

ISSN: 1813-162X (Print) ; 2312-7589 (Online)

Tikrit Journal of Engineering Sciences

available online at: <http://www.tj-es.com>

TJES
Tikrit Journal of
Engineering Sciences

Zaidan MH, Abed FM, Farhad AS. The Effect of Dry and Wet Bulb Temperature Variation on the Performance of the Indirect Evaporative Cooler. *Tikrit Journal of Engineering Sciences* 2019; 26(4): 8-15.

Maki Haj Zaidan*

Fayadh Mohamed Abed

Ali Sinjar Farhad

Mechanical Engineering
Department, Tikrit University,
Salahuddin,
Iraq

Keywords:

Cooling System
Dry bulb Temperature
Evaporative Cooler
Indirect Evaporative
Wet Pad

ARTICLE INFO

Article history:

Received 25 Mar. 2019
Accepted 01 Dec. 2019
Available online 25 Dec. 2019

The Effect of Dry and Wet Bulb Temperature Variation on the Performance of the Indirect Evaporative Cooler

ABSTRACT

The research is about designing and building up an evaporative cooling system, working by two- stages evaporative cooling system using outer air (pure air). The system is founded by designing and making a heat exchanger of orthogonal flow from Aluminum sheets of (30*60*40) cm, which represents the first stage of the system (indirect stage). The second stage (direct stage) of the system is represented by making an equipment of air washing (cylindrical) with (45 height, 60 width, 3 thickness) cm. The cooling system pulls outer air by a Centrifugal fan. The air passes through the heat exchanger pipes to be cooled tangibly (without moistening). Then it goes over the equipment of air washing to be cooled and cools the specified space. Computer software was designed by FORTRAN Language (FORTRAN 90) to predict the evaporative air cooler performance to know the proper environmental and design conditions of the system. Some variables were made to study their effect on the thermal performance of the system. The studied variable is to change the volumetric flow rate of air from (750 cfm) to (2000 cfm) of the dry side, and from (750 cfm) to (2500 cfm) of the wet side. The pipe length was changed from (20 cm) to (45 cm), and its diameter from (0.5 cm) to (3 cm). Those were the design changes. On the environmental changes, we studied the effect of changing the temperature on the dry or wet bulb of the system. The study is taken place in Tikrit University (34. 35N; 43.37 E), to determine the suitability of the weather conditions of the region for the work of the system. It was taken place in the late August for two consecutive days, with readings of 24 hours. The results show that the best quantity of the air supplied, which represent the best performance of the system (750 cfm) and (1000 cfm) for the wet side when the diameter (1-1.5 cm) and length is (45 cm). The results show also the possibility of the work of this system for the region mentioned because it is characterized by its hot and dry climate in the summer, as the efficiency of evaporative evaporator increases the hot and dry environment by 80%.

@2019 TJES, College of Engineering, Tikrit University

DOI: <http://doi.org/10.25130/tjes.26.4.02>

تأثير تغير درجة حرارة الهواء الجافة والرطوبة على أداء منظومات التبريد بالتبخير غير المباشر

مكي حاج زيدان/ قسم الهندسة الميكانيكية ، كلية الهندسة ، جامعة تكريت، صلاح الدين، العراق
فياض محمد عبد/ قسم الهندسة الميكانيكية ، كلية الهندسة ، جامعة تكريت، صلاح الدين، العراق
علي سنجر فرهاد / قسم الهندسة الميكانيكية ، كلية الهندسة ، جامعة تكريت، صلاح الدين، العراق

الخلاصة

تم في هذا البحث تصميم وتصنيع منظومة تبريد بالتبخير تعمل بمبدأ التبريد بالتبخير ذي المرحلتين والتي تستخدم هواء خارجي بالكامل (هواء نقي). أنشئت هذه المنظومة وذلك من خلال تصميم وتصنيع مبادل حراري من نوع المتعامد الجريان من صفائح سبيكة الألمنيوم بالأبعاد (30×60×40) cm، الذي يمثل المرحلة الأولى للمنظومة (المرحلة غير المباشر). كذلك تم تصنيع جهاز غسل الهواء (الحلقة) بالأبعاد (45 ارتفاع × 60 عرض × 3 سمك) سم، والذي يمثل المرحلة الثانية للمنظومة (المرحلة المباشرة). يتلخص عمل المنظومة التبريد بسحب الهواء الخارجي بواسطة مروحة الطرد المركزي، حيث يمر هذا الهواء أولاً عبر أنابيب المبادل الحراري ليبرد تبريداً محسوساً (تبريد دون ترطيب)، ثم يمر بجهاز غسل الهواء ليبرد ويرطب بعد ذلك بجهز للحيز المراد تبريده. أنشئ برنامج حاسوبي بلغة فورتران (FORTRAN 90) للتنبؤ بأداء مبردة الهواء بالتبخير لمعرفة الظروف البيئية والتصميمية المناسبة للمنظومة، إذ أجريت دراسة لبعض المتغيرات لمعرفة تأثيرها على الأداء الحراري للمنظومة متمثلة بتأثير تغير معدل التدفق الحجمي للهواء إذ غيرت من (750 cfm) إلى (2000 cfm)*، هذا فيما يخص الجانب الجاف، أما فيما يتعلق بالجانب الرطب فقد غيرت من (750 cfm) إلى (2500 cfm)، تغيير طول الأنبوب إذ تم تغييره من (20 cm) إلى (45 cm)، وتغيير قطر الأنبوب من (0.5 cm) إلى (3 cm)، هذا في ما يتعلق بالمتغيرات التصميمية. بالنسبة للمتغيرات البيئية فقد درس تأثير تغير درجة حرارة البصلة الجافة والرطوبة للهواء على الأداء للمنظومة. أجريت الدراسة العملية للمنظومة في جامعة تكريت التي تقع على خط استواء (34.35°N؛ 43.37°E)، لمعرفة مدى ملائمة الظروف الجوية للمنطقة لعمل هذه المنظومة، حيث أجريت التجربة في

أواخر شهر آب وليومين متتاليين وعلى مدى 24 ساعة من القراءات. وبينت النتائج إن أفضل كمية للهواء المجهز والتي عندها يتحقق أفضل أداء للمنظومة هي (750 cfm) للجانب الجاف، في حين للجانب الرطب كانت (1000 cfm)، كذلك عندما يكون القطر بحدود (1-1.5 cm)، والطول للأنبوب (45 cm). وأظهرت النتائج أيضا إمكانية عمل هذه المنظومة للمنطقة المذكورة لكونها تتميز بمناخها الحار والجاف صيفا، إذ إن كفاءة المبردة بالتبخير تزداد للأجواء الحارة والجافة بنسبة 80%.

