

دراسة تجريبية لمبادل حراري صفائحي كمبرد هواء

مدرس مساعد/احمد أديب عبد الواحد

رئاسة جامعة النهريين / القسم الهندسي

الخلاصة

لكون تبريد الهواء بإضافة الماء يكون محدداً بمدى معين من الرطوبة التي نستطيع إضافتها إليه والتي بدورها تعتمد على المحتوى الرطوبي للهواء لذلك يتم اللجوء إلى طريقة تبريد الهواء بالترطيب غير المباشر لذا يهدف البحث الحالي إلى دراسة موضوع انتقال الحرارة عبر أسطح مبادل حراري صفائحي متعامد الجريان ومعرفة الظروف المثلى المؤثرة على كفاءة الترطيب ومقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل . تم حساب فعالية الترطيب ومقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل ومدى تأثرهما بكل من تيارَي الهواء الرئيسي والثانوي حيث تم تثبيت كمية الهواء الثانوي مع تغيير كمية الهواء الرئيسي مرةً وتغيير ظروف الهواء الرئيسي الداخل عند معدل تدفق معين للهواء الرئيسي مرةً أخرى بعدما يتم تثبيت كمية الهواء الرئيسي مع تغيير كمية الهواء الثانوي مرةً وتغيير ظروف الهواء الرئيسي الداخل عند معدل تدفق معين للهواء الرئيسي مرةً أخرى , وللوصول إلى هذا الهدف تم استخدام جهاز مختبري تتوفر فيه إمكانية قياس معدلات تدفق الهواء ودرجات الحرارة للصلتين الجافة والرطبة عند مقاطع الدخول والخروج لكلا التيارين الرئيسي والثانوي

وجد إن زيادة كلاً من فعالية الترطيب ومقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل ترتبط بزيادة تدفق الهواء الثانوي ونقصان تدفق الهواء الرئيسي حيث تزداد فعالية الترطيب بنسبة 16% لتصل إلى 51% عند تغيير معدل تدفق الهواء الثانوي من صفر إلى 0.2kg/s وكذلك الحال بالنسبة لمقدار الطاقة الحرارية حيث تزداد بنسبة 35% لتصل إلى 1.15kW , كما إن فعالية الترطيب تقل بنسبة 12% عند زيادة معدل تدفق الهواء الرئيسي بنسبة 12% وكذلك الحال بالنسبة لمقدار الطاقة الحرارية حيث تقل بنسبة 21% لنفس نسبة النقصان في معدل التدفق أعلاه .

Experimental study of plate heat exchanger air cooler

ABSTRACT

As cooling air using water injection was limited by a range of humidity ratio so indirect humidification for air consider , this research take the study of heat transfer through a perpendicular plate heat exchanger to discover the influence optimum conditions on dehumidification efficiency and the amount of heat transfer energy across the plates of heat exchanger so calculating dehumidification efficiency and the amount of heat transfer energy across the plates of heat exchanger depending on the change of primary and secondary air flow rate using an experimental apparatus with an instruments for measuring air flow rate , dry bulb temperature and wet bulb temperature on air entry and exit sections , experimental procedure by fixing primary air mass flow rate with changing secondary air mass flow rate once and the condition of entering primary air

another time , also fixing secondary air mass flow rate with primary air mass flow rate once and the condition of entering primary air another time .

Results show that the increasing of both the dehumidification efficiency and the amount of heat transfer energy across the plates of heat exchanger depend on the increasing of secondary and decreasing of primary air flow rate , percentage of increasing dehumidification efficiency 16 when secondary air mass flow rate increase from 0 to 0.2 kg/s and percentage of increasing heat transfer 35 with above flow rate , percentage of decreasing dehumidification efficiency 12 when primary air mass flow rate increasing percentage 12 and percentage of increasing heat transfer 21 with above flow rate .

KEYWORD : air-cooler , dehumidification , heat exchanger , heat transfer , Two stage .

المقدمة

المبادلات الحرارية هي وسائل لنقل الطاقة الحرارية من احد الموائع إلى مائع آخر بدون حدوث عملية خلط بينهما , وتوجد أنواع عديدة للمبادلات مثل الصدفية والأنايبب shell & tubes والمبادلات الحرارية الصفحية plate واللولبية spiral وذوات السطوح المكشوفة scraped surface . كما إن المبادلات الحرارية هي جزء مهم لا يمكن الاستغناء عنه في كثير من المجالات الحيوية ، فالمرجل Boiler المستخدم في محطات توليد الطاقة الكهربائية أو المستخدم لتسخين المياه في منظومات التكييف ما هو إلا مبادل حراري والمبخر evaporator الجزء الفعال في منظومات التكييف والتبريد وبرج التبريد cooling tower المستخدم في منظومات التكييف أو المستخدم في صناعة الحديد والصلب هو عبارة عن مبادل حراري من النوع المفتوح كما إن هناك أجهزة موجودة في كل بيت يعتمد عملها على المبادلات الحرارية مثل الثلاجة المنزلية وكذلك المبردة التبخيرية أو مبردة الماء , وفي السيارة يتم تبريد الماء الحار المستخدم لتبريد المحرك بواسطة المبادلة الحرارية , وهكذا نرى المبادلات الحرارية هي العمود الفقري لكثير من الصناعات والأجهزة .

في المبادلات الحرارية الصفحية يتم وضع صفيحة رقيقة من المعدن بين مائعين ليتم عبرها نقل الطاقة الحرارية , ومن المعادن الشائعة الاستعمال لصنع هذه الصفائح : الحديد المغلون , التيتانيوم , النيكل , التيتاليوم .

