

ボイラ廃熱回収システムの設計と施工

Utilization of Waste Heat from Boiler, Design and Installation

谷口 英明*
Hideaki Taniguchi

宮田 寛明**
Hiroaki Miyata

要 約

近年、各界の関心を集めている省エネルギー対策の一環として、ボイラからの廃ガスより、熱エネルギーを回収することを計画し施工した。

一般に、低温廃ガスからの熱回収は効率が低いが、今回真空二流体方式を採用することにより、廃ガスのもっている熱エネルギーの約35%を回収することができた。

その結果、燃料費は従来の使用実績より6～8%の節減となり、これに要した設備費は3年以内に回収出来る見込みである。

目 次

- § 1. はじめに
- § 2. 計画設計
- § 3. 実施設計
- § 4. 実測結果
- § 5. 考察

§ 1. はじめに

1973年の石油危機及び1978年のイラン政変を契機として、石油供給の不安定、石油価格の上昇などの事態を迎え、先進諸国においてエネルギー問題への対処が最重要課題であることが認識された。とりわけ、エネルギー資源に乏しいわが国は、エネルギーの多くを海外に依存するという極めて脆弱なエネルギー供給構造を有しており、エネルギーの長期安定供給を確保するため、

- (1)石油安定供給の確保
- (2)省エネルギーの推進
- (3)石油代替エネルギーの開発・導入の促進

などの政策を打ち出した。

省エネルギーに関して「長期エネルギー需給暫定見通し」の中で、エネルギー需要の中での省エネルギー率を、1985年度で12.1%、1990年度で14.8%、1995年度で17.1%見込んでおり、「エネルギーの使用の合理化に関する法律」(省エネルギー法)を中核として、省エネルギー

投資に対する助成・節約措置の徹底、技術開発の推進など、積極的な政策が展開されている。

省エネルギー技術開発の一環である廃熱利用は、生産過程において生成される廃熱に、気体廃熱、液体廃熱、固体廃熱、廃潜熱、廃圧、廃動力の6種類に分けられるが、気体廃熱が燃焼炉の廃ガスに代表され、廃熱回収の対象のほとんどである。

ここに、既設蒸気ボイラの廃ガスエネルギー利用システムについて、実際に設計施工した事例から検討した結果について述べてみる。

§ 2. 計画設計

2-1 主 旨

某工場において、各種燃焼炉より大気放出されている廃ガスエネルギーを回収して、省エネルギーを行えないものか、との依頼を受け検討の結果、空気予熱器による回収として、①対向気流ロータリー方式、②ヒートパイプ方式、廃熱ボイラによる回収として、①フィンチューブ方式、②真空二流体方式の4方式の廃ガスエネルギー回収計画案を提出した。空気予熱器による回収は、設置場所・施工性の点から設置困難であり、廃熱ボイラで既設蒸気ボイラの補給水温度を上げることで検討を行った。

2-2 蒸気ボイラ仕様と運転状況

ボイラの種類：自然循環式水管ボイラ

バーナ型式：回転式重油バーナ

使用燃料：A重油(硫黄分0.85%)

運転時間：2台同時運転 2,700時間/年間(昭和54年11月～昭和55年10月までの実績)

*設備部設備課

**設備部設計課副課長

Table—1 ボイラ摘要表
Particulars of boiler

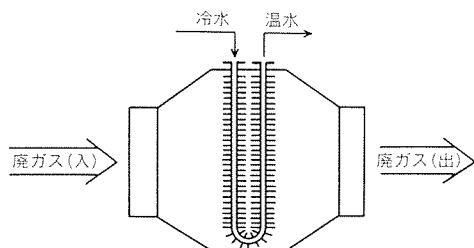
	蒸発能力 (常用) kg/h	廃ガス量 N m ³ /h	廃ガス温度 ℃
1号ボイラ	3,500	3,070	287
2号ボイラ	3,500	3,070	287
3号ボイラ	4,000	4,140	287

○廃ガス量・廃ガス温度は当工場の廃ガス成分測定結果資料による。

2-3 フィンチューブ方式と真空二流体方式の作動原理

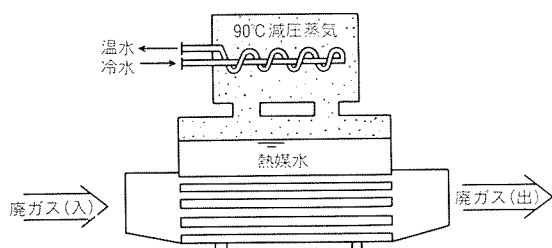
(1) フィンチューブ方式

内管にフィンをつけ、フィン側に廃ガスを通して内管内を流れる水を加熱する。

Fig-1 フィンチューブ方式の構造概要
Structural outline of finned coil system

(2) 真空二流体方式

真空容器内に脱気処理した一定量の熱媒水を封入し、煙管内に廃ガスを通すことにより、熱媒水を大気圧以下で加熱し、沸騰させて約90℃の減圧蒸気とする。この蒸気で減圧室内に設けた温水熱交換器内を流れる水を加熱する。