الكلمات الدالة: منظومة التبريد، درجة الحرارة الجافة، التبريد التبخيري، التبخير غير المباشر، الحشوة الرطبة.

البيانات السكنية والتجارية والبيوت الزجاجية ومخازن الخضار وغيرها من التطبيقات وتطبيق آخر مهم لمنظومات التبريد بالتبخير، هو تبريد الهواء المار الى ضاغطات التوربينات الغازية في محطات توليد الطاقة، حيث أن هذه الميزة تحسن الكفاءة الحرارية لمحطات توليد الطاقة بتخفيض درجة حرارة الهواء وزيادة رطوبته النسبية وتنقية الهواء من الشوائب العالقة به [1].

المبردات التي تعتمد مبدأ التبخير قد زاد اهتمام الباحثين بها مؤخرا، بسبب قلة استهلاكها للطاقة مقارنةً بأنظمة التبريد الانضغاطية الأخرى التي تعتمد على مبدأ انضغاط البخار التي تستخدم (الفرينون والأمونيا)، التي تؤثر على صحة الأسنان وطبقة الأوزون [2]، وكلفتها الابتدائية المنخفضة وسهولة التركيب والتشغيل والصيانة. بالإضافة إلى، هذه الأنظمة التبخيرية تستخدم الماء كمائع للتبريد وهو متوفر طبيعيا وصادق للبيئة، ثم إن هناك ميزة مهمة لاستخدام الماء في هذه المنظومات فهي تنقي الهواء من الغبار والأتربة والبكتريا فهي تغسل خارجا بواسطة غاسله الهواء (الحشوة الرطبة) قبل دخوله الى الحيز المراد تبريده [3].

تتقسم طرق التبريد بمبدأ التبخير إلى ثلاثة أقسام:

التبريد بالتبخير المباشر (DEC)

وتسمى المبردات الصحراوية، وآلية عملها تتم بتبخير الماء أثناء مرور تيار هواء غير مشبع من خلال الوسادة الرطبة للمنظومة، (شكل 1، الخط b-c) إذ أن التلامس المباشر للهواء والماء يؤدي إلى حدوث انتقال للحرارة والكتلة، وبالنتيجة تخفيض درجة حرارة البصلة الجافة للهواء وزيادة محتوى الرطوبة بثبوت درجة حرارة البصلة الرطبة، التي هي انخفاض الحرارة المحسوسة للهواء (الانخفاض في درجة حرارة البصلة الجافة) وزيادة الحرارة الكامنة (الرطوبة) [4]، أي أن التبريد بالتبخير المباشر لا يقلل محتوى الطاقة الكلي للهواء، وإنما يغير شكل واحد من محتوى الطاقة الى شكل آخر ومن السليبات الرئيسية لمبردات الهواء بالتبخير المباشرة:

1. بخار الماء يضاف الى الهواء، بالنتيجة زيادة في محتوى الرطوبة للحيز المبرد.
2. سعة التبريد محدودة بدرجة حرارة البصلة الرطبة للهواء المحيط.

يمكن أن تعالج هذه السليبات باستخدام التبريد بالتبخير غير المباشر.

التبريد بالتبخير غير المباشر (IEC)

الحرارة تنتقل من هواء حار وجاف الى هواء أقل حرارة ورطب خلال عملية انتقال الحرارة للسطح الفاصل. أي أن عملية التبريد تتم دون حدوث تلامس مباشر بين المائعين وهذه العملية تسمى بالتبريد المحسوس، إذ يبرد الهواء دون اضافة رطوبة اليه [5]. أجريت دراسة لبيان تأثير المبادل الحراري على أداء منظومة التبريد ذات التبخير غير المباشر [6] إذ تم تصنيع المبادل الحراري من النحاس بعدد 15 أنبوبا، قطر الأنبوب 1 سم وارتفاعه 60 سم. في شهر يناير للعام 2014، وجد أن كفاءة التبريد تكون عالية للأوقات التي تكون فيها درجات الحرارة عالية. كما أجريت دراسة عددية [7] على مبادل حراري من نوع متعاكس الجريان كوحدة تبريد تبخيري غير مباشرة لمدى من الظروف التصميمية تحقيق أعظم أداء لهذه المنظومة. وتمثلت هذه الظروف بسرعة الهواء الداخل للمبادل بحدود تتراوح بين (-0.5 إلى 0.3) m/s، وارتفاع ممر الهواء 6 mm، ونسبة الطول إلى

الرموز

A	المساحة السطحية (m ²)
Dh	القطر الهيدروليكي لأنبوب المبادل (m)
V*	سرعة الهواء (m/s)
qc	سعة التبريد (w)
q1	الحرارة المنقولة من الجانب الجاف للمبادل (w)
q2	الحرارة المنقولة من الجانب الرطب للمبادل (w)
L1	طول الأنبوب للمبادل الحراري (m)
L2	عرض المبادل الحراري (m)
L3	ارتفاع المبادل الحراري (m)
h	ارتفاع الحشوة الرطبة (m)
w	عرض الحشوة الرطبة (m)
t	سمك الحشوة الرطبة (m)
Hfg	الحرارة الكامنة للتبخير (J/Kg _w)
Cp	السعة الحرارية (J/K _{dry air} . °C)
M_{we}	معدل تبخر الماء (kg/s)
Mw	معدل التدفق الكتلي للماء (kg/s)
Q	معدل التدفق الحجمي للهواء (m ³ /s)
X_f	المسافة بين الزعانف (m)
Nt	عدد الأنابيب للمبادل الحراري
Nf	عدد الزعانف للمبادل الحراري
W	محتوى الرطوبة (Kg _{moisture} / Kg _{dry air})
TW	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء (°C)
TD	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء (°C)
Tw	درجة حرارة الماء (°C)

الرموز الاغريقية

δ	سمك الصفيحة
ρ	الكثافة الجزئية للهواء

الرموز الدليلية السفلية

we	الماء المتبخر
b	القاعدة
f	الزعنفة
i	الدخول
o	الخروج
a	الهواء الجاف

dry الجانب الجاف

wet الجانب الرطب

p الحشوة الرطبة (الحلقة)

HE المبادل الحراري

T الكلية

t الأنبوب

1. المقدمة

إن أنظمة تبريد الهواء بالتبخير قد استخدمت بنجاح في العديد من التطبيقات، التي تتضمن تبريد أو تبريد وترطيب

الموازنة الحرارية والمعادلات الرياضية

لعمل موازنة الكتلة والموازنة الحرارية لعملية انتقال الحرارة والكتلة في المبادل الحراري سنفترض الآتي:

- 1- لا وجود لتبادل حراري مع المحيط الخارجي.
- 2- الحرارة تنتقل بأكملها من الجانب الجاف الى الجانب الرطب دون وجود خسائر.
- 3- إهمال المقاومة الحرارية لصفائح المبادل الحراري، على اعتبار سمك الصفائح قليل (0.12 mm) والموصلية الحرارية لها عالية.
- 4- إهمال المقاومة الحرارية لطبقة الماء التي تغطي أسطح صفائح المبادل من جانب القنوات الرطبة لكون سمكها قليل جدا ولا يتجاوز (mm 0.25).