تعتمد طريقة تبريد الهواء تبخيراً بمرحلتين على تبريد الهواء الخارجي إلى درجة حرارة اقل من الممكن تحقيقه بمرحلة واحدة مع حصىلة اقل للرطوبة المضافة إلى الحيز المكيف . بدأت محاولات pescod [Heat exchangers , 1988] منذ عام 1968 عندما كانت المبادلات الحرارية غالباً ما تصنع من المعادن إلا أن كلفة الصيانة وأسعار الإنشاء أدى إلى عدم نجاح هذا الأسلوب مما شجعه على تطوير المبادل الحراري لاستخدامه في منظومات التبريد غير المباشر وذلك باستعمال الصفائح لتشكل مسارين متعامدين لتياري الهواء وتستخدم دافعتين للهواء كذلك مضخة تدوير الماء ومنفت Nozzle يرش الماء فوق مسار تيار الهواء الثانوي والداخل من أسفل المبادل الحراري بحيث يقوم بتبريد الهواء الداخل للحيز المراد تكييفه ، بينما يطرح الهواء الثانوي للجو وبهذا الأسلوب بحث pescod ملائمة التبريد التبخيري غير المباشر لظروف مناخية مختلفة لقارة استراليا وتبين انه ملائم لمعظم أجواء استراليا ما عدا المناطق التي تزيد فيها درجة الحرارة البصلة الرطبة للهواء على 25 °C والجافة 36 °C .

في سنة 2002 نجحت شركة Canada Composting Inc [An experimental study of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling , 2002] بتطوير أداء المبادلات الحرارية الصفيحية ومنها أن تجعل إحدى صفائح المبادل على الأقل الكتروداً لتكوين حقل الكترودي لزيادة معدل انتقال الطاقة الحرارية ما بين مائع التثليج والمائع الناقل للحرارة , أما التصميم الثاني فيعتمد على إضافة جريان حلقي ويتم بتوسيع سطح الزعنفة لزيادة مساحة التبادل الحراري مع عمل فتحات شعاعية لحلقات الجريان لعمل اضطراب إضافي بالجريان وبالتالي زيادة التبادل الحراري .

وفي عام 2003 أثمرت الدراسات والأبحاث التي أجرتها شركة Davis Energy Group [development of an improved two-stage evaporative cooling system , 2004] على تحقيق الأهداف التي تطمح إليها وهي الأداء الأفضل مع تقليل كلفتي الإنشاء والتشغيل إضافةً إلى كمية أقل للرطوبة داخل الحيز المكيف وذلك عن طريق جعل عرض المبادلات حراً مع تغيير موقع المحرك الكهربائي.... الخ .

الفرضيات

- يتناول هذا البحث تحليل تصرف مبادل حراري صفائحي يستخدم لتبريد الهواء بمرحلتين وذلك بالاعتماد على معادلتني حفظ الكتلة وحفظ الطاقة وبالاعتماد على الفرضيات التالية :
- يعامل الغاز على انه غاز مثالي .
 - الضغط الجوي على أساس مستوى سطح البحر ويساوي 103.5kpa (لنتمكن من استخدام المخطط المصردي psychometric chart) .
 - لا يوجد إضافة أو طرح للكتلة والطاقة من وإلى النظام .

الجزء العملي

تم في هذه الدراسة استخدام مبادل حراري صفائحي من صفائح الألمنيوم كما في الأشكال (1) و(2) و(3) وبسمك (1mm) بالأبعاد (66*52cm) لكل صفيحة ويبلغ عددها (30) صفيحة رتبت بحيث تكون المسافة البيئية لممرات الهواء الرئيسي (1cm) والمسافة البيئية لممرات الهواء الثانوي (3cm) واستخدمت قطع خشبية بسمك (1cm) وعرض (3cm) على طول مسافة المبادل لحفظ المسافة بين الصفائح لممرات مجرى الهواء الرئيسي والثانوي . تثبت الصفائح مع القطع الخشبية باللوالب وباستخدام أربع مساند . تم طلاء القطع الخشبية بمانع الرطوبة لئلا يمتص الخشب الماء ولمنع تسرب الماء أو الهواء من خلالها . استخدمت الحشوة الخشبية (الحلقة) بين صفائح المبادل من جهة مجرى الهواء الثانوي وذلك لزيادة المساحة السطحية لتلامس الهواء مع الماء ولعمل اضطراب في مجرى الهواء كما تعمل الحشوة على توزيع الماء لكي يشمل جميع أسطح الصفيحة مما يزيد من كفاءة التبلل وهذا يؤدي إلى زيادة فعالية التبريد للمبادل .

يجهز الماء إلى مجرى الهواء الثانوي لترطيب الحشوة الخشبية و صفائح الألمنيوم باستخدام أنابيب بلاستيك مثقبة توزع الماء على الحشوة بصورة متساوية والتي تجهز من خلال أنبوب تجهيز رئيسي . لتدوير

الماء استخدمت مضخة ذات سعة (20L/min) . وضع المبادل الحراري داخل الجهاز وثبت باستخدام حامل على شكل سكة لسهولة الصيانة . يفصل بين مجرى الهواء الثانوي والرئيسي صفيحتان الأولى أمام المبادل من جهة الدخول للهواء المعامل ترتبط بالحامل وحوض الماء والأخرى من جهة الخروج من المبادل وتمتد إلى قاعدة الحوض حيث يتم من خلالها فصل الحوض إلى جزأين أسفل المبادل . استخدمت مروحة لسحب الهواء الثانوي من خلال فتحة في سقف الجهاز بعد مروره من خلال الحشوة الخشبية المثبتة في مجرى تيار الهواء الثانوي إلى الخارج . يتجمع الماء النازل من الحشوة الخشبية في الحوض أسفل المبادل ويعوض عن الماء المتبخر بتجهيز الحوض بالماء باستخدام طوافة .

