実排ガスにおける伝熱管の凝縮熱伝達* (異なる空気比の燃焼ガスを用いた実験)

刑部 真弘^{*1}, 石田 和彦^{*2}, 矢木 清之^{*2}
伊東 次衛^{*3}, 大政 国光^{*4}

Condensation Heat Transfer on Tubes in Actual Flue Gas (Experiment using Flue Gas at Different Air Ratios)

Masahiro OSAKABE, Kazuhiko ISHIDA, Kiyoyuki YAGI,
Tugue ITOH and Kunimitu OHMASA

In order to improve a boiler efficiency, latent heat recovery from the flue gas is very important concept. Condensation heat transfer on horizontal stainless steel tubes was investigated experimentally by using an actual flue gas from a natural gas boiler. The experiment was conducted at different air ratios of the flue gas and wide range of tube wall temperatures. The condensation pattern was similar to a dropwise condensation near the dew point. Decreasing the wall temperature, the wall region covered with a thin liquid film increased. The heat and mass transfer behavior was well predicted with the analogy correlation at the high wall temperature region. At the low wall temperature region, the total heat transfer was higher than that predicted by the analogy correlation.

Key Words: Boiler, Actual Flue Gas, Natural Gas, Heat and Mass Transfer, Stainless Steel Tube, Latent Heat, Analogy, Dropwise Condensation

1. 序 論

ボイラにおける最も大きな損失は、排ガスによって大気中に放出される排ガス熱損失である。通常、排ガスには燃料中の水素分により生成された水蒸気が含まれることが多い。水蒸気を含んだ排ガスを露点以下まで冷却し、顕熱とともに潜熱も回収すれば、ボイラ効率の大幅な改善が得られる。

従来、この領域の伝熱実験は、湿り空気を用いて行われてきた。従来の実験は、対流熱伝達と物質伝達のアナロジーに注目したものが多く、それらの研究を分類すると以下ようになる。

(1) 数%前後の湿り空気中の実験^{(1)~(3)}: 対流熱伝達と物質伝達のアナロジーがほぼ成立する。しかし、厳密には、対流熱伝達は乾き状態と同じであるが、物質伝達は同じではない。

(2) 0~15%の湿り空気中の単段実験⁽⁴⁾: 水蒸気

濃度の変化とともに熱伝達、物質伝達とも大きく変化し、アナロジーは成立しない。

(3) 0~25%の湿り空気中の複段実験⁽⁵⁾: 対流熱伝達は乾き状態とほぼ同じであるが、物質伝達は水蒸気濃度とともに増大し、アナロジーは成立しない。

(4) 11~13%の湿り空気中の複段実験⁽⁶⁾: 対流熱伝達と物質伝達アナロジーがほぼ成立する。

このように、各研究者によってアナロジーの成立についての意見が分かれているのが現状である。凝縮量は伝熱面温度に大きく左右され、アナロジー成立もそれに大きく依存すると考えられる。上述した各研究者の実験は、ある特定の伝熱面温度の条件で湿り空気のレイノルズ数を変化させたものであり、この温度の差により研究者間の意見の相違が生じている可能性がある。この確認には、レイノルズ数一定条件で、伝熱面温度を乾き域から凝縮域まで広範に変えた実験を行う必要がある。また、当然、実機を設計する場合にも、広範な伝熱面温度の熱および物質移動についての基礎知識が必要である。

広範な伝熱面温度で、しかも実際の排ガスを用いた基礎的な凝縮伝熱実験データは不足している。このため、本研究では、実際の排ガス流れに直角に設置した単段のSUS伝熱管列を用いて、対流伝熱から凝縮伝

