

強制対流飽和沸騰の熱伝達に関する研究 (第1報)

従来の熱伝達の整理式に対する検討

松 村 博 久*

(受付 昭和42年5月31日)

STUDIES ON THE SATURATED-BOILING HEAT TRANSFER WITH FORCED CONVECTION (Report 1)

Examination on the Several Correlations for Heat Transfer

Hirohisa MATSUMURA*

The several correlations for boiling heat transfer under forced convection in saturated water are compared with other investigators' data.

The results are obtained as follows:

(1) The coefficients of heat transfer by saturated boiling, in both the nucleate boiling region and the forced convection region, depend on the steam quality in heated channel.

(2) It is necessary that the correlation of saturated boiling heat transfer is to be investigated so that it connects more sufficiently with the mechanism of heat transfer and the pattern of two-phase steam-water flow.

1. 緒 言

強制対流を伴う管路内の沸騰現象は、表面沸騰と飽和沸騰に大別することができる。表面沸騰は液体が飽和温度以下であるために、伝熱面で発生した気ほうは伝熱面から離脱するとただちに凝縮してしまうので、管路内の蒸気含有量は比較的少ない。しかし、飽和沸騰においては液体が飽和温度であるために、伝熱面で発生した気ほうはほとんど凝縮しないのと、管路の下流に行くにしたがって静圧が減少するので自己蒸発を伴うから蒸気含有量は急激に増加する。

一般に、強制対流飽和沸騰における熱伝達は、蒸気含有量および気液二相流の流動様式からつぎの3領域に区分されている。

(1) 核沸騰領域：蒸気重量率が約20%以下の低い場合では、伝熱面上に発生した気ほうは球形をしており、気ほうが伝熱面より離脱してから主流部においてもそれぞれの気ほうはほとんど分離して流れる。熱伝達率は蒸気含有量に影響されないで、おもに核沸騰の機構に支配される。

(2) 強制対流領域：蒸気重量率が20~60%の範囲では、熱伝達率は蒸気含有量の増加に伴って大きな

る。すなわち管路の下流に行くに従って蒸気含有量が多くなると気液二相流の流速は加速し、蒸気含有量の少ない時の流速にくらべて流速は増すので、核沸騰機構による熱伝達は抑制され、伝熱はおもに伝熱面上に形成された薄い液膜を通して行なわれる強制対流に支配される。

(3) 液膜消滅領域：蒸気重量率がかなり増して伝熱面上の液膜の消滅開始点のような限界値に達すると、熱伝達率は蒸気含有量の増加につれて急激な減少を示し、蒸気の单相流における熱伝達率の値となつてくる。

従来の報告による各種の整理式は、上述の3領域における各領域ごとの整理式がほとんどであり、しかも気液二相流の流動様式の差異による伝熱現象の違いを十分に考慮していない。また、おのおのの研究者の実験結果より導いたそれぞれの整理式は、ほかの研究者の実験値を同程度の精度で整理できないことがしばしばみられる。このことより実験的研究にさきだつて、本報告では上述の区分による(1)および(2)の2領域における従来のおもな整理式が従来の実験値をどの程度の精度で表現しているかについて比較および検討を行なった。

* 鹿児島大学工学部機械工学第二教室・助教授

2. 記号

本報告に使用した記号はつぎのとおりである.

- A : 仕事の熱当量, kcal/kgm
- c : 比熱, kcal/kg°C
- D : 管の直径, m
- D_1 : 二重管外管の内径, m
- D_2 : 二重管内管の外径, m
- De : 水力相当直径, m
- G : 質量速度, kg/m²h*
- L : 伝熱管の長さ, m
- Nu : ヌセルト数
- P : 系の圧力, ata
- Pr : プラントル数
- q : 熱負荷, kcal/m²h
- Re : レイノルズ数

- r : 蒸発の潜熱, kcal/kg
- T : 温度, °C
- T_s : 液体の飽和温度, °C
- T_{sa} : 液体の飽和絶対温度, °K
- ΔT_{sat} : 過熱度, °C
- u : 流速, m/h
- u_{in} : 入口流速, m/h
- v : 比体積, m³/kg
- W : 重量速度, kg/h
- x : 蒸気重量率, kg/kg
- α : 熱伝達率, kcal/m²h°C
- α_b : 沸騰により促進される熱伝達率, kcal/m²h°C
- α_{ex} : 熱伝達率の実験値, kcal/m²h°C
- α_l : 液体单相流の熱伝達率, kcal/m²h°C
- α_{pb} : プール沸騰時の熱伝達率, kcal/m²h°C

