

## ごみ焼却とエネルギー

1. ごみの持つエネルギーと処理の動向
2. ごみのエネルギー利用の現状
3. 発電効率上昇のための技術上の諸対策
4. 結論

平山直道\*

### 要 約

都市ごみは減量・再利用に努めなければならないが、なおかつ排出されるごみについては焼却して無害化と容積の減少を計らなければならない。幸いにして、焼却による公害は最小限に止めることが可能になったが、二酸化炭素は排出されるわけで、できるだけ熱利用の効率を高め、その化石燃料の使用を削減することが必要である。本文においてはそのための考えられる対策を検討し、とるべき今後の方向を述べる。

### 1. ごみの持つエネルギーと処理の動向

都市ごみの処理は自治体の責任であるが、日本の産業の持つ生産力からしても、国内における消費規模からいっても、廃棄物の量は世界有数であるのに、処理処分は極端に狭い平地面積の中で行われているので、無害化と減量の為に焼却に頼らざるを得なかった。しかし幸いにして排ガス、排水中の有害物質（たとえば、酸性ガス、重金属類、ダイオキシンなど）に関連する焼却炉の二次的な公害の防除もほぼ完全に可能になった。しかしごみ量の増加は益々激しく、このままでは最近施設の建設が急速に進みにくいことや、またできるだけ自区内に求められている処分地の入手が困難なことから、遠からずして行き詰まることがひしひしと感ぜられるようになった。

しかも都市ごみの主成分としての紙やプラス

チック類は資源の面からも、延いては地球環境の保全の見地からも増えるに任せて良いものでなく、ごみの減量あるいは再利用に真剣に取り組むべきと考えられる。このような世論を背景に、厚生省は「廃棄物の処理及び清掃に関する法律」（廃掃法）を改正し、従来の衛生的処理・処分を中心とする方式から、ごみの減量、再利用を考慮した処理体系への変革をめざすことになり、また通商産業省ほか多くの省庁により「再生資源の利用の促進に関する法律」（リサイクル法）が新規に施行され、廃棄物や副産物の資源化の推進を目指すことになった。

このような努力により減量をはかってもなおかつ発生するごみについては国土狭あいな我が国においては焼却せざるをえない。しかし、現在のようエネルギーの有効利用が叫ばれるだけでなく、CO<sub>2</sub>の環境負荷が厳しく論ぜられるようになると、ごみのエネルギーを徹底的に利用し、それ

\*千葉工業大学（都市研究所非常勤研究員、東京都立大学名誉教授）

によって化石燃料の使用を抑制することを目指さなければならない。さらに言うならば、エネルギーの観点だけでは十分でない。エクセルギーを考慮すれば、温度の高い状態でのエネルギーはできるだけ動力に変える、あるいは発電することに心がけ、熱源の温度の低くなったところで暖房や給湯を考えると、エネルギーを効果的に用いる努力を怠らないことが重要である。

## 2. ごみのエネルギー利用の現状

### 2. 1 日本におけるエネルギー利用の考え方の変遷

昭和40年頃、ボイラーなどに用いられていた近代工業技術が焼却炉に転移されたので、この時点で技術力としてはボイラーの使用を前提とした発電やその他の熱利用を推進することは可能な条件が整ったと言える。しかし実際には、昭和40年の段階で本格的な発電を行ったのは大阪市の西淀工場だけで、東京をはじめとする大都市の大型炉でもボイラーを採用せず（江戸川工場、北工場）燃焼排ガスの処理の為に燃焼ガスの温度を下げるのには水噴霧冷却を用いた。また、熱利用も簡単な温水器を設置することによって老人ホームに給湯する程度であった。当時エネルギー利用の進まなかった原因としては次のようなことが考えられる。

1) 当時はエネルギー価格が安く、また、日本の電力事情も安定しており、小規模の不安定電力を集める機運になかった。従って売電の価格が安く（例えば3円/kWhの程度）、ボイラーを含めた投資を考えると成り立ちにくかった。

2) 自家消費の電力については当時でも15円/kWhの程度であったが、ボイラーまで投資すると回収に要する年限も永く、廃棄されるごみにそこまで投資するまでに世論が成長していなかった。

その後水噴霧による排ガス冷却も必ずしも維持管理上安定した設備でなく、水の消費量も馬鹿にならないことから、熱を有効に利用しようと言う観点から大型炉ではボイラーを設置するように

なった。昭和40年以降になって、発電も行われるようになった。しかしこの場合も発電は殆ど場内で使用する電力に限られた。理由は次のようであった。

1) 工場側での売電価格（例えば15円/kWhの程度）の節約のために場内使用分だけ発電することは、特にボイラーが既にある場合は極めて有利であった。

2) 厚生省の補助金も場内で使用する分の発電設備には付いたが、場外送電用には付かなかった。しかも、この場合起債も困難で、しかも4円/kWh程度の売電価格では採算的に困難であった。

