

# 太陽能熱交換式熱儲存槽之模擬

## Simulation of Heat Exchanged Solar Thermal Storage Tank

張舜傑

Shun-Chieh Chang

淡江大學化學工程與材料工程學系

吳容銘

Jung-Ming Wu

明志科技大學環境與安全衛生工程系

### 摘要

能源與水資源的議題是近年來全球需共同面對的議題，在太陽能的儲熱應用上，其中一種模式為熱物流經由太陽能集熱板加溫後輸入儲熱槽，一方面加熱儲熱槽內的流體，另一方面冷物流亦進入儲熱槽藉由熱交換而升溫，以提供使用。本研究提供三種不同熱交換盤管結構的太陽能儲熱槽，模擬海水淡化製程特別是薄膜蒸餾的海水預熱效果，本文探討三種熱交換的盤管形式，半徑皆為 0.7 cm；熱流流率為  $Q_h = 0.235 \text{ L/min}$ ，溫度為 340 K，冷流流率為  $Q_c = 0.094 \text{ L/min}$ ，溫度為 300 K，模擬的結果顯示 Case C 對於冷流的加熱效果較好。

關鍵字：太陽能、計算流體力學、三維、儲存槽、水資源缺乏

### Abstract

The issues of energy and water resources are global challenges that need to be addressed collectively in recent years. In the application of solar energy storage, one of the modes is the thermal flow which passes through the solar collector and enters the storage tank after being heated. On the one hand, it heats the fluid in the storage tank, and on the other hand, the cold fluid also enters the storage tank to be heated through heat exchange to provide usage. This study provides three different solar energy storage tanks with different heat exchange coil structures to simulate the seawater desalination process, especially the seawater preheating effect of membrane distillation. The paper discusses three types of heat exchange coil forms with a radius of 0.7 cm. The heat flow rate is  $Q_h = 0.235 \text{ L/min}$ , and the temperature is 340 K. The cold flow rate is  $Q_c = 0.094 \text{ L/min}$ , and the temperature is 300 K. The simulation results show that Case C has a better heating effect on the cold flow.

Keywords: solar, CFD, 3D, storage tank, water scarcity

### 1. 緒論

目前使用的能源除了石化能源之外，太陽能，風能，水力能，生質能等綠能也在積極開發，其中太陽能是最龐大的能量來源，但在使用上卻會受到日夜、緯度、氣候等自然條件所限制，且能量的密集度較低，使得在應用上有許多的困難，

正因為如此該如何充分利用並儲存，便成為目前全球科學家研究發展的重點之一，熱能儲存系統已成為輔助太陽能的方案之一[Zachar, 2015; Votyakov et al., 2014; Kumaresan et al., 2015; Bayon and Rojas, 2013; Kim et al., 2019]。除了能源使用上的問題，當今水資源的匱乏亦是當今全

球討論的議題，污水淨化處理回收、以及海水淡化等，亦受到重視，因此利用再生能源來達到海水淡化的目的，可同時解決能源與水資源的需求。

目前用來吸收太陽熱能的有平板型和真空型集熱器，最常用的流體為水與空氣，加熱空氣可用來作為乾燥系統使用，加熱水可用來儲存熱供給民生及工業上用水。太陽能熱水系統加熱冷流依其加熱後循環方式的不同，大致可分為自然循環式、強制循環式及儲置式三種。

### (1) 自然循環式

自然循環式的熱水系統是將集熱器與儲熱槽分開，集熱器內的冷流因受到太陽輻射加熱升溫，受熱的物流因密度降低而上升，因而形成自然循環，此儲熱槽的位置要比集熱器的位置高，構造簡單但維護不易，較適用於一般家庭用水使用。

### (2) 強制循環式

強制循環式的熱水系統是在集熱器與儲熱槽之間設置泵浦，依照集熱器與儲熱槽之間的溫差控制器加以控制泵浦循環水的時間，此系統的集熱效率較自然循環效率高但構造較為複雜，適用於醫院、工廠、游泳池等大型系統使用。

### (3) 儲置式

前述循環式的集熱板與儲熱槽合而為一，槽本身亦是儲水設備，構造最為簡單，但由於沒有分離的儲熱槽，熱能容易散失保溫時間較短，僅能用於日射量充足的地區，使用的時間也較為固定。

熱分層(Thermal stratification)是由於流體在不同溫度時因密度差造成的不同溫度的流體會存在儲存槽中形成分層現象，上層部分為熱流區，底層部分為冷流區，稱之為熱分層，Knudsen (2002)說明當槽內液體混合產生與有熱分層的儲存槽相比時，前者會使太陽熱效能使用降低約 10-16%。Haller et al. (2009) 提出熱儲槽中間部分為溫水層(thermo-cline)。溫水層是冷熱流混合而產生的區域，若此層分佈愈寬廣會使得熱分

層現象降低，進而影響熱效率的使用。一般在流體進槽處加上擋板可避免破壞熱分層。Han et al. (2009)提出平板與多孔性平板擋板，包含圓盤狀、圓盤中央中空、圓錐形狀頂端中空、倒圓錐形狀底端中空…等不同型式之擋板。

在數值模擬的部分，Bayon 和 Esther Rojas (2013)開發了一種稱為 CIEMAT1D1SF 的單相一維模型來描述熱儲槽的溫度分布，通過實驗數據驗證，且和其他作者使用更複雜的模擬模型獲得的結果相似。Evgeny 等(2014)則開發單相擾動模型，用於模擬填充式熱儲槽之溫度分布，該模型確定控制問題的無因次參數可分為兩組，即與流體和固體填充材料的熱物理特性相關的無因次群組(黏度，熱傳係數)，以及與流行為相關的參數(Péclet 和 Biot 數)。András Zachár (2015)則以非穩態熱傳模式成功解出儲熱槽中的流場以及溫度場，其中熱交換是以螺旋管型式，研究的主要目的是為了改善溫度分層。Kim 等人 (2019) 提出了一種新的有效熱導率模型並用於潛熱熱能儲存 (LHTES) 的整個儲存槽之數值研究，槽內裝有 9×9×20 個相變材料 (PCM) 的球形膠囊。並通過與實驗數據的比較。Xu 等人 (2022) 提出溫躍層儲罐 (TCST) 是一種經濟高效的設備，開發的一維分析模型可以更準確地預測溫躍層的溫度分佈，平均百分比誤差從 48.7% 降低到 18.5%。並指出 Froude 數和 Reynolds 數影響溫躍層的形成。其他的研究者則顯示，計算流體力學已成功應用於許多程序之模擬(Hsu & Wu, 2008, 2010; Tsai & Wu, 2019)。