واستناداً على الفرضيات أعلاه تكون الموازنة الحرارية للمبادل الحراري كالآتي [10]:

$$q_1 + \dot{M}_{we} * Cp_w * Tw_i + q_2 = \dot{M}_{we} * H_{fg} + (\dot{M}_w - \dot{M}_{we}) * Cp_w * Tw_o \quad (1)$$

ولكون الفرق في درجة الحرارة للماء بين الدخول والخروج قليله وكذلك كمية الماء قليلة بالمقارنة مع كمية الهواء، تصبح المعادلة أعلاه وفق الآتي:

$$q_1 + q_2 = \dot{M}_{we} * H_{fg} \quad (2)$$

وبسبب كون الحرارة تنتقل بأكملها من الجانب الجاف الى الجانب الرطب دون خسائر تصبح كما يلي:

$$q_1 = q_2 = q_c = \dot{M}_{we} * H_{fg} \quad (3)$$

2. العلاقات الرياضية

يتم استخدام المعادلات الرياضية المناسبة لإجراء الحسابات لجميع اجزاء المنظومة.

وتبدء بإجراء الحسابات لمساحات المبادل الحراري وفق الآتي:

1) حساب المساحة السطحية للتبخر من المبادل الحراري وذلك عن طريق حساب مساحة القاعدة والمساحة السطحية للصفائح وكما في المعادلات الآتية [11]:

أ- حساب مساحة القاعدة للمبادل الحراري:

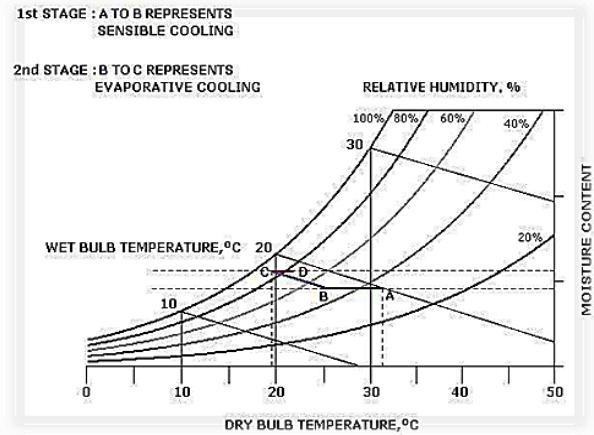
$$A_b = \pi d_o (L_1 - \delta N_f L_1) N_t + 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) \quad (4)$$

ب- حساب المساحة السطحية للزعانف:

$$A_f = 2 \left[L_2 L_3 - \left(\frac{\pi d_o^2}{4} \right) N_t \right] N_f L_1 + 2 L_3 \delta N_f L_1 \quad (5)$$

ج- حساب المساحة السطحية الكلية للتبخر عبر المبادل الحراري:

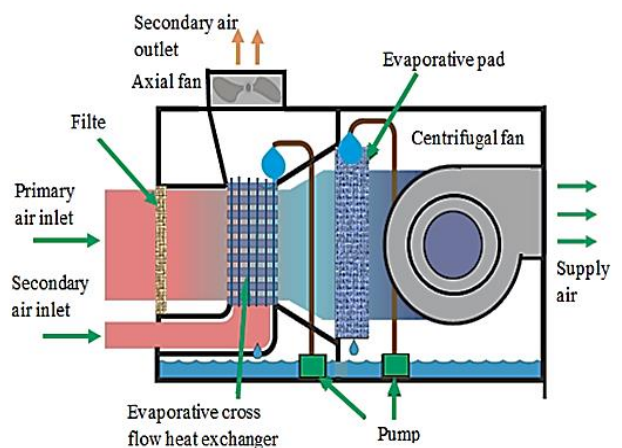
ارتفاع ممر الهواء هي 200، واستنتجوا أن المنظومة عند هذه الظروف تعطي فاعلية بصله رطبة حتى 1.3 للأجواء البريطانية. تتم عملية التبريد المحسوس من خلال مرور جزء من الهواء عبر الجانب الرطب بالماء (الزعانف)، اما جانب الأنابيب الجاف للمبادل الحراري فيفقد الهواء المار فيه جزءاً من حرارته الى الجانب الرطب نتيجة تبخر الماء في القنوات الرطبة فتتخفض درجة حرارته مع بقاء محتوى الرطوبة ثابت (الخط a-b، شكل 1).



شكل 1: يوضح إجراء التبريد بالتبخير على المخطط المبردي [8].

التبريد بالتبخير ذي المرحلتين (IEC/DEC)

طور نموذجاً رياضياً [9] بالاعتماد على معادلات حفظ الكتلة، والزخم، والطاقة وأظهرت النتائج أن مبردة الهواء ذات المرحلتين يمكن أن تحسن الظروف الحرارية للحيز عندما تكون ظروف الهواء الخارجية بدرجة حرارة ورطوبة نسبية تتراوح بين (34-54°C) و(10-60%) على التوالي. في هذا النوع من أنظمة التبريد التي تعتمد مبدأ التبخير، كل من درجة الحرارة الجافة والرطوبة للهواء تنخفض بثبوت نسبة الرطوبة أو محتوى الرطوبة في مرحلة التبريد غير المباشر بواسطة المبادل الحراري قبل مروره الى مرحلة التبريد بالتبخير المباشر شكل 2.



شكل 2: منظومة التبريد بالتبخير ذات المرحلتين

هذه المنظومة هي المعنية بالبحث، وتعني إعادة تبريد الهواء دون ترطيب قبل أن يبرد بواسطة التبخير المباشر (الخط a-b-c، شكل [1])، فهي عملية جامعة لعملية التبريد بالتبخير غير المباشر ثم التبريد بالتبخير المباشر.