* 原稿受付 1998年1月19日。

^{*1} 正員, 東京商船大学(☎135-8533 東京都江東区越中島2-1-6)。

^{*2} 東京商船大学大学院。

^{*3} 東京商船大学。

^{*4} 正員, 川重冷熱工業(株)(☎105-0012 東京都港区芝大門1-10-11)。

熱モードへの遷移を調べた。さらに、広範な伝熱面温度における伝熱量を、アナロジー関係式と比較検討するとともに、排ガス組成や凝縮液性状に関する基礎データを取得した。

記 号

- C : 質量濃度
 C_p : 比熱
 d : 伝熱管外径
 D : 物質拡散係数
 h_v : 熱伝達率
 h_c : 物質伝達率
 L_w : 潜熱
 Nu : ヌッセルト数 $= h_v d / \lambda$
 p : ピッチ
 P : 圧力
 q : 熱流束
 Pr : プラントル数 $= \nu / \kappa$
 Re : レイノルズ数 $= u d / \nu$
 Sh : シャーウッド数 $= h_c d / D$
 Sc : シュミット数 $= \nu / D$
 T : 温度
 u : 流路最小断面積での速度
 V : 体積流量
 κ : 熱拡散率 $= \lambda / (\rho C_p)$
 λ : 熱伝導率
 μ : 空気比
 ν : 動粘性係数
 ρ : 密度
 添 字
 C : 凝縮
 f : 排気ガス
 V : 対流
 W : 壁面
 N : 大気圧で 0°C の標準状態

2. 実験装置および方法

図1に試験装置概略図を示す。温水ボイラの排気管より、熱交換器や煙道で適度に冷却した排ガスを整流部を通してテストセクションに吸引する。吸引にはインバータ制御のフリクションブロワを用いた。また、ボイラで燃焼する天然ガス(13A)の流量および供給圧力を計測した。ガス流量の計測誤差は、計測流量の $\pm 0.5\%$ 以内である。試験部は図2に示すように、断面が $160\text{ mm} \times 101\text{ mm}$ の透明ポリカーボネイト製ダクトで、可視化観察を容易にした。このポリカーボネイト

Fig. 1 Schematics of experimental apparatus

Fig. 2 Test section

トダクト外壁は、断熱性を高めるため厚さ 10 mm としている。このダクトに、長さ 160 mm 、外径 $d = 21.7\text{ mm}$ のSUS 316製の試験伝熱管3本をピッチ $p = 33.7\text{ mm}$ で水平に並べ、これをダクト外部で直列に接続した。この伝熱部の $p/d = 1.55$ である。

伝熱管は水冷却とし、その流量をタービン流量計で計測した。誤差は、計測流量の $\pm 2\%$ 以内である。ダクト外部の伝熱管はグラスウールで十分断熱した。試験伝熱管の冷却水出入口温度および試験部中央部排気ガス温度を、外径 0.5 mm のシース K 熱電対により計測した。冷却水出口温度は、流体混合セル部を設け混合平均温度となるように配慮し、出入口温度差は数 $^\circ\text{C}$ とした。熱流束の測定誤差は、熱流束が小さい非凝縮域がいちばん大きく $\pm 20\%$ 以内、凝縮域では $\pm 5\%$ 以内まで減少すると考えられる。また、図2のように試験部中央部伝熱管の表面温度を、外径 0.5 mm のシース K 熱電対を、最上部より $0, 45, 90, 135, 180^\circ$ の外周5箇所に、 $0.5 \times 0.5\text{ mm}$ のキー溝に埋め込み測定した。熱電対の出力は GPIB によりパーソナルコンピュータに転送し、解析を行った。熱電対によ

る温度の計測誤差は、 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ である。凝縮量測定は、谷口らの実験⁽⁴⁾を参考として、図2のように内径1 mmのステンレス管を、外径6 mmの銅製ヘッダ管にくし形に並べた回収管を伝熱管の下部に1 mm離して設置し、真空ポンプで滴下寸前に全量吸引し、約5~10 min吸引瓶に回収した後、その量をメスシリンダにて測定した。この量より排ガス中の水蒸気分圧での潜熱を用いて凝縮熱流束を推定した。なお、吸引による伝熱量の変化がないこと、凝縮液とともに吸引されたガス中の水蒸気量が無視できるほど小さいことを確認した。さらに、室温程度(約 25°C)まで冷えた凝縮液のpHを電気伝導度式pHセンサにより測定した。

本実験のボイラで使用した天然ガス(13 A)性状を表1に示す。各実験ごとに、試験部上流でガス分析装置により、乾き燃焼ガス中の N_2 、 CO_2 、 O_2 、 CO 体積濃度を求めた。この求めた濃度より、空気比 μ は

$$\mu = \frac{\text{N}_2}{\text{N}_2 - \frac{0.79}{0.21}(\text{O}_2 - 0.5 \cdot \text{CO})} \quad \text{.....(1)}$$

と計算できる。また、表1の成分表から13 Aガス1 mol中に、炭素原子は

$$\text{CCR} = 1 \times 0.88 + 2 \times 0.058 + 3 \times 0.045 + 4 \times 0.017 \quad [\text{mol}]$$

