

高温廃熱回収器の開発

Development of Recuperator for High Temperature Exhaust Gas

井本 泰造* 東 忠宏* 宮内 修平**
Taizo Imoto Tadahiro Azuma Shuhei Miyouchi

入江 年優***
Toshimasa Irie

(2005年6月8日 受理)

キーワード：廃熱、高温、回収、セラミックス、省エネルギー

1. はじめに

2005年2月16日に京都議定書(COP3)が正式に発効したことから、わが国では地球温暖化防止に向けて、2010年をめどに、要因物質である二酸化炭素の排出量を1990年に比べて6%減らすこととなった。

産業界において本削減目標を達成するには、燃焼における熱エネルギー利用の高効率化が重要な技術課題となる。燃焼設備の熱効率改善を図る場合、炉内構造の改良、放熱損失の低減、完全燃焼の達成等の手段があるが、最大の熱エネルギー損失である燃焼排ガス損失を低減するには、最終的な排ガス温度を低下させる高温廃熱回収を行う必要がある。

日本全国には、溶解炉、加熱炉、熱処理炉、焼成炉、乾燥炉、化学工業炉等合わせて約40000基の工業炉があり、そのエネルギー使用量は日本の産業の約40%を占めている。しかし、その熱効率は平均で35%程度であり、更なる効率向上が望まれている。特にセラミックス焼成業など1200℃以上の高温炉を必要とするエネルギー多消費型産業では、排ガス温度が高いため、熱効率が15%未満と極めて低い。このように燃料を大

量に使用している業種において、高温廃熱回収を実施し、燃焼用空気加熱用熱源として利用すれば、燃料節減(省エネルギー化)によって排ガス量の低減が図られ、二酸化炭素の削減に大きく寄与することになる。

しかし、通常使用されている金属製廃熱回収装置は、耐熱・高温腐食等の問題から、金属温度600℃が限界で、排熱回収温度は400℃程度にとどまる。そこで、本研究では、高温排ガスから1000℃以上の高温燃焼用空気を得ることを目的として、伝熱管にアルミナセラミックス管を採用すると同時に、輻射エネルギーを最大限に利用するため、伝熱管内外に伝熱促進管を挿入した高温廃熱回収器(シェルアンドチューブ方式)の開発を行った。また、高温廃熱回収を行った場合の省エネルギー効果についての検討も行ったので併せて報告する。

2. 実験装置および方法

(1) 燃焼炉

本実験では、高温の廃熱が必要となることから、1400℃以上の高温排ガスを得ることを目標として燃焼炉の諸元を決定し、試作を行った。炉負荷は不完全燃焼を起こさないよう、600kW/m³(52万kcal/m³h)程度に設定し、都市ガス燃焼量、燃焼室容積を各々、約1m³/h、20ℓ(燃焼室寸法：275×250×300mm)と

* 化学環境部 環境・エネルギー・バイオ系

** 業務推進部 技術支援センター

*** 業務推進部 技術普及課

表1 各種炉内温度における炉壁温度と放熱損失

炉内温度 °C	炉壁温度 °C	放熱損失 W
1600	123	2932
1500	116	2746
1400	110	2561
1300	103	2375
1200	97	2189
1100	90	2004

断熱材厚さ:200mm

した。さらに、放熱抑制および安全のため、炉壁温度が100℃～130℃程度となるような炉壁(断熱材)厚さを設定し、種々の炉内温度における炉壁温度、放熱損失量を以下に示す式によって算出した。

熱通過率 $K=1/(t/A+1/B+1/C)$ ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A: 断熱材熱伝導率 ($W/m \cdot ^\circ C$)

B: 高温側熱伝達率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

C: 低温側熱伝達率 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

t: 断熱材厚み (m)

放熱損失量 = (炉壁温度 - 外気温度) × 表面積
× 熱伝達率 (J)

熱通過量 = (炉内温度 - 炉壁温度) × 熱通過率
× 表面積 (J)