在太陽能儲熱的應用部分，Ben Bacha 等人 (2007)提出使用太陽能多重冷凝蒸發循環(Solar multiple condensation evaporation cycle, SMCEC)技術，建立鹽水淡化裝置，此裝置使用集熱器收集太陽熱能並配置於熱水儲槽，得到溫度提高的鹽水，再將高溫的鹽水通入填充式蒸發塔蒸發出水蒸氣，接著冷凝產生淡水，Kumaresan 等(2015)將利用太陽熱能應用於烹飪程序，開發了一種雙

壁烹飪裝置 (tava)，當 tava 中的油溫度升高時，通過實驗與從 CFD 結果比較，它的能量使用是快速和高效的。Wang 等(2022) 在其存儲單元中，採用了充滿相變奈米材料的螺旋管。其兩種配置的螺旋管以相同的 PCM 體積實現。該相變奈米材料可使儲槽溫度更高，這種熱流體進入存儲單元可以使石蠟變成液體。在石化業的應用相當有效。

本研究提出具備三種不同結構熱交換盤管的熱儲槽形式，並使用計算流體軟體進行求解冷熱流熱交換的溫度。冷熱流入口均設定為 300 K 以及 340 K，藉由改變槽內流體初始溫度、冷熱流流率、冷熱流溫度以找出最適化加熱海水之操作參數。

## 2. 研究方法

### 2.1 統御方程式以及邊界條件

本研究因模擬海水為冷流，且流速並不大，溫度範圍在 293 K-363 K 之間，因此所使用的方程式如下：

#### (1)連續方程式

流場中流體流動行為，根據質量守恆定律，連續方程式可表示為：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (1)$$

其中  $\rho$ ：溶液密度， $\vec{v}$ ：速度向量

#### (2)動量方程式

假設為牛頓流體，根據動量守恆定律，統御方程式為 N-S 方程式(Navier-Stokes Equations)，其方程式表示如下：

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = \mu \nabla^2 \vec{v} - \nabla P + \rho \vec{g} \quad (2)$$

其中  $P$ ：壓差， $\mu$ ：流體黏度，在上式中左邊為慣性力效應，而右邊三項分別為黏滯力、壓力與重力效應。

#### (3)能量方程式

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

在上式中左邊為熱傳導效應，而右邊為熱對流效應。

在本研究中，冷熱流的入口溫度均設定為 300 K 以及 340 K，而冷熱流的流率、儲存槽內的起始溫度設定為定值。

### 2.2 數值方法

壓力項是在連續方程式與動量方程式兩者中的關鍵變數，在本研究中是以壓力-速度的耦合(Pressure-Velocity Coupling)處理演算法，而本研究在 FLUENT 軟體中所使用的演算法為 SIMPLE (Semi-Implicit Method of Pressure-Linked Equations)。在 FLUENT 軟體中會用殘值(Residual)來判斷運算是否收斂，在流體速度評估中，計算的最大相對誤差為  $10^{-3}$ ，而連續性及能量的收斂相對誤差則設定為  $10^{-6}$ 。

### 2.3 熱儲槽結構與參數

本研究自行設計之熱儲槽共有三種，Case A 冷熱流分別為水平與垂直，擬藉此提升加熱效果；Case B 為較常見之雙盤管形式，可維持熱分層；Case C 則在槽中央另加入熱流，可更穩定熱分層，而三種儲熱槽的高度皆為 98 cm，半徑為 40 cm，容量約為 0.49 m<sup>3</sup>，其槽內盤管的半徑皆為 0.7 cm；熱物流皆由右邊盤管進入，左邊盤管則是加入冷物流，藉由熱物流所提供的熱能先傳至儲熱槽中再轉移至冷管，使得冷管中的冷物流能夠因得到熱能而溫度上升。將熱物流所提供的熱水設定為 340 K，以  $Q_h = 0.235$  L/min 的流率進入熱管中，而冷物流中的冷水設定為 300 K，以  $Q_c = 0.094$  L/min 的流率進入冷管中，儲熱槽中的流體溫度則設定為定值 300 K 或是 340 K。以下為三種儲熱槽的網格結構圖(圖 1a-1f)：

#### 2.3.1 儲熱槽 Case A 之架構與網格

中央的水平盤管為冷物流，冷水由底部的入口進入盤管中，熱物流設置為垂直環繞中央盤管一圈(如圖 1b)，熱水由頂端的入口進入盤管，藉由儲熱槽中的流體做為熱交換媒介，先提升槽中流體溫度，再藉由槽中流體傳導熱能，使冷物

流吸收熱能提高溫度後流出；儲熱槽本身的網格類型是採用 TGrid 所繪製而成，網格數約為 500,000，冷熱盤管所繪製的網格類型為 Cooper，冷管網格數約為 23,000，熱管網格數約為 19,000。

### 2.3.2 儲熱槽 Case B 之架構與網格

Case B 之儲熱槽冷熱物流管兩者的相對高度差為 5 cm，位置較低的熱管距槽底部 5 cm，冷熱管的進出口高度差皆為 75 cm，冷熱物流都將靠近槽底部的管口設定為物流入口，熱管的環半徑較冷管的環半徑大，熱管的環半徑為 25 cm，冷管的環半徑為 20 cm，兩者管圈數皆為 8 圈（如圖 1d），其儲熱槽本身的網格類型是採用 TGrid 所繪製而成，網格數約為 1,680,000，冷熱盤管所繪製的網格類型為 Cooper，冷管網格數約為 44,000，熱管網格數約為 56,000。

