

省エネルギー型蒸発脱水技術の研究開発

Research and Development of an Energy-Efficient Evaporative Dehydrator

日 野 俊 之

要 約

乾燥過程で生じた水蒸気を昇圧して高含水廃棄物と熱交換し、水蒸気を凝縮させることによって潜熱を回収利用する省エネルギー型蒸発脱水技術の研究開発を行った。内容積1.4立方メートル、水蒸気圧縮機出力が7.5kWの実証装置を製作して焼酎かすの乾燥実験を行い、含水率を原液の9から0.13まで乾燥させて約9分の1に減量化した。熱交換器へ乾燥物の固着を生じたものの、成績係数は積算値ベースで約7となった。この値を用いて従来型の乾燥技術と比較した結果、一次エネルギー消費量、CO₂排出量、運転費共に数分の1に削減する見通しが得られた。

目 次

- I. はじめに
- II. 基本原理
- III. 水蒸気サイクル
- IV. 技術開発
- V. 実証装置
- VI. 実験と考察
- VII. おわりに

I. はじめに

高含水廃棄物と呼ばれる汚泥、生ごみ、廃液等は社会からの排出量が多く、分離、貯蔵、運搬、処分等の処理全体に大きな問題を抱えている。厨芥等では大部分が焼却処分されており、この際の助燃材として多量の化石燃料を消費することも問題である。こうした難処理物も乾燥すれば大幅に減量化でき、リサイクルも容易になるが、従来の乾燥処理では多量のエネルギーを要するため、運転コストの高い問題があった。これは水の蒸発潜熱(2,257 kJ/kg @ 100℃)が大きいことに起因するものであり、従来の乾燥技術では、この潜熱を直接的または冷却塔を介して間接的に大気へ捨てている。

本報で述べる新技術は、水蒸気の潜熱を回収して利用することによって大幅な省エネルギー効果を実現するものである。具体的には、被乾燥物から生じた水蒸気を昇圧して飽和温度を上げ、被乾燥物と熱交換することにより凝縮させ、その潜熱で被乾燥物を加熱する。

同類の技術に蒸気再圧縮(vapor re-compression, 以下VRC)がある。VRCは、ビール麦汁の濃縮や海水淡水化等への実施例が見られ、そのエネルギー効率の高さは一部専門家の知るところであるが、数百kW以上のターボ式またはドライスクリー式の水蒸気圧縮機を用いるプラント規模の複雑な設備であり、適用対象も熱交換の容易な液状物質の濃縮に限られていた。高含水廃棄物への適用では、運搬や貯蔵の観点から排出元における減量化が望まれるため、圧縮機出力が数kW以下の小型装置が前提となり、液体のみならず固体

状含水物質への適用も必要である。これを実現するための要素技術は、小型で高圧縮比の得られる水蒸気圧縮機、シンプルな水蒸気サイクル、熱交換性能の高い攪拌伝熱機構等と考えられるが、こうした要件を満たす技術は国内外にも見出せなかった。そこで、新技術の創造を目指して、1996年より研究開発を開始したものである。

II. 基本原理

本技術の基本的な原理を Fig.1 に示す。断熱した気密容器に入れた高含水廃棄物を、例えば95℃まで予熱して圧縮機を運転すると、容器内は負圧となり絶対圧力84kPaで水分が沸騰する。こうして生じた水蒸気を、例えば143kPaまで圧縮すると、その飽和温度は110℃であるため、高含水廃棄物と熱交換して凝縮潜熱を回収することができる。これは、水を冷媒として開放サイクルで動作するヒートポンプと見做すことができるため、水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術と名付けた。また、凝縮圧力を大気圧(101kPa)よりも高くすることにより、凝縮水をスチームトラップを介して自発的に排出するなど、シンプルな構造を意図している。

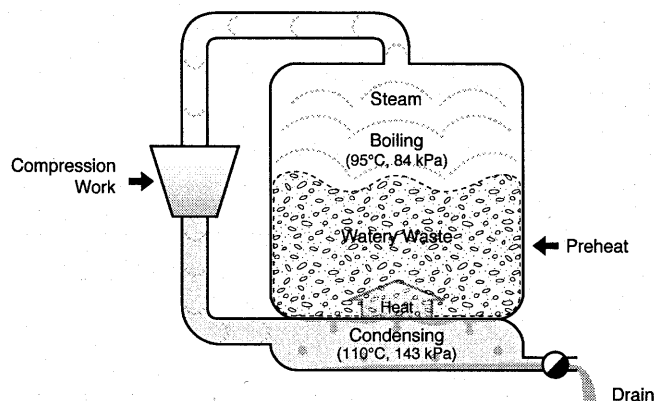


Fig.1 Principle of Steam Heat Pump Dehydrator
(pressures and temperatures may vary)