استخدمت مزدوجات حرارية (Thermocouples) نوع T مصنوع من مادتي (copper - constantan) ومحرار زئبقي لقياس درجة حرارة البصلة الجافة للهواء ، فقد تم تثبيتها في مجرى الهواء المراد قياس درجة حرارته . وكذلك استخدم نفس النوع من المزدوجات الحرارية لقياس درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء حيث لف على نهايتها قطعة من قماش قطني بشكل فتيل (wick) تغمر نهايتها في قارورة مملوءة بالماء المقطر . تتصل أطراف المزدوجات الحرارية بعد توزيعها على مناطق القياس وباستخدام أسلاك معادلة بمفتاح اختيار (selector switch) الذي يتيح قياس الإشارة الكهربائية لعدة مزدوجات ويستخدم جهاز مؤشر درجة الحرارة رقمي (digital temperature indicator) يقوم بتحويل الإشارة الكهربائية التي نحصل عليها من المزدوج الحراري إلى قراءة لدرجة الحرارة بدقة (0.1%) ضمن حدود درجات الحرارة المقاسة (للتأكد من دقة قراءات جهاز قياس درجة الحرارة تم إجراء عملية المعايرة قبل البدء بالقراءات وذلك بوضع متحسس المزدوج الحراري في إناء يحتوي على ماء مقطر مع جريش الثلج وتم قياس درجة الحرارة عن طريق جهاز قياس درجة الحرارة الإلكتروني فظهرت النتيجة 4.0°C - ومن ثم سخن الماء إلى درجة الغليان 100.0°C وتم قياس درجة الحرارة فظهرت النتيجة 99.9°C) . لقد وزعت عدة مزدوجات حرارية في مواقع وارتفاعات مختلفة لكل مقطع قياس لكي يتم تجاوز الخطأ الحاصل في القياس بسبب عدم تجانس الهواء لنفس مقطع القياس (حيث يتم وضع مزدوجين حراريين لكل مقطع قياس أحدهما في وسط مقطع الاختبار والآخر عند حافته) وتم أخذ متوسط درجة الحرارة لكل مقطع قياس وقد وزعت المزدوجات الحرارية لقياس درجات الحرارة حيث تم قياس درجة حرارة البصلة الجافة والرطبة للهواء المراد في مجرى تيار الهواء الرئيسي للمبادل الحراري باستخدام مزدوجات حرارية ثبتت على وجه المبادل باستخدام أنابيب رفيعة عند الدخول والخروج من المبادل وكذلك تم قياس درجة حرارة البصلة الجافة والرطبة لنقاط الدخول والخروج للهواء الثانوي من المبادل الحراري عند الخروج من منظومة التبريد .

خطوات إجراء التجارب

- 1 - يتم تشغيل مروحتي الهواء لتياري الهواء الرئيسي والثانوي ويتم السيطرة على سرعته بتحريك بوابتي فتحتي الدخول ويتم قياس معدل سرعة الهواء لكل من تيارَي الهواء الرئيسي والثانوي .
- 2 - تؤخذ قراءات درجات الحرارة للصلصلة الجافة عند مدخل ومخرج المبادل الحراري من جهتي تيارَي الهواء الرئيسي والثانوي وكذلك تؤخذ قراءة درجات الحرارة للصلصلة الرطبة عند الدخول والخروج .
- 3 - تشغيل مضخة الماء ويتم التأكد من تجانس توزيع الماء على السطح العلوي من المبادل الحراري ومن ثم تتم ملاحظة درجات حرارة الهواء للصلصلة الرطبة والجافة .

القراءات

تم إجراء 6 تجارب بمعدل 270 قراءة بالطريقة المبينة أدناه :

- أ - تغيير سرعة تيار الهواء الرئيسي مع ثبوت سرعة الهواء الثانوي .
- 1 . تاريخ إجراء التجربة 8 / 4 / 2007 .

U_p	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
1.78	19.2	12.7	16.7	13	20.3	14.3	15	14
1.75	19.8	13.5	17	13.3	20.4	14	15.3	14.5
1.73	19.7	13.4	17.2	13.3	20.4	14	15.2	14.5
1.63	19.9	13.8	17.1	13.4	20.6	14.2	15.5	14.8
1.57	19.9	13.8	17.3	13.3	21	14.3	15.5	14.7

- 2 . تاريخ إجراء التجربة 11 / 4 / 2007 .

U_p	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
1.78	25	16.3	18.2	14.1	19.2	13.9	15.6	15.1
1.75	25.9	17.3	19.2	15	20	14.5	16.4	15.7
1.73	25.9	17.3	19.1	15.2	20.3	14.8	16.8	16
1.63	25.9	17.4	18.8	15.1	20.3	14.8	16.5	15.9
1.57	26.8	18.4	18.9	15.5	21.2	15.5	16.7	16

- 3 . تاريخ إجراء التجربة 17 / 4 / 2007 .

