_v) \sin \phi \quad (5)$$

上式を積分し境界条件を用いて積分常数を決定すれば液膜の速度分布式は次のようになる。

$$u = \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \sin \phi}{2 \mu_l} (2 \delta y - y^2) \quad (6)$$

液膜の平均速度 u_m は

$$u_m = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta u dy = \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{3 \mu_l} \delta^2 \cdot \sin \phi \quad (7)$$

任意の座標 x における単位時間単位長さ当りの液膜流量 Γ は液膜の平均速度 u_m を用いて次のように書ける。

$$\Gamma = \rho_l \cdot \delta \cdot u_m = \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v)}{3 \mu_l} \delta^3 \cdot \sin \phi \quad (8)$$

微小区間 dx における流量の変化量 $d\Gamma$ は

$$d\Gamma = \rho_l \cdot d(\delta \cdot u_m) \cong \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \delta^2 \cdot \sin \phi d\delta \quad (9)$$

$d\Gamma$ は dx における蒸発量である。

蒸発量 $d\Gamma$ は微小面積当りの移動熱量 dQ を用いて次のようにも書ける。

$$r \cdot d\Gamma = dQ \quad (10)$$

ここに、 r は蒸発熱である。 dQ は、液膜の流れを層流と仮定しているので熱伝導方程式を用いて次のように書き表わされる。

$$dQ = -\lambda_l \frac{t_w - t_s}{\delta} dx \quad (11)$$

式(10)と式(11)から $d\Gamma$ は次のようになる。

$$d\Gamma = -\frac{\lambda_l}{r} \cdot \frac{t_w - t_s}{\delta} dx \quad (12)$$

このように、蒸発量 $d\Gamma$ は式(9)と式(12)によって表わされる。両式と $dx = R \cdot d\phi$ の関係を用いると次式が得られる。

$$\frac{R \cdot \lambda_l (t_s - t_w)}{r} \cdot \frac{d\phi}{\delta} = \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v)}{\mu_l} \sin \phi \delta^2 d\delta \quad (13)$$

上式を書き替えると

$$\frac{\mu_l \cdot \lambda_l \cdot (t_s - t_w) \cdot R}{r \cdot g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \cdot \frac{d\phi}{\sin \phi} = \delta^3 \cdot d\delta \quad (14)$$

ヌセルト¹⁾は式(14)を次のように書き表わした。

$$B \cdot d\phi = \delta \cdot d(\delta^3 \cdot \sin \phi) \quad (15)$$

ここに、

$$B \equiv \frac{\mu_l \cdot \lambda_l \cdot (t_s - t_w) \cdot R}{r \cdot g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \quad (16)$$

式(15)は次のように書ける。

$$B \cdot d\phi = 3 \delta^3 \sin \phi d\delta + \delta^4 \cdot \cos \phi d\phi \quad (17)$$

$$= \frac{3}{4} \sin \phi d\delta^4 + \delta^4 \cdot \cos \phi d\phi$$

変数 $\frac{\delta^4}{B} \equiv Y$ を導入すると

$$d\phi = \frac{3}{4} \sin \phi \cdot dY + Y \cdot \cos \phi d\phi \quad (18)$$

$$\frac{3}{4} \sin \phi \frac{dY}{d\phi} + Y \cdot \cos \phi - 1 = 0 \quad (19)$$

式(19)は次のように解くことができる。

$$\frac{\delta^4}{B} \equiv Y = \frac{1}{\sin^{4/3} \phi} \left\{ \frac{4}{3} \int \sin^{1/3} \phi \cdot d\phi + C \right\} \quad (20)$$

$$\frac{z^4}{B} = \frac{4}{3} \int_0^\phi \sin^{1/3} \phi d\phi + C \quad (21)$$

ここに、

$$\delta \cdot \sin^{1/3} \phi \equiv z \quad (22)$$

式(21)と式(22)から

$$\lim_{\phi \rightarrow 0} \delta^4 = \frac{4}{3} B \cdot \frac{C}{\sin^{4/3} \phi} \quad (23)$$

