小型燃焼炉を用いた C 重油-水エマルジョン燃料の 燃焼特性に与える含水率の影響に関する研究*

Chelemuge^{*1}, 吉川 邦夫^{*1}

Study on the Effects of Water Content Ratio on the Combustion Characteristics of Heavy Oil C-Water Emulsified Fuel by Using a Small-Scale Combustion Furnace

Chelemuge^{*1} and Kunio YOSHIKAWA

^{*1} Tokyo institute of Technology. Department of Environmental Science and Technology
Nagatsuta-cho 4259, Midori-ku, Yokohama City, Kanagawa Prefecture, 226-8502, Japan

The water emulsified fuel consists of base fuel oil and water doped with or without a trace content of emulsifier. It is known that the water emulsified fuel is effective for suppressing NO_x and soot emissions. In this study, the water emulsified fuel was produced without addition of any emulsifiers. And the combustion characteristics of heavy oil C and its water emulsified fuel were investigated on a small-scale combustion furnace. To investigate the effect of water content ratio on thermal efficiency and exhaust gas characteristics at the condition of constant excess air ratio. As a result, it is clarified that the optimum water content ratio to reduce NO_x and dust emissions as well as to improving the thermal efficiency is about 10%.

Key Words : Water Emulsified Fuel, Water Content Ratio, Thermal Efficiency, NO_x Emission, Dust Emission

1. 緒 言

水エマルジョン燃料とは液体燃料に水と少量の界面活性剤を添加するか、界面活性剤を添加せずにエマルジョン状態にした燃料である。エマルジョン状態には、微細化された水滴が油層に分散している W/O 型と微細化された油滴が水層に分散している O/W 型 2 種類がある⁽¹⁾。本研究では W/O 型水エマルジョン燃料に注目した。

水エマルジョン燃料の燃焼では、燃料が噴射後、燃料液滴が加熱され、微細化された水滴どうしが合体し、蒸発することで、体積が膨張し、油滴を破裂するマイクロ爆発現象が起こる。その結果、油滴が更に微粒子化され、周囲の空気との混合が促進され、その結果として燃焼特性が向上すると広く認識されている⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。マイクロ爆発現象について多くの研究が行われ、単一液滴の燃焼、加熱面及び噴霧火炎におけるマイクロ爆発現象の観察やその発生過程、発生要因について報告されており、理論解析との比較も行われている⁽⁶⁾⁻⁽¹⁰⁾。マイクロ爆発の発生機構については、油滴中に分散された微細な水滴どうしが加熱され合体することで、激しいマイクロ爆発が起こると報告されている⁽⁶⁾。しかし、微細水滴の合体よりも水滴の蒸発のほうが時間的に先行すると puffing 現象が起こり、マイクロ爆発に至らない⁽⁶⁾。そのために、乳化剤が過度に強いと水滴どうしの合体を遅らせ、マイクロ爆発の阻害要因になると報告されている⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。そこで適正な乳化剤の開発が求められ、それが乳化剤の高コストの要因となっている。

最近では、水エマルジョン燃料の燃焼による NO_x と煤塵の排出削減と同時に、燃料消費量の削減効果が期待されるとして注目されている⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁴⁾。しかし、燃料消費量の削減が出来ても、乳化剤のコストがそれを上回ると

* 原稿受付 2012 年 5 月 30 日

^{*1} 正員, 東京工業大学大学院 (〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町 4259)

E-mail: chelemuge@gmail.com

意味がない。その為、乳化剤の高コストが実用化への障害となっている。一方で、水エマルジョン燃料の燃焼による効果の原因については、排ガス中 NO_x 濃度の抑制は、添加水の蒸発による火炎温度の低下による Thermal NO_x の低減、煤塵濃度の抑制はマイクロ爆発現象による燃焼促進効果によるものだと言われている⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。しかし、燃料消費量の削減効果についてはその原因がまだ解明されていない。また、ボイラに水エマルジョン燃料を適用する場合に、含水率が熱効率にどのような影響を与えるのかもほとんど研究されていない。

