ボイラ火炉内の伝熱シミュレーションに関する研究*

谷口 博**・工藤 一彦**・早坂 洋史***

Heat Transfer Simulation in Boiler Furnace

By Hiroshi Taniguchi, Kazuhiko Kudo, Hiroshi Hayasaka

Heat transfer simulation method in boiler furnace was developed to obtain temperature distribution and heat absorbing rate distribution in the furnace. The results were compared with experimental data from a small boiler for heavy oil. The method analyzes simultaneously the three dimensional viscous flow by vector potential method, combustive heat generating rate by a flame model with Wiebe's function, three dimensional radiative heat transfer by Monte Carlo method, and convective heat transfer and enthalpy transport due to the flow by finite difference method. Following results were obtained by this simulation.

- (1) The effects on in-furnace heat transfer of the flow pattern are rather small compared with the effects of the heat generating rate distribution.
- (2) Heat generating rate in boiler furnaces were made possible to be estimated by determining the Wiebe's function's parameters in the flame model by comparing the analytical results with the experimental one's.
- (3) Relationship among the heat generating rate and the fuel flow rate and the air fuel ratio was investigated, and by using this, analytical results of temperature and heat absorbing rate distributions were obtained with practically sufficient degree of accuracies compared with the experimental results.

1. ま え が き

船用ボイラは陸用に比し、従来より小形化、高負荷に力が注がれてきたが、最近の省資源、省エネルギーという社会動向に鑑み、従来にも増して小形かつ高効率の燃焼技術の開発と、その設計手法の確立が重要な課題となっている。小形、高効率化のためには、炉壁への熱流束を均一化し、局所的な過熱による炉壁損傷を防止することが必要であり、これを解析的に予測する手法の完成が望まれていた。火炉内伝熱の解析では、3次元の流動解析、この中での燃焼とこれに伴う発熱量分布の解析、及びこの発熱量の3次元場での熱放射と、上記流動に伴う熱移動による壁面への伝達の解析の三つを連成して行う必要があるが、燃焼現象の説明が不十分なこと、火炉の3次元性、及び火炎の存在による火炉内ガスの物性値変動等のために、完全な解析は困難な状態にあった。そ

で従来より各種の近似計算法が提案されてきた。石谷¹⁾、山崎²⁾は火炉を火炎部と空虚な部分とに2分して取扱ひ、燃焼室の放射伝熱量を求めた。Hottelら³⁾は流動、放射、対流伝熱の解析を行ったが、火炉内ガスの吸収係数を一定としたため、一般的適用は困難である。Gosmanら⁴⁾は放射伝熱を無視し、流動と対流伝熱の式を簡単な燃焼の式と連立して2次元場でこれを解析した。燃焼が連成されている点で評価できるが、放射伝熱を無視しているため実用上問題がある。これらに対し、我々は火炉解析において燃焼解析についてやっかいな3次元不均質場での放射伝熱解析にモンテカルロ法を導入し、流動及び対流伝熱との連成を容易にした^{5,6)}。この解析では、流動として簡単のために均一ピストン流れを仮定し、また発熱量分布は所与の火炎形状の中で均一であるとした。

本報ではまず燃焼による発熱量分布の解析を除く他の部分の解析を、できるだけ実際の火炉内の現象に近付けるため、流動として新たに3次元の粘性流動解析を上記解析に導入し、これを用いて各種燃焼条件での実験データとの比較より、逆に火炎内での発熱量分布を推定した。これは、発熱量分布を解析的あるいは実験的に求めるこ

* 原稿受付 昭和57年7月30日

昭和57年春季学術講演(昭和57年5月26日)

** 正会員 北海道大学工学部(札幌市北区北13条西8丁目)

*** 北海道大学工学部(札幌市北区北13条西8丁目)

とが困難であるため、このようにして求めた発熱量分布とそれに対応した燃焼条件との関係を調べ、発熱量分布の定式化を試みたものである。本報では、所与の火炎形状中にこの式より算出される発熱量分布を入れ、上記解析法により求めた火炉内温度分布、火炉壁面受熱量分布を実験結果と比較し、各種の燃焼条件に対し良い一致を得ることができた。

