温室暖房用放熱管の放熱量について

岡 田 益 己
(農業技術研究所気象科)

Heat Discharge Efficiency of Greenhouse Heating Pipes

Masumi OKADA

(Division of Meteorology, National Institute of Agricultural Sciences,
P.O. Box 2, Yatabe-machi, Tsukuba-gun, Ibaraki 305)

1. はじめに

温室暖房を温水循環方式で計画する場合には、発熱部と配熱部ともに、その容量が最大暖房負荷に見合っていないなければならない。十分な容量のボイラーを備えているにもかかわらず、熱量が不足して室温が低下するという現象の多くは、配熱部の設計に問題があると言える。三原ら(1976)は、こうした事例の現地調査から、その主な原因の一つに、暖房用放熱管の放熱能力の過大視をあげている。

温室暖房によく使用されている放熱管には、配管用鋼管(SGP管)や鋼造用鋼管(STK管)をそのまま使った、いわゆるベアパイプと、これにフィンを巻いたエロフィンチューブがある。ベアパイプの放熱量については、Businger (1963)がMcAdams (1954)の式を用いて計算した結果を報告しているが、この数値は実際の放熱量よりもかなり大きいと、現場の技術者が再三指摘している。またエロフィンチューブについても、そのフィン効率が不明なために、正確な数値が得られていない。メーカーのカタログ値などが過大な傾向にあることは、三原らの指摘どおりである。

最近、放熱管の放熱能力の過大視による熱量不足という事例は少なくなってきたが、これは、経験的に安全側を見積った設計を行っているためで、放熱能力に関する資料が整備された結果とは言えない。今後、暖房技術とりわけ省エネルギー技術の多様化に伴い、放熱管の使用条件も従来と異なることが予想される。こうした条件下の放熱量をも正確に把握するためには、放熱能力に

関する基礎的な資料の整備が必要である。本研究では、数種類の放熱管の放熱量を実測し、2, 3の結果を得た。ここに報告して、設計資料整備の一助としたい。

2. 実験装置および測定方法

実験装置はFig.1に示すように、温水槽、循環ポンプ、放熱管およびそれらを接続する配管から構成されている。温水槽には、2 kWの投込みヒーター 3 個計 6 kWを設置した。温水槽と循環ポンプの間に放熱管を迂回するバイパスを設けて、この流量を制御することにより、放熱管内流量の調節を可能にした。温水槽と接続配管は断熱材で包み、放熱管以外からの放熱をできるだけ抑えた。放熱管は、床面上 30 cmの高さに水平に設置し、測定に必要な本数を単管式で折返し配管した。実験装置は、コンクリート壁で囲まれた実験室内に設置した。

Fig. 1. Experimental Installations for measuring heat discharge efficiency of heating pipes.

放熱管からの放熱量の測定は、一定長さの管路に温水を流して、その管路の出入口温水温度差と温水流量から求めるのが一般的である。しかしこの方法では、管路が短いと出入口温度差が小さくなって、測定精度が落ちることや、また温水を循環すると出入口温水間の時間遅れを常に考慮しなければならないなどの難点があり、短

管路で温水循環方式を採用今回の実験装置の測定には適さない。そこで本実験では次のような測定方法を考案した。

はじめに装置全体に冷水を満たし、実験開始とともにポンプ、ヒーターに通電して、水を循環・加温する。水温が40から80℃に達するまでの間に、一定温度幅(実験では2℃)を上昇するのに要した時間を順次計測する。温度幅を $\Delta\theta$ 、経過時間を Δt とすると、次の熱収支式が成り立つ。

$$c(\Delta\theta/\Delta t)_{\uparrow} = Q_h - l_p q_p - Q_l \quad (1)$$

ここで、 c は実験装置全体の熱容量、 Q_h はヒーターの加熱量、 l_p は放熱管長、 q_p は放熱管単位長さ当りの放熱量、 Q_l は放熱管以外の部分からの熱損失である。なお左辺の $\uparrow$ は加温時であることを示している。