キーワード: 乾燥, 蒸発脱水, ヒートポンプ,
資源リサイクル, 高含水廃棄物, 水蒸気

ヒートポンプを駆動するために、外部より圧縮仕事を与えることが必要であるが、その理論的な量は、エントロピーの保存則を用いて、次式から計算できる。

$$Q_b/T_b = Q_c/T_c \quad (1)$$

式 (1) を変形して次式を得る。

$$Q_b/W_{th} = T_b/(T_c - T_b) \quad (2)$$

$$\text{where } W_{th} = Q_c - Q_b \quad (3)$$

ここで、 Q_b は蒸発熱量 [W]、 T_b は沸騰温度 [K]、 Q_c は凝縮熱量 [W]、 T_c は凝縮温度 [K]、 W_{th} は理論圧縮仕事 [W] である。

移動熱量をそれに要する動力で除した値は COP (coefficient of performance, 成績係数) と呼ばれるが、式 (2) の左辺は熱力学的可逆過程における理論成績係数 (COP_{th}) であり、Fig. 1 の温度条件を代入すると 24.5 を得る。実用装置の COP は、圧縮機の効率など各種の不可逆性により半分程度に低下するものであるが、それでも十分に高いエネルギー効率が期待できる。

III. 水蒸気サイクル

実用装置は、Fig. 1 のように水を冷媒する逆ランキンサイクルで構成される。この運転状態は、水の圧力・エンタルピー線図上で Fig. 2 のように表現でき、定常運転状態では以下の式が成り立つ。

$$q_s = h_{sl}(T_b) - h_a = \int_{T_a}^{T_b} c_p dT \quad (4)$$

$$q_L = h_{sv}(T_b) - h_{sl}(T_b) \quad (5)$$

ここで、 q_s は予熱に要する顕熱量 [J/kg]、 h_{sl} は飽和水の比エンタルピー [J/kg]、 T_b は沸騰温度 [K]、 h_a は初期温度における水の比エンタルピー [J/kg]、 T_a は初期温度 [K]、 c_p は水の定圧比熱 [J/(kg·K)]、 q_L は水の蒸発潜熱量 [J/kg]、 h_{sv} は飽和水蒸気の比エンタルピー [J/kg] である。

断熱圧縮仕事量 W_{ad} [J/kg] は次式で計算する。

$$W_{ad} = \kappa/(\kappa-1) p_{suc} v_{suc} \left[\Pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] \quad (6)$$

$$\Pi = p_{dis}/p_{suc} \quad (7)$$

$$p_{suc} = p_b - \Delta p_{ls} \quad (8)$$

$$p_{dis} = p_c + \Delta p_{ld} \quad (9)$$

$$v_{suc} = v_b(p_b/p_{suc})(T_{suc}/T_b) \quad (10)$$

ここで、 κ は水蒸気の比熱比、 p_{suc} は圧縮機吸入圧力 [Pa]、 v_{suc} は吸入水蒸気の比体積 [m³/kg]、 Π は圧縮比、 p_{dis} は圧縮機吐出圧力 [Pa]、 p_b は沸騰圧力 [Pa]、 Δp_{ls} は吸入配管の圧力損失 [Pa]、 p_c は凝縮圧力 [Pa]、 Δp_{ld} は吐出配管の圧力損失 [Pa]、 T_{suc} は圧縮機吸入水蒸気温度 [K] である。

圧縮機が処理する水蒸気の質量流量が蒸発速度 G [kg/s] を決定するが、これを次式で計算する。

$$G = \eta_v V_{PD} / v_{suc} \quad (11)$$

$$V_{PD} = n V_{CY} \quad (12)$$

ここで、 η_v は圧縮機の体積効率、 V_{PD} はピストン押しのけ量 [m³/s]、 n は圧縮機回転数 [s⁻¹]、 V_{CY} は全ピストン行程容積 [m³] である。

圧縮行程における水蒸気のエンタルピー変化は次式で表せる。

$$h_{dis} - h_{suc} = W_{ad}/\eta_{ad} + Q_{CL}/G \quad (13)$$

ここで、 h_{dis} は圧縮機吐出水蒸気の比エンタルピー [J/kg]、 h_{suc} は吸入水蒸気の比エンタルピー [J/kg]、 η_{ad} は圧縮機の断熱圧縮効率である。 Q_{CL} はシリンダーの外界との熱交換量 [W] であるが、通常は放熱になるため、マイナスの値を取る。

