

# 403 流動液体泡沫の加熱円筒回りの熱伝達

Forced Convection Heat Transfer from a Cylinder to Liquid-Gas Foam

正 ○ 戸倉郁夫 (室蘭工大)    正 岸浪紘機 (室蘭工大)  
正 鈴木 淳 (室蘭工大)    小川徳哉 (室蘭工大)

Ikuo TOKURA, Koki KISHINAMI, Jun SUZUKI and Noriya OGAWA  
Muroran Institute of Technology, 27-1 Mizumoto-cho, Muroran, Hokkaido

An experimental study of heat transfer from a heating surface to a liquid-gas foam flow was conducted under forced convection conditions. A cylindrical heating surface, whose temperature was less than 373K, was employed. Values of heat transfer rate for the foam flow were found to range between those for water and the air, indicating that the foam possesses intermediate cooling ability between water cooling and air cooling. It is also shown that latent heat transfer by the water vapor in the foam is an important factor in heat transfer at high temperature.

*Key Words:* Liquid-Gas Foam, Convection Heat Transfer, Mean Heat Transfer Coefficient, Cylindrical Heating Surface

## 1. はじめに

石鹼やシャンプーの泡のような液体泡沫は、多数の気泡の集合体であり、気液二相流体である。泡沫を冷却媒体として使用することで、水冷と空冷の中間の冷却速度が得られる可能性がある。本研究は、流動する水-空気系泡沫の熱伝達特性を、円筒伝熱面を用いて調べたものである。高温度域 (~1200K) に関しては測定例<sup>(1)</sup>があるので、伝熱面温度が373K (沸騰温度) 以下の場合の熱伝達特性について報告する。

## 2. 実験装置および実験方法

実験装置は、流路および試験部を除き前報<sup>(2)</sup>と同じである。発泡液は界面活性剤 (花王 (株) MX-968) 1% 水溶液であり、気体には空気を使用した。発泡器で生成された泡沫は、Fig.1 で示される矩形流路へ導入された。流路は、断面が70×75mm、長さ1000mmのアルミ製であり、水平に設置された。流路入口から600mmの位置に、直径6.25mm、長さ100mmの棒状ヒータ (Watlow 社製, E4A30, 300Wmax) を、流れに直交するよう流路に挿入した。ヒータの表面温度は、軸方向位置が異なる場所で角度90° づつずらして表面にはんだ付けした4個の熱電対 (直径0.1mm、銅-コンスタンタン) によって測定した。泡沫の温度  $T_F$  は室温に保たれ、流路入口の熱電対によって測定された。泡沫の性状を表すために、泡倍率  $E$  を使用した ( $E = (\text{泡沫の体積}) / (\text{泡沫中の液体の体積})$ )。泡沫の流量および泡倍率 (または密度) は、流路出口で泡沫を容器に受け取り、重量、体積、時間より算出した。実験は、泡沫の泡倍率が12~48 (密度84~22kg/m<sup>3</sup>) (泡沫の平均気泡径は約0.5~0.8mm)、泡沫の平均流速が0.016~0.14m/s、ヒータ表面温度が373K以下の範囲で行った。

定常法による熱伝達率の測定を行った。平均熱伝達率は

$$Q = A\alpha_m(T_w - T_F) \quad (1)$$

で定義される。ここで、 $A$  は伝熱面積、 $\alpha_m$  は平均熱伝達率である。伝熱量  $Q$  はヒータに供給した電力より熱損失を差し引いて求め、伝熱面温度  $T_w$  には、4箇所の表面温度の算術平均値を使用した。

## 3. 実験結果および考察

Fig.2 に平均熱伝達率と泡沫流速  $U_F$  の関係を示した。この図には、泡倍率および伝熱面温度が異なるデータを一緒に示してある。図中の実線および破線は、McAdams<sup>(3)</sup> による空気および水に対する平均熱伝達率の値を示す。この図より、泡沫の熱伝達率の値は、水と空気に対する値の間にあることがわかる。これは、泡沫を冷却剤として使用するとき、水冷と空冷の中間の冷却速度が得られることを示している。

平均熱伝達率と  $T_w - T_F$  ( $T_w$ : 伝熱面温度) の関係を Fig.3 に示してある。この図から、泡沫と伝熱面の温度差が大きくなると熱伝達率も大きくなる傾向にあることが分かる。特に、伝熱面温度が373Kに近づくほどその傾向が著しい。液体泡沫内の熱移動の機構として、以下の三つが考えられる。(1) 液相、および気相を通しての熱伝導、(2) 空隙内の水蒸気拡散による潜熱移動、(3) マランゴニ対流による液膜の顕熱移動。