2. 実験装置及び実験方法

3次元火炉の解析モデルの対象としては、図1に示す小形重油だきボイラを選定した。仕様を表1に示す。図中の①～⑥の番号は壁面番号である。⑤番壁面のほぼ中央のバーナ部より燃料と空気が流入し、火炉内で輝炎を形成し、燃焼後の排ガスは②番壁面の後部よりボイラ接触伝熱面の管群部に流入し、煙突から排出される。火炉内の温度分布は、図1の⑥番壁面に設けた温度測定孔Tから吸引温度計を挿入して測定した。また火炉壁面の受熱量分布は、①番壁面にある測定孔a～hに熱流計を装着して測定した。実験は、表2に示す範囲で重油燃焼量と空気過剰係数を変化させるとともに、バーナ噴霧角を

変えて、火炉内の熱伝達に大きな影響を及ぼす火炎の形状を変化させた。燃焼はほぼ完全燃焼条件で行った。計算に用いる条件を表3に示す。火炎吸収係数は解析上重要な値であるが、その分布の正確な測定は困難であるので、放射温度計及び吸引温度計による火炎温度の測定結果から平均吸収係数を算出した。この値は火炉内の燃焼条件により変化するが、0.5～1まで変化した解析において炉内温度分布に大きな差異が生じないことを確認の上で表3の値に固定した。燃焼ガスの吸収係数は、 CO_2 と H_2O の放射率より算出した。また壁面温度は、水冷壁については蒸気圧力に対応した飽和温度を、また④⑤の

表1 ボイラ仕様

ボイラ形式	2 胴 曲 管 水 管 ボ イ ラ	
蒸 発 量	最大連続負荷	2000 kg/h
	経済負荷	1500 kg/h
蒸 気 圧	最高使用	14 kg/cm ² ・g
	常 用	10 kg/cm ² ・g
蒸 気 温 度	飽 和	
伝 熱 面 積	ボイラ本体	53.6 m ²
	水冷火炉	32.1 m ²
	合 計	85.7 m ²
火 炉 容 積	5.9 m ³	
か ん (缶) 水 容 積	約 3.5 t	
火 炉 最 大 連 続 負 荷	259000 kcal/m ³ ・h	
給 水 温 度	20℃	
空 気 温 度	20℃	
通 風 方 式	強 圧 通 風	
燃 焼 方 式	重 油 専 焼	
燃 料 低 発 熱 量	10810 kcal/kg	

表2 実験条件

実験 番号	燃焼量 G_f (l/h)	火炎長さ L_f (m)	空気過剰係数 (ϕ)	バーナ噴霧角 (β)
531	100	1.46	1.1	70°
532	120	1.76		
533	150	2.05		
535	200	2.34		
541	150	2.34		
542		1.76	1.32	50°
543		1.17	1.61	
552		2.34	1.26	

表3 計算条件

放射吸収係数	火 炎	0.77 m ⁻¹
	燃焼ガス	0.21 m ⁻¹
火炉壁対流熱伝達率	14.0 kcal/(m ² ・h・℃)	
燃 焼 ガ ス の 定 圧 比 熱	0.27 kcal/(kg・℃)

図1 ボイラ概略図

壁面については熱電対の実測値を使用した。

3. 解析方法

解析に当っては図1の火炉部分を高さ1,500 mm, 横幅1,835 mm, 奥行き2,340 mmの直方体と考え, 流動, 燃焼及び伝熱の解析を行った。

3.1 流動解析 火炉内伝熱における流動の影響を調べるため, 均一ピストン流れ, 2次元ポテンシャル流れ, 及び3次元粘性流れの3種類の流動について解析を行った。2次元ポテンシャル流れについては, $X-Z$ 平面上の2次元条件とし, バーナ断面より均一に流入し, 炉出口より均一に流出する条件で, 緩和法により流れ関数を計算し質量速度を求めた。3次元粘性流れは, ベクトルポテンシャル⁷⁾を導入し, 同時反復法を用いて質量速度を求めた。解法としては, 3次元のナビエ・ストークスの方程式と連続の式を式(1)で定義されるベクトル渦度を用いて結合した, 下記の定常状態における渦度移動方程式を用いる。

$$\vec{\zeta} = \nabla \times \vec{v} \quad (1)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{\zeta}_x) + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 (\rho \vec{\zeta}_x) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho u) = 0 \quad (2)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{\zeta}_y) + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 (\rho \vec{\zeta}_y) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho v) = 0 \quad (3)$$

$$-\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{\zeta}_z) + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 (\rho \vec{\zeta}_z) + \vec{\zeta} \cdot \nabla (\rho w) = 0 \quad (4)$$

