

蒸気圧縮型蒸発缶の原理を応用した 汚泥脱水システムの解析

A. M. I. FIGUEROA¹・金沢 正澄²

岡山 新史¹・小野 浩二³・山崎 堯右³

(¹愛媛大学大学院連合農学研究科施設生産学講座・²旺米開発工業KK・³農学部海洋環境工学講座)

An Analysis of Sludge Dehydration System Using Vapor Compression Type Evaporator

Arturo Mariano Isip FIGUEROA¹, Masazumi KANAZAWA², Shinji OKAYAMA¹
Koji ONO³ and Takasuke YAMASAKI³

(¹Chair of Plant and Animal Production under Structure The United Graduate School of
Agricultural Science Ehime University; ²Ohei Development Industry Incorporated;

³Chair of Maritime Environmental Engineering Faculty of Agriculture)

Abstract: An analysis of a sludge dehydration system using so-called vapor compression type evaporator is conducted theoretically and experimentally. Firstly, the specific heat and the apparent saturation pressure of the actual bottom sediment sampled from Tagonoura bay are obtained by experiment and the boiling point of this sludge is also estimated by using the Raoult's law. Secondly, the prototype of the dehydration system is developed and its performance is investigated. The equation of this system for estimation of evaporation of water from the sludge is also introduced and the results agree well with experiments.

1. 緒 言

我が国の水質汚濁は、量的、質的拡大、複雑化に対応する施策が応急的、後追的であったことから、経済的、技術的に実施可能な発生源対策だけでなく、汚染物質の回収の必要性が次第に認識されるようになった¹⁻⁵⁾。中でも海底泥の汚染、特に港湾、入り江、内湾の河口沖などの汚泥の回収および処理が古くから叫ばれ様々な処理技術が開発され実施されている。しかし、汚泥は処理する毎に異なる性状をもつ不安定な泥しょうであり、粒子の形状、大きさ、密度、粒子の不均一性など、これらの現象は複雑で一概に論ずることはできず、膨大な量のため今現在でも大量処理技術が完成されているとは言えない。

そこで本研究では、汚泥脱水システムに蒸気圧縮型蒸発缶の原理を応用した場合について検討を行い、その性能に関与する諸条件の影響を理論と実験から明らかにし、この結果をもとに設計したプロトタイプを試作機について、その性能と実測値を評価し、問題点を明らかにした。

2. 記 号

- A 伝熱面積
- C_f 汚泥比熱
- F₀ 汚泥質量

- G 蒸発蒸気質量
- \dot{G} 単位時間蒸発蒸気質量
- G_w 汚泥水分質量
- G_s 汚泥固形分質量
- I_{d1} 加熱蒸気飽和水エンタルピー
- I_{d2} 加熱蒸気エンタルピー
- I_{s1} 蒸発蒸気飽和水エンタルピー
- I_{s2} 蒸発蒸気エンタルピー
- L 供試汚泥の蒸発潜熱
- M 供試真空ポンプの特性曲線の傾き
- N 供試真空ポンプの特性曲線の締切点における圧力比
- N_w 濃度(固形質量/全体質量) $\times 100$
- N_a 処理前濃度
- N_b 処理後濃度
- P_d 加熱蒸気飽和圧
- P_s 蒸発蒸気飽和圧
- t 時間
- T_b 沸点上昇温度
- T_d 加熱側温度
- T_s 蒸発缶内温度
- ΔT 温度差
- U 総括伝熱係数
- X 供試汚泥の飽和蒸気圧曲線に関する実験係数 (本文中式(2))
- Z 供試汚泥の飽和蒸気圧曲線に関する実験係数 (本文中式(2))

3. 供試汚泥の各物性値に関する検討

熱計算に必要な物性値についてここでは実際に田子の浦から採取した汚泥について、以下の熱計算の検討に必要な汚泥の物性値を実験的に求め、それらを用いて、理論計算を行うことにする。

供試汚泥の比熱の測定はFig.1.のような装置を用いて求めた。すなわち、まず断熱された容器中に水0.3kgを充填し、その温度を測定しておく。その後、初期温度と質量を予め測定しておいた汚泥を充填したガラス容器を水中に投入する。そして、飽和温度になったときの温度をよみとる。なお実験に使う汚泥は、天日で十分に乾燥させた汚泥に水を加えて、濃度 N_w =約30%、40%、50%をつくり、それぞれの濃度について温度323Kから333K、333Kから343K、343Kから353Kの領域の比熱を測定した。

次に断熱された容器内で、水と汚泥が互いに接しているとする。そのとき、その両者の間には、水の温度が T_{w0} から T_{ws} へ変化し、汚泥が T_{s10} から T_{s1s} へ変化するとすると

$$C_f \rho_{s1} V_{s1} (T_{s1s} - T_{s10}) = C_w \rho_w V_w (T_{w0} - T_{ws})$$

となる。これを、 C_f について解くと、

- A. GRASS CASE
- B. THERMOMETER
- C. HEAT INSULATOR
- D. WATER
- E. SLUDGE

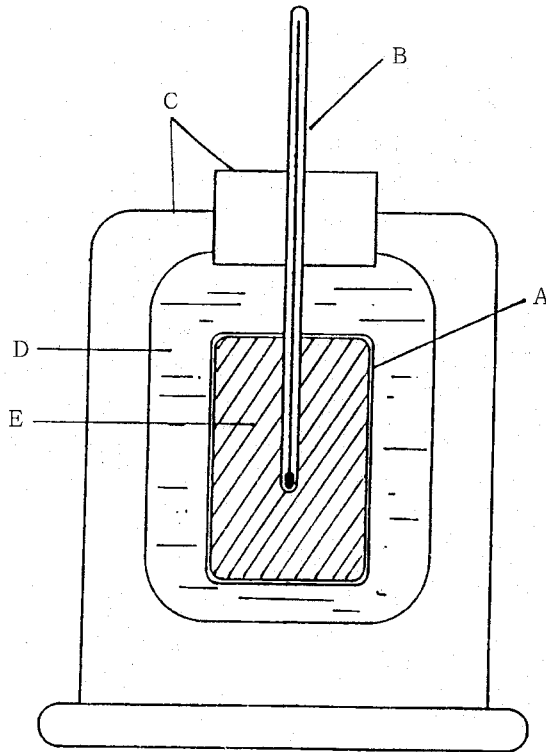


Fig.1. Experimental apparatus for measurement of specific heat of sludge.