そこで筆者らは、乳化剤の高コストの問題を解決するために、乳化剤を不要とする水エマルジョン燃料製造法を開発し、A重油を用いた水エマルジョン燃料を商用ボイラに適用して、 NO_x や煤塵の排出低減効果や省エネルギー効果を確認している⁽¹²⁾。その結果、水エマルジョン燃料ではマイクロ爆発など添加水による燃焼促進から低空気比燃焼が可能となり、また、煤塵濃度の削減からボイラ伝熱面に付着する煤塵の量が減るために、長期使用に伴うボイラ伝熱面での熱伝達性能の低下が抑制され、その結果として省エネルギーが可能となることが分かった。一方で、C重油はA重油に比べて難燃焼性の特徴があり、添加水による燃焼促進効果が大きいことが期待できる。そこで、本研究では、乳化剤を添加しない製造法で、C重油水エマルジョン燃料を製造し、小型燃焼炉における基礎燃焼実験を行った。また、実験では、空気比を固定し、含水率を変化させた時の排ガス特性と熱効率への影響を調べた。本研究の目的は、空気比一定の条件における排ガス中 NO_x と煤塵濃度の削減と同時に熱効率の向上を実現できる最適な含水率を明らかにすることである。

2. 実験

2・1 乳化剤を添加しない水エマルジョン燃料の生成

図1に乳化剤を添加しない水エマルジョン燃料製造装置の概要図を示した。この製造装置ではまず、油と水は一定の割合で燃料供給ユニットから供給される。そして、バーナーの手前に設置したインジェクターとインラインスタティックミキサーを通すことで攪拌され水エマルジョン燃料となる。生成した水エマルジョン燃料は分離する前にバーナーで燃焼するために、乳化剤を不要とする。また、含水率10%の場合、目視では約1分間水と油が分離せずに安定状態を保つことが確認されている。図2にこの水エマルジョン燃料の顕微鏡写真を示すが、油の中に10 μm 以下の水滴が均一に分散していることがわかる。

Fig.2 Micrograph of water emulsified fuel droplet (water content ratio of 10%)

Fig.1 Water emulsified fuel production system without adding emulsifier

2・2 実験装置及び実験方法

実験で使用した小型燃焼炉の概要図を図3に示した。この燃焼炉は内径150mm×長さ870mmで、厚み130mmの耐火材（キャスト）で内張りされている。バーナーはロザイ工業株式会社製のプロポーショニングオイル

バーナーを用いた。このバーナーでは、空気入口より導入された空気のうち一部は噴霧空気として使用され、大部分は燃焼空気として使用される。空気は小型空気圧縮機から供給される。バーナー自体で空気量と油量を比例させるために、空気比の調節は油圧調節弁で油圧を調整して行う。熱効率は燃焼炉内に設置した第一熱交換器によって測定した。この熱交換器はらせんコイル状になっており、寸法は内径 130mm×コイル長 360mm×コイル間隔 35mm である。伝熱面積は 0.19m^2 である。熱効率の計測に当たっては、熱交換器出口温水の温度が $70\pm 2^\circ\text{C}$ になるように、それぞれの熱交換器入口に設けたポンプの吐出流量を調節することによって水流量を調節して行った。熱交換器に流入する水の入口温度、出口温度、流量をそれぞれ計測し、水の受熱量を熱交換器の伝熱量とした。熱効率は熱交換器の伝熱量と投入熱量の割合で定義した。

炉内には B 型熱電対(素線径:0.50mm, 線径:5mm, Pt70Rh30 : Pt94Rh6)を 3 本設置し、炉内中心軸の温度を測定した。バーナーの先端に原点をとり、軸方向に X 軸、半径方向に r 軸を取って炉内温度測定位置を表示すると図 3 に示した炉内温度 $T1$, $T2$, $T3$ の測定位置はそれぞれ($r=0\text{mm}$, $X=250\text{mm}$), ($r=0\text{mm}$, $X=530\text{mm}$), ($r=0\text{mm}$, $X=814\text{mm}$)である。火炎は熱交換器の手前まで伸びているために、炉内温度 $T1$ を火炎温度とした。

排ガス測定には燃焼排ガス分析計 Testo350XL を使い、 O_2 , CO , NO , NO_2 , SO_2 は定電位電解法によって計測した。また、排ガス中の煤塵測定は、JIS Z 8808 に従って行った。

