

沸騰水型地熱発電の温排水を利用した温室暖房システムの開発

小佐井博章* 菅成美** 荒木千尋*** 田上主税**** 濱崎泰斗****

Development of Greenhouse Heating System Utilizing Heated Effluent in Boiling Water Geothermal Power Plants

by

Hiroaki KOZAI, Narumi SUGA, Chihiro ARAKI, Chikara TANOUE and Taito HAMASAKI

(Received: October 31, 2018, Accepted: March 12, 2019)

Abstract

The application possibility of eccentric annular thermosyphon type radiators to the greenhouse heating for wood ear mushroom cultivation was examined, using the warm water discharged from a condenser in boiling water geothermal power plants as a heat source. The overall heat transfer coefficients of the annular thermosyphons decreased gradually with the increase in the length of a heat dissipative section, but the heat dissipation rates increased. Also, the overall heat transfer coefficients and the heat dissipation rates became large as the flow rate of the warm water increased. The heat loss from the multi-span greenhouses to the surrounding air increased with increasing wind velocity. The numbers of greenhouses and the annular thermosyphons capable of maintaining the optimum temperature for the wood ear mushroom cultivation were evaluated based on the heat dissipation rates in the condenser, heat loss in the multi-span greenhouses and heat dissipation rates in the annular thermosyphons. Consequently, it was found that the numbers of the greenhouses and the annular thermosyphons decreased with the increase in the wind velocity and the flow rate of warm water respectively.

Key Words: Thermosyphon, Geothermal Power Generation, Heated Effluent, Greenhouse Heating, Wood Ear Mushroom

1. まえがき

日本は世界有数の火山国であり、地熱資源量は世界第3位である。したがって、地熱エネルギーを利用した地熱発電は、日本にとって最も期待される発電方式であり、二酸化炭素の排出量が火力発電に比べてきわめて少ないことから地球温暖化対策としても優れており、また天候や昼夜に関係なく安定した発電量が得られることからベースロード電源としても注目されている⁽¹⁾。地熱発電には主にフラッシュ方式およびバイナリー方式があり、前者は地熱流体中の蒸気で直接タービンを回転させ、後者は地熱流体によって加熱された沸点の低い二次媒体の蒸気でタービンを回転させて発電する方式である⁽²⁾。しかし、これらの従来型の地熱発電では地熱貯留層から取り出した地熱流体を使用するため、タービンの腐食損傷や配管へのスケールの付着等の技術的問題および有害物質の大気中や河川への放出等による環境への影響が指摘されている。これらの従来型地熱発電の問題点を解決するために、地表から地下深部の高温岩体まで掘削して設置した同心二重管内に純水を流入させ、地熱によって人工的に蒸気を発生させて発電を行う沸騰水型地熱発電が提

案されている。この発電装置には復水器が設置されており、冷却水の出口温度が比較的高温であるため、施設園芸等への温排水の利用が期待されている。

温室暖房には温風式や温湯式があるが、最近、構造が簡単で等温性に優れた偏心二重管熱サイフォンが使用されている。この熱サイフォンは、密閉容器の内部に封入された作動流体の相変化と凝縮部から蒸発部への液体の還流に重力を利用したものであり、潜熱の形で熱輸送を行うため小さな温度差で大量の熱を輸送できる優れた熱伝達素子である。著者ら⁽³⁾は、まず温水入口温度、温水流量および周囲空気温度を変えて広範囲な実験を行い、偏心二重管熱サイフォンの放熱量へのこれらの影響について明らかにした。また、放熱部における熱伝達係数は自然対流熱伝達係数と放射熱伝達係数の和であると考えた式によってうまく整理できることを示した。次に、偏心二重管熱サイフォンの放熱量の予測式を提出し、内管内に低温水を流した場合の実験データとの比較を行った結果、計算値と実験値はよく一致した⁽⁴⁾。さらに、著者ら⁽⁵⁾は液溜り部において作動液から外管内壁への自然対流による熱移動は小さいと考え、液溜り部以外の凝縮のみを考慮に入れて放熱量の計算を行った。その結果、外管外壁における熱抵抗が全熱抵抗の約80%を占めるため、放熱量への液溜りの影響は小さいことを示した。しかし、偏心二重管熱サイフォンを放熱器として用いた温