ويحسب ضغط الهواء الجاف (P_{da}) من العلاقة الآتية:

$$P_a = P_B - P \quad (14)$$

والآن نحسب محتوى الرطوبة للهواء الخارج من الجانب الرطب للمبادل وكما يلي:

$$W_{of} = W_i + \left(\frac{\dot{M}_{we}}{\dot{m}_{ad}} \right) \quad (15)$$

(7) حساب الرطوبة النسبية للهواء الخارج من المبادل الحراري [16]:

أ- الرطوبة النسبية للهواء الخارج من الجانب الجاف للمبادل الحراري:

$$\phi_{ot} = \left[\frac{P_B * W_i}{(0.622 + W_i) * P_{sot}} \right] \quad (16)$$

ب- الرطوبة النسبية للهواء الخارج من الجانب الرطب للمبادل الحراري:

يحسب كما في العلاقة الآتية [16]:

$$\phi_{of} = \left[\frac{P_B * W_{of}}{(0.622 + W_{of}) * P_{sof}} \right] \quad (17)$$

الحسابات المتعلقة بالخشوة الرطبة (الحلقة):

(8) حساب المساحة الكلية المرطبة لتبخر الماء عبر الخشوة الرطبة لمرحلة المباشر [16]:

$$A_{TP} = A_P * V_P \quad (18)$$

حيث يمثل (A_P) مساحة الخشوة الرطبة للمتر المكعب (area densities) وهي تجريبيًا وجدت $503 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

بينما يمثل (V_P) حجم الخشوة الرطبة ويحسب عن طريق المعادلة الآتية:

$$V_P = h * w * t \quad (19)$$

(9) حساب سرعة الهواء المار عبر الخشوة الرطبة [16]:
تحسب بعد أن يتم حساب مساحة الوجه للخشوة لمرور الهواء من خلالها وكما يلي:

$$A_{FP} = h * w \quad (20)$$

$$V_P^* = \frac{Q_{dry}}{A_{FP}} \quad (21)$$

(10) حساب كمية الماء المتبخر عبر الخشوة الرطبة:
تحسب وفق المعادلة (7) وكما يلي:

$$\dot{M}_{wep} = \frac{V_P * A_{TP} * (W_S - W)}{3600} \quad (22)$$

$$V_P = (25 + 19 * V_P^*) \quad (23)$$

(11) حساب محتوى الرطوبة للهواء الخارج من الخشوة الرطبة:
ويحسب كما في معادلة (15) وكالاتي:

$$W_{op} = W_i + \left(\frac{\dot{M}_{wep}}{\dot{m}_{ad}} \right) \quad (24)$$

(12) حساب سعة التبريد للهواء الخارج من الخشوة الرطبة:

$$A_{HE} = A_b + A_f \quad (6)$$

(2) حساب كمية الماء المتبخر من المبادل الحراري [12]:

تحسب كمية الماء التي تبخرت من أسطح المبادل الحراري وبعد أن تمت معرفة المساحة السطحية للمبادل الحراري وسرعة الهواء المار عبر الجانب الرطب وفق المعادلة الآتية:

$$\dot{M}_{we} = \frac{V * A * (W_S - W)}{3600} \quad (7)$$

حيث يمثل (V) معامل التبخير ويحسب من المعادلة التجريبية الآتية:

$$V = (25 + 19 * V_{wet}^*) \quad (8)$$

(3) حساب سعة التبريد [13]:

بعد إن تم احتساب المحتوى الحراري للتبخر (H_{fg}) ومعدل الماء المتبخر (\dot{M}_{we}) يتم حساب سعة التبريد للمنظومة بوحدة (W) وهي كما يلي:

$$q_c = \dot{M}_{we} * H_{fg} \quad (9)$$

(4) حساب درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارج من الجانب الجاف للمبادل الحراري:

بعد إن تم حساب سعة التبريد لمرحلة غير المباشر يتم حساب درجة الحرارة الجافة للهواء الخارج من الأنابيب للمبادل الحراري بالاستفادة من العلاقة الآتية:

$$q_c = Q * \rho_m * C_{p_m} * (TD_i - TD_o) \quad (10)$$

حيث تصبح المعادلة أعلاه لدرجة الحرارة الخارجة من الجانب الجاف للمبادل الحراري كالاتي:

$$TD_{ot} = \left(\frac{(Q_{dry} * \rho_m * C_{p_m} * TD_i) - q_c}{Q_{dry} * \rho_m * C_{p_m}} \right) \quad (11)$$

(5) حساب درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء المحيط [14]:

تحسب درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء المحيط وذلك بالاعتماد على درجة حرارة البصلة الجافة للهواء ورطوبته النسبية وكالاتي:

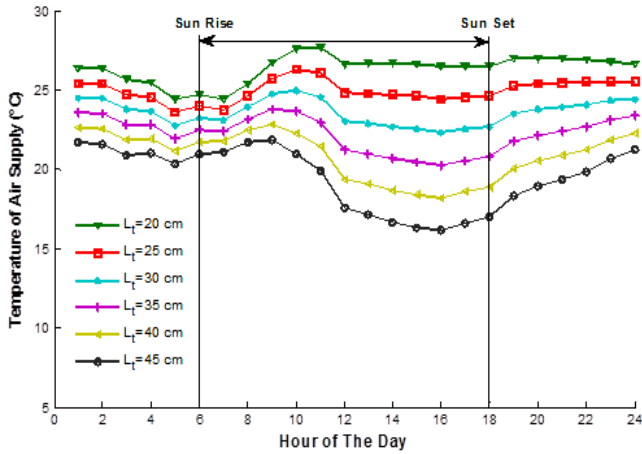
$$TW = TD * \text{atan}[0.151977 * (\phi\% + 8.313659)^{1/2}] + \text{atan}(TD + \phi\%) - \text{atan}(\phi\% - 1.676331) + 0.00391838 * (\phi\%)^{3/2} * \text{atan}(0.023101 * \phi\%) - 4.686035 \quad (12)$$

(6) حساب محتوى الرطوبة للهواء الخارج من الجانب الرطب للمبادل الحراري [15]:

يمكن حساب محتوى الرطوبة للهواء الخارج من الجانب الرطب للمبادل الحراري وذلك بعد أن يتم حساب كتلة الهواء الجاف (\dot{m}_{ad}) في الهواء الرطب وكما في المعادلات الآتية [13]:

$$\dot{m}_{ad} = (P_a * Q_{wet}) / (R_a * TD_i) \quad (13)$$

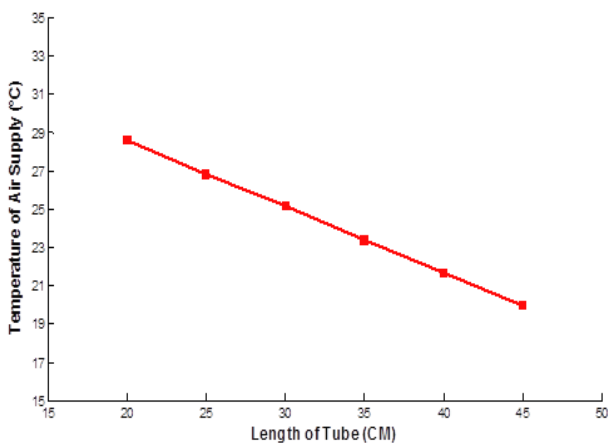
ليسجل أقل درجة حرارة عند نفس الزمن للأطوال الأخرى ثم يزداد ليسجل أعلى درجة حرارة عند الساعة 9 صباحاً ثم يعود متناقصاً بتغير طفيف بخط شبه مستقيم حتى الساعة 5 مساءً بعدها يتناقص كذلك بشكل طفيف بخط شبه مستقيم مستمراً إلى آخر قراءة عند الساعة 11 مساءً.



شكل 3: تأثير تغير طول الأنابيب على درجة الحرارة
المجهزة بثبوت ($D_t = 1.5 \text{ cm}$)
($Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}$, $Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$)

يعود سبب هذا الاختلاف في درجة الحرارة للمجهزة للحيز كونها تعتمد في حسابها على درجة الحرارة الخارجة من الأنابيب والتي تمر بعد ذلك بالحشوة الرطبة والتي تقوم بتبريد وترطيب الهواء الخارج ليمثل درجة حرارة الهواء المجهز والذي يكون بدرجة حرارة أقل من تلك الخارجة من الجانب الجاف والرطب للمبادل الحراري.

بشكل عام، زيادة طول الأنابيب تعطي أفضل أداء للمبردة بالتبخير وخصوصاً للأوقات التي تكون فيها درجات الحرارة المحيطية عالية، وكما يظهر ذلك من شكل 4 الذي يبين العلاقة العكسية بين طول الأنابيب ودرجة الحرارة المجهزة للحيز والتي أخذت عند الساعة الثانية بعد الظهر، حيث تقل درجة الحرارة كلما زاد طول الأنابيب.



شكل 4: العلاقة بين تغير طول الأنابيب ودرجة الحرارة المجهزة بثبوت

$$D_t = 1.5 \text{ cm}, Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}, Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$$

أما من حيث تأثير طول الأنابيب على الرطوبة النسبية للهواء المجهز. نلاحظ من شكل (5) الذي يبين العلاقة بينهما وللأسبوع الثانية بعد الظهر أن العلاقة تكون طردية، حيث بزيادة طول الأنابيب تزداد الرطوبة النسبية للهواء الخارج. وسبب هذا،

يحسب بنفس الطريقة المتبعة في الحساب للمبادل الحراري في المعادلات (11,9) وكما يلي:

$$q_{cp} = \dot{M}_{wep} * H_{fg} \quad (25)$$

$$TD_{op} = \left(\frac{(Q_{dry} * \rho_m * C_{p_m} * TD_{ot}) - q_{cp}}{Q_{dry} * \rho_m * C_{p_m}} \right) \quad (26)$$

(13) حساب الرطوبة النسبية للهواء الخارج من الحشوة الرطبة: تحسب كما في معادلة (17) وكالاتي:

$$\phi_{op} = \left[\frac{P_B * W_i}{(0.622 + W_i) * P_{sop}} \right] \quad (27)$$

(14) حساب الفعالية إلى درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء المحيط [17]:
أ- للمبادل الحراري

$$\eta_{wbHE} = \left[\frac{TD_i - TD_{ot}}{TD_i - TW} \right] * 100 \quad (28)$$

ب- للحشوة الرطبة

$$\eta_{wbp} = \left[\frac{TD_{ot} - TD_{op}}{TD_{ot} - TW_{ot}} \right] * 100 \quad (29)$$

ج- للمنظومة ككل

$$\eta_{wbT} = \left[\frac{TD_i - TD_{op}}{TD_i - TW} \right] * 100 \quad (30)$$

(15) حساب سعة التبريد للمنظومة كاملة [17]:

بعد إن تم إيجاد درجات الحرارة الخارجة للمنظومة نستطيع الآن احتساب السعة الكلية للتبريد من العلاقة الآتية:

$$q_c = Q_{dry} * \rho_m * C_{p_m} * (TD_i - TD_{op}) \quad (31)$$

3. النتائج والمناقشة

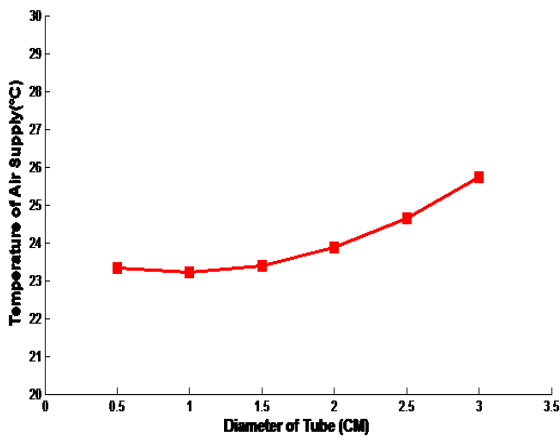
تمت دراسة المتغيرات والعوامل الرئيسية التي لها تأثير كبير على أداء التبريد للمنظومة المستخدمة التي تعتمد مبدأ التبخير على مرحلتين، وبحسب الظروف البيئية للقطر خلال فصل الصيف، حيث تمت دراسة تأثير تغير كل من طول وقطر الأنابيب للمبادل الحراري المصنع ومعدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي المار عبر أنابيب المبادل الحراري والحشوة الرطبة ومعدل التدفق الحجمي للهواء الثانوي المار عبر الزعانف للجانب الرطب للمبادل الحراري.