放熱損失量 = 熱通過量

断熱材は軽量化のためセラムックスボードを使用し、断熱材厚さを200mmとした場合の計算結果を表1に示す。これより炉内温度1400℃～1600℃において、壁面温度は110℃～120℃となり、放熱損失は2560W～2930Wに抑えられることを確認した。

次に、所定の炉内温度を得るための燃焼用空気量を求めるために、放熱損失を考慮して燃焼計算を行った結果を図1に示す。図中、横軸には空気比(実際空気量/理論空気量)を示す。空気比を1.3(燃焼用空気量14m³/h)以下に絞ると、炉内温度1400℃以上が得られることがわかる。

さらに、空気比1.1で1600℃程度の高温排ガス(炉内温度)が得られることが判明し、上記の設計諸元(都市ガス燃焼量:約1m³/h, 燃焼室容積:200, 断熱材厚さ:200mm, 空気比:1.1～1.3)に基づいて燃焼炉の試作を行った。図2に燃焼炉と廃熱回収器を一体構造とした実験装置概略を、図3に実験装置外観を示す。

(2) 廃熱回収器

廃熱回収した高温空気(2次側)を熱設備の燃焼用空気として利用し、燃料(都市ガス)使用量を削減することを目的としているため、2次側空気量は燃焼用空気量と同量とすることを前提とした。

廃熱回収器設計条件として

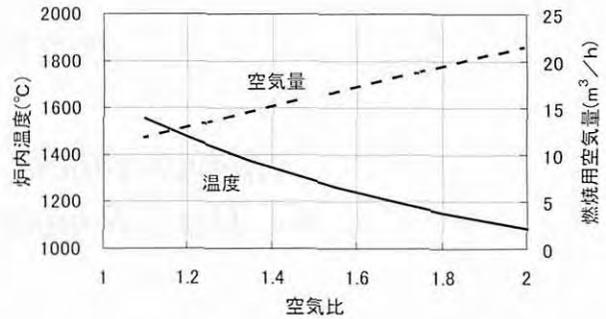


図1 燃焼炉における燃焼計算結果
(都市ガス燃焼量:1m³/h, 断熱材厚さ200mm)