U_p	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
1.78	29.1	18.8	20	15.9	17.2	16.6	20.9	15.2
1.75	29.3	19	20.5	16	17.4	16.6	21.2	15.1
1.73	29.3	18.8	20.4	16	17.3	16.6	21.4	15.2
1.63	30	19.2	20.3	16	17.8	16.9	21.8	15.3
1.57	31.7	20	19.8	15.9	17.5	16.7	21.9	15.2

4 . تاريخ إجراء التجربة 18 / 4 / 2007 .

U_p	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
1.78	29.3	19.1	21.5	16.5	22.1	16	17.9	17
1.75	31.3	19.7	21.9	17.1	22.8	16.6	18.2	17.5
1.73	31.8	20.1	22	17.1	23	16.6	18.6	17.8
1.63	33.2	21	22.3	17.6	23.3	17.2	19.7	18.6
1.57	34.4	21.7	22	17.6	23.3	17.2	19.4	18.6

5 . تاريخ إجراء التجربة 24 / 4 / 2007 .

U_p	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
1.78	37.6	22.3	24.4	18.3	23.8	18	19.7	18.9
1.75	39.1	22.4	25	18.8	24.4	18.4	20.1	19.3
1.73	40	23.3	24.8	18.8	24.6	18.6	20.6	19.9
1.63	40.6	23.4	24.5	18.4	24.6	18.3	20.2	19.4
1.57	43	24.4	24.3	18.5	24.8	18.5	20.4	19.5

ب - تغيير سرعة الهواء الثانوي مع ثبوت سرعة تيار الهواء الرئيسي .

تاريخ إجراء التجربة 8 / 4 / 2007

U_s	DBT_{pi}	WBT_{pi}	DBT_{po}	WBT_{po}	DBT_{si}	WBT_{si}	DBT_{so}	WBT_{so}
4	19.2	12.7	16.7.	13	20.3	14.3	15	14
3.95	20.5	14	17.4	13.5	21.4	14.4	16.2	15.1
3.15	20.9	14	18.1	13.7	22.3	14.7	16.7	15.3
2.08	20	15.2	18.3	15.1	20.6	14.8	17.6	16.4
0	20.5	14.9	18.4	16	20.8	15.6	21.2	16.5

الحسابات

بمعرفة درجتي حرارة البصلة الجافة والرطوبة عند مقطع خروج الهواء الرئيسي نستطيع استخدام المخطط المصردى لإيجاد كثافة الهواء عند هذا المقطع , أما سرعة الهواء فيتم قياسها مباشرة بواسطة جهاز قياس سرعة الهواء الموضح في الشكل رقم (3) وبمعرفة أبعاد المقطع نستطيع حساب مساحته بعده يتم حساب معدل تدفق الهواء الرئيسي الكتلتي كما يلي :

$$m_p = \rho_a * A_p * U_p \quad (1)$$

كما تم حساب معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلتي كما في أعلاه لكن عند مقطع خروج الهواء الثانوي باستخدام المعادلة :

$$m_s = \rho_a * A_s * U_s \quad (2)$$

تم اعتماد العلاقة التي استخدمها pescod في تجاربه لحساب فعالية الترطيب (هي عبارة عن هبوط درجة حرارة الهواء الرئيسي الجافة نسبةً إلى الفرق بين درجة حرارة الهواء الرئيسي الجافة ودرجة حرارة الهواء الثانوي الرطوبة) وهي :

$$\varepsilon = \frac{DBT_{pi} - DBT_{po}}{DBT_{pi} - WBT_{si}} \quad (3)$$

ويمكن معرفة كمية الطاقة الحرارية المنتقلة باستخدام المعادلة التالية حيث يبرد الهواء الرئيسي تبريداً محسوساً
: sensible cooling

$$Q = \dot{m}_p * c_{p_a} * (DBT_{pi} - DBT_{po}) \quad (4)$$

النتائج والمناقشة

يمرر الهواء الرئيسي خلال المبادل الحراري لأصفائحي لتبريده تبريداً محسوساً بطريقة التبريد التبخيري غير المباشر وقد تم الحصول على نتائج الاختبارات من خلال تشغيل المنظومة بصورة كاملة , فقد استخدمت الحشوة الخشبية بين صفائح المبادل لمجرى تيار الهواء الثانوي لزيادة المساحة السطحية لتلامس الهواء مع الماء ولعمل اضطراب في مجرى تيار الهواء الثانوي بالإضافة إلى تحسين توزيع الماء لكي يشمل جميع أجزاء سطح الصفيحة ولتقليل سرعة نزوله إلى الحوض بحيث يمر في مسار أطول ويزيد من تلامس الهواء مع الماء حيث تتحول الحرارة المحسوسة في الهواء الثانوي إلى حرارة كامنة لتبخير الماء .

لمعرفة تأثير كل من تدفق الهواء الرئيسي وظروف الهواء الداخل على فعالية الترطيب نقوم بتثبيت كمية الهواء الثانوي عند قيمة 0.2 كغم/ثا (أي جعل فتحة دخوله بأقصى ما يمكن) , نحصل على الشكل (4) الذي يمثل العلاقة بين معدل تدفق الهواء الرئيسي الكتلي وفعالية الترطيب لظروف دخول مختلفة للهواء الرئيسي الذي أتضح منه إن فعالية الترطيب تأخذ بالتناقص كلما زاد معدل تدفق الهواء الرئيسي لمختلف ظروف المدخل بثبوت كمية الهواء الثانوي وهذا يعود إلى إن الكمية المحددة للهواء الثانوي قادرة على استيعاب رطوبة معينة لا تستطيع تجاوزها , كما يتضح إن أقصى فعالية ترطيب تكون عند ظرف هواء رئيسي داخل 33DBT,21WBT بعدها تبدأ بالانخفاض . أقصى فعالية ترطيب عملية في هذه الدراسة كانت 70% عند معدل تدفق كتلي 0.312 كغم/ثا للهواء الرئيسي .