* 基盤工学部医療福祉工学科教授

** 株式会社 平島

*** 株式会社 ジェイ・エム・エス

**** 基盤工学部医療福祉工学科

室暖房に関する研究はあまりなされておらず、また偏心二重管熱サイフォンの放熱量への放熱部長さの影響についても不明である。

そこで、本研究では沸騰水型地熱発電装置の復水器から排出される温排水を熱源として用いた偏心二重管熱サイフォン式放熱器のキクラゲ栽培用温室への適用可能性について検討する。まず、温室内の温度をキクラゲ栽培の最適温度に設定した場合の偏心二重管熱サイフォン式放熱器の放熱量への放熱部長さ、温水入口温度および温水流量の影響について明らかにする。また、温室外壁上の風速を変化させてキクラゲ栽培用温室からの熱損失を推算する。さらに、沸騰水型地熱発電装置の温排水によって温室内部温度をキクラゲ栽培の最適温度に保持可能な温室棟数および偏心二重管熱サイフォンの設置本数について検討する。

2. 記号

A : 全表面積 m^2
 A_1 : 層流域の表面積 m^2
 C_p : 比熱 $J/(kg \cdot K)$
 C_1 : 式(5)または式(10)の係数 [式(6)または式(11)]
 d_i : 管内径 m
 d_o : 管外径 m
 g : 重力加速度 m/s^2
 H : 高さ m
 h : 比エンタルピー J/kg
 h_c : 自然対流熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 h_i : 管内壁における熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 h_o : 管外壁における熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 h_r : 放射熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 K : 熱通過係数 $W/(m \cdot K)$
 L : 放熱部長さまたは蒸発潜熱 m または J/kg
 M : 復水器入口における蒸気の質量流量 kg/s
 m : 温水の質量流量 kg/s
 N_h : 保温可能温室棟数
 N_b : 偏心二重管熱サイフォンの設置本数
 Nu : 平均ヌセルト数
 n : 式(5)または式(10)の指数 [式(7)または式(12)]
 Pr : プラントル数
 Q : 熱サイフォンの放熱量または温室の熱損失 W
 Q_g : 冷却水の受熱量 W
 Q_t : 温室の全熱損失 W
 Ra : レイリー数
 Re : レイノルズ数
 Re_c : 臨界レイノルズ数
 $T_{a, out}$: 外気温 K

T_i : 管内壁温度 K
 T_{in} : 温水入口温度 K
 T_o : 管外壁温度 K
 T_{out} : 温水出口温度 K
 T_v : 蒸気温度 K
 T_w : 温室の内壁または外壁温度 K
 T_∞ : 室温 K
 $\Delta T = T_{in} - T_{out}$ K
 ΔT_m : 対数平均温度差 $= (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$ K
 $\Delta T_1 = T_{in} - T_\infty$ K
 $\Delta T_2 = T_{out} - T_\infty$ K
 u : 風速 m/s
 x_c : 臨界長 m
 α : 熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 λ : 熱伝導率 $W/(m \cdot K)$
 ε : 放射率
 μ : 粘性係数 $Pa \cdot s$
 ρ : 密度 kg/m^3
 σ : ステファン・ボルツマン定数
 $= 5.6687 \times 10^{-8}$ $W/(m^2 \cdot K^4)$
 φ : 屋根の鉛直からの角度 rad
 添 字
 a : 空気
 e : エタノール
 L : 代表長さ
 l : 液体
 r : 屋根
 s : 管材料または温室側壁
 v : 蒸気
 w : 水
 1 : 内管
 2 : 外管

3. 装置および設定条件

3.1 沸騰水型地熱発電装置

温室暖房の熱源として利用する温水を供給する沸騰水型地熱発電装置の概略を図1に示す。本装置は蒸気発生部、蒸気タービン、復水器および給水ポンプから構成されている。発電に使用する蒸気は、復水器で凝縮した純水を地中に埋設した同心二重管の内管上部から供給し、内管下部の吹き出し孔から圧縮水を外管内に噴出させて、高温岩体によって加熱された外管内壁で生成される。発生した蒸気は、蒸気槽を通り、タービンに導入され、発電を行った後、復水器で冷却されて温水となる。その温水は給水ポンプで貯水槽に送られ、再び内管内に供給される。一方、復水器を出た冷却水は温室に設置した偏