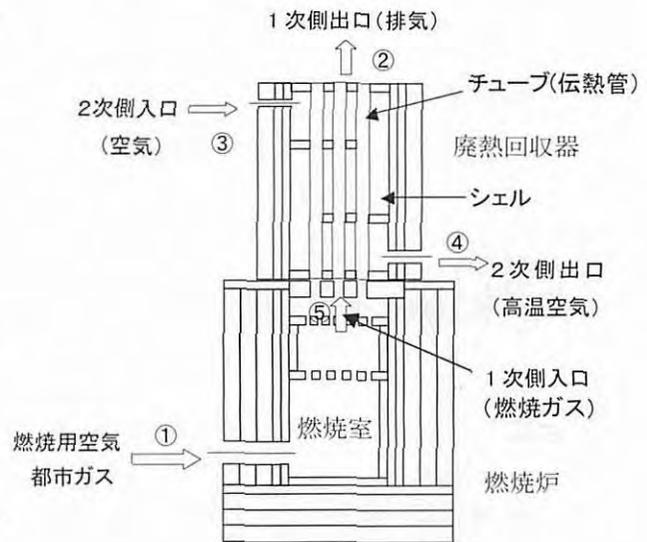


図2 実験装置概略

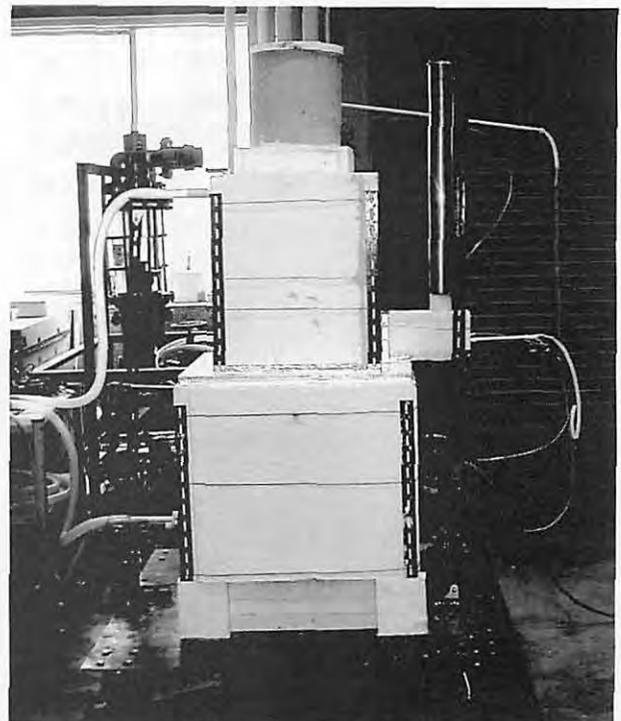
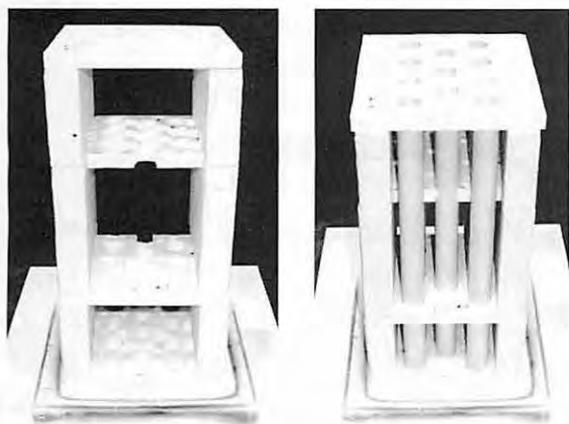


図3 実験装置外観

表2 廃熱回収器設計計算結

空気比	1次側入口 ガス温度 ℃	1次側出口 ガス温度 ℃	対数平均 温度差 ℃	伝熱面積 m ²	交換熱量 W
1.1	1557	830	675	0.58	4572
1.2	1476	729	585	0.73	4988
1.3	1405	640	505	0.92	5404
1.4	1343	560	434	1.15	5819
1.5	1287	489	371	1.45	6235
1.6	1237	424	314	1.82	6651
1.7	1193	366	262	2.32	7066
1.8	1152	313	215	3.00	7482

都市ガス燃焼量: 1m³/h
2次側出口空気温度: 1000℃



支持枠

チューブ装着

図4 廃熱回収器内部構造

2次側空気温度: 20℃→1000℃
総括伝熱係数: 11.6W/m²・℃ (10kcal/m²・h・℃)
に設定し, 以下に示す計算式により交換熱量, 1次側
出口ガス温度, 対数平均温度差, 廃熱回収器の伝熱面
積等を求めた. 計算結果を表2に示す.

$$1 \text{ 次側交換熱量} = \int_X^{T_1} V_1 C_{p1} dt \quad (\text{J})$$

$$2 \text{ 次側交換熱量} = \int_{t_1}^{t_2} V_2 C_{p2} dt \quad (\text{J})$$

$$1 \text{ 次側交換熱量} = 2 \text{ 次側交換熱量}$$

$$\text{対数平均温度差} = \frac{(T_1 - X) - (t_2 - t_1)}{\ln((T_1 - X)/(t_2 - t_1))} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\text{伝熱面積} = \frac{\text{交換熱量}}{\text{対数平均温度差} \times \text{総括伝熱係数}} \quad (\text{m}^2)$$

ここで

T_1, X : 1次側入口・出口ガス温度(℃)

t_1, t_2 : 2次側入口・出口空気温度(℃)

V_1, V_2 : 1次側ガス量・2次側空気量(kg/h)

C_{p1}, C_{p2} : 1次側ガス・2次側空気比熱(J/kg・K)

廃熱回収器のチューブ(伝熱管)には伝熱促進管を
チューブ内外に挿入することを考慮に入れ, 外形
42mm(厚さ3.5mm), 長さ600mmの市販されている
アルミナセラムックス管を使用することとした. 表2
より2次側出口空気温度が1000℃になる伝熱面積は,
1次側入口ガス温度1405℃の場合, 0.9m²程度となっ
ている. 今回の試作では, 伝熱促進管の影響で性能が
向上することを期待して, 11本のチューブ(伝熱面積
0.8m²)を使用することとした.