また、式(7)と式(8)から

$$\lim_{\phi \rightarrow 0} \delta^4 = \left\{ \Gamma \frac{3 \mu_l}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right\}^{4/3} \cdot \frac{4}{\sin^{4/3} \phi} \quad (24)$$

式(23)と式(24)から定数 C が次のように求まる。

$$C = \left\{ \Gamma \cdot \frac{3 \mu_l}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right\}^{4/3} \cdot \frac{1}{B} \quad (25)$$

これを式(21)に代入し、式(22)の関係を用いて整理すると、液膜厚さ δ を与える式が次のように求められる。

$$\delta = B^{1/4} \cdot \frac{1}{\sin^{1/3} \phi} \left\{ \left(\frac{4}{3} \right)^{1/4} \cdot \left(\int_0^\phi \sin^{1/3} \phi \cdot d\phi \right)^{1/4} + \frac{1}{B^{1/4}} \left(\frac{3 \Gamma \cdot \mu_l}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/3} \right\} \quad (26)$$

任意の位置 x における局所の熱伝達係数 h_x は

$$h_x = \frac{\lambda_l (\partial t / \partial y)_{y=0}}{t_w - t_s} = \frac{\lambda_l}{\delta_x} \quad (27)$$

で与えられる。

式(26)から液膜厚さを数値的に計算することができる。さらに、式(11)から熱流束 $q (=dQ/dx)$ および式(27)から局所の熱伝達係数がそれぞれ算出される。平均熱流束 q_m と平均熱伝達係数 h_{fN} の値はそれぞれ式(11)と式(27)を伝熱管表面積 ($x=0$ から $x=x$ まで) について積分し求められる。

4. 計算手順

式(26)を用い液膜厚さを計算するために、ここでは Table 1 のように伝熱管を分割した。次に計算の手順を示す。

- (1) 計算条件として管の半径 R 、液膜流量の初期値 Γ_0 、飽和温度 t_s および管壁温度 t_w は与えるものとする。

Table 1

i	ϕ_i	$1/\sin^{1/3} \phi$	$\left(\int_0^\phi \sin^{1/3} \phi d\phi \right)^{1/4}$
	0	∞	0.0
1	5	2.255	0.4087
2	10	1.792	0.5180
3	20	1.430	0.6529
4	30	1.260	0.7475
5	40	1.159	0.8219
6	50	1.093	0.8830
7	60	1.049	0.9373
8	70	1.021	0.9842
9	80	1.005	1.027
10	90	1.000	1.065
11	100	1.005	1.099
12	110	1.021	1.130
13	120	1.049	1.158
14	130	1.093	1.184
15	140	1.159	1.206
16	150	1.260	1.226
17	160	1.430	1.243
18	170	1.792	1.257
19	175	2.255	1.263
	180	∞	1.266

- (2) 液膜温度 $t_f \left(= \frac{t_s + t_w}{2} \right)$ に対する物性値すなわち密度 ρ_l , 粘性係数 μ_l および熱伝導率 λ_l を求める。
- (3) 飽和温度 t_s に対する蒸発熱 r および蒸気の密度 ρ_v を求める。
- (4) 式(16)から B および $B^{1/4}$ を算出する。
- (5) 式(25)から C および $C^{1/4}$ を算出する。
- (6) 表1の値を用いて ϕ_{i-1} に対する局所の液膜厚さ δ_{i-1} を式(26)から算出する。
- (7) 式(27)から局所の熱伝達係数 $h_{\phi_{i-1}}$ を求める。
- (8) $h_{\phi_{i-1}}$ と分割面積 $F_{\phi_{i-1}} \left(= \pi \cdot D_0 \cdot \frac{\phi_{i-1}}{360} \cdot 1 \right)$ を用いて局所の熱移動量 $Q_{\phi_{i-1}}$ を求める。
- (9) $Q_{\phi_{i-1}}$ と蒸発熱 r から局所の蒸発量 $\Delta \Gamma_{\phi_{i-1}}$ を計算する。
- (10) 局所の液膜流量 $\Gamma_{\phi_{i-1}} (= \Gamma_{i-0} - \Delta \Gamma_{\phi_{i-1}})$ を求める。
- (11) 手順(5)に戻り, Γ_{i-0} を $\Gamma_{\phi_{i-1}}$ の値で置き替えて C および $C^{1/4}$ を算出する。

