

# 気ほうの流動と圧力降下の実験的考察

松 村 博 久

(受理 昭和47年5月31日)

## EXPERIMENTAL CONSIDERATIONS OF THE FLOW PATTERN AND THE PRESSURE DROP WITH BUBBLE FLOW

Hirohisa MATSUMURA

It has been reported by many investigators that the bubble behaviors in air-water or steam-water two-phase flow had influence on the heat transfer and the pressure drop.

This paper describes the experimental considerations of the relations between the flow pattern and the pressure drop with bubble flow in the vertical rectangular channel.

The locations of the confluence of two bubble row are examined photographically and the correlations based on the ratio of the air flow rate to the water are tried.

### 1. ま え が き

核沸騰時の蒸気ほうを含んでいる流れ、あるいは相変化のない場合の気液二相流において、気ほうの流動は熱伝達に大きく影響を与える。従来の研究結果より、伝熱面近傍にまったく気ほうがない流れよりは、ある程度の気ほうの存在する流れの方が熱伝達は良好であるが、気ほうが増加して気体におおわれる伝熱面部分が多くなっている流れでは、熱伝達は反対に悪くなることなどがわかっている。また、気ほうの流動模様は当然のことながら圧力降下にも影響を与える。

ここでは、長方形断面管路の側面に対向する2個の空気吹込孔を設置し、これらから管路水流内に空気を吹込んだ場合の気ほうの流動模様と圧力降下の関係を実験的に調べた。また、空気と水の流量割合にたいして、2個の空気吹込孔からの気ほうの流れが合流する位置がどのように変化するかを二次元的に観察した。

### 2. 沸騰時における気ほうの流動模様と熱伝達

強制対流を伴う沸騰現象の観察<sup>1)</sup>において、気ほうの流動模様と熱伝達の関係を考察してみると、図1、図2および図3に示すように大別することができる。

図1は熱負荷  $1.42 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$ 、管路入口流速  $0.92 \text{ m/s}$ 、流体流入温度  $17^\circ\text{C}$  の場合で、測定部管路全体にわたって沸騰が生じない状態、すなわち非沸騰時の強制対流状態を示し、図2は熱負荷  $6.60 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$ 、管路入口流速  $1.09 \text{ m/s}$ 、流体流入温度  $34^\circ\text{C}$  の場合で、表面沸騰状態をそして図3は熱負荷

$1.16 \times 10^5 \text{kcal/m}^2\text{h}$ 、管路入口流速  $0.97 \text{ m/s}$ 、流体流入温度  $99^\circ\text{C}$  の場合で、表面沸騰から飽和沸騰に移行する状態を表わしている。

図1から図3において、(a)は鉛直に設置した測定部管路内の状態の観察した結果をスケッチしたものであり、矢印は流体の流れる方向を示している。(b)は管路の長さ方向の伝熱面温度、流体温度および静圧より算出した飽和温度などの分布を表わし、(c)は静圧分布を表わし、そして(d)は熱伝達率分布を表わしている。なお、(b),(c)ならびに(d)の縦軸は(a)に対応して測定部管路の入口からの距離を示している。

図中の記号は、

B, C: 肉眼観察による気ほう流の合流位置、

B, S: 肉眼観察による沸騰開始位置、

$L$ : 測定部管路の入口からの距離、

$P$ : 静圧、

$T$ : 温度、

$T_i$ : 流体温度、

$T_b$ : 伝熱面温度、

$T_s$ : 静圧より求めた飽和温度、

$\alpha$ : 熱伝達率、

である。

図1の非沸騰時の強制対流状態において、測定部管路長さ方向の熱伝達率の変化は小さいが、図2の表面沸騰状態では、測定部管路の沸騰開始位置より下流に行くほど熱伝達率が急速に良くなっているのがみられる。そして、図3の表面沸騰から飽和沸騰に移行する

