

ヒートポンプ除湿機の除湿性能および穀類乾燥への利用

田原迫昭爾・繆 冶煉

(農業機械学第二研究室)

昭和61年 8月 9日 受理

The Dehumidification Performance of a Heat Pump Dehumidifier and Its Application on Grain Drying

Shōji TAHARAZAKO and MIAO Ye-lian

(Laboratory of Agricultural Machinery II)

緒 言

現在、我が国における穀物の乾燥は、ほとんど40℃以上の熱風で行っている。その理由は他の方法に比べ、乾燥能率が高く、かつ乾燥技術が確立されていたからである。

しかし最近、穀物とくに米に対し、その食味や貯蔵中の劣化が問題になるにつれて、品種のほかに、その乾燥貯蔵過程について、再検討の気運が醸成されつつある。乾燥温度と米の品質については、従来から低温乾燥の方が品質がよいとの多くの報告があり⁶⁾、また最近、相原らは乾燥温度40℃になるとスフェロゾーム膜リン脂質の変化により、米の品質劣化をきたすことを示し、常温低湿乾燥による方が、米の劣化が少なく、また貯蔵性も増すことを明らかにした¹⁾。除湿常温乾燥において、乾燥コストおよび能率については、Mark. R. Hogen⁴⁾、加藤ら⁵⁾はヒートポンプにより排気エネルギーを回収する大気開放型循環式乾燥システムを開発し、それぞれ粳479 kcal/kg-water, コーン300 kcal/kg-waterの低エネルギー消費結果を得た。M. B. Cunneyらはヒートポンプを利用して、乾燥と同時にチーリング貯蔵を行うシステムを開発し、省エネルギーをはかったが、麦乾燥における乾燥エネルギーは720 kcal/kg-waterであった³⁾。C. K. Bakは排気を利用しないで行った麦乾燥の場合、乾燥エネルギーは554 kcal/kg-waterであると報告している²⁾。

本研究は乾燥農産物の品質向上のため、ヒートポンプ除湿機を利用した場合の乾燥エネルギーコストの節減、装置やシステムの改良、自動制御方式の導入等を目的とし、ヒートポンプ除湿機の作動性能、除湿能力および有効作用範囲について検討するとともに、この

システムにおける乾燥能率、品質変化、消費エネルギー等について検討した。また実用的規模における本システムでの消費エネルギーは、ビール麦365 kcal/kg-water, 小麦567 kcal/kg-water, 粳476 kcal/kg-waterであった。

実験装置

試作した実用規模のヒートポンプによる除湿乾燥システムは Fig. 1 に示す。

本装置はヒートポンプ除湿機④、送風機⑤、送風ダクト⑥、排風ダクト⑦、乾燥ビン⑧および制御盤⑨より構成される。一次通気口①から吸入された外気はエバポレーター②で冷却・除湿され、コンデンサー③で加熱され、二次通気口④からの外気と混合されて、送風機⑤を通じて必要風量だけを乾燥ビン⑧に送風する。

湿度の制御は湿度センサー(NH-Q シリーズ電子式)⑩により、二次空気制御ダンパー⑪を操作し制御する。また乾燥空気が湿度制御のセット値より低くなった時は、システムはヒートポンプ圧縮機をストップさせ、外気のみ通風に切換える。送風量の制御は⑦の風量センサーにより、排風ダクト⑦にあるダンパー⑫を操作し制御する。

なお装置の主な部分の仕様は次のようである。

ヒートポンプ テカムシ 1 H. P-AJ4S12A 型

送風機 昭和風力K. K. 3.7 KW S. P-303AO 変速形

乾燥ビン 豊国工業K. K. 1800mm×1100mm×1000mm

制御盤 豊国工業K. K.

なおエバポレーターとコンデンサーは共に普通直膨式フィンクーラで平行に並んでいる。前者は面積300mm×300mm、フィン枚数72、後者は300mm×390mm、フィン枚数151である。圧縮器は密閉式で除湿機ケース内に内蔵されている。