### 2.3.3 儲熱槽 Case C 之架構與網格

Case C 的熱物流採雙進料方式進入熱儲槽中（如圖 1f），熱物流部分與 Case B 相同將靠近槽底部的管口設定為物流入口，1 號熱管與 Case B 相同，熱管的環半徑為 25 cm，管半徑為 0.75 cm，距離槽底部 5 cm，進出口相對高度差為 75 cm，2 號熱管管半徑一樣為 0.75 cm，以直管的方式穿越儲熱槽中央，進口距離槽底部約 20 cm，物流進出口高度差為 136 cm，冷管的環半徑為 10 cm，冷流入口距槽底部約 10 cm，進出口高度相差 75 cm，其儲熱槽本身的網格類型是採用 TGrid 所繪製而成，網格數約為 4,066,000，冷熱管所繪製的網格類型為 Cooper，冷管網格數約為 23,000，1 號熱管網格數約為 56,000，2 號熱管網格數約為 9,800。

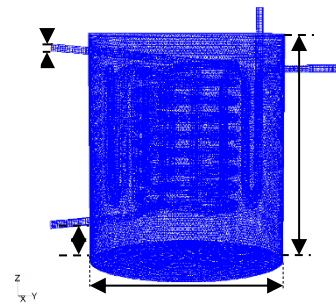


圖 1a Case A 熱儲槽網格圖 (unit : cm)

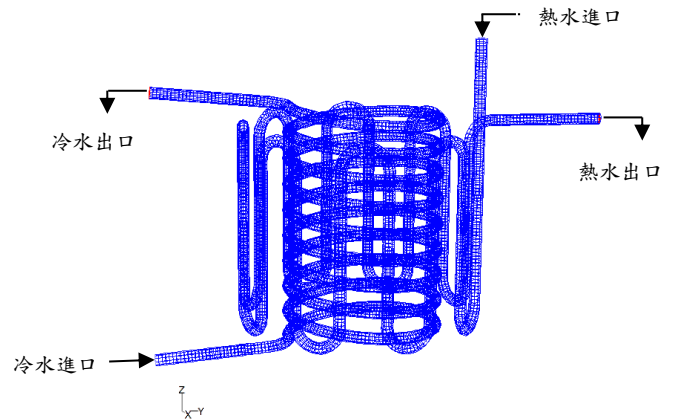


圖 1b Case A 熱儲槽內部盤管網格圖

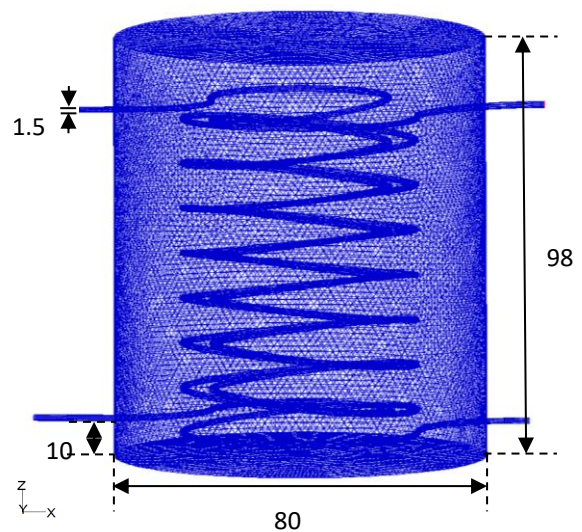


圖 1c Case B 熱儲槽網格圖 (unit : cm)

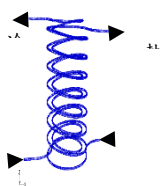


圖 1d Case B 熱儲槽內部盤管網格圖

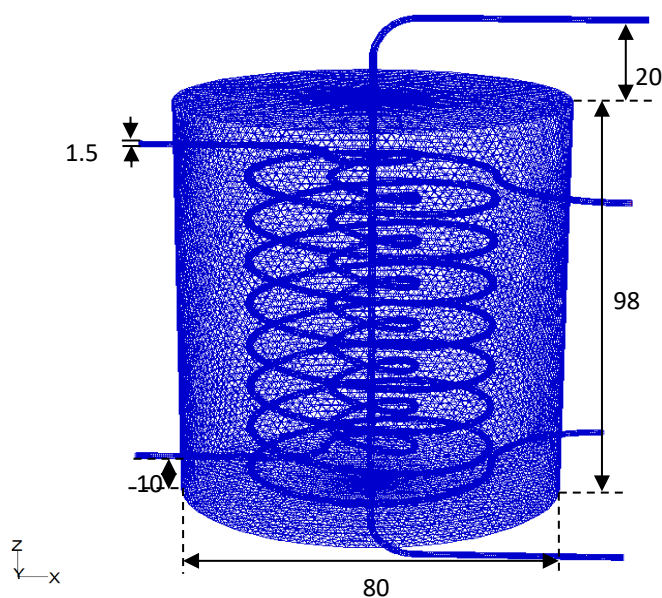


圖 1e Case B 熱儲槽網格圖 (unit : cm)

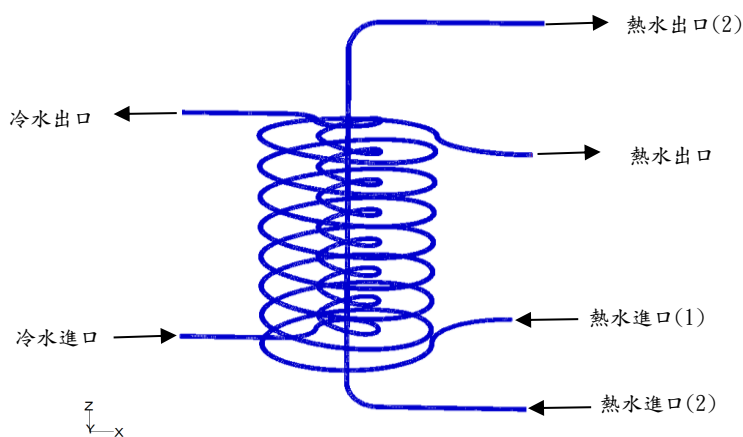


圖 1f Case C 熱儲槽內部盤管網格圖

### 3. 結果與討論

#### 3.1 儲槽起始溫度為 300 與 340K

如圖 2 所示，分別為 Case A、B、C 於傳熱 60 分鐘以及 540 分鐘之溫度分布圖。而槽的起始溫度為 300 K，中間為熱儲存槽之縱剖面圖，旁邊 6 個圓圈則為不同高度下之橫剖面圖，高度

