

種々の端面形状を有する垂直円柱まわりの膜沸騰 (第1報: 膜沸騰熱伝達)

茂地 徹*・山田 昭*・桃木 悟*・豊田 香**・山口朝彦*・半田修也***

Film Boiling around Vertical Cylinders with End Surfaces of Various Configurations (1st Report: Film Boiling Heat Transfer)

by

Toru SHIGECHI*, Takashi YAMADA*, Satoru MOMOKI*
Kaoru TOYODA**, Tomohiko YAMAGUCHI* and Shuya HANDA***

In order to clarify the effect of bottom and top configurations on pool film boiling heat transfer from a vertical cylinder with a length comparable to the diameter, five kinds of silver cylinder with flat, hemispherical and conical end surfaces were tested by quenching in saturated and subcooled water. For saturated water, the wall heat flux averaged over the total surface of a finite-length cylinder takes a higher value for the cylinder with a conical bottom than those for the other four types as the wall superheat decreases. For highly subcooled bulk water, the average wall heat flux for the cylinder with a flat bottom becomes larger than those for the cylinder with hemispherical and conical bottoms. This is attributed that the cylinder with a flat bottom has quite a thin vapor film at the lower end of the vertical finite-length cylinder due to the edge effect.

Key words: *Film Boiling, Heat Transfer, Vertical Cylinder, Conical Bottom, Hemispherical Bottom, Flat Bottom*

1. まえがき

3次元高温物体まわりの膜沸騰において熱伝達過程を理解することは原子炉の安全性, 金属の焼入れ, 材料の製造工程等で重要である. Bromley¹⁾の研究以来, 膜沸騰熱伝達に関して多くの研究²⁾が行われ, 膜沸騰熱伝達の実用的な相関式が垂直面, 水平円柱, 球, 上向き水平面等のような単一面に対して数多く提案された. しかしながら, その他の伝熱体形状に対しては, 膜沸騰熱伝達過程の知見が不十分であるため3次元物体まわりの膜沸騰熱伝達や膜沸騰の下限界点を正確に予測することは困難である.

高温物体まわりのプール膜沸騰に関して, 山田ら^{3,4)}や桃木ら⁵⁾は飽和水とサブクール水に対して水平の底

面と上面を有する有限垂直円柱からの膜沸騰熱伝達を解析的かつ実験的に研究を行い, 熱伝達の実用的な相関式を提案している. 近年, 山田ら⁶⁾は原子炉の炉心の緊急冷却における初期過程の熱除去を想定して半球状の凸底面と水平な上面を有する有限垂直円柱に対する膜沸騰熱伝達について検討した. 垂直円柱の底面と上面の形状に関するこれらの研究を通して, 底面で発生する蒸気が垂直側面に沿って上昇し, 最終的に円柱の上面から気泡となって離脱するような有限垂直円柱を蒸気膜が連続して覆う場合の膜沸騰熱伝達を予測することが重要であることが明らかにされている. 桃木ら^{7,8)}は水平底面を有する円柱と半球状の凸端面を有する有限垂直円柱からの膜沸騰熱伝達について両者

平成24年12月14日受理

* システム科学部門 (Division of Systems Science)

** 舞鶴工業高等専門学校 (Maizuru National College of Technology)

*** 工学研究科博士前期課程 (Graduate School Student, Graduate School of Engineering)

を比較し、底面と上面の形状の影響について検討している。有限垂直円柱全体を覆う蒸気は円柱から周囲液体への対流熱伝達を制御するので、有限垂直円柱まわりの膜沸騰においては底面で発生する蒸気の円柱まわりの流れが熱伝達機構解明の観点から重要な役割もっている。

本研究においては、大気圧の飽和水およびサブクール水を用いて焼入れによる有限垂直円柱全面からの膜沸騰熱伝達に関する底面および上面の形状の影響について5種類の円柱を用いて検討を試みたのでその結果について報告する。また、膜沸騰から遷移沸騰に移行する膜沸騰下限界点については本研究報告の第2報として報告する。

記号

- c : 円柱の比熱
- D : 円柱直径
- h : $= q/\Delta T_{sat}$, 全円柱表面の平均熱伝達率
- h_j : 円柱のj面の平均熱伝達率 ($j = b, t, v$)
- L : 円柱の垂直側面長さ
- Q : 円柱からの全伝熱量
- Q_j : 円柱のj面からの伝熱量 ($j = b, t, v$)
- q : $= Q/S$, 平均壁面熱流束
- S : 円柱の全伝熱面積
- S_j : 円柱のj面の伝熱面積 ($j = b, t, v$)
- T : 円柱温度
- T_i : 円柱の初期温度
- T_{sat} : 飽和温度
- T_w : 伝熱面温度
- T_∞ : バルク液温度
- ΔT_{sat} : $= T_w - T_{sat}$, 伝熱面過熱度
- ΔT_{sub} : $= T_{sat} - T_\infty$, 液体サブクール度
- V : 円柱の体積
- ρ : 密度
- τ : 時間