ولمعرفة تأثير كل من تدفق الهواء الرئيسي وظروف الهواء الداخل على مقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل نقوم بتثبيت كمية الهواء الثانوي عند قيمة 0.2 كغم/ثا أيضاً , الشكل (5) يمثل العلاقة بين معدل تدفق الهواء الرئيسي الكتلي والطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل لظروف دخول مختلفة للهواء الذي يتضح منه إن الطاقة الحرارية تأخذ بالتناقص كلما زاد معدل تدفق الهواء الرئيسي لمختلف ظروف الهواء الرئيسي الداخل بثبوت كمية الهواء الثانوي إلى أن يصل إلى حد يستقر فيه مقدار الطاقة الحرارية ولا يزداد بزيادة كتلة الهواء الرئيسي المارة وهذا يعود إلى إن الكمية المحددة للهواء الثانوي قادرة على استيعاب طاقة حرارية كامنة معينة تسحب طاقة حرارية محسوسة من الهواء الرئيسي لا تستطيع تجاوزها , كما يتضح إن أقصى طاقة حرارية منتقلة تكون عند ظرف هواء رئيسي داخل 33DBT,21WBT . كما إن أقصى طاقة حرارية عملية منتقلة عبر أسطح المبادل في هذه الدراسة كانت 4.5kW عند معدل تدفق كتلي 0.312 كغم/ثا للهواء الرئيسي .

ولدراسة تأثير كل من تدفق الهواء الثانوي وظروف الهواء الداخل على فعالية الترطيب تم تثبيت كمية الهواء الرئيسي عند قيمة 0.35354 كغم/ثا (أي جعل فتحة دخوله عند أقصى ما يمكن) , نحصل على الشكل (6) الذي يمثل العلاقة بين معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلتي وفعالية الترطيب لظروف دخول مختلفة للهواء الذي يتضح منه إن فعالية الترطيب تزداد كلما زاد معدل تدفق الهواء الثانوي بثبوت كمية الهواء الرئيسي لان زيادة كمية الهواء الثانوي تعني زيادة كمية الماء التي يستطيع حملها لنفس درجة حرارة البصلة الرطبة وبالتالي زيادة فعالية الترطيب , ومن الشكل السابق يتضح لنا أيضاً إن أقصى فعالية ترطيب عملية في هذه الدراسة كانت 51.03% عند معدل تدفق كتلي 0.2 كغم/ثا للهواء الثانوي . تم الحصول على العلاقة أدناه التي تربط معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلتي بفعالية الترطيب عند ظروف هواء ثانوي داخل 30.3DBT,14.3WBT ولتدفق هواء رئيسي كما ذكر أعلاه :

$$\varepsilon = 4637 m_s^3 - 868.8m_s^2 + 41.97m_s + 42.85 \quad (5)$$

ولمعرفة تأثير كل من تدفق الهواء الثانوي وظروف الهواء الداخل على مقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل تم تثبيت كمية الهواء الرئيسي عند قيمة 0.35354 كغم/ثا أيضاً , الشكل (7) يمثل العلاقة بين معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلتي والطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل لظروف دخول مختلفة للهواء الذي يتضح منه إن الطاقة الحرارية تزداد بزيادة معدل تدفق الهواء الثانوي لمختلف ظروف الهواء الداخل بثبوت كمية الهواء الرئيسي وهذا يعود إلى إن زيادة كمية الهواء الثانوي تسبب زيادة في معامل انتقال الحرارة (h) نتيجة زيادة الاضطراب في الجريان وبالتالي زيادة التبادل الحراري أي تسحب طاقة حرارية محسوسة من الهواء الرئيسي , ومن الشكل أعلاه يتضح إن أقصى طاقة حراري منتقلة تكون عند ظرف هواء ثانوي داخل 30.3DBT,14.3WBT. كما إن أقصى طاقة حرارية عملية منتقلة عبر أسطح المبادل في هذه الدراسة كانت 1.15kW عند معدل تدفق كتلي (0.2 كغم/ثا) للهواء الثانوي . تم الحصول على العلاقة أدناه لحساب كمية الطاقة الحرارية المنتقلة عبر أسطح المبادل بدلالة معدل تدفق الهواء الثانوي لحالة الدراسة هذه :

$$Q = 11.23 m_s^2 - 0.078m_s + 0.745 \quad (6)$$

مما ورد سابقاً نستطيع القول إننا نستطيع الحصول على أقصى فعالية ترطيب وأقصى كمية طاقة حرارية منتقلة للمبادل قيد الدراسة عند معدلات تدفق 0.312 كغم/ثا للهواء الرئيسي و 0.2 كغم/ثا للهواء الثانوي لظروف دخول 33DBT,21WBT و 30.3DBT,14.3WBT كلاً من الهواء الرئيسي والثانوي على التوالي .

الاستنتاجات والتوصيات

بعد مناقشة النتائج تم التوصل إلى ما يلي :

1. زيادة معدل تدفق الهواء الرئيسي تسبب نقصان كلاً من فعالية الترطيب ومقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر صفائح المبادل أي ان العلاقة التي تربط بينهما عكسية .
2. فعالية الترطيب ومقدار الطاقة الحرارية المنتقلة عبر صفائح المبادل يتناسبان طردياً مع معدل تدفق الهواء الثانوي حيث يزدادان بزيادته .