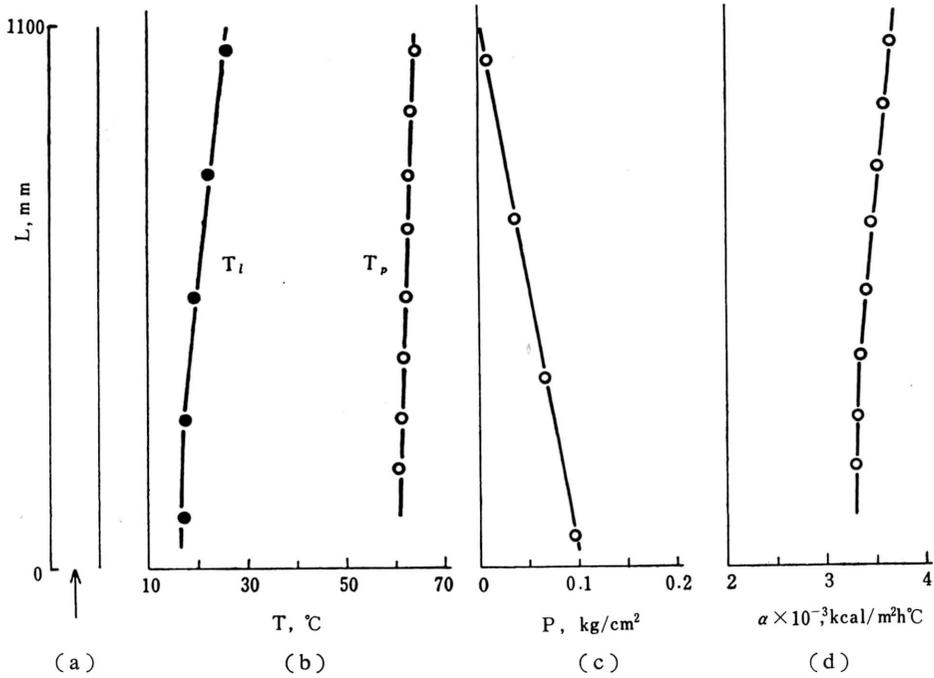


図1 非沸騰時の強制対流状態

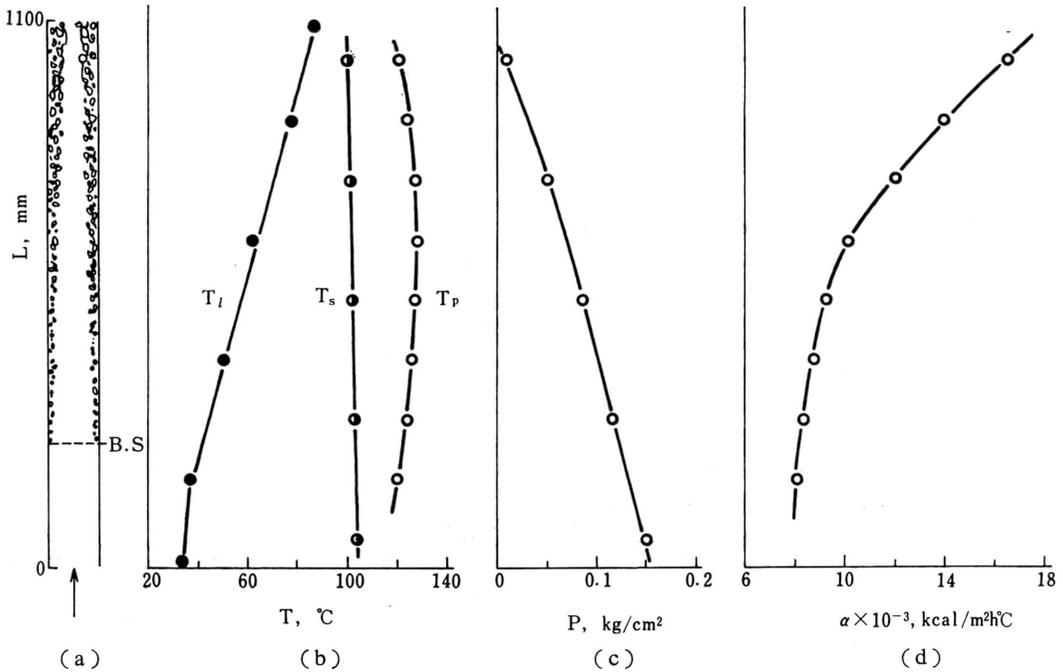


図2 表面沸騰状態

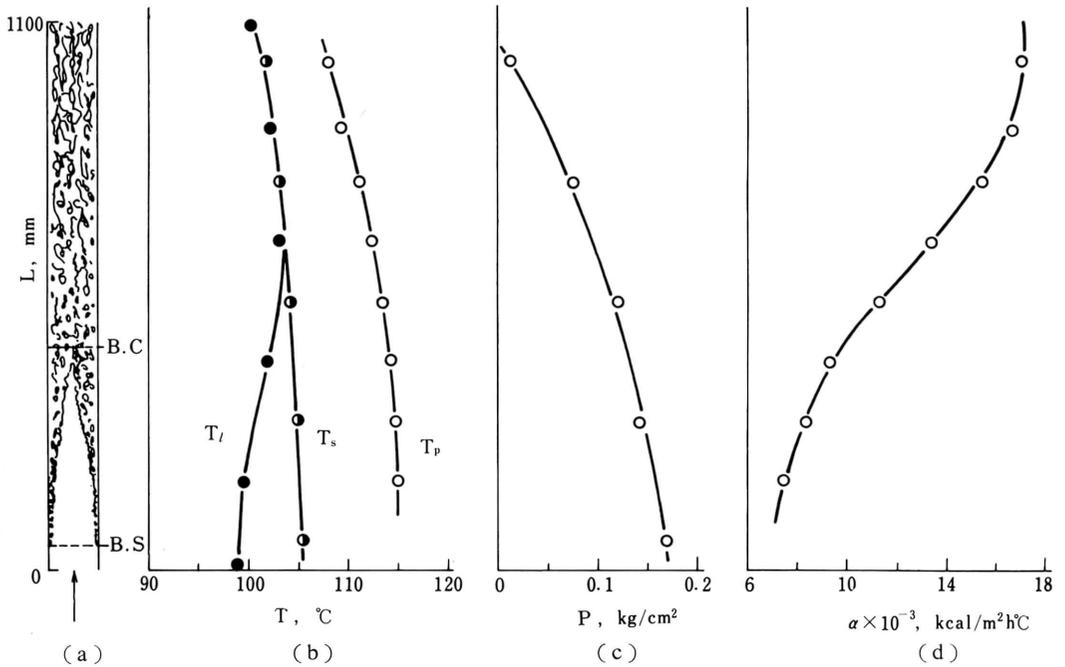


図 3 表面沸騰から飽和沸騰に移行する状態

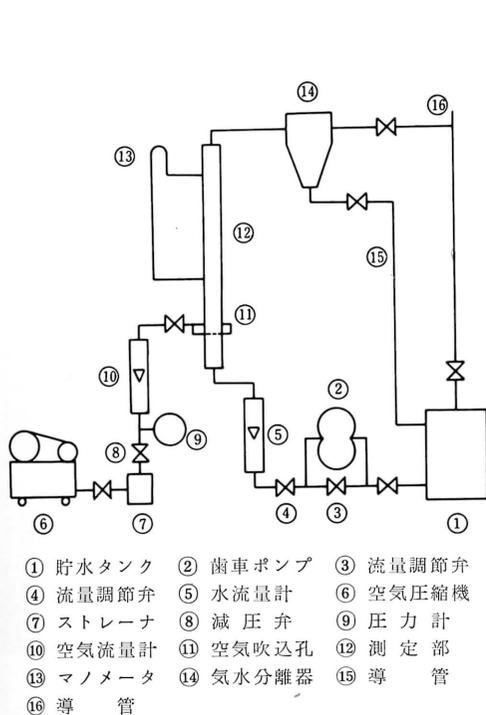


図 4 実験装置概略図

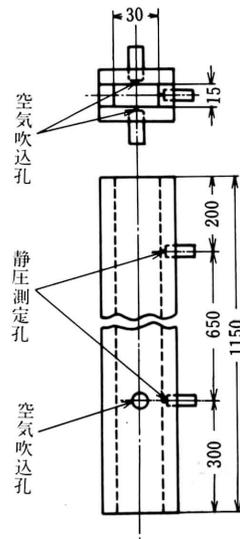


図 5 測定部詳細図

状態において、測定部管路の沸騰開始位置より気ほう合流位置までの範囲では、熱伝達率は管路下流の方が増加割合が大であるが、気ほう流の合流位置付近に達すると熱伝達率分布曲線には変曲点が存在し、気ほう流の合流位置付近より管路下流の範囲では下流に行く

