

【論文】

水平細管内の流動と沸騰熱伝達に関する研究

筒井 正幸* 中山 昭男*

Investigation on Boiling Heat Transfer and Pressure Drop in a Horizontal Small Tube

Masayuki TSUTSUI Akio NAKAYAMA

Heat transfer coefficient and pressure drop for refrigerants R-123 are measured in horizontal small tube. The stainless steel tube of 1.1 mm inside diameter, 305 mm heated length is used for the test section. As ranges of the main experimental parameters, heat fluxes are 0.5-33 kW/m²; mass velocities 110-3400 kg/m²s; and inlet temperatures 18-30 °C. The experimental result presented that the boiling heat transfer coefficients are between 3 and 12 times as large as the single convective heat transfer coefficient. It is also presented that the two-phase frictional pressure drop could be predicted by following relation within ±20%.

$$\Delta P_F / \Delta P_{v_o} = 1.68 x^{1.10}_{exit}$$

Where, ΔP_{v_o} is pressure drop for the total flow of fluid having the vapor properties at test section exit.

Keywords: Flow boiling, Heat transfer, Pressure drop, Small tube, Refrigerants

1. 緒言

電子機器の小型化及び大容量化に伴い素子発熱密度は上昇の一途をたどっており、有効な冷却手段として細管(マイクロチャンネル・ミニチャンネル)内の沸騰熱伝達に注目が集まっている。

実際に、実用形態に即した種々の断面形状をもつチャンネルあるいは複数の並列流路を用いた沸騰熱伝達、圧力損失及び沸騰様相に関する研究も数多く報告されている。しかし、構造上、最も単純である円筒細管の単相強制対流熱伝達においてさえ、管直径が小さくなるにつれて、通常サ

イズの管で得られた層流域および乱流域の熱伝達整理式がそのまま適用出来ないという報告⁽¹⁾もある。ましてや、細管を対象として得られた強制流動沸騰熱伝達、圧力損失および沸騰様相に関する統一的な見解を得るまでには、多大な時間を要し、さらなるデータの蓄積が必要なことは言うまでもない。

そこで、本研究は基本的な特性を把握するために、ステンレス細管を用い、単相及び強制流動沸騰の実験を行った。

本報は単相流に関する熱伝達係数と圧力損失について述べ、沸騰を伴う実験結果に関しては強制流動沸騰熱伝達係数と圧力損失に及ぼす、質量流速及び熱流束の影響について考察する。

* 機械工学科

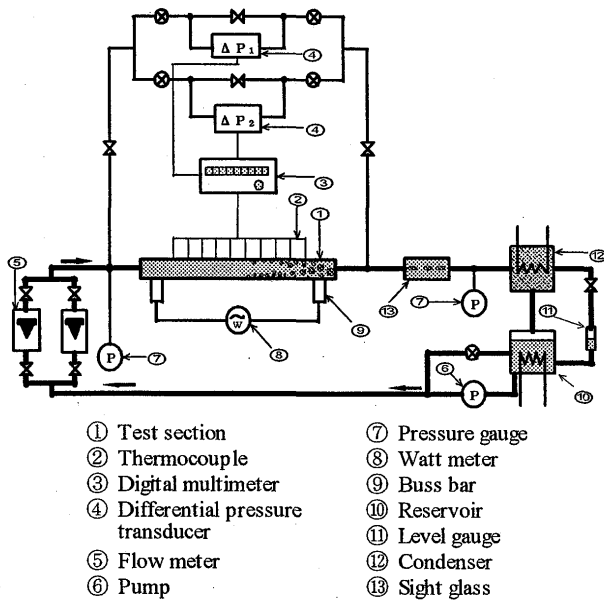
2. 実験装置および実験方法

Fig.1 は流動システムの概略図、Fig.2 にテストセクションを示す。

貯液槽⑩に満たされた試験流体R-123はポンプ⑥によって流量計⑤に送り込まれ、計量後、テストセクションに流入する。テストセクションで発生した蒸気は、沸騰様相観察用ガラス管⑬を経て、凝縮器⑫で液化され、貯液槽に戻る。

テストセクションは内径 1.12mm、外径 1.48mm のステンレス管を水平に配置し、長さ 305mm に交流を直接通電することにより加熱した。加熱部外表面には、軸方向に素線径 100 μ m の CA 熱電対 10 組が等間隔で配置されている。また、加熱部上流 46mm の位置に混合室を配置し、ここで測定した流体温度を入口温度とした。

圧力損失を計測するため、加熱部上流と下流の非加熱部に圧力タップを設け、圧力タップ間の距離は 325mm で計測した差圧を線形補間し、加熱管軸に沿った各断面の圧力を求めた。各熱電対の起電力及び圧力変換器の信号はマル



