

蒸發式降溫水牆介質中濕空氣熱與質傳評估¹

Evaluation of Heat and Mass Transfer of Moist Air in Evaporative Cooling Pad Media

廖中明 王鼎盛 簡榮宏²

by

Chung-Min Liao, Tin-Sen Wang and Rong-Hong Jian

關鍵字：蒸發冷卻、水牆、熱與質傳

keywords : evaporative cooling, pad-fan, heat and mass transfer

摘要：本研究中所採用之測試程序允許蒸發式降溫水牆性能可由降溫效率及靜壓差來描述。針對水牆效率所做之誤差分析指出，水牆效率數據可準確至 $\pm 2.5\%$ 。長纖及短纖不織布之替代水牆材質在正常操作空氣速度範圍 $1.5 \sim 2.5\text{m/s}$ 下，其計算出之靜壓差範圍在 $23 \sim 79\text{Pa}$ 之間，而計算水牆效率則為 $50\sim 86\%$ 。毛巾布水牆替代材質，靜壓差範圍則在 $20 \sim 46\text{Pa}$ ，而計算出之水牆效率則為 $60\sim 71\%$ 。蒸發式降溫之替代水牆中的長纖不織布，短纖不織布及毛巾布，依據熱力學及熱質傳理論合併相關試驗結果確實可找出蒸發降溫程序中熱傳與質傳係數之相關性。針對短纖，長纖不織布及毛巾布其熱傳係數 (h_H) 與其質傳係數 (h_m) 關係分別可以數學式表示為， $(h_H/h_m)_s = 1.03 \rho C_p L_e^{2/3}$ ， $(h_H/h_m)_L = 1.10 \rho C_p L_e^{2/3}$ 及 $(h_H/h_m)_T = 1.05 \rho C_p L_e^{2/3}$ ；其中 ρ 為空氣密度， C_p 為空氣比熱，而 L_e 則為Lewis數。

前 言

直接蒸發式降溫為一近似定常能量程序，其中顯熱被轉換為潛熱量。在濕空氣線圖上，蒸發式降溫程序乃沿著固定濕球線移動（亦即，為一隔熱程序，其中並無熱加入或經由空氣中被移走）。此時，周圍環境空氣之顯熱被轉換為潛熱量，即，水分被蒸發進入空氣中。如果利用蒸發式降溫水牆，此程序發生在當空氣被強制通過一濕簾（Wetted pad），其結果為：降低室內乾

1. 本計劃經費承中正農業科技社會公益基金會補助【84-中基-農-63】謹此誌謝。 Acknowledgment : The authors wish to acknowledge the financial support of the Chungchen Agriculture Technology Foundation.

2. 國立台灣大學農業工程學系教授，教授及研究助理。 Professor, professor, and reseach assistant, Department of Agricultural Engineering, National Taiwan University.

3. 本文於民國85年5月13日收到。 Date received for publication: May 13, 1996.

球溫度而室內相對及絕對濕度卻上升。蒸發式降溫常見者有風機濕簾法 (Fan-Pad)，風機水霧法 (Fan-Mist) 及風機微霧法 (Fan-Fog) 等⁽⁸⁾。本省目前以風機濕簾法為大家熟悉，本法俗稱水牆法。

一種新的纖維質紙類之設計已被開發，並使得蒸發降溫更具效率，且更能普及地應用在不同的農業設施上，包括溫室、牛舍、家禽舍及豬舍等，工業及倉儲設備及住家等^(2,6,7,15)。

蒸發式降溫水牆雖被廣泛使用，然在台灣地區對水牆性能及使用年限等之資訊卻相對地缺乏。台灣為亞熱帶地區海島，一般皆會直覺地認為一定是高溫高濕，非常不利於採用蒸發冷卻方式進行降溫。然而氣象資料顯示在夏季之正午及午後的高溫時段，大氣相對濕度通常維持在 50%，濕球溫度維持在 25℃ 或以下，是以在最需降溫之同時，若溫室之設定溫度在 25℃ 或以上時，蒸發冷卻式降溫法仍有其可發揮之處⁽¹⁾。

一些商用之水牆設計可分為剛性及非剛性材質。剛性材質包括：鋁材、塑膠纖維、表層塗混凝土之蔗渣及交錯波狀式之纖維紙。非剛性材質則包括：豬毛、用橡膠浸漬之豬毛，及白楊木等^(8,18)。

水牆性能一般可以下列四種特性來率定。(1) 價格：其為市場經濟及水牆設計之函數，(2) 使用年限：其為水牆設計，水質，空氣品質及整體系統設計之函數，(3) 壓力差及 (4) 降溫效率：此兩者與設計、厚度、空氣速度、水流及水牆年限有密切地關係。

壓力差對空氣速度之關係對選擇一特定應用之水牆之面積及風扇非常重要。降溫效率則為最重要之物理性能因子。在一給定之空氣速度下，愈具效率之水牆其可提供之降溫程度愈大。水牆效率為內外水牆之真實溫差對內外水牆可能之最大溫差之比值：

$$\text{水牆效率}(\eta) = \left[\frac{T_{db} - T_{exit}}{T_{db} - T_{wb}} \right] \times 100\% \quad (1)$$

其中

T_{exit} = 空氣離開水牆之乾球溫度，

T_{db} = 空氣進入水牆之乾球溫度，及

T_{wb} = 空氣進入水牆之濕球溫度。

Trumbull⁽¹⁷⁾曾在空氣速度 0.25m/s，及水流速率為 0.077 ~ 0.459L/s 單位平方公尺水平水牆斷面積下測試 3 種型式之水牆性能（測試前先將水循環流過水牆達 1 小時以確保水牆已飽和）。結果發現水流速度會影響水牆降溫效率。然而，Mannix⁽¹⁴⁾則發現只要水份平均分佈且水牆已完全飽和，則經由水牆之水流速率對其性能並無影響。Kimball 等⁽¹³⁾曾利用實驗決定蒸發式降溫水牆（白楊木材質）之熱及質傳係數間之相關性。由此相關性再依據已知之空氣速度及水牆效率便可篩選出蒸發降溫系統所需之材料，尺寸及性能等。