ほど熱伝達率の増加割合が減少していることが認められる。

### 3. 空気吹込みによる気ほうの流動模様と圧力降下

#### 3.1. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図4に示す。貯水タンク①に貯められた水は、歯車ポンプ②により測定部⑬から導管⑮を通って貯水タンク①へと強制循環される。水の流量は、流量調節弁③および④で制御され、水流量計⑤で測定される。空気は空気圧縮機⑥からストレーナ⑦お

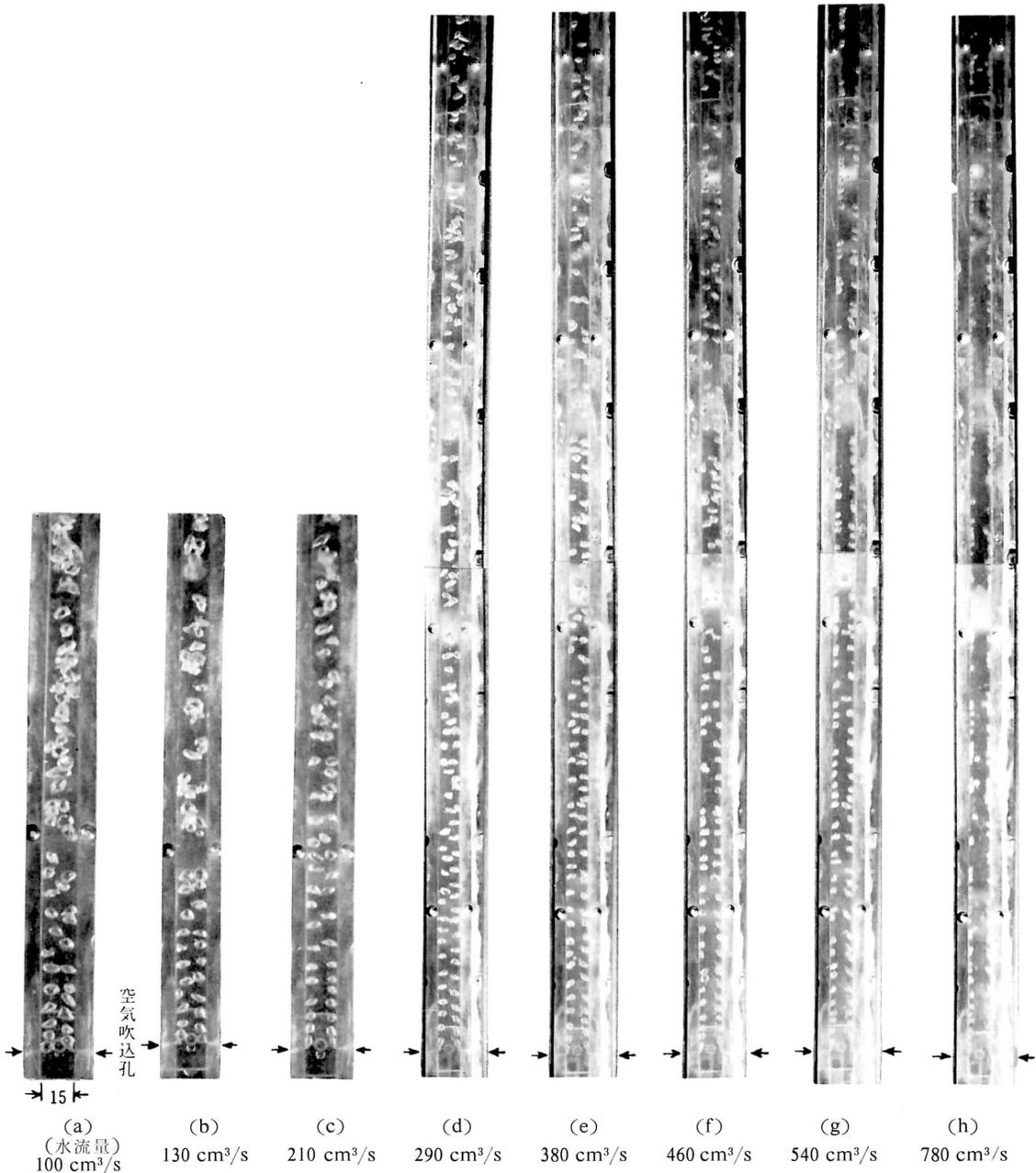
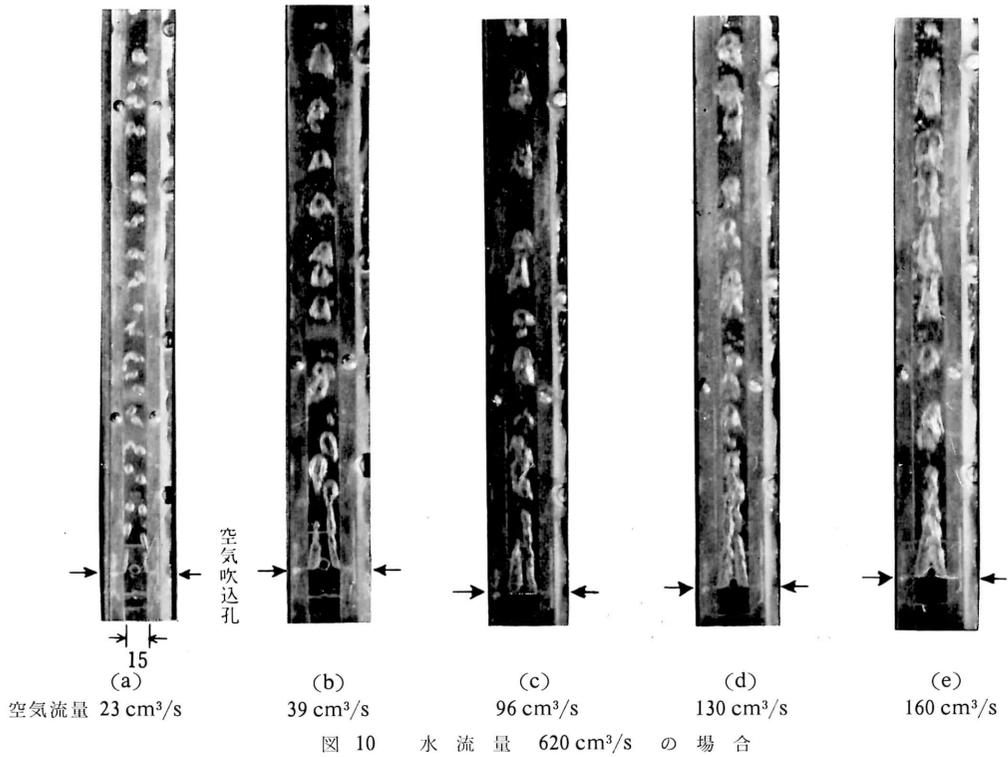
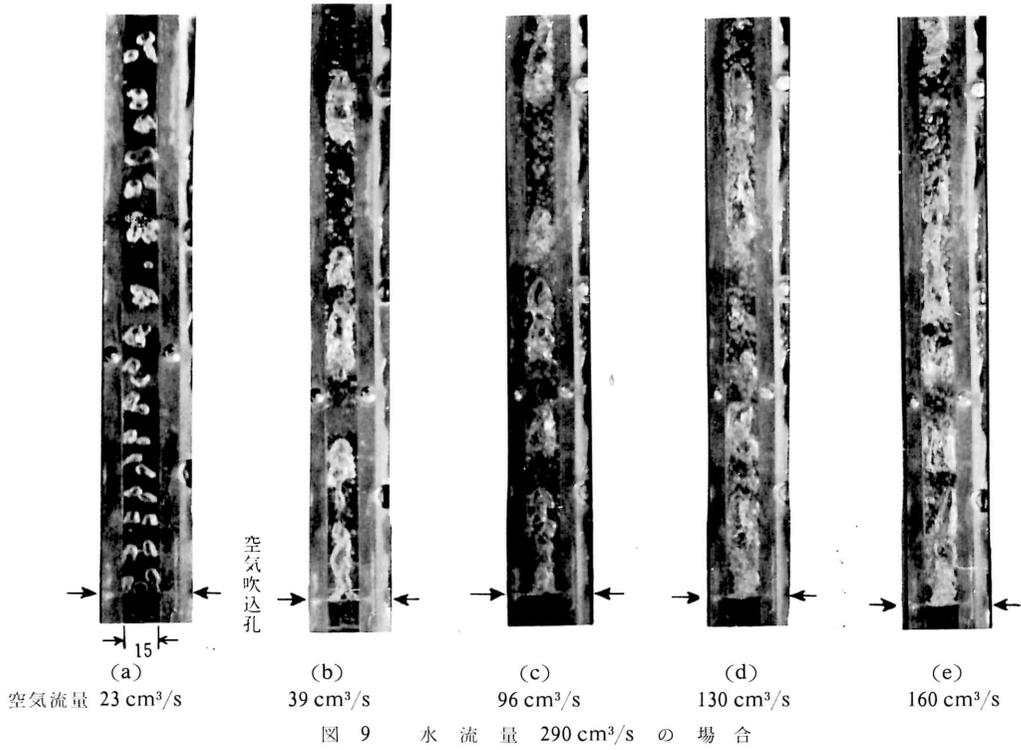


