10512 細管内での沸騰熱伝達特性に関する研究

Study on Boiling Heat Transfer Characteristics in a Small Diameter Tube

○ 塩田 広史 (茨城大院) 正 神永 文人 (茨城大工) 正 松村 邦仁 (茨城大工)
 Hiroshi SHIOTA, Ibaraki Univ. Graduate school of Engineering, 4-12-1 Nakanarusawa, Hitachi, 316-8511
 Fumito KAMINAGA, Ibaraki Univ.
 Kunihito MATSUMURA, Ibaraki Univ.

Two-phase flow boiling heat transfer of water in a horizontal small diameter tube, ID= 0.9 mm, was experimentally examined at a atmospheric pressure condition in a range of mass flux from 84 to 255 kg/m²s. The correlation developed for a 1.45mm ID tube was applied to predict pressure drop and local heat transfer coefficient. Predicted pressure drop was within an error of 20%, at a higher heat flux, however, the error increased to be up to 40%. The effect of mass flux and location on the heat transfer coefficient was small. The heat transfer correlation well predicted at a range of Re_G<2000, but it gave worse predictions at Re_G>2000.

Key words: Two-phase flow, Boiling, Small diameter tube, Pressure drop, Heat transfer coefficient

1. 緒言

近年、電気・電子機器の集積化によりその放熱量は増大してきている。沸騰熱伝達は単相の対流熱伝達よりも非常に高い伝熱特性があることから、それらの機器の除熱要求に対応するために、沸騰を利用した熱交換器に関心が高まっている。そのような熱交換器では、コンパクト性が要求され、流路を小さくし、自然対流あるいは低流量循環が必要となる。しかし、それらの条件での沸騰熱伝達特性と沸騰の際に生じる圧力損失の関係はこれまでに十分に解明なされていない。そこで本研究では、内径 0.9mm、長さ 100mm の細管内で、強制対流における水の沸騰熱伝達特性を大気圧条件下で実験的に調べた。本報では圧力損失及び沸騰熱伝達率の評価を行った結果を報告する。

2. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略を Fig.1 に示す。沸騰流路となるテスト部は水平に設置され、内径 0.9mm、外径 1.26mm、長さ 100mm のステンレス管である。タンクに溜められた作動流体は、マイクロポンプによって、サブヒータとプレヒータを通り、飽和温度近くに保たれ、テスト部に流入する。作動流体には蒸留水を用いた。テスト部は直流電源による直接通電により加熱される。外部への放熱量を見逃せるよう、テスト部まわりにバンドヒータを設けた。テスト部表面には上流側から $z=10, 30, 50, 70, 90$ mm の 5ヶ所に K 熱電対 (外径 0.05mm) を取り付け、温度を測定した。またテスト部入口前と出口後 13mm の地点に圧力タップが設けられており、その 2 ヲ所からテスト部流入前のゲージ圧力と、テスト部間 (126mm) での圧力損失を測定した。実験では、流量を一定に保った状態で、入熱量を徐々に段階的に上げ、限界熱流束まで行う。流量は質量流束 $G=84\sim255$ kg/m²s の範囲で 5 段階変化させた。流量測定はダウンコマからの凝縮水量を一定時間測定することにより行った。

3. 実験結果

3.1 圧力損失

作動流体はほぼ飽和状態で加熱部に流入するので、加熱部のほとんどの領域で二相となった。計測された圧力損失を評価するため、本研究室で、管径 1.45mm 長さ 100mm の加熱管で得られた相関式^[1]との比較を行った。二相流の全圧力損失 ΔP_T は、二相流摩擦損失 ΔP_f 、加速損失 ΔP_a 、ヘッド損失 ΔP_h の合計で表されるが、本実験ではテスト部は水平管である為、 ΔP_h は無視でき、 ΔP_a は分離流モデルの式により評価した。 ΔP_f は以下の式で算出した。

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(1 + \frac{C}{X} + \frac{E}{X^2}\right) \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \quad (1)$$

$$X = \sqrt{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l / \left(\frac{dp}{dz}\right)_g} \quad (2)$$

$$E = 0.39(\rho_l / \rho_g)^{0.39} \quad (3)$$

ここで、定数 C は液体と蒸気がともに層流であれば C=5、液体が層流、蒸気が乱流であれば、C=12。今回の実験範囲では液は常に層流であった。摩擦損失の計算は、加熱部の下流から上流に向かって 5mm 間隔で上記の式で計算し、全体を合計して損失を計算した。また単相領域は一般の層流の式で評価した。