添字

- b : 垂直円柱の底面
- t : 垂直円柱の上面
- v : 垂直円柱の側面

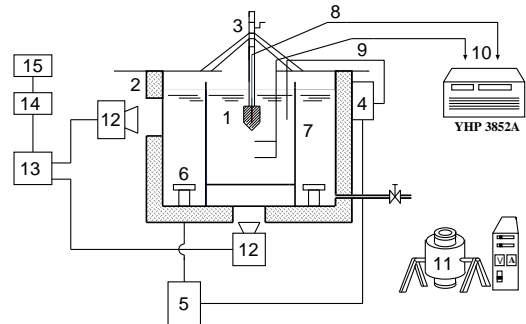
2. 実験

2.1 実験装置, 供試円柱および実験方法

Fig.1 に示す実験装置は沸騰槽, 供試円柱加熱装置, 昇降装置, 温度測定装置および沸騰現象観察装置から構成されている。内寸法 450mm(L)×450mm(W)×750mm(H) の大きさを有する沸騰槽はステンレス製で、ガラスの

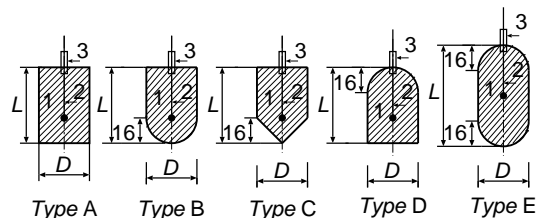
観察窓が現象の観察のために沸騰槽の側面および底面に設けられている。試験液体は大気圧水で、供試円柱周囲のバルク液を乱さないように設置された透明なガラス箱 [300mm(L)×300mm(W)×600mm(H)] の外側の下にある 2kW 容量の浸漬型加熱器 2個により昇温される。バルク水温は温度制御装置によって一定に保たれている。

Fig.2 は 99.99% の純銀で作された 5 種類の供試円柱の断面図を示したものである。Type B と Type C の



- 1. Test cylinder 2. Boiling bath 3. Lifting device
- 4. Temperature controller 5. Power controller
- 6. Heater 7. Glass box 8. K-type thermocouple
- 9. K-type thermocouple 10. Data acquisition/control unit 11. Electric furnace 12. Video camera
- 13. Video cassette recorder 14. Digital AV mixer 15. Video monitor

Fig.1 Schematic of experimental apparatus



- 1. Test cylinder 2. K-type thermocouple(φ1mm)
- 3. Supporting stainless tube(φ4mm×φ3mm)

Type	cylinder size		S [cm ²]	V [cm ³]	V/S [mm]
	D [mm]	L [mm]			
A	32	48	64.3	38.6	6.00
B			56.3	34.3	6.09
C			51.6	30.0	5.82
D			56.3	34.3	6.09
E		64	64.3	42.9	6.67

Fig.2 Test cylinder

Table 1 Surface area ratio for each surface of the test cylinder

surface	ratio	Type				
		A	B	C	D	E
top	S_t/S	0.1250	0.1429	0.1559	0.2857	0.2500
vertical lateral	S_v/S	0.7500	0.5714	0.6236	0.5714	0.5000
bottom	S_b/S	0.1250	0.2857	0.2205	0.1429	0.2500

底面, Type D の上面および Type E の底面と上面は半球状または円錐状に機械加工されている. 供試円柱の直径 D は 32mm, 長さ L は 48mm (Type E は 64mm) で, Type E の円柱を除いてアスペクト比 L/D は 1.5 である.

Fig.2 の表に示されている S および V は, それぞれ円柱の全伝熱面積と体積である. 供試円柱の底面形状は 3 グループ: (1) 水平底面を有する形状 Type A と Type D, (2) 半球状の凸底面を有する形状 Type B と Type E, (3) 円錐状の凸底面を有する形状 Type C, に分けられる. 一方, 上面形状は Type A, Type B および Type C は水平で, Type D と Type E は半球状である. 主要寸法と熱電対の位置は Fig.2 に示されている. 有限垂直円柱まわりの膜沸騰熱伝達のメカニズムを明らかにするために, 山田ら^{3,4,6)}と桃木ら^{5,7)}は有限円柱の全表面を底面, 垂直側面および上面の三つの伝熱面に分けている. 各伝熱面積の比を S_j/S として定義する. ここで, S_j はそれぞれの伝熱面積で, S は全伝熱面積である. Table 1 はそれぞれの伝熱面積比, S_j/S の大きさを示している. 供試円柱の過渡温度を測定するためにステンレス製支持管を介して円柱の中心軸上にシース径 1mm の K 型熱電対が設置され, 温度履歴は横河・ヒューレット・パカード (株) 製のデータ集録/制御ユニット (YHP3852A) を用いて 0.25 秒のサンプリング間隔で計測される.

