

空燃比の変化によるボイラ性能

関 根 郁 平*
佐々木 啓 介**

The Influence of Air-Fuel Ratio on Performance of Boiler

Ikuhei SEKINE
Keisuke SASAKI

要 旨

立型水管ボイラを用いて、空燃比、噴油量、連続燃焼及間欠燃焼に於ける特性を調べた、又連続燃焼時の炉内温度分布をサククションパイロメーターにより測定した。

Synopsis

We studied the influence of air-fuel ratio and fuel injection quantity on the performance of vertical water-tube type boiler at intermittent burning and continuous burning.

We measured the distribution of temperature in the boiler at continuous burning by using the suction pyrometer.

1 ま え が き

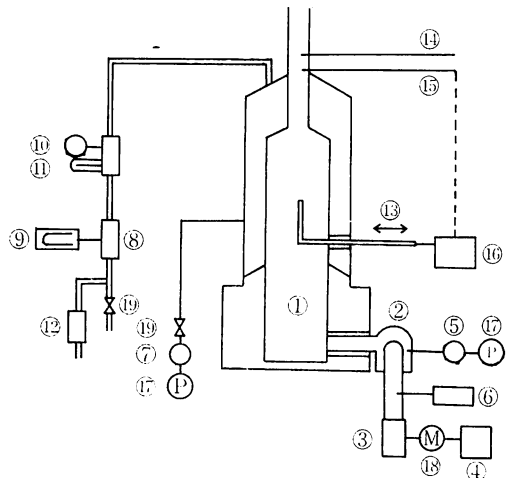
ボイラの発展と共に大型の発電用ボイラ等は伝熱の方式が対流の熱伝達方式から、放射熱伝達方式へと大きく変化している。しかしながら一般業務用に用いられている旧式の小型ボイラは依然、対流熱伝達型に依存し、熱的検討がほとんどなされていない。加えて on-off 制御の立型水管式ボイラについては、伝熱面形状が複雑である為、内部に於ける温度分布、又は間欠燃焼のボイラ性能に及ぼす影響についても、あまり知られていない。今回の実験では水管部の隙間 8 mm に挿入出来る、三重管方式のサククションパイロメーターを作成し、バーナーの吹き出し方向と一致する方向での温度分布を得たので合わせてここに報告する。

2 実験装置及方法

ボイラは GK-S1 型立型水管式ボイラであり、バーナーはガンタイプオイルバーナーであり、on-off 制御により作動する。実験装置の概略は第 1 図に示してあり、この実験の為にバーナーの一次空気側にシロッコファンを取り付け、空燃比を変化させている。空気量が一定である事の確認の為にダクト内の空気流速を電子風速計を用いて測定している。又外部からの空気漏

れをなくする為に防爆扉はテープにて密閉してある。温度測定の為に作成したサククションパイロメーターは第 2 図に示してある。

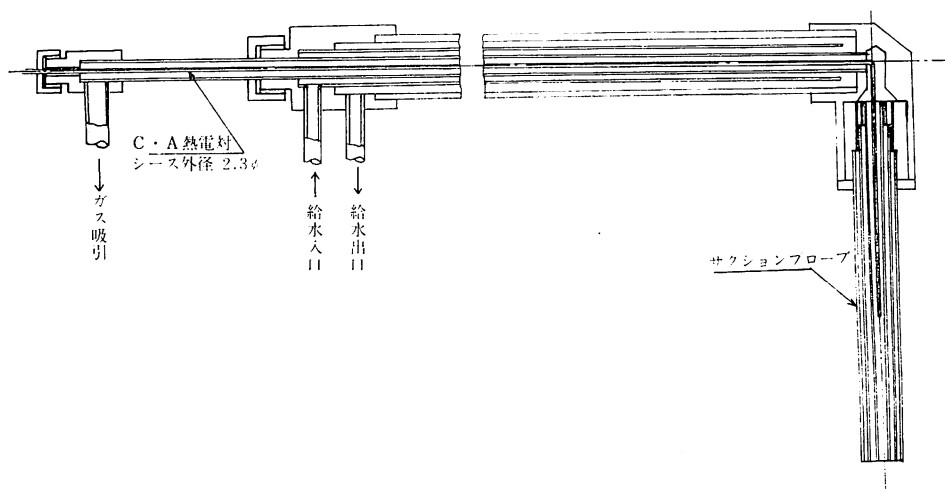
実験は連続燃焼と間欠燃焼を行ない、前者は 5.6 G (ガロン) のノズルチップを用い、空燃比を概略 0.95, 0.9, 0.8, 0.7, 0.6 と変化させる事とし、バーナーの on-off 制御を外し、放出蒸気量を加減する事により蒸気圧力を $6.0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 一定とし、給水量は給水バルブの開度を調節する事により一定とした。又性能試験は 1 時間程度の準備時間をおき、十分に熱的平衡が確