水牆效率主要取決於其系統之設計，水牆效率亦是系統降溫能力之決定因子，但是水牆效率並不等於水牆系統降溫能力。除水牆之外尚有一些其他因子亦會影響系統之降溫能力，例如，溫室氣密程度及水牆操作狀況等⁽¹⁾。

本研究主要目的為：

1. 替代水牆設計性能評估，並對蒸發式水牆之選擇及尺寸選定提供建議方案。
2. 對替代水牆材質，求得濕空氣在蒸發式降溫程序中之熱及質傳係數，以建立一組實用方程式，作為日後篩選及開發之依據。

材料與方法

1. 測試程序及架設

(1) 測試用實驗室：台大園藝系精密溫室。

(2) 測試用水牆材料選擇及製作

測試用水牆材料：①長纖不織布，②短纖不織布及③毛巾布。

因溫室為向園藝系借用，為不破壞原溫室結構，以角鋼接成扁長方體之框嵌入原水牆位置，緊緊頂住側邊鋁梁，形成堅固水牆材料支撐結構。而材料由支撐結構上方平鋪至下面的水槽，內外各鋪兩層，與角鋼間以長尾夾固定。短纖不織布以皺折方式（一層，無鎮壓，角度約為45°）排列於內外兩層不織布間（總體厚度為20cm），使空氣與水牆材料之接觸面積為原來之2.5倍，增加濕量。支撐材料之架子，則以玻璃纖維桿穿插於原來角鋼結構間，再將不織布環繞於玻纖桿間，以鐵夾固定並穿洞，最後將內外兩層不織布以前述方式裝置，完成材料組合。

(3) 量測項目：將水牆面劃分為16個網格做為量測面，網格交點則做為溫度及空氣速度量測點（各9點）。

①空氣速度：空氣速度量測面離水牆約0.6m，量測儀為一方向性熱線風速儀(directional hot-wire anemometer, Model 6151, Kanomax, Japan)。

②溫濕度：溫度則以T-型熱電偶補償線量測。濕度量測點設置於水牆上游及下游面兩點。濕度以RHD-SD 211 Shinyei (Kaisha, Japan) 型濕度計負責量測。

③壓力差：水牆內外壓力差可依伯努力定律由空氣速度量測值計算而得⁽⁴⁾。

④水流速率：利用一碼錶量測裝滿已知容積的容器所需時間。測試期間，水流乃收集在一鐵槽中且利用一沈水馬達經由一可調控閥門及直徑為2.2cm之管線加以循環。水流分布管線直徑為2.5cm之PVC管。

⑤資料蒐集：試驗期間所有資料蒐集皆藉由Fluke2286A (Fluke, USA) 資料蒐集系統負責。水牆在測試前24小時以水流達完全潮濕程度且以風扇在風速約0.51m/s之下操作約30min。測試起始風速為0.51m/s且升至4.1m/s，接著便下降至0.51m/s且再上升至4.1m/s。當改變空氣速率時，至少有5min的等待時間以確保水牆及室內空氣狀態已達平衡。

(4) 水循環系統

依原水牆系統自動水循環利用方式，將原噴管上方放置一鋁板，擋住噴水孔向上噴水，使水自然滴下水牆之設計，改為在噴水管下方墊一軟質PE布，再將試驗材料包住水管，使噴出水全部經由新水牆材料流下。

(5) 通風量

為提高通風量，在短、長纖不織布及毛巾布上以焊槍打洞，且前後兩層材料打洞之位置交錯使其不在同一位置，以增加空氣流經水牆路徑。打洞個數約為1100個/m²，每個洞面積約為0.196cm²，洞面積佔全面積比約為1/46。溫室在一年四季中，所需程度不同，故本實驗將風機加裝無段變頻器，可隨時調整電流頻率，控制風量大小，以因應各種氣溫條件所需。

2. 熱與質傳係數推求

如圖1所示，進出水牆之乾空氣/水蒸氣混合物（或濕空氣）其能量平衡方程式可寫為：

$$m_a h_{a1} + m_{v1} h_{v1} + m_e h_w - m_a h_{a2} - m_{v2} h_{v2} - q = 0 \quad (2)$$

其中：

m_a = 乾空氣質量流率 (kg/h)

m_{v1} 及 m_{v2} = 進出水牆之水蒸氣質量流率 (kg/h)

m_e = 水之質量蒸發率 (kg/h)

h_{a1} 及 h_{a2} = 進出水牆之乾空氣焓 (kJ/kg)

h_w = 在濕球溫度下之水蒸氣焓 (kJ/kg)

q = 熱傳速率 (W)

h_{v1} 及 h_{v2} = 進出水牆之水蒸氣焓 (kJ/kg)

若針對水蒸氣而言，其質量平衡有下列關係 (圖 1)：

$$m_{v2} - m_{v1} = m_e \quad (3)$$

將方程式 (3) 以 m_a 除之，可得，

$$W_2 - W_1 = m_e / m_a \quad (4)$$

其中， W_1 及 W_2 = 進出水牆之空氣濕比。

將方程式 (2) 除以 m_a 後，再將方程式 (4) 代入，並假設理想氣體定律成立，則下式使可得：

$$q / m_a = C_{pa}(T_{db} - T_{db2}) + W_1(h_{g1} - h_{lwb}) - W_2(h_{g2} - h_{lwb}) \quad (5)$$

其中，

C_{pa} = 空氣比熱 (kJ/kg·C)

h_g = 飽和水蒸氣之焓 (kJ/kg)

由於濕比 (W) 及焓 (h) 在每個例子中皆可寫成爲相關溫度之函數，而由空氣而來之熱傳遞則可由量測之進入濕球及乾球溫度及出流之乾球溫度計算而得。因此，熱傳係數可以表示成，

$$h_H = q / A_s \Delta T \quad (6)$$

其中 A_s 爲水牆總濕表面積，而 ΔT 則因水牆可視爲一熱交換器，並假設水溫同於空氣濕球溫；

因此，可以對數均溫差 (log mean temperature difference) 來表示⁽¹¹⁾，即

$$\Delta T = \frac{(T_{db2} - T_{db1})}{\ln \left[\frac{T_{db2} - T_{wb}}{T_{db1} - T_{wb}} \right]} \quad (7)$$