図4に廃熱回収器内部構造を, 図5にチューブおよ
び伝熱促進管をチューブ内とシェル側に配置した例を

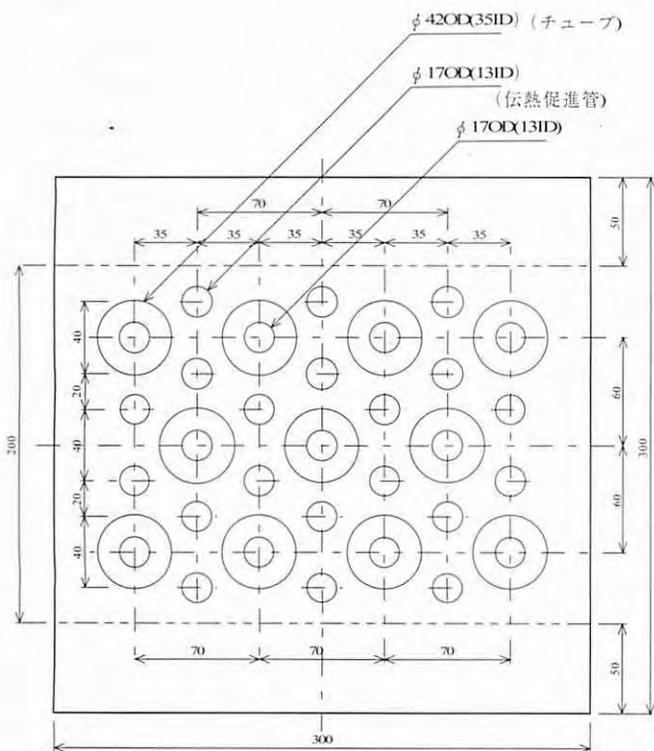


図5 チューブおよび伝熱促進管配置

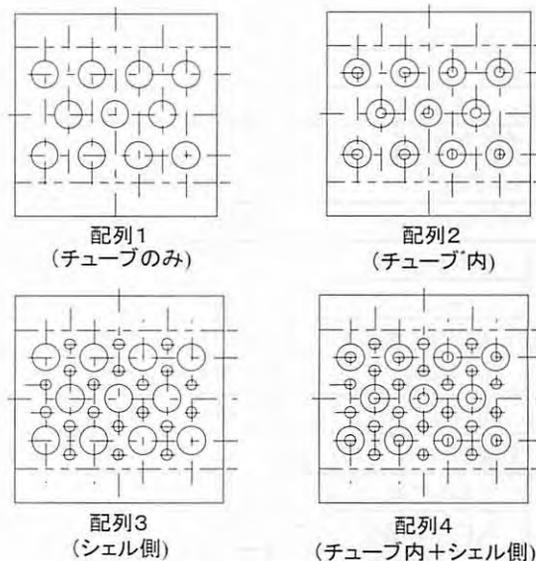


図6 廃熱回収器チューブおよび伝熱促進管配置図

示す。

(3) 実験方法

廃熱回収器のチューブおよび伝熱促進管の配置は図6に示すように4種類とし、伝熱性能比較試験を行った。2次側空気量と燃焼用空気量は10~20m³/hの範囲で同量となるように変化させた。この場合、1次側入口(炉出口)ガス温度を1300℃とほぼ一定とするため、都市ガス量を0.75~1.2m³/hの範囲で調節した。表3に空気量(2次側・燃焼用)一都市ガス量と伝熱促進管配列との組み合わせ条件を記号化し、実験条件として示してある。さらに、廃熱回収温度(2次側出口空気温度)をどの程度まで上げられるかを調べるた