依逆時針方向分別在 0、19.6、39.2、58.8、78.4 以及 98 cm 處，熱物流進口速率都是以 0.235 L/min 進入熱管中，而冷物流皆以 0.094 L/min 進入冷管中。

在熱交換時間為 60 分鐘的情形下，以 Case C 的槽初具熱分層現象(2e)，但在 540 分鐘時(2f)，其槽整體溫度也較高，具有快速的傳熱效果與熱分層；Case A 由於冷熱流體的盤管分別為水平式以及垂直式，故熱分層效果不佳(圖 2a2b)。如圖 3 所示，分別為 Case A、B、C 於傳熱 60 分鐘以及 540 分鐘之溫度分布圖，而槽的起始溫度為 340 K。與圖 2 一樣，Case A 的熱分層效果不佳。

圖 4 可看出各物流在每小時的溫度變化情形，從圖中能夠看出三個 Case 中冷熱物流出口的溫度變化，Case A 的槽溫會提升至約 310 K，熱水出口溫度下降約 336 K，冷水出口溫度約 302 K；Case B 的槽溫會提升至約 305 K，熱水出口溫度下降約 324 K，冷水出口溫度約 306 K；Case C 的槽溫會提升至約 315 K，第一個熱水出口溫度約 316 K，第二個熱水出口溫度約 336 K，冷水出口溫度約 314 K。因此若是以作為薄膜蒸餾海水淡化的預熱效果，Case C 較佳，可以提升 14 度。

以表 1 至 3 的邊界條件設定為冷熱流的進口流速都設定為相同，僅改變儲熱槽起始溫度，然而槽起始溫度對於 Case A 冷流出口溫度的影響較小，雖整體槽溫上升，但冷流出口溫度變化較小，槽起始溫度的不同對 Case B 與 Case C 的影響較大，可明顯的看出其差異性，而三個 Case 的冷水出口比較，最高的是 Case C，其次是 Case B，Case A 的冷水出口溫度最低。

當儲熱槽起始槽溫設定為 340 K，可看出各物流在每小時的溫度變化情形，從圖中能夠看出三個 Case 中冷熱物流出口的溫度變化，Case A 的槽溫會下降至約 338 K，熱水出口溫度下降約 339 K，冷水出口溫度約 305 K；Case B 的槽溫

會下降至約 339 K，熱水出口溫度下降約 36 K，冷水出口溫度約 320 K；Case C 的槽溫會下降至約 334 K，第一個熱水出口溫度約 335 K，第二個熱水出口溫度約 339 K，冷水出口溫度約 330 K。

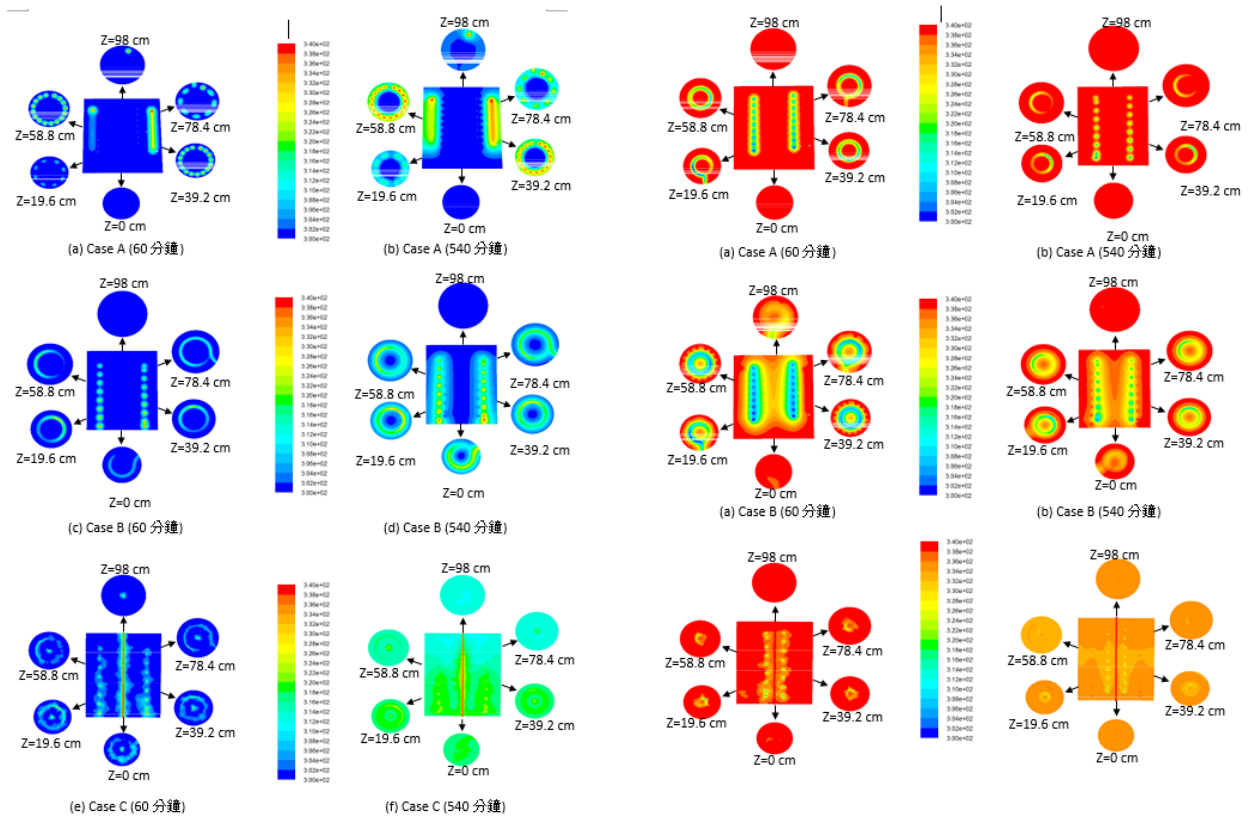
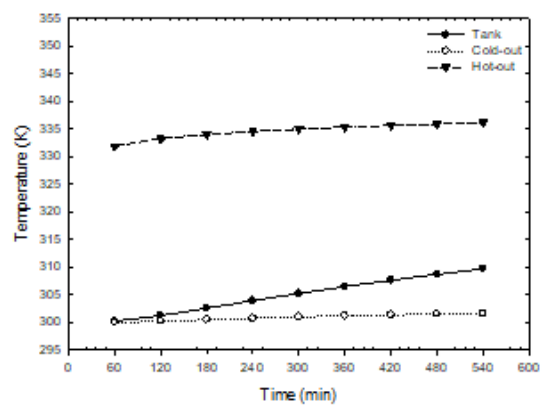


