水および炭化水素系作動媒体による小型焼却炉の排熱回収および
熱動力変換量の数値予測山城 光^{*1}, 福富 健仁^{*2}, 泉川 達哉^{*3}, 屋良 朝康^{*1}

Estimation of recovery heat and power conversion from exhaust gas in the small-size combustion furnace using water and hydrocarbons as working fluids

Hikaru YAMASHIRO^{*1}, Kenji FUKUTOMI^{*2}, Tatsuya IZUMIKAWA^{*3} and Tomoyasu YARA^{*1}^{*1} Institute of National College of Technology, OKINAWA College
905 Henoko, Nago-shi, Okinawa 905-2192, Japan^{*2} THOMAS Technology Research Company
5192-42 Katsurenhaebaru, Uruma-shi, Okinawa 904-2311, Japan^{*3} Okinawa Prefecture Industrial Technology Center
5192-30 Katsurenhaebaru, Uruma-shi, Okinawa 904-2311, Japan

Received: 26 July 2016; Revised: 24 September 2016; Accepted: 30 November 2016

Abstract

The heat transfer between exhaust gas and working fluid in a series of helical tube installed in a combustion furnace was analyzed numerically in order to discuss the development of heat recovery system combined with a small size combustion furnace. The dimensions of the equipment were about 0.49 m³ volume chamber with 2.5 m height chimney where the 250 m helical tube piping was available. The assumption of uniform gas side temperature referenced by the CFD simulation was used for simplify of the gas-side analysis. The inside heat transfer rate with phase change of working fluids were estimated numerically. The amounts of generation vapor and the effective tube length of pressure drop and the isentropic theoretical thermal efficiency on *T-s* diagram for water and hydrocarbons were also analyze for the discussion in comparison.

Key words : Heat transfer, Waste heat recovery, Heat exchanger, Helical tube, Combustion furnace, Water, Hydrocarbons, Conversion, Thermal design

1. 緒 言

排熱（または廃熱）を利用して電気と熱の同時供給を行うコージェネレーションシステムは、大型の燃焼設備等において普及しているが、中規模燃焼設備（一般廃棄物処理量 100 ton/day 以下）や分散配置式の小型炉等では、熱の安定供給と経済性の確保が容易ではなく、積極的な排熱利用が行われていないのが現状である（タクマ環境技術研究会, 2010）。また小型の焼却炉は、かつてダイオキシン類発生の懸念からその使用が規制されていたが、近年、強制燃焼方式による高温化と無煙処理技術が確立されて排出規制をクリアできる技術レベルに達しており、その需要が大幅に伸びつつある。さらに今後は小規模コージェネレーションシステムとしての期待も大きい。そこで本研究では、規定寸法の小型焼却炉の実用機を対象に、螺旋形状の伝熱管を用いて煙突および燃焼室より回収可能な熱量を数値計算により推定し、当該装置の発電利用の可能性について定量的検討を行う。

排熱回収に関する既往の研究は、要素機器、作動媒体、およびサイクルに大別される。また、温度 100℃前後と 250℃以上を基準として、排熱の質的分類（低・中・高）によりレビューできる。要素機器のうち熱交換器は、ボイラや冷凍・空調機器との関連において多くの研究が行われており、それら機器を対象とした設計手法はほぼ確立されていると認識される（日本機械学会, 2009）。一方、廃棄物の焼却排熱を対象とした高温用熱交換器につ

No.16-00332 [DOI: 10.1299/transjsme.16-00332], J-STAGE Advance Publication date : 13 December, 2016

^{*1} 正員, 沖縄工業高等専門学校 (〒905-2192 沖縄県名護市辺野古 905)^{*2} (株) トマス技術研究所 (〒904-2311 沖縄県うるま市勝連南風原 5192-42)^{*3} 沖縄県工業技術センター (〒904-2311 沖縄県うるま市勝連南風原 5192-30)

E-mail of corresponding author: hyama@okinawa-ct.ac.jp

いては、その伝熱性能が排熱の効率的利用に直結し、ふく射熱を効果的に回収する視点が重要となる（越後他、1991）。また、反応性ガスによる高温腐食やスケール付着を回避して伝熱性能をいかにして長期にわたり維持するかなど、実用上の問題にも留意する必要がある、それらの知見をいかにして定量化して要素設計に組み込むか、などの課題が残されていると考えられる。

排熱回収の近年の研究は、低温排熱（100℃以下）を対象としたものが多く、例えば、潜熱回収を目的とした内径 1.0～5 mm の螺旋細管の伝熱評価（山下、宇高、2014）、同じく凝縮潜熱の回収（Hegazy, 2007）、低温度差熱源に対する最適作動媒体の検討（長谷川、君島、2013）、その他技術紹介（日本冷凍空調学会、2015）等がある。高温排熱を対象とした研究は上記年代以前のものが殆どで、大型炉を対象とした容積型の熱交換器による排熱回収が検討されてきた（例えば、金他、1989）。しかし、全般的に実機による検証や実用データの公表事例は少ない。