表3 実験条件

空気量 (2次側・燃焼用) 一都市ガス量 (m ³ /h-m ³ /h)	伝熱促進管配列			
	配列1	配列2	配列3	配列4
A. 10-0.75	1-A	2-A	3-A	4-A
B. 15-1.0	1-B	2-B	3-B	4-B
C. 20-1.2	1-C	2-C	3-C	4-C

表4 測定位置(図2参照)

測定項目	測定箇所
都市ガス量	①
燃焼用空気量	①
2次側空気量	③
1次側入口ガス温度	⑤
1次側出口ガス温度	②
2次側入口空気温度	③
2次側出口空気温度	④
1次側出口ガス温度	②
2次側出口空気温度	④

表5 測定結果(伝熱促進管:チューブ内+シェル側)

実験条件		4-A	4-B	4-C	
燃焼用空気量	m ³ /h	9.87	14.85	19.76	
2次側空気量	m ³ /h	9.84	14.93	19.80	
都市ガス量	m ³ /h	0.74	0.98	1.18	
1次側	実測O ₂ 濃度	%	5.45	6.66	7.95
	計算O ₂ 濃度	%	3.63	5.64	7.06
	入口ガス温度	°C	1326	1347	1322
	入熱量	W	6052	8750	11670
	出口ガス温度	°C	403	465	504
	計算出口ガス温度	°C	637	659	680
2次側	CO ₂ 濃度	%	0.0	0.0	0.0
	入口空気温度	°C	29	32	33
	出口空気温度	°C	849	870	828
	出熱量	W	3417	5058	6195

めに、燃焼用空気量、2次側空気量を15m³/hで一定とし、都市ガス量を調節して1次側入口ガス温度を変化させた場合の性能試験も行った。

都市ガス量、燃焼用空気量、2次側空気量、温度、ガス濃度の測定位置は表4に示す通りで、流量測定には質量流量計、温度測定には熱電対を使用し、その出力をデータロガーに記録した。

ここで、1次側ガス(チューブ側)の2次側空気(シェル側)への漏れ込みの有無は、2次側排ガス分析値(CO₂濃度)から確認した。また、2次側空気の1次側ガスへの漏れ込みの有無は、1次側排ガス分析値(O₂濃度)と燃焼用空気量一都市ガス量から求めた計算O₂濃度との相違から確認した。

3. 実験結果および考察

表5に測定結果の一部を示す。測定結果は燃焼炉の立ち上げから6時間経過後で、ほぼ定常状態に達した時点でのサンプリングデータの10分間平均値である。

全ての実験条件で1次側実測O₂濃度が、燃焼用空気量一都市ガス量からの計算O₂濃度よりも大きな値を示し、2次側空気の一部が1次側へ漏れていることが判明した。また、CO₂濃度分析結果から2次側空気への1次側ガスの漏れこみは、ほとんどないことを確認した。ここでは、構造上、2次側空気の一部が熱交換されずに廃熱回収器上部隙間から1次側出口に漏れ出したと仮定して、2次側空気量を補正(漏れ出し量:5~10%)することにより出熱量(2次側交換熱量)を算出した。また、1次側出口ガス温度は、計測位置がチューブ出口より上部で、漏れこみ空気の影響を受けることが予測されるため、交換熱量から算出した値を用いた。本結果から、チューブにアルミナセラミック管を使用し、伝熱促進管を挿入することで、1次側入口ガス温度約1300℃の場合、850℃前後の高温空気が得られることを確認した。