ここで、水蒸気拡散による潜熱移動の効果を評価するために、簡単なモデルによる熱伝達の解析を行った。「泡沫 (温度  $T_F$ ) が、平板伝熱面 (温度  $T_w$ ) 上を薄い液膜を介して一定速度  $U_F$  で剛体的に滑り流動する」と仮定する。泡沫の見かけの粘度は、水に比べてかなり大きい<sup>(2)</sup> ので、これは妥当な仮定であると思われる。

支配方程式は次式となる。

$$\rho c U \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$U$ : 泡沫/液の流速 [m/s],  
 $x$ : 平板に沿う方向の座標 [m],  
 $y$ : 平板に垂直方向の座標 [m],  
 $\lambda$ : 泡沫/液の熱伝導率 [W/(mK)],  
 $\rho c$ : 泡沫/液の熱容量 [J/(m<sup>3</sup>K)]

この方程式を、境界条件

$x = 0$  (流入境界):  $T = T_F$ ,  
 $x = \pi d/2$  (流出境界):  $(\partial T / \partial x) = 0$ ,  
 $y = 0$  (下方境界, 伝熱面):  $T = T_w$ ,  
 $y \rightarrow \infty$  (上方境界):  $(\partial T / \partial y) = 0$ ,

を満足するように解く (平板の長さは、比較のため実験で使用した  $d = 6.25\text{mm}$  の円筒の半周長さとした)。

泡沫の有効熱伝導率  $\lambda$  は、次式で近似する (4)。

$$\frac{\lambda}{\lambda_w} = \frac{1 - (1 - \lambda_a/\lambda_w)\varepsilon^{2/3}}{1 - (1 - \lambda_a/\lambda_w)\varepsilon^{2/3}(1 - \varepsilon^{1/3})} \quad (3)$$

$$\lambda_a = \lambda_{a0} + \frac{D_v L}{R_v T} \left( \frac{P}{P - p_v} \right) \frac{dp_v}{dT} \quad (4)$$

$D_v$ :水蒸気の拡散係数 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ],  $L$ :蒸発の潜熱 [ $\text{J}/\text{kg}$ ],  $P$ :大気圧 [ $\text{Pa}$ ],  $p_v$ :飽和水蒸気分圧 [ $\text{Pa}$ ],  $R_v$ :水蒸気的气体定数 [ $\text{Nm}/(\text{kgK})$ ],  $T$ :温度 [ $\text{K}$ ],  $\varepsilon$ :泡沫の空隙率  $\equiv (1 - 1/E)$ ,  $\lambda_{a0}$ :乾燥空気の熱伝導率 [ $\text{W}/(\text{mK})$ ],  $\lambda_a$ :空隙の有効熱伝導率 [ $\text{W}/(\text{mK})$ ],  $\lambda_w$ :液体の熱伝導率 [ $\text{W}/(\text{mK})$ ].

式 (4) の右辺第二項は、水蒸気拡散による潜熱移動を表す。

式 (3) は、差分法 (有限体積法) (5) を用いて数値的に解くことができる。Fig.4 に計算結果の一例を示す。泡沫内で水蒸気拡散を考慮した場合 (実線) は、考慮しない場合 (破線) と比較して、高温域で熱伝達率の顕著な上昇が示された。これは、温度差が大きくなるほど飽和水蒸気分圧差が増加するため水蒸気の移動量が増大し、潜熱の移動量も増加するためであると考えられる。この傾向は、実験結果とも一致しており (Fig.3 参照)、水蒸気拡散による潜熱移動が、泡沫の熱伝達の重要な機構の一つであることを示している。

#### 4. むすび

伝熱面温度が 373K 以下での流動泡沫の熱伝達率は、水と空気の場合の中間の値を示す。しかし、373K にきわめて近い温度では、水に対する熱伝達率よりも大きな値を示す結果も得られた。これは、泡沫の熱容量が小さく、少ない熱量で泡沫の温度が上昇するため、水単体の場合よりも低い温度で沸騰が起こるからであると考えられる。

謝辞 本研究は、日本学術振興会平成 11 年度科学研究費補助金 (基盤研究 C(2)11650200) の助成を得て実施致しました。本研究の遂行にあたりご協力頂いた滝本雷太、茶家基彦、松田 喬の諸氏に感謝の意を表します。

参考文献 (1) 斉藤、ほか 3 名: 第 29 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1992), 169-171. (2) 戸倉、ほか 3 名: 機械学会流体部門講演会 講演概要集 No.930-49(1993), 232-234. (3) W. H. McAdams: Heat Transmission, 3rd ed.(1954), 259. (4) 戸倉、ほか 4 名: 熱物性 Vol.9, No.3(1995), 163-168. (5) パタンカー: コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 森北出版 (1985).