被乾燥物より発生する水蒸気は、飽和状態のため放熱して湿り状態になりやすい。圧縮機が湿り蒸気を吸引すると、体積効率が2割程度低下する現象が初期の実験で見られた。これを防ぐため、吐出蒸気の熱で吸入蒸気にスーパーヒートを与える工夫を行った。

Fig. 2 の H. X. は、この交換熱量を示す。

次に、水分蒸発潜熱量 Q_L [W] を求める。

$$Q_L = G q_L \quad (14)$$

圧縮機駆動電動機の入力 E_{MT} [W] は、ベルト伝達による開放型圧縮機を想定して、次式より計算する。

$$E_{MT} = G W_{ad} / (\eta_{ad} \eta_{TR} \eta_{MT}) \quad (15)$$

ここで、 η_{TR} は動力伝達効率、 η_{MT} は電動機効率である。

成績係数 COP を次式で定義する。

$$\text{COP} = Q_L / E_{MT} \quad (16)$$

以上の式をベースにして、後述の実験結果を整理した。

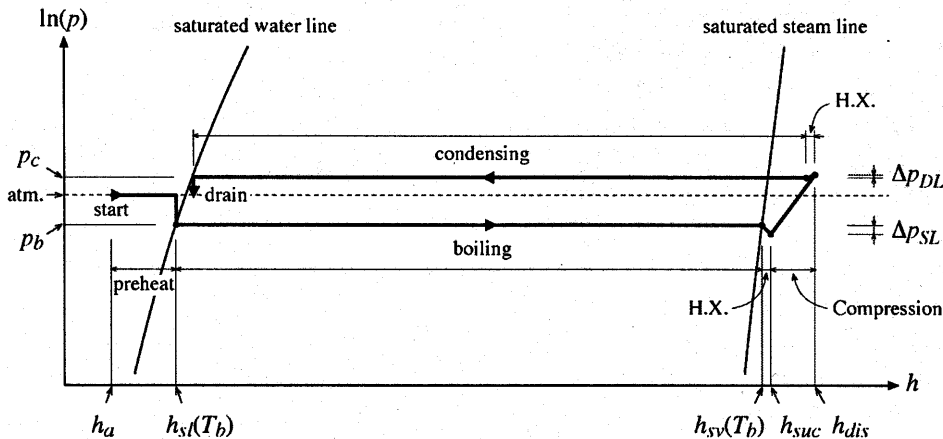


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram of Seam Heat Pump Dehydration

IV. 技術開発

水蒸気サイクルによるヒートポンプ式蒸発脱水技術の工学的な実現性と運転特性を調べるため、1996年に圧縮機出力 3.7kW の装置を試作して水の蒸留実験からスタートした。圧縮機は、真空ポンプ用の揺動式オイルフリー型を水蒸気用に改造したものである。

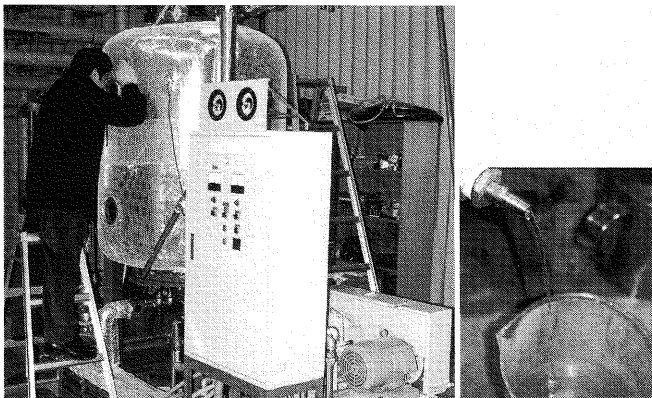


Photo 1 Test on Steam Heat Pump Distillation (1996)

この知見を基に、1998年には圧縮機出力が 7.5kW の装置を試作して下水汚泥の乾燥実験を行った (Photo 2)。乾燥容器は縦型円筒筒で、内容積は 1.44m³、二重ジャケット式凝縮器の伝熱面積は 5.6m² である。容器内部にはらせん状の攪拌翼を有し、毎秒約 1 回転させた。水分 (湿量基準の含水率) が 98% の余剰汚泥は、脱水により体積が大幅に減少するため、断続的に汚泥を継ぎ足して濃縮運転を行った結果、9.5m³ の原液を 0.4m³ の泥濁状物質まで約 20 分の 1 に減容化した。しかし、本装置における攪拌と伝熱能力の限界から予定した乾燥状態には至らず、74% の水分に止まった。このことから、攪拌伝熱機構に抜本的な改善を要すること、および低含水率への到達性が未知の項目として残った。