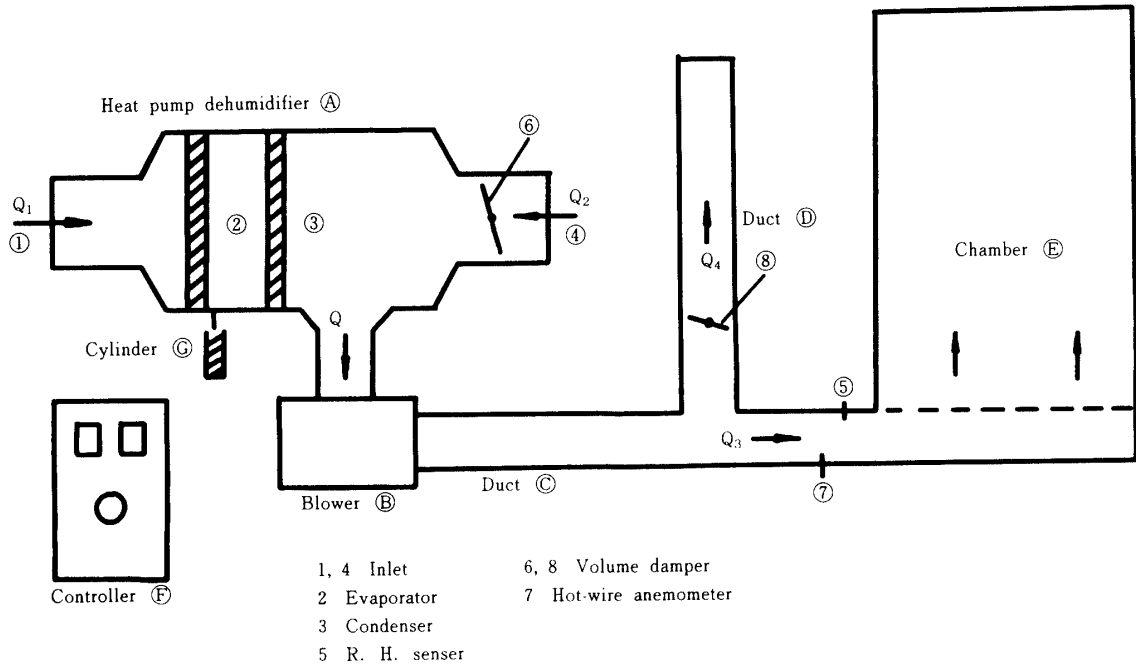


Fig. 1. Schematic drawing of the heat pump dehumidifier drier.

測定方法

ヒートポンプ除湿器機分の測定項目と測定場所は Fig. 2 に示す。

(1) 空気温度および湿度 空気の状態変化を求め
るため、×印で示す場所で乾球温度を、○印で示され
る場所で相対湿度を測定した。熱交換器のフィン面
では上下の温度差が異なるので5点を測定し、その平均

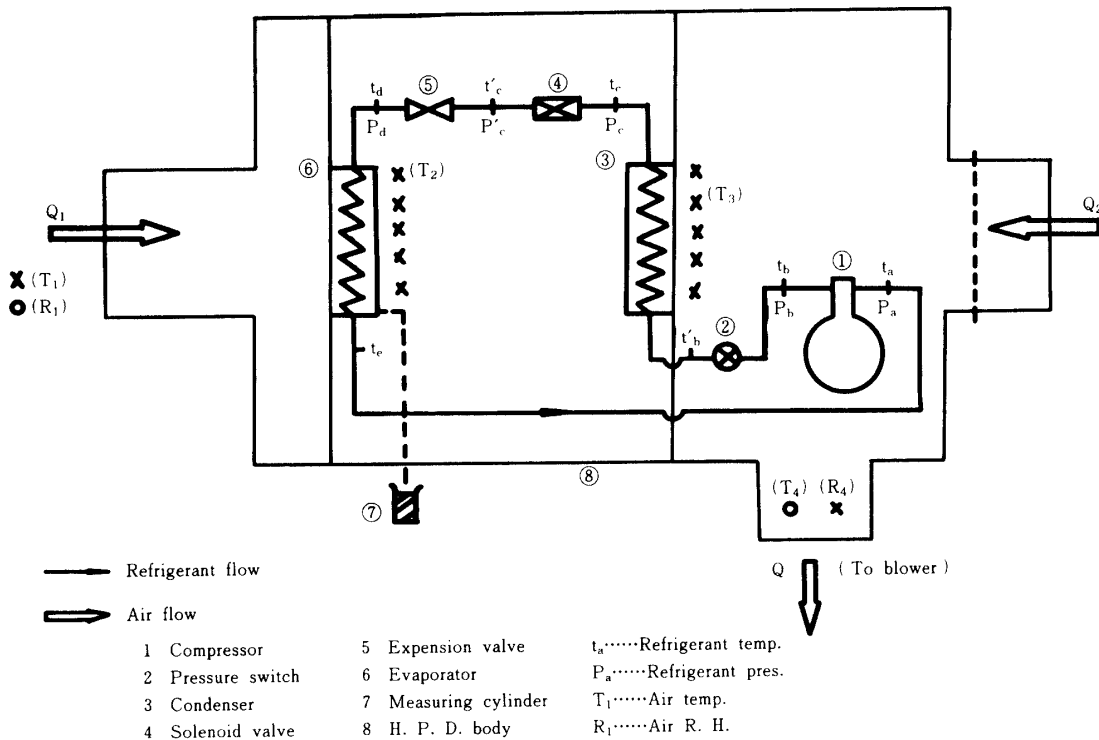


Fig. 2. Schematic drawing of the H. P. D. and main measured points.