一方、燃焼を基礎とする数値解析もこれまで多く行われており、書籍・解説書もある（例えば、日本機械学会、2001、化学工学協会、2010）。しかし、ガス中の化学種の存在、ガス輻射、伝熱面の高温酸化、火炎の動的境界の把握、燃焼特有の過渡特性など、不確定の因子が複合的に絡む焼却炉の系を、数値的に再現することへの課題は多い。今後は、解析手法の向上と併せて、実用データとを照らした検討が必要になると考えられる。

以上を踏まえて本研究では、小型焼却炉の排熱回収装置の開発指針を検討するとともに、当該装置の今後の展開について探究してみたい。その第一段として本稿では、定常一様温度分布を仮定した炉内の排ガスと、螺旋管内を流れる作動媒体との熱伝達モデルをもとに、炉内の回収熱量の定量的推定を行った。また、各種作動媒体（水、ペンタン、ブタン）を用いた場合について、所望の設計条件下で得られる回収熱量と理論熱効率および回収動力について比較を行い、当該装置の発電利用の可能性について考察した。

記 号

a, b, c, h: 燃焼室内寸法 [m]	d: 管直径 [m]	D: 煙突直径 [m]
h: 比エンタルピー [J/kg]	M: 質量流量 [kg/s]または[kg/h]	p: 圧力 [Pa]
Q: 熱流量 [W]	q: 熱流束 [W/m ²]	R _c : コイル半径 [m]
s: 比エントロピー[J/kgK]	T: 温度 [K]	u: 速度 [m/s]
x: 乾き度 [–]	y: 鉛直距離 [m]	Z: 全長 [m]
z: 熱交換距離または長さ [m]	z _j : 伝熱管の微小長さ [m]	H: 煙突高さ [m]
α: 熱伝達率 [W/m ² K]	ε: 放射率 [–]	a: 吸収率 [–]
λ: 熱伝導率 [W/mK]	σ: ボルツマン定数 [W/m ² K ⁴]	γ: 螺旋角 [°]
添字		
ad: 断熱変化	b: 沸騰	c: 対流
ex: 熱交換器	f: 作動媒体または作動媒体側	g: ガスまたはガス側
i: 管の内側	r: 輻射	w: 壁面
j: 微小要素（区間）の番号	o: 管の外側	p: 電力
th: 理論上または熱	0: 入口側または初期	1: 出口側

2. 計算対象と炉内温度分布

図1は小型焼却炉（株）トマス技術研究所製造）の概略である。内容積 0.49 m³ の固定火床式の燃焼室（定格処理量 50 kg/h）に、内径 0.28 m、高さ 2.5 m の煙突部が垂直に設置されている。燃焼室に投入された処理対象物を主バーナ（下側）で強制燃焼させ、発生ガスを補助バーナ（上側）で再燃焼させる方式である。また、煙突内部のダクト孔を介して外気を供給して、余剰ガスの燃焼を促進することで、小型炉においてもダイオキシン類（2.5 ng/m³N 以上）を発生しない高温燃焼が実現されている。併せて、煙突出口において排煙の温度と濃度（NO_x, SO_x）を測定し、それらが規定値以下となるように燃焼量と水噴霧による冷却機能が自動制御されている。なお、予備実験によると、炉内温度（測定 4 点）はバーナ始動後約 20 分で準定常状態に達するが、測定箇所により 200～300℃ の非定常的変動や分布が存在した。

Fig. 1 Equipment of combustion furnace with heat exchanger of a helical tube; The exhaust gas with counter flow heats working fluid supplied into the inlet located on the top of the chimney.

Fig. 2 Temperature distributions in the combustion furnace; The exhaust gas temperature ranges from 200 to 1100°C in the equipment.