表 1 従来のおもな核沸騰領域の整理式

研究者	整理式	摘要
Clark-Rohsenow ¹⁾	$\alpha = \alpha_l + \alpha_{pb} \dots\dots\dots (1)$ $\alpha_l = 0.019 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{1/3}$ $\alpha_{pb} = \mu_l r \left(\frac{c_l}{r C_{sf} Pr_l^{1.7}} \right)^3 \left(\frac{r_l - r_g}{\sigma} \right)^{0.5} \Delta T_{sat}^2$	C_{sf} は液体と伝熱面表面条件との組合せによる界面係数で実験的に求める。 水-ステンレス鋼の場合 $C_{sf} = 0.014$
Coulson-McNelly ²⁾	$\alpha = (1.3 + CD) \frac{\lambda_l}{D} \left[Pr_l^{0.9} \left(\frac{4W}{D \mu_l} \right)^{0.23} \left(\frac{qL}{r \mu_g} \right)^{0.34} \right. \\ \left. \times \left(\frac{r_l}{r_g} \right)^{0.25} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{1.0} \right] \dots\dots\dots (2)$	$C = 11.7, \frac{1}{m}$
Sterman 氏 ³⁾	$\alpha = 6150 \lambda_l \left[\frac{(r_l - r_g)}{\sigma} \right]^{1/2} Nu_{li} \left[\left(\frac{q}{r_g r u_{in}} \right) \right. \\ \left. \times \left(\frac{r_g}{r_l} \right)^{1.45} \left(\frac{r}{c_l T_s} \right)^{1/3} \right]^{0.7} \dots\dots\dots (3)$ $Nu_{li} = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$	
Sachs-Long ⁴⁾	$\alpha = 0.020 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.33} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.53} \dots\dots\dots (4)$	
Kutateladze ⁵⁾	$\alpha = (\alpha_l^2 + \alpha_b^2)^{0.5} \dots\dots\dots (5)$ $\alpha_l = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$ $\alpha_b = \frac{2.1 q^{0.7}}{1 - (2.56 \times 10^{-3} T_s)}$	
佐藤-松村 ⁶⁾	$\alpha = \alpha_l + \alpha_b \dots\dots\dots (6)$ $\alpha_l = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$ $\alpha_b = 4.50 e^{p/20} \Delta T_{sat}^{2.6}$	
Aladiev ⁷⁾	$\alpha = 1.53 \times 10^{13} \left(\frac{A \lambda_l T_{sa}}{r} \right) \left(\frac{c_l}{r} \right)^{3.33} \Delta T_{sat}^{2.33} \dots\dots (7)$	

- r : 比重, kg/m^3
 λ : 熱伝導率, $\text{kcal/mh}^\circ\text{C}$
 μ : 粘性係数, kg/mh^*
 σ : 表面張力, kg/m
 χ_{it} : Martinelli のパラメータ

(* 印の単位は引用文献よりそのまま使用したものである。)

添字; g : 蒸気

l : 液体

3. 従来の整理式

3.1. 核沸騰領域

この領域の熱伝達に関する整理式は非常に多く報告されているが、そのうちのおもな整理式を表1に示す。

Clark-Rohsenow¹⁾は強制対流飽和沸騰の熱伝達率は液体単相流の熱伝達率とプール沸騰時の熱伝達率の和であるとして(1)式を求めている。ただし、液体単相の強制対流熱伝達率は Colburn の式

$$Nu_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{1/3}$$

における係数 0.023 を 0.019 に置きかえて用い、プール沸騰時の熱伝達率は半理論的に導いている。また、佐藤-松村²⁾は蒸気含有量の比較的小さい範囲において Clark-Rohsenow の考え方を採用し、(1)式中の実験から求めなければならない界面係数および複雑な沸騰熱伝達率の関係式を簡易化した(6)式をみだしている。これに対して Kutateladze⁵⁾は核沸騰時の熱伝達におよぼす流体速度の影響は非沸騰時の液体単相流の熱伝達率と核沸騰の熱伝達率との比で評価でき、流体内の蒸気体積率が約 70% 以下では蒸気含有量の影響は無視できるとして、(5)式の全熱伝達率の平方は液相強制対流の熱伝達率および核沸騰熱伝達率のそれぞれの平方の和に等しいという関係式を導いている。

Coulson-McNelly²⁾は大気圧附近で熱負荷 $7.0 \times 10^3 \sim 8.0 \times 10^4 \text{kcal/m}^2\text{h}$ および質量速度 $4.5 \times 10^4 \sim 1.0 \times 10^5 \text{kg/m}^2\text{h}$ の範囲において水の鉛直上向流の実験を行なった結果から(2)式の関係を得ている。

Sachs-Long⁴⁾は大気圧下で熱負荷 $1.4 \times 10^4 \sim 6.3 \times 10^4 \text{kcal/m}^2\text{h}$ および質量速度 $7.7 \times 10^4 \sim 3.96 \times 10^5 \text{kg/m}^2\text{h}$ にて鉛直円環内を R-11 (CCl_3F) が上向きに流れる実験をし、液体単相の強制対流熱伝達率の関係式とまったく同形の実験式(4)式を出している。

Sterman ら³⁾は沸騰を伴う気液二相流の熱伝達率と液体単相流の熱伝達率の比の形で無次元表示した関係式を導いているが、それを書きなおしたのが(3)式である。

Aladiev⁷⁾は圧力 1.0~180 ata, 熱負荷 $1.0 \times 10^4 \sim 4.0 \times 10^6 \text{kcal/m}^2\text{h}$ および流速 0.5~12 m/s の広範囲な従来の実験結果から、沸騰過程にたいする次元解析的概念を用いて無次元量を検討し、そのなかの代表的無次元量を考えて関係式(7)式を提案している。

3.2. 強制対流領域

強制対流領域にたいする従来のおもな整理式を表2に示す。この領域において Mumm⁸⁾以外の各研究者の整理式には Martinelli のパラメータ χ_{it} が含まれている。 χ_{it} は Lockhart-Martinelli¹⁴⁾が気液二相流の圧力損失の研究において気体含有率の概念を無次元量で表わしたものである。

Mumm⁸⁾は水平円管を用いて圧力 3.2~14 ata, 熱負荷 $1.4 \times 10^5 \sim 6.8 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$, 流速 0.45~1.8 m/s (質量速度 $1.2 \times 10^6 \sim 5.0 \times 10^6 \text{kg/m}^2\text{h}$) および蒸気重量率 0.5~56%の実験範囲から実験式(8)式を求めている。

Dengler-Addoms⁹⁾は圧力 1.0~2.8 ata, 熱負荷 $8 \times 10^4 \sim 5 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$, 流速 0.6~15 m/s および蒸気重量率 0~70%の範囲で、鉛直円管内を水が上向きに流れている場合の実験により(9)式を得ている。