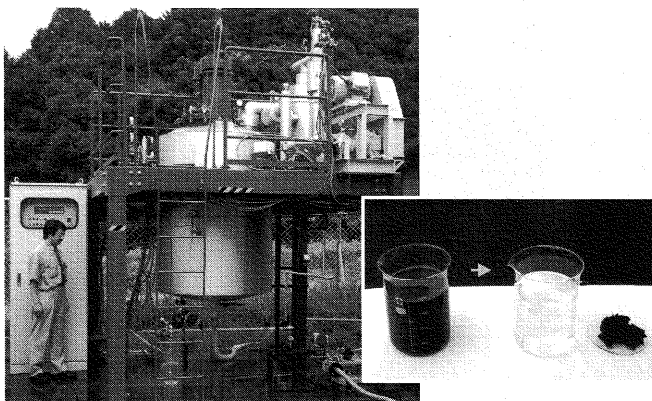


Photo 2 Experiment on Sewage Sludge Dehydration (1998)

V. 実証装置

水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術では、凝縮と沸騰の温度差、すなわち圧力差を小さくすることが圧縮動力を減らして COP を上げるための要件となる。このため、伝熱面積を大きく取りたいが、二重ジャケット式凝縮器では容器の表面積が伝熱面積の上限であり、容器寸法の自乗で増えるのに対して体積は 3 乗で増加するため、大

型化するほど単位容積当たりの伝熱面積が減少する。さらに、攪拌翼と伝熱壁のクリアランスに乾燥した固着層が残る、熱伝達性能の低下させることが実験的に確認されている。そこで、Photo 2 に示す実証装置では、攪拌コイルに水蒸気を通して凝縮器とし伝熱面積を二重ジャケット式の約 1.7 倍を確保し、水蒸気凝縮器は回転運動により被乾燥物と接触熱伝達する構造を試みたものである。そのシステム構成を Fig. 3 に、機器の仕様を以下に概略する。

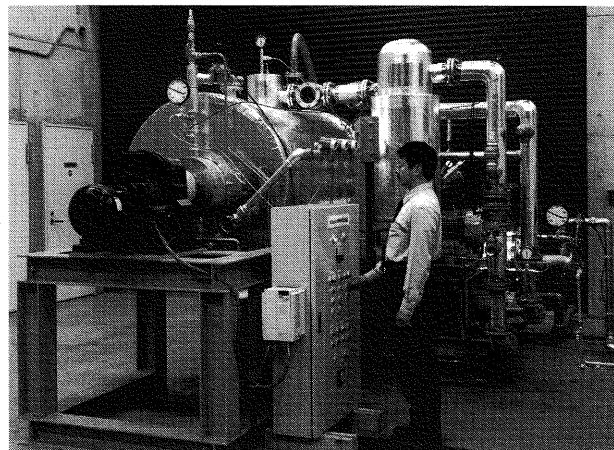


Photo 3 Prototype Dehydrator (2000)

(1) 乾燥容器缶体

内径: 1,000mm, 長さ: 1,800mm, 内容積: 1.4m³, 材質: SUS304・5mm 厚, 設計耐圧: 完全真空@120℃~大気圧, 断熱: グラスウール・50mm 厚

(2) 攪拌式水蒸気凝縮器 (攪拌コイル)

形式: 4 重反転スパイラルコイル, 伝熱管: SUS304・φ34mm・3mm 厚, 表面積: 9.6m², 回転数: 10RPM (可変)

(3) 水蒸気圧縮機

形式: オイルフリー揺動式, 全ピストン行程容積: 7.07e-3m³, 回転数: 14.2/s, 電動機: 7.5kW

(4) 予熱ボイラー

形式: 浸管ヒーター式負圧蒸気発生器, 熱出力: 116.3kW, 封水量: 0.556m³, 燃料: LPG

サイクロンは、固形物が圧縮機に吸引されることを防止するものであるが、これに熱交換器機能を持たせて、圧縮機吸入水蒸気に過熱度を与えるようにした。この熱源として、当初は前述のように圧縮機吐出水蒸気を用いたが、後に不凝縮性ガス抽気用の随伴水蒸気に改良した。Fig. 3 はこの改良後を示す。

不凝縮性ガスは主に空気であり、僅かな量であっても凝縮圧力を上昇させて圧縮動力を増やして COP を下げる大きな要因となる。空気は、運転開始時には装置内部に充満しており、水や被乾燥物にも溶解している。大部分の空気は運転初期の真空引き運転によって排除されるが、シール部等の真空漏れも起こりうるため、運転中は常時抽気する必要があった。