第 1 図 装 置 図

* 助 手 機械工学科

** 助教授 機械工学科



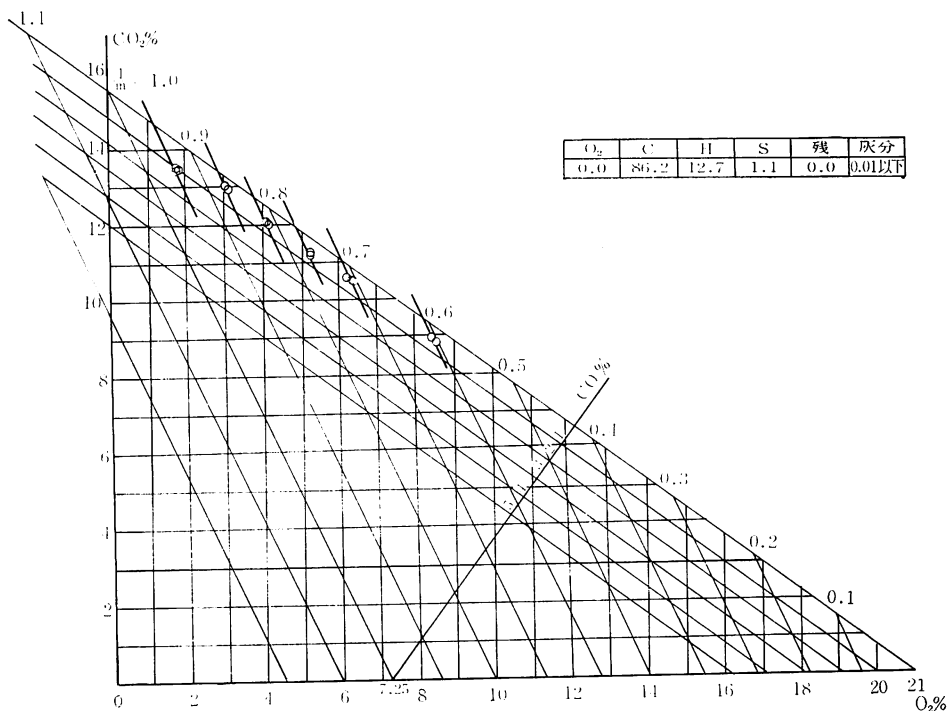
第 2 図 サクションパイロメーター

認された後行なわれた。炉内部の温度測定については、50 mm の間隔で横方向に13点測定し、1 点ごとに熱的平衡を考慮しながら測定している。縦方向はサクションパイロメーターのプローブを取り替えながら10 cm, 15cm ごとに12個所測定している。記録は電位差平衡自動記録計にて行なった。

間欠燃焼時のボイラ性能試験はバーナーの on-off 制御を 5.6→6.4 kg/cm²G で作動させ、5.6G のノズルチップの場合負荷を水銀マンオメーターの読みで 250

mmHg, 200 mmHg, 150 mmHg, 100 mmHg とし空燃比を $\frac{1}{m}=0.92, 0.87, 0.76, 0.66, 0.61$ とした。又ノズルチップ 5.0G, 4.0G についても行ない 5.0 G, 4.0G は 5.6G に比例した負荷をとった。

空燃比は一次側の風量を確認しながら、煙道ガスを採取し、オルザットガス分析器にて分析し定めた。又試験毎に分析し変化のない事を確かめている。第3図に燃料元素分析値より作成した ostwald 線図及び分析結果の一部を載せてある。



第 3 図 A重油の Ostwald 線図

実験計算に用いた主な式は次の通りである。

$$\eta_b = \frac{G(i_1 - i_0)}{G_f H_d + V_a C_{p a t a} + G_f C_{f f s u e l}}$$

$$G = 1.56481 / \sqrt{\gamma_1 \times P_0 \times 13.6}$$

$$H_d = 8100C + 2853 \left(h - \frac{1}{8} 0 \right) + 2500s + 600w$$

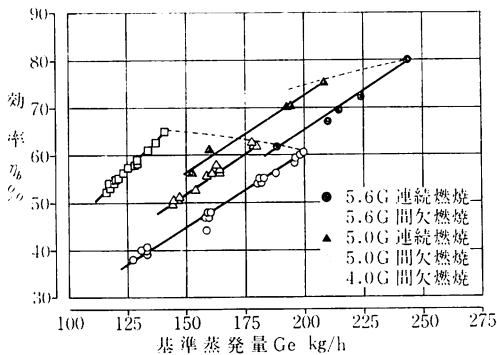
$$V_a = G_f \times 10.551 \times \frac{1}{m}$$