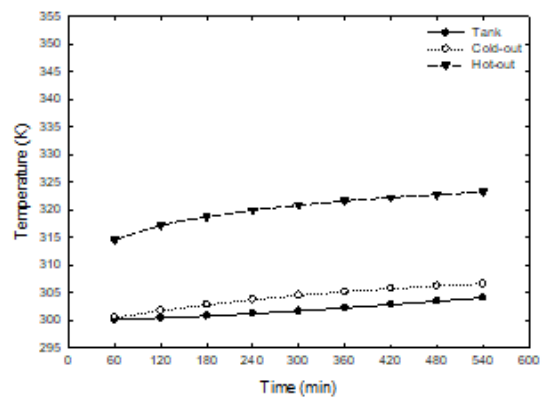
圖 2 Case A、B、C 於 60、540 分鐘切面不同高度溫度分層圖(起始槽溫 300 K)

圖 3 Case A、B、C 於 60、540 分鐘切面不同高度溫度分層圖(起始槽溫 340 K)

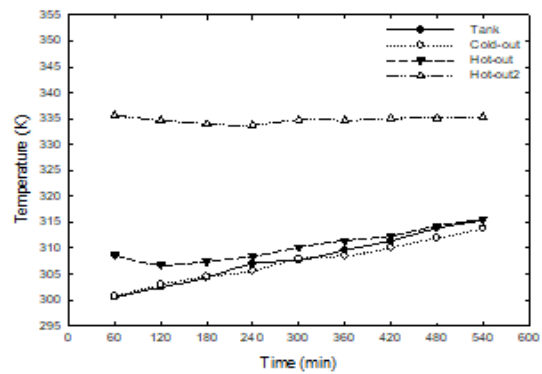




(a) caseA



(b) caseB



(c) caseC

圖 4 儲熱槽及冷熱物流溫度變化

表 1 起始槽溫不同，模擬 540 分鐘後平均槽溫  
之結果

起始槽溫	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
Case A	309.7 K	316.81 K	323.94 K	331.05 K	338.13 K
Case B	304.10 K	312.77 K	321.48 K	330.19 K	338.90 K
Case C	315.39 K	319.95 K	324.22 K	329.65 K	334.41 K

表 2 起始槽溫不同，模擬 540 分鐘後冷水出口  
溫度之結果

起始槽溫	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
Case A	301.6 K	302.4 K	303.3 K	304.2 K	305.0 K
Case B	306.7 K	309.5 K	312.7 K	316.0 K	319.2 K
Case C	313.8 K	317.1 K	320.7 K	326.2 K	330.4 K

表 3 起始槽溫不同，模擬 540 分鐘後熱流出口  
溫度之結果

起始槽溫	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
Case A	336.1 K	336.8 K	337.5 K	338.2 K	338.9 K
Case B	323.2 K	326.1 K	329.3 K	332.6 K	335.9 K
Case C	315.6 K	320.4 K	324.5 K	329.9 K	334.8 K

### 3.2 儲熱槽起始槽溫相同，熱物流進口流速不同

### 3.2.1 熱物流進口流速不同對於 Case A 之變化

圖 5a-c 為三種不同熱物流進口流速，對於儲熱槽 Case A 的溫度變化圖，熱物流進口流率分別為  $Q_h=0.049 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.235 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.47 \text{ L/min}$ ，其餘的邊界條件設定皆為相同，而當熱物流進口流率由低改為高時，冷水出口溫度分別由約為 304 K，提升至 305 K，再提升至 308 K，熱流率的提升，對冷流的加溫效果並不大。

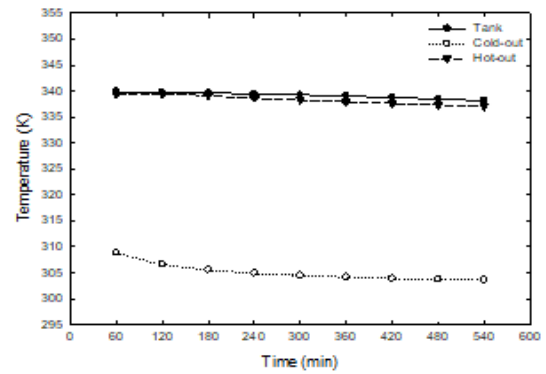
### 3.2.2 熱物流進口流速不同對於 Case B 之變化

圖 6a-c 為三種不同熱物流進口流速，對於儲熱槽 Case B 的溫度變化圖，熱物流進口流率分別為  $Q_h=0.049 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.235 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.47 \text{ L/min}$ ，其餘的邊界條件設定皆為相同，而當熱物流進口流率由低改為高時，冷水出口溫度分別由約為 315 K，提升至  $Q_h=0.235 \text{ L/min}$  時的 319 K，再提升至 326 K，對冷流的加溫效果達 26 度。

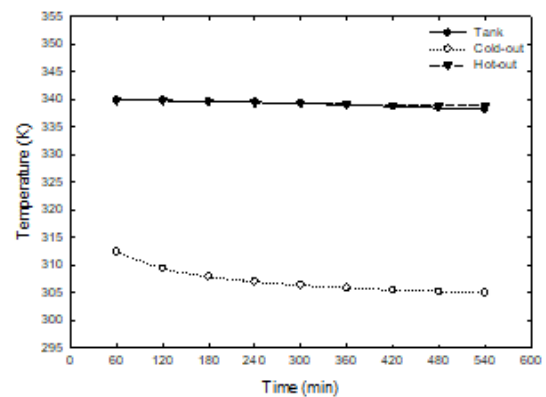
### 3.2.3 熱物流進口流速不同對於 Case C 之變化

圖 7a-c 為三種不同熱物流進口流速，對於儲熱槽 Case C 的溫度變化圖，熱物流進口流率分別為  $Q_h=0.049 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.235 \text{ L/min}$ 、 $Q_h=0.47 \text{ L/min}$ ，其餘的邊界條件設定皆為相同，而當熱物流進口流率由  $Q_h=0.049 \text{ L/min}$  開始增加時，冷水出口溫度約為 330 K；提升至  $Q_h=0.235 \text{ L/min}$  時的 330 K；當熱物流進口流率為  $Q_c=0.47 \text{ L/min}$  時，冷水出口溫度約為 331 K。