図7、8に伝熱促進管配列を変化させた場合の、2次側空気量と総括伝熱係数、2次側空気量と交換効率(出熱(2次側交換熱量)/入熱(1次側投入熱量))の関係をそれぞれ示す。伝熱促進管配列を2→4へ変化させ、伝熱促進管を増やすことで、熱交換器の性能指標である総括伝熱係数ならびに交換効率はともに向上している。配列4の場合、燃焼炉の定格負荷時(2次側空気流量15m³/h相当)で総括伝熱係数は約15W/m²・℃であり、チューブのみ(配列1)の場合と比較して30%程度改善している。交換効率は定格負荷時で約55%であり、チューブのみの場合に比べ5%程度

の向上を示す。

2次側空気量の増加に伴い、燃焼用空気量も増加しているため、チューブ側空気流速、シェル側ガス流速がともに上昇し、境膜伝熱抵抗が改善され総括伝熱係数が向上している。一方、交換効率は逆の傾向を示しているが、これは入熱・出熱共に増加しているにもかかわらず、伝熱面積が一定であるため、1次側出口ガス温度(排気温度)が上昇し、排ガス損失が増加したこと起因すると考えられる。

次に、伝熱促進管をチューブ内+シェル側に挿入し(配列4)、1次側入口ガス温度を変化させた場合の2次側出口空気温度の試験結果を図9に示す。1次側入口ガス温度の上昇に伴い2次側出口空気温度も比例的に上昇している。1次側入口ガス温度1500℃の場合、950℃の2次側出口空気温度が得られ、目標とする

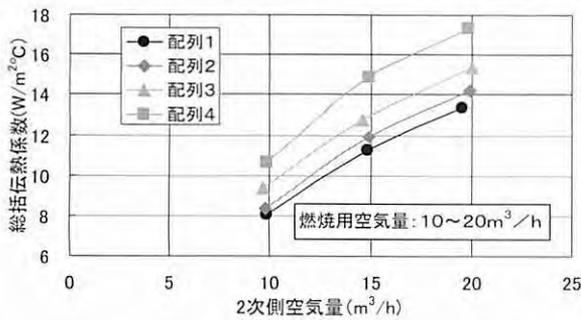


図7 2次側空気量と総括伝熱係数の関係

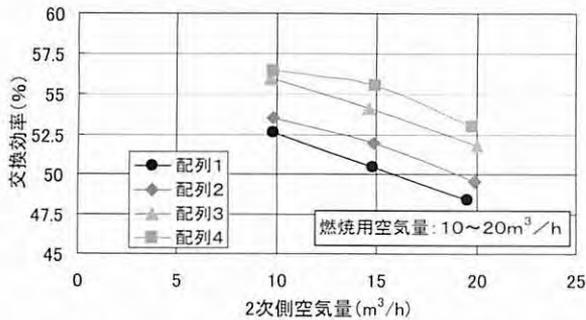


図8 2次側空気量と交換効率の関係

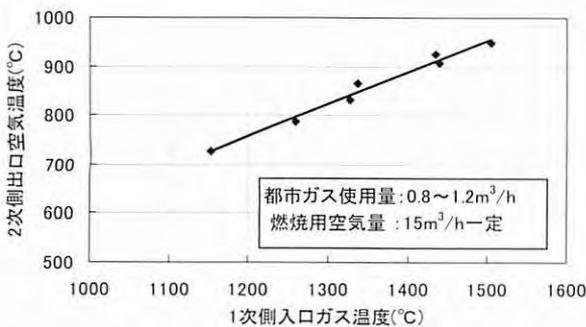


図9 1次側入口ガス温度と2次側出口空気温度の関係

1000℃以上の高温空気温度の達成も可能であると予測される。

4. 廃熱回収によるエネルギー削減効果

以上の実験結果から、チューブにアルミナセラミックス管を採用することで、目標とする高温熱回収ができることが明らかとなった。通常、セラミックス焼成炉において、従来の金属製熱交換器を用いて熱回収を行う場合、耐熱性・高温腐食の問題から、炉からの排ガスを空気で希釈し、温度を下げた熱交換するため、300℃程度の子熱空気として熱回収するにとどまっている。しかし、本廃熱回収器は耐熱性のある材料を使用しているため、炉からの高温排ガスを直接熱交換することが可能となり、1000℃以上の予熱空気として回収できることが予測される。そこで、図10に示すようなシステムによって、炉内温度(1700℃)、放熱量(12kW)、空気比(m=1)を一定とし、高温予熱空気燃焼を行った場合の熱収支計算を行い、エネルギー削減効果を検討した。