Fig.3 Experimental combustion furnace

2・3 実験条件

表 1 に実験条件を示した。

Table 1 Experimental conditions

Fuel	Heavy oil C			
Water content ratio (wt%)	0	10	20	30
Oil flow rate (g/min)	60			
Water flow rate (g/min)	0	6.7	15.0	25.8
Excess air ratio λ	1.2			
Hot water temperature ($^\circ\text{C}$)	$70\pm 2^\circ\text{C}$			

ベース燃料には C 重油(元素分析値 C 86.59%, H 12.54%, N 0.40%, S 0.09%, O 0.37%, 水分 0.01%, 低発熱量 40.2MJ/kg)を用いた。含水率は添加した水の重量割合で、10%~30%で変化させた。水エマルジョン燃料中の C 重油の量は 60g/min 一定で、含水率が増加しても投入熱量は同じになるようにした。また、含水率の増加に従い、燃焼ガスの体積流量が増加するが、含水率 30%の時でも、添加水が蒸発して発生する水蒸気は燃焼ガスの体積流量の 2%程度しかないので、実験への影響はないと考えられる。また、バーナー自体で空気量と油量を比例させるようになっており、空気目盛と油目盛を規準の如く一定の目盛にセッティングし、空気比の調節を行った。空気比の調整においては、排ガス中の O_2 濃度を測定しながら、油圧弁で油圧を調整して行った。

所定の油の流量と空気比に達した時に、30 分以上燃焼が安定したことを確認し、測定を実施した。また、空気比は 1.2 に固定し、熱交換器出口水の温度を $70 \pm 2^\circ\text{C}$ に設定した。

3. 実験結果と考察

3・1 火炎温度

図 4 に理論火炎温度(T_g)と実際の火炎温度(T_{gl})の含水率による変化を示した。理論火炎温度の計算では壁を通じての熱貫流による熱損失(Q_h)、添加水の蒸発潜熱と水蒸気の熱容量による熱損失(Q_s)を伴う場合の火炎温度を計算した。理論火炎温度の計算式を式(1)に示す。

$$T_g = \frac{H_L g_o - (Q_h + Q_s)}{G_w C_{pm}} + 298.15 \quad (1)$$

ここで、 T_g : 理論火炎温度(K), H_L : 燃料の低発熱量(kJ/kg), g_o : 燃料の流量(kg/s), Q_h : 炉壁を通じての熱貫流による熱損失(kW), Q_s : 添加水の蒸発潜熱と水蒸気の熱容量による熱損失(kW), G_w : 乾き排ガス量(kg/s), C_{pm} : 燃焼ガスの平均定圧比熱(kJ/kg K). 入熱と出熱のエネルギーバランスの計算から、炉壁を通じての熱貫流による熱損失(Q_h)は燃料の熱入力 $H_L g_o$ の 10% に相当すると仮定した。実験では炉内温度を 3 点測定しており、バーナーからの距離 250mm の位置では火炎温度 T1 が一番高く、またバーナーノズルから近いために、添加水の影響を受けやすい。温度測定は 2 秒間に一回の頻度で 10 分間測定し、その平均をとった。

火炎温度の測定値について、熱電対の指示値の補正計算を行った。本実験では、炉壁から炉内に熱電対が挿入され、火炎温度を測定しているために、熱電対がその周囲温度 T_w の炉壁に囲まれている場合の熱バランスの式は以下ようになる：

$$h(T_{g1} - T_1)A_h + \sigma \epsilon_g(T_{g1}^4 - T_1^4)A_h = \sigma \epsilon(T_1^4 - T_w^4)A_h - \lambda \frac{\pi d^2}{4} \frac{dT_w}{dx} \quad (2)$$

ここで、 h : 燃焼ガスの熱伝達率($\text{W/m}^2\text{K}$), T_{gl} : 実際の火炎温度(K), T_1 : 火炎温度の測定値(K), T_w : 炉壁面温度(K), A_h : 熱電対温接点の表面積(m^2), σ : ステファン・ボルツマン定数($\text{W/m}^2\text{K}^4$), ϵ_g : 燃焼ガスの放射率, λ : 熱電対温接点の熱伝導率(W/mK), d : 熱電対の素線直径(m)である。式(2)の左辺の各項は、燃焼ガスから熱電対への対流熱伝達、燃焼ガスから熱電対への放射熱伝達で、式の右辺の各項は熱電対の放射熱損失、熱伝導損失に対応する。