次に、水温が80℃を越えたら、ヒーターを切り、40℃以下に冷えるまでの間に、2℃降下するのに要した時間を順次計測する。この間の熱収支式は次のようになる。

$$c(\Delta\theta/\Delta t)_{\downarrow} = -l_p q_p - Q_l \quad (2)$$

ここで、左辺の $\downarrow$ は冷却時であることを示している。

(1)および(2)式の q_p と Q_l は、ほぼ水温と周囲室温の差に比例するので、温度差が同じ条件における $(\Delta\theta/\Delta t)_{\uparrow}$ と $(\Delta\theta/\Delta t)_{\downarrow}$ の値がわかれば、装置の熱容量 c が消去できる。その結果は次の通りである。

$$l_p q_p + Q_l = \frac{(\Delta\theta/\Delta t)_{\downarrow} Q_h}{(\Delta\theta/\Delta t)_{\downarrow} - (\Delta\theta/\Delta t)_{\uparrow}} \quad (3)$$

同様の測定を接続配管を変えずに放熱管長のみを変えて行うことにより、放熱管以外の部分からの熱損失 Q_l が消去できるので、単位長さ当りの放熱量 q_p が求められる。

水温の測定には0.3mm ϕ の熱電対を使用し、温水槽内および配管出入口の3箇所挿入して計測した。加温あるいは冷却時の経過時間の測定には配管入口の熱電対の値を用い、これをミニコンピュータの計測制御装置に接続した。この装置内では、約0.1秒に1回ずつ水温をサンプリングし、10サンプルの移動平均値をもとに、2℃上昇あるいは降下に要した時間を装置に組込まれた時計から読み取った。繰り返し行った予備測定の結果から、この方法による経過時間の計測誤差は1%以下であることが推定された。

ベアパイプの場合には、11mと22m、またエロフィンチューブの場合には、5.5mと11mの2種類の放熱管長について測定し、 Q_l の項を消去した。なお、ポンプ、温水槽および放熱管の間を呼び径20mmの塩化ビニールパイプで接続して、配管系の摩耗損失の大半をこの接続

部に集中することにより、放熱管長の変更に伴う摩擦損失の変化を極力避けた。したがって、放熱管長が変わっても、ポンプの負荷には大きな影響がないので、温水循環流量やポンプからの発熱量の変化は無視した。

ヒーターの発熱量 Q_h は、通電中の電圧と切断直後の抵抗測定値から計算により求めた。

温水流量は、循環水を一定時間台ばかり上の容器に導き、その秤量値より算出した。予備実験において、10cm s⁻¹から30cm s⁻¹の管内流速について検討した結果、20cm s⁻¹から30cm s⁻¹の範囲では、実験誤差を上回るほどの有意な差が得られなかったので、本実験では管内流速を30cm s⁻¹とした。

室内気温は、0.3mm ϕ の熱電対を床面上120cm、放熱管の端から側方30cmの位置に設置して測定した。この位置は、ほぼ室温の平均を示した。また0.1mm ϕ の熱電対を放熱管表面、フィンの表面、周囲壁面や天井などに接触させて設置し、その測定値をそれぞれの表面温度とした。

測定に供した放熱管はTable 1に示されるように、呼び径50A(外径60.5mm)の鋼造用鋼管(STK管)を使用したベアパイプとエロフィンチューブで、それぞれ表面の仕上げやフィンの形状を異にしている。

Table 1. Heating pipes used for the measurement.

Capitals abbreviate, P: pitch of fin (center to center distance, mm), H: height of fin (mm), T: thickness of fin (mm).

	Pipe & Fin Type	Surface
Bare-pipe	(A) STK 50 A	Oil Paint (silver)
	(B) STK 50 A	Flat Black Paint
Fin-tube	(A) STK 50 A - 9.5 P×25 H×0.5 T	Zinc-galvanized
	(B) STK 50 A - 9.5 P×32 H×0.5 T	Zinc-galvanized
	(C) STK 50 A - 9.5 P×32 H×0.7 T	Zinc-galvanized
	(D) STK 50 A - 9.5 P×25 H×0.5 T	Oil Paint (silver)

3. 結果および考察

放熱管の放熱過程は、1)管内温水から管内壁、2)管内壁から管外壁、3)管外壁から室内空気または周囲物体面の3段階に大別できるが、1)および2)の伝熱抵抗は3)のそれに比べて極めて小さいので、3)の過程を中心に実験結果を整理した。

3.1 ベアパイプ

Fig.2は、表面の塗料が異なるベアパイプ2種の測定結果を、パイプ表面の平均温度と室温の差に対してプロットしたものである。実測によって得られた2本の破線は大きな差を示しているが、この差は、塗料の放射特性の違いによるものと考えられる。この点を確認するため

Fig. 2. Heat discharge efficiency of bare-pipes plotted on the difference between pipe surface and ambient air temperature. Dashed curves were measured from two pipes with different paint on their surface and solid curves were calculated with different values of surface emissivity (ϵ).

