水平円柱に直交した低レイノルズ数領域の 種々気体の過渡強制対流熱伝達*

劉 秋 生** 福 田 勝 哉**

Transient Forced Convection Heat Transfer for Various Gases in the Low
Re Region Flowing Across a Horizontal Cylinder

By Qiusheng LIU, Katsuya FUKUDA

The knowledge of forced convection transient heat transfer at various periods of exponentially increasing heat input to a heater is important as a database for understanding the transient heat transfer process in a high temperature gas cooled reactor (HTGR) due to an accident in excess reactivity. In this study, the transient heat transfer coefficients for Helium, Argon, Air, and Nitrogen gases flowing perpendicular to a horizontal cylinder were measured in the low-Reynolds-number region. The platinum heater with a diameter of 1.0 mm was heated by electric current with an exponentially increase of $Q_0 \exp(t/\tau)$. It was clarified that the heat transfer coefficient approaches the quasi-steady-state one for the period τ over around 1 s, and it becomes higher for the period of τ shorter than about 1 s. Though the transient heat transfer region is influenced by both convection and the conductive heat transfer in the quasi-steady state heat transfer region, the conductive heat transfer becomes predominant as the period becomes short, especially in the region of within 200 ms. The transient heat transfer shows less dependent on the gas flowing velocity when the period becomes very short. Based on the experimental data, the ratio of transient heat transfer to the quasi-steady-state one was correlated as a function of Reynolds number of the gas flow and the non-dimensional period of increasing heat input. For the non-dimensional period larger than about 300, the transient heat transfer approaches the quasi-steady-state one, and shows no dependence on the Reynolds number.

Key words: Transient Heat Transfer, Forced Convection, HTGR, Exponentially Increasing Heat Input, Period, Low-Reynolds-Number, Helium Gas, Cross-Flow, Horizontal Cylinder

1. 緒 言

ガスタービンは高速化、軽量、小型という特長を持ち、NO_x排出量をディーゼルエンジンに比べ格段に低くできるため、環境調和型の船用機関としても注目され開発されている¹⁾。その開発におい

て、熱効率を改善するためにプレートフィン型の再生熱交換器が採用されている¹⁾。ガスタービンが船用エンジンに用いられる場合、急激な負荷変動時の過渡応答も重要な研究課題である。例えば、負荷の変動に従ってガス流量が変化し、熱交換器入口ガス温度が定格時のものから変わる可能性があり、ガスタービンの熱効率も低下する恐れがある。このようなガスの温度及び流れなどの過渡的な変動に伴う熱効率の変化を調べるためには、ガスの過渡熱伝達過程の理解が必要である。

* 原稿受付 平成14年1月23日
** 正 会 員 神戸商船大学原子力システム工学講座
(〒658-0022 神戸市東灘区深江南町5-1-1)

さらに、ガスの過渡熱伝達過程の解明は熱交換機器を含め、高温ガス原子炉 (HTGR) の研究開発においても重要である。ヘリウムを冷却媒体とする高温ガス原子炉は、1000℃程度の高温の熱を供給でき、高い熱効率および熱利用率の達成を可能にする。また高温ガス原子炉は優れた固有の安定性を持ち、運転の容易性、燃料の燃焼度が高いなどの特徴を有している。その高温ガス原子炉から供給される高温の熱は、合成ガス製造、蒸気タービン発電等に多段に利用でき、80%を超える極めて高い利用率で熱を使うことができる。例えば、高温の熱を、まず水蒸気改質に用いて水素及びメタノールを製造し、その下段の熱で蒸気を発生させて発電する。そして、タービンからの300℃前後の水蒸気を一般産業等に利用すれば、全熱利用率は80%を超える²⁾。ここで、さらに水素エネルギーシステムとの関連にも少し触れておく。水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術の研究開発 (WE-NET)³⁾においては、水素の輸送・貯蔵技術及び利用技術とともに高効率な水素製造技術も強く求められている。高温ガス炉の実用化が将来的に水素を媒体とするクリーンな二次エネルギーシステムの構築にも多大な貢献ができると期待されている。