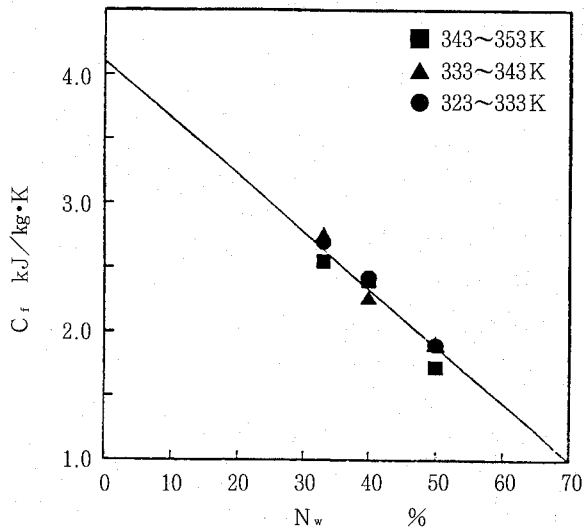


Fig.2. The specific heat of actual sludge sampled from Tagonoura.

$$C_f = \frac{C_w \rho_w V_w (T_{w0} - T_{ws})}{\rho_{sl} V_{sl} (T_{sls} - T_{slc})}$$

を得る。ただし、

$$T_{sls} > T_{slc}, \quad T_{w0} > T_{ws}$$

とする。この式と実験により求めた数値により供試汚泥の比熱 C_f をもとめた。実験結果を Fig. 2. に示す。また、最小二乗法によって直線近似式を得た。その近似式は、

$$C_f = -0.039 N_w + 4.591 \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$$

となる。

次に蒸発缶⁶⁾による汚泥の水分除去を行う場合、汚泥の沸点上昇があるので処理能力にかなりの影響があると考えられることから、その濃度に対する沸点上昇を考慮しなければならない。そこで、ラウールの法則による沸点上昇について検討する。

まず、汚泥中の固体質量を G_s 、水分質量を G_w 、飽和蒸気圧を P_s 、ラウールの法則により圧力の低下した汚泥の圧力を P とすると、

$$P = \frac{G_w P_s}{G_s + G_w} \quad (1)$$

ここで実用上問題となる狭い温度範囲である 353K から 373K について、水の飽和蒸気圧 P を近似的に表すと

$$P_s = Z T + X \quad (2)$$

なお、 Z 、 X は定数で表され、353K から 373K の比較的狭い領域では直線近似をしても誤差はわずかである。式(1)に式(2)を代入し、 T について解くと

$$T = \frac{P}{Z \left(\frac{G_w}{G_s + G_w} \right)} - \frac{X}{Z} \quad (3)$$

を得る。

次に供試汚泥の見かけの飽和圧力 P を測定した。Fig. 3. のような恒温槽で温度が一定に保たれている温水につかっているフラスコに供試汚泥を 200CC 入れる。フラスコ中の圧力を真空ポンプで下げていき、平衡状態となったときの圧力を求めた。

$N_w = 30\%$ 、 $N_w = 50\%$ の測定結果をそれぞれ Fig. 4. Fig. 5. に示す。また、Fig. 6. にはラウールの法則によって導いた供試汚泥の飽和圧力を記し、そして測定によって得たデータをプロットした。実験値と理論値とは、かなり近い値であり、以後蒸発缶の理論にここで取り扱った式(3)を導入しても、さほど誤差はないと言える。

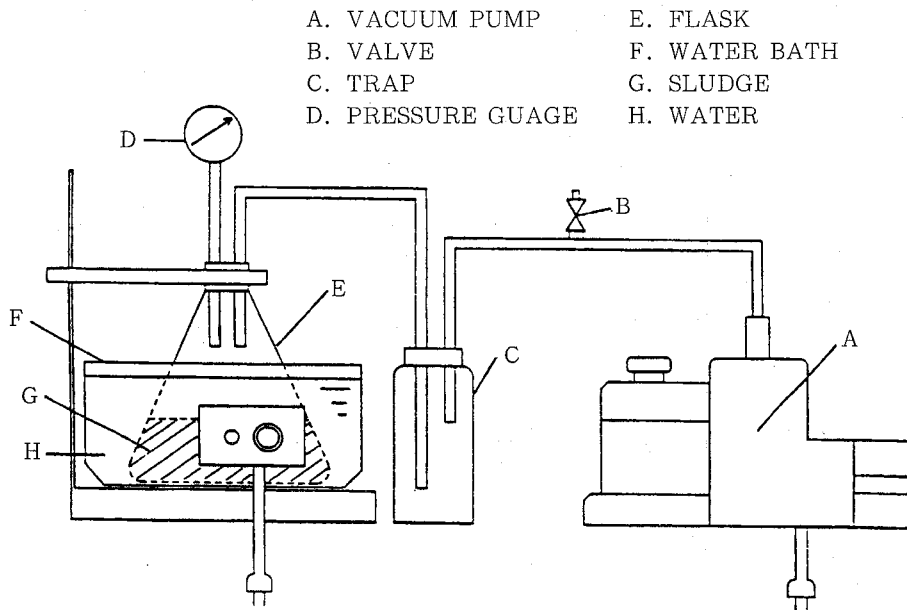


Fig.3. Experimental apparatus for measurement of apparent saturation pressure of sludge.

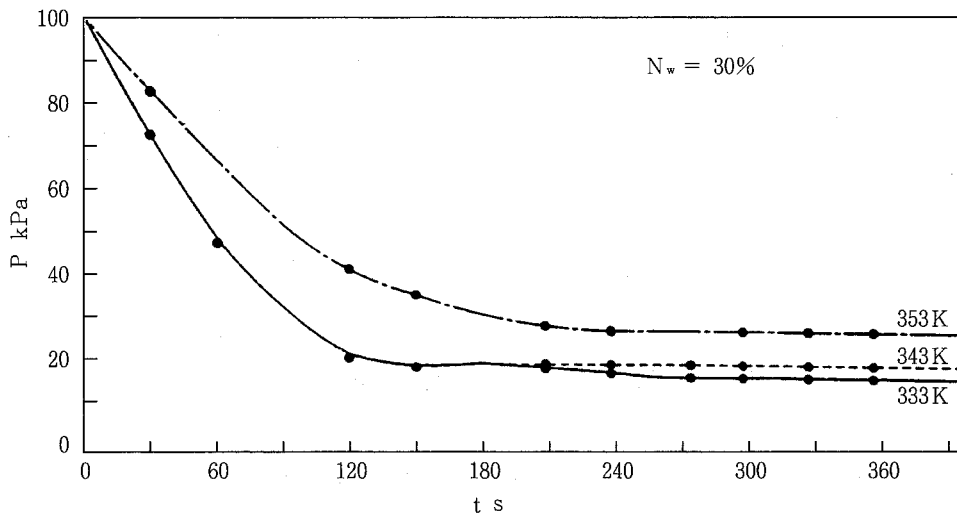


Fig.4. Apparent saturation pressure of sludge($N_w=30\%$).