$$G_e = \frac{G_f \cdot H_0}{538.8} \quad G_e: \text{基準蒸発量 kg/h}$$

エンタルピ i_1 は熱量計にて測定し、 $i-s$ 線図より求めた。又間欠燃焼に於ける P_0 、水銀マノメーター読みは、時間積分平均を用いた。

3 実験結果及考案

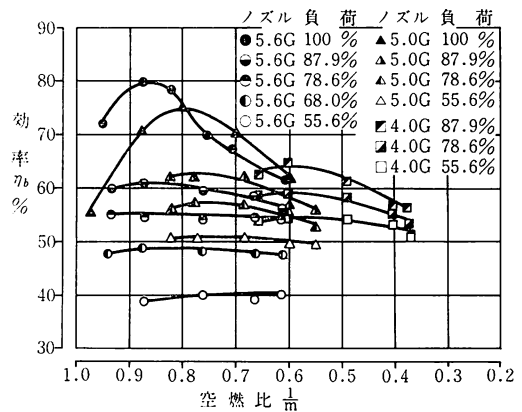
負荷による影響をみるために第4図に、横軸に基準蒸発量 G_e 、縦軸に効率 η_b をとって示してある。この図から間欠燃焼に於ける効率は 5.6 G、250 mmHg



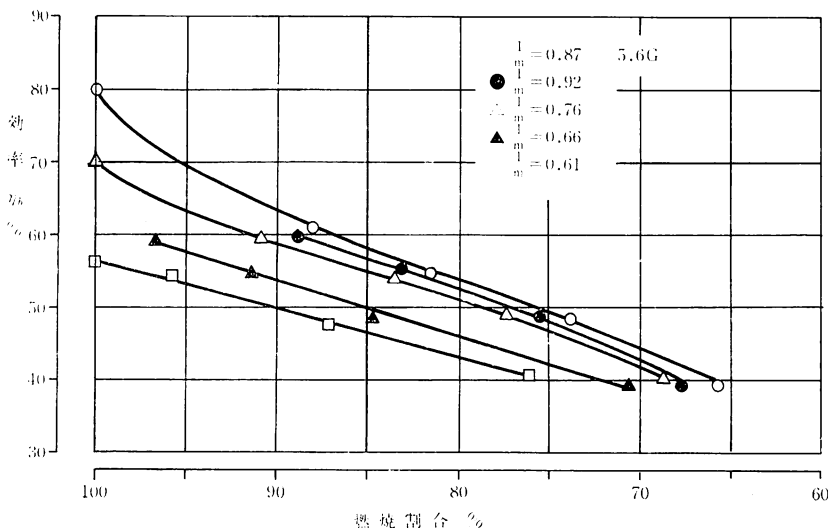
第4図 基準蒸発量と効率

で $\eta_b = 60.5\%$ であり、蒸発量は 170.0 kg/h、相当蒸発量は 200.0 kg/h である。しかし同一のノズルチップで連続燃焼の場合、空燃比 $\frac{1}{m} = 0.87$ で $\eta_b = 80.0$ 、蒸発量は 200 kg/h、相当蒸発量は 243 kg/h に達し、このボイラの定格 6.0 kg/cm²G、200 kg/h に一致する。点線は最大効率曲線を示したもので、連続燃焼と間欠燃焼では反対の傾きを示し、連続燃焼ではノズルチップの増大と共に増加し、間欠燃焼では減少を示している。又同一ノズルチップ、同一燃焼方式では効率が同一直線上に整理される事が示される。