心二重管熱サイフォン式放熱器の内管内に導入され、熱を放出した後、再び復水器に戻り、冷却水として使用される。発電機出力は300kWで、タービン入口の蒸気圧力および蒸気温度は0.476MPa, 423K, タービン出口の蒸気圧力および蒸気温度は0.101MPa, 373Kである。また、復水器入口における蒸気流量 M は0.8kg/s, 復水器出口の飽和水温度は353Kであり、復水器の冷却水出口温度は333Kとする。

3.2 偏心二重管熱サイフォン式放熱器

温室暖房の放熱器に使用する偏心二重管熱サイフォンの概略を図2に示す。供試熱サイフォンは内径47mm, 外径50mmのアルミニウム合金管(A6063)内に内径8mm, 外径10mmのアルミニウム合金管(A6063)を挿入し、両端にアルミニウム合金製エンドキャップ(A5052)を取り付けて密閉したもので、外管にはアルマイト処理(酸化皮膜9 μ m)を行っている。外管内にはエタノールを内管最上部の位置まで封入している。内管内には沸騰水型地熱発電装置の復水器から出た冷却水を導入し、偏心二重管熱サイフォンによって温室内で放熱させた後、温度低下した冷却水を循環ポンプで再び復水器に戻して、タービン排気の冷却に利用する。熱サイフォンは温室下部に水平に設置し、温室内部は無風状態とする。

3.3 キクラゲ栽培用温室

図3にキクラゲ栽培用4棟棟式温室の概略を示す。供試温室は間口8m, 側壁の高さ3m, 奥行40m, 屋根の高さ1.8mで、屋根の鉛直からの角度65.8°の4棟棟式で

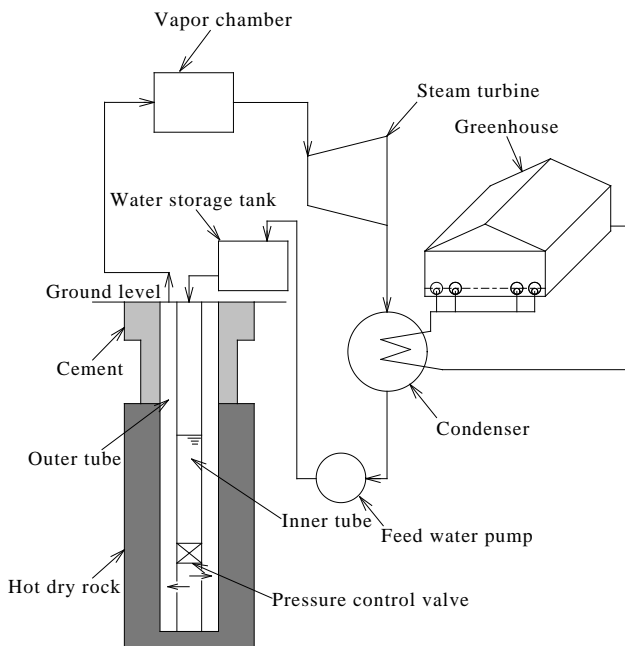


図1 沸騰水型地熱発電装置

ある。室温はキクラゲ栽培の最適温度298K⁶⁾に保持するものとし、外気温には地熱発電実証試験予定地に近い大分市の年間最低気温⁷⁾の5年間(2013年1月~2017年12月)の平均271Kを使用する。温室の被覆材には厚さ0.15mmのポリ塩化ビニルフィルムを使用し、その厚さは非常に薄いため被覆材の内壁および外壁温度は同一温度とする。また、被覆材の内壁温度は被覆材の内壁および外壁における熱伝達係数の値によって室温と外気温の間で変化するが、本研究では偏心二重管熱サイフォンの放熱量への被覆材の内壁温度の影響は小さいと考えられるので、被覆材の内壁温度としては室温を使用した。