4. 汚泥脱水システムの原理

汚泥脱水システムをFig.7. に示す。汚泥は原液予熱器内で、ある程度の温度まで予熱され蒸発缶にはいる。蒸発缶は真空ポンプによって減圧されているので100℃以下でも沸騰が可能である。汚泥から蒸発した蒸気は真空ポンプを通して吐き出されるが、その際、大気圧に近い状態の圧力なので、結局、低圧から高圧に断熱圧縮された状態になる。断熱圧縮された蒸気は等エントロピー変

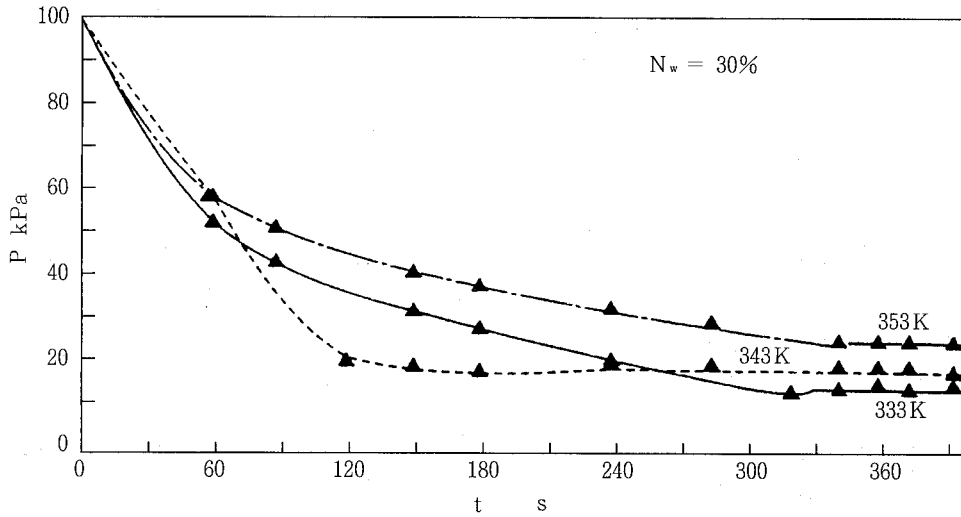


Fig.5. Apparent saturation pressure of sludge($N_w=50\%$).

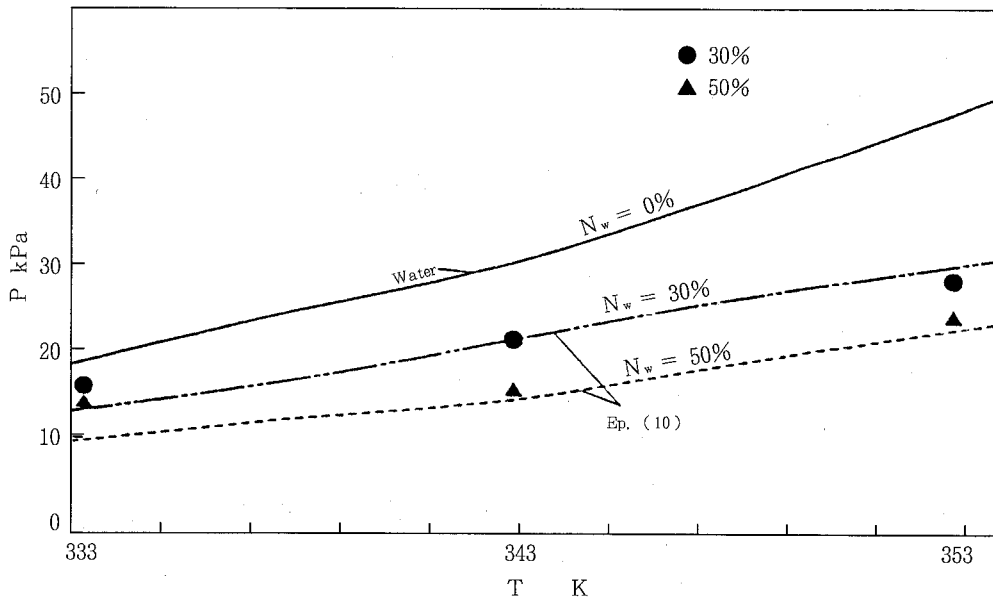
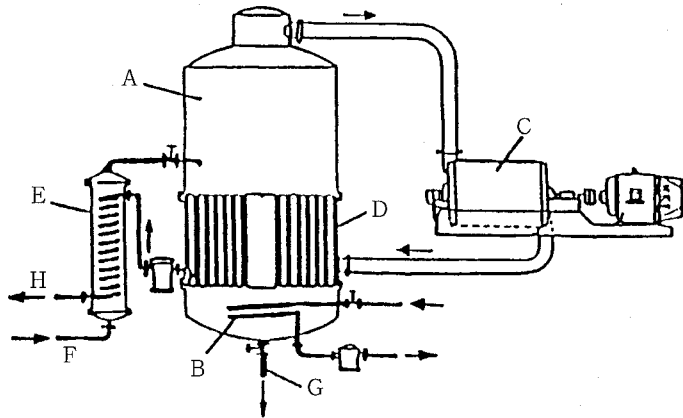


Fig.6. Relation of apparent saturation pressure of sludge to temperature.