Bennett ら¹⁰⁾は鉛直二重管の環状流路内を上向きに流れている水を用いて、圧力 1.8 ata, 熱負荷 $1.7 \times 10^5 \sim 3.4 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$, 質量速度 $4.9 \times 10^5 \sim 1.1 \times 10^6 \text{kg/m}^2\text{h}$ および蒸気重量率 2.4~55%の範囲の実験により関係式(10)式を出している。

Schrock-Grossman¹¹⁾は圧力 8.6~25 ata, 熱負荷 $4.4 \times 10^5 \sim 2.1 \times 10^6 \text{kcal/m}^2\text{h}$, 質量速度 $3.6 \times 10^6 \sim 1.2 \times 10^7 \text{kg/m}^2\text{h}$ および蒸気重量率 1.0~35%の範囲で鉛直円管を用いて実験をし、その結果を整理して(9)式が整理式の形として不十分であるということから(11)式を導いている。一方、Wright¹³⁾は(11)式をさらに修正した(13)式を提案している。

Collier ら¹²⁾は液体単相流の熱伝達率を算出するのに、物性値を与える特性温度として

$$T_l = T_s + 0.334 T_{sat}$$

なる温度を採用することにより、(10)式の熱負荷の影響がなくなる(12)式を出している。また Wright¹³⁾は(12)式を修正した(14)式を提案している。

表 2 従来のおもな強制対流領域の整理式

研究者	整理式	摘要
Mumm ⁸⁾	$\alpha = \frac{\lambda_l}{De} \left[4.3 + 5.0 \times 10^{-4} \left(\frac{v_g - v_l}{v_l} \right)^{1.64} x \right] \left(\frac{q}{Gr} \right)^{0.464} \left(\frac{GDe}{\mu_l} \right)^{0.808} \dots\dots (8)$	
Dengler-Addoms ⁹⁾	$\alpha = 3.5 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.5} \alpha_l \dots\dots\dots (9)$	
Bennett 氏 ¹⁰⁾	$\alpha = 0.64q^{0.11} \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.74} \alpha_l' \dots\dots\dots (10)$	
Schrock-Grossman ¹¹⁾	$\alpha = 1.7 \times 10^2 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) \left[\left(\frac{q}{Gr} \right) + 1.5 \times 10^{-4} \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.66} \right] \left(\frac{GDe}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_l^{1/3} \dots\dots (11)$	(11)式の修正式
Collier 氏 ¹²⁾	$\alpha = 2.167 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.699} \alpha_l' \dots\dots\dots (12)$	(12)式の修正式
Wright ¹³⁾	$\alpha = 6.7 \times 10^3 \left[\left(\frac{q}{Gr} \right) + 3.5 \times 10^{-4} \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.66} \right] \alpha_l' \dots\dots\dots (13)$ $\alpha = 2.72 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0.59} \alpha_l' \dots\dots\dots (14)$	(11)式の修正式 (12)式の修正式

ここに、 $\alpha_l = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) \left(\frac{GDe}{\mu_l} \right)^{0.8} Pr_l^{0.4}$
 $\alpha_l' = 0.023 \left(\frac{\lambda_l}{De} \right) \left[\frac{GDe(1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4}$
 $\frac{1}{\chi_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{v_g}{v_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.1}$

4. 実験値との比較および検討

4.1. 核沸騰領域

核沸騰領域の熱伝達は蒸気含有量にほとんど影響されないことは、表1に示されている(1)式から(7)式のどの整理式をみても蒸気含有量の影響が含まれていないことから明らかである。熱伝達の領域区分では蒸気重量率が15~20%以下がこの領域に属するといわれているが、佐藤-松村ら¹⁵⁾の鉛直長方形管路内を水が上向きに流れる場合の実験結果からは、かならずしも蒸気重量率が約20%以下の範囲においても、蒸気重量率の影響は小さいとはいいながらも無視できないようである。佐藤-松村らの実験結果の一部と表1の整理式との比較を図1に示す。なお、この実験の条件は水力相当直径 $1.0 \times 10^{-2}m$ を有するステンレス鋼製伝熱面を用い、系の圧力1.4 ata、質量速度 $4.0 \times 10^6 kg/m^2h$ および熱負荷 3.1×10^5 ならびに $2.0 \times 10^5 kcal/m^2h$ である。

図1にみられるように蒸気重量率がかなり小さい範囲でも蒸気重量率の影響は無視できないことが明白である。また(1),(2),(6)および(7)式は蒸気重量

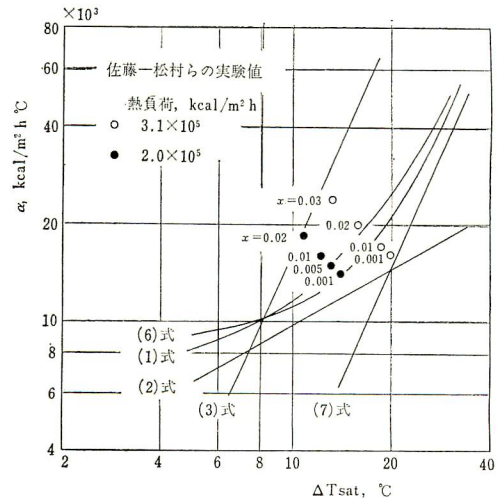


図1 核沸騰領域の整理式と実験値の比較

率が非常に小さい範囲で成立すること、(3)式は蒸気重量率のある範囲の実験値に対する平均的な関係を表わしていることが確かめられる。ここでは円環流路に対する(4)式および熱伝達率と過熱度の関係を簡単に表わせない(5)式は除外してある。