ここで ∇ はハミルトン演算子, ∇^2 はラプラス演算子, ρ は密度, u, v, w は各々 x, y, z 方向の線速度, ζ は渦度, μ_{eff} は実効粘性係数である。次にこの場合に流れ関数 ϕ を考えると, ϕ は一組の3次元流れに対してそのままでは存在せず, 流速が $\nabla \times \vec{\phi}$ から求められるベクトルポテンシャル $\vec{\phi} = \phi_x \vec{i} + \phi_y \vec{j} + \phi_z \vec{k}$ を考えることとなる。ここで

$$\vec{v} = \nabla \times \vec{\phi} \quad (5)$$

である。式(1), (5)より次式が得られる。

$$\nabla^2 \vec{\phi} = -\vec{\zeta} \quad (6)$$

以上により火炉内の3次元粘性流れを解いた。

3.2 燃焼解析 ボイラ等火炉内の燃焼反応については, 流動が複雑であり測定も困難であることから, 厳密な燃焼解析が行われた例は無く, 各種のモデルが提案されているものの, 乱れと燃焼反応の関係等が必ずしも明確でない。本研究ではこのため, 図2(a)の火炎形状と, 式(7)のWiebeの燃え切り関数⁸⁾による z 軸方向の発熱量分布を与え, 火炉内の燃焼発熱を模擬することとした。主な仮定は以下のとおりである。

(1) 燃焼室内を発熱ゾーン(火炎)と非発熱ゾーン(燃焼ガス)の二つに分離する。

(2) 両ゾーン境界の火炎形状は図2(a)の形状とし, 長さを実験時の観察により(表2 L_f 参照), またその開き角度はバーナの噴霧角度(β)から決定する。

(3) バーナの軸に直角な平面上での発熱量分布は一樣とし, z 軸方向に次式で定義される発熱量分布を有するものとする⁸⁾。

(a) 火炎形状

(b) 発熱割合

図2 火炎モデル

$$H_z = 1 - \exp \left\{ -6.9 \left(t_l \cdot \frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right\} \quad (7)$$

ここで H_z は火炉 z 方向の燃料の燃焼した割合, t は時間, t_l は指数, t_z は燃焼時間である。 t_z は火炎長さをバーナ軸線上の平均ガス流速で除して求めた。式(7)は指数の調節により内燃機関, ガスタービン等の内部での燃焼を良く表現できる半実験式であることが知られている。

3.3 伝熱解析 火炉内の伝熱解析は, 放射伝熱に関してはモンテカルロ法を, また対流伝熱及び流動による熱移動に関しては差分法を用いて行った。火炉内ガスは, 火炎, 燃焼ガス共灰色ガスとして取扱った。また炉壁は表3に示すような温度及び放射率を有する灰色体として取扱った。火炉内小体積のガスにおけるエネルギー方程式は次式であらわされる。

$$4KE_g = \int_V 4KE_g R_{sg} dV + \int_A \epsilon_w E_w R_{sw} dA + Q - \rho C_p \left(u \frac{\partial T_g}{\partial x} + v \frac{\partial T_g}{\partial y} + w \frac{\partial T_g}{\partial z} \right) \quad (8)$$

ここで K は放射吸収係数, E_g, E_w は火炉内ガスと火炉壁の射出能で, $\sigma T_g^4, \sigma T_w^4$ で表わされる。次に R_{sg}, R_{sw} は火炉内ガスと火炉壁部分での熱エネルギーの吸収される確率, V は火炉体積, A は火炉壁面積, ϵ_w は火炉壁の放射率, Q は微小要素体積における発熱量, ρ は燃焼ガスの密度, C_p は燃焼ガスの定圧比熱, u, v, w は各々 x, y, z 軸方向の線速度, T_g は火炉内ガス温度である。また, 火炉壁面の小区分でのエネルギー方程式は次式で表わされる。

$$h_w = \int_V 4KE_g R_{sg} dV + \int_A \epsilon_w E_w R_{sw} dA + \alpha (T_g - T_w) - \epsilon_w E_w \quad (9)$$

ここで h_w は火炉壁面熱吸収量, α は対流熱伝達率, T_w

は火炉壁面温度である。式(8)、(9)を解くことにより、火炉内の温度分布と火炉壁面の熱吸収量分布を求めることができる。具体的には、火炉内の温度分布を仮定し、これにもとづき各小体積及び壁面の小区分より射出すべき放射エネルギーを決定する。次にこれに比例した本数の放射エネルギー束を考え、これの射出方向と、小体積あるいは小区分内の射出位置及び吸収されるまでに走る距離を乱数で決定する。射出したエネルギー束が壁に当たったときは、壁面の放射率で決定される確率で反射か吸収かを決定する。このようにして全エネルギー束の射出、吸収の追跡が終了したら、各小体積、小区分で吸収したエネルギー束を加え合わせることで、放射受熱量が決定される。これを対流伝熱量、流動による熱移動量、及び発熱量が各小体積で平衡に達するように最初の温度分布の仮定を繰返し修正することにより、必要な炉内の温度分布を求めることができる。また、収束時の壁面における熱収支の差が、壁面における熱吸収量となる。