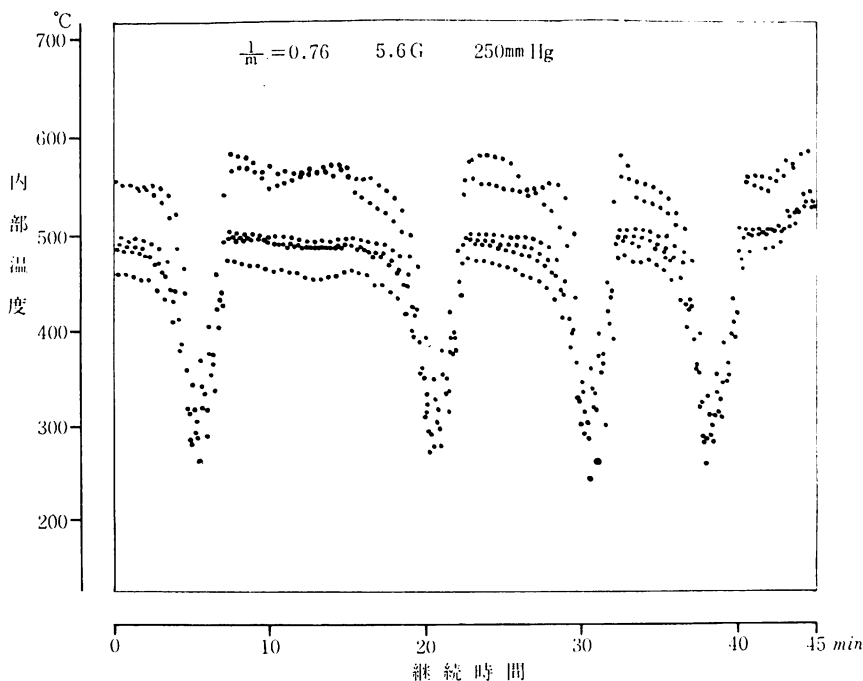
第5図は横軸に空燃比 $\frac{1}{m}$ をとる事により図示したものであり、100% 負荷は連続燃焼、以外は間欠燃焼を示している。この図から間欠燃焼に於ては負荷の減少と共に効率の降下が見られ、この傾向はいずれのノズルチップでも同様な事を示している。空燃比に関してみる、と間欠燃焼時で 5.6 G の最大効率点



第5図 空燃比と効率



第6図 間欠燃焼と効率

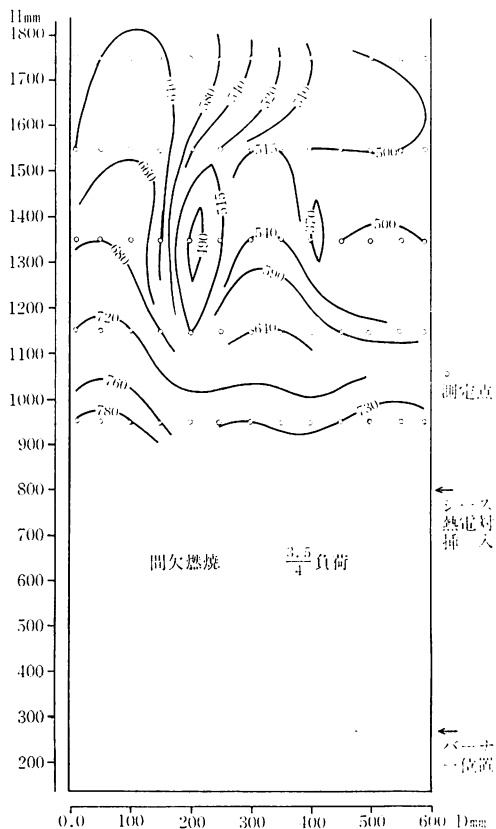


第 7 図 間欠燃焼時の温度変化

は $\frac{1}{m}=0.87$ で $\eta_b=60.5$, 5.0 G では $\frac{1}{m}=0.775$ で $\eta_b=62.0$, 4.0 G では $\frac{1}{m}=0.60$ で $\eta_b=64.5$ とノズルチップの減少と共に最大効率点が空燃比 $\frac{1}{m}$ の減少位置に移動しかつ効率の増加が認められる。連続燃焼に於ては 5.6 G と 5.0 G が $\frac{1}{m}=0.79$ で逆転が認められ、性能曲線の形に異りがある。これは 5.0 G, $\frac{1}{m}=0.79$ 以上に於ける固形の未燃炭化物の形成に關りのあるものと考えられる。

第 6 図は間欠燃焼の効率に対する影響を調べる為に図示したもので、5.6 G 断続割合として全運転時間に対するバーナー作動時間を % で示したものである。ここにみられる様に各空燃比に於て、効率が燃焼割合の関数としてほぼ一直線上に表わされ、間欠燃焼の割合が効率に大きく影響する事が示された。

以上の結果をみながら、第 7 図に 5 mm ϕ のシース熱電対を 5 本束ねて測定した間欠燃焼の消火と着火のデーターを載せてある。伝熱面内部の温度が消火と同時に急激な温度降下を示している。これはダフト内の空気流れの観察から通風力によって引き起こされる冷えた空氣の流入による冷却効果と見なす事が出来、第 9 図に間欠燃焼時のシース熱電対による温度分布の測定値を示してあるが、輻射による温度測定誤差を考慮に入れても連続燃焼に比して 200°C ~ 100°C 低温に