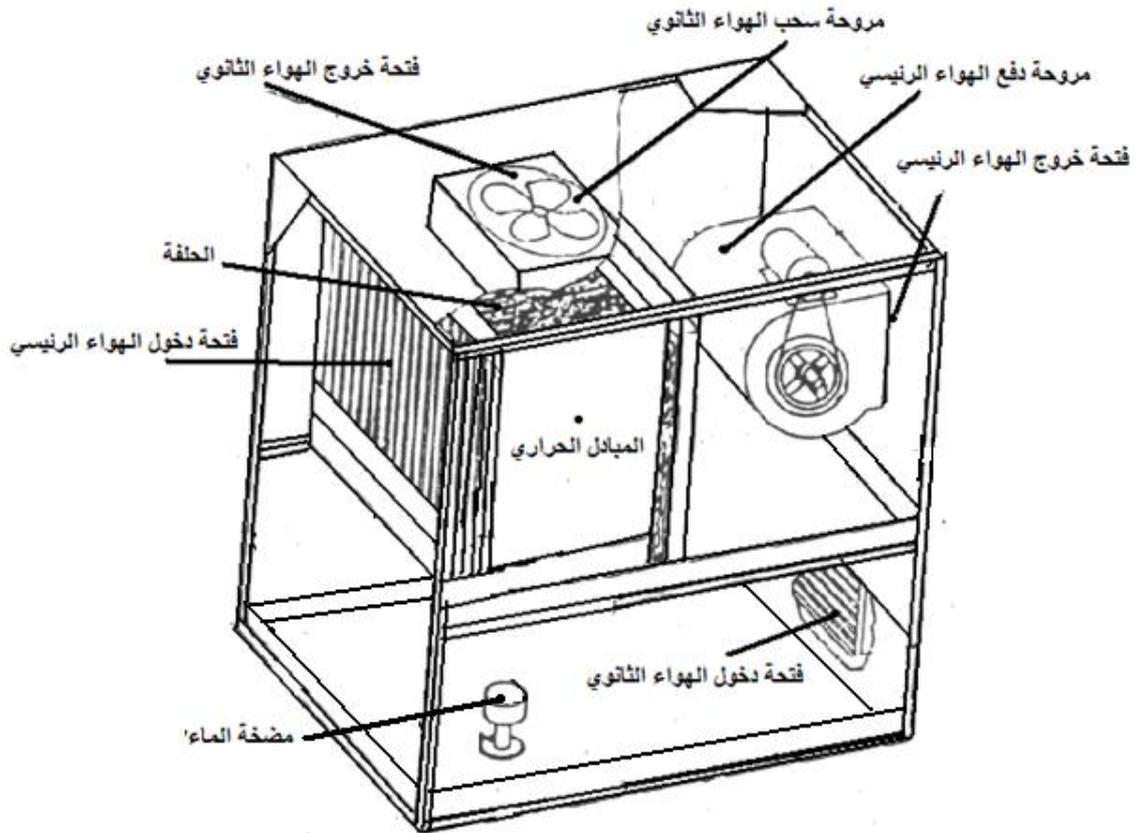
3. الحصول على العلاقات التالية لحساب كلاً من فعالية الترتيب ومقدار الطاقة الحرارية المنقولة عبر أسطح المبادل بدلالة معدل تدفق الهواء الكتلّي :

$$\varepsilon = 4637 m_s^3 - 868.8m_s^2 + 41.97m_s + 42.85$$

$$Q = 11.23 m_s^2 - 0.078m_s + 0.745$$

يمكن إجراء عدة تغييرات لتطوير الجهاز من جهة والحصول على حالات دراسة أخرى من جهة ثانية , ومن بين هذه التغييرات :

- تغيير مروحتي كل من الهواء الرئيسي الثانوي أو إحداهما لزيادة معدلات التدفق وبالتالي معرفة تأثيرهما على النتائج .
- تغيير المسافات بين صفائح المبادل زيادةً أو نقصان .
- تغيير المعدن المستعمل في صنع المبادل على أن يكون مقاوماً للصدأ .