実験の前に, 供試円柱の初期表面の性状を一定にするために表面をバフ研磨にて鏡面仕上げし, アルコールで洗浄した. 供試円柱は電気炉によって約 600 °C まで加熱された後, 昇降装置を用いて静止した大気圧下の水中へ最底部が水面より 100mm の深さとなるまで静かに浸漬される. バルク水の温度は 65 °C から 100 °C 範囲で変化させた. 円柱まわりの膜沸騰の様相は 1/8000 秒のシャッター速度による静止写真撮影やビデオカメラにより観察した.

2.2 温度と壁面熱流束の測定

供試円柱は高い熱伝導率を有する銀で製作されているので供試円柱の内部は一様に冷却されると仮定し, 円柱の温度を集中定数系として計算した. したがって, 全表面平均の壁面熱流束 q は式 (1) によって与えられる.

$$q = -\rho c(V/S)(dT/d\tau) \quad (1)$$

ここに, c , S , V および ρ はそれぞれ比熱, 全伝熱面積, 円柱の体積および密度である. T と τ は円柱の温度と冷却開始からの経過時間である. 第 2 報で報告する膜沸騰の下限界点は冷却速度 ($-dT/d\tau$) が最小値をとる点として定義し, そのときの伝熱面過熱度を ΔT_{\min} と

する. 式 (1) の集中定数系近似の仮定は, Type A の円柱による 2 次元非定常熱伝導計算の数値計算結果と 0.04 以下と評価されるビオ一数により, 妥当なものであると考えられる. 式 (1) から計算される壁面熱流束に対する測定値の最大誤差は 15% 未満と評価された. さらに, ステンレス製支持管からの熱損失はサブクール水の条件下で最大 2% 未満と推定された.

3. 実験結果と考察

3.1 膜沸騰の観察

5 種類の有限垂直円柱まわりの蒸気膜をスチールカメラとビデオカメラを用いて観察した. Fig.3(a) および (b) は伝熱面過熱度 ΔT_{sat} が 350K 近傍の飽和水 ($\Delta T_{\text{sub}}=0\text{K}$) とサブクール水 ($\Delta T_{\text{sub}}=20\text{K}$) において観察された膜沸騰の様相を示している.

飽和膜沸騰においては, 供試円柱は波状の気液界面をもつ厚い蒸気膜に全面が覆われている. 水平な底面と上面を有する Type A の蒸気膜の厚さは Type B および Type E のような半球状の凸面を有する円柱や円錐状の凸面を有する Type C の円柱よりも厚くなっている. これは底面下における蒸気の流れの駆動力の相違によるものである. 円形の下向き水平面下では安定な蒸気膜が形成され, 蒸気膜内の円柱中心から端部への半径方向への流れは蒸気と液体の密度差による静圧勾配と流れ方向の蒸気膜厚さの勾配の相乗作用によってひきおこされる (茂地ら⁹⁾, 山田ら¹⁰⁾, 桃木ら¹¹⁾). しかしながら, 半球状や円錐状の底面を有する円柱においては, 底面に沿う蒸気の上向き流れは蒸気と液体の密度差, すなわち, 気液 2 相の浮力によって誘起され, 底面と垂直側面に沿って上向きに流れるので蒸気膜は厚くなり, 気液界面は波状となりやすい.

サブクール膜沸騰においては, 円柱まわりの蒸気膜は液体サブクール度の増加に伴って全体的に薄くなり, Fig.3(b) に示すように, 気液界面はおおむね平滑となる. 気液界面上にはリング状の輪が形成されている.

蒸気膜の崩壊は第 2 報¹²⁾ で詳述するが, Type A および Type D の円柱では下端部の角 (山田ら^{3,4,13)}), Type B では上面端部の角 (山田ら⁶⁾), Type E の円柱 (山田ら¹⁴⁾) では半球状凸上面の支持部の根元でそれぞれ始まる. 三つの角, すなわち, 上面端部と垂直側面下端部それに円錐底面の突部を有する Type C の円柱においては蒸気膜は底面で不安定な傾向があり, 蒸気膜の崩壊は飽和水においては垂直側面下端部で始まり, サブクール水においては上面端部の角または円錐の頂部で始まる (山田ら¹⁵⁾). 蒸気膜の崩壊は飽和およびサブクール膜沸騰とも円柱全面に斉時的に伝播するようである.