4. 偏心二重管熱サイフォンの放熱量の算出

偏心二重管熱サイフォンの放熱量 Q は温水流量, 温水入口・出口温度を m, T_m, T_{out} とすると、次式より求められる。

$$Q = mC_p(T_m - T_{out}) \quad (1)$$

また、放熱量 Q は次式によって与えられる。

$$Q = KL\Delta T_m \quad (2)$$

ここで、 ΔT_m は対数平均温度差, L は放熱部長さであり、熱通過係数 K は次式によって求められる⁸⁾。

$$K = \pi \left/ \left[\frac{1}{d_{i1}h_{i1}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln\left(\frac{d_{o1}}{d_{i1}}\right) + \frac{1}{d_{o1}h_{o1}} \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{\pi}{\pi - \theta}\right) \frac{1}{d_{i2}h_{i2}} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln\left(\frac{d_{o2}}{d_{i2}}\right) + \frac{1}{d_{o2}h_{o2}} \right] \right. \quad (3)$$

なお、式(3)の内管内壁における熱伝達係数 h_{i1} , 内管外壁

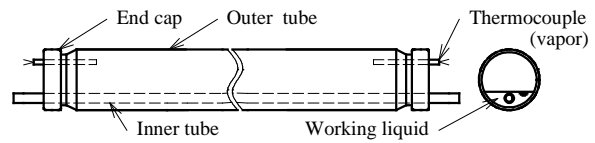


図2 偏心二重管熱サイフォン

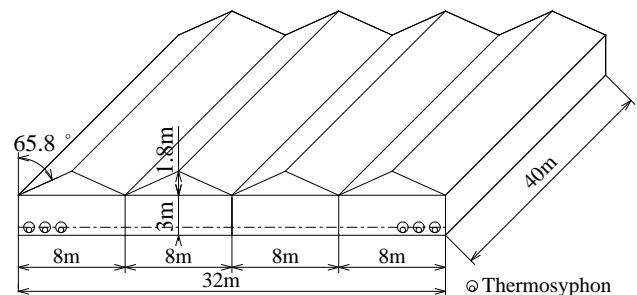


図3 キクラゲ栽培用温室

における熱伝達係数 h_{o1} および外管内壁における熱伝達係数 h_{i2} の算出には、Dittus-Boelter⁽⁸⁾の式(4)、Fujii ら⁽⁹⁾の式(5)およびNusselt⁽¹⁰⁾の式(8)を用いた。また、 θ は文献(5)で述べられた外管内の液溜り部を表す半頂角である。

$$h_{i1} = 0.023\lambda_w / (d_{i1} Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4}) \quad (4)$$

$$h_{o1} = 2\lambda_e / \left\{ d_{o1} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_e^n} \right) \right\} \quad (5)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_e}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_e} + 5Pr_e} \right)^{1/4} \quad (6)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_e^{0.175}} \quad (7)$$

$$h_{i2} = 0.725 \left(\frac{\lambda_e^3 \rho_e^2 g L_e}{\mu_e (T_w - T_{i2}) d_{i2}} \right)^{1/4} \quad (8)$$

また、外管外壁における熱伝達係数 h_{o2} は外管外壁から空気への自然対流と周囲壁への放射に基づいて得られた式(9)を用いて算出した⁽⁴⁾。

$$h_{o2} = h_c + h_r \quad (9)$$

ここで、自然対流熱伝達係数 h_c および放射熱伝達係数 h_r の算出にはFujii ら⁽⁹⁾の式(10)および式(13)を用いた。なお、式(13)の ε としては式(14)を使用した⁽⁴⁾。

$$h_c = 2\lambda_a / \left\{ d_{o2} \ln \left(1 + \frac{2.475}{C_1 Ra_a^n} \right) \right\} \quad (10)$$

$$C_1 = \frac{3}{4} \left(\frac{Pr_a}{2.4 + 4.9\sqrt{Pr_a} + 5Pr_a} \right)^{1/4} \quad (11)$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5Ra_a^{0.175}} \quad (12)$$

$$h_r = \frac{\sigma \varepsilon (T_{o2}^4 - T_w^4)}{T_{o2} - T_w} \quad (13)$$

$$\varepsilon = -0.5087 + 4.056 \times 10^{-3} T_{o2} \quad (14)$$

$(305\text{K} \leq T_{o2} \leq 345\text{K})$

偏心二重管熱サイフの放熱量 Q の計算は、まず温水入口温度 T_{in} 、温水流量 m および室温 T_w を所定の値に設定し、初期値として温水入口出口温度差 $\Delta T (= T_{in} - T_{out})$ を与え、式(1)より Q の値を求める。次に、式(3)の熱通過係数 K を計算し、式(2)より Q の値を求める。そして、