しかし、高温ガス炉の開発には、解決されるべき問題がまだ数多く残されており、さらなる基礎的研究の蓄積が望まれている。その中に伝熱問題に関して、原子炉反応度事故の場合のように、気流中の発熱体の発熱率が指数関数状上昇するときの過渡 (非定常) 強制対流熱伝達過程の解明は、高温ガス炉の工学的安全解析において重要な課題である。

発熱体の壁面温度がステップ状に上昇した場合の過渡対流熱伝達に関して、従来以下のような理論的研究が行なわれていた。Siegel⁴⁾は、平行平板間の発達した層流において、板と流体の最初の温度を T_0 とし、ある時刻に板の温度だけが T_w にステップ状に上昇し、以後 T_w に保たれるとした場合の熱伝達の時間的変化を解析した。彼は円管内の発達した層流についても解析解を得ている。その後、Sparrow⁵⁾とGoodman⁶⁾はそれぞれ円管内の発達した乱流及び平板内の層流における過渡熱伝達を解析した。これらの解析は、壁面の温度がステップ状に上昇した場合に限られており、実験データによる検証はなかった。

発熱体の発熱率 $\dot{Q}$ (W/m^3) が指数関数状 ($\dot{Q} = Q_0 \exp(t/\tau)$, Q_0 (W/m^3): 初期発熱率, t (s): 時間, τ (s): 発熱率上昇周期) に増加した場合の過渡熱伝達については、研究例は少なく、筆者の知る限りSolimanら⁷⁾とKataokaら⁸⁾の数件の研究しか見当らない。Solimanら⁷⁾は平板上の乱流境界層を考慮し解析を行ない、平板の温度変化を得た。熱伝達係数の解析解は水を用いた実験データより約50%高くなっている。Kataokaら⁸⁾は円柱発熱体に並行に流れる水の過渡熱伝達実験を行ない、過渡ヌセルト数と定常ヌセルト数との比を無次元化した周期 τ^* ($\tau^* = \tau U/l$, τ : 発熱率上昇周期, U : 流速, l : 代表長さ) との相関関係で実験式を求めた。以上の従来の研究はいずれも物理モデルに基づいた信頼性のある整理式には至っていない。また、ヘリウム気流中の発熱体の発熱率が指数関数状で上昇するときの過渡強制対流熱伝達過程に関する実験的研究はほとんどなく、発熱率上昇周期及び流速の影響は詳細に明らかにされていないのが現状である。

そこで、本研究では、熱交換機器の熱的過渡応答解析並びに高温ガス炉の安全解析のための基礎的データとして、上述の過渡熱伝達問題を解明することを目的に、低レイノルズ数領域において、水平円柱発熱体に直交して流れる種々の気体 (ヘリウム、アルゴン、窒素および空気) 中で試験発熱体への熱入力を種々の速さで指数関数状に増加させた場合の過渡自然対流熱伝達および過渡強制対流熱伝達について実験的に調べる。流速及び発熱率上昇周期の影響を明らかにすると共に、過渡熱伝達係数を与える実験式を求める。

2. 実験装置および実験方法

2.1 強制対流熱実験装置

強制対流熱実験装置の概略を図1に示す。実験ループは、作動流体が流れる循環系、実験前に循環ループ内の真空化を行うための真空系および冷却を目的とした水系からなる。試験流体の循環は、二段式圧縮機 (2) で行われた。まず、作動流体は吐出側サージタンク (3) で、圧縮機による脈動を取り除かれたのち、流量計への塵進入防止のためのフィルター (4) を通り、軸流形タービン流量計 (5) を経て、試験部 (6) へと入り、ガス冷却器 (7) で、冷却され、試験流体は、一定温度に保た

れる。また、吸入側サージタンク(8)は圧縮機による吸入の脈動の影響をループに出さないために設けている。また、真空系はロータリー式真空ポンプ(9)で構成されており、試験流体の変更時に流体の純度を上げるためにループ内を一旦真空にした。試験流体の供給は、ガスボンベ(1)で行った。なお、水系は、圧縮機(2)の冷却のためと、冷却器(7)による試験流体の冷却を目的とする。