図2は汎用ソフト (Fluent 6.2) を用いてシミュレーションした炉内の温度分布を参考として示す。これは、定常燃焼時を再現しており、有次元の直交3軸モデルを要素数 94,237、節点数 61,054 のメッシュで分割し、 $k-\epsilon$ 乱流モデルによる解析を行った一例である。定常燃焼時には、主バーナ (図1の炉内右下) は停止の場合が多く、被処理対象物の発熱燃焼と補助バーナ (図1の炉内左上) の燃焼による熱発生およびその流動拡散が支配的であると想定される。そこでシミュレーションでは、炉内左下 (温度 1100 °C) の領域に一定体積の発熱項を配置して、そこから発生した熱およびガスが補助バーナにより再加熱される状況をモデル化した。そして、系への流入条件としては、補助バーナから発生する燃焼ガス、および煙突内部に設けたダクト側面 (図2の煙筒中央黒部) のノズル (孔) から供給される空気流の温度と速度であり、それらを炉内の内壁近傍に設置した熱電対による測定温度と計算値が概ね近づくよう初期値を微調整して与えている。空気速度は実測値を基に 20~40 m/s とし、外気側熱伝達率は $6.0 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ とした。煙突外への流出条件は出口大気開放 (大気圧) である。一般的な燃焼流の計算では、化学種の混合と反応などで気体燃焼をモデル化するが、ここでの解析では、一時間当たりの定格処理量 (50 kg) から処理時に発生するガス量、エネルギー量および運動量を算出し、それらをソース項として加えることで燃焼による効果を近似している。図2によると、燃焼温度は最高 1100 °C (図左下) に達し、燃焼室の壁近傍では 700~530 °C を示している。煙突入口付近で約 800 °C に再燃焼されたガスは、煙突内でエアノズルからの空気注入により 400~200 °C に冷却された後、炉外へ排気されている。また、排気速度は煙突内部において平均 2~3 m/s 程度と推定された。

3. 計算方法

3・1 微小要素モデルと熱交換器の熱収支

煙突および燃焼室の内壁に沿って直径 d (外径 d_o , 内径 d_i) のステンレス管 (SUS430) を螺旋状に配管し、その内部を流れる作動媒体が排ガスの熱を回収して所望温度に達した後に系外に取り出す。図3左にその概略を示す。煙突部は内径 $D_i = 0.28 \text{ m}$, 高さ $H = 2.5 \text{ m}$ で、燃焼室の内寸法 a , b , c はそれぞれ 0.7, 0.7, 1.0 m である。また、炉室高さ $h = 1.6 \text{ m}$ は、燃焼室内 1 m と火床下空間域 0.6 m を含み、管の設置が可能な空間高さである。作動媒体は煙突上端の管入口から初期温度 T_{j0} , 質量流量 M_{j0} (一定) で供給され、管内を通過しながら徐々に温度上昇し、飽和温度 T_s に達すると、気液二相状態で乾き度 x を増しつつ流動する。ドライアウト域を経て乾き度 $x = 1$ となった後は蒸気単相として再び温度上昇する。以上の熱輸送プロセスを想定し、規定寸法の炉内で回収可能な

Fig. 3 Heat transfer model and coordinates; Working fluid flows downward through the spiral tube located in the chimney. The right side view shows nomenclature and a concept of heat balance for a small element of helical tube which inside is full filled with working fluid.

熱量と熱交換距離（長さ）および相変化の遷移位置を推定する。

図3の右側の図は伝熱管の微小要素 z_j に対する熱収支のモデルである。流量 M_f で微小要素 z_j に流入（添字 0）する作動媒体は微小距離 z_j 進行し、連続の条件（ $M_f = M_{f0} = M_{f1}$ ）に従い流出（添字 1）する。入口・出口における作動媒体の比エンタルピーをそれぞれ h_0, h_1 とすると、高温の排ガスから管壁を通過して作動媒体に伝わる熱量 Q_j との関係は次式で表される。

$$Q_j = M_f (h_1 - h_0) \quad (1)$$

また、排ガスと作動媒体の温度をそれぞれ T_g と T_f 、管の外壁（ガス側）と内壁（媒体側）の温度をそれぞれ T_{wg} と T_{wf} とすると、通過熱量 Q_j は定常状態においてそれぞれ式(2)～(4)で表される。

$$Q_j = \alpha_f (T_{wf} - T_f) \pi d_i z_j \quad (2)$$

$$Q_j = 2\pi z_j \lambda (T_{wg} - T_{wf}) / \ln(d_o / d_i) \quad (3)$$

$$Q_j = Q_c + Q_r = \left\{ \alpha_g (T_g - T_{wg}) + \varepsilon a \sigma (T_g^4 - T_f^4) \right\} \pi d_o z_j \quad (4)$$

ここに、 α_g, α_f はガス側および作動媒体側の熱伝達率、 λ は管の壁厚方向の熱伝導率である。管内の熱伝達率 α_f は単相域で Dittus-Boelter の式、二相域では Chen の式によりそれぞれ分けて与えた（日本機械学会, 2009）。また、作動媒体の平均温度 T_f は入口・出口における温度 $T_{f0} \cdot T_{f1}$ の算術平均で次式とした。

$$T_f = \frac{1}{2} (T_{f0} + T_{f1}) = T_{f0} + \frac{1}{2} \Delta T_f \quad (5)$$

なお、媒体の熱力学的性質は NIST Ref-Prop Ver.9 (Lemmon et al., 2010) により求めた。

排ガス側の熱伝達式(4)は、対流成分 Q_c と輻射成分 Q_r の総和として表現する。ここに、放射率 ε 、吸収率 a 、ボルトマン定数 σ であり、本計算では $\varepsilon = a = 1$ とし、 α_g は高温空気の強制対流熱伝達式 (Dittus-Boelter) による。