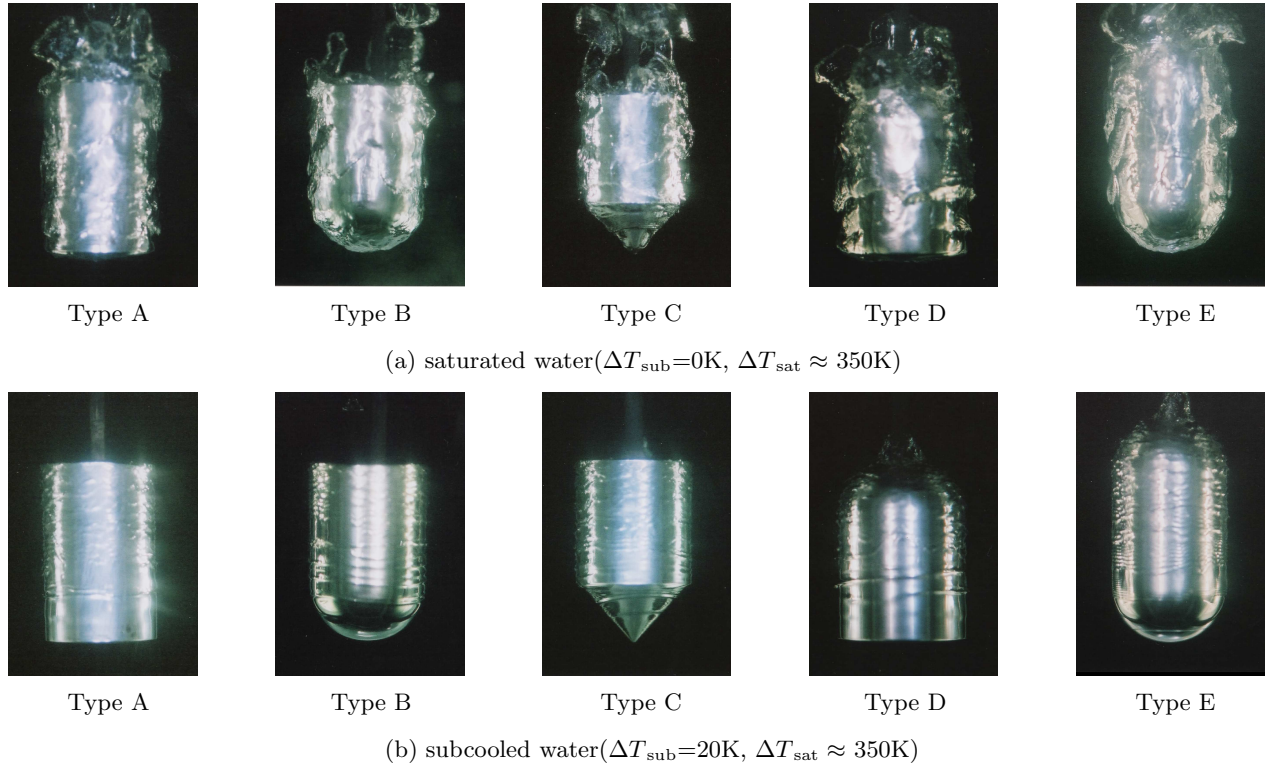


Fig.3 Photographs of vapor film formed around a vertical finite-length cylinder

3.2 冷却特性

3.2.1 冷却曲線

5種類の円柱に対して測定した冷却曲線を、無次元温度 $(T - T_{\infty}) / (T_i - T_{\infty})$ と冷却経過時間 τ [s] をとって Fig.4 に示す。ここに、 T_i および T_{∞} はそれぞれ、測定開始時の温度およびバルク水温度である。図中の各冷却曲線上の●印の記号は冷却速度 $-dT/d\tau$ の最小値を与える点として定義された膜沸騰の下限界を示す。供試円柱に対する冷却曲線の形は円柱の底面と上面の形状および液体サブクール度の大きさに依存して相違していることが図から明らかである。円柱温度がバルク水温度に漸近する冷却経過時間は液体サブクール度の増加とともに短くなる。

3.2.2 膜沸騰領域の冷却速度

式 (1) に示されているように、円柱の冷却速度 $-dT/d\tau$ は壁面熱流束 q に比例し、 V/S に反比例する。 q は円柱の全表面からの熱伝達に依存し、Fig.2 に示されているように、 V/S の大きさは上面と底面の形状に依存して相違する。Fig.5 に、膜沸騰領域の冷却速度 $-dT/d\tau$ と冷却経過時間 τ の関係を示している。冷却速度は供試円柱の底面および上面の形状に依存して変化し、膜沸騰領域での冷却速度および膜沸騰下限界点 (●印) は液体サブクール度の増加に伴って大きくなる。飽和水 ($\Delta T_{sub}=0K$) においては、Type C の円柱が他の4種類の円柱より大き

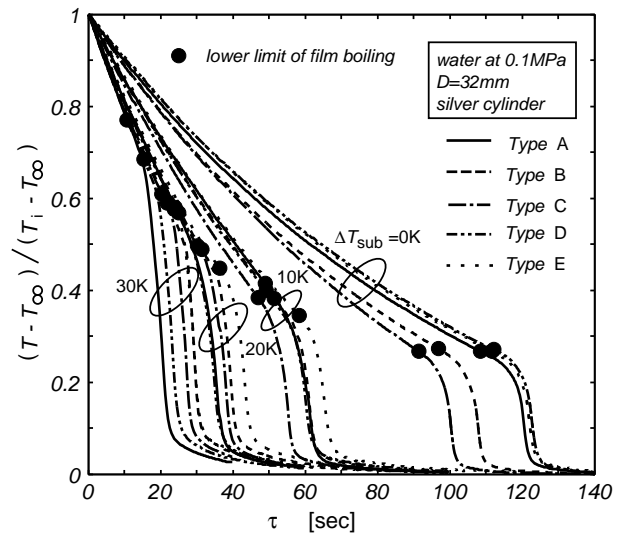


Fig.4 Cooling curve

な冷却速度を示している。一方、サブクール水 ($\Delta T_{sub}=30K$) においては、Type A の円柱が他の4種類の円柱より大きな冷却速度を示している。膜沸騰の下限界点における冷却速度 $-dT/d\tau$ は液体サブクール度の増加に伴って高くなる。膜沸騰領域の冷却経過時間は液体サブクール度の増加とともに短くなる。