予熱ボイラーは、100℃未満の温水を減圧沸騰して水蒸気を得る構造としたが、これは予熱に排熱を利用するための試行である。また、ボイラー補給水には凝縮水を用いて軟水化装置を省略した。

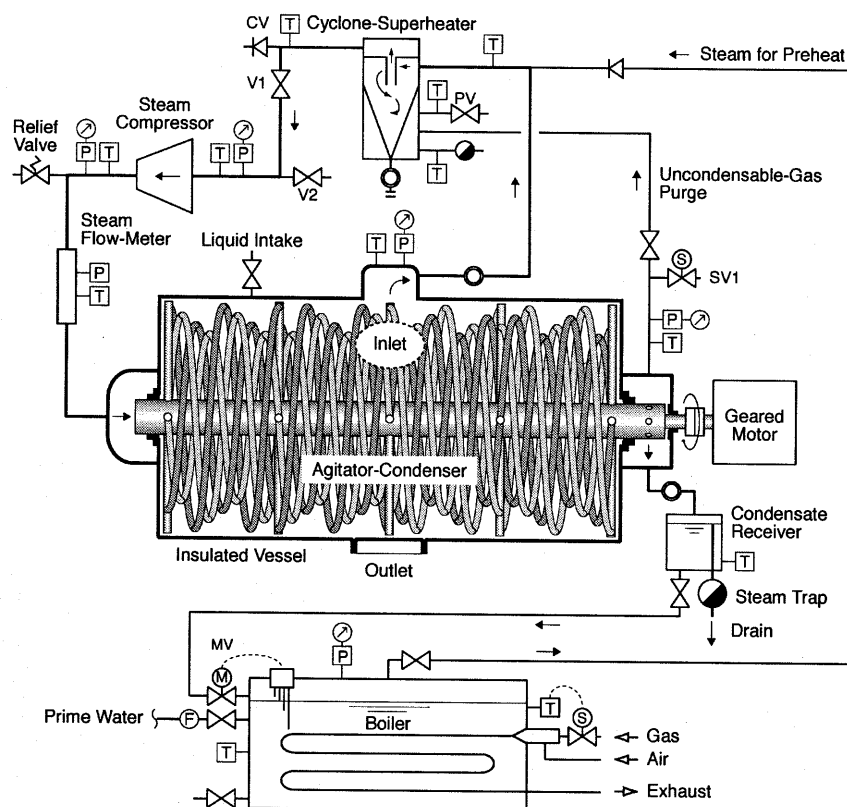


Fig. 3 Diagram of Prototype Dehydrator

運転は、先ず予熱ボイラーに点火し、温水温度が 50℃を超えた時点で排気弁 SV1 を開いて水蒸気圧縮機を起動した。この水温では飽和圧力が 10 数 kPa と低いため、容器内の空気は大部分が吸引されて排気弁 SV1 から排出された。この真空引き運転は、圧縮機の温度を上げてシリンダー内へ水蒸気の凝縮を防止する効果も目的とする。

予熱ボイラーの温水温度が上昇するに連れて水蒸気発生量が増加するため、排気弁 SV1 を閉止して攪拌コイル内で凝縮させることにより被乾燥物の予熱運転を開始した。そして、被乾燥物の温度がボイラーの設定値 95～97℃とほぼ同温度になった時点でボイラーを停止すると、自動的に蒸発脱水運転へ移行した。

VI. 実験と考察

1. 運転特性

計測は、白金測温体、絶対圧力センサー、有効電力トランスデューサーの出力を自動記録した。水蒸気流量の測定には超音波式流量計を用いたが、精度に疑問があるため、凝縮水の質量測定値を主に用いた。含水率は、赤外線水分計を用いて、投入時および乾燥運転終了直後のサンプルを測定した。なお、ここでは含水率を乾量基準、水分を湿量基準としており、両者には次の関係がある。

$$w_d = w_w / (1 - w_w) \quad (17)$$

ここで、 w_d は乾量基準の含水率 [kg-water/kg-dry mass]、 w_w は湿量基準の含水率 [kg-water/kg-wet mass] である。水分とは、一般に湿量基準の含水率を意味する。乾燥過程の検討では、基準量の変化しない乾量基準の含水率が便利なので、以降ではこれを用いて、単に含水率と称する。