燃焼ガスから熱電対への放射熱伝達は 燃焼ガスの放射率が小さいために、無視できる。また、熱電対の熱伝導損失について、本実験では、火炎が燃焼炉の半径方向に広がり、炉内に挿入された熱電対は十分に加熱され、感温部と同温度に保つ素線の長さが素線径の 30 倍程度、長さ 15mm に達すると考えられる。感温部に続くリード線を素線径の 30 倍程度感温部と同温度に保つことができれば、熱伝導損失はほぼ 0 になることから、熱伝導損失も無視できる。以上より、式(2)は式(3)となる。

$$h(T_{g1} - T_1) = \sigma \epsilon(T_1^4 - T_w^4) \quad (3)$$

そして、式(3)から、実際の火炎温度 T_{gl} を計算し、図 4 に示した。図 4 から含水率の増加に伴い、理論火炎温度 T_g 及び実際の火炎温度 T_{gl} は共に低下していることが分かる。計算の結果では、含水率 10%, 20% および 30% の場合、水の蒸発と水蒸気の熱容量による熱損失によって、理論火炎温度の低下はそれぞれ 35K, 64K および 115K である。これに対して、実際の火炎温度は含水率 10%, 20% および 30% の場合、温度低下はそれぞれ 17K, 63K と 104K であり、水の蒸発と水蒸気の熱容量による温度低下の 3 割から 6 割となっている。そのために、火炎温度 T_{gl} 及び火炎の温度分布に対して、水の蒸発潜熱、マイクロ爆発現象などいくつかの因子の競合によって決まると考えられる。これについて、今後火炎温度分布を詳しく測定し、議論する必要がある。本論

文では、添加水による火炎温度の低下が、後述する排ガス中 NO_x 濃度の変化と熱効率の変化に対する影響について検討する。

Fig.4 Flame temperature

3・2 燃焼排ガス特性

3・2・1 排ガス中の NO_x 濃度

一般に、燃焼ガス中の NO_x の生成要因は、Thermal- NO_x と Fuel- NO_x に大別される。Thermal- NO_x は空気中の窒素と酸素が反応して生成されるが、火炎温度に強く依存する⁽¹⁶⁾。水エマルジョン燃料では図 4 に示したように、含水率の増加によって、火炎温度が低下することから、Thermal- NO_x の生成が抑制されるはずである。一方で、Fuel- NO_x は温度に対する依存性が低いために、水エマルジョン燃料では火炎温度の低下が Fuel- NO_x の生成へ影響しないと考えられる。

排ガス中の NO_x 濃度の含水率による変化を図 5 の中で実線で示している。また図 6 に NO_x 削減率の含水率による変化を示す。C 重油-水エマルジョン燃料では含水率の増加によって排ガス中の NO_x 濃度が低下している。含水率 10%, 20%, 30% ではそれぞれ NO_x の削減率が 9%, 15%, 16% であり、含水率が 20% を越えると、 NO_x 排出量は減少しないことがわかる。含水率の増加が Fuel- NO_x の生成へ影響しないことから、含水率が 20% を越えると、生成される NO_x は大部分が Fuel- NO_x になることから、 NO_x 削減率が頭打ちになるものと考えられる。

Fig.5 Concentraion of NO_x emission

Fig.6 Reduction of NO_x emission

そこで、含水率 30% の時の排ガス中の NO_x をすべて Fuel- NO_x とし、 $[\text{NO}]$ と記す。そして、C 重油中の窒素分(0.4%)が 100% NO_x に転換したと仮定し、以下の反応から、排出される NO_x 濃度 $[\text{FN}]$ を計算すると、 NO_x 転換率は $\text{CR} = [\text{NO}] / [\text{FN}]$ となる。

(4)

計算の結果, NO_x 転換率は 47.2% だった. そこで, この NO_x 転換率が一定であると仮定して, 含水率 0~20% の時に生成される Fuel-NO_x の予測値を計算し, 図 5 の中で点線で示した. NO_x 濃度と Fuel-NO_x 濃度の差が, Thermal NO_x 濃度となるが, C 重油のみの場合では, Thermal NO_x の占める割合は 15% となることがわかる. つまり, 水エマルジョン燃料では, 含水率が 20% の時 NO_x の削減率が 15% で, Thermal NO_x の生成を抑制できているが, Fuel-NO_x の抑制効果はなく, 含水率が 20% を越えると, NO_x 削減率が頭打ちになった結果を説明できる.