図6 空気流量 20 cm<sup>3</sup>/s の場合





よび減圧弁⑧を通り、空気吹込孔⑩から測定部⑭内へ送込まれる。空気流量は空気流量計⑨で測定される。空気吹込孔⑩から測定部管路の水流れ内へ空気が吹込まれるので、測定部⑭で気液二相流となるが、この流体はサイクロン形の気水分離器⑬で空気と水に分離され、水は導管⑮を通って貯水タンク①へかえされ、空気は導管⑯より大気へ放出される。

測定部⑭の詳細は図5である。測定部流路は 30 mm×15 mm の長方形断面（測定部流路の水力的相当直径 20 mm、縦横比 2.0）をした長さ 1150 mm の透明なアクリル樹脂製である。測定部は鉛直に設置し、流動方向は上向きである。空気は測定部管路の入口から 300 mm の位置に対向している 2 個の直径 0.5 mm の空気吹込孔⑩より測定部管路内水流に吹込み、気ほうの流動模様は測定部側面から写真撮影および肉眼にて観察している。水および空気の温度は、それぞれの流量計の下流に取付けてある銅-コンスタンタン熱電対と電位差計にて計測される。

3.2. 実験結果および整理

測定部管路内の水流中に空気吹込孔から空気を吹込んだ場合の気ほうの流動模様を写真にて観察した例が、図6、図7、図8、図9 および図10である。図6は空気吹込量が 20 cm<sup>3</sup>/s（1 個の空気吹込孔からの空気流量は 10 cm<sup>3</sup>/s）の場合、図7は空気吹込量が 64 cm<sup>3</sup>/s（1 個の空気吹込孔からの空気流量は 32 cm<sup>3</sup>/s）の場合、および図8は空気吹込量が 190 cm<sup>3</sup>/s（1 個の空気吹込孔からの空気流量は 95 cm<sup>3</sup>/s）の場合における水流量の影響である。また、図9は水流量が 290 cm<sup>3</sup>/s（管路入口の水流速は 0.66 m/s）の場合、および図10は水流量が 620 cm<sup>3</sup>/s（管路入口の水流速は 1.34 m/s）の場合における空気流量の影響