2.2 試験部

図2に、試験部(6)の垂直断面と、アナログコンピュータで構成される発熱率制御システム(16)、A/Dコンバータ(17)、パーソナルコンピュータ(18)およびD/Aコンバータ(19)からなる計測・データ処理システムを示す。試験部は、アクリル製の矩形流路(幅100mm、高さ50mm、全長1100mm)であり、入口と出口部に整流部が設けてある。試験発熱体(12)には直径1.0mm、長さ60mm、有効長さ40mmの白金線を用い、流路内の入口および出口効果の影響を受けにくくするために入口整流部出口から600mm下流に、また試験発熱体にできるだけ均一な流速を与えるために流路中央部位置に流れに直交した状態で水平に設置した。なお、ガス流量、温度および圧力はそれぞれタービン流量計(5)、Kタイプ熱電対(10)および歪計式圧力変換器(11)によって計測した。使用した気体は、ヘリウム(He)、アルゴン(Ar)、窒素(N₂)および空気(Air)である。

2.3 実験方法

実験は次のように行った。まず、ループ内ガスを真空ポンプにより十分に排気した後、試験流体を充填する。強制対流時は、圧縮機を運転しながら、試験流体を循環させた状態にし、最大流量から順に流量を段階的に下げて行く。流量の調節には、試験部バイパスバルブも併用した。圧力および流量をそれぞれ所定の値に設定した後、熱入力制御システムより、発熱体に電流を流し、発熱体に種々の速さの指数関数状の発熱率 $\dot{Q}(=Q_0 \exp(t/\tau))$ を与える。その時間経過に伴う発熱体表面温度及び熱流束を求めた。

試験発熱体の発熱率及び温度は発熱体を一辺としたダブルブリージ電気回路で計測され、計算機によりデータのサンプリングとデータ処理が行なわれた。発熱体の平均温度 T_a は予め求めておいた発熱体温度と抵抗との関係を用いて算出した(電気抵抗法)。

試験発熱体表面からの熱流束は、発熱体の熱のバランスより次式で与えられる。

$$q = \frac{D}{4} \dot{Q} - \rho_h c_h \frac{D}{4} \frac{dT_a}{dt} \quad (1)$$

ここで、 ρ_h (kg/m³)、 c_h (J/kgK)、 D (m) および T_a (K) は、それぞれ試験発熱体の密度、比熱、直径および平均温度である。

発熱体の表面温度は一様と仮定すると試験発熱体表面温度は、次式の非定常熱伝導方程式から計算できる。

円柱発熱体に対して

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{Q}}{\rho c} \quad (2)$$

境界条件：

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0, -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = q, \quad (3)$$

$$T_a = \frac{\int_0^R T(2\pi r) dr}{\int_0^R (2\pi r) dr} = \frac{2}{R^2} \int_0^R T r dr \quad (4)$$

ここで、

$\dot{Q}$ (W/m³)：内部発熱率(測定値)、 q (W/m²)：発熱体表面における熱流束(計算値)、 a (m²/s)：温度伝導率、 λ (W/m·K)：熱伝導率

発熱体の表面温度及び熱流束の測定誤差はそれぞれ ± 1 K, $\pm 2\%$ である。

実験値の整理にあたり、流体の物性値は、代表温度として試験発熱体表面温度 T_s と主流部ガス温度 T_∞ との平均値、すなわち膜温度 T_f を基準に用いて計算を行った。

本実験において、試験発熱体長さ方向に速度分布をもっているの、流路平均流速がそのまま発熱体周りの平均流速にはならないので、次の方法

によって算出した。すなわち、試験部流路の流れは、低レイノルズ数の層流であり、その速度分布は、次式で表すことができる。

$$u_p = \frac{3}{2} u_a \left[1 - \left(\frac{x}{b} \right)^2 \right] \quad (5)$$

ここで、 x 、 b および u_a はそれぞれ平板間距離の中心からの距離、平板間距離の1/2および流路平均流速である。発熱体の軸方向の流速分布を考慮し、発熱体周りの平均流速 u は、近似的に発達した層流の流路中心流速 $u_{\max}$ ($=3u_a/2$)と流路内平均流速 u_a との算術平均で求めた。