これに対して、近年焼却自体排ガス処理を完ぺきにする限り国土の狭あいからやむを得ないとしても、CO<sub>2</sub>は排出する訳であるから、少なくとも熱利用を完ぺきにしてその為に化石燃料の消費を軽減してCO<sub>2</sub>負荷を増加させない努力が要求されるようになった。また毎夏のように（'93は冷夏であったが）訪れる電力危機もあって、電力会社もローカルなエネルギーを有効に利用するため、電力の買い取り価格を上げるようになった。また、国もこの様な情勢をとらえその方向に電力会社を指導するとともに、自治体が熱利用を推進し易いように場外向けの発電設備の場合でも起債等資金面での援助を考えるようになった。自治体もまたこの様な情勢を踏まえ、進んで清掃工場を重要な都市施設の一環として位置づけ、電力、熱を含め有効に利用する施策を取るよう望まれている。

図1 aは発電設備を持つ焼却施設数で、図1 bは発電設備能力の推移である。現在のところ設備能力は33万kWであるが、厚生省においては2010年までに発電設備を持つ焼却設備の処理量を2倍に増やし、発電効率を5%から20%に上げて、発電設備を300万kWにする計画である。

### 2. 2 日欧米における状況比較

日本におけるごみ発電ボイラーの蒸気条件は維持管理上の理由で低めにとられている（図2）が、例えばドイツにおける状況は表1のように450℃以上も多い。ただし、'80年以降はどちらかと言

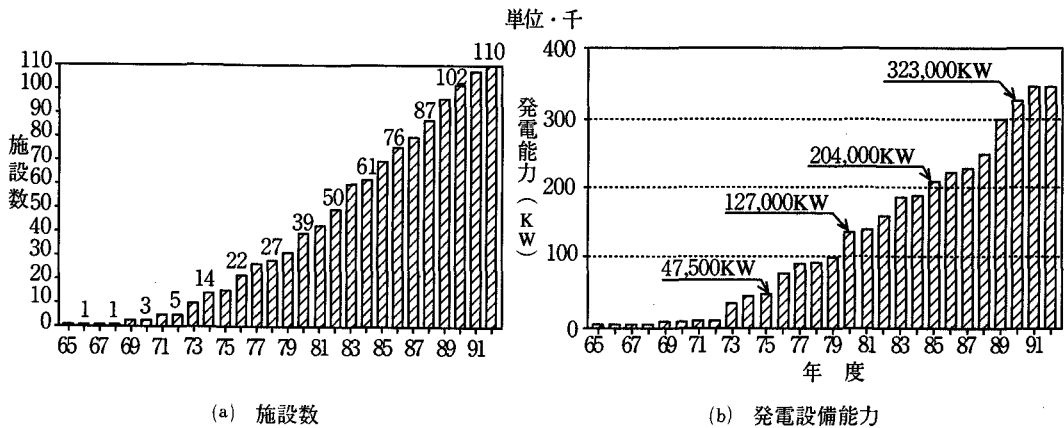


図1 日本における発電設備の推移<sup>(1)</sup>

えば400℃付近に取れんしつつあるようである。欧州の技術を導入している米国においても蒸気条件についてはほぼ欧州と同様であった。

日本においては経済的な理由から発電を場内使用目的に限ったため、在来は蒸気条件に無理をせず維持管理上安全な圧力、温度を選んだ。欧州各国では発電設備が都市の外郭の公営企業で運営されているので、木目の細かい維持管理も苦にならない状況にあること、またこの電力を扱う外郭団体が直接ごみも処理されているので、エネルギー利用に有利であるともいえる。一方米国においては焼却は主に会社組織で行われており、発電は重要な収入源であるので、蒸気条件はほぼ欧州の値を踏襲している。

### 3. 発電効率上昇のための技術上の諸対策

#### 3.1 過熱器材料の選択による蒸気条件の改善

過熱器の材料として、少なくとも最も厳しい条件の部分の材料が現実の焼却炉でどの位の期間寿命があるかについて、文献にみられるものを一覧表にしたものが表2である。日本のJIS相当の材料名を注記に記してあるが、現実のボイラ材料で、蒸気条件40atg、400℃を満足して2～5年も寿命を保っている。図3は蒸気温度と平均寿命の関係を示す。(財)廃棄物研究財団等において過熱器の材