一方、排ガスの温度 T_g は図 2 の解析例をもとに、一様温度分布曲線を仮定する。つまり、焼却炉の定常稼動時における測定値とシミュレーションによる数値解 (図 2) とを併せて、煙突出口から燃焼室に至る内壁近傍のガス温度 T_g について、煙突出口を原点とする垂直距離 y の多項式で近似した次式により与えた。

$$T_g(y) = c_0 + c_1 y + c_2 y^2 + c_3 y^3 \quad (6)$$

ここに、 $c_0 \sim c_3$ は燃焼物の種類 (発熱項) や燃焼状態により異なる係数である。また、 y_j と z_j の関係は螺旋角 γ を用いて、 $y = y_j = z_j \sin \gamma$ で座標変換される。なお、ガス温度 T_g は熱回収により低下し、それに伴い熱流動の様相も変化すると考えられるが、本計算では温度 T_g を一様かつ一定、つまりガス側の熱量は十分と仮定し、管内側の熱抵抗が相対的に大となる条件 ($\varepsilon = a = 1$) を与えることで、作動媒体の違いを明確にすることに重きをおいた。

3・2 圧力損失

流路直径が一定の微小要素の圧力差 Δp_j は動圧とヘッド差さおよび損失項 Δp_l を考慮して次式で表される。

$$\Delta p_j = p_0 - p_l = \frac{\rho_f}{2} \left\{ \left(\frac{\rho_0}{\rho_l} \right)^2 - 1 \right\} u_0^2 + \rho_f g (y_0 - y_l) + \Delta p_l \quad (7)$$

ここに、 u_0 は流入速度、 y_0 、 y_l はそれぞれ煙突先端を原点とする下向き直交座標で表される入口・出口の垂直高さである。また、損失項 Δp_l は曲がり Δz_b および摩擦 Δz_f の各損失ヘッドの総和として式(8)で表される。

$$\Delta p_l = \rho_f g (\Delta z_b + \Delta z_f) = \frac{\rho_f}{2} \left(f_j \frac{z_j}{d_i} + \zeta_b \right) u_0^2 \quad (8)$$

ここに、管摩擦係数 f_j は Blasius's の式により、また、曲がり損失係数 ζ_b は管路の曲率半径 R_c と直径 d およびレイノルズ数 Re で定義される無次元数 (Dean number) を考慮した Ito らの式 (日本機械学会, 2009) で与えた。

3・3 計算手順

微小要素への流入条件 (p_0 , T_0 , M_f) と出入口の温度差 (刻み) ΔT_f を初期値として与えると、式(5)から流出温度 T_l (または T_p)、温度と圧力からエンタルピー差 Δh 、および式(1)から熱量 Q_j がそれぞれ求まる。そして、式(2)~(6)から未知数 T_{wg} と T_{wf} および z_j ($j = 1$)、式(7)、(8)から圧力損失および出口圧力 p_l が算出される。その算出値の温度と圧力で物性値を求め直して、再度計算して求めた値を真値とした。以降は、出口での T_l 、 p_l を、次の要素の入口条件 (添字 0) として与え、 $j = 1$ から n まで順次解を求めた。

相変化の遷移点については、算出値 p_l に対する飽和温度 T_{sl} と、求めた T_l との差が 0.001K 以下となる位置を沸騰開始点として、 $T_l < T_{sl}$ を液単相域、 $T_{sl} = T_l$ を二相域、 $T_{sl} < T_l$ を過熱域として、各伝熱領域を特定した。

二相域 ($T_0 = T_l$) では、出口乾き度 x_l を一定の刻み幅 Δx で順次与え、飽和液 h' および飽和蒸気 h'' の各エンタルピーより湿り蒸気のそれを $h_l = (1 - x_l)h' + x_l h'' = h' + x_l r$ として求める。そして、単相の場合と同様の手順に従って各未知数を算出し、 $x_l = 1$ となる位置を二相域終端とした。なお、 h' 、 h'' は p_{sl} に対する値を用いた。

3・4 熱交換距離と積算回収熱量

所望の条件の過熱蒸気を得るために要した熱交換距離 Z_{ex} と回収熱量 Q_h および圧力損失 Δp_{ex} は微小要素 z_j の総和として次式で定義される。

$$Z_{ex} = \sum_{j=1}^n z_j, \quad Q_h = \sum_{j=1}^n Q_j, \quad \Delta p_{ex} = \sum_{j=1}^n \Delta p_j \quad (9)$$

ここに、 n は作動媒体が所望の過熱温度に達する微小要素の番号である。また、単位長当たりの管内圧力損失を、

$$\Delta \bar{p}_{ex} = \Delta p_{ex} / Z_{ex} \quad (10)$$

として定義した. また, 熱交換器出口の垂直座標 y_n は微小要素の垂直成分の総和として次式で与えられる.