1. Test Section	7. Tank	14. Data Logger
2. Pressure Sensor	8. Down Corner	15. DC Power Supply
3. Preheater	9. Condenser	16. Band Heater
4. Subheater	10. Cooling Coil	17. Electrodes
5. Differential Pressure Sensor	11. Insulator	
6. Micro Pump	12. Pump	
	13. Heater	

Fig.1 Experimental Apparatus

Fig.2 は質量流速をパラメータとして、圧力損失の測定値と計算による予測値とを比較した図である。質量流速の影響は小さく、相関式は本実験の直径 0.9mm の加熱管にも適用できることが示され、誤差はほぼ±20%以内である。ただし、高い圧力損失域（高熱流束領域に相当）では、誤差は徐々に大きくなり、最大で約 40%低めに評価するようになる。文献 [1] に示す管径 1.45mm の場合も、誤差は今回に比べ大きくないものの、高熱流束になるほど低めに評価する傾向は同じとなった。相関式の適用範囲を広げるには、高熱流束域での相関式の改良が必要であると考えられる。

3.2 沸騰曲線

Fig.3 は 4 箇所における局所の沸騰曲線を示しており、本実験での最高と最低の質量流速での結果である。ここで、沸騰曲線の横軸である過熱度において、壁面温度は測定値の時間平均を内挿して求めた値であり、飽和温度は上述の圧力損失の計算から求めた局所圧力に相当する飽和温度である。図中にブール沸騰における Stephan-Abdelsalam の核沸騰相関式^[2]を比較のため示した。低熱流束域では沸騰開始点のばらつきによる曲線のばらつきがあるが、沸騰が十分に発達したと思われる熱流束領域では位置による相違は非常に小さいことがわかる。また、2つの図を比較したところ、両図の沸騰曲線は一致し、沸騰曲線つまり熱伝達に対する流量の影響も小さいことが分かった。

3.3 局所熱伝達率

局所の熱伝達率を沸騰曲線と同様な方法で求め、本研究室で、管内径 1.45mm、長さ 100mm の加熱管で得られた以下の相関式^[3,4]との比較を行った。

$Re_G < 2000$:

$$h_z = 2.7k_f / \left[0.079D \cdot \exp(-0.27Re_G^{0.08} x^{0.2} Fr_G^{0.24}) \right] \quad (4)$$

$Re_G \geq 2000$:

$$h_z = 32.9 Re_{Lin}^{0.4} [1/X_H + 0.213]^{0.736} h_{L0} \quad (5)$$

ここで、 h_{L0} は液単相流熱伝達率で、Dittus-Boelter の式で評価し、 X_H は両相が乱流であるときの Martinelli パラメータである。

Fig.4 は蒸気のレイノルズ数 Re_G に対する局所熱伝達率の測定値と予測値との比の関係を示す。 $Re_G < 2000$ では+30~-50%の誤差の範囲であり、管径 1.45mm に対して導出された式で本実験の評価が可能であることが示された。しかし、 $Re_G > 2000$ では、レイノルズ数が大きくなるにつれ誤差が徐々に小さくなっていくものの、実験値は予測値の数倍まで達し、相関式の再検討が必要であることが示された。

4. 結言

- (1) 圧力損失の相関式は本実験に対しても適用できる。ただし、相関式の適用範囲を広げるには、高熱流束での予測精度を改善する必要がある。
- (2) 局所での沸騰曲線を調べたところ、熱伝達に与える位置及び流量の影響は小さい。
- (3) 熱伝達率の相関式は、 $Re_G < 2000$ ではほぼ良い値を予測するものの、蒸気が乱流となる $Re_G > 2000$ ではかなり低めの値を予測し、今後改良が必要である。

5. 参考文献

- [1] Kaminaga, F., et al., Thermal Science & Engineering, 11-6 (2003) pp.15-23.
- [2] Stephan, K., and Abdelsalam, M., Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 23 (1980) pp.73-87.
- [3] Sumith B., et al., Experimental Thermal and Fluid Science, 27 (2003) pp.789-801.
- [4] Baduge Sumith, 茨城大学大学院博士論文 (2003).

Fig.2 Comparison of measured pressure drop with predicted ones at a pressure tap length of 126mm

Fig.3 Local boiling curves

Fig.4 Comparison of the measured heat transfer coefficients with the predicted ones