に、次の計算を行った。

はじめに、単位面積のパイプ外表面からの放熱を考えると、熱収支は次のようになる。

$$H_p = H_c + H_r \quad (4)$$

ここで、 H_p ；パイプの単位外表面積当りの放熱量 ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1}$)、 H_c ；対流伝熱量 ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1}$)、 H_r ；放射伝熱量 ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1}$)である。

対流伝熱量 (H_c)は、周知のように、

$$H_c = h_{op}(\theta_{op} - \theta_{air}) \quad (5)$$

と書き表せる。ここで、 h_{op} ；対流熱伝達係数 ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{°C}^{-1}$)、 θ_{op} ；パイプの外表面温度 ($^{\circ}\text{C}$)、 θ_{air} ；周囲気温 ($^{\circ}\text{C}$)である。自然対流下のパイプ表面の対流熱伝達係数としては、McAdams (1954)の次式を使用した。

$$h_{op} = 1.14 (\Delta\theta / D_o)^{1/4} \quad (6)$$

ここで、 $\Delta\theta$ ；パイプ外表面と周囲空気との温度差 ($^{\circ}\text{C}$)、 D_o ；パイプの外径 (m)である。

放射伝熱量 (H_r)については、パイプの表面積がそれを取り囲む周囲物体の表面積に比べて十分に小さい場合に、次の近似式が利用できる。

$$H_r = \epsilon \sigma (T_{op}^4 - T_s^4) \quad (7)$$

ここで、 ϵ ；パイプ表面の射出率、 σ ；ステファン・ボルツマン定数 ($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{K}^{-4}$)、 T_{op} ；パイプ表面の絶対温度 (K)、 T_s ；周囲物体表面の絶対温度 (K)である。

(5)式から(7)式を(4)式に代入し、単位長さ当りのパ

イプ表面積を掛けて、単位長放熱量を求めた。

$$q_p = 2\pi r_o H_p \quad (8)$$

ここで、 q_p ；単位長放熱量 ($\text{kcal m}^{-1} \text{h}^{-1}$)、 r_o ；パイプの外半径 (m)である。

実験に用いた測定室の条件では、周囲壁温が室内気温にはほぼ等しかったので、(7)式の T_s を室内気温 ($\theta_{air} + 273.16$)に置き換えて計算を行った。計算結果は、Fig. 2の実線で示されている。黒つや消しペイントおよびシルバーペイントの射出率は、それぞれ $0.9 \sim 0.95$ 、 $0.3 \sim 0.4$ と推定されるので、図中の実測による2本の曲線が、これらの射出率に相当する計算値の近傍にあることは、2本の曲線の差が塗料の放射特性の違いに原因したことを証明している。

これらの結果から、Businger (1963)の計算値が過大だと言われた理由も類推できる。すなわち、彼の計算では、パイプの表面射出率を 0.9 としたために、シルバーペイントを主流にした現在の放熱管の放熱量よりも大きくなったからだと考えられる。なお、以上の結果を整理すれば、射出率の高い表面塗装が有利とも結論付けられるが、高射出率による放熱量増加は放射伝熱量の増加によるものなので、直接に室温を上昇させる効果が増えたことにはならない。周囲配管や頭上配管等、被覆面への放射伝熱が多い配管方式では、放射伝熱の増加に伴う熱損失の増大も考慮されなければならない。これらの点については、今後の研究が必要である。

3.2 エロフィンチューブ

Fig. 3は、フィン高の異なる2種類のエロフィンチューブについて得られた結果を図示している。横軸の温度差は、パイプの表面温度、すなわち、フィンの根元の温度と周囲室温の差である。また同図には、フィン効率を 0.4 、 0.7 とした計算結果も示されているが、それらは次のように求めた。

ベアパイプの場合と同様に、エロフィンチューブのベースパイプの単位表面積ごとに熱収支を考えた。対流伝熱量 (H_c)は、フィン効率を導入することによって、次のように表わすことができる。

$$H_c = h_{op} (1 + \eta\beta) (\theta_{op} - \theta_{air}) \quad (9)$$

ここで、 η ；フィン効率 (≤ 1)、 β ；単位長さ当りのフィン面積 (a_f)とパイプ本体の面積 ($2\pi r_o$)との比 ($= a_f / 2\pi r_o$)である。対流熱伝達係数 (h_{op})としては、フィン効率の定義から、パイプ本体の外表面に対する値を用いるのが一般であるから、(6)式を適用した。

放射伝熱量 (H_r)は、エロフィンチューブの場合、極めて複雑な計算を必要とするが、対流伝熱量に比べてその比率が小さいので、次式で近似計算した。

$$H_r = F \epsilon \sigma (T_{op}^4 - T_s^4) \quad (10)$$

Fig. 3. Heat discharge efficiency of fin-tubes with two different heights of spiral fin plotted on the temperature difference between the pipe surface at the base of a fin and ambient air.