Fig-2 真空二流体方式の構造概要
Structural outline of indirect heating method in vacuum Vessel system

2-4 フィンチューブ方式と真空二流体方式の得失及び採算比較

(1) 得失表

フィンチューブ方式と真空二流体方式の得失表を、Table-2に掲げる。

Table—2 フィンチューブ方式と真空二流体方式の得失表
Advantages and disadvantages with finned coil system vs vacuum vessel system

項目	方式	フィンチューブ方式	真空二流体方式
設置スペース		小形であり、既設煙道の途中に入れ込むだけで良いが、既設ボイラ室であるため施工が困難。	既設ボイラ室内に設置することは不可能。今回はボイラ室隣に敷地あり。
工事費		煙道工事が少ないので安い。	煙道工事があるので高い。
耐久性		燃料の硫黄分が0.85%と高いため、腐食によるフィンチューブの交換（本体価格の半分）を5年位ごとに行なう必要がある。	熱媒水が常時沸騰しており、ガス側伝熱面温度が一定なので腐食の可能性が少なく耐久性に富む。
保守・管理		通常、人手を必要としないが、フィンチューブ間のダストの堆積、腐食進行の点検頻度が多い。	通常、人手を必要としないが、煙管の内部点検を年に1～2回行なうことが望ましい。
法的規制		温水出口側にバルブ等を設けなければ、ボイラとしての規制は受けない。	減圧蒸気を利用しているためボイラ規制は受けない。

(2) 採算比較

イ. フィンチューブ方式

i) 廃ガス量

3,070N m³/h, 4,140N m³/h (別個に熱回収を行う)

ii) 廃ガス入口温度

287℃

iii) 廃ガス出口温度 (メーカー設計値)

196℃ (3,070N m³/hのとき)

190℃ (4,140N m³/hのとき)

iv) 時間当り回収熱量 Q_h Kcal/h

$$\begin{aligned}
 Q_h &= \text{廃ガス量} \times \text{ガス比熱} \\
 &\quad \times \text{廃熱ボイラ廃ガス出入口温度差} \\
 &= 3,070 \text{ N m}^3/\text{h} \\
 &\quad \times 0.33 \text{ Kcal/N m}^3 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \\
 &\quad \times (287^\circ\text{C} - 196^\circ\text{C}) \\
 &\quad + 4,140 \text{ N m}^3/\text{h} \\
 &\quad \times 0.33 \text{ Kcal/N m}^3 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \\
 &\quad \times (287^\circ\text{C} - 190^\circ\text{C}) \\
 &\doteq 224,700 \text{ Kcal/h}
 \end{aligned}$$

v) 年間回収熱量 Q_y Kcal/y

$$\begin{aligned}
 Q_y &= \text{時間当り回収熱量} \times \text{年間運転時間} \\
 &= 224,700 \text{ Kcal/h} \times 2,700 \text{ h/y} \\
 &= 607 \times 10^6 \text{ Kcal/y}
 \end{aligned}$$

vi) 年間節減重油量 G ℓ/y

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{Q_y}{\text{燃料低位発熱量} \times \text{ボイラ効率}} \\
 &= \frac{607 \times 10^6 \text{ Kcal/y}}{8,670 \text{ Kcal/ℓ} \times 0.85} \doteq 82,370 \text{ ℓ/y}
 \end{aligned}$$

ロ. 真空二流体方式 (算式はイに同じ)