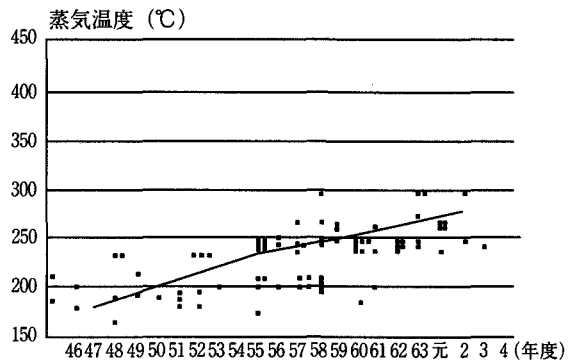


図2 国内ごみ発電所の蒸気条件の推移<sup>(2)</sup>

表1 ドイツにおける焼却炉の蒸気条件<sup>(2)</sup>

| 運転開始時期  | ～1970 | 70～74 | 75～79 | 80～84 | 85～ |
|---------|-------|-------|-------|-------|-----|
| 蒸気温度    |       |       |       |       |     |
| 299℃以下  | 5     | 0     | 5     | 1     | 1   |
| 300～449 | 0     | 5     | 10    | 13    | 0   |
| 450以上   | 18    | 10    | 2     | 3     | 0   |

出所：Werksstoffe and Korrosion 40 (1989年調べ)

料の耐熱性について研究されているが詳細については省略する。

#### 3.2 蒸気条件改善による発電効率の改善

表3に東京の江東工場に匹敵する1,800t/dのプラントを40ata、400℃の蒸気条件で設計したときの発電能力を示す。表3には条件での熱利用も考慮されている。現在江東工場は15,000kWの発

表2 欧米のごみ焼却ボイラー過熱器材料実績表<sup>(3)</sup>

| プラント名称<br>国名 名称 | 施設規模<br>L/d×基        | 竣工<br>年度       | ボイラ仕様 (SH出口)  |                   |         | 過熱器<br>入口ガ<br>ス温度<br>℃ | 過熱器材質         |  | 寿命<br>hr         | 備 考            | 記 事<br>(参考<br>文献) |
|-----------------|----------------------|----------------|---------------|-------------------|---------|------------------------|---------------|--|------------------|----------------|-------------------|
|                 |                      |                | 蒸発量<br>ton/h  | 圧力<br>bar/<br>atg | 温度<br>℃ |                        | FInal SH (高温) | First SH (飽和)                            |                  |                |                   |
|                 |                      |                |               |                   |         |                        | 高温ガス側         | 低温ガス側                                    |                  |                |                   |
| ドイツ             | Ludw-<br>lgshafen    | 288×3          | 1967<br>M1989 | 28.65             | 43 bar  | 450                    | 573           | ③15Mo3                                   | ②15Mo3 ①St.35.8  | -              |                   |
|                 | Wurzburg             | 300×2          | 1964          | 29.0              | 40 bar  | 415                    | 650           | ③SL35.8                                  | ②SL35.8 ①SL35.8  | 20,000         |                   |
|                 | Bielefel-<br>Herford | 384×3          | 1982<br>E1989 | 52.4              | 40 bar  | 400                    | 760           | ③15Mo3                                   | ②15Mo3 ①15Mo3    | 43,000         |                   |
|                 | Darnstadt            | 200×2          | M1987         | 21.0              | 38 bar  | 350                    | 600           | ③SL35.8                                  | ②SL35.8 ①SL35.8  | 32,000         |                   |
|                 | Oberhausen           | 528×4          | 1972          | 24.2              | 60 bar  | 480                    | 800           | ①SL35.8 ④13CrMo44<br>10CrMo910 13CrMo44  | ③15Mo3 ②St35.8   | -              |                   |
| オランダ            | Den Haag             | 300×4          | 1965          | 36.0              | 45 bar  | 425                    | ~800<br>950   | -metal temp.420~450℃<br>-metal temp.450℃ | ②15Mo3<br>①15Mo3 | 9,300<br>4,300 |                   |
|                 | Rotterdam            | 300×4          | 1966          | 30.0              | 28 bar  | 360                    | 700           | SL35.8 (直線部)<br>15Mo3 (折曲部)              |                  | 約2年<br>約10年    |                   |
| スイス             | Kezo                 | 120×1<br>144×2 | 1971<br>E1976 | 13.5              | 42 bar  | 400                    | 635           | ②15Mo3                                   | ①SL35.8          | 17,000         |                   |
| アメリカ            | Saugus               | 750×2          | 1975          | 90.0              | 50 bar  | 470                    | -             | 2-1/4Cr-1Mo                              |                  | 4,320          | インコロイ825<br>に取り換え |

注記) 1) E:増設 M:建替え 2) ①-②-③は蒸気の流  
れの順番を示す。 3) オリジナルからの取  
り換え時間を示す。 4) 材質JIS St.35.8 15Mo3 13CrMo44 10CrMo910 2-1/4Cr-1Mo  
相当 STB35 STBA12 STBA22 STBA24 STBA23