3.3 膜沸騰特性

3.3.1 膜沸騰領域における沸騰曲線

Fig.6はFig.4に示されている冷却曲線を用いて、式(1)で計算された沸騰曲線を液体サブクール度 ΔT_{sub} をパラメータとして示している。Fig.6から、膜沸騰領域の沸騰曲線は底面と上面の形状の影響を受けていることは明らかであり、円柱の全表面で平均された壁面熱流束 q は液体サブクール度 ΔT_{sub} が大きくなるに従って高くなり、●印の記号で示した膜沸騰の下限界点は液体サブクール度の増加に伴って高過熱度側へ移動することがわかる。

Fig.2に示しているように、5種類の円柱の直径 D は32mmと等しいけれども円柱の体積や全伝熱面積は底面と上面の形状の相違により異なっている。ただし、Type BとType Dの円柱は、底面と上面が入れ替わっているため、体積と伝熱面積は等しい。円柱の長さ L についてはType Eは64mmで他の4種類の円柱は48mmであり、Type Eが16mm長い。

飽和水($\Delta T_{sub}=0K$)においては、壁面熱流束の値 q は低過熱度領域でType D<Type A<Type E<Type B<Type Cの順に大きくなっている。最も大きな値を示す円柱Type Cの壁面熱流束 q は伝熱面過熱度 $\Delta T_{sat}=150K$ において最も小さな値を示す円柱Type Dよりも約29%大きく、Type Cは $q=40.5kW/m^2$ 、Type Dは $q=31.3kW/m^2$ である。両端面が水平な円柱Type Aと底面が水平で上面が半球状凸面の円柱Type Dについて壁面熱流束 q を比較してみると、 $150K < \Delta T_{sat} < 400K$ の領域でType AがType Dより僅か3%程度大きいのみで、壁面熱流束に及ぼす垂直円柱の上面形状の影響は小さいことがわかる。一方、高サブクール水($\Delta T_{sub}=30K$)において、壁面熱流束 q を伝熱面過熱度 $\Delta T_{sat}=400K$ のもとで比較すると、Type C<Type B<Type D \approx Type E \approx Type Aの順に大きくなり、Type D、Type AおよびType Eの3種類の円柱に対する壁面熱流束 q は $162kW/m^2$ 程度でおおむね同値となっている。式(1)で明らかのように、壁面熱流束 q を計算するうえで必要な V/S はFig.2に示しているように、Type A<Type D<Type Eの順に大きくなっており、両端面とも水平な円柱のType Aが両端面とも半球状の凸面を有する円柱Type Eより約11%小さい。したがって、Type AとType Eの壁面熱流束 q がおおむね同じ大きさであるということは、式(1)より、 ρc は一定であるから、Fig.5に示している冷却速度が逆にType AがType Eより約11%大きいことを表示しており冷却効果が高いことを意味している。壁面熱流束 q について、最も小さな値を示す円柱Type Cと最も大きな値を示す円柱Type A(あるいはType D、Type E)を伝熱面過熱度 $\Delta T_{sat}=400K$ で比較すると、Type CよりType Aが約

