

施設栽培におけるヒートポンプ加熱能力の推定 Estimation of heating performance of heat pump in greenhouse

○森谷慈宙*・荒木将太*・南條宏肇**

Moritani Shigeoki, Araki Shota, Nanjo Hirotsada

1. はじめに

作物の生育条件を満たすために、特に寒冷地ではビニールハウス内の暖房機は必要不可欠である。しかし暖房のほとんどは石油を燃料としており、また外気温が低い場合ランニングコストが高い(日本施設園芸協会, 2011)。一方、最近では再生可能エネルギーの利用が日本国内で推進されており、CO₂削減やランニングコストの低下が期待されている。地中熱や地下水熱の温度は、天候や季節による変動が小さく、冬季では外気温よりも暖かい。海外では、これらを熱源としてヒートポンプと組み合わせた地中熱ヒートポンプが積極的に導入されており、日本でも建築物を中心に普及されてきている。しかし、農業におけるヒートポンプ利用は建物に比べるととても少ない。冬季の気象データからヒートポンプのランニングコストが推定できれば、導入の検討が行いやすいものと思われる。一方、ヒートポンプの加熱能力は、凝縮器および蒸発器の環境温度や成績係数(COP)そして圧縮機効率などに影響される。そこで本研究では、まずこれら影響因子について、比較的測定が簡易な熱交換器の環境温度を変数とした近似式を求める。最終的に圧縮機消費電力などの外部要因のみを用いて、加熱能力のシミュレーションについて検討を行う。

2. 実験方法

ヒートポンプは定格消費電力 1kW の市販エアコンを分解したものを用いた(Fig.1)。凝縮器および蒸発器の環境温度を変化させるため、タンク A と B 内に下方から水道水を注水し、調節弁により注水速度を制御した。タンクには、熱交換器を十分浸すことができる高さに排水口を設置し、注水による過剰水を上方から排水させた。周囲を断熱材で覆うことによりタンクからの放熱は最小限にした。タンク水と熱交換器が十分熱交換できるように、運転時は常に水中ポンプによりタンク水を循環させた。加熱(W_H)または冷却能力(W_C)は、注水温 T_{in} (°C) と排水温 T_{out} およびタンク水温 T 、タンク水容量 V (kg)、注水速度 q (kg s^{-1})、水の比熱 C ($\text{kJ kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$) から求めた。COP は、冷媒(R410A)が循環する銅配管に接地した熱電対を用いて、凝縮・蒸発器温度・圧縮機吐出温度・過冷却度・加熱度を測定・計算し、モリエル線図により求めた。また、冷媒蒸気を圧縮するのに要する圧縮動力 P_C は COP と W_H により算出した。圧縮機効率 η は、圧縮機における消費電力計の値を P_C で割ることにより求めた。加熱能力算定のシミュレーションは Fig.2 に沿って行った。COP と η は、凝縮器水温(T_H)と蒸発器水温(T_C)の 2 変数として近似し、それぞれ、 COP_{EST} および η_{EST} とした。

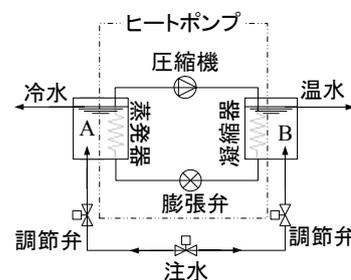


Fig.1 ヒートポンプ実験

*弘前大学農学生命科学部 Faculty of Agriculture and Life Science, Hirosaki University, **弘前大学名誉教授 Professor Emeritus, Hirosaki University キーワード：地中熱ヒートポンプ、加熱能力の算定、ビニールハウス

時刻 $i+1$ におけるタンク水温 (T^{i+1}) は Heshmat (2003) を引用し、エネルギー保存則により(1)式に変形させて推定した。

$$T_{(H or C)}^{i+1} = \left(T_{in} + \frac{W_{(H or C)}}{q \times C} \right) - \left(T_{in} + \frac{W_{(H or C)}}{q \times C} - T_{(H or C)}^i \right) \exp\left(-\frac{q}{V} \Delta t\right) \quad (1)$$