相同地，質傳係數則可表示爲，

$$h_m = m_e / A_s \Delta \rho = \frac{m_a (w_2 - w_1)}{A_s} \Delta \rho \quad (8)$$

$\Delta \rho$ 亦以對數均密度差來表示，

$$\Delta \rho = \frac{(\rho_{db2} - \rho_{db1})}{\ln \left[\frac{(\rho_{db2} - \rho_{wb})}{(\rho_{db1} - \rho_{wb})} \right]} \quad (9)$$

其中， ρ_{db1} 及 ρ_{db2} 則表示進出水牆之水蒸氣密度，而 ρ_{wb} 則是水蒸氣在濕球溫度下之飽和密度。

結果與討論

1. 測試結果

三種實驗用水牆材料在夾層爲短纖不織布，總體厚度爲 20cm，及以焊槍打洞方式下 (開口

面積佔全面積比約為 1/46)，其內外壓力差 (ΔP , Pa) 與水牆面速度 (V , m/s) 及水牆效率 (η , %) 與水牆面速度 (V , m/s) 之關係，分述如下。

(1) 水牆內外壓差

三種實驗用水牆材料其內外壓力差 (ΔP) 水牆面速度 (V) 之關係經迴歸分析可求出一組迴歸方程式：

$$\text{短纖不織布：}\Delta P = 4.26 - 3.62V + 13.43 V^2 \quad (R^2 = 0.97) \quad (10)$$

$$\text{毛巾布：}\Delta P = -6.52 + 12.03V + 3.61V^2 \quad (R^2 = 0.96) \quad (11)$$

$$\text{長纖不織布：}\Delta P = 4.91 - 8.93V + 13.87V^2 \quad (R^2 = 0.98) \quad (12)$$

方程式 (10)-(12) 指出面速度愈大可得到較大的壓力差。此結果與 Murr 及 Zaleski⁽¹⁶⁾ 所獲致結果接近。例如，對長纖不織布言在 2.5 及 1.5 m/s 面速度下獲得之計算壓力差分別為 69.2 及 22.7 Pa。

本研究中壓力差乃由空氣速度量測值計算而得，因此，影響壓力差計算值之因子，其中之一則為空氣速度量測位置。根據 Murr 及 Zaleski⁽¹⁶⁾ 指出最大的速度量測位置差為 0.3m 則其計算出或量測出之壓力差值差為 14 %。另一個因子影響壓力差值為水流速率。由於增加水流速率會增加水牆之阻力，因此，靜壓增大。

(2) 水牆效率

對三種實驗用水牆材料其水牆效率 (η) 與水牆面速度 (V) 之關係經迴歸分析亦可求出一組迴歸方程式：

$$\text{短纖不織布：}\eta = 87.56 V^{-0.041} \quad (R^2 = 0.62) \quad (13)$$

$$\text{長纖不織布：}\eta V = 78.03 V^{-0.501} \quad (R^2 = 0.39) \quad (14)$$

$$\text{毛巾布：}\eta = 106.54 - 35.012V + 10.05V^2 - 1.42V^3 \quad (R^2 = 0.86) \quad (15)$$

由方程式 (13)-(15) 可指出，短/長纖不織布及毛巾布在較慢的空氣速度下會得到較高的水牆效率。此結果反應出當空氣花較多的時間通過水牆時，會有較大的蒸發效率。本研究中對毛巾布及短纖不織布言，在面速度為 1.5 及 2.5 m/s 下所得之計算效率分別為 71 % 及 86 %；與 60 % 及 84 %。

如果測試中並無允許水牆有較充分時間去校正到較高氣流，則將會觀測出較高的效率，因為水牆在較低空氣速度下由於較少之蒸發量產生下會較潮濕；在相同的作用下，降低氣流而不允許充分時間讓水牆到一與室內空氣條件之平衡，則將導致較低之效率。

2. 誤差分析

蒸發式水牆效率誤差 (ϵ) 可由量測之溫度值之誤差導得，並可以下式表之⁽⁵⁾：

$$\text{水牆效率}(\eta) = \left(\frac{T_{db} - T_{exit}}{T_{db} - T_{wb}} \right) \times 100 \%$$

$$\left(\frac{\epsilon}{100\%} \right)^2 = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{exit}} \right)^2 \cdot (T_{exit})^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{wb}} \right)^2 \cdot (T_{wb})^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{db}} \right)^2 \cdot (T_{db})^2 \right] \quad (16a)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\epsilon}{100\%} \right)^2 &= \left[\left(\frac{-1}{T_{db} - T_{db}} \right)^2 \cdot (\Delta T_{exit})^2 \right] + \left[\left(\frac{T_{exit} - T_{wb}}{(T_{wb} - T_{db})^2} \right)^2 \cdot (\Delta T_{exit})^2 \right] \\ &+ \left[\left(\frac{T_{db} - T_{exit}}{(T_{wb} - T_{db})^2} \right)^2 \cdot (\Delta T_{db})^2 \right] \end{aligned} \quad (16b)$$

其中推估溫度誤差為：

$$\Delta T_{exit} = T_{exit} \text{中之誤差} = \pm 0.2^\circ \text{C},$$

$$\Delta T_{wb} = T_{wb} \text{中之誤差} = \pm 0.25^\circ \text{C}, \text{ 及}$$

$\Delta T_{ab} = T_{ab}$ 中之誤差 = $\pm 0.25^\circ\text{C}$ 。

由水牆效率中所導致的誤差乃決定於當水牆在測試時之空氣狀況。假設上述溫度量測為準確，若一水牆造成一 4°C 之溫降且周圍條件為濕球降在 5°C 下 (80 % 效率) 之操作下會導致 $\pm 4.1\%$ 之誤差。

相同之測試 (80 % 效率) 加上濕球降為 10°C ，導致之誤差則為 $\pm 2.0\%$ 。此結果顯示在獲致準確結果下，周圍大氣的濕球降為一重要因子。本研究中所記錄之周圍濕球降為 $9.4^\circ\text{C} \pm 1.7^\circ\text{C}$ 。因此，水牆在 80 % 效率所導致之平均計算誤差保守推估為 $\pm 2.5\%$ 。