表3 モデルプラントの発電出力及び発電効率<sup>(2)</sup>

…施設規模：1,800t/日、ボイラ定格蒸気条件：400℃、40ata ケース…

<システム構成：ボイラ出口 (200℃) + 消石灰噴霧+バグ出口 (135~140℃) + 再加熱 (210℃) + 触媒脱硝>

| 項 目                       | 運用ケース | 高質ゴミ<br>公称負荷 | 基準ゴミ   |        |        | 低質ゴミ   |        |
|---------------------------|-------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                           |       |              | 高負荷    | 公称負荷   | 軽負荷    | 公称負荷   |        |
| ゴミの発熱量 (LHV: kcal/kg)     |       | 3,000        | 2,400  | 2,400  | 2,400  | 1,700  |        |
| 焼却炉負荷率 (公称能力比: %)         |       | 100          | 120    | 100    | 80     | 100    |        |
| 1時間当り焼却処理量 (t/h)          |       | 75           | 90     | 75     | 80     | 75     |        |
| ゴミの燃焼熱量 (LHV: Gcal/h)     |       | 225.0        | 216.0  | 180.0  | 144.0  | 127.5  |        |
| 発電出力<br>(KW)              | 空冷復水  | 青圧0.25ata    | 51,051 | 47,720 | 38,180 | 28,343 | 22,519 |
|                           |       | 青圧0.10ata    | 56,178 | 52,735 | 42,869 | 32,525 | 26,127 |
|                           | 海水復水  | 青圧0.064ata   | 58,563 | 54,519 | 43,865 | 32,804 | 26,135 |
|                           |       | 青圧0.052ata   | 59,544 | 55,555 | 44,685 | 33,452 | 26,647 |
| 発電効率<br>(%)<br>燃焼熱基準      | 空冷復水  | 青圧0.25ata    | 19.51  | 19.00  | 18.24  | 16.93  | 15.19  |
|                           |       | 青圧0.10ata    | 21.47  | 21.00  | 20.48  | 19.42  | 17.62  |
|                           | 海水復水  | 青圧0.064ata   | 22.38  | 21.71  | 20.96  | 19.59  | 17.63  |
|                           |       | 青圧0.052ata   | 22.76  | 22.12  | 21.35  | 19.98  | 17.97  |
| ゴミ1t当り<br>発電出力<br>(KWH/t) | 空冷復水  | 青圧0.25ata    | 681    | 530    | 509    | 472    | 300    |
|                           |       | 青圧0.10ata    | 749    | 586    | 572    | 542    | 348    |
|                           | 海水復水  | 青圧0.064ata   | 781    | 606    | 585    | 547    | 348    |
|                           |       | 青圧0.052ata   | 794    | 617    | 596    | 558    | 355    |

電を行っているが、蒸気条件の改善によって、十分な熱利用をした上に約50,000kW以上の発電が可能となる。

### 3. 3 異種燃料による過熱条件の改善、およびガスタービン・コンバインドサイクル併設の効果

廃棄物研究財団において検当を行ったケース・スタディーの種類を表4に示す。J0は比較に用いた在来型の焼却発電で、図4aにそのフローを示す。C1からC6まではガスタービン・コンバインドサイクルとの併用、すなわち、ガスタービンの排ガスで蒸気の過熱を行うもので、フローシートを図4bに示し、異種燃料を用いる独立の過熱器をもつハイブリッド型H1のフローを図4cに示す。一例としてJ0とC3についての計算結果を表5に示す。表の中でC3-1項はボイラーをでた飽和蒸気を与えられた温度（この場合は400℃）に加熱するのに必要最小限のガスタービンを備えた場合で、C3-2以下C3-5項まではガスタービンの大きさが1.3、1.6、2.0、3.0倍の場合を計算したものである。下から3行目に総合効率1という欄があるが、これはガスタービンと蒸気タービンの合計の出力を分子とし、ごみと燃料の総合的な熱量を分母としたものである。

本調査はごみの持つエネルギーを如何に有効に利用できるかを知ることを目的としているので、次に述べるもう一つの効率、効率2を論ずるのが合理的である。即ち、

効率1 = (全設備の出力) / (ごみと燃料の合計の発熱量)

効率2 = {(全設備の出力) - (等量の燃料のみを用いた場合のコンバインド・サイクル単独の出力)} / (ごみの持つ熱量)

表5のような計算をC4、C5についても行い、上式による効率2を求めて表にしたのが表6である。J3との比較で考えると、ガスタービン・コンバインドサイクルは、ガスタービンが高価（ガスタービンがkW当たり20万円のオーダー、増加する蒸気タービン関連施設がやはり同じ程度）な割