(12) 表1の $\phi_{i-1}=5^\circ$ から $\phi_{i-1}=175^\circ$ まで手順(5)から手順(11)の計算を繰り返し行う。

(13) ϕ_{i-19} まで計算が終了すると, 平均熱伝達係数 h_{fN} が算出できる。

$$h_{fN} = \frac{1}{F_t} \int_0^\phi \frac{\lambda_l}{\delta_x} d\phi \left(\approx \frac{Q_t}{F_t \cdot \Delta t_w} \right) \quad (28)$$

(14) $\Gamma_{\phi_{i-19}}$ の値は直下の次の伝熱管への液膜流量の初期値となる。

5. 計算結果

なめらかな管の外壁が飽和液膜で完全に覆われる理想的な液膜蒸発モデルは, 特に液膜流量の小さい領域では現実的ではないが, 一つの規準値を与えるものとして重要であろう。また, 蒸発性能の向上を目的として管外表面に種々の加工を加えた管が用いられているが, これらの管の性能を比較検討する上で, 本モデルの試算結果は有用となろう。

前記の計算手順に従って, 水膜に対して計算した結果を示したものが Fig. 2~Fig. 4 である。これらの図は

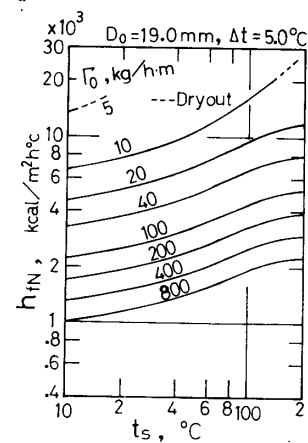
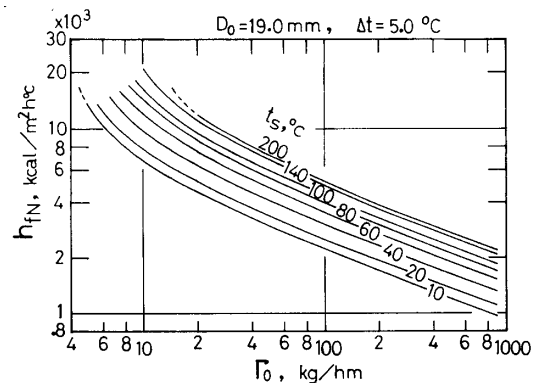
Fig.2 Effect of Film Flow Rates Γ_0 

Fig.3 Effect of Saturation Temperatures

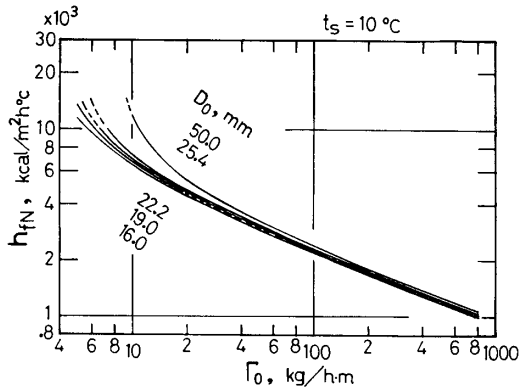


Fig. 4 Effect of Tube Diameters

熱伝達係数 h_{fN} に及ぼす主要パラメータの影響を理解する上で重要であろう。

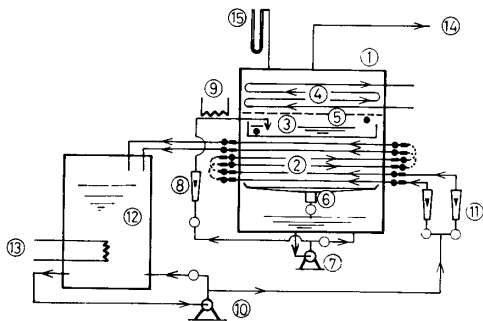
Fig. 2 と Fig. 3 は管外径 $D_0=19.0\text{mm}$ 、伝熱面過熱度 $\Delta t (=t_w - t_s) = 5.0^\circ\text{C}$ とし、 h_{fN} に及ぼす液膜流量 Γ_0 および飽和温度 t_s (または圧力) の影響を調べたものである。これらの図から、 Γ_0 および t_s の値の変化は h_{fN} の値に強く影響を与えることがわかる。