速度在 0.51m/s 下所量測出之誤差少於 $\pm 0.25\text{m/s}$ ，而在速度為 3.6m/s 下其量測誤差範圍則在 $\pm 0.33\text{m/s}$ 。靜壓差之計算誤差則在 $\pm 1.3\text{Pa}$ 之內。

3. 質傳與熱傳係數推求結果

三種實驗用水牆材料在不同試驗條件所得之基本數據，再利用一組針對無因次數中參數之迴歸方程式 (見附錄) 可計算其熱與質傳係數及所相關之 Reynolds 數 (Re)，Nusselt 數 (Nu)，Prandtl 數 (Pr)，Sherwood 數 (Sh)，及 Schmidt 數 (Sc) 關係式。上述各無因次數之定義則列於表 1。關於無因次數之 Re，Nu，Pr，Sh，Sc 數所採用之長度因次為一特徵長度 (λ_e)， $\lambda_e = V/A_s$ ，其中 V 為水牆所佔體積， A_s 則為水牆介質總濕表面積。

圖 2 所示為三種不同水牆實驗材料其無因次熱與質傳數據相關於 $\text{Nu}/\text{Pr}^{1/3}$ 及 $\text{Sh}/\text{Sc}^{1/3}$ 對 Re 之關係圖。圖 3 及圖 4 所示則為加入特徵長度因子後本實驗用水牆材料之無因次熱與質傳數據相關關係。

由圖 3 及圖 4 所示可知 (λ_e/λ) 確實可校正無因次熱與質傳數據相關於無因次數間之關係，其中 λ 則為水牆厚度。由最小二乘法可求出圖 3 及圖 4 間之相關關係，結果為：

(1) 短纖不織布

$$Nu = 1.15 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (17a)$$

$$Sh = 1.12 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.12} Re^{0.8} Sc^{1/3} \quad (17b)$$

(2) 長纖不織布

$$Nu = 1.81 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.63} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (18a)$$

$$Sh = 1.65 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.63} Re^{0.8} Sc^{1/3} \quad (18b)$$

(3) 毛巾布

$$Nu = 1.95 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.75} Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (19a)$$

$$Sh = 1.86 \left[\lambda_e / \lambda \right]^{0.75} Re^{0.8} Sc^{1/3} \quad (19b)$$

方程式 (17) ~ (19) 之熱與質傳係數相關式與通過一平板之外界流在考慮紊流，區域性，及 $0.6 \leq \text{Pr} \leq 60$ 狀況下所得結果相似⁽¹¹⁾。

以上方程式 (17) ~ (19) 中相關關係中之性質乃為考慮乾空氣是在平均乾球溫度下而得之。對熱傳而言，由此相關方程式而得之平均差異為 1.4% 。對質傳言，則為 1.51% 。

當水牆厚度增加，熱及質傳係數在氣流連續發展之狀況下會降低。因此，若適當地增加水牆厚度，則預期地其熱及質傳係數將會達一常數值。在此狀況下，方程式 (17) ~ (19) 便不適用。

水牆效率 (η) 亦可與傳遞單位數 (Number of Transfer Units, NTU) 做成圖 5 之關係。其中傳遞單位數 (NTU) 則可定義如下⁽¹¹⁾：

$$NTU = \frac{(h_H A_S)}{(m_a C_{pa})} \quad (20)$$

日後在選定水牆尺寸及性能上時，便可應用圖5中之關係求得所選用水牆之表面積等重要參數值。

熱與質傳係數若應用 Reynolds 類比(Reynolds analogy) 關係可表示成下式⁽¹¹⁾：

$$\frac{h_H}{h_m} = \rho C_p L_e^{2/3} \quad (21)$$

其中 L_e 為 Lewis 數(表1)。因此，若將方程式(17a)除以方程式(17b)，則可得短纖不織布熱與質傳係數間之關係，

$$\left[\frac{h_H}{h_m} \right]_s = 1.03 \rho C_p L_e^{2/3} \quad (22)$$

同理，針對長纖不織布及毛巾布則分別為：

$$\left[\frac{h_H}{h_m} \right]_L = 1.10 \rho C_p L_e^{2/3} \quad (23)$$

$$\left[\frac{h_H}{h_m} \right]_t = 1.05 \rho C_p L_e^{2/3} \quad (24)$$

其中下標 L, S 及 t 則分別表示長纖，短纖不織布及毛巾布替代水牆材料。

誤差存在於 Reynolds 類比及試驗中約有 25 %。因為，Reynolds 類比假設紊流動量與熱及質擴散係數(heat and mass diffusivities) 為相等⁽¹²⁾；因此，存在於 Reynolds 類比與試驗結果中之誤差乃屬合理。表1所示則為針對三種不同實驗用水牆材料其熱與質係數推估方程式及其間之關係。

結 論

1. 本研究中所採用之測試程序允許蒸發式降溫水牆性能，可由降溫效率及靜壓差來描述。針對水牆效率所做之誤差分析指出水牆效率數據可準確至 $\pm 2.5\%$ 。
2. 針對長纖及短纖不織布材質水牆在正常操作空氣速度範圍 1.5 ~ 2.5m/s 下，其計算出之靜壓差範圍在 23 ~ 79Pa 之間，而計算水牆效率則為 50 - 86 %。若以毛巾布為水牆替代材質，靜壓差範圍在 20 ~ 46Pa，而計算出之水牆效率為 60-71 %。
3. 蒸發水牆在測試前應用適當的水流率在 24 小時前潤濕之。此可確保水牆已全部飽和使所獲取的量測值更具代表性。為得到量測最佳值，蒸發水牆測試時周圍濕球降應大於 9 °C。濕球及乾球溫度之量測點則應儘可能地靠近水牆展露面。
4. 依據熱力學及熱質傳理論合併相關試驗結果，確實可找出蒸發降溫程序中熱傳與質傳係數之相關性。針對短纖，長纖不織布及毛巾布其熱傳係數 (h_H) 與其質傳係數 (h_m) 關係分別可以數學式表示為， $(h_H/h_m)_s = 1.03 \rho C_p L_e^{2/3}$ ， $(h_H/h_m)_L = 1.10 \rho C_p L_e^{2/3}$ 及 $(h_H/h_m)_T = 1.05 \rho C_p L_e^{2/3}$ ，其中 ρ 為空氣密度， C_p 為空氣比熱，而 L_e 則為 Lewis 數。
5. 利用所導出之熱傳與質傳係數半經驗公式，不僅可篩選出蒸發降溫式冷卻器之設計尺寸，亦可選擇出該冷卻器所需之空氣流量速率及所需提供之水牆材料表面積及適當之厚度。