$$y_n = y_0 + \sum_{j=1}^n z_j \sin \gamma \quad (11)$$

さらに, 煙突内径 D_i , 伝熱管外径 d_o , 螺旋角 γ , 巻き数 N と熱交換器の垂直高さ y_{ex} との関係は次式となる.

$$y_{ex} = \sum_{j=1}^n z_j \sin \gamma = N\pi(D_i - d_o) \tan \gamma \quad (12)$$

また, 隙間なしの真円コイルの状態では, 螺旋角 γ と熱交換器長 Z_{ex} は煙突および燃焼室内においてそれぞれ

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{d_o}{2D_i} \right) \text{ および } \gamma = \tan^{-1} \left(\frac{d_o}{4R_c} \right) \quad (13)$$

$$Z_{ex} = H / \sin \gamma \text{ および } Z_{ex} = h / \sin \gamma \quad (14)$$

として幾何学的に定義される.

4. 計算結果

4・1 伝熱距離と積算回収熱量

伝熱管は, ステンレス SUS430 ($d_i = 10$ mm, $d_o = 12$ mm) の平滑管を巻管状 (螺旋角 $\gamma = 1^\circ$) として, 炉内壁面に沿って配管する. 作動媒体は, 伝熱管入口 (煙突上端部) から初期温度 $T_0 = 300$ K, 圧力 $p_0 = 1.5$ MPa で供給され, 温度変化 (刻み幅) $\Delta T_f = 1.0$ K となる微小管長さ z_j を順次求めた. 図 4 (a), (b) は, 管入口からの距離すなわち伝熱距離 (長さ) z に対する作動媒体の温度 T_f を質量流量 M_f をパラメータとして示している. それぞれ作動媒体が (a) 水および (b) ペンタンの場合の計算結果である. なお, 図中には管軸方向 (z 方向) に対する排ガス温度 (点線) を合わせて示す. 入口 ($z = 0$) で供給された作動媒体は排ガスから熱を回収して, 管軸方向への進行とともに温度上昇している. そして液単相から, 気液二相, 蒸気単相の状態を経て, 所望の過熱度 $\Delta T_{sup} = 50$ K に到達する. 媒体供給量 M_f が大きいほど, 液単相域の温度勾配が緩やかとなり, 沸騰開始がより下流側で起こり二相域が相対的に長くなる. よって, 高流量であるほど長い伝熱距離を要する. 特に水の場合には, $M_f = 60 \sim 120$ kg/h の流量範囲で $\Delta T_{sup} = 50$ K の過熱度を得るためには, $z = 164 \sim 220$ m の熱交換距離を必要とし, 煙突上部から

Fig. 4 Changes in temperature of working fluid in cases of water and pentane, respectively. The left side view shows the effect of mass flow rate of working fluid for water, and the right side view shows that for pentane. The longer tube length z is required in case of water than that of pentane.

Fig. 5 Changes in overall capacity of heat recovery rate Q_h with mass flow rate M_f . The Q_h partitioned into three heat transfer regions are increasing gradually as M_f increases. Water shows a large capacity by comparison with pentane.

Fig. 6 Comparisons of overall tube length of heat exchanger Z_{ex} with mass flow rate M_f for three kinds of working fluid. Tube length around 220 m is required on $M_f=120$ kg/h for water.

Fig. 7 Prediction of pressure drop per unit length of helical tube $\Delta \bar{p}_{ex}$ with mass flow rate M_f for three kinds of working fluid. The $\Delta \bar{p}_{ex}$ for pentane and butane are lower than that for water.

燃焼室内部に至る伝熱領域を必要とすることが解る。一方、ペンタンの場合（図4(b)）の熱交換距離は $z=70 \sim 102$ mで、水の場合よりもかなり短距離で所望の過熱度に到達している。これは、ペンタンは、飽和温度が水のそれよりも約 49°C 低く、蒸発潜熱が水の10%程度である熱的性質が反映されている。

図5(a), (b)はそれぞれ水およびペンタンの回収熱量 Q_h について流量 M_f ごとの比較を示す。図中の表記 Q_h は各伝熱形態（液単相 Q_l ・気液二相 Q_{lv} ・蒸気単相 Q_v ）の積算値である。水とペンタンいずれの場合にも、 M_f の増加に対して Q_h は単調に増加する。そして、 $M_f=60 \sim 120$ kg/h に対する Q_h は、水の場合 $45 \sim 90$ kW、ペンタンの場合 $10 \sim 20$ kW で、水はペンタンの4.5倍大きい回収熱量である。また、 Q_h のうち二相域が占める割合 Q_{lv} / Q_h は、水の場合に約72%、ペンタンの場合に約39%である。つまり、水は二相域 Q_{lv} （潜熱輸送）の回収熱量（ペンタンの1.8倍）が大きいのにに対して、ペンタンは液相域 Q_l （顕熱輸送）の回収熱量が支配的であることが解る。