実験結果によると蒸気重量率が小さい範囲でも蒸気重量率の増加にともなつて、熱伝達率は次第に大きくなつてゐる。このことは蒸気重量率がふえると液体の流速は大となり、伝熱が促進されるために伝熱面表面温度を減ずるからである。この概念を模形的に表わしたのが図2である。佐藤-松村⁹⁾の強制対流沸騰熱伝達の実験により、圧力一定の時の熱負荷と過熱度の関係は、流速に応じて図中の実線のように表わされることが知られているので、圧力、熱負荷および質量速度などを一定と考えた場合、蒸気重量率が0の時の流速は u_0 および過熱度は $\Delta T_{sat}'$ であるとする、蒸気重量率が x_1 に増加すれば流速は u_1 に増すために過熱度は $\Delta T_{sat}''$ に減ずる。さらに蒸気重量率が x_2 までふえると流速は u_2 まで加速されるので過熱度は $\Delta T_{sat}'''$ に下がる。

以上のことから、一般に蒸気重量率が約20%以下では蒸気含有量の影響は無視できると述べられている

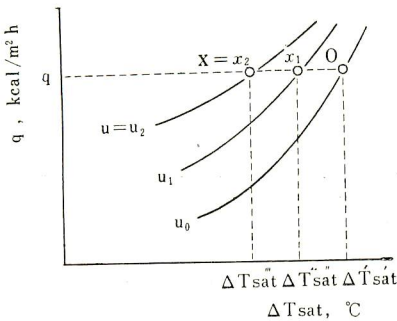


図2 熱伝達率増加の概念

ことには厳密性がなく、またそれぞれの関係式を用いての実験値の整理にあつても大きな偏差がみられる。なお、従来の整理式を使用するとすれば蒸気重量率の非常に小さいところのせまい範囲でのみ成りたつものであり、もし広範囲に利用するには整理式についての蒸気含有量の影響の概念を十分に考慮する必要がある。

4.2. 強制対流領域

この領域における従来の実験値としては Mumm⁸⁾, Adorni ら¹⁶⁾, Bennett ら¹⁰⁾ および Schrock-Grossman¹¹⁾ などのものがあり、それらと表2の整理式と比較する。それぞれの研究者の実験範囲については表3に示す。整理式と実験値の比較は、整理式から算出される熱伝達率と実験で得られた熱伝達率の比に対して蒸気重量率の関係で行なう。

(8) 式とこの式の作成に用いられた Mumm の実験値の比較を行なつた場合、(8) 式は実験値を ±15% の偏差でまとめている。ただし、質量速度がもつとも小さい $1.24 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{h}$ で蒸気重量率が約20%より大きくなると偏差は急激に大きくなつてゐる。(8) 式にたいして Adorni ら, Bennett らおよび Schrock-Grossman の実験値と比較したのがそれぞれ図3, 図4および図5である。図3に示すような圧力の高い場合と図4の蒸気重量率が約50%以上の場合には(8)式での整理が困難であることを示している。

各研究者の実験値と(9)式の比較を図6～図10および(10)式との比較を図11～図14に示す。なお、Bennett ら自身の(10)式と実験値の比較は偏差 ±15

表3 各研究者の実験範囲

研究者	実験装置の形状	圧力 (ata)	熱負荷 (kcal/m²h)	質量速度 (kg/m²h)	蒸気重量率 (重量%)
Mumm ⁸⁾	水平円管, ステンレス鋼 内径 11.8mm 長さ 2100mm	3.2~14	$1.4 \times 10^5 \sim 6.8 \times 10^5$	$1.2 \times 10^6 \sim 5.0 \times 10^6$	0.5~56
Adorni ら ¹⁶⁾	鉛直二重管 内管外径 5.0mm 外管内径 10.0mm 長さ 1100mm	70	$1.3 \times 10^5 \sim 1.6 \times 10^6$	$3.6 \times 10^6 \sim 1.3 \times 10^7$	7.4~76
Bennett ら ¹⁰⁾	鉛直二重管 内管外径 9.5 と 15.8mm ステンレス鋼, 外管内径 14.0 と 22.0mm 長さ 880mm	1.8	$1.7 \times 10^5 \sim 3.4 \times 10^5$	$4.9 \times 10^5 \sim 1.1 \times 10^6$	2.4~55
Schrock-Grossman ¹¹⁾	鉛直円管, ステンレス鋼 内径 11.0mm 長さ 900mm	8.6~25	$4.4 \times 10^5 \sim 2.1 \times 10^6$	$3.6 \times 10^6 \sim 1.2 \times 10^7$	1.0~35