附錄：無因次分析中部份參數之迴歸方程式

應用下列方程式 (A1 - A7) 經由量測數據可計算熱與質傳係數：

$$\mu = 6.36 \times 10^{-5} T + 3.9561 \times 10^{-2} \quad (A1)$$

$$Pr = -1.111 \times 10^{-4} T + 0.71689 \quad (A2)$$

$$k = 2.47 \times 10^{-5} T + 1.31856 \times 10^{-2} \quad (A3)$$

$$h_g = 1061.0 + 0.445T \quad (A4)$$

$$\ln(p_g/0.339) = 12221[1/527.67 - 1/T(^{\circ}R)] - 5.031 \ln[T(^{\circ}R)/527.67] \quad (A5)$$

$$p_v = p_{gwb} - (p_{atm} - p_{gwb}) - (T - T_{wb})/2800 - T_{wb} \quad (A6)$$

$$D = 0.765(p_{std}/p_{atm})(T + 459.67/459.67)^{1.685} \quad (A7)$$

其中 h_g = 飽和蒸氣之焓， p_g = 飽和蒸氣壓，及 p_v = 水蒸氣分壓，其他則參考表 1 方程式 (A1) - (A3) 乃參考 Holman⁽⁹⁾ 之資料經 curve fitting 求得。方程式 (A4) - (A6) 乃參考 Holman⁽¹⁰⁾ 之資料。方程式 (A7) 則參考 Wexler⁽¹⁹⁾。

表 1. 水牆材料熱與質傳係數關係式

Table 1. Semiempirical equations of heat and mass transfer coefficients for alternative pad media

水牆材料	熱與質傳係數推估方程式 ^a
長纖不織布	$N_u = 1.81 [\lambda_r/\lambda]^{0.63} Re^{0.8} Pr^{1/3}$ $Sh = 1.65 [\lambda_r/\lambda]^{0.63} Re^{0.8} Sc^{1/3}$ $h_u/h_m = 1.10 \rho C_p L_e^{2/3}$
短纖不織布	$N_u = 1.15 [\lambda_r/\lambda]^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3}$ $Sh = 1.12 [\lambda_r/\lambda]^{0.12} Re^{0.8} Sc^{1/3}$ $h_u/h_m = 1.03 \rho C_p L_e^{2/3}$
毛巾布	$N_u = 1.95 [\lambda_r/\lambda]^{0.75} Re^{0.8} Pr^{1/3}$ $Sh = 1.86 [\lambda_r/\lambda]^{0.75} Re^{0.8} Sc^{1/3}$ $h_u/h_m = 1.05 \rho C_p L_e^{2/3}$

$$^a Re = \frac{v\lambda}{\nu}, N_u = \frac{h_u \lambda}{k}, Pr = \frac{C_p}{K} = \frac{\nu}{\alpha}, Sh = \frac{h_m \lambda}{D}, Sc = \frac{\nu}{D}, L_e = \frac{\alpha}{D},$$

其中， ν = 運動黏滯係數 (m^2/s)， k = 熱傳導係數 ($w/m-k$)， μ = 動態黏滯係數 ($kg/m-s$)， α = 熱擴散係數 (m^2/s)， D = 質擴散係數 (m^2/s)。