図6では、水、ペンタン、ブタンについて、所望の過熱蒸気（ $p_v=1.5$ MPa, $\Delta T_{sup}=50$ K）を供給するために必要な伝熱管の全長 Z_{ex} （左縦軸）およびその巻管躯体の垂直高さ y_{ex} （右縦軸）を M_f に対して比較する。いずれの作動媒体も M_f が増加すると Z_{ex} は長くなる。例えば、 $M_f=120$ kg/h では、水 220 m、ペンタン 102 m、ブタン 88 m

Fig. 8 Comparison of Rankine cycles on T - s diagram. Different characteristics are obvious between isentropic process for (a) water and (b) pentane, respectively. The superheated vapor at the state of h_4 ($p_v = 1.5$ MPa, $\Delta T_{sub} = 50$ K) are expanded adiabatically to reach the condensate temperature line $T_c = 310$ K on the state of h_5 . The portion of isentropic heat drops $\Delta h_{ad} (= h_4 - h_5)$ for water is much larger than that for pentane.

Fig. 9 Effects of condensate temperature T_c and evaporation pressure p_v on the theoretical thermal efficiency η_{th} as a comparison of working fluid (Water, Pentane, butane and R134a). The η_{th} for water ranges from 28 to 36 %, which the variations of that are a little significant for T_c and p_v on η_{th} , respectively. The high η_{th} shows in the order of water, pentane, butane and R134a.

の伝熱長さがそれぞれ必要となる。このことから、ペンタンを作動媒体として用いることで、水の約半分の伝熱距離で、水と同流量の過熱蒸気を供給できることが推定される。

図7は熱交換器の単位長さ当たりの圧力損失 $\Delta \bar{p}_{ex}$ の M_f に対する比較である。本流量範囲では、いずれの作動媒体も、 M_f に対して $\Delta \bar{p}_{ex}$ はほぼ直線的に増加する。また、水の圧力損失が最も大きく、ペンタンの1.8~1.5倍である。そして、 M_f の増加にともなって、水とその他2媒体との $\Delta \bar{p}_{ex}$ の差は徐々に拡大している。

4・2 作動媒体のサイクル特性と理論熱効率

図8(a)および(b)はそれぞれ水およびペンタンを作動媒体とした場合のランキンサイクルを T - s 線図上に示す。熱回収により得た過熱蒸気のエンタルピー h_4 ($p_v = 1.5$ MPa, $\Delta T_{sup} = 50$ K) を、凝縮温度 $T_c = 310$ K の状態へ等エントロピー的に断熱膨張させ、最大仕事 $L_{th} = M_f(h_4 - h_5)$ を得る理論プロセスを想定する。水の場合、状態 h_4 の過熱蒸気は、膨張過程において飽和蒸気線を通して二相状態となり、 T_c に対する飽和圧力 p_c 、すなわち図中の湿り状態 h_5 へ到達する。一方、ペンタン(図8(b))の場合には、過熱状態 h_4 ($\Delta T_{sup} = 50$ K) から等エントロピー的に、 T_c に対する飽和圧 p_c 、すなわち過熱状態の h_5 に到達した後、等圧線 ($p = p_c$) に沿って、飽和蒸気 h_5'' として h_1 への経過をたどる。以上の線図上の比較から、断熱落差 $\Delta h_{ad} (= h_4 - h_5)$ は、水蒸気の方がペンタン蒸気よりも格

Fig. 10 Variations of heat recovery rate Q_h with mass flow rate M_f . The Q_h reaches maximum around $M_f = 150$ kg/h flowing in the constant tube length $Z_{ex} = 250$ m. The total amount of Q_h involves the portions of heat in chimney and furnace, respectively.

Fig. 11 Comparison of adiabatic recovery work L_{ad} , which were estimated on the bases of recovered heat Q_h and theoretical thermal efficiency η_t for each working fluid. For the assumption of power efficiency $\eta_p = 30\%$ the maximum electric power is estimated about 11kW for around 150 kg/h.