りにはごみの熱の利用率はあまり大きくない。

また、経済計算の仮定として、

a) 昼夜間、平日休日平均、余剰電力単価  
8.17円/kWh

b) 蒸気タービン建設コスト（発電機、コンデンサー関連機器込み）

10MW 16億円で、規模の0.7乗で変化

c) ガスタービン・ライン設備コスト（ガスタービン、発電機、廃熱ボイラー、燃料系統機器を含む）

10MW 15億円とし、規模の0.65乗で変化

d) ハイブリッドの設備コスト（ボイラー昇圧分コスト、独立過熱器、燃料関連機器を含む。）

J0のコスト+18.8億円

e) 燃料単価

天然ガス 35円/kg

を用いて、600t/d 焼却炉について経済計算をした結果は一例を示せば図5の通りである。結論として、

1) 横軸のガスタービンと蒸気タービンの合計出力とともに年間収入が減少することを示している。

2) 現状では燃料費発電コストに燃料費の占める割合が大きい。

同様に計算をC4、C5、C6、Hについて行い、その結果を発電原価、及び投資効果（投資回収に要する年数の逆数、1/年）について、図に表したのが図6、7である。図6においてJ0、J3が著しく発電原価が低いのは、たとえ発電を行わない場合でも排ガス温度を冷却して排ガス処理装置に入れるため、ボイラーは必要であるため必要最小限の規模分は原価に勘定しなかったことに因る。横軸は前と同様に総出力で、併設したガスタービンの大きさによって変化する。大きいガスタービンを付けるほど発電原価が上がる。図7の縦軸は投資回収年の逆数で例えば0.1は投資回収に10年かかることを意味する。結論としてはガスタービンが大きいほど投資回収が遅れることになる。

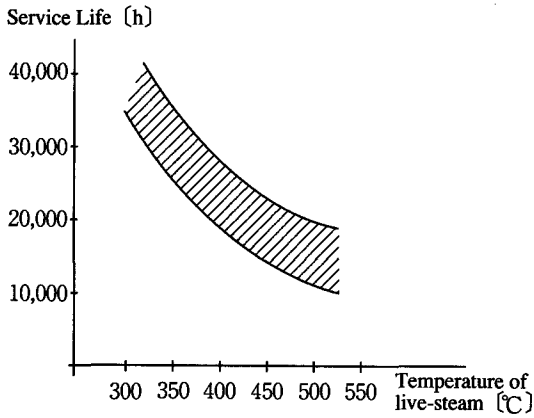


図3 過熱器蒸気温度と耐用年数<sup>(3)</sup>

表4 ケーススタディの組み合わせ検討条件

| ケース No. | システム   | GT入口ガス温度 | ごみ焼却炉ボイラ出口蒸気 | 過熱器出口蒸気 | 備考 |
|---------|--------|----------|--------------|---------|----|
| J 0     | 従来型    | —        | 20atg, 280℃  | 280℃    |    |
| C 1     | コンバインド | 1.100℃   | 20atg, 飽和    | 280℃    |    |
| C 2     | 〃      | 1.100℃   | 40atg, 飽和    | 400℃    |    |
| C 3     | 〃      | 1.200℃   | 40atg, 飽和    | 400℃    |    |
| C 4     | 〃      | 1.200℃   | 60atg, 飽和    | 480℃    |    |
| C 5     | 〃      | 1.300℃   | 60atg, 飽和    | 480℃    |    |
| C 6     | 〃      | 1.300℃   | 88atg, 飽和    | 510℃    |    |
| H 1     | ハイブリッド | —        | 88atg, 飽和    | 510℃    |    |