化をして、過熱蒸気となり再び蒸発缶内の加熱器にはいる。そこで缶内の汚泥に熱交換器を介して凝縮潜熱を放出して凝縮し、飽和水になり缶外に放出される。一方、凝縮潜熱を回収した汚泥からは水分が蒸発し、再びこのサイクルを繰り返す。

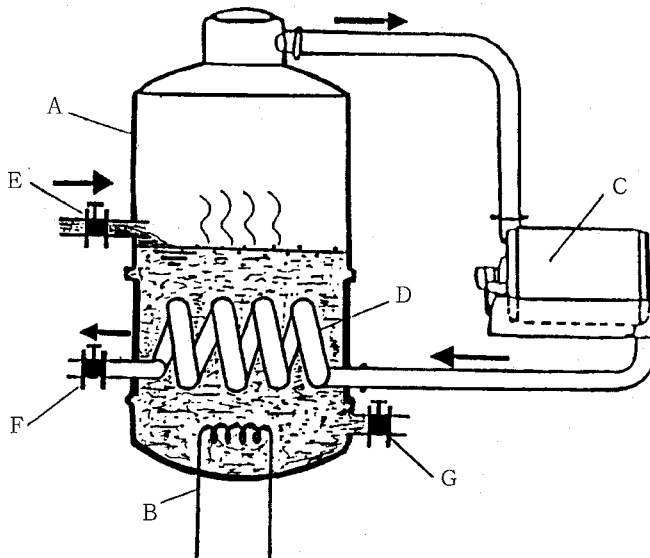
5. 本脱水システムの理論式

計算を単純化するために次の仮定をおく。すなわち、ここでとりあげるFig.8. に示すシステムについて、以下の理論を考える。



- | | |
|----------------------------------|------------------------|
| A. EVAPORATOR | E. PREHEATER OF SLUDGE |
| B. PREHEATER COIL OF WATER VAPOR | F. SLUDGE INLET |
| C. COMPRESSOR | G. SLUDGE OUTLET |
| D. HEATING TUBE | H. WATER VAPER OUTLET |

Fig.7. Vapor compression type evaporator. ”



- | | |
|----------------------------------|-----------------------|
| A. EVAPORATOR | E. SLUDGE INLET |
| B. PREHEATER COIL OF WATER VAPOR | F. WATER VAPER OUTLET |
| C. VACUUM PUMP | G. SLUDGE OUTLET |
| D. HEAT EXCHANGER | |

Fig.8. Schematic diagram of dehydration system. ”

- 1) 加熱蒸気は飽和温度 T_d で入り, 全部凝縮され, 飽和液温度 T_d で除去される。
- 2) 固形物が存在する場合, その取り出し温度は液温度 T_s に等しい。
- 3) 不凝縮ガスは存在せず, 熱損失はない。

初期供給汚泥量を F_0 , 蒸発蒸気量を D_1 , 濃縮前後の液量を N_a , $N_b\%$ とすれば, 濃度の定義から

$$D_1 = \left(1 - \frac{N_a}{N_b}\right) F_0 \quad (4)$$

ただし,

$$N = \frac{G_s}{G_s + G_w} \times 100$$

である。

排出加熱蒸気の温度 T_d とその時のエンタルピーを I_{d2} , 加熱蒸気の飽和水のエンタルピーを I_{d1} , 蒸発蒸気の温度 T_s とその時のエンタルピーを I_{s2} , 蒸発蒸気の飽和水のエンタルピーを I_{s1} , 供給する汚泥の温度を T_0 , 比熱を C_f , T_d の時の潜熱を L_{Td} , T_s の時の潜熱を L_{Ts} すれば, $I_{d2} - I_{d1} = L_{Td}$, $I_{s2} - I_{s1} = L_{Ts}$, だから凝縮熱が顕熱と蒸発に全て使われるとした熱収支と式(4)から全蒸発蒸気量 G は

$$G L_{Td} = F_0 C_f (T_s - T_0) + D_1 L_{Ts} \quad (5)$$

上式から排出する水蒸気総量 G は,

$$G = \frac{F_0}{L_{Td}} \left\{ C_f (T_s - T_0) + L_{Ts} \left(1 - \frac{N_a}{N_b}\right) \right\} \quad (6)$$

となる。また, 沸点上昇温度を T_{bp} , 汚泥温度を T_s , 初期濃度の汚泥の固体質量 G_s , 初期水分質量 G_w , 単位時間蒸発量を \dot{G} とすると,

$$\dot{G} = \frac{L_{Ts} \dot{G}}{L_{Td}} + \frac{d}{dt} \left\{ \frac{(F_0 - G) C_f (T_{bp} - T_s)}{L_{Td}} \right\} \quad (7)$$

蒸発缶の伝熱面積 A は, 総括伝熱係数を U , 有効温度差を ΔT とすればヒートバランスより,

$$A = \frac{\dot{G} L_{Td}}{U \Delta T} = \frac{\dot{G} L_{Td}}{U (T_d - T_s)}$$

これを, 1秒間当りの \dot{G} について考えると,

$$\dot{G} = \frac{AU (T_d - T_{bp})}{3600 L_{Td}} \quad (8)$$

また, 供試真空ポンプの吐き出し風量 \dot{G} と圧力差 P_d/P_s との関係は特性曲線の実測値より近似的に

$$\dot{G} = M (P_d/P_s) + N \quad (9)$$

で表される。ただし、ここで供試真空ポンプについては $M = -0.022 \text{ kg/s}$, $N = 0.066 \text{ kg/s}$ である。また、ラウールの法則により導いた式(3)より T_{bp} は、

$$T_{bp} = \frac{P_s}{Z \left(\frac{G_w - G}{G_s + G_w - G} \right)} - \frac{X}{Z} \quad (10)$$

となる。ところで、式(7)の右辺第二項について

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left\{ \frac{(F_0 - G) C_f (T_{bp} - T_s)}{L_{Td}} \right\} \\ &= - \frac{C_f (T_{bp} - T_s) \dot{G}}{L_{Td}} + \frac{(F_0 - G) C_f}{L_{Td}} \frac{d}{dt} (T_{bp} - T) \end{aligned} \quad (11)$$

$(T_{bp} - T_s) / dt \ll 100$ だから最大見積 $T_{bp} - T_s = 100\text{K}$ として、 $\dot{G} (\text{max}) = 0.066$ の場合、ここで取り扱う数値は式(8)の右辺第一項は約0.068、式(11)の右辺第一項は約0.00112となる。式(11)の右辺第二項は、最大見積 $T_{bp} - T_s = 100\text{K}$ とした場合、汚泥濃度と沸点上昇の関係から汚泥中の水分が単位時間 (1s) で全部蒸発した事になるが実際にはありえないことであるので、考えられる値の最大値 $T_{bp} - T_s$ を代入したとしても式(7)の右辺第一項の値の数十分の一である。従って、式(11)の右辺第二項は、無視できるのでここでは省く。従って、式(7) (8) (9) (10) は、最終的に以下の諸式の関係となる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{G} &= \frac{L_{Ts} \dot{G}}{L_{Td}} - \frac{C_f (T_{bp} - T_s) \dot{G}}{L_{Td}} \\ \dot{G} &= \frac{AU (T_d - T_{bp})}{3600 L_{Td}} \\ \dot{G} &= M (P_d / P_s) + N \\ T_{bp} &= \frac{P_s}{Z \left(\frac{G_w - G}{G_s + G_w - G} \right)} - \frac{X}{Z} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