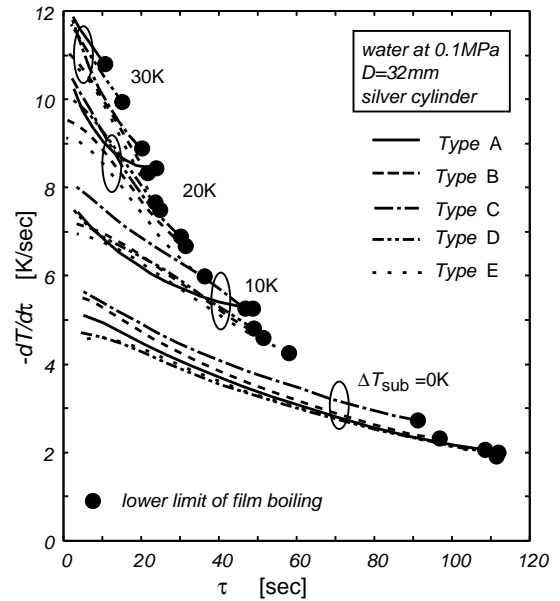


Fig.5 Cooling rate curve in the film boiling region

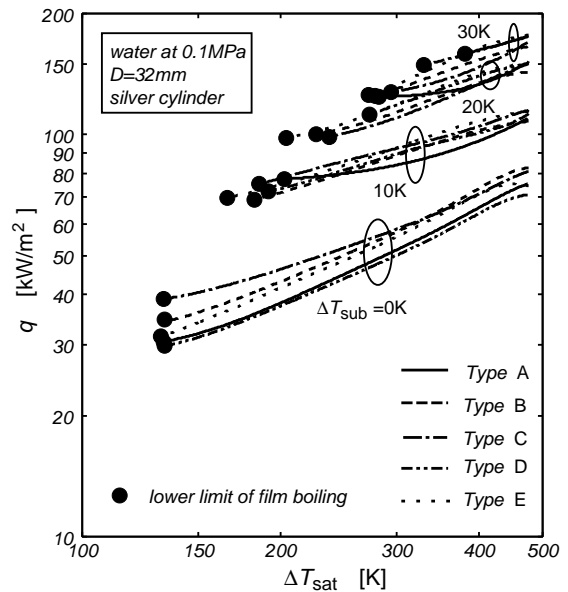


Fig.6 Boiling curve in the film boiling region

10%程度大きな壁面熱流束となっている。以上のことから、壁面熱流束 q は液体サブクール度 ΔT_{sub} が増加するにつれて、Type AやType Dのように底面が水平な形状を有する円柱がType BまたはType Cのように半球状または円錐状の凸底面の形状を有する円柱よりも大きくなることが予測される。これは垂直円柱の下端部の角が垂直側面に形成される蒸気膜厚さを薄くし、円柱側面の対流熱伝達を促進させることによるものと考えられる。

3.3.2 膜沸騰領域における平均熱伝達率

$h(=q/\Delta T_{sat})$ として定義される平均熱伝達率をFig.7

に示す．飽和水 ($\Delta T_{\text{sub}}=0\text{K}$) においては，平均熱伝達率 h の値は Type D < Type A < Type E < Type B < Type C の順に大きくなっており， $133\text{K} < \Delta T_{\text{sat}} < 475\text{K}$ の領域で $300\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ から約 $150\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ へ減少している．一方，サブクール水 ($\Delta T_{\text{sub}}=30\text{K}$) においては，平均熱伝達率 h の値は Type C < Type B < Type A \approx Type E \approx Type D の順に大きくなっており， $350\text{K} < \Delta T_{\text{sat}} < 475\text{K}$ の領域で $450\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ から約 $350\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ へ減少している．伝熱面過熱度 ΔT_{sat} に及ぼす h の依存性は液体サブクール度の増加とともに強くなり，特に水平底面を有する円柱 Type A に対しては傾向が際立っている．桃木ら⁸⁾は膜沸騰領域における平均熱伝達率の大きさを両端面が水平な形状の円柱 Type A と底面が半球状の凸面で上面が水平な形状の円柱 Type B に対して底面形状の及ぼす影響について検討しているが，本研究においては，さらに上面形状(水平面，半球状凸面)を加えて平均熱伝達率 h に及ぼす端面形状の影響を議論した．

有限垂直円柱まわりの飽和及びサブクール膜沸騰に対して，著者ら(山田ら^{3,4,6)}，桃木ら^{5,7)}は底面，垂直側面および上面の三面で構成される熱伝達モデルを提案している．有限垂直円柱全面からの伝熱量 Q は下向き底面からの伝熱量 Q_b ，垂直側面からの伝熱量 Q_v および上面からの伝熱量 Q_t の総和として定義される．従って，下記の関係が得られる．

$$Q = Q_b + Q_v + Q_t \quad (2)$$

$$q = Q/S = h \cdot \Delta T_{\text{sat}} \quad (3)$$

$$h = q/\Delta T_{\text{sat}} = [h_b(S_b/S) + h_v(S_v/S) + h_t(S_t/S)] \quad (4)$$

ここに， S_b ， S_v および S_t はそれぞれ，底面，垂直側面および上面における伝熱面積であり， S は全伝熱面積，すなわち， $S=S_b+S_v+S_t$ である．また， h_b ， h_v および h_t はそれぞれ，底面，垂直側面および上面における平均熱伝達率である． $S_j/S(j=b, v, t)$ の大きさは5種類の供試円柱に対して Table 1 に示されている．

飽和水 ($\Delta T_{\text{sub}}=0\text{K}$) に対する Type B および Type C の円柱における底面の平均熱伝達率 h_b の大きさは，平滑な気液界面に適用できる Bromley モデルによる解析解である Frederking & Chark¹⁶⁾ の解 (Type B に適用) と 豊田ら¹⁷⁾ の解 (Type C に適用) をそれぞれ用いることにより予測できる．Type C の円錐状の凸底面を有する円柱の h_b の大きさは，シャープな先端底面を有するため蒸気膜厚さが薄くなり Type B の半球状の凸底面を有する円柱の熱伝達率より少し大きくなると考えられる．Table 1 に示すように，Type C の底面の伝熱