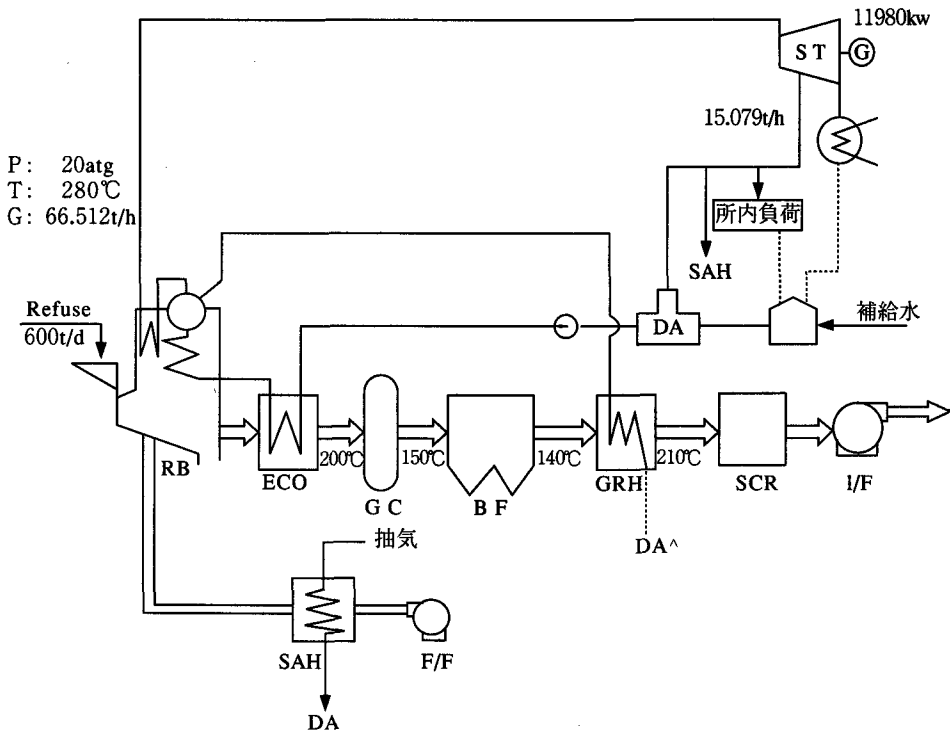


図4 a 従来型ごみ焼却施設フロー



表5 ケースC3の計算

| Case No                    | 単位                   | J 0<br>従来方式 | C 3-1   | C 3-2   | C 3-3   | C 3-4   | C 3-5   |
|----------------------------|----------------------|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| ごみ焼却炉                      |                      |             |         |         |         |         |         |
| 蒸気圧力                       | kg/cm <sup>2</sup> g | 20          | 40      | 40      | 40      | 40      | 40      |
| 蒸気温度                       | ℃                    | 280         | 250     | 250     | 250     | 250     | 250     |
| 蒸発量                        | ton/hr               | 86.512      | 91.44   | 91.44   | 91.44   | 91.44   | 91.44   |
| 給水温度                       | ℃                    | 140         | 140     | 140     | 140     | 140     | 140     |
| ごみ熱量                       | Mcal/hr              | 60,000      | 60,000  | 60,000  | 60,000  | 60,000  | 60,000  |
| ガスタービン                     |                      |             |         |         |         |         |         |
| 発電端出力                      | kW                   | 0           | 10,900  | 14,170  | 17,440  | 21,800  | 32,700  |
| タービン入口温度                   | ℃                    |             | 1,200   | 1,200   | 1,200   | 1,200   | 1,200   |
| 排ガス温度                      | ℃                    |             | 540     | 540     | 540     | 540     | 540     |
| 排ガス量                       | Nm <sup>3</sup> /hr  |             | 101,640 | 132,130 | 162,620 | 203,280 | 304,920 |
| 燃料消費量                      | Nm <sup>3</sup> /hr  | 0           | 2,947   | 3,831   | 4,715   | 5,894   | 8,841   |
| ガスタービン大きさ                  | —                    | 0           | 1       | 1.3     | 1.6     | 2       | 3       |
| CO <sub>2</sub> 排出量        | Nm <sup>3</sup> /hr  | 0           | 3,533   | 4,593   | 5,653   | 7,067   | 10,600  |
| CO <sub>2</sub> 排出量        | Nm <sup>3</sup> /kW  | 0.0000      | 0.1228  | 0.1388  | 0.1511  | 0.1637  | 0.1842  |
| 廃熱ボイラ                      |                      |             |         |         |         |         |         |
| 蒸気圧力                       | kg/cm <sup>2</sup> g |             | 40      | 40      | 40      | 40      | 40      |
| 蒸気温度                       | ℃                    |             | 400     | 400     | 400     | 400     | 400     |
| *発生蒸気量                     | ton/hr               |             | 0       | 5.867   | 11.733  | 19.555  | 39.11   |
| 給水量                        | ton/hr               |             | 0       | 5.926   | 11.850  | 19.751  | 39.501  |
| 排ガス温度                      | ℃                    |             | 123     | 138     | 147     | 155     | 166     |
| * : 焼却炉蒸気を過熱するのに加えて発生する蒸発量 |                      |             |         |         |         |         |         |
| 蒸気タービン                     |                      |             |         |         |         |         |         |
| 蒸気圧力                       | kg/cm <sup>2</sup> g | 20          | 39      | 39      | 39      | 39      | 39      |
| 蒸気温度                       | ℃                    | 280         | 400     | 400     | 400     | 400     | 400     |
| 蒸気量                        | ton/hr               | 86.512      | 91.55   | 96.803  | 102.056 | 109.06  | 126.569 |
| 抽気量                        | tor/hr               | 15.079      | 7.967   | 8.276   | 8.585   | 8.997   | 10.028  |
| 排気圧力                       | kg/cm <sup>2</sup> g | 0.25        | 0.25    | 0.25    | 0.25    | 0.25    | 0.25    |
| 発電端出力                      | kW                   | 11,980      | 17,880  | 18,930  | 19,970  | 21,370  | 24,860  |
| 総合熱効率1                     | %                    | 17.2        | 27.7    | 29.0    | 30.1    | 31.3    | 33.5    |
| 総発電電力比                     | %                    | 1.000       | 2.402   | 2.763   | 3.123   | 3.604   | 4.805   |
| ST 発電電力比                   | %                    | 1.000       | 1.492   | 1.580   | 1.667   | 1.784   | 2.075   |