含水率を用れば、蒸発速度を次式で表現できる。

$$G = M_d (-dw_d / dt) \quad (18)$$

ここで、 M_d は乾燥物の質量 [kg]、 t は時間 [s] である。

凝縮水の排出状況を Photo 4 に、蒸発速度と沸騰温度の関係を Fig. 4 に示す。

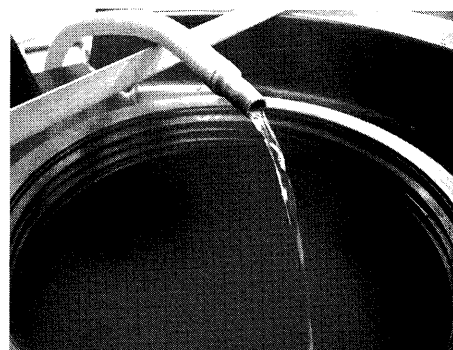


Photo 4 Drainage of Condensate

Fig. 4 から、90℃の沸点で毎時約 100kg の蒸発速度となり、計画を満たす能力が確認された。また、蒸発速度は沸騰温度が 5K 下ると約 30%減少する傾向が Fig. 4 から読み取れる。こうした傾向は、飽和水蒸気の密度が小さくなり、式 (11) における吸入水蒸気の比体積が大きくなることから説明できる。

式 (16) で定義した COP を、昇温幅（凝縮と沸騰の温度差）との関係で整理して Fig. 5 を得た。これは式 (2) に倣ったものであり、沸騰絶対温度の変化が昇温幅と比較して相対的に小さいことを前提にしている。

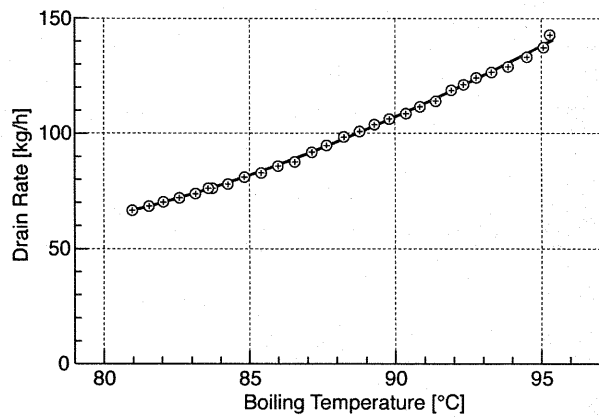


Fig. 4 Drain Rate vs. Boiling Temperature

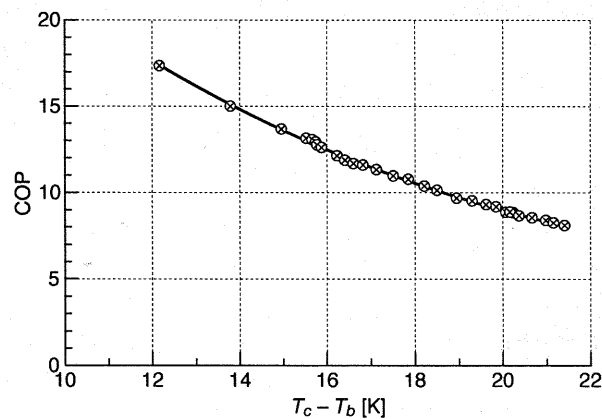


Fig. 5 Coefficient of Performance

凝縮と沸騰の温度差が小さいほど飽和圧力の差も少なくなるため、圧縮機入力が増加して COP は改善するが、Fig. 5 から昇温幅が 18K よりも小さければ 10 以上が得られるが分かる。なお Fig. 5 の COP は、式 (2) で求める理論値 COP_{th} の 49~57% になっている。

圧縮機の性能に関しては、式 (11) 中の体積効率と式 (13) 中の断熱効率を Fig. 6 のように圧縮比の関数として整理した。断熱効率は 50% 未満に止まっており、改善の余地が残されている。

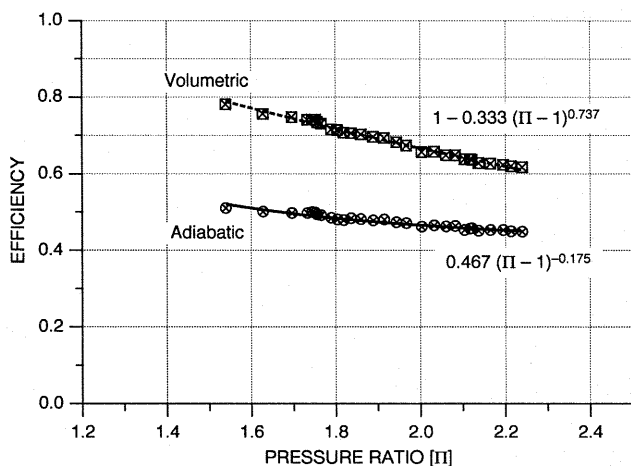


Fig. 6 Compressor Efficiencies vs. Compression Ratio

2. 乾燥性能

高含水廃棄物の乾燥実験は、麦芽抽出残渣、湿潤した鮑屑、焼酎かす、建設汚泥などを実施したが、本報では主に焼酎かすに関して述べる。実施日は 2000 年 3 月 21 日、麦焼酎かすの投入量は 501.95kg で原液の含水率は 8.9997 (水分 90%) であった。麦焼酎かすの原液は濁酒状であり、腐敗し易いため九州より冷凍状態で輸送した。Photo 5 の左側は投入口より覗いた容器の内部であり、攪拌コイルの奥に解凍した麦焼酎かすの原液が見える。