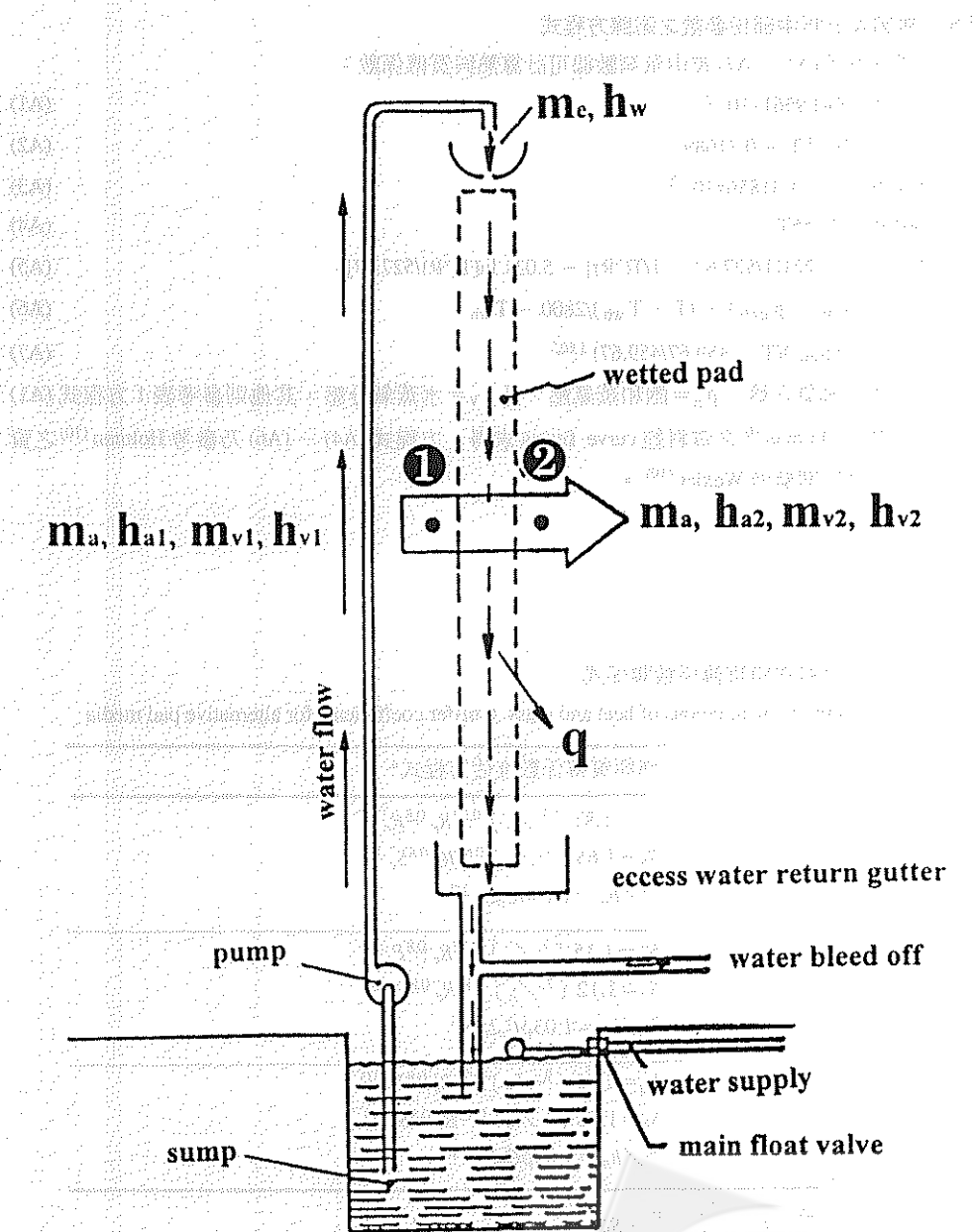


圖 1. 水牆濕空氣熱及質量傳遞路徑及水循環系統

Fig. 1. Pathway of heat and mass transfer of moist air in pad medium and water circulation systems.

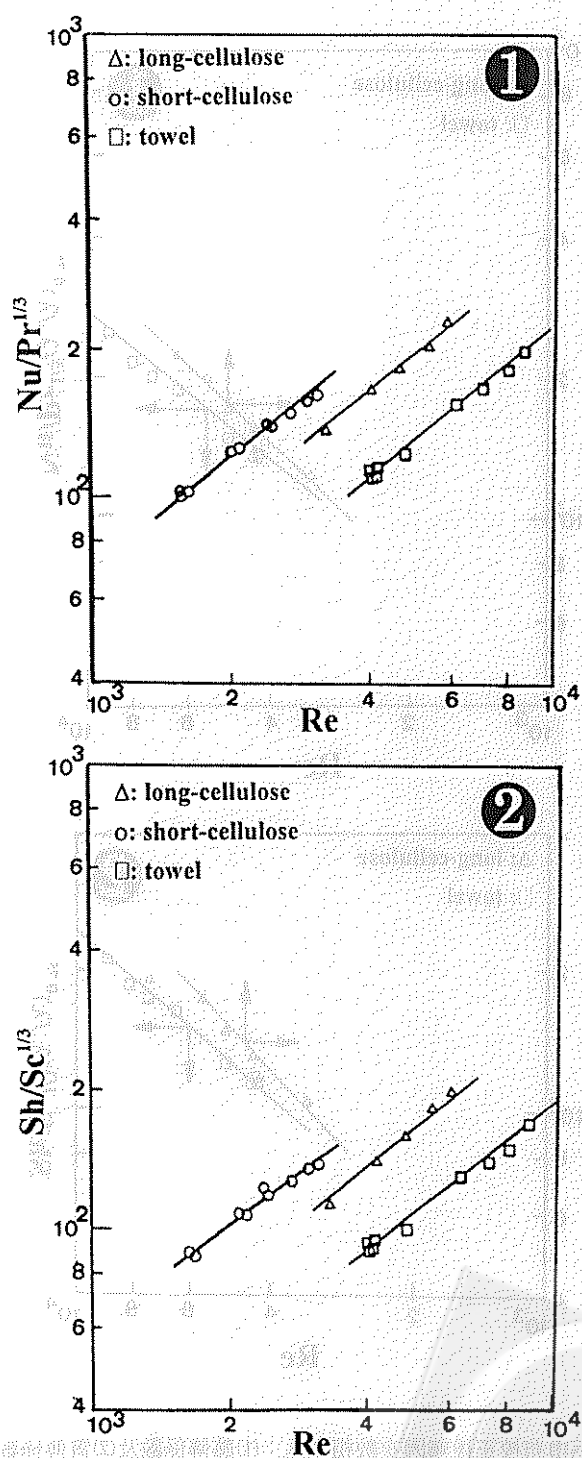


圖 2. 長纖，短纖不織布及毛巾布未校正無因次數相關性：(1)熱傳係數及(2)質傳係數

Fig. 2. Uncalibrated correlation of nondimensionalized (1) heat transfer and (2) mass transfer coefficients of long-, short-cellulose and towel media.