تأثير تغير طول الأنابيب للمبادل الحراري

إن لطول الأنابيب للمبادل الحراري تأثير كبير على الأداء لمنظومة التبريد، تمت الدراسة لأطوال مختلفة تتراوح بين (20-45 cm) وبمقدار تزايد (5 cm) في كل مره يتم فيها تغيير طول الأنابيب. يبين شكل(3)، تأثير هذا التغير على حالة الهواء المجهز على مدى 24 ساعة من اليوم عند تغير أطوال الأنابيب للقيم المذكورة و بثبوت المتغيرات الأخرى عند قطر للأنبوب (1.5 cm) ومعدل تدفق حجمي للهواء الرئيسي والثانوي عند (1250 cfm) و(1500 cfm) على التوالي، مع بقاء ظروف الهواء المحيط متغيرة كظروف تشغيلية بعد مروره بالجانب الجاف للمبادل الحراري ثم الحشوة الرطبة، نلاحظ أن المنحني يبدأ بالتناقص حتى الساعة 4 صباحاً ثم يعود ليزداد حتى الساعة 8 صباحاً ليسجل عندها أعلى قراءة للأنابيب ذات الأطوال (35,40,45 cm) بعدها يتناقص من جديد ليسجل أقل درجة حرارة عند الساعة الثانية بعد الظهر ثم يعود نحو الزيادة مره اخرى بشكل طفيف ومستمر حتى الساعة 11 مساءً، في حين نلاحظ أنه للأطوال (20,25,30 cm) يبدا المنحني متناقصاً

كذلك أن الفرق لدرجات الحرارة المجهزة عند تغيير اقطار الأنابيب ليس كبيراً، إذ يلاحظ ومن الشكل أقل درجات الحرارة الخارجة عند قطر 1 cm وأعلىها عند قطر 3 cm وبثبوت المتغيرات الأخرى.

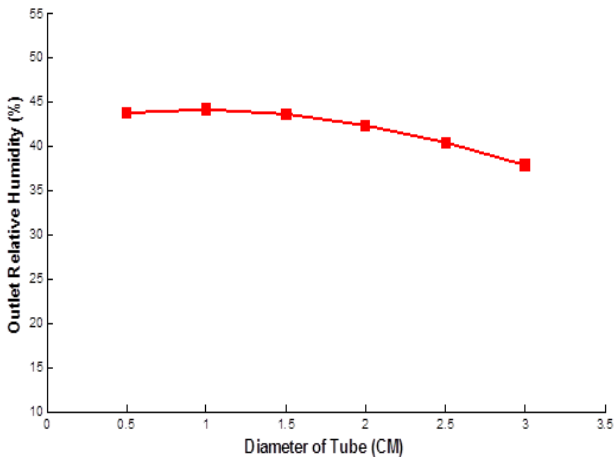
رغم العلاقة العكسية بين القطر للأنبوب وسرعة الهواء المار نلاحظ الزيادة في درجات الحرارة الخارجة عند زيادة القطر للأنبوب وكما موضح في شكل 7 بعلاقة طردية تبدأ من قطر (1.5 cm وحتى 3) وهذا تدخل به المتغيرات التصميمية الأخرى للمبادل الحراري، حيث وجد أنه المساحة السطحية الكلية للتبخير من المبادل الحراري وكمية الماء المتبخر. كذلك سعة التبريد قد زادت عند قطر 1 cm وقلت عند قطر 1.5 cm تدريجياً حتى قطر 3 cm، وبسبب هذا كانت درجة الحرارة المجهزة أعلى، حيث تعتمد درجة الحرارة الخارجة في حسابها على سعة التبريد. زيادة القطر للأنبوب بشكل غير مدروس ممكن أن تؤثر سلباً على الأداء.



شكل 7: العلاقة بين تغير قطر الأنبوب ودرجة الحرارة المجهزة بثبوت

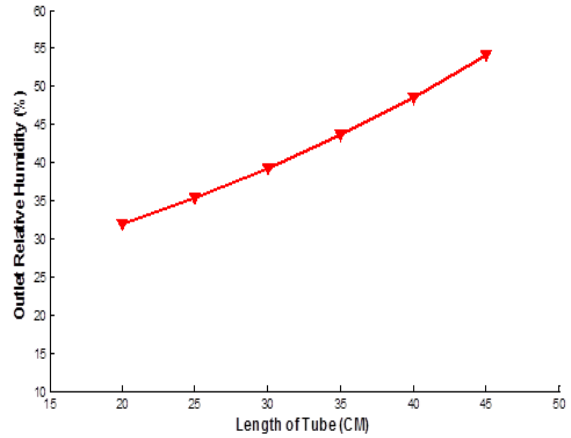
$$L_t = 35 \text{ cm}, Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}, Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$$

أما لتأثير القطر للأنبوب للمبادل الحراري على الرطوبة النسبية للهواء المجهز يوضح في شكل 8، حيث تظهر العلاقة العكسية بينهما كلما زاد القطر قلت الرطوبة النسبية الخارجة وبثبوت المتغيرات الأخرى، وهذا يعتمد على درجة الحرارة الخارجة للهواء وبحسب العلاقة معها وكما مبين في المخطط المصدري شكل 1، لكون درجة الحرارة المجهزة تكون أعلى عند زيادة القطر للأنبوب وكما تم توضيحه سابقاً، تقل كذلك الرطوبة النسبية للهواء الخارج بثبوت محتوى الرطوبة للهواء.



شكل 8: تغير قطر الأنبوب مع الرطوبة النسبية للهواء المجهز بثبوت

كلما انخفضت درجة الحرارة المجهزة زادت الرطوبة النسبية (بثبوت محتوى الرطوبة للتبريد المحسوس، مع زيادة محتوى الرطوبة للتبريد الكامن) وكما يظهر ذلك من المخطط المصدري في شكل 1. زيادة طول الأنبوب تعني انخفاض درجة الحرارة وزيادة الرطوبة النسبية للهواء المجهز.

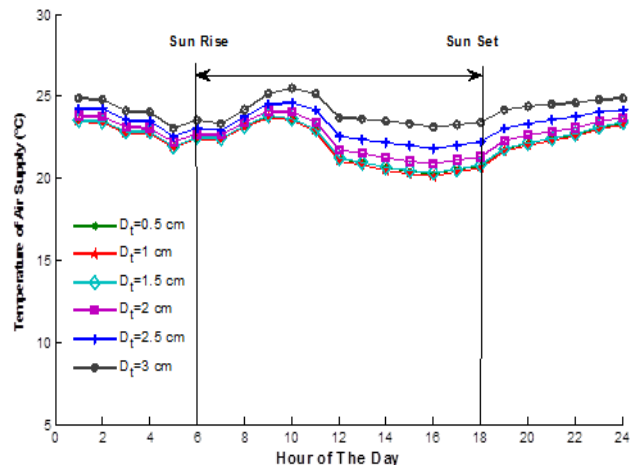


شكل 5: تغير الرطوبة النسبية للهواء المجهز مع طول الأنبوب بثبوت

$$D_t = 1.5 \text{ cm}, Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}, Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$$