乾燥運転における含水率の変化を Fig. 7 に示す。先ず予熱運転を約 60 分行い原液を 97°C まで昇温した後、ボイラーを停止して約 320 分間の蒸発脱水運転を行った。運転終了時に空気を入れて負圧状態を解消した後投入口を開けると、Photo 5 の右側のように、攪拌コイルの表面へドライフルーツ状の褐色乾燥物が固着した状態であった。この乾燥物をサンプリングし、赤外線水分計で測定した含水率は 0.13 (水分 12%) であった。また、乾燥物の質量は 56.8kg であり、約 9 分の 1 に減量化したことになる。

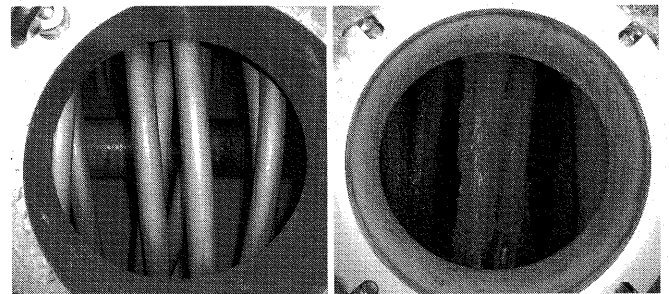


Photo 5 Opened Inlet Hole showing Condenser Tubes before (left) and after (right) drying

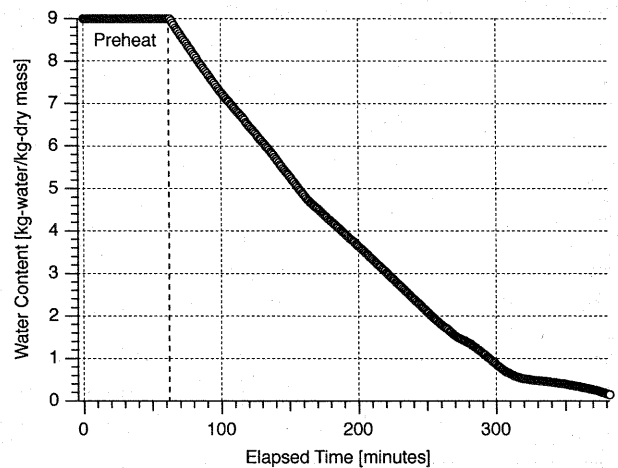


Fig. 7 Water Content Reduction over Time

凝縮水の水質分析結果は、BOD (生物学的酸素要求量): 7,000mg/litre, SS (浮遊物質): 10mg/litre, n-ヘキサン抽出物質: 5mg/litre 未満, pH: 3.8 (19.6°C), 全窒素: 4.87mg/litre, 全リン: 0.015mg/litre であった。BOD が高く pH が低いことから、原液には酢酸等の揮発成分が多く含まれていたものと推定される。また、蒸留液には存在しない SS は、铸铁製の蒸気トラップから生じた錆と思われる。

後日、建設汚泥として地下鉄シールド工事の掘削土を用いた乾燥実験を行ったが、熱交換性能は良好でコイルへの付着も生ぜず、含水率は0.015（水分1.5%）まで低下して、排出時には砂塵が舞い上がる状態であった。こうした実験により、水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術の乾燥能力は実証された。しかし、リサイクルの目的に合わせた含水率の設定が、実用的には重要であることも認識した。

3. エネルギー効率

焼酎かすの乾燥実験では、運転の前半は不凝縮性ガスの排出不足から COP は8~12 程度に止まり、運転の後半では、乾燥物付着による熱交換能力の低下のため COP が4 を割ることもあった。乾燥運転の全プロセスでは、水分の積算蒸発量は445.1kg であり、その蒸発潜熱量は1.0235GJ（284.3kWh）となった。他方で圧縮機消費電力の積算値は39.3kWh であったため、前者を後者で除した積算値ベースの COP は7.23 となる。さらに、攪拌用電動機の消費電力積算値2.1kWh を加えたシステム COP は6.9 となった。このことから、以下のエネルギー効率の計算では、水蒸気ヒートポンプ方式のエネルギー効率として COP 7、すなわち700%を用いる。