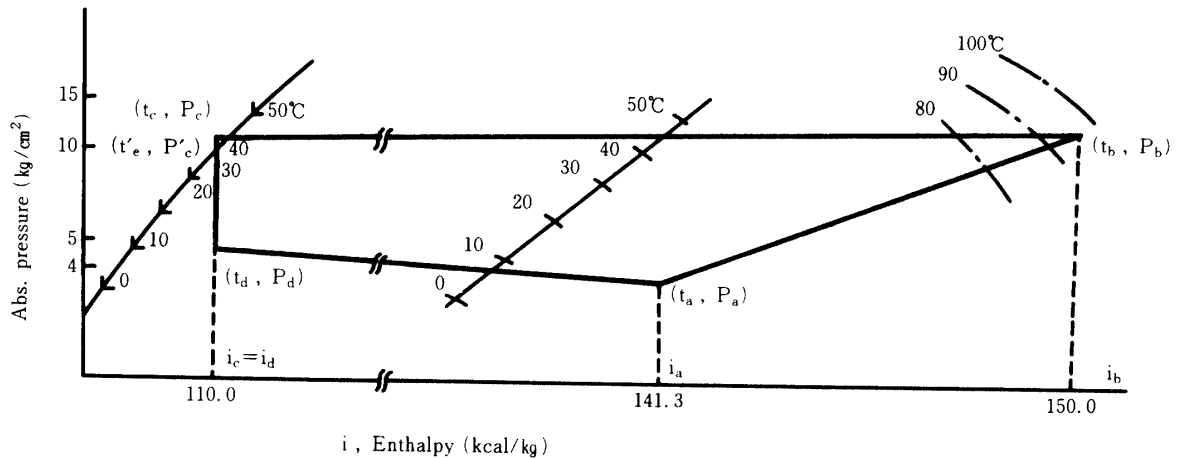


Fig. 3. Schematic drawing of Mollier diagram of R-12.

値を熱交換器を通った空気温度とした。温度は銅コンスタンタン熱電対で、相対湿度は千野式電子温湿度センサーおよびアスマン湿度計の併用で計測した。

(2) 風量 除湿器中の一時空気口 (Q_1)、二次空気口 (Q_2)、混合空気口 (Q) の風速は、熱線風速計およびピトー管の併用により測定した。

(3) 除湿量 蒸発器の下部に漏斗を設け、それからの結露水をシリンダー⑦で計測した。

(4) 冷媒の温度および圧力 冷媒の状態を調べるためヒートポンプ配管中の冷媒温度は、測定点 t_a , t_b , t_b , t_c , t_c , t_d , t_e において銅コンスタンタンを管路に入れて測定し、冷媒圧力は測定点 P_a , P_b , P_c , P'_c , P_d において圧力ゲージで測定した。供試ヒートポンプの P-i 線図は Fig. 3 のようである。

(5) 消費電力 乾燥システムの電気入力回路とヒートポンプ入力回路にそれぞれ積算電力計および電力計をセットし、その電力量と電力を計測した。

使用した計算式

本研究の中で、Table 2 で使用した除湿量の理論計算は次の(1)~(7)*式で行った。

(1) 乾球温度 (T_1 °C)、露点温度 (T_{D1} °C) の流入外気はエバポレーターにより T_2 °C ($< T_{D1}$) まで冷却された場合、エバポレーター負荷 q_1 は次式で表される。

$$q_1 = q'_1 + q''_1 = c_p (T_1 - T_2) + c_1 \Delta m \dots (1)$$

q'_1, q''_1 : 顕熱および潜熱負荷 (kcal/kg-air)
 c_p : 定圧比熱 (kcal/kg-air°C)
 c_1 : 水の蒸発潜熱 (kcal/g-water)

Δm : 除湿量 (g-water/kg-air)

(2) 乾球温度 0 ~ 25°C の範囲において、露点温度 (T_{D1} °C) と湿り空気の絶対湿度 (x_1 g-w/kg-a) の間には近似的に次式が成立する。

$$x_1 \doteq \alpha + \beta T_{D1} + \gamma T_{D1}^2 \dots (2)$$

α : 3.85 g/kg
 β : 0.215 g/kg · °C
 γ : 0.0165 g/kg · °C²

(3) エバポレーター通過後の冷却温度 T_2 (°C) および外気の露点温度 T_{D1} (°C) と除湿量 Δm (g-w/kg-a) との関係は、次式であたえられる。

$$\Delta m = \beta (T_{D1} - T_2) \left[1 + (T_{D1} + T_2) \frac{\gamma}{\beta} \right] \dots (3)$$

(4) 潜熱、顕熱比 (L) と T_1 , T_2 , T_{D1} との関係は(1)式および(3)式から次式で与えられる。

$$L = \frac{q''_1}{q'_1} = \frac{c_1 \Delta m}{c_p (T_1 - T_2)}$$

$$= \left(1 - \frac{\Delta S}{\Delta T_1} \right) \left[1 + (T_{D1} + T_2) \frac{\gamma}{\beta} \right] \cdot c_1 \frac{\beta}{c_p} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = T_1 - T_2, \quad \Delta S = T_1 - T_{D1}$$

(5) 冷凍機の成績係数 (K) と各温度との関係は近似的に(5)式で与えられる。

$$K = \eta \frac{(T_2 + 273) - \Delta T_e}{(T_3 - T_2 + \Delta T_k)}$$

$$\doteq \eta \frac{(T_2 + 273)}{(T_3 - T_2 + \Delta T_k)} \dots (5)$$

$\Delta T_k = \Delta T_e + \Delta T_c \doteq 15$ °C, ΔT_e : 蒸発器の温度差(°C)
 ΔT_c : 凝縮器の温度差(°C) η : 全効率 $\doteq 0.5$
 T_3 : コンデンサー後の温度差(°C)