Table—3 実測値 (S56年10月16日)
Date of actual measurements

測定項目		時刻	5:00 6:00	6:00 7:00	7:00 8:00	8:00 9:00	9:00 10:00	10:00 11:00	11:00 12:00	12:00 13:00	13:00 14:00	14:00 15:00	15:00 16:00	16:00 17:00	17:00 18:00
廃熱ボイラ	廃ガス入口温度	t _{g1} °C	150	190	233	247	253	246	242	235	235	238	233	235	240
	廃ガス出口温度	t _{g2} °C	103	130	155	165	167	163	161	158	158	160	158	158	160
	循環風量	V _g N m ³ /h	7,150												
	温水入口温度	t _{w1} °C	51	55	57	58	58	58	58	59	58	56	56	55	54
	温水出口温度	t _{w2} °C	61	69	78	82	84	84	83	81	81	80	79	78	78
	温水循環量	W ℓ/h	6,990	5,970	6,300	6,650	7,000	5,900	6,520	6,540	6,080	6,760	7,700	5,830	5,920
	熱媒水温度	t _s °C	62	70	80	83	85	85	85	83	82	81	80	80	80
蒸気ボイラ	一 給水量	W _{B1} ℓ/h	1,070	2,600	1,900	2,110	2,480	1,980	1,950	1,780	1,930	1,860	2,220	1,400	—
	号 燃料消費量	G ℓ/h	100	214	137	159	185	142	150	136	143	136	157	107	—
	二 給水量	W _{B2} ℓ/h	—	—	1,840	2,570	2,860	2,340	2,150	2,210	2,190	2,430	2,730	2,090	1,810
	号 燃料消費量	G ℓ/h	—	—	170	207	223	184	171	170	170	200	216	167	135
	給水温度	t _B °C	54	61	67	66	66	60	69	71	69	68	64	63	64

(2) 温水回収熱量 Q₂ Kcal/h

$$Q_2 = W \times \rho_1 \times C_p \times (t_{w2} - t_{w1})$$

ここで、 ρ_1 : t_{w2}°Cにおける温水の比重 C_p : 温水の比熱 (1 Kcal/kg・°C)

ンタルピ (28Kcal/kg)

i₂ : 蒸気ボイラ給水エンタルピ (Kcal/kg)i₃ : 蒸気圧6.3kg/cm²の時の発生蒸気エンタルピ (658.6Kcal/kg)(3) 蒸気ボイラ供与熱量 Q₃ Kcal/h

$$Q_3 = W_{B1(B2)} \times \rho_2 \times C_p \times (t_B - t_o)$$

ここで、 ρ_2 : t_B°Cにおける温水の比重t_o : 廃熱ボイラ使用前の蒸気ボイラ給水温度実績平均 (28°C) η : 蒸気ボイラ平均効率 (実績値)

1号 : 0.85

2号 : 0.80

§ 5. 考察

(4) 省エネルギー率 S

$$S = \frac{i_2 - i_1}{i_3 \times \eta}$$

ここで、i₁ : 廃熱ボイラ使用前の蒸気ボイラ給水エ

5-1 省エネルギー率について

測定結果より、6～8%の省エネルギー率であり、一般に低温廃熱回収器の省エネルギー率が5%位と言われている点からも、良好な廃熱回収システムと判断できる。

Table—4 算出結果表
Energy conservation date

時刻	項目	廃ガス側回収 熱量 kcal/h	温水側回収 熱量 kcal/h	ボイラ供与熱量 kcal/h			省エネルギー率 %	
				1号	3号	合計	1号	3号
5:00～6:00		110,900	68,700	27,400	—	27,400	4. ⁶	—
6:00～7:00		141,600	81,700	84,300	—	84,300	5. ⁹	—
7:00～8:00		184,000	128,700	72,500	70,300	142,800	7. ⁰	7. ⁴
8:00～9:00		193,500	154,800	78,600	95,700	174,300	6. ⁸	7. ²
9:00～10:00		202,900	176,400	92,400	106,500	198,900	6. ⁸	7. ²
10:00～11:00		195,800	148,600	62,300	73,600	135,900	5. ⁷	6. ¹
11:00～12:00		191,100	158,100	78,200	86,200	164,400	7. ³	7. ⁸
12:00～13:00		181,700	139,700	74,800	92,800	167,600	7. ⁷	8. ²
13:00～14:00		181,700	135,800	77,400	87,800	165,200	7. ³	7. ⁸
14:00～15:00		184,000	157,700	72,800	95,200	168,000	7. ¹	7. ⁶
15:00～16:00		177,000	172,100	78,400	96,400	174,800	6. ⁴	6. ⁸
16:00～17:00		181,700	130,500	48,100	71,800	119,900	6. ³	6. ⁶
17:00～18:00		188,800	138,200	—	63,900	63,900	—	6. ⁸
合 計		2,314,700	1,811,000	847,200	940,200	1,787,400		