Table 1 は、水分1 トンを蒸発するのに要するエネルギーを比較したものである。重油燃料の水蒸気ボイラーを用いる伝導乾燥方式では、ボイラーの熱効率を80%、乾燥器の熱効率を75%を仮定すると、総合熱効率は60%になる。都市ガスの直火熱風乾燥では、熱効率を50%を仮定した。マイクロ波乾燥では、電波の吸収効率は80%と高いものの、電力・マイクロ波変換効率50%を掛けると40%になる³⁾。電力の一次エネルギー換算には、発電効率35.1%を用いた。なお、水分を沸点まで昇温するための予熱は、全方式に共通のため算入せず、ファン、ポンプ、攪拌機などの補機動力も除外した。CO₂排出量の計算では、A 重油は0.018kg-C/MJ、都市ガスは0.014kg-C/MJ、電力は0.108kg-C/kWh の原単位を用いた⁴⁾。運転費の算定では、業務用電力として20 円/kWh、A 重油は4,187kJ 当たり5.7 円、都市ガスは4,187kJ 当たり13.59 円とした³⁾。

Table 1 から、現状でも本技術の省エネルギー性は明らかであるが、さらなる性能向上の余地も残している。

Table 1 Comparison of Drying Methods
(in evaporating 1,000kg water, preheat excluded)

Drying Method	Steam Conduction	Hot Air	Microwave	Steam Heat Pump
Energy	heavy oil	gas	electricity	electricity
Thermal Efficiency	60%	50%	40%	700%
Primary Energy Consumption [MJ]	3,769	4,514	16,065	928
CO ₂ Emission [kg-C]	67.8	63.2	169.3	9.7
Energy Cost [Yen]	4,883	13,232	31,347	1,798

VII. おわりに

高含水廃棄物の減量化と再資源化を省エネルギー的に実現する水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術を開発し、実証装置を製作して乾燥実験を行った。麦焼酎かすへの適用では、初期含水率が9 の原液を0.13 まで乾燥した。また、建設汚泥では含水率が0.015 まで下がり、排出時には砂塵が舞う程であった。こうした実験から、本技術の乾燥能力は十分に高いことを確認した。

装置上の問題としては、不凝縮性ガスの排出能力不足から凝縮圧力が上昇して COP が低下する現象が見られたため、装置の改良を後日実施している。また、乾燥物が攪拌コイルに固着して熱交換性能と COP が低下し、清掃が困難になることも判明した。この問題の解決は、被乾燥物の物性と再資源化の目的によって異なるものとなろう。例えば、焼酎かすの場合、乾燥まで至らない濃縮程度に止めて保存性を改善し、家畜の飼料にすることも検討されている。

こうした問題にもかかわらず、乾燥運転における積算値ベースの COP として約7 が得られた。この成績係数に基づいた従来型乾燥技術との比較では、一次エネルギー消費量、CO₂ 排出量、運転費が共に数分の1 以下と、大幅に削減することを示した。運転費については、夜間に運転すれば、電力負荷の平準化に寄与すると共に、大幅な割引料金を利用することも可能であろう。そして、水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術は生まれたての技術であり、さらなる改善の可能性が大きいことも強調しておきたい。

本研究開発により、水蒸気ヒートポンプ式蒸発脱水技術の実現性は確認できた。今後は、機器の製造企業と連携して実用化を進め、資源循環型社会システムの構築に資することが課題となる。

謝 辞

本論文中的実証装置の製作および実験は、食品需給研究センターによる平成11 年度食品製造業ゼロエミッションシステム構築事業の成果であることを記して、関係各位に感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 高田秋一；産業用ヒートポンプ，省エネルギーセンター，1991.
- 2) 日本機械学会蒸気表，日本機械学会，1980.
- 3) 久保田濃；乾燥装置，省エネルギーセンター，1995.
- 4) 土井和典；環境基本法と環境負荷の削減，冷凍，73，(1998)，pp. 16-22.
- 5) 日野俊之；水蒸気ヒートポンプによる高含水廃棄物の省エネルギー乾燥システム，日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集，No. 99-12，(1999)，pp. 206-209.
- 6) 日野俊之；水蒸気ヒートポンプによる省エネルギー型蒸発脱水システム，2000 年度 技術研究所研究報告会報文集，(2000)，pp. 46-47.
- 7) T. Hino; Energy-Efficient Evaporative Dehydrator based on Steam Heat Pump Technology, 7th International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies, Vol.2, (2002), pp. 817-826.