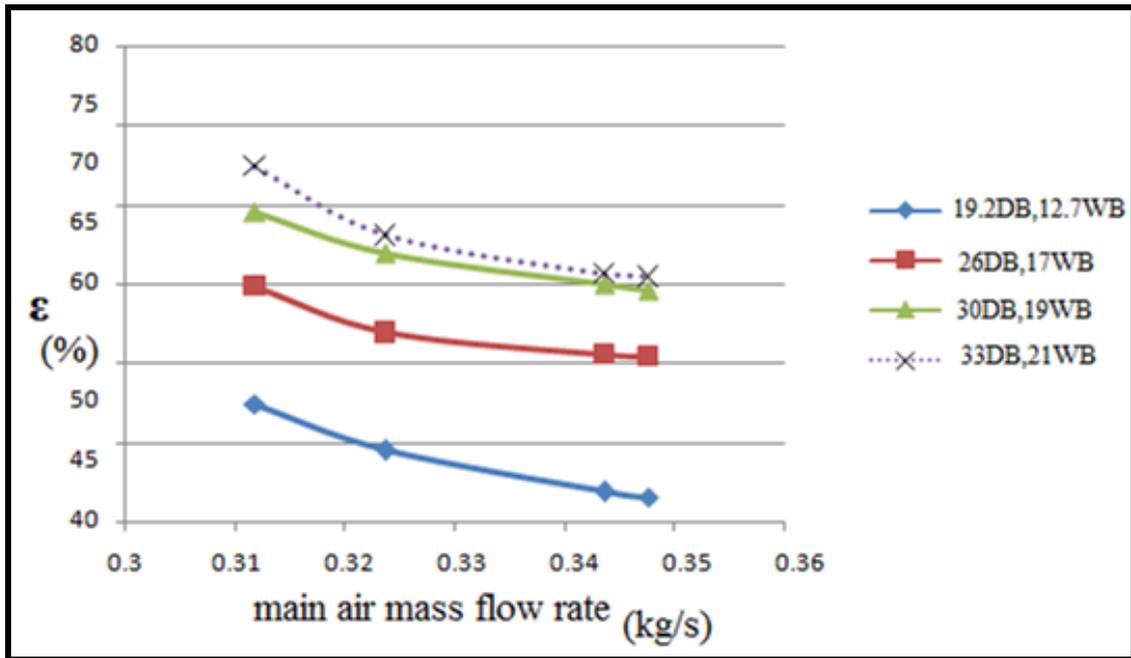
شكل (1) مخطط الجهاز المستخدم



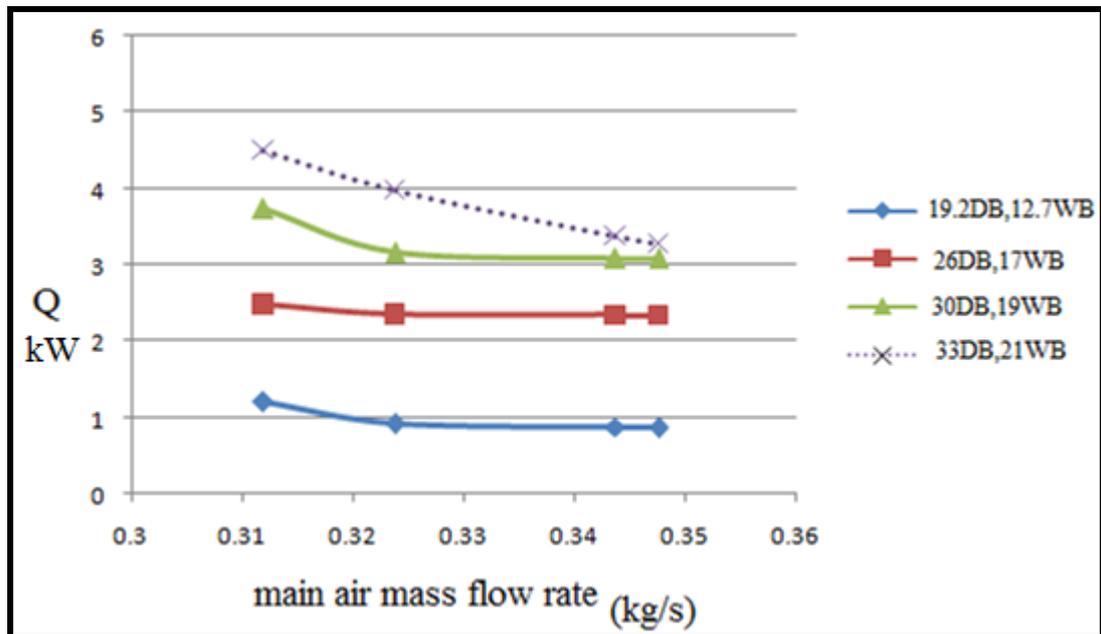
شكل (2) الجهاز المستخدم



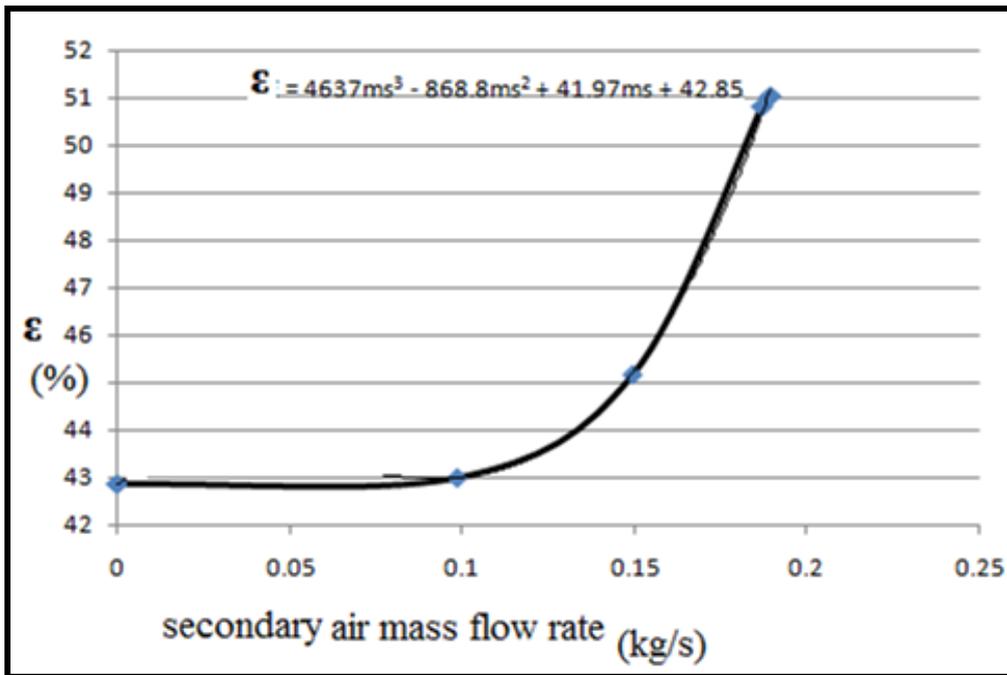
شكل (3) الجهاز المستخدم



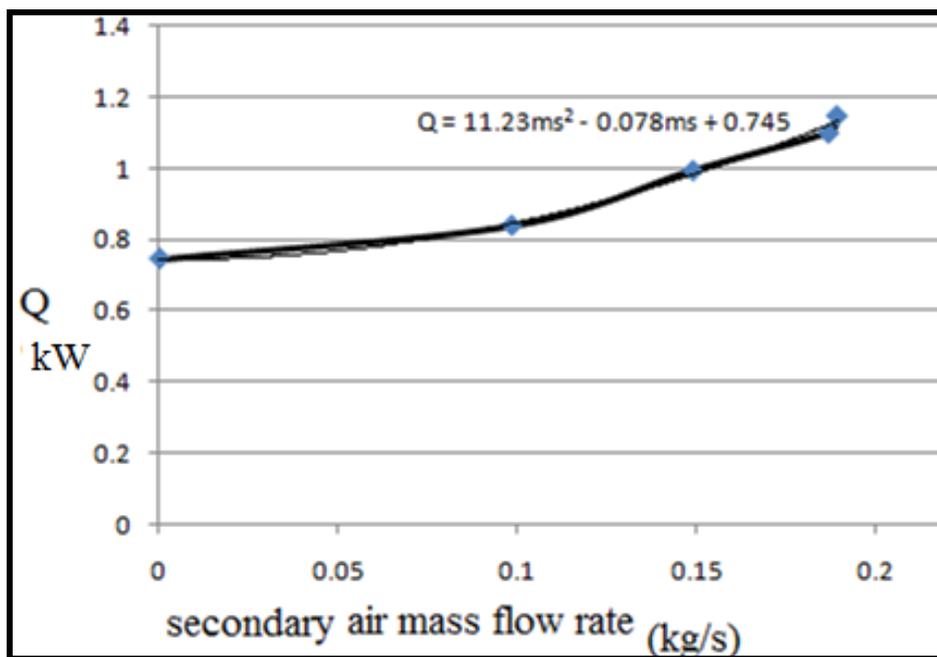
شكل (4) فعالية الترطيب نسبةً إلى معدل تدفق الهواء الرئيسي الكتلتي لظروف هواء رئيسي داخل مختلفة



شكل (5) الطاقة الحرارية المنتقلة عبر سطحي المبادل نسبةً إلى معدل تدفق الهواء الرئيسي الكتلتي لظروف هواء رئيسي داخل مختلفة



شكل (6) فعالية الترطيب نسبةً إلى معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلي



شكل (7) الطاقة الحرارية المنتقلة عبر سطحي المبادل نسبةً إلى معدل تدفق الهواء الثانوي الكتلي



المصادر

- Davis Energy Group for California energy commission , “ Indirect-Direct evaporative cooler (IDEC) Development Project Final report “ , 1995 , P500.
- Davis Energy Group for ACMA technologies Pte. Ltd , “ Evaporative cooling market study “ , 2000 , p27 .
- Davis Energy Group for Heschong Mahone Group and the California energy commission , “ Advanced evaporative cooling white paper “ , 2002 .
- Davis Energy Group for California energy commission , “ Development of an improved two-stage evaporative cooling system “ , 2004 , p1 .
- Martin , “ Heat exchangers “ , Hemisphere Publishing Corporation , 1992 .
- Paykoc , “ Basic relationships for heat exchanger “ , Kluwer Academic Publishers , 1987 , p29 .