ΔT を徐々に増加させながらこれらの計算を繰り返し、式(1)および式(2)の Q が一致した値を放熱量とした。さらに、温水流量 m または放熱部長さ L を徐々に増加させながら、同様の計算を繰り返した。なお、本計算において内管内の流れはすべて乱流であった。

5. 供試温室の熱損失の評価

温室内をキクラゲ栽培の最適温度に保持するためには、供試温室からの熱損失と等しい熱量を地熱発電装置の冷却水によって供給する必要がある。そこで、以下にキクラゲ栽培用温室における熱損失の評価方法について述べる。4連棟式温室1棟からの全熱損失 Q_t は温室側壁および屋根からの熱損失 Q_s 、 Q_r の和で求められる。

$$Q_t = Q_s + Q_r \quad (15)$$

また、温室側壁および屋根に沿う流れは温室側壁および屋根全体が層流の場合と層流から乱流に遷移する場合が考えられるので、それぞれについて熱損失を算出する。

(1) 温室側壁および屋根全体が層流の場合

温室側壁および屋根からの熱損失 Q_s 、 Q_r は次式によって求められる。

$$Q_s = A_s \alpha_s (T_w - T_{a,out}) \quad (16)$$

$$Q_r = A_r \alpha_r (T_w - T_{a,out}) \quad (17)$$

ここで、 A_s 、 A_r は温室側壁および屋根の全表面積であり、 T_w は温室側壁および屋根の外壁温度、 $T_{a,out}$ は外気温である。なお、温室側壁および屋根の外壁における平均熱伝達係数 α_s 、 α_r は代表長さ L として H_s 、 $H_r/\cos\varphi$ を用いて、次式より算出した⁽¹¹⁾。

$$Nu = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (18)$$

(2) 層流から乱流に遷移する場合

温室側壁および屋根からの熱損失 Q_s 、 Q_r は層流域と乱流域に分けて算出する。まず、温室側壁および屋根の層流域からの熱損失 Q_{1s} 、 Q_{1r} は次式によって求められる。

$$Q_{1s} = A_{1s} \alpha_1 (T_w - T_{a,out}) \quad (19)$$

$$Q_{1r} = A_{1r} \alpha_1 (T_w - T_{a,out}) \quad (20)$$

ここで、 A_{1s} 、 A_{1r} は温室側壁および屋根における層流域の表面積である。また、層流域における温室側壁および屋根の外壁における平均熱伝達係数 α_1 は代表長さ L として臨界長 x_c を用いて、式(18)より算出した。なお、臨界レイノルズ数 $Re_c = 3.2 \times 10^5$ とした。

次に、乱流域からの熱損失は温室側壁および屋根全体

が乱流域にあると仮定した場合の熱損失 Q_{2s} , Q_{2r} から実際の層流域を乱流域であると見なした場合の熱損失 Q_{3s} , Q_{3r} を差し引いて求めた。

$$Q_{2s} = A_s \alpha_{2s} (T_w - T_{a,out}) \quad (21)$$

$$Q_{2r} = A_r \alpha_{2r} (T_w - T_{a,out}) \quad (22)$$

$$Q_{3s} = A_{1s} \alpha_3 (T_w - T_{a,out}) \quad (23)$$

$$Q_{3r} = A_{1r} \alpha_3 (T_w - T_{a,out}) \quad (24)$$

ここで、温室側壁および屋根全体が乱流域にある場合および層流域を乱流域と見なした場合の温室外壁における平均乱流熱伝達係数 α_{2s} , α_{2r} および α_3 は代表長さ L として H_s , $H_r/\cos\phi$ および x_c を用いて、次式より算出した⁽¹⁾。