存在することになる。よって燃焼ガス中の炭酸ガス(一酸化炭素も含む)の体積流量 $V_{\text{COX}}(\text{m}^3/\text{s})$ は、13 Aガス体積流量を $V_F(\text{m}^3/\text{s})$ とすると、

$$V_{\text{COX}} = V_F \cdot \text{CCR} \quad \text{.....(2)}$$

よって、乾き燃焼ガス流量 $V_d(\text{m}^3/\text{s})$ は

$$V_d = \frac{V_{\text{COX}}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} \quad \text{.....(3)}$$

同様に、燃焼ガス中の炭酸ガス(一酸化炭素も含む)1 molに対して、水素原子は

$$\text{CHR} = (4 \times 0.88 + 6 \times 0.058 + 8 \times 0.045 + 10 \times 0.017) / \text{CCR} \quad [\text{mol}]$$

存在する。燃焼用空気の相対湿度を x とし、燃焼用空気の流量が $V_d \text{N}_2 / 0.79(\text{m}^3/\text{s})$ であることを考慮して、燃焼ガス中の水蒸気濃度 H_2O は

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{(\text{CO}_2 + \text{CO}) \cdot \text{CHR} / 2 + \text{N}_2 \cdot x \cdot p_s / (p_a \cdot 0.79)}{1 + (\text{CO}_2 + \text{CO}) \cdot \text{CHR} / 2 + \text{N}_2 \cdot x \cdot p_s / (p_a \cdot 0.79)} \quad \text{.....(4)}$$

Table 1 Properties of natural gas(13 A)

CH_4	88.0 %
C_2H_6	5.8
C_3H_8	4.5
C_4H_{10}	1.7

ここで、

p_s : 燃焼用空気中の水蒸気飽和圧力

p_a : 大気圧

である。燃焼ガス流量 $V(\text{m}^3/\text{s})$ は

$$V = \frac{V_d}{1 - \text{H}_2\text{O}} \quad \text{.....(5)}$$

温度 T_f [$^\circ\text{C}$]の燃焼ガス1 m^3 当たりの水蒸気質量濃度 $C_f(\text{kg}/\text{m}^3)$ は

$$C_f = \frac{\text{H}_2\text{O} \cdot 18}{22.4} \cdot \frac{273.15}{273.15 + T_f} \quad \text{.....(6)}$$

また、燃焼ガス1 kg 当たりの水蒸気質量濃度 $C_{fm}(\text{kg}/\text{kg})$ は

$$C_{fm} = \frac{\text{H}_2\text{O} \cdot 18}{\text{H}_2\text{O} \cdot 18 + (1 - \text{H}_2\text{O})(\text{CO}_2 \cdot 44 + \text{CO} \cdot 28 + \text{N}_2 \cdot 28 + \text{O}_2 \cdot 32)} \quad \text{.....(7)}$$

プロアの回転数をインバータ制御することにより、テスト部圧力を一定条件(大気圧)で、3種類の排ガス条件を達成することができた。おもな実験条件を表2に示す。露点温度は、燃焼ガス中の水蒸気分圧に対応した飽和温度である。

3. 実験結果および考察

本実験での試験部ダクト内壁温度は、最大でも 100°C 程度であった。このダクト壁面の放射率を1とし、さらに伝熱管表面が凝縮水で覆われ吸収率が1となり、しかも伝熱管表面基準の形態係数を1とした最大の場合を想定しても、この内壁からの放射伝熱量は総合熱伝達量 q_T の9%以内であった。ダクト内壁からの、正確な放射伝熱量の推定は困難であるので、以下の解析では、これを無視して行った。すなわち、総合熱伝達量 q_T を、次のように対流伝熱量 q_v と凝縮伝熱量 q_c に分けて整理する。

$$q_T = q_v + q_c \quad \text{.....(8)}$$

実験においては、 q_T は冷却水側より求めた。 q_v は排ガスと伝熱面または液膜との対流伝熱量であり、

$$q_v = h_v(T_f - T_w) \quad \text{.....(9)}$$

Table 2 Test condition

Experiment No.	1	2	3
Air ratio μ	1.09	1.2	1.33
Flow rate $V(\text{m}^3/\text{h})$	32.2	33.6	36.3
Gas temp. T_f ($^\circ\text{C}$)	145	167	192
Steam conc. $C_{fm}(\text{kg}/\text{kg})$	0.114	0.112	0.103
Dew point($^\circ\text{C}$)	57.1	56.4	54.4