تأثير تغير قطر الأنابيب للمبادل الحراري

يبين شكل 6 تأثير تغير القطر للأنبوب للمبادل الحراري على درجة الحرارة المجهزة وعلى مدار 24 ساعة من اليوم، والتي أخذت بقيم متغيرة للأقطار تتراوح بين (0.5 – 3 cm)، وبمقدار تزايد (0.5 cm) عند كل زيادة وبثبوت المتغيرات الأخرى. ونلاحظ أن الانخفاض في درجة الحرارة يستمر حتى الساعة 4 صباحاً بتغير طفيف نحو الزيادة حتى الساعة 6 صباحاً ثم تعود درجة الحرارة لترتفع حتى تبلغ أعلى قيمة لها عند الساعة 9 صباحاً ثم تعود نحو الانخفاض بخط شبه مستقيم متمثل بتغير طفيف بين الزيادة والنقصان في درجات الحرارة حتى الساعة 2 بعد الظهر مسجله عندها أكبر انخفاض في درجة الحرارة وبعدها تعود مرتفعة بتغير طفيف ومستمر حتى 11 مساءً.

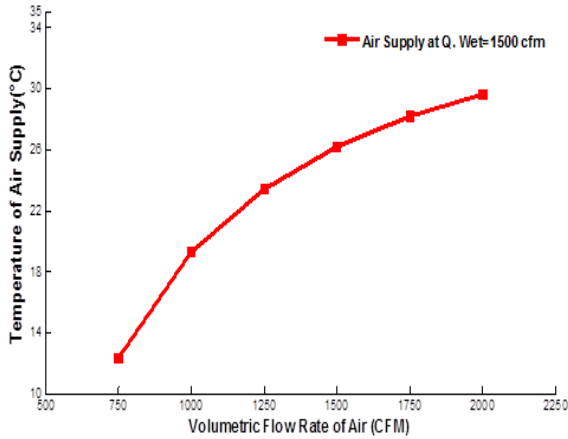


شكل 6: تأثير تغير قطر الأنابيب على درجة الحرارة المجهزة بثبوت

$$L_t = 35 \text{ cm}, Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}, Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$$

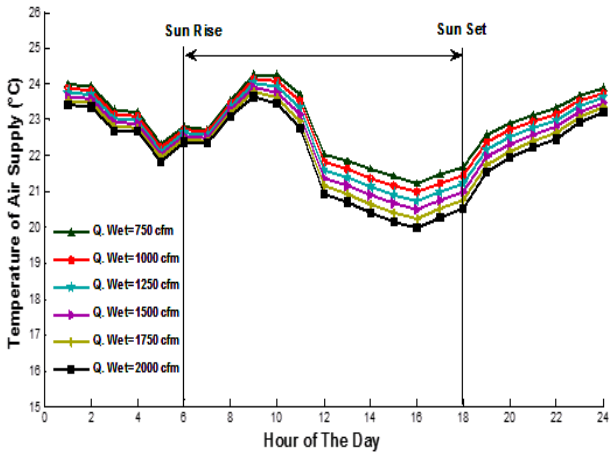
يمكن تفسير السبب بأنه للمبردات التي تعتمد مبدأ التبخير، يتحسن الأداء لها عند الدرجات الحرارة العالية، فكلما زادت درجة الحرارة الداخلة للمنظومة قلت درجة الحرارة الخارجة. يلاحظ

كلما كان معدل التدفق لهواء التشغيل أكبر كانت حالة الهواء المجهزة أفضل (أي أن العلاقة عكسية)، حيث تكون أقل درجات حرارة مجهزة عند (2000 cfm) وأعلىها عند (750 cfm) على عكس معدل التدفق للهواء الرئيسي في شكل 9. هذا يمكن تفسيره بسبب أن الهواء المار عبر الزعانف للجانب الرطب سيختر كمية قليلة من الماء والتي يكون في حالة تلامس مباشر معها، مما يسمح بزيادة الحرارة المنتقلة من الجانب الجاف الى الجانب الرطب بالحمل والتوصيل عند معدلات تدفق هواء رئيسي قليل.



شكل 10: العلاقة بين تغير معدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي ودرجة الحرارة الخارجة بثبوت ($L_t = 35 \text{ cm}$, $D_t = 1.5 \text{ cm}$)

على العموم يكون التدفق الحجمي لهواء التشغيل بما يحقق الأداء الأفضل للمنظومة عندما يكون بمعدلات تدفق أعلى من تدفق الهواء الرئيسي.



شكل (11) تأثير تغير معدل التدفق الحجمي للهواء الثانوي على درجة الحرارة المجهزة بثبوت ($D_t = 1.5 \text{ cm}$, $L_t = 35 \text{ cm}$, $Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}$)

4. الاستنتاجات

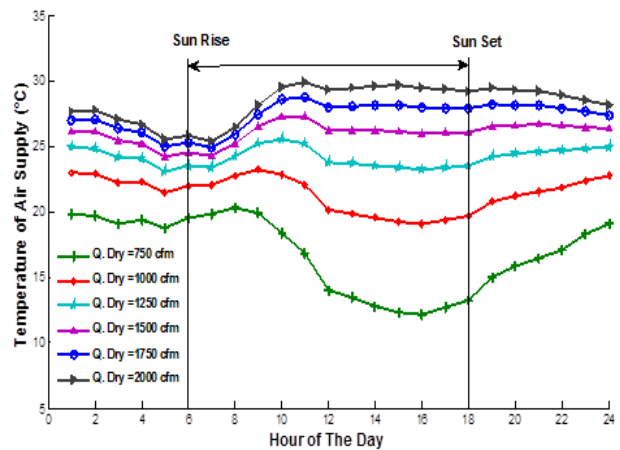
نستنتج من هذه الدراسة ما يأتي:

1- كلما قل معدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي قلت درجة الحرارة المجهزة اي زيادة فعالية التبريد للمنظومة إلى درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء. يفضل أن يكون معدل التدفق بحدود (1000 cfm).

$$L_t = 35 \text{ cm}, Q_{dry} = 1250 \text{ cfm}, Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$$

تأثير معدل التدفق الحجمي للهواء

يعد معدل التدفق الحجمي للهواء واحد من العوامل التي لها تأثيرا كبيرا على أداء منظومة التبريد، إذ أن زيادة معدل تدفق الهواء تعني زيادة سرعته وبالتالي تؤثر على كمية الحرارة المنتقلة بين الهواء والماء. تم تغيير معدل التدفق للهواء الرئيسي والثانوي ولست حالات بمدى يتراوح بين (750-2000 cfm) وبمقدار تزايد قدره (250 cfm) عند كل تغيير، حيث بثبت التدفق الحجمي للهواء الثانوي عند (1500 cfm) عند دراسة تغير التدفق للهواء الرئيسي وبثبت التدفق للهواء الرئيسي عند (1250 cfm) عند دراسة التدفق للهواء الثانوي. بالإضافة إلى، ثبوت المتغيرات الأخرى عند (35 cm طول و 1.5 cm قطر للأنبوب).