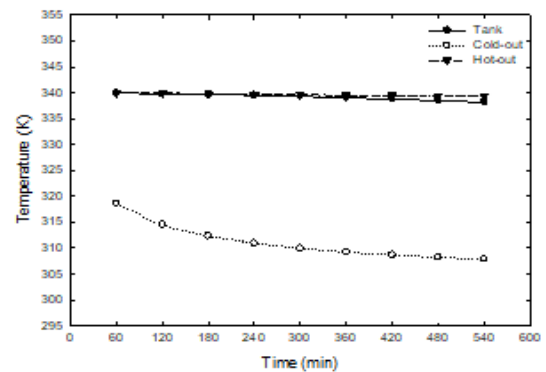
表 4 至表 6 為固定槽起始溫度為 340 K，熱流進口溫度設定為 340 K，冷流進口溫度為 300 K，冷進口流速為 0.094 L/min，熱水進口流速分別為 0.094 L/min、0.235 L/min、0.471 L/min 之數據，熱流速度越快，冷流出口溫度越高，三種 Case 中，以 Case C 冷水出口溫度最高。



(a) Case A ( $Q_h=0.049 \text{ L/min}$ )



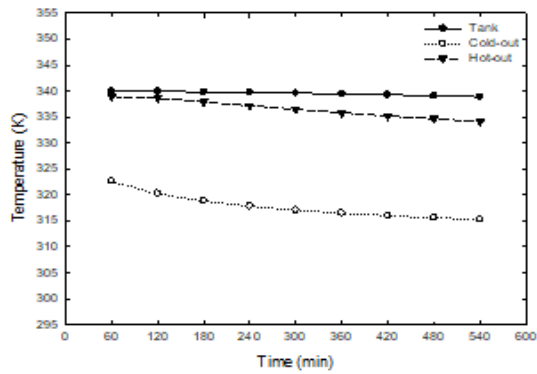
(b) Case A ( $Q_h=0.235 \text{ L/min}$ )



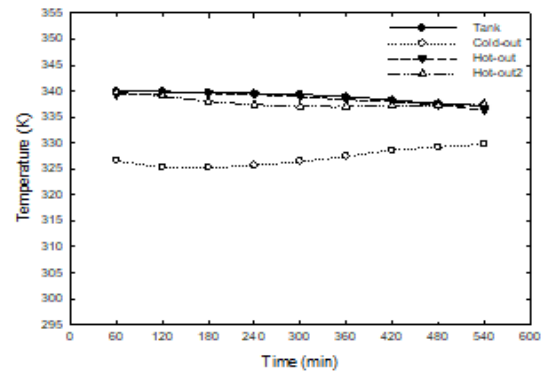
(c) Case A ( $Q_h=0.47 \text{ L/min}$ )

圖 5 改變熱流速率對 Case A 儲熱槽及冷熱物流溫度變化

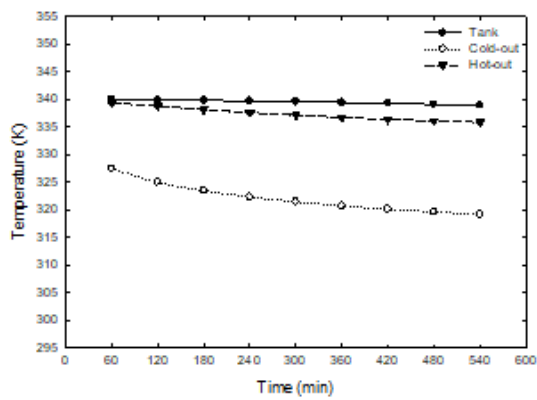




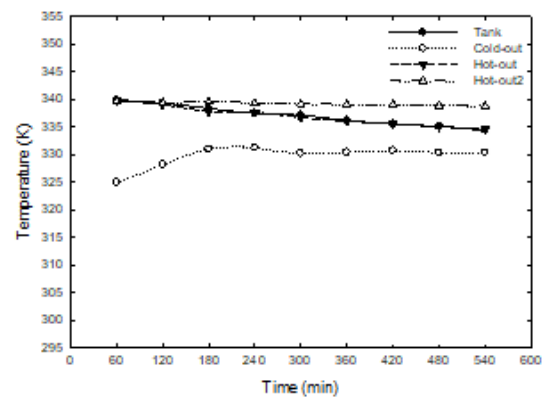
(a) Case B ( $Q_c=0.049$  L/min)



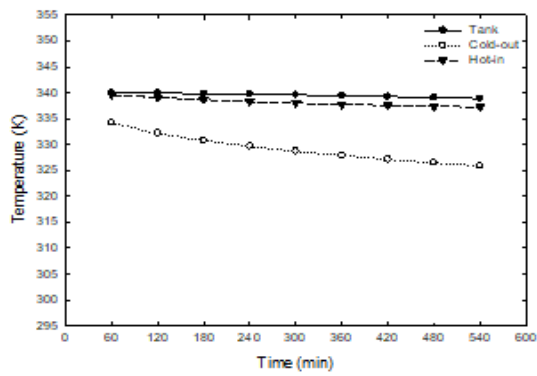
(a) Case C ( $Q_c=0.049$  L/min)



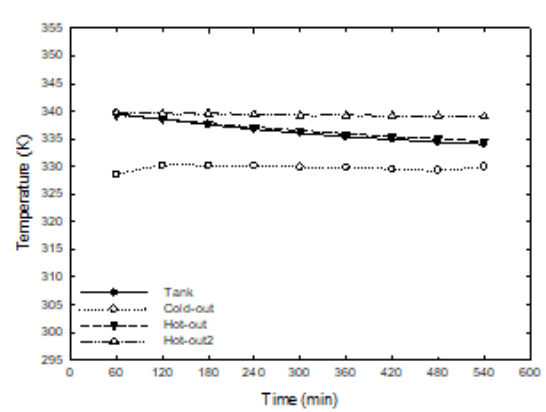
(b) Case B ( $Q_c=0.235$  L/min)