段に大きいことが解る。また、理論熱効率 η_{th} は、受熱量 $Q_{th} (= h_4 - h_1)$ に対する断熱落差 Δh_{ad} の比として、 $\eta_{th} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_1)$ で定義される。

図9は、 T - s 線図より求めた理論熱効率 η_{th} に及ぼす凝縮温度 T_c の影響(左図)ならびに蒸気圧力 p_v の影響(右図)について、それぞれ4種類の作動媒体の比較を示す。いずれの作動媒体も T_c が低いほど、または p_v が大きいほど、 η_{th} は高くなる傾向を示している。しかし、本条件下では、作動媒体の差異は顕著であるが、いずれの作動媒体も T_c および p_v の影響は小さい。つまり、本条件下における η_{th} は、水、ペンタン、ブタン、R134aの順に高く、それぞれ水28~36%、ペンタン15~23%、ブタン10~18%、R134で1~12%の範囲である。

4・3 最大回収熱量と理論動力

当該焼却炉に配置可能な螺旋管の最大長さ Z_{ex} は、式(13)、(14)において主要寸法($d_o = 12$ mm, $D_i = 280$ mm, $H = 2.5$ m, $h = 1.6$ m)をそれぞれ代入すると、煙突内116 mと炉室内183 mで合計299 mと推算され、実際の配管における障害物や角部等の影響を考慮すると、全長で約250 mの螺旋管を当該装置内に設置できると考えられる。

図10は回収熱量 Q_h と流量 $M_f = 0 \sim 150$ kg/hの関係を熱交換器長 $Z_{ex} = 0 \sim 250$ mの範囲で推定した結果である。なお、図中には参考のため煙突のみで得られる回収熱量の平均値を点線で示す。水の場合、 M_f の増加に対して Q_h は徐々に増加し、 $M_f = 150$ kg/h付近においてほぼ最大となる。これは、 $M_f > 125$ kg/hでは炉内で確保できる管長が限界に達し、その終端で所望の過熱蒸気が得られずに湿り状態となる。したがって、その流量以上では M_f の増加に伴って二相域の区間が徐々に狭まり(図4参照)、熱伝達量が低下して Q_h が頭落ちになる傾向となる。つまり、管長一定の条件では、 M_f に対する Q_h の限界値が存在することを意味する。よって、当該装置においては、 $Z_{ex} = 250$ mの螺旋管の配置が限界であることから、約100 kW程度が本理論上の最大回収熱量であると推定される。

一方、ペンタンおよびブタンの場合には、水よりも Q_h は極めて低く、 $M_f = 150$ kg/hにおいて水の25%に満たない。しかし、ペンタン、ブタンは本流量範囲では最大値には至っていない。したがって、さらに高流量側で最大値をとり、水よりも受熱量は小さいが、伝熱管の最適化により比較的多量の蒸気量を供給できると考えられる。

次に、各作動媒体の理論熱効率 η_{th} をそれぞれ水30%、ペンタン16%、ブタン12%と仮定して Q_h から得られる理論動力 $L_{ad} = \eta_{th} Q_h$ および発電出力 $E_p = \eta_p L_{ad}$ を推定して考察する。ここに、発電効率 η_p は文献(Kew and Cornwell, 2005, 徳田, 長内, 1984)を参考に $\eta_p = 30\%$ とした。また、図11は図10と同様に L_{ad} および E_p の比較を蒸気流量 M_{fv} に対して示す。本条件において、水を作動媒体とした場合には、 $M_{fv} = 150$ kg/hが得られれば理論

上約 30kW の動力および発電出力 11 kW 程度が得られることになる。一方、ペンタン、ブタンでは、同流量に対して E_p は 2 kW 以下である。

5. 結 言

小型焼却炉の実用機を対象として、SUS430 製の螺旋平滑管内を流れる作動媒体による排熱回収量を数値計算により求め、過熱蒸気による発電利用の可能性について考察した。推定結果に基づく結論を以下に示す。

- (1) 外径 12 mm の平滑管を煙突と炉内の壁面に沿って螺旋状に巻いて熱交換器とした場合、当該焼却炉に対して、全長約 250 m (煙突内 116 m, 炉内 134 m) の伝熱距離を確保できると推定された。
- (2) 全長 250 m の螺旋管を配置して水を作動媒体とした場合、流量 150 kg/h においてほぼ最大の約 100 kW (煙突内 31 kW, 炉内 69 kW) の回収熱量となった。
- (3) 上記の過熱水蒸気でランキンサイクルを構成した場合、凝縮温度 310 K, 蒸気圧力 1.5 MPa において理論熱効率は 28~36 % となる。また、小型蒸気タービンの発電効率を 30 % と仮定すると、本焼却炉の回収熱により出力 11 kW 程度の電力が供給できると試算された。
- (4) ペンタン、ブタン、R134a を作動媒体とした場合、水よりも短い伝熱距離でそれと同流量 150 kg/h の過熱蒸気が得られると推定された。また、対象とした媒体のうち、単位長さ当たりの圧力損失はペンタンが最も小さい。
- (5) 対象とした作動媒体のうち、理論熱効率は水が最も高く、次いでペンタン、ブタン、R134a の順に低くなる。
- (6) 対象とした設計耐圧条件でランキンサイクル (2 MPa 以下) を想定すると、水を作動媒体とした場合、膨張過程において気液二相状態となる。したがって、当該装置から回収された水蒸気をタービン駆動として用いる場合には、湿り水蒸気を効果的に回転動力に変換する視点が重要となる。
- (7) ペンタンおよびブタンは、水よりも単位流量当たりの受熱量が小さく理論熱効率が低い。しかし、圧力損失が相対的に小さく、単位熱量当たりの蒸気発生量が多いことから、小温度差熱源や小規模排熱の利用において活路を見いだせる可能性がある。