3. 実験結果と考察

3.1 実験条件

表1に示す範囲で実験を行った。

3.2 発熱率、表面温度差および熱流束の時間変化

図3は、周期 $\tau=500\text{ms}$ および流速 0.6m/s の場合の発熱率、表面過熱度 ΔT ($=T_s - T_\infty$, T_s : 発熱体表面温度, T_∞ : 主流部流体温度)および熱流束 q の時間変化を示したものである。同図から指数関数状に増加するに伴い、 ΔT および q 共に指数関数状に上昇することがわかる。

3.3 過渡対流熱伝達に及ぼす発熱率上昇周期の影響

熱伝達係数 h は、 $h=q/\Delta T$ で定義される。

ΔT は発熱体の表面温度と流体の温度との差である。図4は、圧力が 249kPa 、流速が 0.6m/s 、発熱

率上昇周期が 9.63s 及び 318ms 時の上式より求めた熱伝達係数の経時変化を示す。図示するように、熱伝達係数が初期の高い値から、ある時間以上に経つと、一定の値に漸近することが解る。つまり、周期の長短にかかわらず同様にそれぞれの漸近値に近づくことが解った。ここから、Kataokaら⁸⁾が水を用いた実験研究の場合と同様にこれらの漸近値をそれぞれの過渡熱伝達係数として用いることにする。

1. Gas cylinder 2. Compressor 3. Delivery surge tank 4. Filter 5. Turbine flow meter 6. Test section 7. Cooler 8. Suction surge tank 9. Vacuum pump 10. Thermocouple 11. Pressure indicator

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

12. Test Heater 13. Potential Conductor 14. Current Conductor 15. Cold Junction 16. Heating System 17. A/D Converter 18. Personal Computer 19. D/A Converter

Fig.2 Test section and measurement system.

Table 1 Experimental condition

Working Fluids	Helium, Argon, Air, Nitrogen
Pressure	240~260kPa
Gas Temperature	17~23 °C
Heater	Platinum (Dia. 1.0 mm)
Flow Velocity	0~0.6 m/s
Period	33 ms~33 s

 Fig.3 The relation of ΔT , q and $\dot{Q}$ with t/τ .

 (a) $u = 0$

Fig.4 Heat transfer coefficient with the increase of time.

 (b) $u = 0.6 \text{ m/s}$

Fig.5 Heat transfer coefficients at various periods for Helium gas.

図5(a)および(b)は、それぞれ自然対流および流速が0.6m/sの強制対流のもとで、温度差 ΔT が80℃および300℃に達したときの過渡熱伝達係数 h_{tr} と周期 τ との関係を示したものである。 τ が約1sより長い場合、 h_{tr} は一定値に漸近する。この領域における熱伝達過程は通常の対流熱伝達と同様に、主流の流れの影響を受けた温度境界層を通して、熱伝達を行なう。ここで準定常状態と呼ぶ。これに対して周期 τ が1sより短い領域では、 τ が短くなるに従い、 h_{tr} は増加する。この領域の熱伝達は、温度境界層内の温度勾配による効果が大いと考えられる。特に、 τ が200msより短い領域では、温度境界層が薄く、発熱体のごく近傍における伝導

伝熱が支配するようになり、熱伝達係数は大きく増加する。温度差 ΔT が80℃および300℃の場合を比較すると、 τ が約1sより長い領域では、流速がゼロの場合温度差 ΔT が大きいほど h_{tr} はやや大きくなるが、流速がある場合温度差の影響がほとんど見られない。図6はそれぞれアルゴンガス、窒素ガス、及び空気を用いた場合の h_{tr} と τ の関係を示した実験結果である。ヘリウムガスの場合と同様に周期が約1s程度のところを境に、準定常熱伝達と過渡熱伝達過程に分れる現象が見られる。

(a)

(b)

(c)

Fig.6 Heat transfer coefficients at various periods for Argon gas (a), Nitrogen gas (b), and Air (c).

3.4 定常自然対流熱伝達

図7は、ヘリウムの系圧力が200kPa、主流部流体温度が23.0℃、発熱率上昇周期 τ が20sのときの熱流束と温度差との関係を示したものである。同図中には、比較のためにTakeuchiら⁹⁾の水平円柱における層流自然対流熱伝達表示式から得られた曲線を示してある。同図より、熱伝達過程は、ほぼTakeuchiら⁹⁾の自然対流熱伝達曲線に沿って経過し、準定常的に変化していることが分かる。

Fig.7 The relation of q with ΔT for quasi-steady-state natural convection heat transfer.