である。なお、図6から図10における測定部管路の側面に矢印で示した位置は空気吹込孔の位置を表わしている。

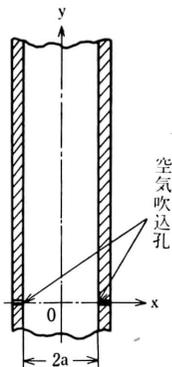


図11 測定部の座標

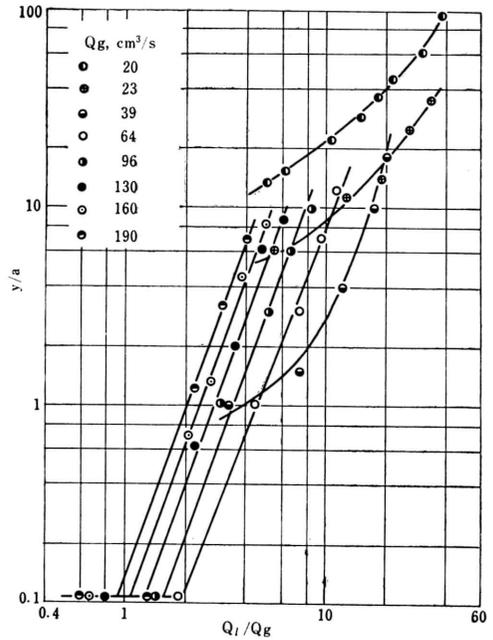


図12 空気流量の影響

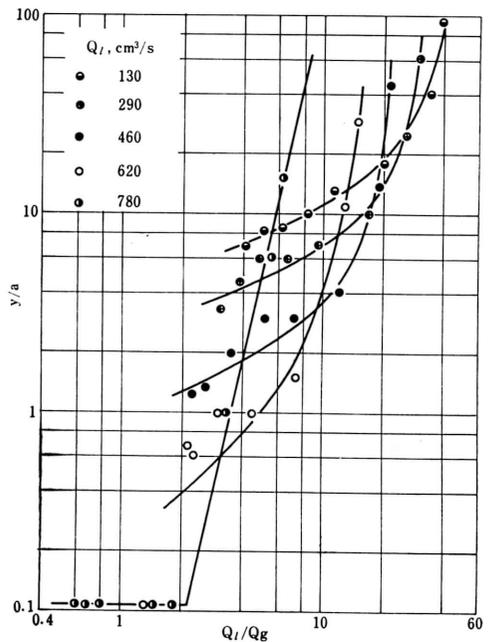


図13 水流量の影響

気ほうの流動の写真あるいは肉眼による観察において、対向する2個の空気吹込孔からの空気流が水流中で合体流となる場合の気ほう流の合流位置にたいする水流量  $Q_i$  と空気流量  $Q_g$  の流量比  $Q_i/Q_g$  の関係を図12および図13に示している。図12は空気流量をパラメータとして表わし、図13は水流量をパラメータとして表わしたものである。なお、図12および図

13は気ほう流の合流位置を無次元で表わすために、測定部の観察面の幅を  $2a$  (15 mm) として図11のような座標を用いた。

つぎに、空気吹込孔から水流中に空気を吹込んでできる気液二相流の圧力降下について調べたのが図14である。測定部における650 mmの距離の圧力降下  $\Delta P$  と空気流量  $Q_g$  の関係を、水流量  $Q_i$  をパラメータとして示し、空気流量が0というのは空気の吹込みが全然なくて水のみ単相流の場合である。いま、図14の関係を無次元で表わすために、単位長さ当りの気液二相流の圧力降下を  $(\Delta P/\Delta L)_{tp}$  および単位長さ当りの水単相流の圧力降下を  $(\Delta P/\Delta L)_i$  として、圧力降下比  $(\Delta P/\Delta L)_{tp}/(\Delta P/\Delta L)_i$  と流量割合  $Q_g/(Q_g+Q_i)$  の関係で示すと図15となる。

#### 4. 考 察

熱交換器や伝熱管などの管路内の流動を考える場合に、管壁と流体との熱伝達が良好であつて、しかも管路における圧力降下が小さいことが望ましい。すなわち、動力はできるかぎり小さくすることである。