$$Nu = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (25)$$

したがって、層流から乱流に遷移する場合の温室側壁および屋根からの熱損失 Q_s , Q_r は次式によって求められる。

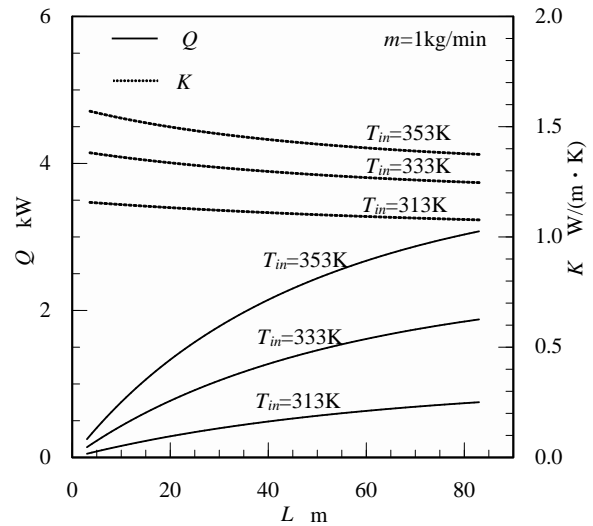
$$Q_s = Q_{1s} + Q_{2s} - Q_{3s} \quad (26)$$

$$Q_r = Q_{1r} + Q_{2r} - Q_{3r} \quad (27)$$

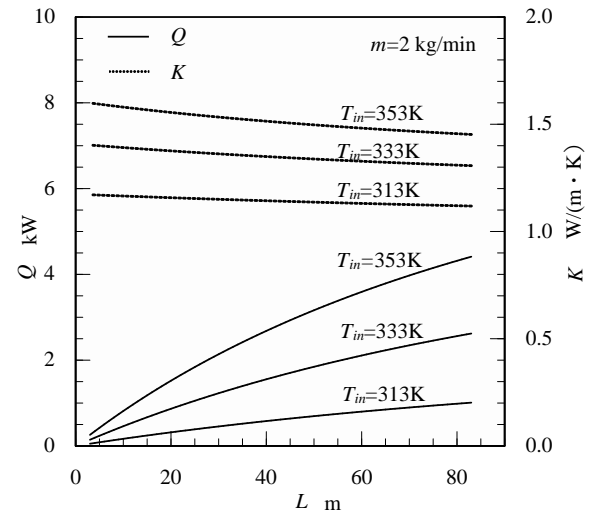
6. 計算結果と考察

図4(a)~(c)に温水流量 $m=1, 2, 3\text{kg/min}$ の場合の偏心二重管熱サイフンの放熱量 Q , 熱通過係数 K と放熱部長さ L の関係を示す。なお、室温 T_∞ はキクラゲ栽培の最適温度とした。これらの図から、熱通過係数 K は放熱部長さ L が増加するにつれて、徐々に減少することがわかる。これは、放熱部長さ L の増加に伴い、放熱量 Q が大きくなるために、温水温度および外管外壁温度が低下し、外管外壁における熱伝達が悪くなるためであると考えられる。一方、放熱量 Q は熱通過係数 K の減少にもかかわらず、放熱部長さ L の増加とともに大きくなっている。これは、 L の増加に伴う放熱面積の増加によるものである。また、放熱部長さ L が増加するにつれて、放熱量 Q の傾きは徐々に小さくなっていることから、単位長さ当たりの放熱量 Q/L は L の増加とともに減少していきことがわかる。以上のことより、キクラゲ栽培用4連棟式温室に使用する偏心二重管熱サイフン1本の放熱部長さ L は40mとし、奥行方向に並列に配置する。

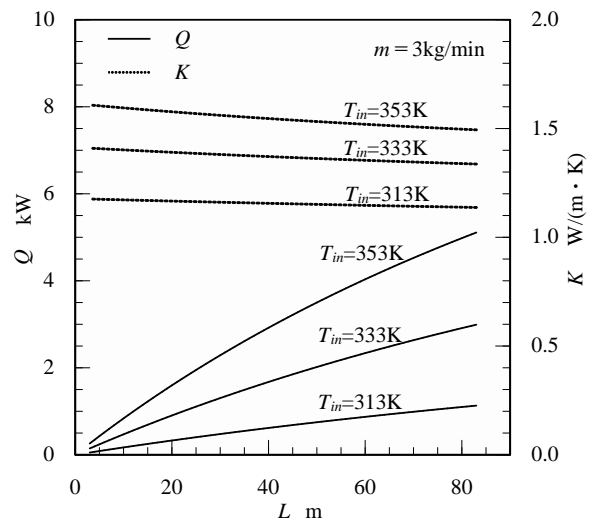
図5に放熱部長さ $L=40\text{m}$ の場合の単位長さ当たりの放熱量 Q/L および熱通過係数 K への温水入口温度 T_m の影響を示す。この図において、偏心二重管熱サイフンの Q/L および K は温水入口温度 T_m が高い程、大きい値を示