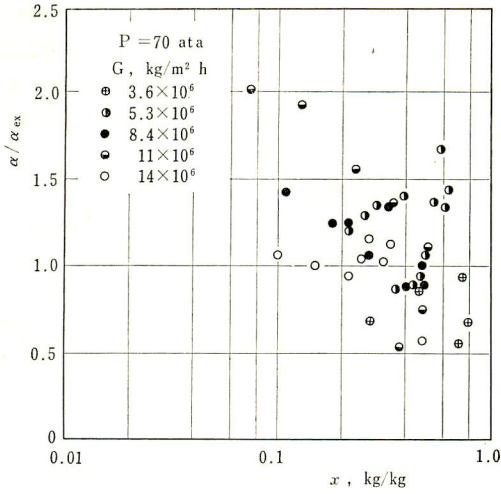


図3 (8)式とAdorniらの実験値の比較

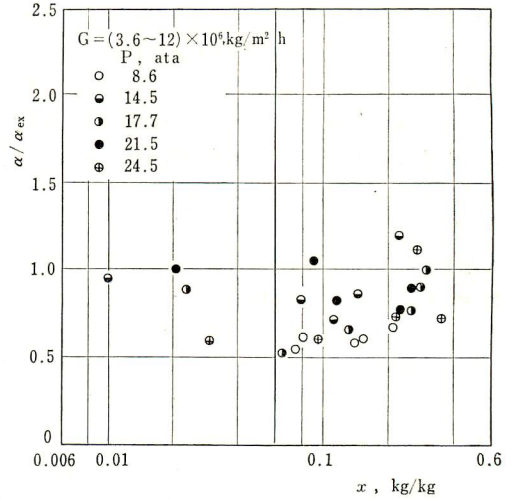


図5 (8)式とSchrockらの実験値の比較

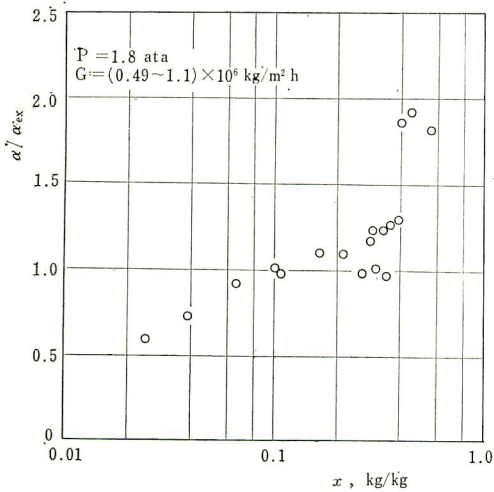


図4 (8)式とBennettらの実験値の比較

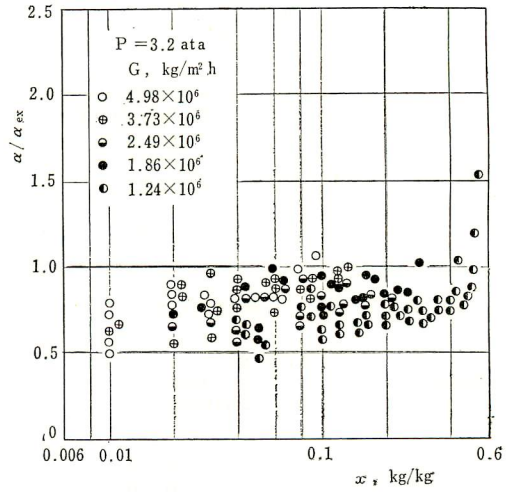


図6 (9)式とMummの実験値の比較(その1)

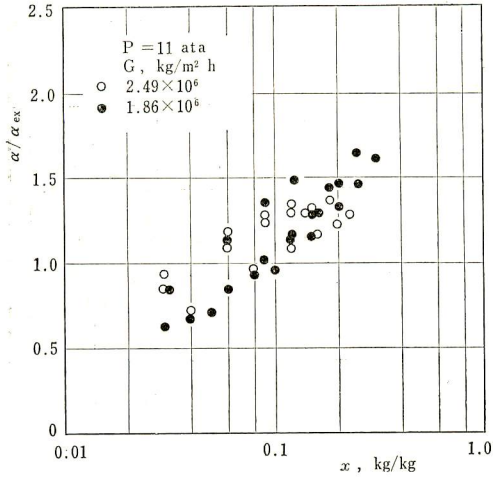


図7 (9)式と Mumm の実験値の比較 (その2)