ルンゲクッタ法により式(12)の数値解を求めた。基準として処理汚泥量を130kg、初期濃度を $N_w 30\%$ 、Fig.9. に示す供試真空ポンプの特性、伝熱面積 $A \text{ m}^2$ 、総括伝熱係数 U 、供試真空ポンプの特性係数 M , N などが、汚泥処理性能に与える影響について数値計算の上から検討した。また、初期値 $t = 0$, $G = 0$ である。

なお、計算条件は数多く関わるので、ここでは一応Table 1.の条件を基準性能とし、伝熱面積 A 、総括伝熱係数 U 、供試真空ポンプの特性係数 M , N の各一個のパラメータだけ変化させて計算した。

6. 計算結果と考察

Fig.10. ~ Fig.14. に示すとおり縦軸に蒸発量 G 、濃度 N_w 、蒸発蒸気温度 T_s 、横軸に時間 t を

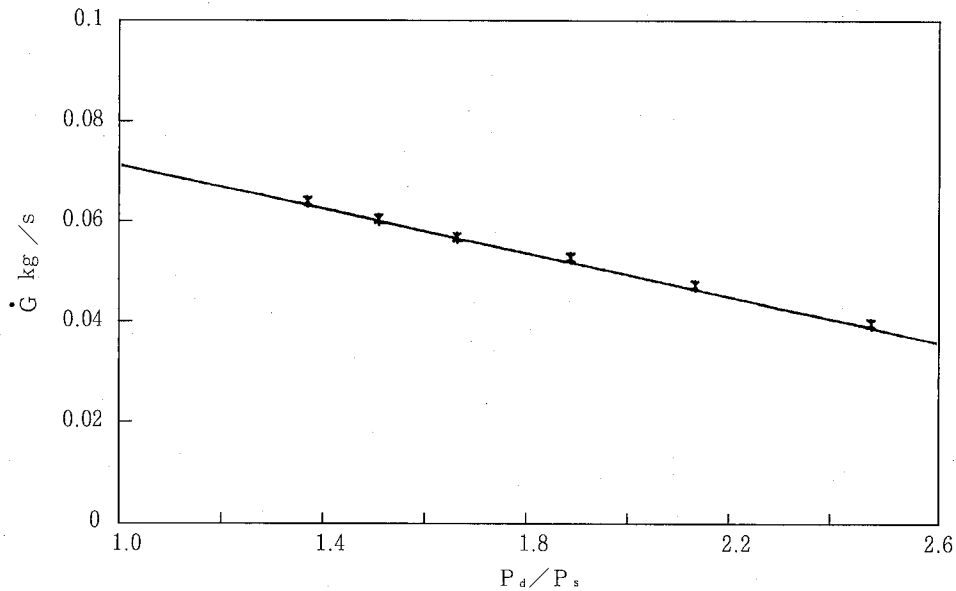


Fig.9. Characteristic curve of tested vacuum pump.

Table 1. Calculation Conditions

	H = 0.01 t = 0 (s), G = 0 (kg)
Fig. 10	$T_a = 373$ (K)
	$P_a = 101$ (kPa)
	$L_{Td} = 2256.9$ (kJ/kg)
	$L_{Td} = 2283.3$ (kJ/kg)
	$F_0 = 130$ (kg)
	$G_s = 39$ (kg)
	$G_w = 91$ (kg)
	A = 5.0 (m ²)
	U = 4200 (kJ/m ² hrK)
	M = -0.022 (kg/s)
	N = 0.066 (kg/s)

とり、加熱蒸気温度 T_a を100℃一定として数値計算を行った。

Fig.10.にTable 1.の計算例を示す。蒸発蒸気温度 T_s は沸点上昇により時間の経過とともに加熱蒸気温度 T_a に近ずき温度差が少なくなっていくことがわかる。図中、供試真空ポンプの特性直線より求めた限界 \dot{G} (MAX)は0.066kg/s、 \dot{G} (MIN)は0.008kg/sであるのでその限界領域を斜線で記した。したがって、蒸発速度に上限、下限があり真空ポンプを指定すればその範囲内で、蒸発速度の改善が望めることになる。Fig.10.の($F_0 \sim G$)は時間の経過と共に濃縮され、蒸発速度が遅くなりほぼ一定値に飽和した時点で温度差がなくなり終了していることがわかる。

Fig.11.に伝熱面積Aを変えた場合の蒸発速度への影響を示す。伝熱面積Aを小さくすると、処

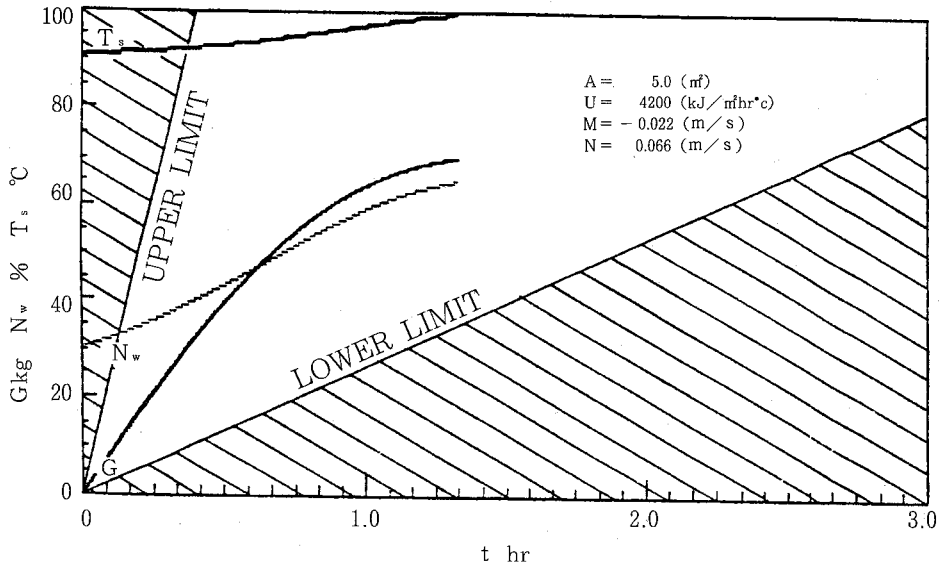


Fig.10. Theoretical results of dehydration.