(a) $m=1\text{kg/min}$



(b) $m=2\text{kg/min}$



(c) $m=3\text{kg/min}$

図4 放熱量、熱通過係数と放熱部長さの関係

しており、温水流量 m が増加するにつれて、徐々に大きくなっている。なお、 T_{in} が高い程、 Q/L および K の傾きが若干大きくなるのは、 T_{in} の増加によって外管外壁における熱抵抗が小さくなるために、温水流量の影響が大きく現れたものと考えられる。

図6にキクラゲ栽培用4連棟式温室1棟の側壁、屋根および温室全体からの熱損失 Q_s , Q_r , Q_t と地熱発電装置の冷却水によってキクラゲ栽培の最適温度に保持できる温室棟数 N_h と温室外の風速 u の関係を示す。なお、保温可能温室棟数 N_h は冷却水の受熱量 Q_g を式(29)の復水器放熱量より求め、式(28)を用いて算出した。

$$N_h = Q_g / Q_t \quad (28)$$

$$Q_g = M(h_v - h_l) \quad (29)$$

ここで、 M は復水器入口の蒸気流量、 h_v , h_l は復水器入口、出口における飽和蒸気および飽和水の比エンタルピーである。この図からわかるように、温室側壁および屋根からの熱損失 Q_s , Q_r は風速 u の増加につれて徐々に大きくなり、 Q_s は $u=1.6\text{m/s}$, Q_r は $u=1.1\text{m/s}$ で傾きが急に大きくなっている。これは温室側壁および屋根に沿う境界層内の流れが臨界長を過ぎた地点で層流から乱流に遷移し、熱伝達が良くなるためである。その結果、全熱損失 Q_t は $u=1.1\text{m/s}$ および $u=1.6\text{m/s}$ において傾きが大きくなり、熱損失は増大している。一方、保温可能温室棟数 N_h は風速 $u=0.5\text{m/s}$ の場合、 $u=3.0\text{m/s}$ の場合に比べてかなり大きい値を示しているが、風速の増加につれて急激に減少し、風速が大きくなるとその減少は小さくなっている。

図7に4連棟式温室1棟をキクラゲ栽培の最適温度に保持するのに必要な偏心二重管熱サイフオンの設置本数 N_s を示す。ここで、温水入口温度 $T_{in}=333\text{K}$ 、熱サイフ

オン1本の放熱部長さ $L=40\text{m}$ である。なお、 N_s は4連棟式温室1棟の全熱損失 Q_t および偏心二重管熱サイフオンの放熱量 Q を用いて、式(30)によって算出した。

$$N_s = Q_t / Q \quad (30)$$

この図から、偏心二重管熱サイフオンの設置本数 N_s は温室外の風速 u が大きい程、増加することがわかる。また、温水流量 $m=0.7\text{kg/min}$ の場合、設置本数 N_s は $m=3.3\text{kg/min}$ の場合より大きい値を示しているが、温水流量の増加とともに徐々に減少している。

7. 結論

沸騰水型地熱発電装置の温排水を利用した偏心二重管熱サイフオン式放熱器によるキクラゲ栽培用温室暖房に関する研究を行い、以下の結論を得た。

- (1) 偏心二重管熱サイフオン式放熱器の熱通過係数は放熱部長さの増加とともに徐々に減少するが、放熱量は熱通過係数の減少にもかかわらず増加する。
- (2) 偏心二重管熱サイフオンの単位長さ当たりの放熱量および熱通過係数は温水入口温度および温水流量の増加とともに大きくなる。