第2節で述べたように、図2および図3によると、核沸騰が始まる位置から気ほうの流れが合流する位置までの範囲において、熱伝達率の増加割合は管路の下流ほど大きくなつてはいるが、気ほうの流れの合流位置より下流の範囲における熱伝達率の増加割合は管路の下流ほど小さくなる傾向があつた。この意味から、模型的に空気吹込孔から空気を吹込んで気ほう流の合流位置を調べたのであるが、図6から図10までの写真

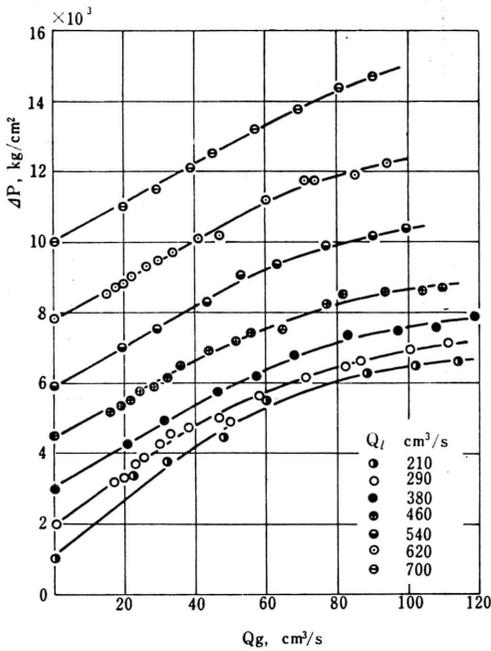


図14 圧力降下

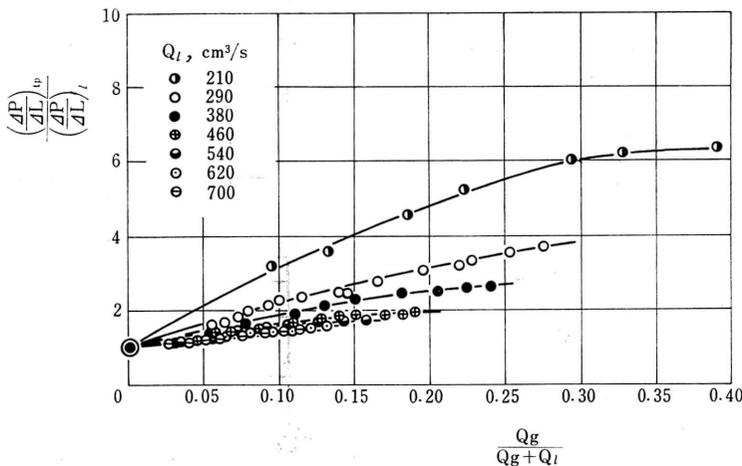


図15 圧力降下比と流量割合

にもみられるように、気ほうの大きさや挙動が複雑な影響因子となっているために、図 12 あるいは図 13 に示したごとく単純な関係で表わされないことがわかった。

圧力降下について示したのは図 14 あるいは図 16 である。圧力降下と気ほうの流動模様（例えば図 6 から図 10 を参照）の関係を調べてみると、水流量が大きくて空気流量の小さい場合において、あまり大きくない気ほうのみが存在する流れ（気ほう流という）の圧力降下は水単相流の圧力降下に比較してそんなに大きく変らないが、水流量が小さくて空気流量の大きい場合において、管路断面を満すぐらいの気ほうが存在する流れ（プラグ流あるいはスラグ流という）の圧力降下は水単相流の圧力降下の数倍の値を示した。すなわち、プラグ流あるいはスラグ流になる位置は対向する気ほう吹込孔からの気ほうの流れが合流してからの下流側なので、気ほうの流れの合流位置より下流域にお

いて、圧力降下は急速に増加することが推察できる。

したがって、前述の熱伝達率の増加割合が増加している範囲においては、圧力降下は水単相流の圧力降下に比較してそんなに大きくない。ただし、熱交換器や伝熱管の設計にあたっては、熱伝達率のとりうる範囲と圧力降下の大きさの許容範囲が与えられるのであるから、これらの条件を考慮することにより適切な値を選ぶことが必要であろう。

終りに、本実験に協力を得た学部卒業生の今島交、水流忠生ならびに永松雅の諸君に感謝の意を表します。

#### 文 献

- 1) 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.