Fig. 4 は、飽和温度 $t_s=10^\circ\text{C}$ とし、 h_{fN} 対 Γ_0 の関係に与える管の外径の影響を調べたものである。同図によると、 h_{fN} に与える管径の影響は比較的小さいといえる。

6. 実験データとの比較

6.1 実験装置

実験装置の概要を Fig. 5 に示す。蒸発管が水平に取



- 1 : Evaporation chamber
- 2 : Test sections
- 3 : Feeder (Tray & syphon)
- 4 : Condenser
- 5 : Baffle plate
- 6, 8, 11 : Flowmeters
- 7, 10 : Pumps
- 9 : Heater
- 12 : Hot water tank
- 13 : Heater & cooler
- 14 : Vacuum pump
- 15 : Manometer
- : Thermocouples
- : Mixing chambers

Fig. 5 Schematic Drawing of Experimental Loop

り付けられる容器本体の内部寸法は、幅 0.1m 、長さ 1m 、高さ 0.9m である。透明のアクリル材で造られているので内部の観察ができる。水平管群は鉛直面内に、外径 16.0mm 、ピッチ 24.5mm 、16本、外径 19.0mm 、ピッチ 27.0mm 、12本、外径 22.2mm 、ピッチ 33.0mm 、12本、外径 25.4mm 、ピッチ 38.0mm 、9本までそれぞれ取り付け可能である。

本装置は、蒸発容器本体のほか、飽和水循環系統および温水循環系統、凝縮器および制御バルブ類から成り立っている。飽和水循環系統はポンプ、流量計、予熱器、流下液膜分配用トレイおよびサイホンから構成されている。水平管外壁で発生した蒸気は容器本体上部の凝縮器で復水し、邪摩板で受けられ本体側壁を流下し、未蒸発流量に合流する。蒸発容器内の圧力は実験中一定に保持される。液膜流量が $40\text{kg/m}\cdot\text{h}$ を越える実験領域の場合には、流下液膜分配用トレイは大流量分配用としてガラス球をつめた二重箱形を採用した。外箱底部にはサイホンと同一ピッチで流下用の孔 (2.5mm) が開孔されている。

6.2 実験方法

本実験の液膜流量の範囲は $\Gamma_0 = 3 \sim 300\text{kg/m}\cdot\text{h}$ である。 Γ_0 の値が比較的小さいために、多くの場合水平管外壁は水膜で完全に覆われることはない。特に、 $\Gamma_0 \leq 100\text{kg/h}\cdot\text{m}$ の小流量では最上段の蒸発管であってもほぼサイホンピッチと等しい間隔で水膜は分離し、乾いた面が露出している。伝熱面には、このように部分的に乾いた面が存在するが、蒸発管の全外表面積に対するみかけの熱貫流率 K_0 を次式のように定義する。

$$K_0 = \frac{G \cdot c_p}{F_t} \cdot \frac{\Delta t}{\theta_m} \quad (29)$$

ここに、 G は温水流量、 F_t は伝熱管外表面積 ($=\pi \cdot D_0 \cdot L$)、 Δt は温水の伝熱管入口、出口の温度差、 θ_m は対数平均温度差である。

一方、みかけの熱貫流率 K_0 は、管内の温水側単相熱伝達係数 h_s と管外の液膜熱伝達係数 h_{fa} とから次式のように表わされる。

$$\frac{1}{\pi \cdot D_0 L K_0} = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot L \cdot \beta_e h_s} + \frac{1}{\pi \cdot D_0 \cdot L \cdot \beta h_{fa}} \quad (30)$$

ここに、 β_e は管内温水側伝熱面の有効率、 β は管外表面の水膜で覆われた部分の全外表面積に対する面積率である。管外表面が乾いている部分であっても、管内の温水から管壁への熱伝達はフィン効果があるため完全に無効ではないであろう。以下では便宜上 $\beta_e = 1$ と仮定し