表6 各ケースの熱効率

| ケース              | 圧力/温度    | (2)式による<br>熱効率 | J <sub>0</sub> を基準にした<br>効率向上の比率 | 備 考<br>(GT 出力は表5に同じ) |
|------------------|----------|----------------|----------------------------------|----------------------|
| J <sub>0</sub>   | 20k/280℃ | 17.17%         | 1.0                              | GT なし                |
| J <sub>3</sub>   | 40k/400℃ | 20.05%         | 1.17                             | GT なし                |
| C <sub>1-1</sub> | 20k/280  | 16.9%          | =1.0                             | } この間熱効率は同レベル        |
| 1-3              | 〃        | 17.1%          | =1.0                             |                      |
| 1-5              | 〃        | 17.1%          | =1.0                             |                      |
| C <sub>3-1</sub> | 40k/400  | 19.8%          | 1.15                             | } 同 上                |
| 3-3              | 〃        | 19.9%          | 1.16                             |                      |
| 3-5              | 〃        | 20.0%          | 1.16                             |                      |
| C <sub>5-1</sub> | 60k/480  | 21.7%          | 1.26                             | } 同 上                |
| 5-3              | 〃        | 21.8%          | 1.27                             |                      |
| 5-5              | 〃        | 21.9%          | 1.27                             |                      |