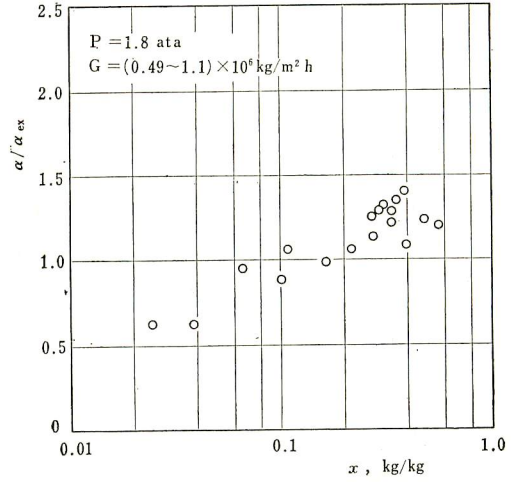


図9 (9)式と Bennett らの実験値の比較

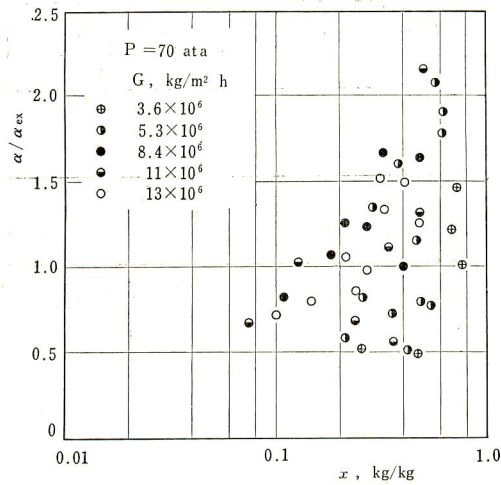


図8 (9)式と Adorni らの実験値の比較

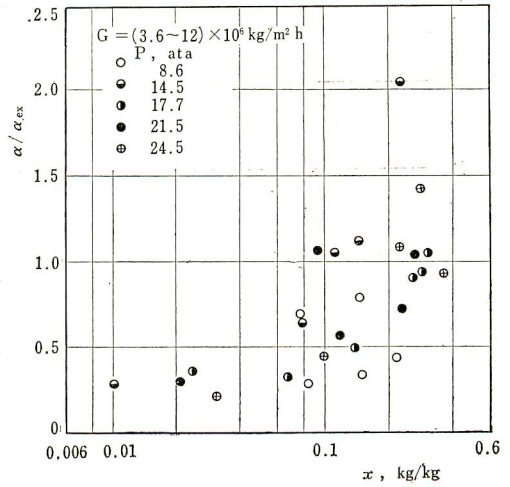


図10 (9)式と Schrock らの実験値の比較

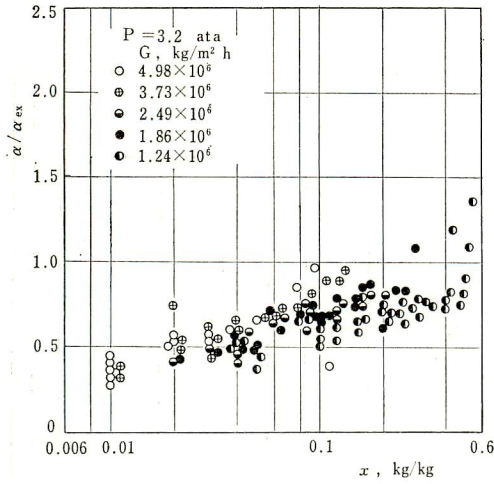


図 11 (10) 式と Mumm の実験値の比較 (その 1)

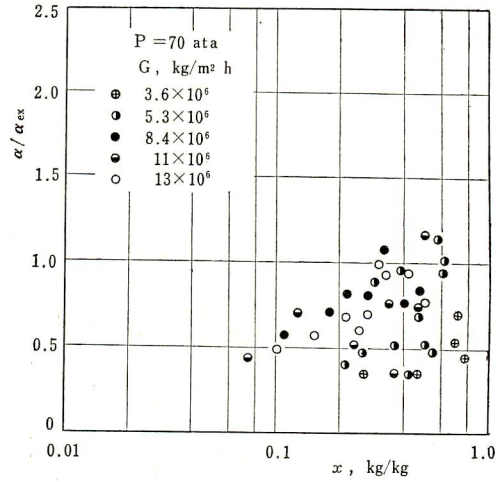


図 13 (10) 式と Adorni らの実験値の比較

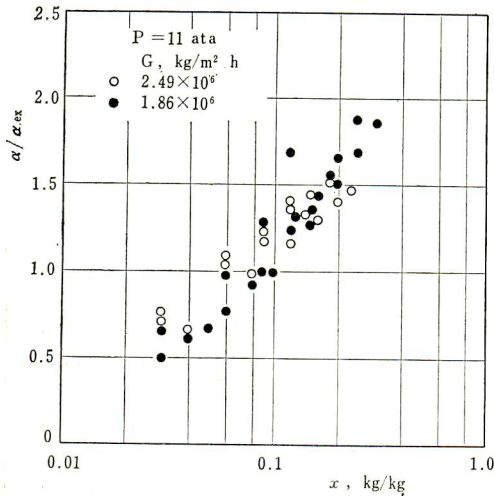


図 12 (10) 式と Mumm の実験値の比較 (その 2)

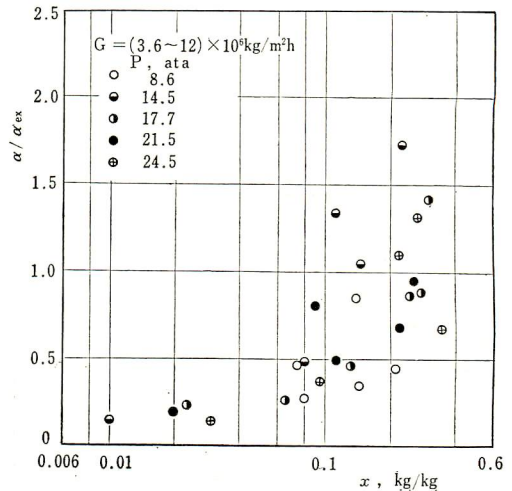


図 14 (10) 式と Schrock らの実験値の比較

%と良好な整理結果を与えている。(9)式および(10)式と実験値の比較において一般的にいえることは両方ともほぼ同じ傾向を表わし、蒸気重量率が約5%より小さいと整理式から算出される熱伝達率が実験の熱伝達率より小さく、蒸気重量率が約20%より大きくなると反対に計算値が実験値より大きくなる。とくに図13にみられるように計算からの熱伝達率はいくぶん小さくなっているが、(10)式は圧力の高い場合の実験値を蒸気重量率のかなり大きい範囲までよくまとめている。

(11)式およびこれを修正した(13)式と実験値の比較、また(12)式およびこれを修正した(14)式と実験値の比較の結果は、修正した(13)および(14)式の方が良好な整理を与えるので、ここでは(11)および(12)式は除外する。図15~図18は(13)式と実験値の比較および図19~図23は(14)式と実験値の比較である。(13)式にてSchrockらの実験値を整理した場合偏差±40%を示している。(14)式は(13)式とくらべて整理式から算出される熱伝達率がいくらか小さくなっている。

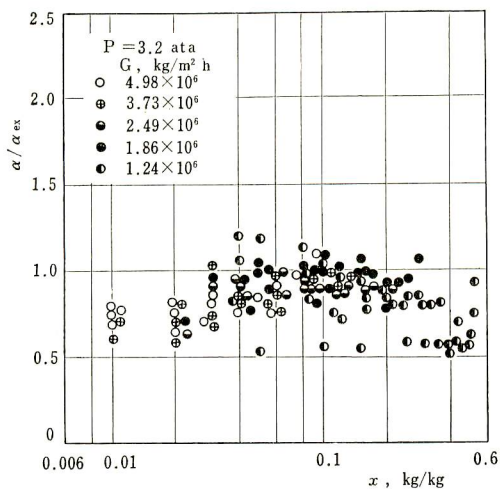


図15 (13) 式と Mumm の実験値の比較
(その1)