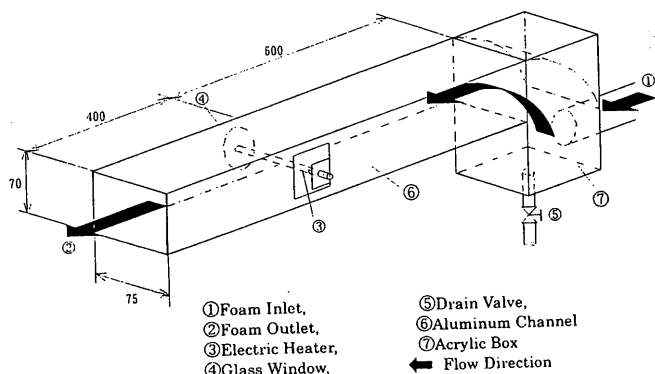


Fig.1 Rectangular flow channel.

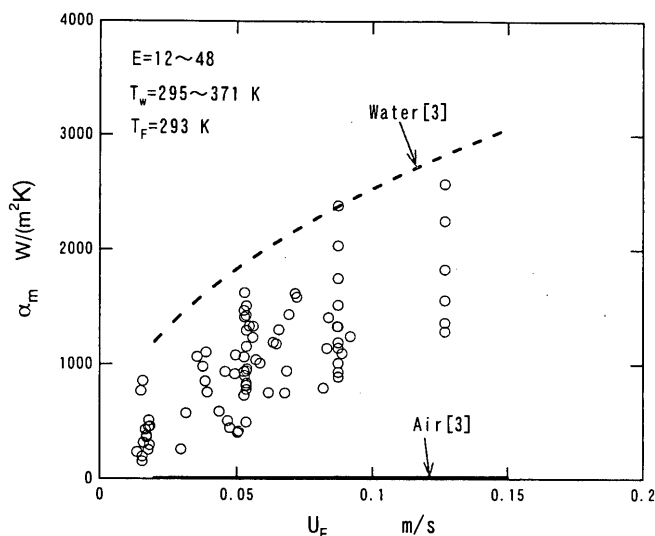


Fig.2 Mean heat transfer coefficient versus  $U_F$ .

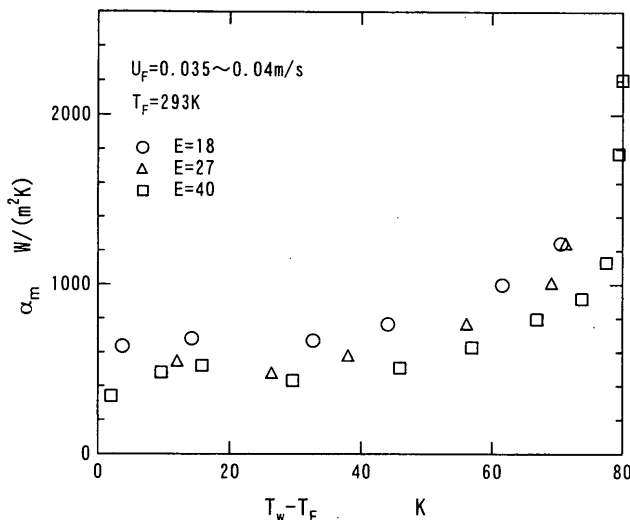


Fig.3 Mean heat transfer coefficient versus  $T_w - T_F$ .

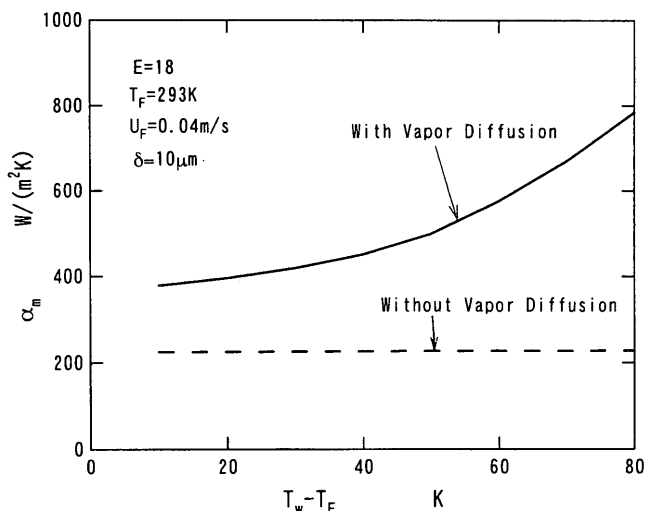


Fig.4 Mean heat transfer coefficient versus  $T_w - T_F$ . (Numerical calculation)