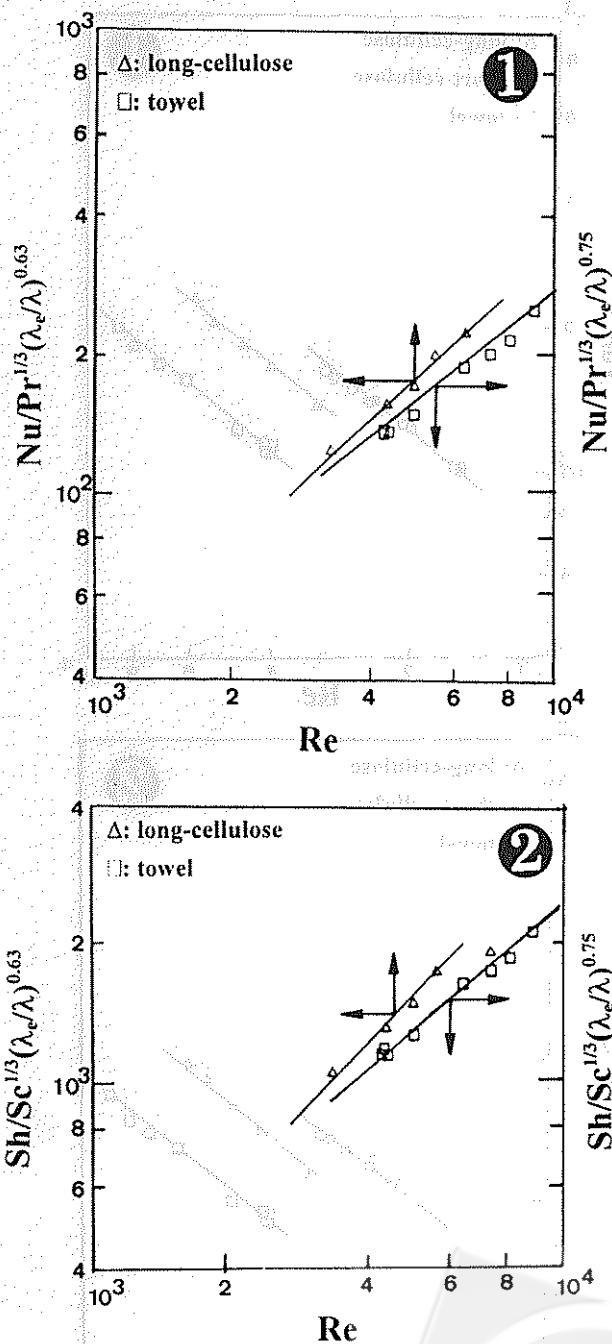


圖 3. 長纖不織布及毛巾布校正後無因次數相關性：(1)熱傳係數及(2)質傳係數

Fig. 3. Calibrated correlation of nondimensionalized (1) heat transfer and (2) mass transfer coefficients of long-cellulose and towel media.

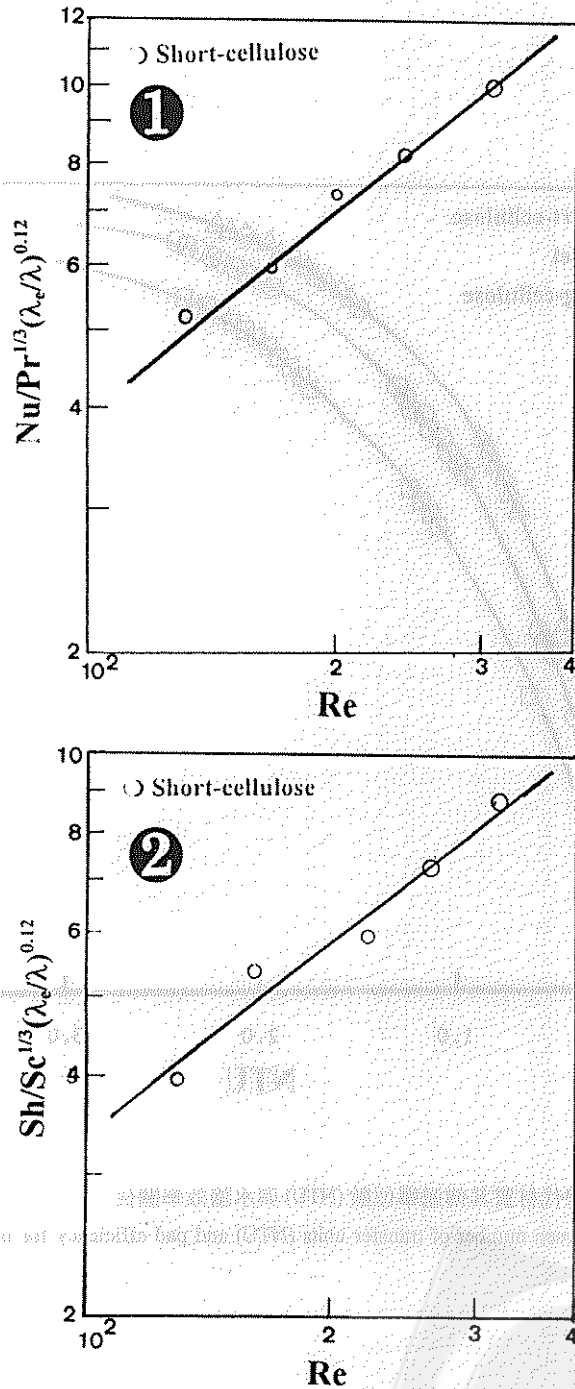


圖 4. 短纖不織布校正後無因次數相關性：(1)熱傳係數及(2)質傳係數

Fig. 4. Calibrated correlation of nondimensionalized (1) heat transfer and (2) mass transfer coefficients of short-cellulose medium.