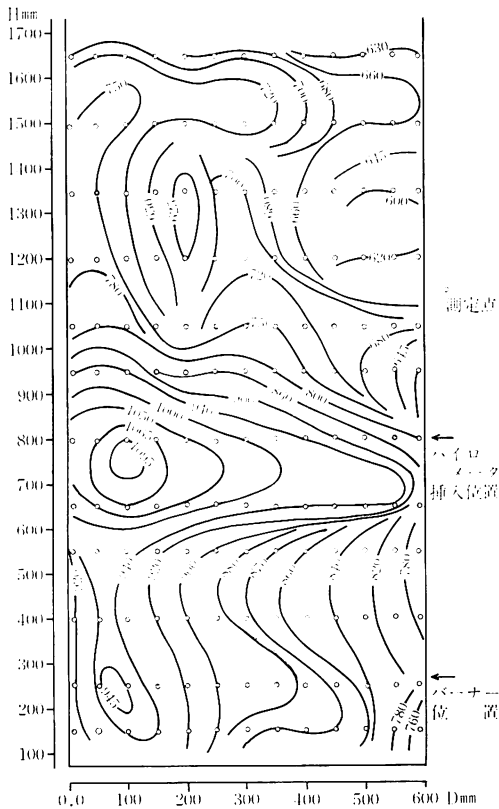


第 9 図 ボイラ内部温度分布 5.6 G $\frac{1}{m}=0.760$

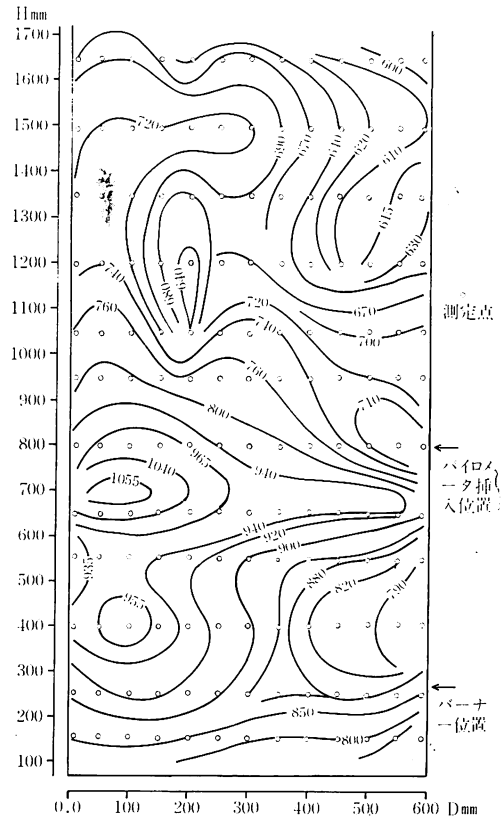
保たれている。この事は同時に第5図に示した間欠燃焼と連続燃焼の不連続の原因と考えられる。

第8, 10, 11図は 5.6 G で横軸にボイラ内部直径 Dmm, 縦軸に高さ位置 Hmm を示し, 温度を等温線 °C で示したものである。第8図は $\frac{1}{m}=0.760$, 第10図は $\frac{1}{m}=0.705$, 第11図は $\frac{1}{m}=0.695$ の状態である。この図に於て $D=600$, $H=800$ の位置がサクシオンパイロメーター挿入口であり, バーナーは $D=600$, $H=270$ の位置にある。第8図に於て火炎は $H=550 \rightarrow 1000$ の範囲に形成し $H=600 \rightarrow 700$ の間で急激な燃焼が観察される, 火炎核は $H=750$, $D=100$ の位置に発生し中心温度は $t_h=1095^\circ\text{C}$ である。又もう1つの核は $D=250$ の位置に発生し $t_h=945^\circ\text{C}$ である。この様に火炎核が二つに分断するのはバーナーより吹き出す空気の流れ速に関連するものと考えられ, 一般的に燃焼時間が重油で $0.5 \sim 0.25 \text{ sec}$ を考えると未燃の状態のまま築炉壁面に衝突し, 二方向に分断する事によって生ずると考えるのが自然である。 $D=0 \sim 100$, $H=950 \rightarrow 1500$ の範囲で等温線が上方に伸びているのは第12図に $H=800$ の位置で $\frac{1}{m}=0.609 \sim 0.95$ の範