شكل 9: تأثير تغير معدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي على درجة الحرارة المجهزة للحيز بثبوت ($D_t = 1.5 \text{ cm}$, $L_t = 35 \text{ cm}$, $Q_{wet} = 1500 \text{ cfm}$)

يتضح من شكل 9 الذي يبين تأثير معدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي على حالة الهواء المجهز وعلى مدار يوم كامل. يكون المنحني متناقص حتى الساعة 4 صباحا ثم يتزايد من جديد حتى الساعة 9 صباحا لمعدلات التدفق (750, 1000, 1250 cfm) على التوالي ثم يتناقص مرى أخرى حتى يبلغ أقل مقدار للانخفاض عند الساعة الثانية بعد الظهر بعدها يتوجه نحو الزيادة من جديد ومستمرأ حتى 11 مساءً. بينما لمعدلات التدفق (من 1500 الى 2000 cfm) يتناقص حتى الساعة 6 صباحا بعدها يزداد ليبلغ ذروته عند الساعة 10 صباحا ثم يعود ليتناقص من جديد بشكل طفيف ومستمر يشبه الخط المستقيم حتى آخر اليوم. يلاحظ من الشكل ايضا عند أقل معدل للتدفق وبالأوقات التي تكون فيها درجة حرارة المحيط عالية تكون درجات الحرارة الخارجة أقل ما يمكن بسبب تحسن أداء منظومة التبريد بالتبخير في هذه الظروف.

يبين شكل 10 العلاقة الطردية بين معدل التدفق الحجمي ودرجة الحرارة المجهزة عند الساعة 2 بعد الظهر، حيث بزيادة معدل التدفق الحجمي للهواء تزداد درجة الحرارة. وهذا يفسره ما ذكر سابقا، حيث لمعدل تدفق منخفض وبثبوت المتغيرات الأخرى يعني سرعة منخفضة للهواء وبالتالي وقت كافي للتبادل الحراري وبالنتيجة تخفيض أكبر لدرجة الحرارة الخارجة.

من الملاحظ أن تغيير معدل التدفق الحجمي للهواء الثانوي له تأثير أيضا على درجة الحرارة المجهزة، حيث نلاحظ من شكل 11 انه لمعدلات التدفق العالية عبر الجانب الرطب للمبادل وبثبوت معدل التدفق الحجمي للهواء الرئيسي عند (1250 cfm)،

cooling system. (M. Sc. Thesis), Sudan University of Science and Technology, Sudan.

- [7] Zhao, X., Li, J., & Riffat, S. (2008). Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 28(14-15), 1942-1951.
- [8] [8] Shallcross, D. (2012). *Handbook of Psychrometric Charts: Humidity diagrams for engineers*. Springer Science & Business Media.
- [9] Gilani, N., & Poshtiri, A. H. (2017). Thermal design of two-stage evaporative cooler based on thermal comfort criterion. *Heat and Mass Transfer*, 53(4): 1355-1374.
- [10] Pescod, D. (1968). Unit air cooler using plastic heat exchanger with evaporatively cooled plates. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*. 22(9): 22-26.
- [11] Shah, R. K. and Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- [12] Internet Source, https://www.Engineeringtoolbox.com/evaporation-water-surface-d_690.html.
- [13] الجودي، خالد أحمد. (1986). مبادئ هندسة تكييف الهواء والتثليج. العراق: دار الجامعة للطباعة والنشر والترجمة لجامعة البصرة.
- [14] Porumb, B., Ungureşan, P., Tutunaru, L. F., Şerban, A., & Bălan, M. (2016). A review of indirect evaporative cooling operating conditions and performances. *Energy Procedia*, 85(Jan.): 452-460.
- [15] Chen, P. L., Qin, G., Huang, Y. J., & Wu, H. (1989). A heat and mass transfer model for thermal and hydraulic calculations of indirect evaporative cooler performance.
- [16] Kulkarni, R. K. and Rajput, S.P.S.(2011). Theoretical performance analysis of indirect-direct evaporative cooler in hot and dry climates. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 3(2): 1239-1251.

2- إن لتغير درجة حرارة المحيط الجافة وعلى مدار اليوم تأثير كبير على أداء المنظومة حيث تزداد الكفاءة بزيادة درجة الحرارة الجافة للهواء المحيط.

3- قطر الأنبوب يؤثر على أداء المنظومة بشكل بسيط عند ثبوت المتغيرات الأخرى، ويلاحظ أن أفضل قطر يمكن استخدامه للتصميم يكون بين (1-1.5 cm).

4- يؤثر طول الأنبوب وبشكل كبير على أداء المنظومة، حيث بزيادة طول الأنبوب تزداد كفاءة التبريد. وينصح بطول 35 cm فما فوق.

5. التوصيات

- 1- دراسة تأثير درجة حرارة الماء لغرض مقارنة هذه النتائج مع نتائج هذا البحث.
- 2- دراسة تأثير طول الحشوة على أداء المنظومة.

5. المصادر

- [1] Zhao, X., Duan, Z., Zhan, C. and Riffat, S.B.(2009). Dynamic performance of a novel dew point air conditioning system for the UK climate. *International Journal of Low Carbon Technology*. 4(1): 27-35.
- [2] Han, J. C. (2013). Fundamental gas turbine heat transfer. *Journal of thermal science and engineering applications*, 5(2), 021007.
- [3] Ackermann, M. (2013). *Cool comfort: America's romance with air-conditioning*. Washington DC, USA: Smithsonian Institution.
- [4] Xuan, Y. M., Xiao, F., Niu, X. F., Huang, X., & Wang, S. W. (2012). Research and application of evaporative cooling in China: A review (I)–Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(5): 3535-3546.
- [5] Kim, M. H., & Jeong, J. W. (2013). Cooling performance of a 100% outdoor air system integrated with indirect and direct evaporative coolers. *Energy*, 52(April): 245-257.
- [6] Yousif, A. A. (2014). Effect of heat exchanger as a pre cooler on an evaporative