ここで、 F はチューブが周囲物体面を見る形態係数で、パイプおよびフィン表面から外部に向かう全放射は、フィンの外周を結んだ円柱面を通過するとして、次式で与えた。

$$F = \frac{2\pi(r_o + d_f)}{2\pi r_o + a_f} \quad (11)$$

ここで、 r_o ；ベースパイプの外半径(m)、 d_f ；フィン高(m)、 a_f ；チューブ単位長さ当りのフィン面積($\text{m}^2 \text{m}^{-1}$)である。ベアパイプの場合と同様、周囲壁温を周囲室温と等しいとして計算した。

(9)式から(11)式を(4)式に、さらに(8)式に代入して、単位長放熱量を求めた。

従来から過大な値と見られているメーカーカタログ等のエロフィンチューブ放熱量から、上の各式を用いてフィン効率を逆算すると0.5～0.8の範囲で、0.7前後のものが最も多かった。しかし、Fig.3の結果から明らかに、フィン効率は0.4前後とみるのが最も妥当であろう。

Fig.4は、フィンの厚さを異にした2種類のエロフィンチューブを比較している。測定結果は、フィン厚の厚い方が、温度差が小さい場合に低効率になる傾向を示しているが、今回の測定精度から考えて、有意な差とは言えない。甲藤(1969)によれば、単独のフィンの場合、フィン厚が増すほど、フィン効率が高まるという結果が導かれている。しかし、測定に供したチューブのようにフィン間隔の密なものを、しかも自然対流下で使用する場

Fig. 4. Heat discharge efficiency of different types of fin-tube. Open and solid circles show the comparison between the 0.5 mm and the 0.7 mm thick fin. Open and solid triangles compare the zinc-galvanized with the oil-painted fin tube.

合には、フィン内部の熱伝導よりも、その表面における熱伝達が支配的な要因となって、測定結果に顕著な差を見い出せなかったものと考えられる。今回測定に用いたフィンと同等の形状の単独フィンを想定して、そのフィン効率を甲藤(1969)より求めると0.9を越える。測定結果をこの数値と比較しても、フィン表面の熱伝達がフィン効率の支配的要因になっていることが推察できる。

Fig.4には、表面の仕上げの状態を異にする2種類のエロフィンチューブの測定結果も示されているが、両者にはほとんど差がなかった。エロフィンチューブの放熱量を低下させる原因の一つとして、フィンとベースパイプの間の接触抵抗の増加をあげ、これは主としてフィン巻き付け後の仕上げ方法に起因するという解釈があった。この意味で、亜鉛どぶ漬けメッキ仕上げが望ましく、通常のペイント仕上げは避けられる傾向にあった。しかし、Fig.4の結果に見るかぎり、両者の差は僅少で、仕上げ方法による熱伝導抵抗の違いの影響は、無視できるものと考えられる。

3.3 管内流速の影響

放熱管内の温水流速が、放熱量に及ぼす影響を調べるために実測を試みたが、測定精度を上回る有意な結果が得られなかった。そこで前節までに得られた知見をもとに、計算によってその影響を検討した。

放熱管外表面における伝熱については、(4)～(11)式を利用した。管内の温水から放熱管内面に伝わる熱量は次式で与えられる。

$$q_p = 2\pi r_i h_{ip} (\theta_w - \theta_{ip}) \quad (12)$$

ここで、 q_p ；単位長さ当りの伝熱量($\text{kcal m}^{-1} \text{h}^{-1}$)、 r_i ；放熱管内半径(m)、 h_{ip} ；管内面における対流熱伝達係数($\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} \text{°C}^{-1}$)、 θ_w ；温水温(°C)、 θ_{ip} ；管内面温度(°C)である。対流熱伝達係数(h_{ip})には、McAdams (1954)の式を単位変換した次式を用いた。

$$h_{ip} = (1230 + 18.0 \theta_f) v^{0.8} / D_i^{0.2} \quad (13)$$

ここで、 θ_f ；温水と管内面の平均温度(°C)、 v ；管内流速(m s^{-1})、 D_i ；放熱管の内径(m)である。

放熱管内面から外面に伝わる熱量は、次式で与えられる。

$$q_p = \frac{2\pi \lambda_p (\theta_{ip} - \theta_{op})}{\ln(r_o/r_i)} \quad (14)$$