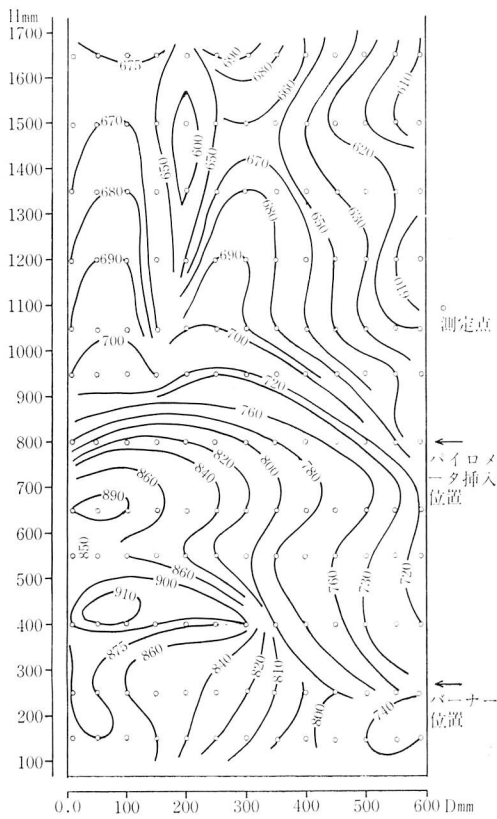
囲に相当する空気量を炉内に送り込んだ時の高さ方向の風速を図示しており, この図から予測される熱ガスのまわり込みを示している。 $H=1050 \rightarrow 1500$, $D=200$ の冷えた空気塊は水管部による冷却であり, 中心部分 $D=300$, $H=1000 \rightarrow 1200$ にかけて視られる温度の凸みは第1水管部によって形成される空間をガスが流れている為のもので温度境界層の発生が考えられる。 $H=800 \rightarrow 900$, $D=550 \rightarrow 600$ にかけての冷却はパイロメーター挿入口からの空気漏れを示している。 $H=1200 \rightarrow 1400$, $D=450 \rightarrow 600$ の冷却は水管部によるものである。空燃比の変化によって, 燃焼核(火炎核)の位置が第10図では $H=700$ に降下し, 下方の核は $H=400$ に上昇している。これは燃焼速度の増加を示すもので第11図では壁面に致る以前に核を形成し, 衝突によって後に発生した核を含めて3つに分断している。火炎核の最高温度 t_h は第10図で $t_h=1055^\circ\text{C}$, 第11図で $t_h=910^\circ\text{C}$ となっている, 築炉内の最高温度もしくは平均温度は伝熱面への熱輻射に関連したものであり, 次に検討を加えてみる, 火炎の様子第13図は挿入口から撮ったもので, 火炎の長さが空燃比 $\frac{1}{m}$ が1に近づくに従って伸びている。



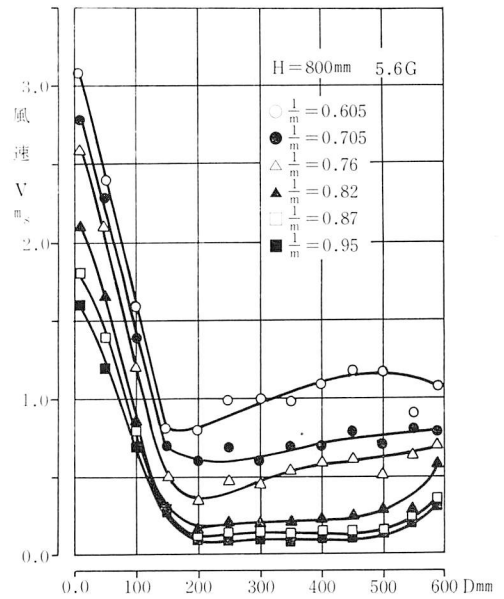
第8図 ボイラ内部温度分布 5.6G $\frac{1}{m}=0.760$



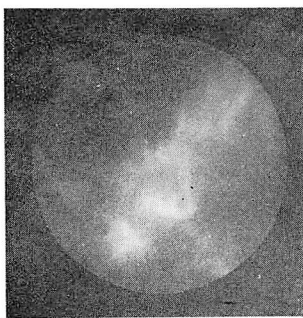
第10図 ボイラ内部温度分布 5.6G $\frac{1}{m}=0.705$



第11図 ボイラ内部温度分布 5.6 G $\frac{1}{m} = 0.605$



第12図 ボイラ内部風速



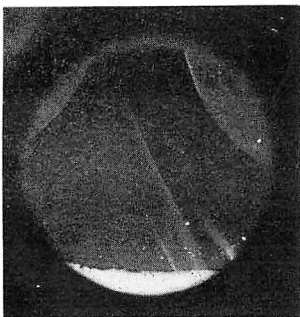
第13図 (a)



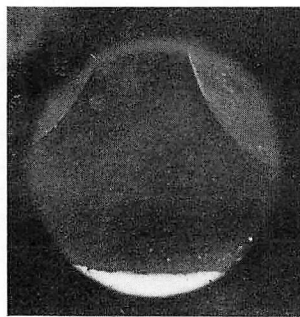
第13図 (b)



第13図 (c)



第13図 (d)



第13図 (e)

4 熱工学的検討

この検討に先立ち、輻射による熱伝達の一般的な傾向を得る計算の為に、築炉内の温度分布、バーナーからの速度分布を無視し一様とし、燃焼が炉内で一様に生じているとした。未燃による損失は0.03%一定と考えた。