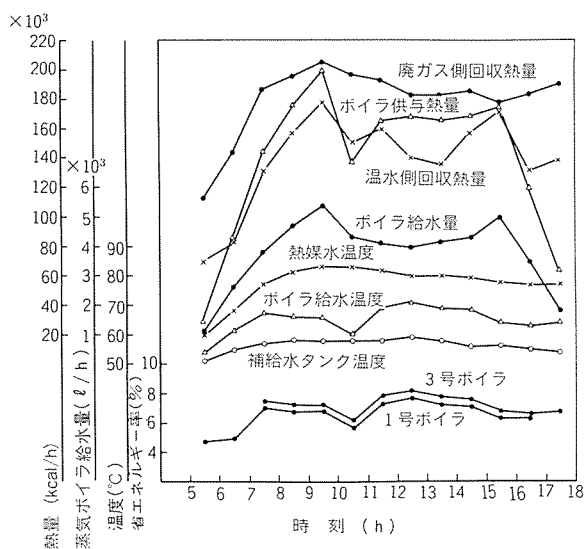


Fig-4 測定値と回収熱量
Variation of measurements values
and heat recovery calorie

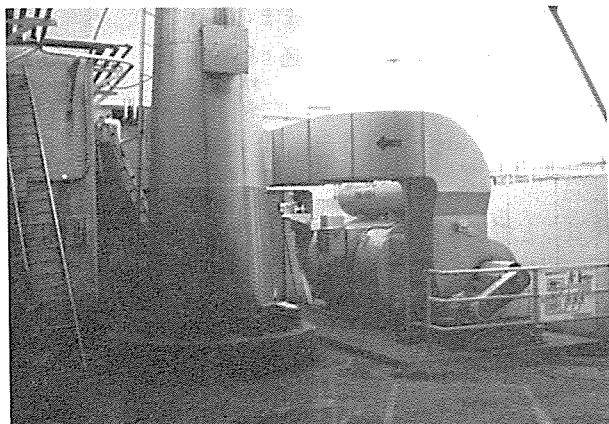


Photo-1 廃熱回収器据付状況
Utilization of waste heat from boiler

5-2 実測から計画設計への回収熱量の換算

実測値に基づき計画設計通りの熱回収が、行われているか否かの検討を行ってみる。

Table-5 計画換算表
Conversion table

	記号	単 位	実測値より	換算値	計画値
廃ガス量	V_g	Nm^3/h	7,150	V'_g 7,210	7,210
廃ガス入口温度	t_{g1}	$^{\circ}\text{C}$	199	t'_{g1} 287	287
廃ガス出口温度	t_{g2}	$^{\circ}\text{C}$	123	t'_{g2} 167.5	157
熱媒水温度	t_s	$^{\circ}\text{C}$	74	—	—
対数平均温度差	Δt_m	$^{\circ}\text{C}$	81. ²	—	—
熱貫流率	K	$\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$	49. ⁸	K' 50.1	—
伝熱面積	F	m^2	44. ³	—	—
回収熱量	Q	kcal/h	179,300	284,300	309,300

〈計算式〉

$$\Delta t_m = \frac{(t_{g1} - t_s) - (t_{g2} - t_s)}{\ln \left(\frac{t_{g1} - t_s}{t_{g2} - t_s} \right)}$$

$$K = \frac{Q}{\Delta t_m \times F}, \quad K' = K \left(\frac{V'_g}{V_g} \right)^{0.75}$$

$$t'_{g2} = 90 + (t_{g1} - 90) e^{\frac{-K' \times F}{0.33 \times V'_g}}$$

Table-5より、計画値に対し約8%の回収熱量の低下がみられる。原因としては、内部点検を行ったところ、煙管壁に若干の煤の付着が認められた。本来煙管は、特殊な加工がしてあり、煤の付着の可能性は少ないはずであるが、蒸気ボイラの空気比の調節が負荷変動にうまく追従しないための煤の発生及びスートブローにより予想以上の煤を通していているためと思われる。

5-3 熱回収システムの熱勘定

廃ガスの保有熱量が蒸気ボイラに与えられるまでの熱バランスはFig-5のごとくなっている。

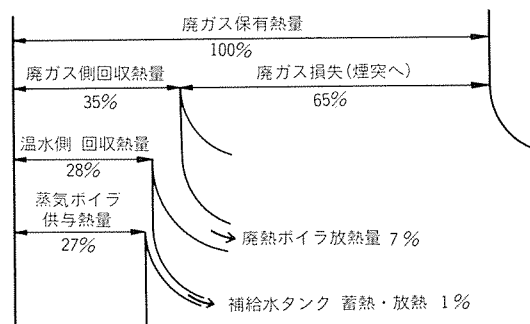


Fig-5 廃熱回収システムの熱勘定
Heat variance of heat recovery system

5-4 既設蒸気ボイラの燃焼への影響

廃熱ボイラ運転前後におけるドラフトを、蒸気ボイラ廃ガス出口で測定したが、全く変動がなく、従って既設蒸気ボイラの燃焼への影響はない。