- ① Test section
- ② Thermocouple
- ③ Digital multimeter
- ④ Differential pressure transducer
- ⑤ Flow meter
- ⑥ Pump
- ⑦ Pressure gauge
- ⑧ Watt meter
- ⑨ Buss bar
- ⑩ Reservoir
- ⑪ Level gauge
- ⑫ Condenser
- ⑬ Sight glass

Fig.1 Schematic diagram of test apparatus

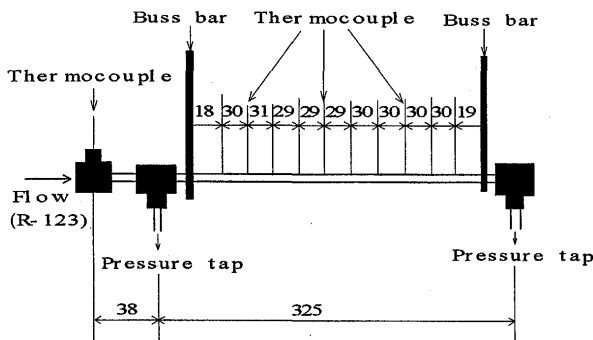


Fig.2 Test section

Table 1 Experimental condition

Test fluid	R-123 (CHCl ₂ CF ₃)
Inlet temperature	18~30 °C
Inlet pressure of condenser	98~126 kPa
Mass velocity	110~3400 kg/m ² s
Reynolds number	300~9000
Heat flux	0.5~33 kW/m ²

チメータを通して PC に記録、処理した。

実験は試験流体 R-123 を用いて、Table. 1 に示すような条件で行った。各断面における物性値は REFPROP⁽²⁾ を用いて算出した。

3. 実験結果及び考察

3・1 熱伝達

単相の強制対流熱伝達係数は Bucci ら⁽¹⁾ が報告しているような管径の影響は見受けられず、層流域および乱流域それぞれについて既存の整理式、式(1)と(2)で予測可能なことを確認した。

$$Nu = \frac{\alpha d}{k} = 4.36 \quad \dots(1)$$

$$Nu = 0.023 \left(\frac{ud}{\nu} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4} \quad \dots(2)$$

ここで、Nu はヌセルト数、式(2)右辺第 2 項はレイノルズ数、第 3 項はプラントル数である。また、u は速度[m/s]、C_p は比熱[kJ/kgK]、k は熱伝導率[kW/mK]、 ν は動粘性係数[m²/s]、 μ は粘性係数[Pa・s]である。

熱伝達係数 α [kW/m²K]は、下式より求める。

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_L} \quad \dots(3)$$

ここで、T_w は内壁温度で、内部発熱がある円筒柱の定常熱伝導方程式より求められる。本研究の実験範囲内では、この内部発熱の影響は無視できる。T_L は流体温度で単相流及びサブクール沸騰では次式で求まる。

$$T_L = T_{Lin} + \frac{4qz}{dGC_p} \quad \dots(4)$$

飽和沸騰に達すると T_L=T_s となる。

クオリティ x は、熱収支から定まり、式(5)で示される。

$$x = \frac{h_{in} - h_L}{h_{fg}} + \frac{4qz}{Gdh_{fg}} \quad \dots(5)$$

ここで、h_{in} は入口での流体のエンタルピー[kJ/kg]、h_L は各断面の圧力に対応する流体の飽和エンタルピー[kJ/kg]、h_{fg} は蒸発潜熱[kJ/kg]、G は質量流速[kg/m²s]である。

Fig.3 は質量流速 $G=150[\text{kg/m}^2\text{s}]$ の層流域の実験結果で、熱流束をパラメータとして、管軸 z に沿って測定した熱伝達係数を局所クオリティに対して示している。クオリティに対する変化はサブクール域から低クオリティ域で沸騰が始まると、熱伝達係数は上昇し、一定値あるいはわずかに低下を示しているものの、熱流束の影響はほとんど見られない。

Fig.4 は質量流速をパラメータとして平均熱伝達係数を液単相の熱伝達係数で基準化した無次元熱伝達係数と出口クオリティの関係を示している。

平均熱伝達係数 α_m は $x > 0$ の局所熱伝達係数の算術平均値を用いた。また、単相の熱伝達係数 α_{Lo} は $G=150 \sim 310[\text{kg/m}^2\text{s}]$ のデータに対しては式(1)で求め、 $G=530 \sim 1000[\text{kg/m}^2\text{s}]$ のデータは遷移域に相当するため実測値を用いた。平均熱伝達係数 α_m は出口クオリティの増加とともに、単相熱伝達係数の3~12倍の値となる。層流域の実験データは質量流速の影響はほとんど見られなく、次式の関係が成り立つことが分かった。