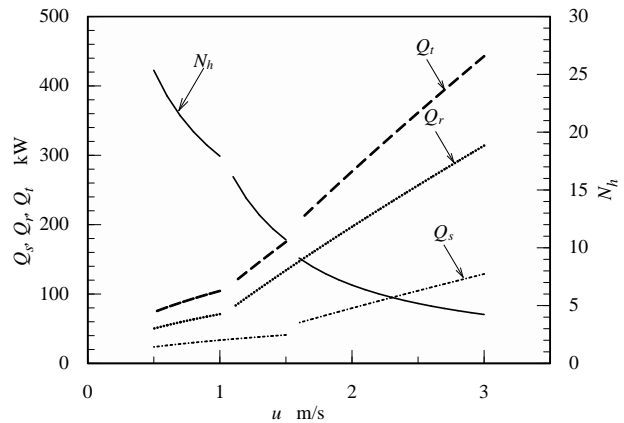


図6 熱損失および保温可能温室棟数

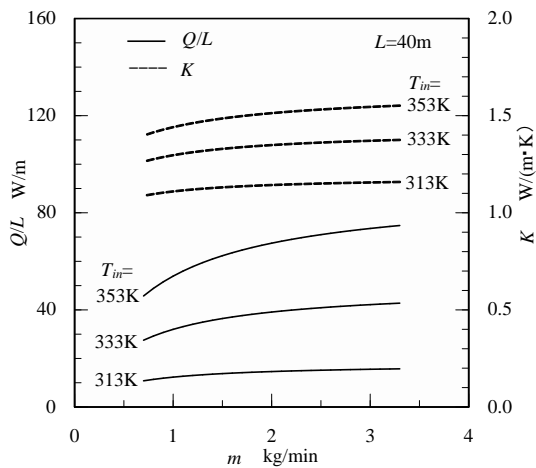


図5 Q/L , K への T_{in} の影響

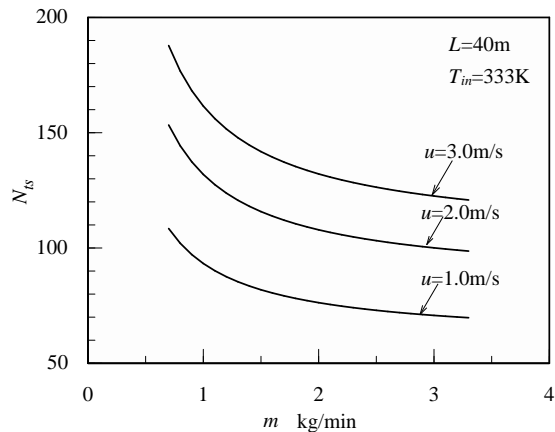


図7 偏心二重管熱サイフオンの設置本数

(3) 4連棟式温室からの熱損失は温室外の風速の増加とともに大きくなる。一方、保温可能温室棟数は風速が小さい場合、大きい値を示すが、風速の増加に伴い急激に減少する。なお、被覆材内壁においては自然対流の発生が考えられるので、さらに熱損失へのその影響についても検討が必要である。

(4) 温室 1 棟当たりの偏心二重管熱サイフォンの設置本数は風速が大きい程、増加する。また、温水流量が小さい場合、熱サイフォンの設置本数は大きい値となるが、温水流量の増加とともに徐々に減少する。

終わりに、沸騰水型地熱発電および偏心二重管熱サイフォンの技術資料を提供いただいた(株)エスト 田原千年生氏ならびに日本熱サイフォン(株) 武原敏夫氏に謝意を表す。

参考文献

- (1)江原幸雄, 電気計算, 84-9, (2016), pp.2-9.
- (2)Dickson, M. H. and Fanelli, M.(日本地熱学会 IGA 専門部

会誌), 地熱エネルギー入門(第2版), (2008), 日本地熱学会.

- (3)小佐井博章, 九州東海大学工学部紀要, 32(2005), pp.37-43.
- (4)小佐井博章, 東海大学産業工学部紀要, 2(2009), pp.105-110.
- (5)小佐井博章・永田元斗, 東海大学産業工学部紀要, 5(2012), pp.25-31.
- (6)関谷敦, 九州の森と林業, 112(2015), pp.1-3.
- (7)気象庁ホームページ
(<https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>).
- (8)日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4), (1986), p.56.
- (9)日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4), (1986), p.71.
- (10)西川兼康・藤田恭伸, 機械工学基礎講座 伝熱学, (2004), p.265, 理工学社.
- (11)西川兼康・藤田恭伸, 械工学基礎講座伝熱学, (2004), p.172, 理工学社.