築炉からの熱輻射は炉内で発生する熱量と輻射によって伝熱面に与えられる熱量との平衡によって成り立ち、次の2式が基礎式である。

$$Q_1 = G_f \{ H_0 (1 - \xi) + V_a \bar{C}_{pa} t_a + C_f t_{fuel} - V_g \bar{C}_{pg} t_g \} \dots \dots \dots (1)$$

$$Q_1 = A_e f \phi_{CG} (E_G - E_C) + A' K_c (t_g - t_w) \dots \dots \dots (2)$$

ここで

- G_f ; 毎時燃料消費量 (kg/h)
- H_0 ; 燃料の低位発熱量 (Kcal/kg)
- ξ ; 燃料の未燃焼による損失係数
- V_a ; 燃数1kgあたりの空気量 (Nm³/kg)
- $\bar{C}_{pa}$; 空気の 0°C より t_a °C の間の平均比熱 (Kcal/Nm³°C)
- t_a ; 供給空気温度 (°C)
- C_f ; 燃料の平均定圧比熱 (Kcal/kg °C)
- t_{fuel} ; 燃料の供給温度 (°C)
- V_g ; 燃焼ガス量
- $\bar{C}_{pg}$; 燃焼ガスの 0°C より t_g °C の間の平均比熱 (Kcal/Nm³°C)
- t_g ; 燃焼ガス燃焼温度 (°C)
- A_e ; 有効輻射伝熱面積 (m²)
- f ; 火炎ガスの燃焼室充滿度
- ϕ_{CG} ; 火炎ガスの総括吸収率
- E_G ; $= 4.92 (T_g/100)^4$ (Kcal/m²h)
- E_C ; $= 4.92 (T_w/100)^4$ (Kcal/m²h)
- A' ; 輻射による火炎ガスにふれるふれぶち面積 (m²)

①式で

$$H' \equiv H_0 (1 - \xi) + V_a \bar{C}_{pa} t_a + C_f t_{fuel}$$

$$t_0 = \frac{H'}{V_g \bar{C}_{pg}}$$

とおく事により

$$\frac{Q_1}{A_e} = \frac{G_f}{A_e} \frac{H' (t_0 - t_g)}{t_0} \dots \dots \dots (1')$$

$$\frac{Q_1}{A_e} = f \phi_{CG} (E_G - E_C) + \frac{A'}{A_e} K_c (t_g - t_w) \dots \dots \dots (2')$$

①'②' が等してなる t_g を見い出して燃焼室出口温度とした。ここで実測値より G_f を 5.6G → 16.63

kg/h, 5.0G → 14.85 kg/h, 4.5G → 13.36 kg/h とした。又火炎ガスの総括吸収率 ϕ_{CG} は

$$\frac{1}{\phi_{CG}} = \frac{1}{\bar{F}_{CG}^*} + \left(\frac{1}{\varepsilon_C} - 1 \right)$$

ε_C は冷却面の輻射率であり、資料(1)より 0.9 とした。 $\bar{F}_{CG}^*$ は火炎ガスのふく射率で ε_G 及反射面の存在を考慮した火炎ガスの伝熱面をみる形態係数であり、次式で示す。第8図に於て $H=0 \rightarrow 820$, $D=0 \rightarrow 600$ の空間である。

$$\bar{F}_{CG}^* = \varepsilon_G \left(\frac{A_G}{A_T} \right) \left\{ 1 + \left(\frac{A_R}{A_C} \right) \frac{1}{1 + \left(\frac{\varepsilon_G}{\left(\frac{A_T}{A_G} \right) - \varepsilon_G} \left(\frac{1}{F_{RC}} \right) \right)} \right\}$$

なお $A_e = A_c$ とし、仮想輻射面として $H=820$, $D=0$, 600 の位置から第1水管部にそった面を考えている。築炉壁面は反射面として考慮し F_{RC} を定めた。又火炎ガスが室全体に充滿していると考え $A_T = A_G$, ε_G は輝炎を含むと考えを 0.1 加え