(6) 除湿能力 (K_e) と成績係数 (K)、潜熱顕熱比 (L) との関係は、(6)式で表すことができる。

* 文献2参照

$$K_e = 1 + \frac{KL}{1+L} \dots\dots\dots(6)$$

ただし $K_e = \frac{q_1 + W}{W}$ で定義し、 W はコンプレッサーに与えられるエネルギー (kcal/kg-a) とする。

(7) 除湿量 Δm と除湿能力 K_e との関係は(7)式で表される。

$$\Delta m = (K_e - 1) \frac{W}{C_1} \dots\dots\dots(7)$$

(8) Fig. 4, 5 で使用した冷凍能力 (q_e)、理論成績係数 (C. O. P.)_T、全効率 (η)、体積効率 (η_v) はそれぞれ式(8), (9), (10), (11) で算定した。

$$q_e = \frac{Q_1}{v_1} (i_1 - i_2) \text{ (kcal/min)} \dots\dots\dots(8)$$

$$(C. O. P.)_T = \frac{Q_1 (i_3 - i_2)}{\eta \cdot v_1 \cdot W_e} \dots\dots\dots(9)$$

$$\eta = \eta_a \cdot \eta_m \dots\dots\dots(10)$$

$$\eta_v = \frac{G_r \times 10^{-6} \times v_1}{3480 \times 34.25} = \frac{G_r \cdot v_1}{0.119} \dots\dots\dots(11)$$

ここで Q_1 : エバポレーター通過風量 (m^3/min), v_1 : 比体積 (m^3/kg), $(i_1 - i_2)$, $(i_3 - i_2)$: エバポレーターおよびコンデンサー前後のエンタルピー差 (kcal/kg), W_e : 消費動力 (kcal/min), η_a , η_m : 熱交換効率, 圧縮機効率, G_r : 冷媒循環量 (kg/min)

結果と考察

1. 通過風量とヒートポンプ除湿機の性能

一定の外気条件下(乾球温度30.3℃, 相対湿度68%)で、ヒートポンプ除湿機(以下 D. P. H. と略す)内を通過する一次空気を13 m^3/min から20 m^3/min の範囲内で変化させ、全効率 (η)、成績係数 (C. O. P.)_T、冷凍能力 (q_e , kcal/min)、加熱空気温度 (T_3 , °C)、および除湿量 (M , g/min) を測定した結果は、Fig. 4 および Fig. 5 のようであった。なお、この範囲に

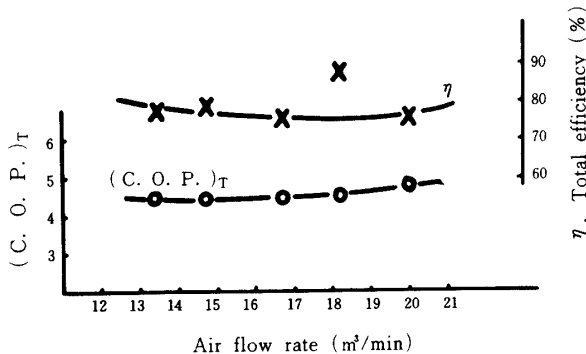


Fig. 4. Relationship among air flow rate, (C. O. P.)_T, and total efficiency of the heat pump ($T_1=30.3^\circ C$, $R_1=68.0\%$).

における冷媒循環量は1.6~1.8 kg/min で、それに対する体積効率は73~82%であった。

(1) 通過風量と全効率および成績係数

実用的通過風量範囲では、成績係数も全効率も風量に対する変化はほとんど認められず、上記条件の場合それぞれ4.5および80%附近であった。

(2) 通過風量と冷凍能力および加熱空気温度

冷凍能力は通過風量に関係なく、約5.5 kcal/min と一定と見做された。コンデンサー通過後の加熱空気温度は、風量の増加とともに41℃→35℃と下降した。

(3) 通過風量と除湿量

Fig. 5 に示すように、冷凍能力が余り変わらないのに、除湿量は風量17 m^3/min 附近を頂点にして、凸型の傾向を示した。この原因については次のようなことが考えられる。

(a) エバポレーターフィンにおいて、冷媒入口と出口の温度が異なるため、風量の多少により、除湿しているフィン面積が一定でなかったこと。

(b) フィン間の風速が速くなると、水滴微粒子がコンデンサー部に運ばれ、そこで再蒸発したこと。

したがって、以上のことを防止するため、エバポレーターフィン部の温度をほぼ同一にするように、その回路を二重交流式にすることが望ましく、また通過風速を落とすか、あるいはエバポレーターとコンデンサー間に浮遊水滴捕捉装置を設ける必要があると思われる。なお今回行った穀類の乾燥試験では、通過風量は12~14 m^3/min であったので、風量による除湿能力の影響は無視できると思われる。

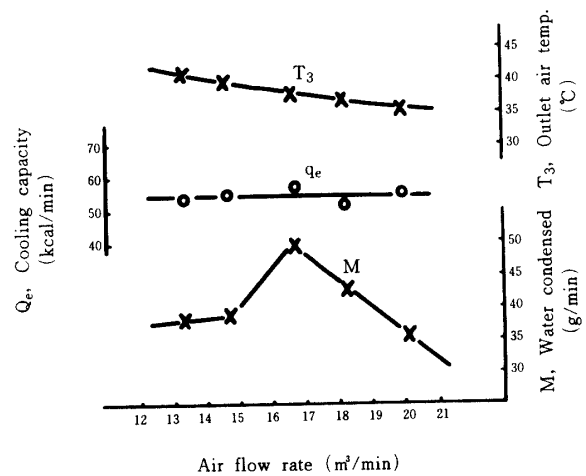


Fig. 5. Relationship among air flow rate, quantity of water condensed, cooling capacity and outlet air temperature. ($T_1=30.3^\circ C$, $R_1=68.0\%$)