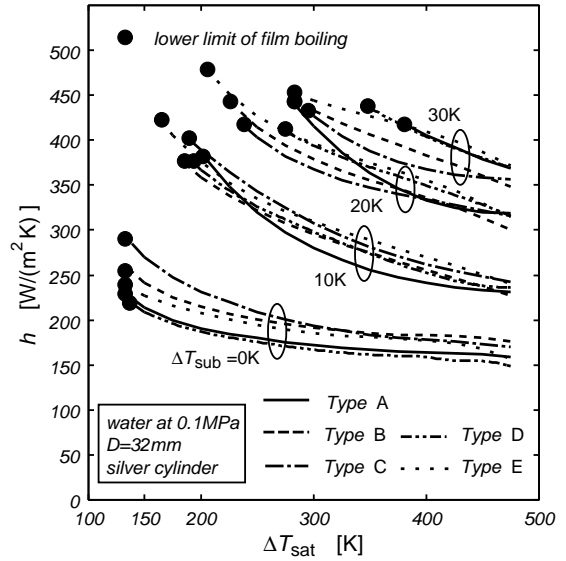


Fig.7 Average heat transfer coefficient in the film boiling region

面積比 S_b/S は Type B よりも約 23% 小さい．Type B の円柱に対する垂直側面における平均熱伝達率 h_v および上面における平均熱伝達率 h_t の大きさは桃木ら⁸⁾によって報告されている．Type B および Type C の円柱の底面に沿う蒸気の上向き流れの駆動力は気液二相の密度差 \times 重力に等しい．Type C の垂直側面下端部角の蒸気膜厚さは Type B よりも薄いので，Type C の円柱に対する垂直側面における平均熱伝達率 h_v の大きさは Type B の h_v よりも大きいと考えられる．Type B と Type C の円柱に対する上面における平均熱伝達率 h_t の大きさはほとんど同じと推定される．以上のことから，式 (4) を通して，Table 1 に示されている伝熱面積比を総合させると，Type C に対する平均熱伝達率 h の大きさは Type B の h と同程度になるように思われるが，実験結果は Fig.7 から明らかなように，飽和水 ($\Delta T_{\text{sub}}=0\text{K}$) においては，Type C の平均熱伝達率 h の大きさは他の4種類の円柱よりも高くなっている．その理由は，Fig.3(a) にみられるように，Type C の円柱まわりの蒸気膜の気液界面の波状性が膜沸騰熱伝達を促進させることによるものと考えられる．

一方，液体サブクール度 $\Delta T_{\text{sub}}=20\text{K}$ においては，Fig.7 に示すように，Type A の円柱が低過熱度側において高い平均熱伝達率となっている．その理由は以下のとおりである．半球状の凸底面を有する円柱 Type B や円錐状の凸底面を有する円柱 Type C においては，底面で蒸気膜厚さが比較的薄くなると思われるが，垂直側面における平均熱伝達率 h_v は底面からの上向き流れの蒸気によって蒸気膜厚さが厚くなるので平均熱伝達率は相対的に小さくなる．ところが，水平底面を

有する円柱 Type A の垂直側面における平均熱伝達率 h_v は低過熱度領域において非常に大きな値となる。これは水平な底面下に形成される蒸気膜が底面の中心で厚く、端面方向に薄くなるため蒸気が垂直側面下端部の直角の縁のまわりを速い速度で上向きに流れるので、気液界面近傍のサブクール水に乱れが生じそれによって垂直側面の熱伝達が促進されるためと考えられる。このような高い平均熱伝達率 h_v の値は、Vijaykumar & Dhir^{18,19)} による強くサブクールされた条件下での垂直面に関する実験的研究で報告されている。

4. 結論

水平、半球状および円錐状の凸端面を有する5種類の有限垂直銀円柱からの膜沸騰熱伝達を、大気圧の条件下で飽和水およびサブクール水による焼入れ実験から確定し、実験から以下の結果が得られた。

- (a) 飽和水における沸騰曲線においては、平均熱流束は円錐状の凸底面を有する円柱が最も高い値を示し、半球状の凸底面を有する円柱よりも水平底面を有する円柱の方が低い値を示す。5種類の供試円柱に対する平均壁面熱流束の差は底面の蒸気の流れの駆動力の差に起因し壁面過熱度の低下とともに大きくなる。
- (b) 高サブクール水においては、水平な底面を有する円柱の壁面熱流束が半球状や円錐状の底面を有する円柱よりも高くなる。これは、水平底面を有する垂直円柱の下端部(角)で蒸気膜が最も薄くなるためである。さらに、気液界面外側近傍のサブクール水が直角な縁のまわりの高速の蒸気流によって乱される効果も考えられる。