(b) Case C ( $Q_c=0.235$  L/min)



(c) Case B ( $Q_c=0.47$  L/min)



(c) Case C ( $Q_c=0.47$  L/min)

圖 6 改變熱流速率對 Case B 儲熱槽及冷熱物流溫度變化

圖 7 改變熱流速率對 Case C 儲熱槽及冷熱物流溫度變化

表 4 熱流進口速度不同，模擬 540 分鐘後平均槽溫之結果

熱流進口 流速	$Q_h=0.094$ L/min	$Q_h=0.235$ L/min	$Q_h=0.471$ L/min
Case A	338.15 K	338.13 K	338.17 K
Case B	338.89 K	338.90 K	338.88 K
Case C	337.18 K	334.41 K	334.05 K

表 5 熱流進口速度不同，模擬 540 分鐘後冷水出口溫度之結果

熱流進口 流速	$Q_h=0.094$ L/min	$Q_h=0.235$ L/min	$Q_h=0.471$ L/min
Case A	303.56 K	304.99 K	307.85 K
Case B	315.25 K	319.21 K	325.90 K
Case C	329.80 K	330.40 K	330.00 K

表 6 熱流進口速度不同，模擬 540 分鐘後熱流出口溫度之結果

熱流進口 流速	$Q_h=0.094$ L/min	$Q_h=0.235$ L/min	$Q_h=0.471$ L/min
Case A	337.10 K	338.85 K	339.34 K
Case B	334.11 K	335.85 K	337.24 K
Case C	336.29 K	334.67 K	334.60 K

### 3.3 儲熱槽起始槽溫相同，冷物流進口流速不同

圖 8a-c 為相同的冷物流進口流速，對於三個不同 Case 儲熱槽的溫度變化圖，三個 Case 的槽起始溫度皆設定在 340 K，熱物流進口流速也都相同為 0.235 L/min，而 Case A 的冷水出口溫度約為 312 K；Case B 的冷水出口溫度約為 330 K；Case C 的冷水出口溫度約為 337 K。

此系列的比較是固定熱流進口溫度為 340 K，速度為 0.235 L/min，槽起始溫度為 340 K，將冷流進口速率降低至 0.0094 L/min，由表 7 至表 9 可以看出，降低冷流出口速度可以使得冷水在儲熱槽內的滯留時間增加，使得冷物流吸收更多熱能，有效的提升冷水出口溫度。

表 7 冷流進口速度不同，模擬 540 分鐘後平均槽溫之結果

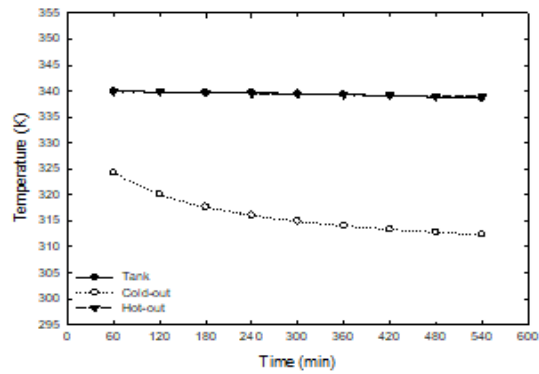
冷流進口流速	$Q_c=0.094$ L/min	$Q_c=0.0094$ L/min
Case A	338.13 K	338.63 K
Case B	338.90 K	339.30 K
Case C	334.41 K	337.85 K

表 8 冷流進口速度不同，模擬 540 分鐘後冷水出口溫度之結果

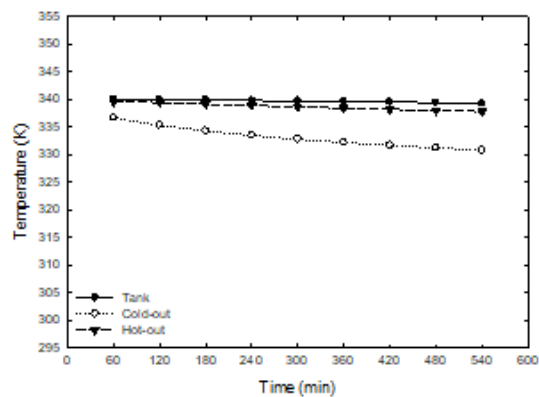
冷流進口流速	$Q_c=0.094$ L/min	$Q_c=0.0094$ L/min
Case A	304.99 K	312.94 K
Case B	319.21 K	330.83 K
Case C	330.40 K	337.35 K

表 9 冷流進口速度不同，模擬 540 分鐘後熱流出口溫度之結果

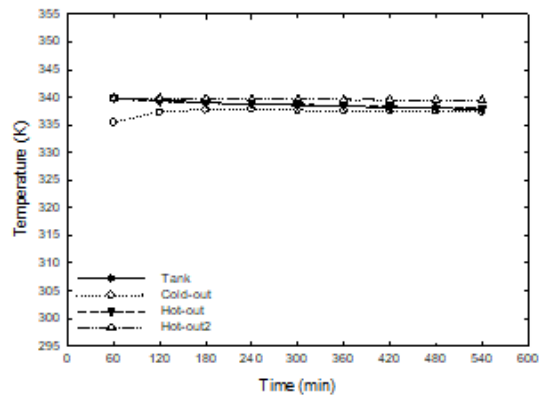
冷流進口流速	$Q_c=0.094$ L/min	$Q_c=0.0094$ L/min
Case A	338.85 K	338.97 K
Case B	335.85 K	337.81 K
Case C	334.67 K	337.96 K



(a) Case A



(b) Case B



(c) Case C

圖 8 改變冷流速率對儲熱槽及冷熱物流溫度變化( $Q_c=0.0094$  L/min)

### 3.4 熱流進口溫度不同對三種 Case 之比較

表 10 至表 12 為固定冷流及熱流進料速度，起始槽溫皆設定為 340 K，其改變熱流進料溫度設定範圍為 330 K 至 340 K，由表可得知改變熱流溫度對冷流出口溫度的影響，其中仍以 Case C 的影響最大。

表 10 熱流進口溫度不同，模擬 540 分鐘後平均槽溫之結果

熱流進口溫度	$T_h=330$ K	$T_h=340$ K	$T_h=350$ K	$T_h=360$ K
Case A	335.68 K	338.13 K	340.58 K	343.03 K
Case B	337.89 K	338.90 K	339.92 K	340.93 K
Case C	330.57 K	334.41 K	337.91 K	341.52 K