4. 解析結果

4.1 火炉内発熱量分布 前章の解析モデルに式(7)のWiebeの燃え切り関数を代入して火炉内温度分布と壁面受熱量分布を算出し、測定結果との比較より同式の指数 m 、 t_l の適正值、すなわち実験時の発熱量分布を推定した。図3にWiebeの関数の m と t_l に対する挙動を示す。この図より m を一定にして t_l を減少させると火炉入口部での発熱割合が減少して下流部で増加することが、また t_l を一定にして m を大きくすると火炉入口部での発熱割合が急減し、発熱量最大のピークが下流側にずれることが分かる。なお参考のため、これらの発熱量分布パターンに加え、従来の均一な発熱量分布についても合わせて検討した。

図4、5に t_l が一定の場合、また図6、7に m が一定の場合の火炉内中心軸上温度分布と火炉壁面受熱量分布の計算結果と測定結果の比較を示した。図4、5より m

図3 発熱量分布

図4 温度分布への影響(1)

図5 受熱量分布への影響(1)

図6 温度分布への影響(2)

図7 受熱量分布への影響(2)

を小さくして火炉入口での発熱割合を増加させると、この部分における温度が上昇し、また壁面への受熱量も増加することが分かる。これは、入口部では火炎が炉内に充満しておらず、火炎と炉壁との間に吸収係数の小さい燃焼ガスが存在しているため、中心軸上の温度上昇が直接壁面の受熱量増加に結びついたと考えられる。これに対し、入口部から1.5m位下流に行ったところでは、中心軸上の温度が等しいにもかかわらず、 m の大きい方が壁面受熱量が大きいことが示されている。これは、この部分では吸収係数の大きい火炎が火炉内に充満していたため、中心軸上よりむしろ壁面近傍の火炎温度が壁面受熱量に効いてくるためである。すなわち m の小さい場合（入口付近で発熱量にピークがある場合）には、中心軸上ではこの熱量が流動により下流に移動されて比較的高温を保つのにに対し、壁面近傍では上流から熱量があまり流入せずまた対象領域付近では入口付近の発熱量のピークからはなれているため発熱量が少なく、このために温度が中心軸上に比してかなり低くなっている。これに対し m の大きい場合には、中流で発熱量にピークがあるので、対象領域付近での発熱量が大きく、このため中心軸上と壁面付近との温度差が小さい。したがって壁面付近の火炎温度は m 大の方が高くなっており、これが図5の中流部で m 大の方が受熱量が多くなっている理由である。図4, 5で $t_i = 1.0$ 一定とした場合、 $m = -0.4$ で温度分布が実測値と合致するが、受熱量分布に差が生じる。これに対し、図6, 7で $m = -0.7$ 一定とおいて t_i を変化させた場合、 $t_i = 0.02$ で温度分布、発熱量分布とも比較的良好一致を示すことがわかる。これから、重油燃焼において、実験番号552（表2参照）の燃焼条件において、 $m = -0.7$ 、 $t_i = 0.02$ とすれば適正発熱量分布を与えることができることが示された。

4.2 流動様式の影響 以上により求めた発熱量分布式を用いて、火炉内伝熱に及ぼす火炉内流動様式の影響を検討した。この場合の流動様式としては、図8, 9, 10に示す3種類の流れを対象とする。図8の均一流れの場合には、炉壁全面より流入し、横に曲らずに直進して炉壁全面より流出すること、また火炎が火炉内に充満していることなど最も単純な場合である。ポテンシャル流れの場合には、 $X-Z$ 平面上の2次元条件で検討した。この場合、火炉入口から流入した流れは火炉内で急激に広がり、均一流れとなり、その後火炉後部の出口より均一に流出するという、比較的实际に近い流動様式である。3次元粘性流れの場合には、火炉中心軸上の質量速度が大きく、火炉入口部周辺で循環領域を有する流動様式となる。この流動様式は実験における火炎の広がりや、燃焼用空気の流れ方を考慮すると妥当なものとする。解析に使用した実効粘性係数の値は、火炎の広がり角及び他の研究結果を参考にして、 $0.3 \text{ kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2 \{2.9 \text{ Pa} \cdot \text{s}\}$ とした。ここで、火炉入口部での循環領域の大きさは、空気過剰率、負荷等により変化する可能性があるが、