Table 1. Quantity of water condensed and air temperature variation in H. P. D. on inlet air conditions

No.	Inlet air			After evaporator T ₂ (°C)	After condenser T ₃ (°C)	Air flow rate Q ₁ (m ³ /min)	Water condensed M(g/min)	Power consumption rate W(KWH/H)	Measuring rate		
	T ₁ (°C)	R ₁ (%)	T _{D1} (°C)						Mon.	Day	Time
1	20.0	71.0	14.8	10.8	27.9	12.5	29.8	1.16	5,	4,	9:00
2	20.5	82.0	17.3	13.2	30.7	12.7	35.4	1.26	6,	4,	2:00
3	20.0	92.0	18.8	14.4	32.8	12.9	39.0	1.25	6,	5,	7:00
4	24.8	70.0	19.1	16.3	34.1	13.9	34.8	1.34	6,	5,	10:00
5	25.1	81.0	21.9	18.3	36.5	12.2	41.5	1.34	6,	4,	17:00
6	25.3	86.0	23.3	18.8	37.8	12.2	44.5	1.32	8,	9,	8:00
7	28.3	75.0	23.5	20.7	38.2	13.1	42.2	1.44	8,	7,	22:00
8	27.6	80.0	24.2	20.9	39.2	13.1	46.2	1.36	8,	8,	1:00

2. 外気条件と除湿量

1985年5月, 6月および8月に行ったビール小麦, 小麦, 早期米の乾燥実験中における, それぞれの外気条件での H. P. D. の除湿性能等の結果を Table 1 に示す. 一次風量はいずれも12~14 m³/min の範囲のもので比較した.

(1) H. P. D. 内の空気温湿度の状態変化

Fig. 6 は H. P. D. 内の空気温湿度の状態を空気線図上に図示したものである. この場合乾燥空気湿度を60%に制御したので, ここでは外気湿度70%~91%の範囲のものを記載した. それぞれ異なった外気条件に対し, コンデンサー出口空気温度は, それぞれ異なっているが, 相対湿度はほぼ35%付近で排出されている. 二次空気(外気)と混合せず, 一次空気だけで乾燥する場合の本供試機の相対湿度と考えられる.

(2) 除湿能力と外気温湿度

Fig. 7 は外気温度をパラメーターとして, 除湿量

と外気湿度との関係を示している. 外気温度, 湿度が高くなるにつれて, H. P. D. の除湿量は増加している. 鹿児島県において, 麦, 米の収穫乾燥時期の気温20°C, 28°Cにおける供試機の除湿量は, 最高で40 g/min, 50 g/min 程度と思われる. Fig. 8 は同様な条件における外気絶対湿度と除湿量との関係を示す. この外気条件の範囲内では, 除湿量と絶対湿度の間には, 各温度ごとに M=ax+b の関係が認められた.

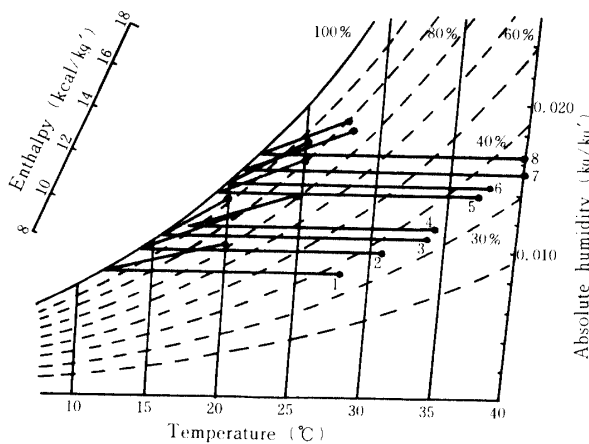


Fig. 6. Performance of the H. P. D. on some air conditions when air flow rate Q₁ is 12~14 m³/min.

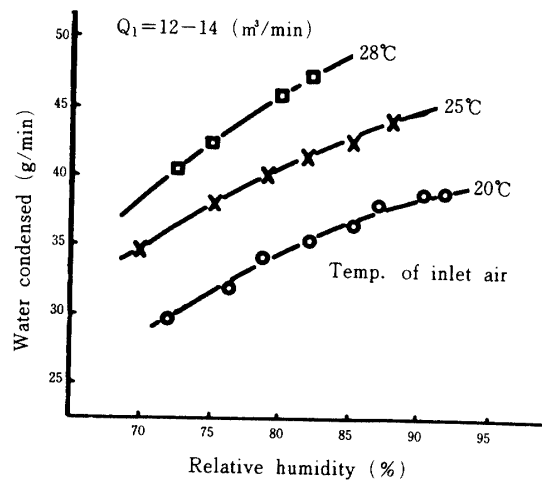


Fig. 7. Relationship between relative humidity of inlet air and quantity of water condensed.

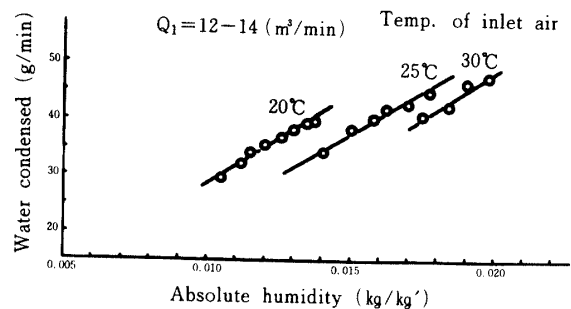


Fig. 8. Relationship between absolute humidity of inlet air and quantity of water condensed.