Fig.8 Quasi-steady-state heat transfer at various Re_f .

3.5 定常強制対流熱伝達

図8は、ヘリウムガスの場合で、発熱体発熱率を準定常的に増加させ、温度差 $\Delta T=200^\circ\text{C}$ における定常熱伝達係数を、ヌセルト数 $Nu_{st,f}$ とレイノルズ数 Re_f との関係で示したものである。同図中には、比較のため、Hilpert¹⁰⁾の一樣流における円柱の平均熱伝達相関式を破線で示してある。実線は本実験データより求めた次の相関式(6)である。

$$Nu_{st,f} = 1.59 Re_f^{0.22} Pr_f^{0.4} \text{ for Helium} \quad (6)$$

図からわかるように、実験値は Re_f が高いほどHilpertの式と一致するようになるが、 Re_f が非常に小さいところでは、Hilpertの式より高い値を示している。この理由として、流体の種類による影響が考えられる。上式中の添字fは膜温度を代表温度として物性値を定めたことを示す。ヘリウムガスの Pr_f 数は本実験範囲において約0.68である。

一方、アルゴン、窒素、空気ガスについて、同様に以下の定常熱伝達整理式を求めた。

$$Nu_{st,f} = 2.85 Re_f^{0.22} Pr_f^{0.4} \text{ for Argon} \quad (7)$$

$$Nu_{st,f} = 2.40 Re_f^{0.22} Pr_f^{0.4} \text{ for Nitrogen} \quad (8)$$

$$Nu_{st,f} = 2.35 Re_f^{0.22} Pr_f^{0.4} \text{ for Air} \quad (9)$$

レイノルズ数のべき乗が0.22という小さい値になっている。これは本研究のレイノルズ数が低レイノルズ数範囲にあるからである。

Fig.9 Transient heat transfer at various periods and Reynolds numbers.

(a)

(b)

(c)

(d)

Fig.10 Transient heat transfer for Helium (a), Argon (b), Nitrogen (c), and Air (d).

3.6 過渡強制対流熱伝達

図9は、ヘリウムガスの過渡熱伝達におけるヌセルト数とレイノルズ数の関係を示したものである。比較のため、周期が1s以上のデータ及びその表示式も示している。ヌセルト数は周期と流速の影響を受ける。周期が長いほど定常熱伝達に漸近する。周期が短いほどデータの勾配が減少し、流速の影響が小さくなっている。

図10(a)～(d)はそれぞれHe, Ar, N₂およびAirの場合で、種々のレイノルズ数 Re_b (ノルク温度基準)をパラメータとして、過渡対流熱伝達係数の無次元化した過渡ヌセルト数 Nu_{tr} を周期 τ との関係で示したものである。いずれの気体においても、周期 τ が約1sより長い場合、一定値すなわち定常値に漸近する。ある周期において、異なるレイノルズ数で比較すると、 Nu_{tr} も流れの影響を受け、 Nu_{tr} は Re の増加に伴い増加している。それに対し、周期 τ が約1sより短い場合、 Nu_{tr} は、周期 τ が短くなるにつれてレイノルズ数にあまり影響されなく増加していることが解る。

Kataoka⁸⁾は白金線発熱体と並行に流れる水の過渡熱伝達実験を行ない、過渡ヌセルト数と定常ヌセルト数との比を無次元化した周期 τ^* ($\tau^* = \tau U/l$, U :流速, l :代表長さ)との相関関係で実験式を求めた。図11(a)～(d)は過渡ヌセルト数 Nu_{tr} と定常ヌセルト数 Nu_{st} (ここで、 $Nu_{st} = Nu_{st,f}$)との比を無次元化した周期 τ^* ($\tau^* = \tau U/d$)との関係でレイノルズ数をパラメータとして示したものである。ここでは、代表長さは発熱体直径を用いた。図に示すようにすべてのレイノルズ数における過渡熱伝達は、低レイノルズ数より順次に無次元周期の増加と共に定常熱伝達のほうに漸近していき、無次元周期が約300になると、ほとんどすべてのレイノルズ数における過渡熱伝達は定常熱伝達になる。また、同一周期で比較すると流速が速いほど熱伝達が速く定常熱伝達に近づき、熱伝達の定常化が進んでいる。同一速度では、周期が長いほど定常熱伝達に漸近し、周期が短いほど過渡熱伝達に移行する。以上の結果を実験式(10)にまとめ、併せて図中に実線及び破線で示してある。