q_c は、凝縮伝熱量であり、

$$q_c = hcL_w(C_f - C_w) \quad \dots\dots\dots (10)$$

C_w は壁温 T_w に対応した飽和蒸気濃度 (kg/m^3) である。

従来の研究によれば、平均熱伝達率に関するヌッセルト数 Nu_f は、

$$Nu_f = cRe_f^m Pr_f^{0.37} (Pr_f/Pr_w)^{0.25} \quad \dots\dots\dots (11)$$

または修正ヌッセルト数で

$$K_f = Nu_f \cdot Pr_f^{-0.37} (Pr_f/Pr_w)^{-0.25} = cRe_f^m \quad \dots\dots\dots (12)$$

のように整理されている。Zukauskas⁽⁷⁾ によれば、本実験の伝熱管配置とほぼ同じピッチと外径比 $p/d = 1.6$ の in-line banks の一段めでは $c = 0.26$, $m = 0.6$ であるとされている。図3に、Zukauskasによるデータと、非凝縮状態の本実験で得られたデータを示す。熱流束等の測定誤差によるばらつきがみられるが、ほぼ、式(12)に一致することが確認でき、本実験の計測系がほぼ妥当であることを示していると考えられる。

速度境界層と濃度境界層が相互に干渉しない場合、熱伝達と物質移動のアナロジーが成立すると考えられている。この場合、平均物質伝達率に関するシャウワッド数は

$$Sh_f = cRe_f^m Sc_f^{0.37} (Sc_f/Sc_w)^{0.25} \quad \dots\dots\dots (13)$$

燃焼排ガスは、 N_2 , CO_2 , O_2 , CO , H_2O の混合ガスとして扱い、例えば熱伝導率は Lindsay-Bromely の式⁽⁸⁾、粘性係数は Wilke の式⁽⁹⁾ を用いて求めた⁽¹⁰⁾。また、一般的に、物質と熱の拡散係数には強い相関があると考えられる。本研究では、最初の試みとして、よく知られた空気中の水蒸気の拡散係数 D_{air} を、熱拡散率で修正したものを、排ガス中の水蒸気の拡散係数 D とした。

Fig. 3 Heat transfer at non-condensing region

$$D = D_{\text{air}} \left(\frac{\kappa}{\kappa_{\text{air}}} \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで κ および κ_{air} は、それぞれ排ガスおよび空気の熱拡散率であり、空気中の水蒸気の拡散係数 D_{air} は、以下のように表すことができる⁽¹¹⁾。

$$D_{\text{air}} = 7.65 \times 10^{-5} \frac{(T - 273.15)^{11/6}}{P} \quad \dots\dots\dots (15)$$

図4から図6に示したのは、空気比が1.09の実験において、伝熱面平均温度を下げていった場合の観察例である。この場合、排ガス中の蒸気分圧に相当する飽和温度である露点は 57.1°C であり、排ガス温度は約 145°C 程度であった。伝熱面平均温度 (T_w)_{ave} が露点近傍になると、図4のように小さな凝縮液滴が伝熱面上にびっしりと付着し始める。すなわち、乾き域から凝縮域の境界は、ほぼ、排ガス中の蒸気分圧に相当する飽和温度とみなすことができる。これより、伝熱面平均温度をさらに低下させていくと、図5にみられるような、比較的大きな水滴が付着した状態がみられる。この状態では、まだ伝熱面は、うろこ状に乾い

Fig. 4 $(T_w)_{\text{ave}} = 58.6^\circ\text{C}$

Fig. 5 $(T_w)_{\text{ave}} = 53.3^\circ\text{C}$

Fig. 6 $(T_w)_{\text{ave}} = 32.8^\circ\text{C}$

た場所も確認されている。さらに、温度を下げていくと大量の凝縮水が発生し、図6に示したようにほとんどの伝熱面表面は薄い凝縮液膜で覆われるが、比較的大きな水滴も付着している状態となる。

図7は、本実験の排ガスの成分濃度と空気比の関係である。空気比とともに、一酸化および二酸化炭素濃度は減少し、酸素濃度が上昇するのが確認できる。また、本実験は、13 A ガスの供給量一定で行ったので、表2に示したように空気比とともに、排ガス量が増大するとともに実験装置の特性上、温度も上昇する。