た. $(\beta \cdot h_{fa})$ は管外水膜側のみかけの熱伝達係数 h_{fo} として次式のように表わす.

$$\frac{1}{\beta \cdot h_{fa}} \equiv \frac{1}{h_{fo}} = \frac{1}{K_0} - \frac{D_0}{D_i} \cdot \frac{1}{h_s} \quad (31)$$

ここで, h_s は次式を用いて計算する.

$$Nu \equiv \frac{h_s \cdot D_i}{\lambda_l} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (32)$$

熱流束 q は次式から算出される.

$$q = \frac{G \cdot c_p}{\pi D_0 \cdot L} \cdot \Delta t \quad (33)$$

6.3 実験結果とモデルとの比較

前述したように, 本実験範囲では水平管の外表面が水膜で完全に覆われることは少なく, 多くの場合伝熱面が部分的に露出している. 液膜流量が比較的大きい

$\Gamma \geq 100 \text{ kg/hm}$ の場合, 最上部に配置された管 No. 1 と No. 2 は水膜でほぼ完全に覆われるが, No. 3 以降の管では水膜が偏流を伴ない乾いた伝熱面の露出が急激に増加する. これに対して, 液膜流量が比較的小さい $\Gamma < 100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の場合には, 最上部の管であっても管外表面は水膜で完全に覆われることはなく, サイホンのピッチ間隙で水膜は分断されている. Γ の値の減少と共に乾いた面の露出割合は増加する. 熱流束が極めて小さいか, または等温の流れでは, 液膜の小流量範囲 $\Gamma < 100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ でも水平管の外壁は容易に水膜で完全に覆われる. しかし, 熱流束の増加と共に水膜は偏流を生じ, 分断され水膜の流れはリブレット流れとなる.

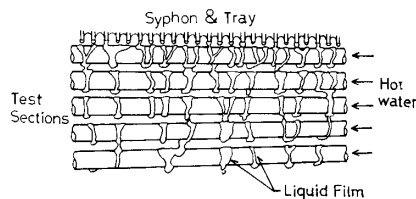
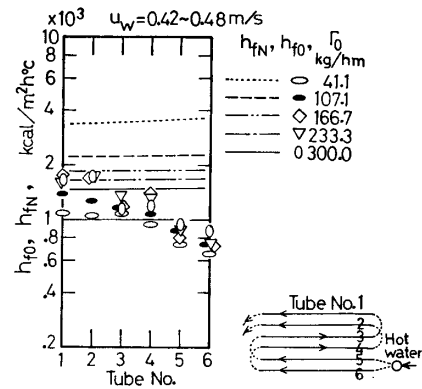


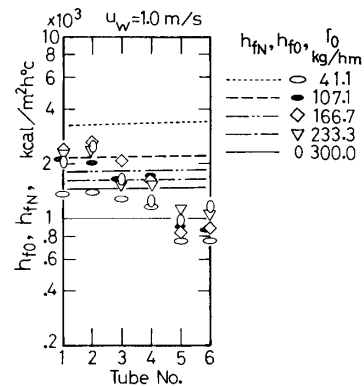
Fig. 6 Typical Example of The Evaporating Liquid Film for Smooth Tubes ($D_0=19.0\text{mm}$, $P=10.7\text{mmHg}$, $u_w=1.26\text{m/s}$, $\Gamma_0=29.5\text{kg/hm}$)

Fig. 6 は外径 19mm の平滑銅管群 (5 本) の外壁を流下する水膜の観察写真をトレースしたものを示している. 液膜流量 Γ_0 は約 $30\text{kg/h}\cdot\text{m}$ である. サイホンから真接流下される最上部の管であっても, 液膜はほぼサイホンピッチで分断される, 乾いた伝熱面がかなり多く露出している. このように水膜は多数の流れに分断され, リブレット流れに類似している. そして下方の管へ流下しつつ合流し細流の数は減少する.