$$Nu_{tr}/Nu_{st} = (1 + K\tau^{*-1.25}) \quad (10)$$

$$K = CRe_b \quad (11)$$

ここで、 Nu_{tr} , Nu_{st} , τ , $\tau^* (= \tau U/d)$ は、それぞ

Fig.11 Transient heat transfer and its correlation for Helium (a), Argon (b), Nitrogen (c), and Air (d).

Fig.12 K at various Re_b .

れ過渡ヌセルト数，定常ヌセルト数，発熱率上昇周期，無次元周期である。係数 K は主流温度基準にしたレイノルズ数の関数として求められた。図12は各ガスにおける係数 K とレイノルズ数との関係を示している。どのガスにおいても係数 K がレイノルズに比例している。比例係数 C は流体によって異なり， He ，および Ar ， N_2 ， Air について，それぞれ7.68および2.05である。その比例係数は，ヘリウムを除き，ほとんど一定の値になっている。ヘリウムガスが他のガスと大きく違う物性値は熱伝導率である。他のガスより6～8倍程度大きい。ヘリウムガスが他のガスと違う係数 C の値を示すのがその熱伝導率という物性値が他のガスと大きく異なるからであると考えられる。

4. まとめ

指数関数状に発熱率を増加した場合の低レイノルズ流れに直交して置かれた発熱体からの過渡対流熱伝達を実験的に調べ，以下の結果を得た。

- (1) 自然対流および強制対流いずれの場合においても，過渡熱伝達率は周期 τ が約1sより長くなるに伴い，定常値に漸近する。周期 τ が約1sより短い場合，周期が短くなるに伴い過渡熱伝達係数は増加する。

- (2) 周期が約1s以上の定常熱伝達領域においては，対流と伝導伝熱の両方に影響されるが，それに対し，周期が約1s以下，特に200 ms以下の過渡熱伝達領域では，伝導伝熱が支配的になる。
- (3) 種々の気体を用いた本実験結果に基づき，過渡強制対流熱伝達の実験式を定常熱伝達と無次元発熱率上昇周期及び流れのレイノルズ数との相関関係で求めた。その相関式， $Nu_{tr}/Nu_{st} = (1 + CRe_b \tau^{*-1.25})$ において，ヘリウムガスが他のガスと異なる係数(C)の値を示していることが明らかになった。

参考文献

- 1) 宮地 宏，日本マリンエンジニアリング学会誌，36-9(2001)，91-97.
- 2) 佐野川 好母，原子力工業，40-12(1994)，13-18.
- 3) 経済産業省産総研，ニューサンシャイン計画推進本部，ニューサンシャイン計画(1993)，28-29.
- 4) Siegel, R., Trans. ASME, Ser.E, 27-2(1960),241-249.
- 5) Sparrow, E.M., Siegel, R., Trans. ASME, Ser.C,82-3 (1960), 170-180.
- 6) Goodman, T.R., Trans. ASME, Ser. C, 84-4 (1962), 347-351.
- 7) Soliman, M., Johnson, H.A., Int., J. Heat Mass Transfer, 11(1968), 27-38.
- 8) Kataoka, I., Serizawa, A., Sakurai, A., Int. J. Heat Mass Transfer, 26-4(1983), 583-595.
- 9) Takeuchi, Y., Hata, K., Shiotsu, M., and Sakurai, A., ASME Book, HTD, 317-1(1995), 259-270.
- 10) Holman, J.P., HEAT TRANSFER, (1986), McGraw-Hill Book Company, 291-292.

謝辞

本研究において，南克弥氏(現住友製薬(株))に実験等を手伝っていただきました。ここに厚く謝意を表する。