$$\varepsilon_G \pm \varepsilon_C + \varepsilon_w + 0.1$$

としている。

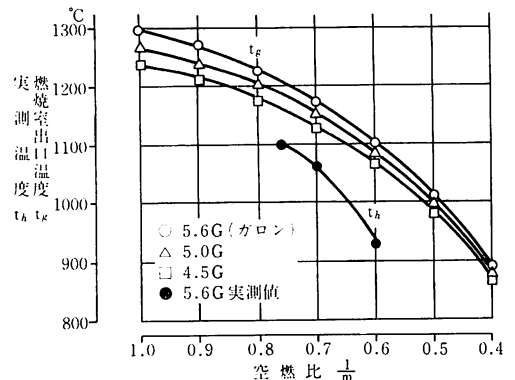
ε_C , ε_w は Schack の近似式を用い

$$\varepsilon_C = 0.7 \sqrt{P_c \bar{L}} / (T_G/100)^{0.5}$$

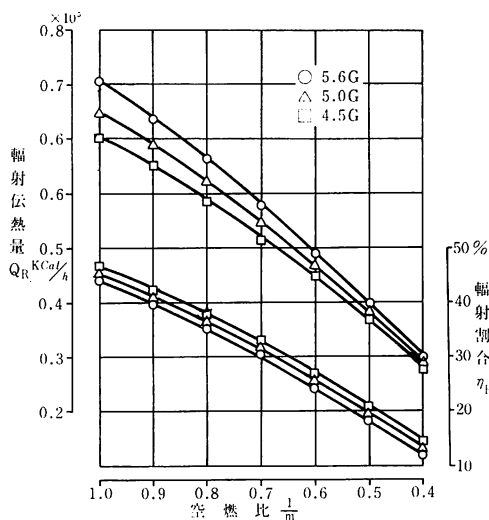
$$\varepsilon_w = 7.0 P_w^{0.8} L^{0.6} / (T_G/100)$$

ε_C は炭酸ガスの輻射率であり、 ε_w は水蒸気輻射率である。 P_c , P_w は各空燃比に於ける、CO₂%, H₂O% の分圧に関するものである。 L はガス層の有効厚さを示している。以上の計算は適当な温度を初回に与え、繰り返し行ない、 t_g の一致がみられた時結果とした。計算結果を第14, 15図に示す。

第14図にみられる様に、燃焼室出口温度の空燃比 $\frac{1}{m}$ の減少に共なる減少がみられ、実際の燃焼室最高温度を加えてあるが、一致した傾向を示している。第15図



第14図 空燃比と燃焼温度



第15図 空燃比と輻射伝熱

に輻射の効率に及ぼす影響を示してあるが、この範囲でノズルチップの減少にともなって逆に輻射の割合が増大している。対流による熱伝達を含めた総合の熱伝達を考慮した後に再度考慮する必要があるが、第5図にみられたノズルチップの減少にともなう効率の増加の一要因とも考えられる。しかしながら理論燃焼温度より実際の燃焼室温度が下がっている事は前に考慮した燃焼終了時間 0.15~0.25 sec で既に仮想伝熱面をこえる炎長さを示し、第8, 10, 11図に認められる $H=800 \rightarrow 900$ に致る温度の急激な降下、既に燃焼の過程に於ける中断、又は火炎の様子として第13図に見られた、吹き出し速度の低下にともなう乱れの減少で引き起こされた未燃物の増加がある。この事は煙突より放出される排煙濃度の観察からも明らかである。

5 あとがき

この実験を通じて、炉内温度分布、間欠燃焼のボイラ性能に及ぼす影響を、空燃比の効率に及ぼす影響を

明らかにした。又熱的検討を加える事により一般的な傾向の一致を輻射の面から示してみた。しかしながら新たな問題として、バーナーからの吹き出しに共なる乱流の燃焼に及ぼす影響、この事は未燃炭化物の生成及連続燃焼に於ける逆転に関連し、一次空気と二次空気の割合の変化に於ける問題を残している。今回の研究では伝熱面の対流による熱伝達を考慮していないが合わせてその傾向を明らかにしたい。又更に温度分布測定の実験範囲を広げてこの点からも検討を加えたい。終りに本研究を進めるに当って実験に多大な協力を願った、47年度卒業研究生、三塚潔君、森悟君に感謝の意を表する。

参考文献

伝熱工学資料 日本機械学会 179~186

熱 技山四郎論文集 養賢堂 210~236

注

- 1): P. 21, 図1-① 立型水管ボイラ
- 2): " " ② ガンタイプオイルバーナー
- 3): " " ③ 送風用シロッコファン
- 4): " " ④ 三相スライダック
- 5): " " ⑤ 燃料流量計
- 6): " " ⑥ 電子風速計
- 7): " " ⑦ 給水流量計
- 8): " " ⑧ 蒸気流量ノズル
- 9): " " ⑨ 水銀マノメーター
- 10): " " ⑩ 主管蒸気圧力計
- 11): " " ⑪ 主管蒸気温度計
- 12): " " ⑫ 熱量計
- 13): " " ⑬ サクションパイロメーター
- 14): " " ⑭ 煙道ガス採取
- 15): " " ⑮ 煙道ガス温度計
- 16): " " ⑯ 電位差平衡自動記録計
- 17): " " ⑰ ポンプ
- 18): " " ⑱ モーター
- 19): " " ⑲ バルブ

(昭和48年1月8日受理)