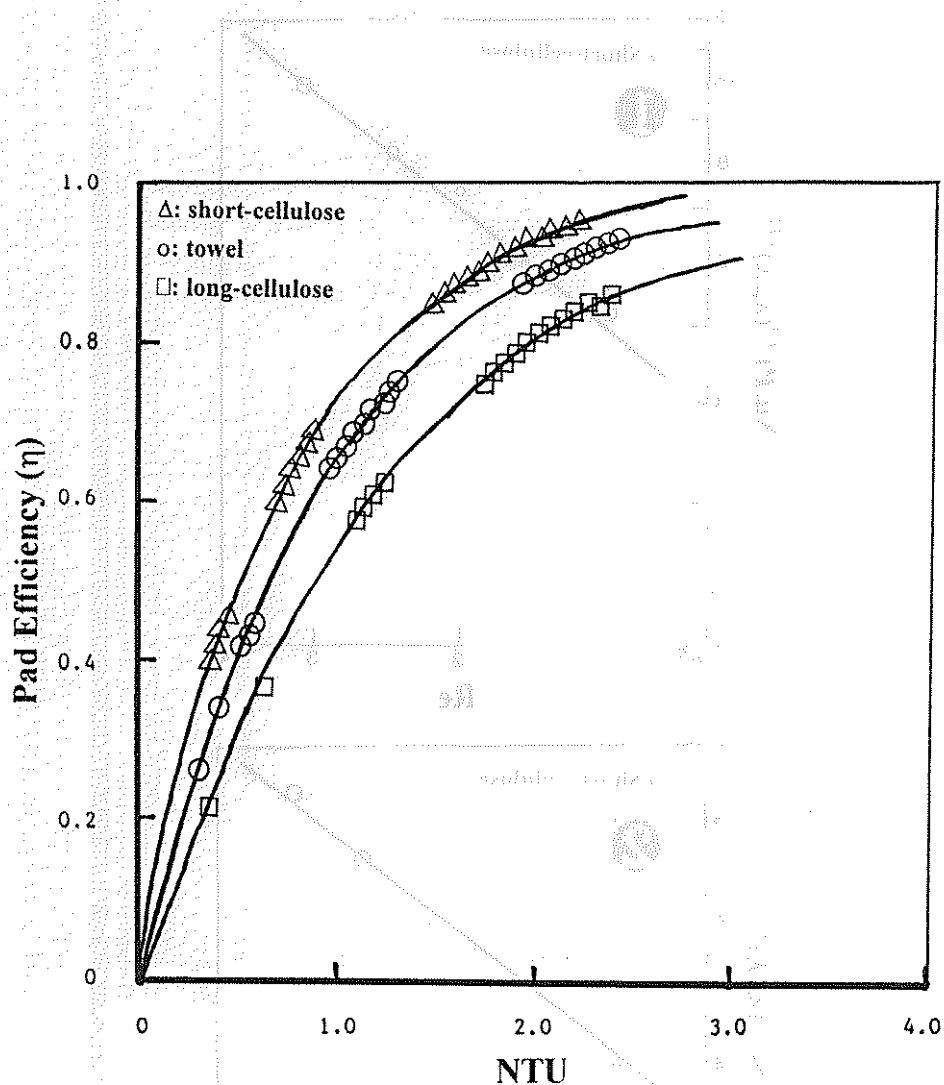


圖 5. 三種不同水牆替代材質其傳遞單位數 (NTU) 與水牆效率關係

Fig. 5. Relationship between number of transfer units (NTU) and pad efficiency for long-, short-cellulose and towel media.

參考文獻

1. 方煒. 1994. 水牆設計與使用. 農業機械學刊 3(4):57-70.
2. Abdalla, A. M., and R. Narendran. 1990. Utilization of wind power and wetted pads to evaporatively cool dairy cow sheds under hot and arid climatic conditions. *Agric. Mechanization in Asia, Africa and Latin American* 21(4):33-37.
3. Augsburg, N. D., H. R. Bohanon, and C. E. Rahilly. 1991. *The Greenhouse Climate Control Handbook*. Horticultural Division, ACME Engineering and Manufacturing Corp., USA. p.60-85.
4. ASHRAE. 1993. *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, NY. p.2.2.
5. Beers, Y. 1957. *Introduction to the Theory of Error*. Addison-Wesley Publishing Co., Reading, MA. p.74-77.
6. Buffington, D. E. 1983. Performance characteristics of evaporative cooling systems — progress report. ASAE Paper No. 83-4023. St. Joseph, MI:ASAE.
7. Harp, S. L., and R. L. Huhnke. 1991. Drip vs. wetted-pad evaporative cooling of farrowing houses in Oklahoma. *Applied Eng. in Agric.* 7(4):461-464.
8. Hellickson, M. A., and J. H. Walker. 1983. *Ventilation of Agricultural Structures*. St. Joseph, MI:ASAE. p.103-118.
9. Holman, J. P. 1981. *Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill. p.86-90.
10. Holman, J. P. 1980. *Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill. p.101-116.
11. Incropera, F. P., and D. P. DeWitt. 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. (3rd ed.) New York: John Wiley & Sons. p.396-397.
12. Kays, W. M., and M. E. Crawford. 1993. *Convective Heat and Mass Transfer*. (3rd ed.) New York: McGraw-Hill. p.259-268.
13. Kimball, B. A., D. S. Benham, and F. Wiersma. 1977. Heat and mass transfer coefficients for water and air in aspen excelsior pads. *Trans. ASAE* 20:509-514.
14. Mannix, J. G. 1981. Evaluation of convective heat transfer coefficient of an evaporative cooling pad. Unpublished Thesis. Auburn University, Auburn, AL. p.6-15.
15. Mathews, E. M., M. Kleingeld, and L. J. Grobler. 1994. Integrated simulation of buildings and evaporative cooling systems. *Buldg and Environ.* 29(2):197-206.
16. Murr, J. M., and R. H. Zaleski. 1982. A study of evaporative cooling pad media. Muskogee, OK: Acme Engineering and Manufacturing Corp. p.8-16.
17. Skinner, T. C., and D. E. Buffington. 1977. *Evaporative Cooling of Greenhouse in Florida*. Agricultural Engineering Fact Sheet. Gainesville, FL: Florida Cooperative Extension Service. p.16-21.
18. Watt, J. R. 1986. *Evaporative Air Conditioning Handbook*. (2nd ed.) New York: Chapman and Hall. p.53.
19. Wexler, A. 1965. *Humidity and Moisture, Vol. I*. New York: Reinhold. p.74.

Summary

A procedure for testing evaporative cooling pads is developed to relate efficiency, air velocity, and static pressure drop across the pads. Heat and mass transfer coefficients are also semi-experimentally obtained for the evaporative cooling process through various evaporative cooling pad media. Three types of alternative pad materials are used: (1) short-cellulose, (2) long-cellulose, and (3) towel. Static pressure drops across the long-cellulose and short-cellulose media and their efficiencies varied from 23 to 79 Pa and 50 to 86 % respectively under operating air velocity of 1.5 to 2.5 m/s, while 20 to 46 Pa and 60 to 71 % respectively for the towel material. Error analysis of efficiencies based on the accuracy of measured variables indicates that efficiency data are accurate to $\pm 2.5\%$. Heat and mass transfer coefficients are nondimensionalized and curve fitted to yield a set of working equations. The results show that the relations between heat (h_H) and mass (h_m) transfer coefficients for three alternative pad materials are: (1) short-cellulose: $(h_H/h_m) = 1.03 \rho C_p L_e^{2/3}$, (2) long-cellulose: $(h_H/h_m) = 1.10 \rho C_p L_e^{2/3}$, and (3) towel: $(h_H/h_m) = 1.05 \rho C_p L_e^{2/3}$; where ρ is air density, C_p is specific heat of air and L_e is Lewis number.