図8 均一流れの火炉内質量速度分布

図9 2次元ポテンシャル流れの
火炉内質量速度分布

図10 3次元粘性流れの火炉内質量速度分布

3次元粘性流れの解析では、実効粘性係数を $0.5 \text{ kgf} \cdot \text{s}/\text{m}^2 \{4.9 \text{ Pa} \cdot \text{s}\}$ に増加させ、循環領域を減少させた場合も検討した。図11, 12にこれらの流動様式に対応した火炉中心軸上の温度分布と壁面受熱量分布を示す。図11, 12より3次元粘性流れから流れがずれるほど、測定結果からのずれが大きくなること、また実効粘性係数の影響はあまり大きくないことが分かる。均一流れでは火炎が火炉内に充満して流れているため、中心軸上の発熱量が他の流れ様式の場合に比して少なく、したがって中心軸上の温度が低く、また壁面受熱量が高くでている。図4, 5, 6, 7と図11, 12の比較より火炉内の伝熱に対し、流動様式の差異が与える影響は、発熱量分析のそれに比して小さいことが分かる。したがって、今回の3次元の粘性流れ解析の結果を火炉伝熱の解析に組み込むことにより、発熱量分布が適当であれば、妥当な温度分布及び壁面受熱量分布が得られること、逆にこのモデルを用いて

図11 火炉中心の温度分布

図13 $t_l - G_f / \sqrt{\phi}$ 線図

過剰係数から推定可能であることが分かった。

4.3.2 空気過剰係数の影響 図13の t_l を入れて求めた発熱量分布を用い、燃料流量150 l/h一定で、空気過剰係数を1.1から1.61の間で変化させた場合の、火炉中心軸上の温度分布と火炉壁面受熱量分布の計算値と実測値の比較を図14, 15に示す。図14より、空気過剰係数の増加につれ、中心軸上の温度測定値が減少する傾向を示すことが分かる。これに対し、実線の計算値は、

図12 火炉壁面受熱量分布

これらの実測値より妥当な発熱量分布を逆算できることが推察される。以下、このようにして求められた発熱量分布をもとに、燃焼条件と発熱量分布との関係を調べた結果を示す。

4.3 燃焼条件の影響

4.3.1 発熱量分布の推定 燃焼条件として、表2に示すように燃料流量100~200 l/h、空気過剰係数を1.1~1.61まで変化させたときの実験結果を用い、発熱量分布を示す式(7)の指数の値の変化を求めた。このような条件変化により、火炎長さは同表に示すように1.17~2.34m(火炉に充滿した状態)まで変化している。この検討では m を一定とし、 t_l を変化させて各条件に対応した発熱量分布を求めることとした。その結果、 t_l の最大値は火炎が充滿した条件に相当し、最小値は燃焼量の最も少ない条件に相当していることが分かった。さらにこの t_l と燃焼条件(ϕ, G_f)の関係について検討した結果、図13のように $G_f / \sqrt{\phi}$ をパラメータとして整理できることが分かった。この図より、空気過剰係数 ϕ が1.1で一定のとき、燃料流量 G_f を増加させると t_l も増加し、一定値に近づくことが分かる。この最大値は L_f が2.34mで、火炉内に火炎が充滿した場合に相当する。以上のことから、炉形、バーナを定めると、発熱量分布は燃料流量と空気

図14 空気過剰係数の影響(1)

図15 空気過剰係数の影響(2)

一部を除いて値及び傾向とも良く合っている。図15の受熱量分布については、空気過剰係数の違いによる測定値の傾向が明確でないため、はっきりしたことは言えないが、計算値と実験値は比較的良好一致を示していることが分かる。

4.3.3 燃料流量の影響 前項と同様、図13の t_1 により求めた発熱量分布を用い、空気過剰係数1.1一定で燃料流量を100~200 l/hと変化させた場合の計算結果と実験結果との比較を図16, 17に示す。図16より、計算値、実験値とも、燃料流量増加に伴い、中心軸上温度も増加しており、火炉後流の一部を除くと比較的良好一致を示している。また図17より、計算値、実験値とも燃料流量の増加に伴って受熱量が増加し、そのピークが前壁から0.8~1.0mの距離にあることなど、比較的良好一致を示している。

図16 燃焼量の影響(1)

図17 燃焼量の影響(2)