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_{Lo}} \propto x_{exit}^{0.25}$$

また、通常サイズの管で得られた整理式から Shah⁽³⁾, Gungor-Winterton⁽⁴⁾, Pujol-Stenning⁽⁵⁾, Schrock-Grossman⁽⁶⁾, Bjorge ら⁽⁷⁾, Chaddock-Brunemann⁽⁸⁾ の各整理式を選定しデータとの適合性を検討したが、満足する結果は得られなかつた。

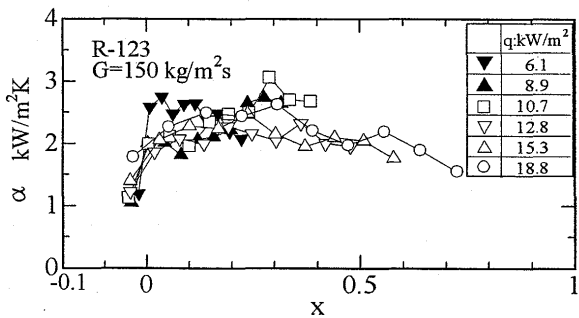


Fig.3 Local heat transfer coefficient

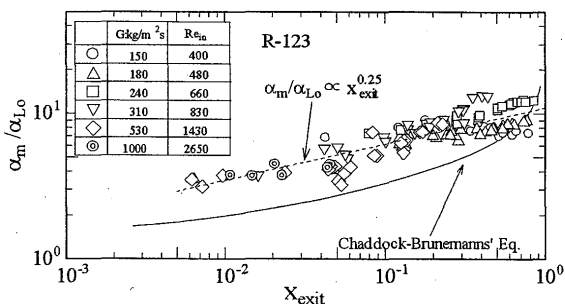


Fig.4 Dimensionless heat transfer coefficient as a function of exit quality

た。ただし、強制対流と沸騰の影響を考慮した Chaddock-Brunemann の式(6)は定性的には本実験データの傾向を現しているため参考のため図中に実線で記載している。このことはクオリティの高い領域では、熱伝達機構は二相強制対流熱伝達が支配的であると考えられる。

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_{Lo}} = 1.91 [Bo \times 10^4 + 1.5(1/X_H)^2]^{0.6} \quad \dots(6)$$

ここで、

$$X_H = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

$$Bo = q / Gh_{fg}$$

Bo はボイリング数で図中は $Bo=6 \times 10^5$ で計算している。 X_H はマルチネリーパラメータである。

3・2 圧力損失

単相流の摩擦圧力損失はDarcy-Weisbachの式より求まる。

$$\Delta P_F = \lambda \frac{\Delta L}{d} \frac{u^2 \rho}{2} \quad \dots(7)$$

式(7)中の管摩擦係数は層流域では式(8)の理論式により、乱流域についてはBlasiusの式(9)で求められる。

$$\lambda = 64 / Re \quad \dots(8)$$

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad \dots(9)$$

ここで、 ΔL は圧力タップ間距離[m]である。

Fig.5 は非加熱の実験で得られた単相流の摩擦圧力損失を管摩擦係数とレイノルズ数の形で示している。層流域では実験データは理論値より10%程度高い値を示している。

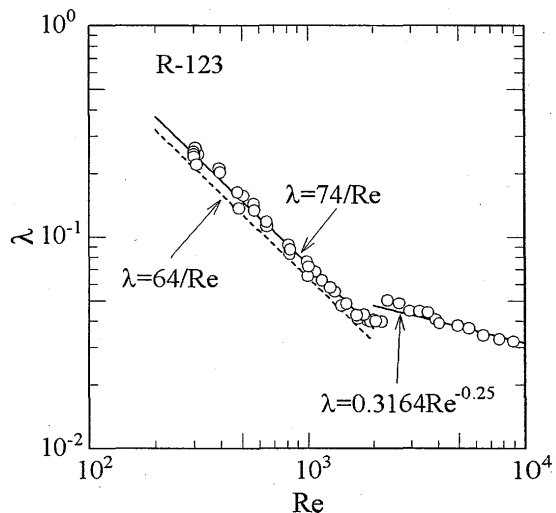


Fig.5 Friction factors in single phase flow

乱流域では式(9)と良好な一致を示している。

Fig.6 は質量流速をパラメータとして全圧力損失を出口クオリティに対して示したものである。データの煩雑さを避けるためプロットは3種類の質量流量に限定した。質量流速一定の条件で見ると、全圧力損失は熱流束が増すにつれて単調に増加する。