3・2・2 排ガス中の CO 濃度及び煤塵濃度

図 7 と図 8 にそれぞれ排ガス中の CO 濃度と煤塵濃度の含水率による変化を示した.

本来は, 燃料への添加水によって火炎温度が低下し, その影響で不完全燃焼が起こりやすくなり, CO や煤塵濃度が増えると考えられている. 実験の結果では, 排ガス中の CO 濃度は 5ppm 以下であり, 含水率の増加による大きな変化が見られなかった. 図 8 に示す煤塵濃度については, 含水率 10% の C 重油水エマルジョン燃料では C 重油(含水率 0%)に比べて 38% 減少している. その原因はマイクロ爆発現象による燃焼促進効果だと考えられる. 水谷⁽³⁾, Javier M⁽⁵⁾らの研究では火炎中の CO 濃度の分布を詳しく測定し検討した結果, 添加水によって CO から CO₂ への酸化反応が進むとともに, ミクロ爆発による燃焼促進から煤塵濃度が低減すると報告されている. また, 含水率 30% の水エマルジョン燃料では 20% の煤塵削減効果が得られていることが報告されている⁽³⁾.

一方で, 本実験の結果では, 含水率 20% と 30% では C 重油に比べて, 煤塵濃度が増加した. その原因について, 含水率の増加によって火炎温度が低下し, よって燃焼反応が抑制され, 煤塵が発生しやすくなったと考えられる. そのため, 乳化剤を添加しない水エマルジョン燃料を C 重油に利用する際に, 含水率 10% 程度が妥当であると考えられる.

Fig.7 Concentration of CO emission

Fig.8 Concentration of dust emission

3・3 熱効率

熱効率の定義は熱交換器による伝熱量と投入熱量の割合である. 2・2 節で説明したように, 実験では熱交換器による伝熱量を熱交換器の水の受熱量によって測定しているために, 熱効率の実験値は水の受熱量を投入熱量で割った値である. また, 熱交換器による理論伝熱量を燃焼ガスから熱交換器への対流熱伝達量と放射熱伝達量の合計で計算し, 投入熱量で割った値を熱効率の理論値とした. ここで, 熱効率の実験値と理論値の含水率による変化を比較し, 添加水による熱効率への影響を検討する.

3・3・1 熱効率の理論値の計算

熱交換器は直径 10mm の銅の円管を螺旋コイル状にして作られており, コイルの直径は 130mm である. 計算ではこれを一本の円管が排ガスの流れの中に置かれていると仮定した. そして, 二次元物体(円柱)外面よ

りの強制対流熱伝達の計算方法(17)を用い、燃焼ガスから熱交換器への対流伝熱量を計算した。この計算方法では、ヌセルト数を式(5)から計算しており、レイノルズ数 Re 40-4000 の場合の係数 $C1$ と m については、表 2 に示した値を用いた (17)。本実験では、燃焼ガスのレイノルズ数の計算値は 256~263 であったので、その値を使用しヌセルト数を計算した値は 8.149~8.252 である。燃焼ガスの平均熱伝導率 $\lambda=0.0668\text{W/m K}$ 、円管の直径 $d=0.01\text{m}$ を式(6)に代入すると燃焼ガスの平均熱伝達率 h_g が得られる。計算した結果 h_g の値は 0.0542~0.0549 $\text{kW/m}^2\text{K}$ であり、含水率の増加によって若干増える。

$$Nu = C_1 \cdot Re^m \quad (5)$$

$$h_g = \frac{Nu \times \lambda}{d} \quad (6)$$

Table 2 $C1$ and m

Cross section of tube and direction of flow gas	Re	$C1$	m
$\rightarrow \text{---} \bigcirc \text{---}$	40~4000	0.615	0.466