4.3.4 解析精度 中心軸上温度分布計算結果と、測定結果の比を求め、全実験ケースについて図18に示す。横軸は火炎長さで無次元化したノズルからの距離を表わしているが、これが1.0以下、すなわち火炎中の方が解析精度が良いことが分かる。しかし火炎外の領域でも±10%程度の範囲に納まっており、全体として十分実用になると考えられる。

以上の結果より、3次元粘性流れによる流動解析・内

図18 火炉中心温度の測定値と計算値の比

部にWiebeの燃え切り関数で与えられる発熱量分布を有し、かつ実際に近い形状を有する火炎を組み込んだ燃焼モデルと、放射及び対流伝熱及び流れによる熱移動の解析との組み合わせによる火炉内の伝熱解析手法は、実際の火炉に十分適用可能であることが示された。

今後、他の火炉における実験結果との比較を進め、その適用範囲の検討を進めることとしたい。

5. 結 び

(1) 3次元火炉内の流動、燃焼、伝熱を、各現象のモデル化も含めて同時に考慮し、火炉内温度分布と火炉壁面受熱量分布を求める手法をまとめた。

(2) 火炉内の流動様式として、一様流れ、2次元ポテンシャル流れ、3次元粘性流れを取り上げ、火炉内伝熱に及ぼす影響を調べた結果、発熱量分布の影響に比し、流動様式の差の影響は少ないことを明らかにした。

(3) 火炉内の燃焼モデルとして、Wiebeの燃え切り関数による発熱量分布を有する火炎モデルを用い、計算値と実験値の比較より、実験時の発熱量分布を推定する手法をまとめた。

(4) 燃焼条件と発熱量分布の関係を調べ、これを用いて各条件に対し、炉内温度と壁面受熱量の分布を算出した結果、実験値と実用上十分な精度で一致することを確認した。

本研究費の一部は、昭和55年度科学研究費一般研究(C)「火炉内の燃焼、伝熱シミュレーションに関する研究」によるものである。また数値計算に当っては、北海道大学大形計算機センターを利用させていただいた。ここに深く謝意を表わす次第である。

文 献

- 1) 石谷, 機械学会論文集, 第23巻, 136号, 929頁(昭32)
- 2) 山崎, 機械学会論文集, 第25巻, 156号, 777頁(昭34)
- 3) H. C. Hottel, E. S. Cohen, A.I.Ch.E.J., Vol. 4, No. 1, pp. 3, (1958)
- 4) A. D. Gosman, et al., Heat and Mass Transfer in Recirculating Flows, pp. 207 (1969), Academic Press
- 5) 谷口, 舟津, 機械学会論文集, 第36巻, 284号, 610頁(昭45)

- 6) 谷口, 杉山, 谷口, 機械学会論文集, 第39巻, 324号, 2473頁(昭48)
 7) パトリック・ローチェ, コンピュータによる流体力学(上), 304頁(昭53), 構造計画研究所
 8) シトケイ, ディーゼル機関内の燃料噴射と燃焼, 169頁(昭41), 朝倉書店

〔質 疑 応 答〕

質問者 大阪産業大学 石谷清幹

〔質問〕 火炉内 flow patternは燃焼方式により大差があることは中井(日立造船), Salamと加治(阪大)らの研究結果もこれを裏付けている。そこで,

(1) flow patternの差異は貴解法ではどのような方法でどこにとり入れることになるのか。

(2) ASME Furnace Performance Committeeが行った4種のボイラ(Tidd Station, Paddy's Bay Station, Willow Island Station等)に対する実験的研究結果を貴方法によって解析しなおす作業を実行されたか。もしまだならば, 信用できる実験データが乏しい Boiler Furnace内のHeat Transfer研究の実状にかんがみ, 実行されてその結果得られた知見をご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 本解析手法においては, フローパターン内の差異を火炉内のエンタルピ流れと火炎の発熱量分布とに組み入れている。前者については, 本論文と同様の流動解析手法により三次元粘性流れを解き, 質量速度分布を求め, 本論文の式(8)により計算すればよい。また, 後者の発熱量分布については, 本解法ではWiebeの燃え切り関数を使用した。ただし, この発熱量分布については, フローパターンで変化すると考えられるが, 現在のところ, 本論文で扱った単一バーナの小型直方体ボイラ火炉についてしか, その分布が明らかでない。したがって, 今後, ご質問中で示された各種ボイラの実測値を用い, Wiebe関数の係数推定法を確立していく考えである。さらに, もっと基礎的な流動と燃焼の関連を検討する実験室規模の研究も並行して行い, 発熱量分布の定式化を目指して行くつもりである。ただし, これらの方法は, 実用という観点から, 複雑で不明確な燃焼現象を考慮せずともよいWiebeの関数などによる定式化が望ましく, 工業的にも簡便で実用的であると考えている。