謝 辞

本研究の一部は平成 25 年度沖縄県ものづくりネットワーク構築事業ならびに平成 27~28 年度沖縄県ものづくり基盤整備事業の支援を受けた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- 越後亮三, 花村克悟, 高橋義憲, 奥山正明, Sumrereng JUGJAI, 荻原明房, 宇佐美優, 船橋信之, ふく射変換体を装備した管式メタン・水蒸気改質器の伝熱解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.57, No.539 (1991), pp.163-169.
- 長谷川浩和, 君島真仁, 小温度差熱利用のためのランキンサイクルの作動流体の選定に関する考察, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.30, No.1 (2013), pp.1-12.
- Hegazy, A. S., Possible waste heat recovery in the condenser of a regenerative steam cycle, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.2, No.1 (2007), pp.1-12.
- Kew, P. A. and Cornwell, K., Development of a highly compact steam generator, Applied Thermal Engineering, Vol.25 (2005), pp.2604-2614.
- 金潤植, 品川祐一, 吉川邦夫, 程永元, 塩田進, クローズドサイクル MHD 発電用蓄熱形高温熱交換器の研究 (燃焼室内の燃焼解析), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.55, No.512 (1989), pp.1199-1205.
- Lemmon, E. W., Huber, M. L. and Mc Linden, M. O., NIST REFPROP Ver.9 (2010).
- 化学工学協会編, 化学工学便覧 改定 7 版 (2010).
- タクマ環境技術研究会, ごみ焼却技術, オーム社 (2010), pp.1-200.
- 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第 5 版 (2009), pp.105-204.

日本機械学会, 燃焼の数値計算 (2001), pp.1-120.

日本冷凍空調学会, 産業分野で活躍する排熱回収装置, 冷凍, Vol.090, No.1047 (2015), pp.3-22.

徳田仁, 長内敏雄, 排熱ボイラシステムによるエクセルギー回収, 日本機械学会論文集B編, Vol.50, No.449 (1984), pp.91-97.

山下隼平, 宇高義郎, 燃焼ガスを利用する潜熱回収熱交換器の性能予測, 日本機械学会論文集B編, Vol.80, No.818 (2014), pp.1-14.

References

Echigo, R., Hanamura, K., Takahashi, Y., Okuyama, M., Jugjai, S., Hagiwara, A., Usami, Y., and Funahashi, N., Heat transfer analysis for a tubular methane-steam reformer with a porous radiative converter, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.57, No.539 (1991), pp.163-169 (in Japanese).

Hasegawa, H. and Kimishima, S., An investigation on working fluid selection of Rankine-Cycle driven by low grade heat with small temperature difference to environment, Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Vol.30, No.1 (2013), pp.1-12 (in Japanese).

Hegazy, A. S., Possible waste heat recovery in the condenser of a regenerative steam cycle, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.2, No.1 (2007), pp.1-12.

Kew, P. A. and Cornwell, K., Development of a highly compact steam generator, Applied Thermal Engineering, Vol.25 (2005), pp.2604-2614.

Kimu, Y., Shingawa, Y., Yoshikawa, K., Cheng, Y. Y. and Shioda, S., Studies on a high temperature regenerative heat exchanger for closed cycle MHD power generation, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.55, No.512 (1989), pp.1199-1205 (in Japanese).

Lemmon, E. W., Huber, M. L. and Mc Linden, M. O., NIST REFPROP Ver.9 (2010).

Society of Chemical Engineers of Japan, Chemical engineers Hand Book, 7th ed. (2010), (in Japanese).

Takuma Co., Ltd., Environmental Technology Research Association, Waste Incineration Technology, Ohm-Sha (2010), pp.1-200 (in Japanese).

The Japan Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Data Book 5 th ed. (2009), pp.105-204 (in Japanese).

The Japan Society of Mechanical Engineers, Numerical calculation for combustion (2001), pp.1-120 (in Japanese).

The Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Refrigeration, Special ed., Vol.090, No.1047 (2015), pp.3-22 (in Japanese).

Tokuda, S. and Osanai, T., Exergie-Heat recovery analysis for exhaust gas in the boiler system, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol. 50, No. 449 (1984), pp. 91-97 (in Japanese).

Yamashita, J. and Utaka, Y., On prediction of heat exchanger performance for latent heat recovery using flue gas, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol. 80, No. 818 (2014), pp. 1-14 (in Japanese).