(3) 外気条件と加熱空気温度

Fig. 9 は外気温度をパラメーターにした場合の、外気湿度とコンデンサー出口温度の関係をプロットしたものである。外気湿度が高くなれば除湿量も増加するので、コンデンサー出口の温度も高くなる。たとえば外気20℃の場合、湿度70%では排出温度は27℃であるが、90%では33℃になる。

3. 一次および二次空気の混合と調湿

一次空気（除湿空気）と二次空気（外気導入空気）の混合により、規定の湿度の乾燥空気を得るため、そ

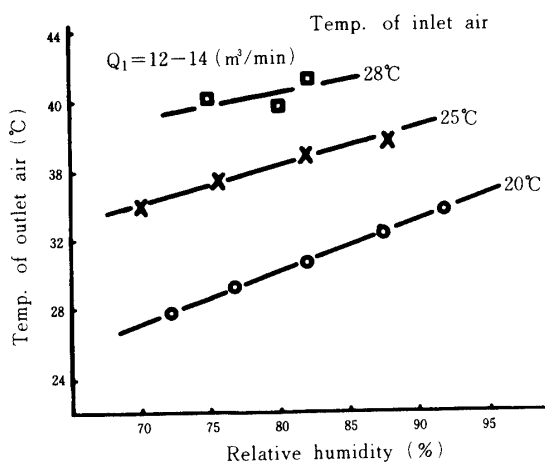


Fig. 9. Relationship between inlet air relative humidity and outlet air temperature of the H. P. D.

の混合比の制御が必要である。本実験では二次空気側に調節板を設けて、その混合比を変化させたが、Fig. 10 は1985年8月7日に行った測定結果と、それを空気線図上にプロットしたものである。流入空気 (T_1, x_1) は冷却 (T_2, x_2) 、加熱 (T_3, x_3) され、外気と混合して (T_4, x_4) の温度と絶対湿度となつて出たとすれば、近似的に次の(12)式が成立する。

$$x_4 \doteq \frac{Q_1 x_3 + Q_2 x_1}{Q_1 + Q_2}$$

$$T_4 \doteq \frac{Q_1 T_3 + Q_2 T_1}{Q_1 + Q_2} \dots\dots\dots (12)$$

(12)式で計算した値 $(x_4 = 0.0167 \text{ kg/kg}', T_4 = 29.5^\circ\text{C})$ と、実測値はほぼ一致した。なお T_4 と x_4 から混合空気の相対湿度 R_4 は求まるが、 x_4 は T_1, T_2, T_3 の測定値より近似的に求まるので、 R_4 は $T_1 \sim T_4$ から算定出来る。したがって一定風量のもとで R_4 を一定にするための、一次空気と二次空気の混合比 (Q_1/Q_2) を求めることが出来る。

4. 実測値と計算値の比較

Table 1 の外気条件下における前記(4)~(7)式から計算した結果と、実測した除湿量を比較した結果は Table 2 のようである。計算値 M_c と実測値 M_e との間には、平均値で $M_e \doteq 0.63 M_c$ の関係が認められ、その間の差異は以外に大きかった。この差異の原因については、前述のように冷媒循環機構を二重向流式としてフィン面の平均温度を均一化すること、フィン面

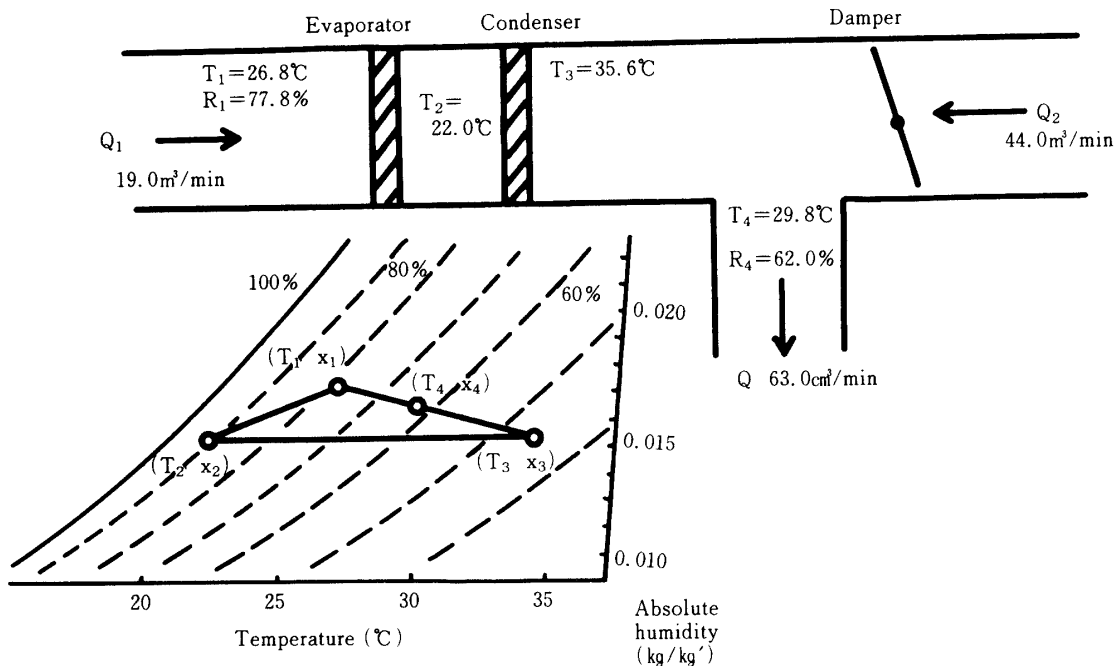


Fig. 10. An example of humidity control by mixing Q_1 and Q_2 .