図8に示したのは、抽出した凝縮水のpHと、伝熱面平均温度との関係を示す。pHは伝熱面温度には大きく依存せず、空気比が大きくなると少し低下する。前述したように、空気比が大きな実験では、装置の特性上、排ガス温度が高い。このため、一つの可能性としては、排ガス温度が高い場合、排ガス中の NO_x 濃度も高く、凝縮水中の硝酸イオン濃度が増大している可能性がある。今後、さらに実験装置を改良し、検討すべきである。

図9は、空気比1.09の実験における熱流束と伝熱

Fig. 7 Flue gas properties

Fig. 8 pH of condensed water

面平均温度の関係を示している。○印は総合熱流束であり、△印は吸引・捕獲した凝縮液量より推定した凝縮熱流束である。また、実線はアナロジー関係式を用いて推定した総合熱流束であり、破線は凝縮熱流束である。予測された凝縮熱流束は、排ガス中の蒸気分圧に相当する飽和温度である露点(57.1°C)で立ち上がり、実験結果とほぼ一致することが確認できる。総合熱流束に関しても、実験と予測はほぼ一致しているが、伝熱面温度が低い場合に、実験値が予測値を上回る傾向にある。

図10は、空気比1.2の実験での同様の比較である。やはり、凝縮熱流束に関しては、実験結果と予測はほぼ一致することがわかる。また、総合熱流束に関しても、実験と予測はほぼ一致しているが、伝熱面温度が

Fig. 9 Relation of heat flux and average wall temperature at air ratio of 1.09

Fig. 10 Relation of heat flux and average wall temperature at air ratio of 1.2

Fig. 11 Relation of heat flux and average wall temperature at air ratio of 1.33

低い場合に、実験値が予測値を上回る傾向にある。

図 11 は、空気比 1.33 の実験での同様の比較である。凝縮熱流束は、実験結果とほぼ一致する。なお、図 10 および図 11 において、低温側はすべての凝縮液滴を取りきれず凝縮熱流束の測定ができなかった。また、総合熱流束に関しても、実験と予測はほぼ一致しているが、伝熱面温度が低い場合に、実験値が予測値を上回る傾向にある。湿り空気を用いた谷口らの実験は、伝熱面平均温度が 18.8~30.4°C の低温で行われた。この場合の対流および凝縮熱伝達は、アナロジー式よりもかなり大きいことが報告されているが、伝熱面温度が約 30°C 以下の本実験の低温部も同様の傾向を示している。

4. 結 論

13 A 実排ガスを用いて、乾き域から凝縮域までの

広範な伝熱面温度での熱伝達実験を行った。この結果、以下が明らかになった。

(1) 乾き域から凝縮域の境界は、ほぼ、排ガス中の蒸気の分圧に相当する飽和温度とみなすことができた。また、凝縮液の pH は 5 前後であり、伝熱面温度による差はみられなかった。

(2) 高温部における凝縮形態は滴状凝縮に近く、低温部においては膜状凝縮に近い。

(3) 実排ガスの物性値を推定した熱および物質移動に関するアナロジー関係式により、大まかな熱伝達率の予測が可能である。ただし、伝熱面温度が低下し約 30°C 以下になると、総合伝熱量は予測値よりも大幅に増大する傾向がみられた。

本研究は、高性能ボイラの関係の一環として、(社)日本産業機械工業会が NEDO から委託を受けて実施したものである。

文 献

- (1) 藤井哲・ほか 2 名, 機論, 50-455, B(1984), 1716-1726.
- (2) 藤井雅雄・瀬下裕, 機論, 53-490, B(1987), 1767-1772.
- (3) 瀬下裕・ほか 3 名, 機論, 54-499, B(1988), 716-721.
- (4) 谷口博・ほか 3 名, 機論, 53-495, B(1987), 3377-3382.
- (5) 神坂光男・ほか 4 名, 機論, 58-545, B(1992), 248-253.
- (6) 川本浩一・ほか 2 名, 第 32 回伝熱シンポジウム講演集, (1995-5), 323-324.
- (7) Zukauskas, A., *Adv. Heat Transf.*, 8, (1972) 93-160.
- (8) Lindsay, A. L. and Bromley, L. A., *Ind. Eng. Chem.*, 42 (1950), 1508-1511.
- (9) Wilke, C. R., *J. Chem. Phys.*, 18(1950), 517-519.
- (10) 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第 3 版), (1975), 310-313.
- (11) 藤井哲・ほか 2 名, 冷凍, 52-602(1977), 1059-1068.