Fig.7 は前述した全圧力損失から加速損失を差し引いた摩擦圧力損失を全流量が出口条件で総て蒸気として流れると仮定して算出した摩擦圧力損失 ΔP_{V_0} で基準化した無次元摩擦圧力損失を出口クオリティに対してプロットしたものである。ここで加速損失は均質流、スリップ無しで、蒸気の圧縮性の影響を無視して下記の式で算出した。

$$\Delta P_A = G^2 [v_{Hexit} - v_{Hin}] \quad \dots(10)$$

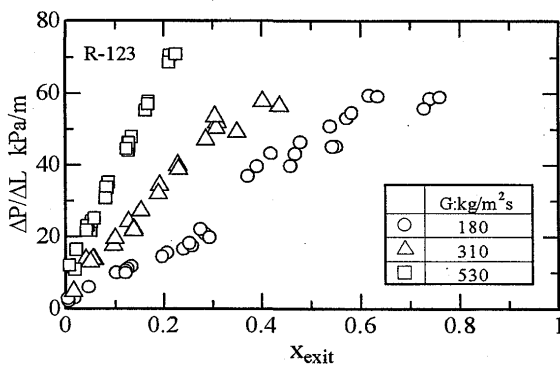


Fig.6 Measured pressure gradient versus quality

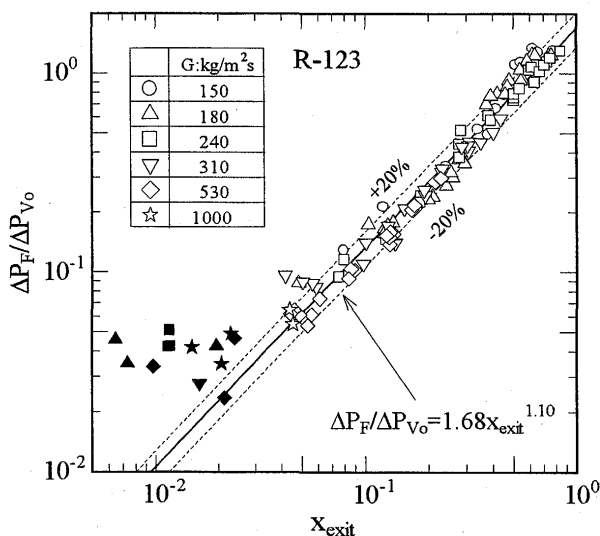


Fig.7 Correlation of frictional pressure drop

$$v_H = (1 - x_{exit}) \cdot v_L + x_{exit} \cdot v_v$$

ここで、 v_H は均質流の比容積[m³/kg]である。蒸気単相の摩擦圧力損失は式(11)で表せる。

$$\Delta P_{V_0} = \lambda_{V_0} \cdot \frac{\Delta L}{d} \cdot \frac{G^2}{2 \rho_{V_{0exit}}} \quad \dots(11)$$

上式中の、 λ_{V_0} は蒸気の管摩擦係数で層流域は式(8)で乱流域は式(9)から求まる。

図中の実線は、熱流束と質量流速の111組の十分発達した飽和沸騰のデータについて得られた最適直線で下式で示される。

$$\frac{\Delta P_F}{\Delta P_{V_0}} = 1.68x_{exit}^{1.10} \quad \dots(12)$$

この整理式はデータのほぼ80%を±20%で再現する。なお、黒塗りのデータは加熱長の大部分がサブクール沸騰域に在るため整理式の作成の際には除外した。

4. 結言

R-123 を用い、内径 1.1mm,加熱長 305mm のステンレス細管の実験を行った結果、次に示す知見を得た。

- (1) 単相流においては、熱伝達係数及び摩擦圧力損失は両方とも既存の整理式から求めることができる。
- (2) 沸騰二相流の層流域のデータは単相流と同様に質量流量の影響を受けない。
- (3) 出口クオリティ x_{exit} が 0.04 以上の沸騰二相流の摩擦圧力損失は式(12)で±20%以内で整理できる。

参考文献

- (1) Bucci, A. et al, Therm. Sci. Eng., Vol.11(2003),81.
- (2) McLinden, M. O., et al, REFPROP, Ver.6.01(1998)
- (3) Shah, M. M, ASHRAE Trans., Vol.82(1976), 474.
- (4) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., Int. J. Heat Mass Trans., Vol.29(1986),351.
- (5) Pujol, L. and Stenning, H., Sympo. Ser. Canadian Soc. Chem. Eng., (1969),401.
- (6) Schrock, V. E. and Grossman, L. M., Nuclear Sci. Eng. Vol.12 (1962),474.
- (7) Bjorge, R. W., et al, Int. J. Heat Mass Trans., Vol.25 (1982),753.
- (8) Chaddock, J. B. and Brunemann, H., 文献 (5)を参照.