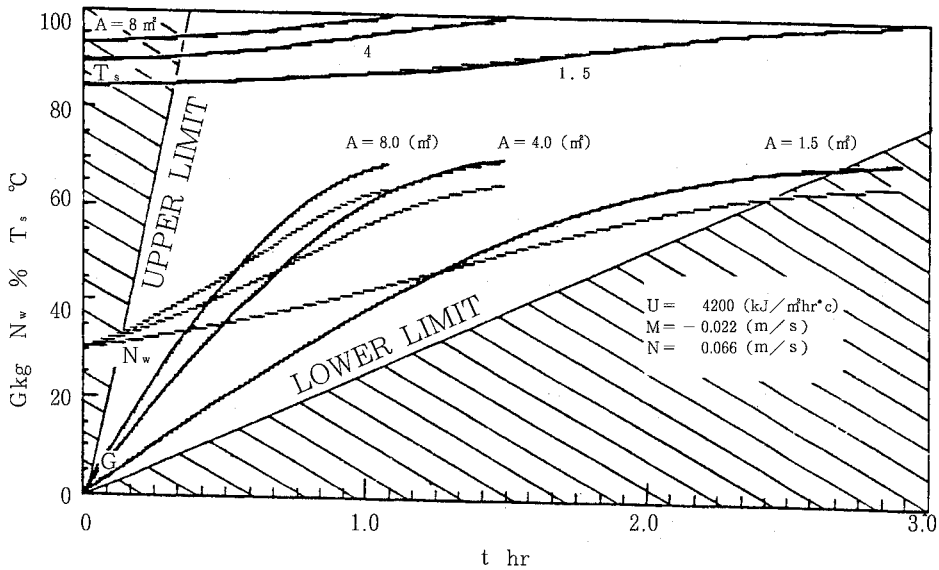


Fig.11. Theoretical results of dehydration at different A.

理時間が長くなり、この場合、下限 $\dot{G} = 0.008 \text{ kg/s}$ には少なくとも $A > 1.0 \text{ m}^2$ 以上必要である。逆に伝熱面積 A を広くすることによって処理時間を短縮できるものの上限があり、従って、 $A > 15.0 \text{ m}^2$ 以上にしても真空ポンプの能力から、 $\dot{G}(\text{MAX})$ 以上の蒸発は望めない。従って、供試真空ポンプの容量では、 $1.0 < A < 15.0$ の範囲で $0.008 < \dot{G} < 0.066$ となる。

Fig.12. に熱交換器の設計によって伝熱速度を変えた場合の計算結果を示す。前記の Fig.11. と同

様と言えるが、総括伝熱係数 U が少なくなると急激に処理時間が長くなることが考えられる。また、供試真空ポンプでは、 $800 < U < 7000$ の範囲の熱交換器でしか見積ることができないことが分かる。

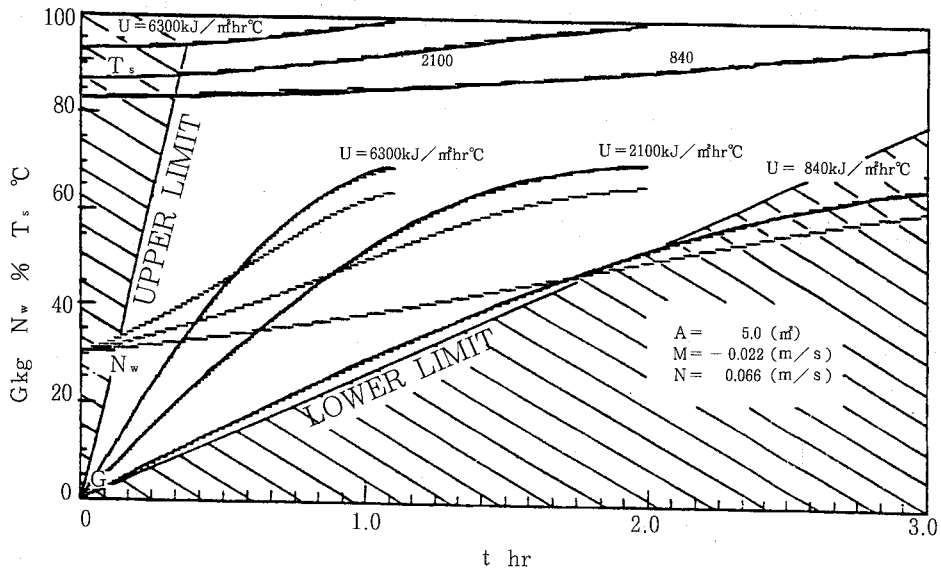


Fig.12. Theoretical results of dehydration at different U .

Fig.13. は真空ポンプの容量を変えた場合の蒸発速度への影響を計算の上から見たものである。真空ポンプの特性曲線の傾きを示すパラメータ M （真空ポンプの漏れを意味する。）が変わると、処理時間、乾燥濃度限界の両方に影響を与えることがわかる。規定するパラメータ N 、（容量を意味し、二倍にすることは並列運転となる）を減少させていくと、乾燥できる最終濃度の限界が低下