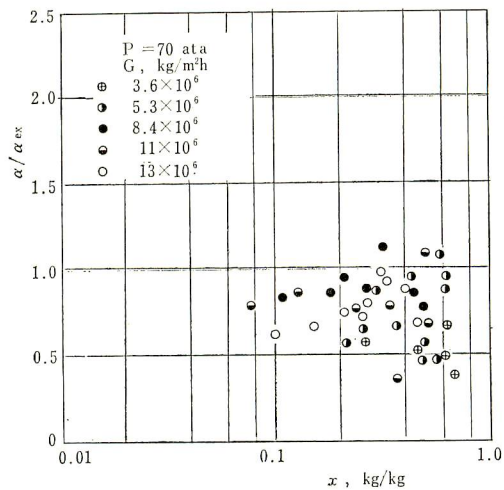


図17 (13) 式と Adorni らの実験値の比較

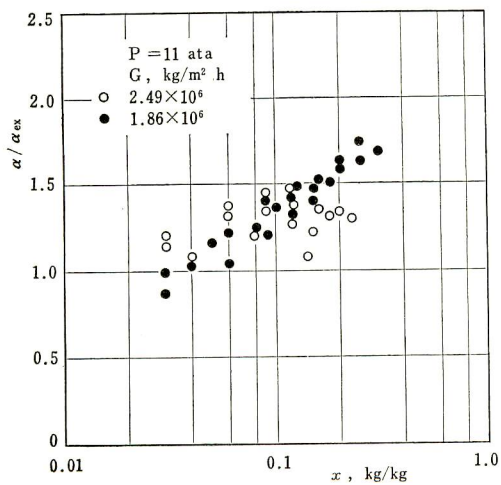


図16 (13) 式と Mumm の実験値の比較
(その2)

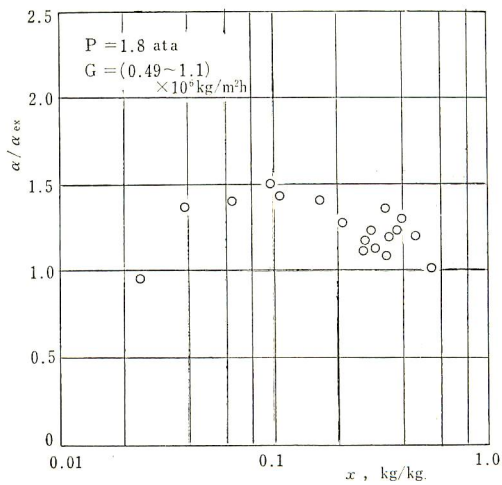


図18 (13) 式と Bennett らの実験値の比較

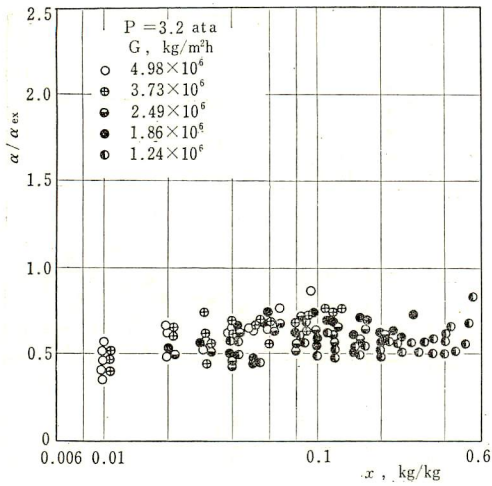


図19 (14) 式と Mumm の実験値の比較 (その1)

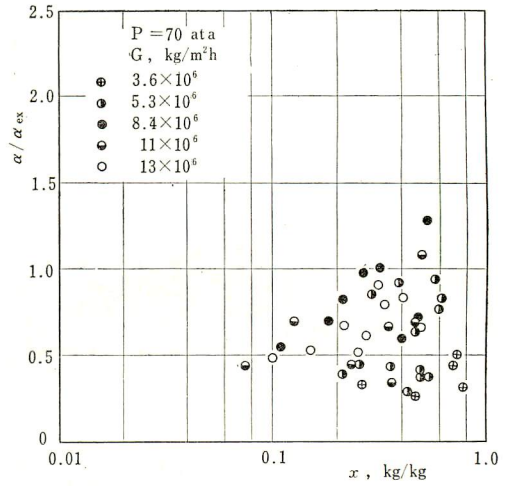


図21 (14) 式と Adorni らの実験値の比較

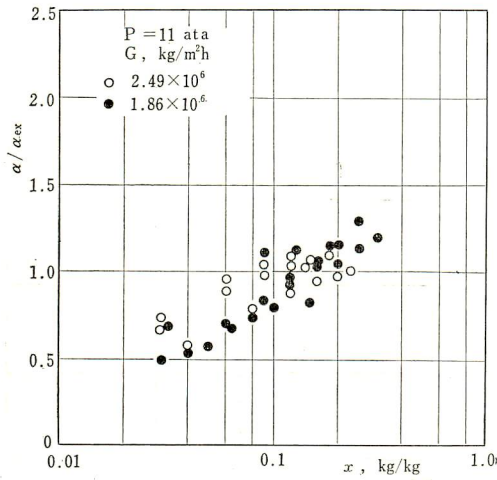


図20 (14) 式と Mumm の実験値の比較 (その2)