(a) $u_w=0.42\sim 0.48\text{m/s}$, $t_s=6.01\sim 7.70^\circ\text{C}$,
 $P_s=7.0\sim 7.8\text{mmHg}$, $\Delta t=4.02\sim 6.66^\circ\text{C}$

Fig. 7 Comparison between h_{f0} and h_{fN} for Smooth Tube ($D_0=19.0$ and $D_i=17.0\text{mm}$ Copper Tubes)



(Fig. 7) (b) $u_w=1.0\text{m/s}$, $t_s=8.55\sim 9.05^\circ\text{C}$,
 $P_s=8.3\sim 8.6\text{mmHg}$, $\Delta t=4.25\sim 5.01^\circ\text{C}$

Fig. 7 (a) と (b) は測定値を用いて式 (30) から計算したみかけの熱伝達係数 h_{fo} を示したもので, (a) 図は管内の加熱用温水速度が $u_w=0.45\text{m/s}$, (b) 図は $u_w=1.0\text{m/s}$ である. 水平管は外径 19mm の平滑銅管 6 本から成り, 温水が下部の 2 本から流入し, 2 本づつ 3 パスに順次流入した後, 最上部 2 本の管から流出する.

h_{fo} の値は管番号 1 と 2 ではほぼ同程度の値を示しているが, 管番号の増加と共にすなわち下方の管の値が小さくなる傾向を示している. この傾向は, 上述したように, 液膜流量が比較的大きい $\Gamma_0=40\sim 300 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の領域であるため上方から 1 と 2 の管の外壁は水膜でほぼ完全に覆われているが, それ以降の管外壁の水膜は分断しながらリブレット流れに移行していき乾いた伝熱面が増加してくるためである. すなわち, 水膜の蒸発に寄与する

伝熱面が減少するためであろう。液膜流量 Γ の値の増減による h_{fo} への影響は、 Γ の値の増加と共に h_{fo} の値は増加する傾向を示しているが $\Gamma \geq 160 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ に増加すると h_{fo} の値はほぼ一定値を示す。

同図中にはヌセルトモデルによる平均熱伝達係数 h_{fN} の計算結果を線で示した。このモデルでは、水平管外壁は完全に水膜で覆われているいわゆる理想的な場合を想定している。したがって、液膜流量は下方の管へ流下するにつれ蒸発量だけ減少するため、水膜の厚さは薄くなりその結果 h_{fN} の値は増大する。

前述したように、本数学モデルに対する平均熱伝達係数は一つの基準値を与えるから、本実験のように伝熱面が部分的に露出している場合の測定結果との比較は、両者の間にどの程度の相違があるかをみるところに意義がある。

Fig. 7における h_{fN} と h_{fo} の比較から次のことがいえよう。 Γ の値が $160 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ 以上の管番号1と2の管では、水膜がほぼ完全に管外壁を覆っているため本数学モデルと類似し、熱伝達係数の値はほぼ一致している。 Γ の値が小さい場合および管番号で3以降の管では、水膜が分断されリブレット流れに移行しモデルから相違するため、実験値の h_{fo} は小さい値を示し h_{fN} の値と大きな差異を示すようになる。

Fig. 8は、外径 $D_0=19.0\text{mm}$ の水平円管に対して測定した水膜側の熱伝達係数 h_{fo} を示したものである。水平管には4本1組の3パス、合計12本の平滑管が用いられた。圧力と温水流量がほぼ一定のもとに水膜流量を $\Gamma_0=6.7\sim 30.0\text{kg/h}\cdot\text{m}$ の範囲で変化させた場合の測定結果である。水膜流量の値が小さいため、最上部の管 (Tube No. 1) であっても水膜はサイホンピッチで分断されリブレット流れとなっている。そのため、大部分の伝熱面が露出し本蒸発モデルと著しく相違した水膜の流れとなっている。したがって、図にみられるように h_{fo} と h_{fN} の値には大きな隔りがある。

この図から次の傾向を指摘することができよう。水膜流量の違いによって h_{fo} の値に系統的な差異がみられない。観察によると、水膜流量の値が特に小さい $\Gamma_0 \leq 30 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ 範囲では、水膜の流れが最上部の管からすでにリブレット流れとなっていて、その細流の数と流路が Γ_0 の値の変化にほとんど影響されない。したがって、 h_{fo} の値に Γ_0 の値の変化による影響が現れ難いものと推定される。