Table 2. Comparison of calculated values and experimental values

No.	Calculated				Experimental		M_e/M_t
	Latent heat / Sensible heat q_2/q_1	C. O. P. K	Dehumidification capacity K _e	Water condensed M _t (g/min)	Water condensed M _e (g/min)		
	1	0.69	4.42	2.81	44.5	29.8	
2	1.06	4.40	3.27	61.5	35.4	0.57	
3	1.50	4.30	3.60	70.2	39.0	0.55	
4	0.66	4.41	2.75	54.1	34.8	0.64	
5	1.16	4.39	3.36	63.6	41.5	0.65	
6	1.57	4.29	3.62	69.6	44.5	0.64	
7	0.87	4.52	3.10	64.6	42.2	0.65	
8	1.18	4.41	3.39	69.4	46.2	0.67	

における通過風速を均一にすること、エバポレーターフィンで生じた浮遊水滴をコンプレッサー部に到達させないことが必要である。また、フィン面積は通過風量に応じた面積とし、フィン通過風速を現状より減ずることが望ましい。一方使用した Bak の計算式では、エバポレーター通過後の相対湿度を100%、装置内は断熱変化と仮定しており、この点も今後検討する必要がある。

5. ヒートポンプ除湿機による穀類乾燥性能

1985年5月、6月、8月本装置を使用して大麦、小麦および早期米の乾燥実験を行ったが、主な実験条件および結果は Table 3 のようである。

(1) 乾燥速度および乾燥エネルギー

湿量基準含水率24.0、25.9、26.9の比較的高水分の大麦、小麦、早期米を、規定より過乾状態である10.9、11.9、12.7%まで乾燥したが、乾燥所要時間は72、60、76.5時間を要した。その間の毎時乾燥速度は、大麦、早期米で0.18%/hr、小麦で0.23%/hrであった。この差異は設定湿度が、前者では60%、後者では50%であったためと思われる。乾燥に要した熱量は大麦で365.2、小麦で567.8、早期米で476.1 kcal/kg-waterであった。大麦の場合外気湿度が60%以下でヒートポンプが停止した時間が20.4時間あったのに比べ、小麦、早期米の場合は、全時間稼動したのが所要エネルギー

Table 3. Experimental conditions and main results

Item	Barley	Wheat	Unhulled rice	
Grain	Specific weight (kg/m ³)	500.0	726.0	575.0
	Initial moisture content (w. b. %)	24.0	25.9	26.9
Atmosphere	Initial weight(kg)	473.4	861.9	1096.8
	Temperature(°C)	16.1-27.5	20.0-28.5	26.0-30.0
Drying conditions	Relative humidity (%)	42.0-77.0	52.0-95.0	62.0-95.0
	Bed area (m ²)	0.9×1.1	1.5×1.1	1.8×1.1
	Bed height(m)	0.85	0.75	1.1
Test results	Air flow rate(m ³ /s/100kg)	0.027	0.039	0.034
	R. H. control setting (%)	60.0	50.0	60.0
	Drying time(hr)	72.0	60.0	76.5
	Final moisture content(w. b. %)	10.9	11.9	12.7
	Water evaporated from grain (kg)	69.6	136.7	178.4
	Drying rate (%/hr)	0.18	0.23	0.18
	Evaporating rate (kg-w/hr)	0.97	2.30	2.30
	Total power consumption(kw. H)	8.46	40.78	37.22
		Heat pump		
		Blower		
Specific power consumption(kcal/kg-w)	365.2	567.8	476.1	

に影響したものと思われる。なお小麦と早期米との所要エネルギーの差は、設定湿度が異なったためである。所要エネルギーの中、ヒートポンプとブローアの割合は小麦の場合10:12, 早期米の場合は10:16で、一般にブローアの占める割合が高い。

(2) 上下層の水分較差と温度較差

静置乾燥を行う場合、乾燥終期における上層, 下層の水分較差が問題になる。本実験において、上下層の水分差 ΔM と湿度差 ΔT を、乾燥時間毎にプロットした結果を Fig. 11 に示す。乾燥終了期を上層15%,

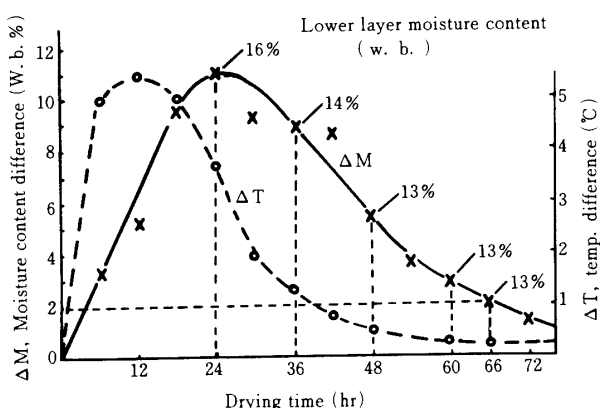


Fig. 11. Change of moisture content difference and temperature difference between lower and upper layer during unhulled rice drying test.