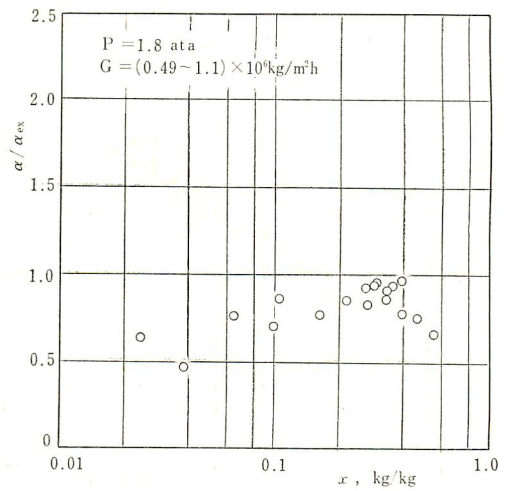


図22 (14) 式と Bennett らの実験値の比較

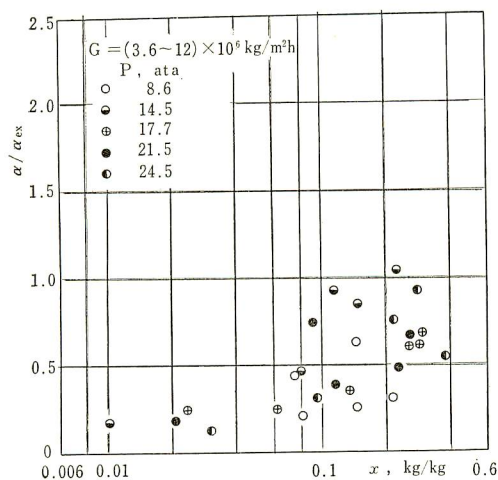


図 23 (14) 式と Schrock らの実験値の比較

以上の整理式と実験値の比較結果によると、各整理式ともに全部の実験値を精度よくまとめることはできていない。このことは実験条件の差異によるものか、実験における測定値の誤差によるものか、それとも整理式に影響因子の項が十分に考慮されていないのかどうかは不確定であるが、いずれにせよそれぞれの整理式の間には一様性がなく、全体的に偏差の大きい範囲でしか実験値の整理ができない。この領域は流動様式も同一でなく、流動様式による熱伝達の機構もかなり複雑なので、これらの概念と結びつけて検討することが良好な整理式を作成するのにもつとも有効な手段であろう。

5. 結 論

強制対流飽和沸騰の熱伝達に関する従来のおもな整理式を用いて従来の実験値を整理し、その比較および検討を行なった結果からつぎのような結論を得た。

(1) 蒸気重量率が15~20%以下であつても、熱伝達におよぼす蒸気含有量の影響は無視できない。とくに、管路内の蒸気含有量が液体の流れを加速する因子として作用する場合、蒸気含有量の影響は熱伝達にたいして非常に顕著であると考えらる。

(2) 管路内における飽和沸騰熱伝達の整理式の作成には、蒸気含有量の影響だけでなく流動様式の変化による熱伝達機構の違いを十分に考慮する必要がある。

終りに、資料の計算および整理に協力された池田拓男、中原義毅の両君に謝意を表わします。

文 献

- 1) J. A. Clark & W. M. Rohsenow : Local Boiling Heat Transfer to Water at Low Reynolds Numbers and High Pressures, Trans. ASME, 76, 4 (1954-5), 554.
- 2) J. M. Coulson & M. J. McNelly : Heat Transfer in a Climbing Film Evaporator, Trans. Inst. Chem. Engrs., 34 (1956), 247.
- 3) L. S. Stermen & others : Inzh.-Fiz. Zhur., 2, 10 (1959), 40.
- 4) P. Sachs & R. A. K. Long : A Correlation for Heat Transfer in Stratified Two-Phase Flow with Vaporization, Int. J. Heat Mass Transfer, 2, 3 (1961), 222.
- 5) S. S. Kutateladze : Boiling Heat Transfer, Int. J. Heat Mass Transfer, 4 (1961), 31.
- 6) 佐藤・松村：強制対流表面沸騰の熱伝達について、日本機械学会論文集, 28, 195 (1962-11), 1542.
- 7) I. T. Aladiev : Teplootdacha k Zhidkostyam; Kipyashchim v Trubakh i Bolishom Obieme, Teploenergetika, 4 (1963), 57.
- 8) J. F. Mumm : Heat Transfer to Boiling Water Forced through a Uniformly Heated Tube, ANL-5276 (1954-11).
- 9) C. E. Dengler & J. N. Addoms : Heat Transfer Mechanism for Vaporization of Water in a Vertical Tube, Chem. Engng. Progr. Symposium Series, 52, 18 (1956), 95.
- 10) J. A. R. Bennett & others : Heat Transfer to Two-Phase Gas-Liquid Systems, Part I. Steam-Water Mixtures in the Liquid-Dispersed Region in an Annulus, Trans. Inst. Shem. Engrs., 39 (1961), 113.
- 11) V. E. Schrock & L. M. Grossman : Forced Convection Boiling Studies, Nucl. Sci. Engng., 12 (1962), 474.
- 12) J. G. Collier & others : The Effect of Certain Geometrical Factors on Dryout for High Quality Steam -Water Mixtures Flowing in a Vertical Internally Heated Annulus at 1000 psia, Trans. Inst. Chem. Engrs., 42 (1964).
- 13) R. M. Wright : Downward Forced Convection Boiling of Water in Uniformly Heated Tubes, UCRL-9744 (1961).
- 14) R. W. Lockhart & R. C. Martinelli : Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes, Chem. Engng. Progr., 45, 1 (1949-1), 39.
- 15) 佐藤・松村・他二名：強制対流飽和沸騰の熱伝達について（第1報）乾き度の小さい場合、日本機械学会関西支部第37期定時総会講演会、前刷 (1962-3), 57.

- 16) N. Adorni & others : Results of Wet Steam Cooling Experiments ; Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements in Annular Tubes with Internal and Bilateral Heating, CISE Report R31 (1961-1).
-