ここで、 λ_p ；放熱管体の熱伝導率($\text{kcal m}^{-1} \text{h}^{-1} \text{°C}^{-1}$)である。

(8), (12), (14)の各式を連立に解けば、放熱量が求められる。温水温(θ_w)を 75°C 、周囲室温(θ_{air})を 15°C 、放熱管の表面射出率(ϵ)を0.4、フィン効率(η)を0.4として、50 Aのベアパイプ、50 Aでフィン高25 mmと32 mmのエロフィンチューブの計3種を想定して求めた結果が、Fig.5に示されている。横軸は管内流速である。

ベアパイプについては、管内流速 $0.10 \sim 10 \text{ m s}^{-1}$ の範囲でほとんど変化がない。 5 cm s^{-1} で放熱量の低下がやや見られるが、その差は相対値にして約3%である。エロフィンチューブの場合には、管内流速が 1 m s^{-1} 以下になると次第に放熱量の低下が起り、 30 cm s^{-1} 以下で顕著になった。 10 cm s^{-1} のときの放熱量は、 1 m s^{-1} 以上のときの安定した値に対して、50 A 25 Hのチューブで6%、50 A 32 Hのチューブでは8%低下した。さらに 5 cm s^{-1} のときには、それぞれ11%および14%低下した。

Fig. 5. Dependence of calculated heat discharge efficiency of heating pipes upon water flow speed inside the tube.

パイプの外表面温度を温水温と等しいと仮定して、外面の熱収支だけ〔例えば(4)～(11)式〕から放熱量を求めると、その値は、前述の管内流速が 1 m s^{-1} 以上のときの安定値よりもわずかに0.2～0.7%大きくなる。慣用的には、このようにして求めた値を放熱管の放熱量と見なすことが多いが、エロフィンチューブの場合、管内流速 30 cm s^{-1} 以上で有効な値と言える。

4. む す び

温室暖房用放熱管の放熱量について、実験と計算により検討した。得られた主な結果は次のとおりである。

1) ベアパイプでは、パイプ表面の射出率が支配的な因子になることがわかった。すなわち、射出率の高い黒つや消しペイントを表面に塗布した場合には、射出率の低いシルバーペイントに比べて、40%も放熱量が増した。ただし、この増加は放射伝熱量の増加によるもので、直接に室温を高める効果が増えたことにはならない。この点に関しては、さらに検討が必要である。

2) エロフィンチューブのフィン効率は、約0.4であり、従来の計算に多く用いられた0.7よりもかなり低いことがわかった。この値の差が、従来値の過大な理由と思われる。なお、フィン効率の値は、フィンの厚さに余り影響を受けなかった。

3) エロフィンチューブの放熱量は、管内の温水流速が 30 cm s^{-1} 以下になると顕著に低下した。

今回の実験では、放熱管の多段積みによる放熱量の低下等は検討できなかった。今後の研究が必要と思われる。

謝 辞

本研究の遂行に当って、千葉大学園芸学部の実験員から貴重な助言を頂いた。また菱化温室農芸株式会社の古牧弘氏からは、測定材料の便宜や現場からの貴重な情報を頂いた。両氏に深く感謝する次第である。

引 用 文 献

- 1) Businger, J. A., 1963: The glasshouse (greenhouse) climate. In *Physics of plant environment* (ed. by W. R. van Wijk). North-Holland Pub. Co., Amsterdam, 277-318.
- 2) 甲藤好郎, 1969: 伝熱概論, 養賢堂, 453 p.
- 3) McAdams, W. H., 1954: *Heat transmission* (3rd ed.). McGraw-Hill Book Co. Inc., New York, 532 p.
- 4) 三原義秋, 岡田益己, 川島信彦, 林 真紀夫, 1976: 奈良県平群町におけるバラ暖房温室の暖房機能について, 全国農業構造改善協会, 28 p.