下層13%, 平均14%とすれば、乾燥停止時間は約66時間となり、その時における上下層の温度差 ΔT は 0.25°C 前後であることがわかる。つまり早期米を風量比 $0.034 (\text{m}^3/\text{sec}/100\text{kg})$ で乾燥する場合、上下層の温度較差 0.25°C 附近になったときが、乾燥停止時期ともいえる。ただし、この温度較差 ΔT はその状態における乾燥空気温度や穀温に若干左右されるので、今後の検討課題にしたい。

要 約

この研究は、試作した実用規模のヒートポンプ除湿機を使用して、農産物を乾燥する場合における除湿機の性能や乾燥能率について検討した。その結果を要約すると、次のようである。

1. ヒートポンプ除湿機 (H. P. D.) 内を通過する風量の変化 (風量範囲 $13\sim 20 \text{ m}^3/\text{min}$) に対し、全効率 (7), 成績係数はほとんど影響なく、除湿量は $17 \text{ m}^3/\text{min}$ 附近を頂点として凸型の傾向を示した (Figs. 4, 5)
2. 外気条件と H. P. D. の除湿量との関係を求め、各外気温度ごとの相対湿度および絶対湿度と除湿量との関係を明らかにした (Table 1, Fig. 6~Fig. 9).
3. 乾燥空気湿度を制御するため、一次, 二次空気の混合比を求め、これから自動制御の方式を検討した (Fig. 10).
4. 外気条件や H. P. D. 内の各温度から除湿量を求める Bak の計算式と、本実験による実測値とを比較し、その一致しない原因について考察した (Table 2).
5. 本試作機を使用して大麦, 小麦, 早期籾の乾燥実験を行い、それぞれの乾燥能率, 乾燥所要エネルギー, 上下層の水分較差等を明らかにした (Table 3, Fig. 11).

謝辞 本研究に当たり、H. P. D. の試作機を提供いただいた豊国工業 K. K. および実験材料を提供していただいた鹿児島大学農学部附属農場に厚く御礼申し上げます。また本実験に協力していただいた豊国工業林純男, 吉原国彦, 朝隈寛治諸氏, 本学大学院生佐藤賢一郎氏およびデータ整理に協力いただいた本学中国留学生魏長榮氏, 町田俊子技官に心から感謝致します。

文 献

- 1) 相原茂夫: 米の劣化と新乾燥法の開発. 食糧科学研究所報告, No. 49, 8-10 (1986)
- 2) Bak, C. K.: Dry Air Generator for On-Farm Barley Drying Presentation at the 1981 Summer Meeting, American Society of Agricultural Engineers.
- 3) Cunney, M. B., Marley, S. J. and Williams, P. A.: The Application of An Engine Driven Heat Pump to Drying and Storage Barley. *EUR Rep. Comm. Eur. Commun.*, EUR-8077. 150-164 (1983)
- 4) Hogen, M. R.: Development and Testing of A Heat Pump Grain Drying. *Am. Soc. Agri. Eng.*, 79-3527, 1-54 (1979)
- 5) 加藤宏郎・山下律也: 乾燥機における排気エネルギーの再利用 (第3報). 農業機械学会誌, 43(4), 589-598 (1983)
- 6) 石橋貞人・田中俊一郎・福元良治: 穀物の冷却乾燥貯蔵法に関する研究 (第3報). 農業機械学会誌, 34(3), 242-251 (1971)

Summary

Including the drying efficiency, performances of a pilot model of a heat pump dehumidifier (H. P. D.) under practical applications were studied in this paper. The results are as follows.

1. It was observed that the total efficiency (7) and the coefficient of performance of the heat pump were independent of the rate of air-flow blowing through H. P. D. (the rate of air-flow ranged from $13 \text{ m}^3/\text{min}$ to $20 \text{ m}^3/\text{min}$). The amount of condensed water, however, suggested an association with the rate of air-flow as shown in Fig. 4 and Fig. 5 (the maximum amount of condensed water was recovered when air-flow rate was about $17 \text{ m}^3/\text{min}$).

2. The dependency of the amount of water condensed by H. P. D. on the atmospheric conditions was determined and the relationships among the relative humidity, the absolute humidity, and the amount of the water condensed at the specific temperature were clarified, respectively (Table 1, and Figs. 6–9).

3. The optimum mixing ratio of the air-flows from inlet-1 and from inlet-2 was obtained, and the methods to control automatically the relative humidity of drying air were researched (Fig. 10).

4. The Bak's equations were applied in order to determine the volume of water condensed according to atmospheric conditions and the temperature in H. P. D., and then the calculated values were compared with actual observed values. The causes of their disagreements were examined (Table 2).

5. The pilot model of H. P. D. proposed in this study was applied for drying barley, wheat, and unhulled rice, while, some practical investigations were carried out to clarify the drying-performance, energy-consumption-amount and the moisture-content-difference between the upper and the lower layers (Table 3, Fig. 11).