また、熱交換器から熱交換器の水への熱伝達について、らせん管内の乱流熱伝達の計算式⁽¹⁶⁾を用い、熱交換器器壁面の平均熱伝達率 h_s ($\text{W/m}^2\text{K}$)を計算した。また、熱交換器への伝熱量と熱交換器入口の水の温度の計測値から、熱交換器外壁温度 T_h (K)を計算できる。そして、燃焼ガスの平均熱伝達率 h_g ($\text{W/m}^2\text{K}$)、実際の火炎温度 T_{gl} (K)、熱交換器外壁温度 T_h (K)と熱交換器の伝熱面積 A (m^2)を式(7)に代入し、燃焼ガスから熱交換器への対流熱伝達量を求めた。

$$Qc = h \times (T_{g1} - T_h) \times A \quad (7)$$

式(8)に放射熱伝達量の計算式を示した。燃焼ガスの放射率 ε の計算は文献⁽¹⁸⁾を参照し計算した。

$$Qr = \varepsilon \times \sigma \times (T_{g1}^4 - T_h^4) \times A \quad (8)$$

熱効率の理論値 $\eta(TI)$ と実験値 $\eta(Exp.)$ をそれぞれ式(9)と(10)から計算し、図 9 に示した。

$$\eta(T_{g1}) = \frac{Qc + Qr}{g_o \times H_L} \quad (9)$$

$$\eta(Exp) = \frac{4.2 \times g_w \times (t_2 - t_1)}{g_o \times H_L} \quad (10)$$

ここで、 $\eta(Exp)$ は熱効率の実験値、 g_w (kg/s)は熱交換器の水の流量、 t_2 (K)は熱交換器出口の水の温度、 t_1 (K)は熱交換器入口の水の温度、 g_o (kg/s)は C 重油の流量、 H_L (kJ/kg)は C 重油の低発熱量である。

C 重油のみの場合(含水率 0%)と比べて、熱効率の理論値 $\eta(T_{gl})$ は含水率 10%では、0.2%の差でほぼ同じである。含水率 20%, 30%ではそれぞれ、1.0%と 1.6%低下している。図 4 で示したように火炎温度 T_{gl} は含水率の増加によって低下している。その温度低下は含水率 10%, 20%, 30%の場合でそれぞれ 9K, 37K, 63K である。火炎温度の低下によって燃焼ガスから熱交換器への対流熱伝達量と放射熱伝達量が減少するが、含水率 10%で

は火炎温度の低下が9Kしかないため温度低下の影響が少なかったと考えられる。含水率20%と30%では火炎温度の低下が大きいため熱効率が低下した。しかし、熱効率の実験値は含水率10%の時最大となり、C重油のみの場合(含水率0%)と比べて0.8%増加している。筆者らは工業ボイラにおいてA重油水エマルジョン燃料の燃焼実験を行った結果、A重油と含水率10%の水エマルジョン燃料ではボイラ熱効率が同じであったという結果を得ている⁽¹²⁾。

添加水による効果については、火炎温度の低下、火炎構造の変化、マイクロ爆発現象及び煤塵濃度の低下とそれによる伝熱面に付着する煤塵の量の減少など複雑な変化が炉内の伝熱特性へ影響し、その結果、水添加に伴う熱効率低下をカバーする燃焼促進効果と伝熱促進効果が得られる場合、熱効率の向上効果が期待できると考えられる。水添加による燃焼促進効果と伝熱促進効果について、C重油のような難燃焼性のベース燃料を使用した場合、効果がより大きいと考えられる。結果的に、排ガス中NO_xと煤塵濃度の低減効果と熱効率の向上効果の両方の観点から、適正な含水率は10%程度であることが分かる。

Fig.9 Thermal efficiency

4. 結 語

本研究では、乳化剤を添加しないC重油水エマルジョン燃料の小型燃焼炉における基礎燃焼実験を行い、空気比一定の条件における含水率による排ガ斯特性と熱効率への影響を調べた。その結果以下の結論を得た。

水添加による火炎温度の低下によって、排ガス中Thermal NO_xが低下するが、C重油水エマルジョン燃料では、含水率20%を越えるとFuel NO_xの影響で、排ガス中NO_xの削減が頭打ちとなる。そのために、C重油のような窒素分を多く含む燃料に対しては添加水によるNO_x削減効果には限界がある。

排ガス中煤塵濃度は含水率10%のC重油水エマルジョン燃料では、C重油に比べて38%低減された。これは添加水によるマイクロ爆発現象など燃焼促進効果によるものと推測できる。しかし、含水率をそれ以上に増やすと、煤塵濃度は増加した。

また、熱効率は含水率10%の場合最大となったが、その理由については、水添加による火炎構造の変化、マイクロ爆発現象、煤塵濃度の削減と伝熱面に付着する煤塵の量の減少などによる複雑な影響が考えられ、今後詳細な研究が必要である。

排ガス中NO_xと煤塵濃度の低減効果と熱効率の向上効果の両方の観点から、適正な含水率は10%程度であることが示された。

文 献

- (1) Law CK, "Recent advances in droplets vaporization and combustion", *Progress energy combustion science*, Vol. 8, No. 3(1982), pp. 171-201.