表 11 熱流進口溫度不同，模擬 540 分鐘後冷水出口溫度之結果

熱流進口溫度	$T_h=330$ K	$T_h=340$ K	$T_h=350$ K	$T_h=360$ K
Case A	304.58 K	304.99 K	305.40 K	305.80 K
Case B	317.65 K	319.21 K	320.76 K	322.32 K
Case C	326.49 K	330.40 K	332.98 K	336.12 K

表 12 熱流進口溫度不同，模擬 540 分鐘後熱流出口溫度之結果

熱流進口溫度	$T_h=330$ K	$T_h=340$ K	$T_h=350$ K	$T_h=360$ K
Case A	329.82 K	338.85 K	347.89 K	356.92 K
Case B	330.15 K	335.85 K	341.55 K	347.25 K
Case C	330.74 K	334.67 K	338.01 K	341.58 K

#### 4. 結論

本研究使用計算流體力學軟體 FLUENT 對於太陽能儲熱槽進行模擬計算，共有三種不同的冷熱盤管結構，針對槽起始溫度的改變、熱流進口溫度之改變、熱流進口速度之改變、冷流進口速度之改變，模擬計算何種結構對提升冷流溫度更為有效。

研究結果顯示，槽起始溫度越高對於冷流出口溫度的提升當然是有幫助的；而熱流溫度及速度的提升皆可以增加熱流提供所需的熱能，也可以提高冷流的溫度；降低冷流進口流速，使得冷流可以增加吸收熱能的時間，亦能夠提升其溫度，對於以上操作參數的變化，皆以 Case C 提升冷水出口溫度最高，其中以降低冷流流率效果最顯著，但降低冷流流率明顯不利製程。在薄膜蒸餾的海水淡化程序中，建議可使用 Case C 的熱儲槽結構並適當提升熱流的速度以預熱海水。

#### 符號說明

Str	: 熱分層數	(-)
t	: 時間	(s)
T	: 溫度	(K)
T <sub>i</sub>	: 起始溫度	(K)
J	: 水層數	(-)
z	: 儲存桶的高度	(-)
$\vec{v}$	: 速度向量	(m/s)
$\rho$	: 溶液密度	(kg/m <sup>3</sup> )
P	: 壓差	(N/m <sup>2</sup> )
$\mu$	: 流體黏度	(kg/m-s)
Q <sub>h</sub>	: 熱物流體積流率	(l/min)
Q <sub>c</sub>	: 冷物流體積流率	(l/min)
T <sub>h</sub>	: 熱物流進口溫度	(K)

#### 參考文獻

- Zachár, A. (2015). Investigation of a new helical flow distributor design to extract thermal energy from hot water storage tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80 844–857.
- Votyakov, E. V., & Bonanos, A. M. (2014). A perturbation model for stratified thermal energy storage tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75 218–223.
- Kumaresan, G., Raju, G., Iniyan, S., & Velraj, R. (2015). CFD analysis of flow and geometric parameter for a double walled solar cooking unit. *Applied Mathematical Modelling*, 39 137–146.
- Bayón, R., & Rojas, E. (2013). Simulation of thermocline storage for solar thermal power plants: From dimensionless results to prototypes and real-size tanks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 60 713–721.
- Kim, M. H., Lee, Y. T., Gim, J., Awasthi, A., & Chung, J. D. (2019). New effective thermal conductivity model for the analysis of whole thermal storage tank. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131 1109–1116.
- Xu, C., Liu, M., Jiao, Shuai., Tang, H., & Yan, J. (2022). Experimental study and analytical modeling on the thermocline hot water storage tank with radial plate-type diffuser. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 186 122478
- Wang, Fuzhang., Hamali, W., Almusawa, M. Y., Nofal, T. A., Selim, M. M., & Zhang, J. (2022). Simulation of spiral tube during melting utilizing multi-type nanoparticles. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 213 110353
- Knudsen, S. (2002). Consumers influence on

- the thermal performance of small SDHW systems theoretical investigations. *Solar Energy*, 73 (1) 33–42.
9. Haller, M. Y., Cruickshank, C. A., Streicher, W., Harrison, S. J., Andersen, E., & Furbo, S. (2009). Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes – Review and theoretical comparison. *Solar Energy*, 83, 1847–1860.
  10. Bacha, H. B., Damak, T., Abdalah, A. A. B., Maalej, A. Y. and Dhia, H. B. (2007). Desalination unit coupled with solar collector and a storage tank: modeling and simulation. *Desalination*, 206 241-352.
  11. Taamneh, Y., Shyyab, A. A. (2016). Improvement of the performance of a solar still by utilizing the sorption thermal storage of natural zeolite, *Desal. Water Treat.*, 57(57) 27450–27457.
  12. Moser, M., Trieb, F., Fichter, T., Kern, J. (2013). Renewable desalination: a methodology for cost comparison, *Desal. Water Treat.*, 51(4–6) 1171–1189.
  13. Kabeel, A. E., El-Said, E. M. S. (2014). Development strategies and solarthermal energy utilization for water desalination systems in remote regions: a review, *Desal. Water Treat.*, 52(22–24) 4053–4070.
  14. An, G.L., Wang, L.W., Gao, J. (2019). Two-stage cascading desorption cycle for sorption thermal energy storage, *Energy*, 174 (2019) 1091–1099.
  15. Konuklu, Y., Erzin, F., Akar, H.B., Turan, A.M. (2019). Cellulose-based myristic acid composites for thermal energy storage applications, *Sol. Energ. Mat. Sol. C.*, 193 85–91.
  16. Hsu, C.Y.;Wu, R.M. (2008). Hot zone in a hydrocyclone for particles escape from overflow. *Dry. Technol. CrossRef* 26, 1011–1017.
  17. Hsu, C.Y.;Wu, R.M. (2010) Effect of overflow depth of a hydrocyclone on particles separation. *Dry. Technol. CrossRef*. 28, 916–921.
  18. Tsai, C. Y., Wu, R.M. (2019). Simulation of a small solar storage tank and its operation strategy. *Desalination and Water Treatment*, 165, 16-23.