参考文献

- 1) L. A. Bromley; Heat Transfer in Stable Film Boiling, *Chem. Eng. Prog.*, Vol.46, No.5, pp.221-227, 1950.
- 2) 日本機械学会編; 沸騰熱伝達と冷却, pp.128-156, 1989.
- 3) 山田 昭, 茂地 徹, 桃木 悟, 金丸邦康, 山口朝彦; 有限長の垂直円柱まわりの膜沸騰熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), Vol.70, No.695, pp.1762-1768, 2004.
- 4) 山田 昭, 茂地 徹, 桃木 悟, 金丸邦康, 山口朝彦; 有限垂直円柱まわりのサブクール膜沸騰熱伝達, 日本機械学会論文集(B編), Vol.73, No.732, pp.1715-1722, 2007.
- 5) S. Momoki, T. Yamada, T. Shigechi, K. Kanemaru, T. Yamaguchi; Film Boiling around a Vertical Cylinder with Top and Bottom Horizontal Surfaces, *Proc. of the 2007 ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference*, HT2007-32733, CD-ROM, 2007.
- 6) T. Yamada, K. Toyoda, T. Shigechi, S. Momoki, K. Kanemaru, T. Yamaguchi; Film Boiling Heat Transfer around a Vertical Finite-length Cylinder with a Convex Hemispherical Bottom, *Heat Transfer-Asian Research*, Vol.39, No.3, pp.166-177, 2010.
- 7) S. Momoki, K. Toyoda, T. Yamada, T. Shigechi, T. Yamaguchi; Experiments and Analysis on Film Boiling Heat Transfer around a Finite-length Vertical Cylinder with a Convex Surface Facing Downward, *J. Power and Energy Systems*, Vol.3, No.1, pp.182-193, 2009.
- 8) S. Momoki, T. Shigechi, K. Araki, T. Yamada, K. Toyoda, T. Yamaguchi, J. Odgerel; Effect of the Bottom and Top Configurations on Pool Film Boiling around a Vertical Finite-length Cylinder, *Proc. of the ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference*, AJTEC2011-44122, CD-ROM, 2011.
- 9) T. Shigechi, N. Kawae, Y. Tokita, T. Yamada; Film Boiling Heat Transfer from a Horizontal Circular Plate Facing Downward, *JSME Int. J., Series II*, Vol.32, No.4, pp.646-651, 1989.
- 10) 山田 昭, 茂地 徹, 桃木 悟, 金丸邦康, 山口朝彦; 有限の下向き水平面の膜沸騰熱伝達に及ぼす液体サブクール度の影響, 日本機械学会論文集(B編), Vol.64, No.628, pp.4159-4165, 1998.
- 11) S. Momoki, T. Yamada, T. Shigechi, K. Kanemaru, T. Yamaguchi; Effect of Liquid Subcooling on the Film Boiling Heat Transfer from a Finite-size Horizontal Plate Facing Downward, *Proc. of the 4th ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, Vol.2, pp.265-272, 1995.
- 12) 茂地 徹, 山田 昭, 桃木 悟, 豊田 香, 山口朝彦, 半田修也; 種々の端面形状を有する垂直円柱まわりの膜沸騰(第2報: 膜沸騰下限界点); 本研究報告(Vol.43, No.80, 2013)
- 13) 山田 昭, 荒木憲一, 茂地 徹, 豊田 香, 桃木 悟, 山口朝彦; 半球状の凸上面を有する有限垂直円柱まわりの膜沸騰熱伝達の実験; 長崎大学工学部研究

- 報告, Vol.39, No.73, pp.1-7, 2009.
- 14) 山田 昭, 荒木憲一, 茂地 徹, 豊田 香, 桃木 悟, 山口朝彦; 底面と上面が半球状の凸面を有する有限垂直円柱まわりの膜沸騰熱伝達の実験; 長崎大学工学部研究報告, Vol.40, No.74, pp.13-19, 2010.
 - 15) 山田 昭, 豊田 香, 茂地 徹, 桃木 悟, 山口朝彦; 円錐状の凸底面を有する有限垂直円柱まわりの膜沸騰熱伝達の実験; 長崎大学工学部研究報告, Vol.41, No.76, pp.13-19, 2011.
 - 16) T. H. K. Frederking & J. K. Clark; Natural Convection Film Boiling on a Sphere, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.8, pp.501-506, 1963.
 - 17) 豊田 香, 茂地 徹, 山田 昭, 桃木 悟; 円錐状の凸底面を有する有限垂直円柱まわりのプール飽和沸騰熱伝達の解析; 長崎大学工学部研究報告, Vol.41, No.76, pp.20-27, 2011.
 - 18) R. Vijaykumar & V. K. Dhir; An Experimental Study of Subcooled Film Boiling on a Vertical Surface-Hydrodynamic Aspects, *ASME J. Heat Transfer*, Vol.114, pp.161-168, 1992.
 - 19) R. Vijaykumar & V. K. Dhir; An Experimental Study of Subcooled Film Boiling on a Vertical Surface-Thermal Aspects, *ASME J. Heat Transfer*, Vol.114, pp.169-178, 1992.