- (2) F.L. Dryer, "Water addition to practical combustion system-concepts and applications", *Symposium on combustion*, Vol. 16, No. 1(1977), pp. 279-295.
 - (3) 水谷幸夫, 多木昭雄, "水エマルジョン燃料噴霧の燃焼・排出特性と燃焼機構(第一報)", 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 47, No. 424 (1981), pp. 2379-2385.
 - (4) 水谷幸夫, 多木昭雄, "水エマルジョン燃料噴霧の燃焼・排出特性と燃焼機構(第二報)", 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 47, No. 424 (1981), pp. 2386-2391.
 - (5) Javier M. Ballester, Norberto Fueyo and César Dopazo, "Combustion characteristics of heavy oil-water emulsions", *Fuel*, Vol.75, No.6(1996), pp. 695-705.
 - (6) 木本恭司, 尾鷲幸男, 大前義弘, 難波邦彦, "乳化燃料油滴の燃焼挙動の観察", 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 60, No. 574 (1994), pp. 344-350.
 - (7) 鈴木芳行, 原田拓自, 庄子正和, 渡部弘達, 松下洋介, 青木秀之, 三浦隆利, "エマルジョン燃料液滴における内部挙動可視化および界面活性剤が 2 次微粒子化に及ぼす影響", 化学工学論文集, Vol. 36, No. 6 (2010), pp. 557-656.
 - (8) 張涛, 孫平, 岡田博, "燃焼乳化油滴中の水粒子の挙動と火炎形状に関する実験的研究", *Journal of the Tokyo university of marine science and technology*, Vol. 3, (2007), pp. 39-43.
 - (9) Hirotatsu Watanabe, Yohsuke Matsushita, Hideyuki Aoki and Takatoshi Miura, "Numerical simulation of emulsified fuel spray combustion with puffing and micro-explosion" *Combustion and flame*, Vol. 157, No. 5(2010), pp. 839-852.
 - (10) C.K.LAW, "A model for the combustion of oil/water emulsion droplets", *Combustion science and technology*, Vol. 17, No. 1-2(1977), pp. 29-38.
 - (11) 岩間彬, 斉藤猛男, 青柳鐘一郎, 石田博樹, 木村元雄, 羽室康正, 杉山隆, "エマルジョン燃料滴の燃焼", 東京大学宇宙航空研究所報告, Vol. 14, No. 1 (1978), pp.507-529.
 - (12) Chelemuge, Tomoaki Namioka, Kunio Yoshikawa, Masanori Takeshita and Koichi Fujiwara, "Commercial-scale demonstration of pollutant emission reduction and energy saving for industrial boilers by employing water/oil emulsified fuel", *Applied energy*, Vol.93, (2012), pp. 517-522.
 - (13) Yen Kuei Tseng and Hsien Chang Cheng, "Investigations on burning efficiency and exhaust emission of in-line type emulsified fuel system", *International journal of energy and environment*, Vol. 2, No. 4 (2011), pp.677-682.
 - (14) Yuan-Chung Lin, Wen-Jhy Lee and Chun-Chi Chen, "Saving energy and reducing emissions of both polycyclic aromatic hydrocarbons and particulate matter by adding bio-solution to emulsified diesel", *Environmental Science and Technology*, Vol. 40, No. 17(2006), pp. 5553-5559.
 - (15) 水谷幸夫著, 燃焼工学, 第 3 版 (2002), p. 239, 森北出版株式会社.
 - (16) Craig, T. Bowman, "Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion", *Progress in energy and combustion science*, Vol.1, No. 1(1975), pp. 33-45.
 - (17) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第 3 版 (1975), p. 34, 日本機械学会.
 - (18) Robert, Siegel, John R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, (1981), p. 621, Hemisphere Publishing Corporation.
-