Fig. 8には蒸発モデルによる計算結果を5種類の線を用いて示している。その内、 Γ_0 の値が $10\text{kg/h}\cdot\text{m}$ 以下

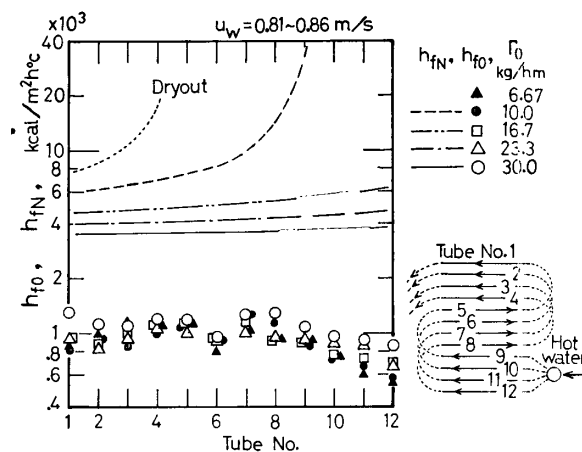


Fig. 8 Comparison between h_{fo} and h_{fN} under Low Film Flow Rates
($D_0=19.0\text{mm}$, $t_s=8.10\sim 8.97^\circ\text{C}$,
 $P_s=8.1\sim 8.6\text{mmHg}$, $\Delta t=2.35\sim 3.08^\circ\text{C}$)

の点線と破線の2つの線は Tube No. の増加と共に h_{fN} の値が急増し、ついに無限大になっている。これは、その点で水膜が蒸発しつくし、管外表面がドライアウトした状態を示している。

Fig. 9は、たて軸に熱伝達係数を取り、横軸に水膜流量および水膜のレイノルズ数 Re_f をとって、Fig. 7 (b) および Fig. 8 に示した測定結果をまとめてプロットしたものである。同図中には、実験値と同じ条件で計算した蒸発モデルによる値 h_{fN} をも示した。 Γ_0 の値が $100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ 以下では h_{fo} と h_{fN} の値の間には大きな差異がある。 Γ_0 の値が $100\text{kg/h}\cdot\text{m}$ 以上では両者の値は接近し、 $\Gamma \geq 160 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ では h_{fo} の値が h_{fN} の値より

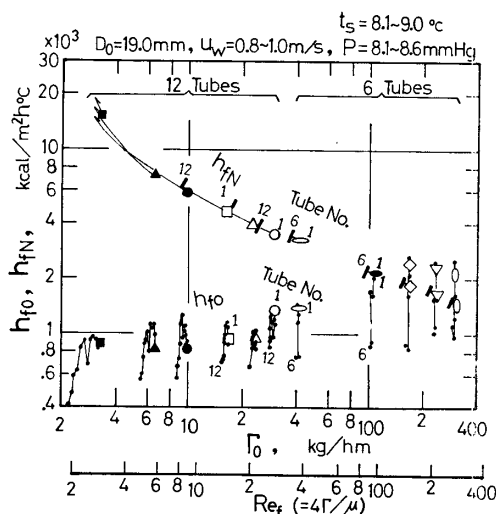


Fig. 9 Comparison between h_{fo} and h_{fN}

大きい値を示す場合がある。その大きな h_{fo} 値を示す管は Tube No. 1 と 2 で、観察によると管の外周はほぼ完全に水膜で覆われている。また、流量 Γ_0 が大のため水膜の流れに乱流効果を伴っているものと推定される。その結果、これらの管では、 h_{fo} の値が h_{fN} の値より大きくなり得るものと推察される。Tube No. 3 と 4 では水膜は偏流を伴い分断され始め乾いた伝熱面が部分的に露出し h_{fo} の値は低下する。 h_{fo} の値はたまたま h_{fN} の値と同程度の値となっているが、水膜の付着状態がモデルのそれと類似していることを意味するものではない。Tube No. 5 と 6 の管では、上列の管からの滴下間隔も偏り水膜の分断がさらに進み、水膜の流れがリップレット流れに移行するため、 h_{fo} の値は一層低下し h_{fN} の値とかなり相違してくる。