ここで、 Δt は時間ステップ(s)であり、 H と C はそれぞれ凝縮器と蒸発器側を示す。

3. 実験結果

Fig.3 は凝縮・蒸発器タンク水温における実測値と **Fig.2** から求めた推定値である。まず(a)の連続注水では、7°C 程度の初期タンク水温に約 0.7 kW の圧縮機消費電力で運転し、一定速度で注排水した結果である。60分に3回ほどヒートポンプが自動停止したため、水温は停止に応じて低下した。注水温が 6.2°C と低かったため、開始約 50 分後では氷点下となった。また、1 時間経過後でも 30°C に満たなかったため、実際の運用を考える場合、消費電力を増加させる必要がある。また、60 分後には蒸発器における熱交換器周囲に氷が生成されたことが観察された。タンク水は水中ポンプで攪拌したため、十分熱交換できているものと思われるが、冬季で運転を行う場合、不凍液によって凝固点を低下させる必要がある。**Fig.3(b)** は、最高 1 kW の消費電力で開始 30 分後から注水させた結果である。水温は、30 分で 26°C 増加し、(a)に比べてより上昇したが、これは消費電力が高いためと、注排水無しの閉鎖系で加熱したためである。消費電力が 45 分後に自動増減したため、水温の不規則な変化が見られた。(a)と(b)いずれの場合においても、シミュレーション結果は実測値と程よく合致し、誤差は 5°C 未満であった。

まとめ

本研究では、まず COP や圧縮機効率について、簡単に測定できる凝縮器および蒸発器タンク水温の 2 変数による経験式として表した。次に、加熱能力のシミュレーションは、これら経験式および実験条件に合わせた初期水温、注排水速度、注水温度などのパラメータをインプットした。その結果、実測値とある程度合致したことから、簡易的な測定によりヒートポンプにおける加熱能力の予測が可能となった。

参考文献

日本施設園芸協会：施設園芸・植物工場ハンドブック，pp123-136

Heshmat A. Aglan (2003) Predictive model for CO₂ generation and decay in building envelopes

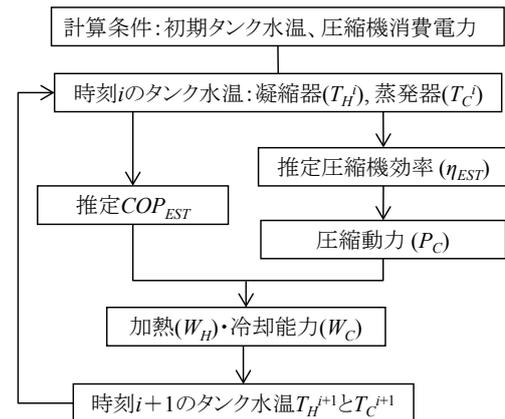


Fig.2 加熱能力算定の流れ図

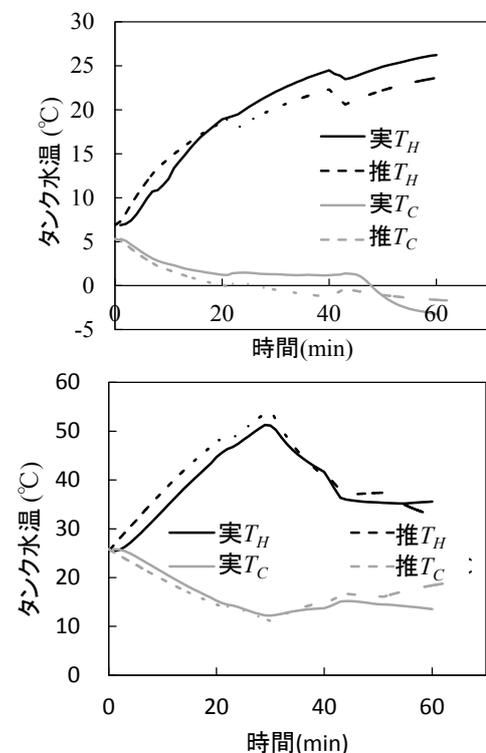


Fig.3 タンク水温のシミュレーション結果
上：連続注水(a)，下：30分後から注水(b)