(2) 著者らの開発した解析手法の目的とするところは, 火炉内の温度分布・火炉壁面の受熱量分布を求め, 火炉の高負荷化や低公害化に対処できる予測手法を確立することである。このため, 本研究に関連して進めている, 第18, 19回の日本伝熱シンポジウムで発表した^{1,2)}ような火炉形状の影響を考慮した解析手法により, 現在, 175 MW火力発電所用ボイラでの実験結果との対応を行っており(日本機械学会北海道支部第24回講演会で発表の予定), その結果を見てご教示頂いたASMEのボイラ火炉やその他の各種火炉の実験結果に対しても鋭意, 解析を

進めていきたいと考えます。

文 献

- 1) 早坂ほか, 第18回日本伝熱シンポジウム(昭56-6), 118.
 2) 早坂ほか, 第19回日本伝熱シンポジウム(昭57-5), 286.

質問者 船舶技術研究所 玉木恕乎

〔質問〕 非常に複雑なボイラ火炉内の伝熱現象の解明に取組まれていることに敬意を表します。以下の点につき質問します。

(1) 本シミュレーションでは流動と伝熱のモデルについて物理的に説明のつく厳密な検討を行っているが, 結果に影響の大きい発熱量分布を求める燃焼モデルに(7)式のWiebeによる実験式を使っておられる。この燃焼モデルに, ガス温度とガスの濃度の関数で表わされる燃焼反応式(アレニウス式)を使用されるお考えはないか。

(2) 実験で発熱量分布を変えるために, 例として残留炭素分が異なる燃料を使用してはどうか。Wiebeの実験式で与える定数 m と t_f が燃料の特性によって変わるのではないか。

〔回答〕 (1) 現在, 小形円筒実験炉での実験結果のシミュレーションで検討する予定である。ただし, ガス燃料の燃焼反応に対してさえ, その適用にはかなりの仮定が必要であり, 本論文のように重油の噴霧燃焼の場合は, さらに難しいと考える。

(2) ご指摘のように, 残留炭素分などによる燃料特性の違いで, 発熱量分布は変化すると考えられますが, 火炉入口のバーナ側で大きな発熱を示し, その後徐々に低下するという基本的な傾向は変らないものと考えます。この燃料特性が発熱量分布へ与える影響の検討は, 本論文で使用したボイラが廃棄されたため, 今後, 小形円筒実験炉で行っていく予定である。

質問者 三重大学工学部 藤本 元

〔質問〕 精力的なご研究に敬意を表します。下記につきご教示下さい。

(1) 燃焼ガス定圧比熱一定の場合と温度の関数(例えばJANAFあるいはEdsonのデータ)とした場合では, 発熱量にどの程度の差が出るのでしょうか。なおディーゼル機関では後者を用いて計算することが多い様です。

(2) Wiebe関数の指数 m は, 実験値と計測値を合わせるための操作項の様に思われます。貴論文の炉の場合はガスタービン燃焼器に近いと思われますが, 参考文献(8)では $m > 4.0$ とあり, 貴論文の $m < 1.0$ はディーゼル機関に相当しています。この原因についてはどのようにお考えでしょうか。なお, 定常燃焼と非定常燃焼の差はありますが, 貴論文の仮定(1)を同様に採用してディーゼル機関の熱発生予測をした池上ら, 神本らの考え方をを用いるほうが発熱量予測の観点では良いように思われます。

(3) 上記に関連しますが, 燃焼時間 t_b の決め方をお示し下さい。この場合は噴射弁を出た燃料が火炎ゾーン内を通過して燃え切るまでの時間ということでしょうか。

〔回答〕 (1) ディーゼル機関において, 通常現われる温度範囲が800–2000 K程度であるのに対して, ボイラ火炉では, その範囲が狭く本論文では, 発熱量分布が問題となる領域でみると1200–1550 Kであり, 燃焼ガス比熱を温度の関数としても発熱量分布に大差はない. この点の確認のため, 燃焼ガスの定圧比熱を温度の関数とし, 再計算したところ火炉中心軸上の温度には, 平均で4度, 最大で12度の差が出たが, この程度では発熱量分布の個々の値に対して, 1.0%以下の補正量であった.