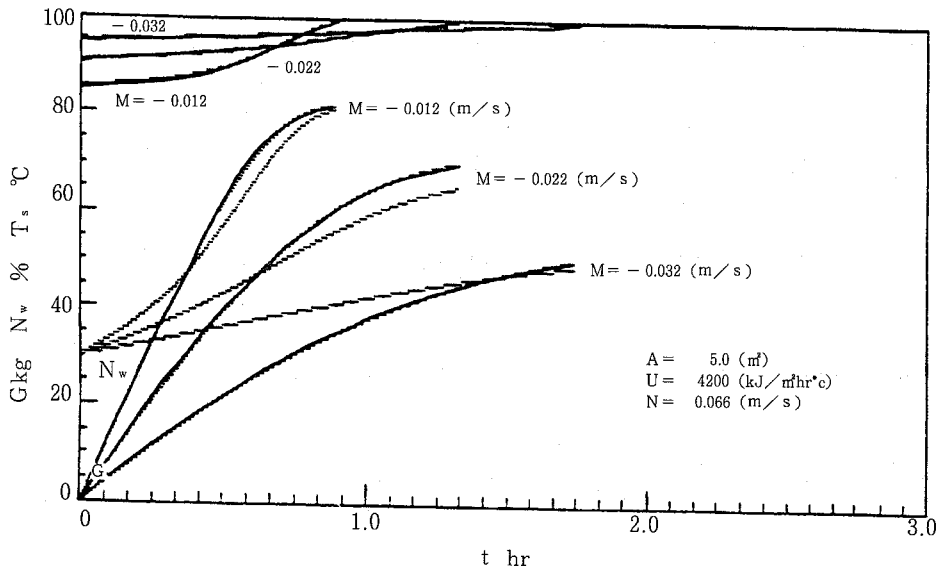


Fig.13. Theoretical results of dehydration at different M .

している。また、 N の増加、 $(\dot{G}(\text{MAX}))$ の増加)とともに P は減少する関係になる。

以上Fig.10.~Fig.14. から蒸発缶内初期温度 T_s が高くなる条件は、伝熱面積 A 、総括伝熱係数 U が大きいほど、また、真空ポンプの特性上のパラメータ N 、 M が小さいときほど高くなること
がわかる。

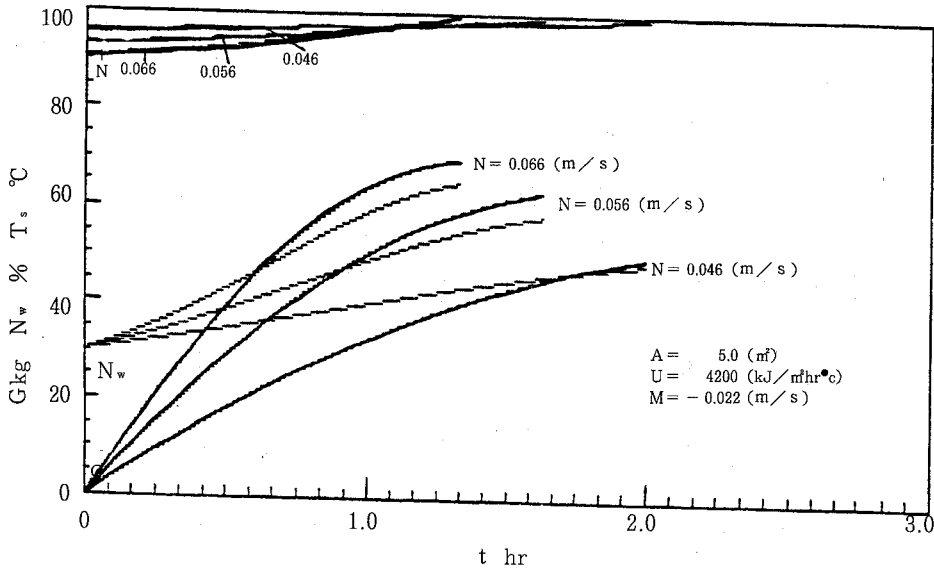


Fig.14. Theoretical results of dehydration at different N .

実験装置Fig.15. は、伝熱面積 $A = 8.0 \text{ m}^2$ 、見積総括伝熱係数 $U = 4200 \text{ kJ/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ 、加熱蒸気温度 $T_s = 100^\circ\text{C}$ 、 $M = -0.022 \text{ kg/s}$ 、 $N = 0.066 \text{ kg/s}$ のプロトタイプの場合である。その実験結果をFig.16.中*印で示し、そのときの諸条件を使って理論式(11)で数値計算を行った場合を

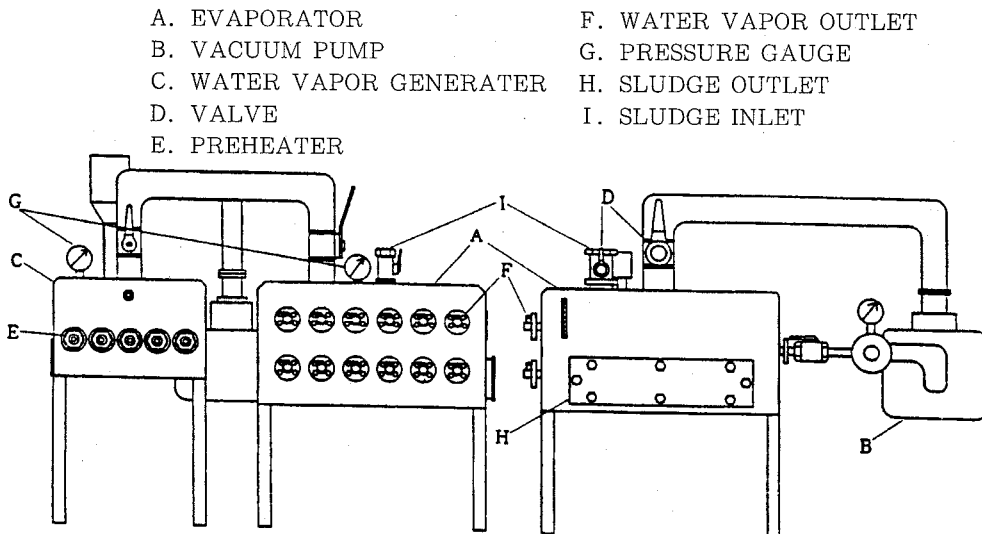


Fig.15. Schematic diagram of the prototype of dehydration system.