Fig. 10は、Fig. 9の中から Tube No. 1 のみの h_{fo} 値を取り出しプロットしたものである。同図中には、実験条件に合わせて計算した蒸発モデルによる熱伝達係数 h_{fN} およびチャーンとセバン²⁾による次式で計算した h_f の値をそれぞれ線で示した。

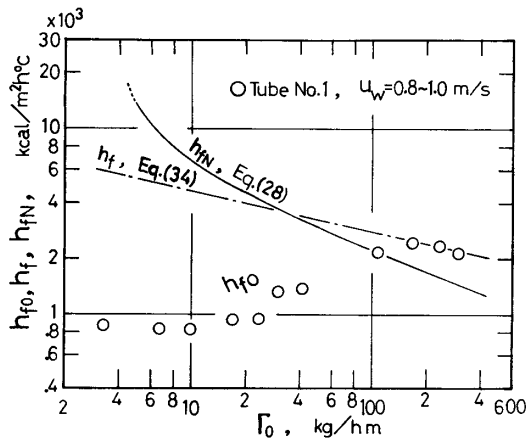


Fig. 10 Comparison between h_{fo} , h_f ²⁾ and h_{fN}
($D_0=19.0\text{mm}$, $t_s=8.1\sim 9.0^\circ\text{C}$, $P_s=8.1\sim 8.6$
 mmHg)

$$h_f = 0.606 (\lambda_i^3 \cdot g / D^2)^{1/3} \cdot (\Gamma_0 / \mu)^{-0.22} \quad (34)$$

$\Gamma_0 < 100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の小水膜流量の範囲では、水膜は管外面を完全に覆うことはなく、水膜の付着状態はFig 6にみられるようにサイホンピッチでほぼ等間隔に流下し、特に $\Gamma_0 < 30 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ では管外表面の大部分が露出する。すなわち、水膜の付着状態は本報の数学モデルとは著しく相違したものとなり、熱伝達係数 h_{fo} の値は小さくなって h_{fN} の値と大差がつくことになる。

水膜流量が増加して $\Gamma_0 \geq 100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の範囲では、管外表面は水膜でほぼ覆われ、蒸発モデルに類似した水膜状態が観察される。その結果、熱伝達係数 h_{fo} と h_{fN} の値が同程度になることは首肯できる。

7. あとがき

ヌセルトの膜状凝縮理論を薄膜の表面蒸発過程に適用し、蒸発の数学モデルから熱伝達係数を算出できるようにした。また、平滑管の実験結果と比較した。それらを要約すると次のようである。

(1) 層流蒸発液膜に対する熱伝達係数と主要パラメータの関係が明らかになった。すなわち、液膜流量、飽和温度または圧力は熱伝達係数に大きな影響を与える。水平管の管径の変化はあまり影響しない。

(2) 平滑管の実験結果は、液膜流量 $\Gamma_0 \geq 160 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の範囲で、さらに上列の管の熱伝達係数の値がモデルの結果とはほぼ一致する。管外表面が水膜でほぼ覆われるからである。下列の管では、大流量域であっても滴下状態の偏りが偏流を進行させ水膜の付着状況が変わるため、モデルの結果と一致しない。

(3) 液膜流量 $\Gamma_0 \leq 100 \text{ kg/h}\cdot\text{m}$ の範囲における水膜の付着状態はリップレット流れとなり、乾いた伝熱面がかなり露出するため、測定結果はモデルとかなり大きな隔たりを生ずる。

(4) 蒸発モデルは一つの限界値を与えることができるから、実験条件の違い、あるいは加工管の蒸発性能の判定等の上で有効に使用できるであろう。

最後に、本研究の計算に当りアイオワ州立大学の電子計算機センタを利用したことを明記し謝意を表す。

文 献

- 1) W., Nusselt, "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes", Z.V.D.I., Vol. 60, No. 27 (1916) P. 541, Vol. 60, No. 28 (1916) P. 569.
- 2) K. R., Chun, and R. A., Seban, "Heat Transfer to Evaporation Liquid Films", J. Heat Transfer, Trans. ASME, Series C, Vol. 93 (1971—Nov.) P. 391.

(昭和55年9月1日受理)