(2) ボイラ火炉内の燃焼が内燃機関と比べると定常燃焼であること, またガスタービン燃焼器と比べても低圧力, 低燃焼室負荷下の燃焼であることなどを考慮すると, ボイラ火炉内の発熱量分布は, 単純に前二者の特性の延長としては考えるべきではない. さらに, ボイラ火炉では, ガスタービン燃焼器と比べると, 入熱量の50%以上が, 主として放射熱伝達により火炉水冷壁に吸収されるため, 燃焼は比較的低温下で緩慢に行われている. 以上のような燃焼条件の違いにより, 本論文で示すような発熱量になったものと考えている.

また, 池上, 神本らの熱発生予測の考え方は, 非定常燃焼の場合のものであり, 着火遅れなどが直接問題とならない本論文には, そのまま用いることはできないと考えている.

(3) 燃焼時間 t_b は, 火炉内中心軸上質量速度分布から火炎ゾーン(本論文図2参照)を通過する時間として求めた. 質問者 川崎重工(株)大阪工場 伊藤征矢

〔質問〕 (1) ボイラの設計における従来の燃焼室の熱計算は, 燃焼室と後部対流伝熱面(燃焼室出口以降の伝面)との熱バランスを求めることが主目的であったので, 1点近似法が用いられていた. しかし, 実缶での実測によると燃焼室炉壁での吸収熱量は場所的に差異があることが確認されており, その点で本研究は有用であると思われる(特に水循環計算をする上で).

本研究において, ボイラ後部伝熱面の熱計算に用いる燃焼室出口ガス温度はどの部分をとればいいのか. そして, その温度を用いて後部伝熱面の熱計算をした結果は実測値と一致しているか.

(2) 図13の表わす物理的意味を空気過剰率と(7)式との関連においてご説明願いたい.

(3) 本研究に用いられたボイラは蒸発量2 t/hと小さく, またバーナが一本である. 本解析法を, 複数バーナの大形ボイラに適用するときのモデル化の手法をお伺いしたい.

〔回答〕 (1) 本論文は, 熱の移動が主として放射により行われているボイラなどの火炉の放射伝熱部に注目して解析したもので, 後部対流伝熱面に対する伝熱計算は現在のところ検討していない. しかし, 本解析では, 付図1のように後部対流伝熱面へ流入するガスの温度分布が得られ, より厳密な後部対流伝熱面での伝熱計算が可能となるものと思われる.

付図1 火炉出口部の温度分布

(2) 式(7)における t_l の持つ意味は, m を一定として t_l を変化させた場合の発熱量分布の傾向(図3参照)から分かる. つまり, t_l の大きいほどバーナ近傍での発熱量の割合が大きくなる. このことより, t_l は燃焼速度を表わす一つの指数といえる.

図13に戻って, t_l の値の変化を見てみると, t_l の大きい, つまり燃焼速度の速い場合は, 空気過剰係数(ϕ)が一定なら燃焼量(G_f)の大きい条件か, G_f が一定なら ϕ の小さい条件の時である. この両条件下では, 火炎寸法が大きくなっており, 火炎中心部の温度が上昇し(図14, 16参照), 燃焼速度が速くなる場合に相当していることが分かる. また, t_l に上限値が生じるのは, 火炉内に火炎が充満し, 火炎中心部の温度上昇がなくなり, 燃焼速度が速くならないためであり, 火炉の最大負荷の状態である.

(3) 本論文に関連して, 発電所用ボイラを対象とした研究も行っている¹⁾. その研究においては, 火炉底面ホッパやデフレクションアーチなどの火炉形状の影響を検討するとともに, 火炉内流動は, R.A.Swayerが用いた自由噴流の計算式²⁾を使って二次元粘性流として解いている. しかし, 一般に複数バーナの大形ボイラでは, 火炉内において各バーナからの噴流が相互に干渉する複雑なものと思われ, モデル化が困難である. けれども, 発電所用ボイラ火炉のように火炉寸法が, バーナ部付近の複雑な流れの領域の寸法よりかなり大きい場合に, 著者らは, 複数バーナ部を一つの大きな開口部と考え, 前述の噴流としての取扱いによりモデル化を行っている. この結果については, 第19回日本伝熱シンポジウム(昭和57年5月・名古屋)において発表予定である.

文 献

- 1) 早坂ほか, 第18回日本伝熱シンポジウム(昭56-6), 118.
- 2) Sawyer, R. A., J. Fluid Mech., 17-4 (1963-2), 481.
- 3) 広瀬ほか, 機論, 36-292(昭45-12), 2093.