図中*印上にある実線で示す。この実験値に合致する総括伝熱係数は $U = 420 \text{ kJ/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ であったことから、ここでは、極めて伝熱の劣悪な条件になっているものと判断する。その後改善を行い、補助加熱用の3kWヒータ2本を蒸発缶に取り付けて、見かけ上の総括伝熱係数を変えた。その結果が、Fig.17.であり、この実験では初期汚泥量がこれまでの諸計算の場合の130kgより多量であったため蒸発量Gの飽和線は得られないが、ほぼここで計算を行った値の蒸発速度を得ることができた。このことからここで取り上げた諸式が有用と判断される。また、この実験結果に一致するよう

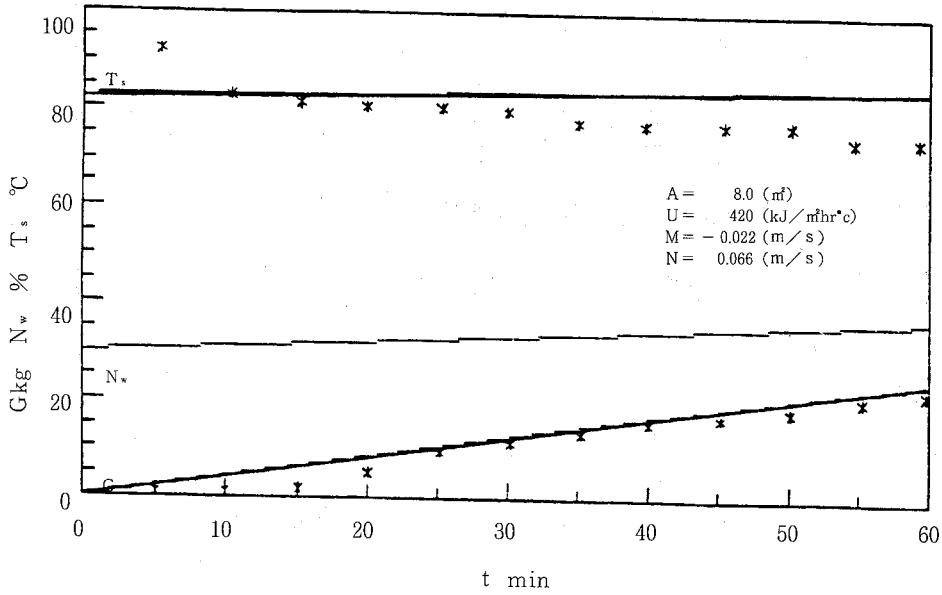


Fig.16. Theoretical results of dehydration effect (without back-up heater).

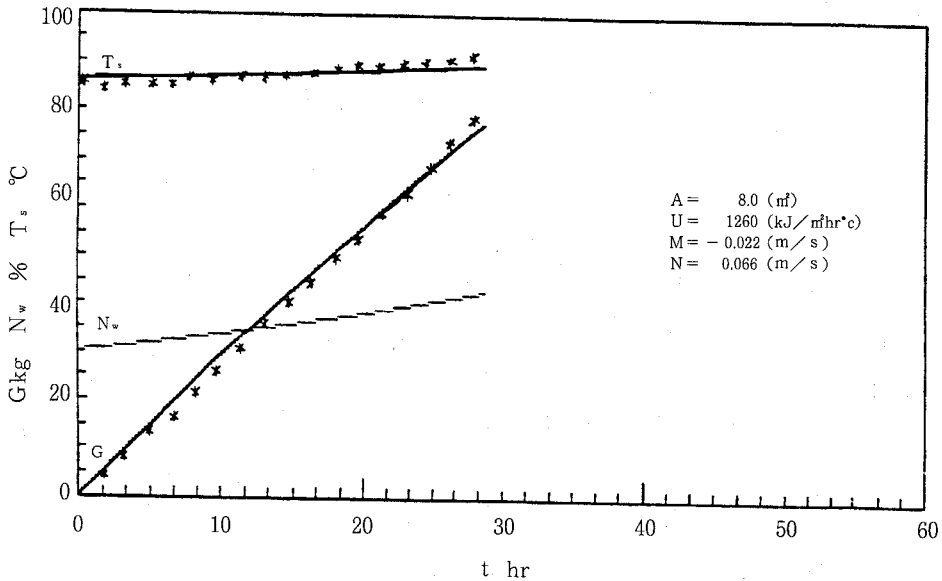


Fig.17. Theoretical results of dehydration effect (with back-up heater(3kw x 2)).

な見かけ上の総括伝熱係数は $U=1260\text{kJ}/\text{m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ となった。一方、伝熱面積 A 、総括伝熱係数は U が必要な量を十分満たしていたと考えた場合、補助加熱用の 3kW ヒータ2本分の 6kW が装置の固定損失であるとも考えられる。

7. 結 論

以上、理論計算によってここで採用した脱水システムの性能予測を行い、実際の装置と比較した結果ほぼ定量的に蒸発速度を見積ることができた。このことからここで取り扱った計算式は本システムの設計に有用と判断される。更にここで用いた計算式から脱水効果に及ぼす各因子の影響を明らかにした。すなわち

1) 蒸発速度 \dot{G} 、蒸発温度 T_s 、濃縮に及ぼす伝熱面積 A 、総括伝熱係数 U （真空ポンプの容量の影響は省く）のいずれにしても大きくするほど処理時間が短縮できる。濃縮するにしたがって蒸発速度 \dot{G} は劣化し、蒸発量 G 、濃縮濃度の終了時間が存在し各々に対応する初期蒸発速度が求められた。

2) 蒸発速度 \dot{G} を高めるには、初期温度 T_s を高くすればよい。

いずれにしても、より綿密な性能予測を得るには、より正確な総括伝熱係数 U を知る必要性がある。

蒸気圧縮型蒸発缶の詳細な性能予測には、対象とする汚泥のそれに合った沸点上昇、比熱などの正確な物性値や、総括伝熱係数、などの値が必要ではあるが、概略的評価には、ここで取り扱った諸式による予測は有効であろう。検討の結果ここで取り扱った諸計算で予測される汚泥処理量は比較の実用化に期待されうる値であり、さらに多量の汚泥処理を可能とする種々の工夫と最適設計が望まれる。

Keywords : Sludge, Dehydration, Vapour eompression, Thermodynamics

引用文献

- 1) 日本機械学会：機械工学便覧C8環境装置，54-106，丸善，東京(1989)。
- 2) 井出哲夫：水処理工学，153-201，技報堂，東京(1990)。
- 3) 村上彰男：沿岸の汚染，32-147，築地書館，東京(1977)。
- 4) 西脇仁一：公害衛生工学大系II，135-147，日本評論社，東京(1966)。
- 5) Gurnhum, C.F., 永岡乙哉訳：水質汚染防止と産業廃液処理，2-144，技報堂，東京(1968)。
- 6) 中島敏・小林次郎：食品工業の伝熱と蒸発，99，光琳書院，東京(1965)。
- 7) 亀井：化学機械の理論と計算，162-165，産業図書，(1983)。

平成5年(1993)9月29日受理

平成5年(1993)12月27日発行