図11より予熱空気温度が高くなるほど都市ガス量および燃焼用空気量が少なくなることが判る。廃熱を

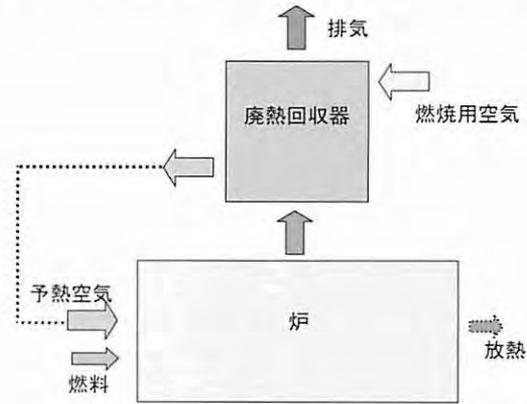


図10 モデル炉

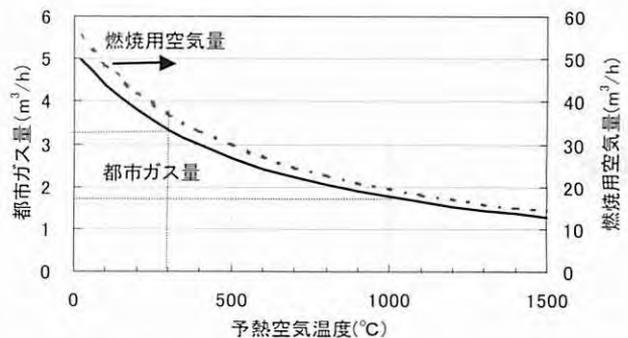


図11 予熱空気温度と都市ガス量ならびに燃焼用空気量の関係(燃焼計算結果)

回収し、1000℃の燃焼用空気として利用した場合、廃熱回収を行わない場合と比較すると65%の燃料削減効果を示す。一方、従来の300℃の予熱空気を使用する場合と比較しても、45%程度の燃料削減が可能となる。本計算結果は、高温排ガスを伴う熱設備において、従来不可能であった温度レベルで廃熱回収を行い、予熱空気温度を高温化することによって、大幅な省エネルギー効果が期待できることを示している。さらに、燃焼用空気量、排ガス量が減少することから、炉の付帯設備（燃焼器、送風機、配管等）が小型化し、省資源化も図れる。

5. まとめ

以上、チューブ内外に伝熱促進管を挿入した高温廃熱回収器（シェルアンドチューブ方式）を試作し、伝熱性能実験を行った結果、以下のことが明らかになった。

(1) チューブ（伝熱管）にアルミナセラミックス管を

採用することによって、高温の廃熱回収が可能となる。

- (2) 試作した廃熱回収器の総括伝熱係数は約 $15\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{℃}$ 、熱交換効率は約55%であった。
- (3) 1500℃程度の高温廃熱から950℃の予熱空気が得られ、目標とする1000℃以上の高温廃熱回収も達成可能と推定される。
- (4) 熱収支計算結果から、1000℃以上の高温廃熱回収を行うことで大幅な省エネルギー効果が図れることが明らかとなった。

なお、現時点ではセラミックス管を利用した高温の廃熱回収装置は熱サイクル疲労や温度勾配による割れ等の問題も指摘され、耐久性に関しての検討が必要である。また、高温廃熱回収を行うことで、燃料および燃焼用空気量が大幅に削減されることから、燃焼設備の火炎長さ、高温ガス流れが著しく変わることも考えられ、被加熱物への影響を考慮した炉の構造および制御方法の検討も必要となると思われる。