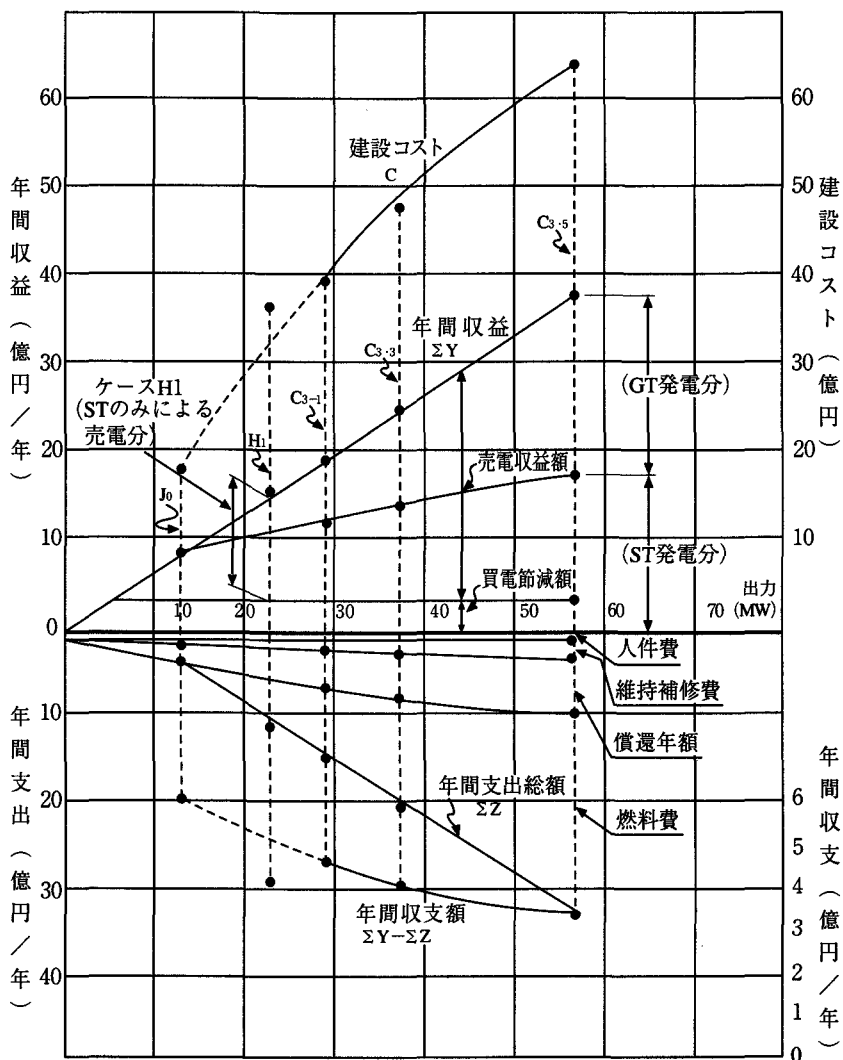


図5 経済収支検討図

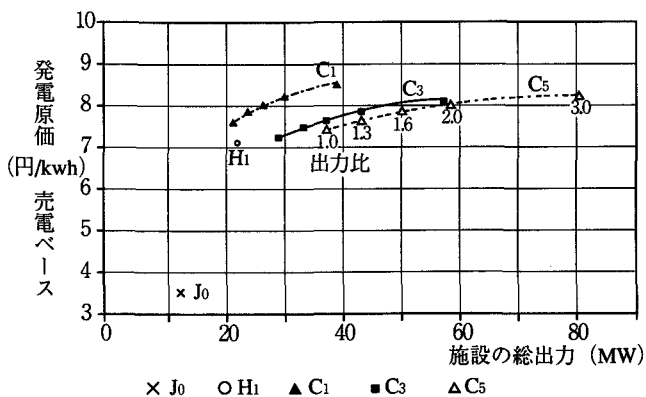


図6 発電原価

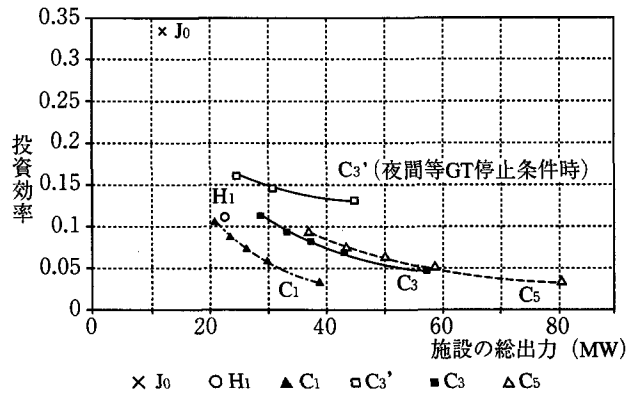


図7 投資効果

#### 4. 結論

以上、今後の日本のごみ焼却炉のエネルギー利用効率を上げるためには発電だけでなく、熱の直接利用が重要である。その為には焼却炉を都市計画に適合させ、熱利用のセンターとして位置づけることが重要である。

本文においては特に発電効率を高めるための方法として、焼却炉ボイラーの過熱器の材料上あるいは設計上の工夫によって蒸気条件を改善する方法と、異種燃料による独立過熱器あるいはガスタービンを用いる方法を比較検討した。結論として

- 1) ごみのエネルギーの有効利用という角度からは、過熱器の温度、圧力の改善が推奨される。
- 2) 異種燃料を用いる方法のうちでは独立過熱器方式が有利である。
- 3) ガスタービン・コンバインドサイクル方式は

焼却炉の熱利用率向上策としては問題が多いが、電力危機解決の方法として電力会社が採用しているので、これが焼却炉の近くにあるならば、その運転時に焼却炉からも蒸気を送って発電効率を高めることは差し支えない。

ただ実際の個々の立地に即して詳細な設計条件を考えると、例えばNOxの総量規制の有る無しのような、具体的な条件を正確に考慮に入れることが重要となるので、設計に当たってはこのような細心・正確な検討が必要であることを付言しておきたい。

#### 参考文献

- 1) 厚生省 (1990) 『ごみ焼却施設における余熱の有効利用に関する検討会』報告書
- 2) 東京都 (1990) 『清掃工場余熱利用推進化検討委員会』報告書
- 3) 廃棄物研究財団(財) (1992) 『焼却施設におけるエネルギー転換推進委員会』報告書

#### Key Words (キーワード)

**Municipal Solid Waste** (都市ごみ)、**Incineration** (焼却)、**Heat Utilization** (熱利用)、**Power Generation** (発電)、**Steam Super Heater** (蒸気過熱器)、**Combined Cycle** (コンバインドサイクル)

## Present and Future Refuse Incineration Energy Utilization in Japan

Naomichi Hirayama \*

\*Chiba Institute of Technology

*Comprehensive Urban Studies*, No.53, 1994, pp. 5 -15

In Japan, from the standpoint of utilizing available resources and energy and preserving the earth's environment, paper and plastics—the main components of city refuse—should not simply be allowed to increase. Instead, an attempt must be made to minimize the use of such refuse and recycle it. The refuse that is generated in spite of such volume-reducing measures must be incinerated because of the country's limited area. However, the environmental load of carbon dioxide has also become a matter of serious concern. Therefore, the aim must be to achieve the thorough utilization of refuse energy in order to reduce the use of fossil fuels.

The engineering methods to increasing energy recovery efficiency of incinerators are investigated in this report.