- Picon-Nunez , “ Surface selection and design of plate-fin heat exchangers “ , 1999 , p7 .
- Saman , “ An experimental study of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling “ , Solar Energy , 2002 , p59 .
- Saunders , “ Heat exchangers “ , John Wiley & Sons , 1988 , p50 .
- Smith , “ Thermal design of heat exchangers “ , John Wiley & Sons , 1997 .

قائمة الرموز

m/s	معدل سرعة جريان الهواء الرئيس عند مقطع الخروج	U_p
m/s	معدل سرعة جريان الهواء الثانوي عند مقطع الخروج	U_s
m^2	مساحة مقطع الخروج للهواء الرئيسي وتساوي 0.16775	A_p
m^2	مساحة مقطع الخروج للهواء الثانوي وتساوي 0.04	A_s
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الرئيسي الداخل	DBT_{pi}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الرئيسي الداخل	WBT_{pi}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الرئيسي الخارج	DBT_{po}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الرئيسي الخارج	WBT_{po}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الثانوي الداخل	DBT_{si}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي الداخل	WBT_{si}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الثانوي الخارج	DBT_{so}
$^{\circ}C$	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي الخارج	WBT_{so}
%	فعالية الترطيب	ε
kg/s	معدل التدفق الكتلي للهواء الرئيسي	\dot{m}_p
kg/s	معدل التدفق الكتلي للهواء الثانوي	\dot{m}_s
kg/m^3	كثافة الهواء = 1.184	ρ_a
kW	الطاقة الحرارية المنتقلة بين تيارَي الهواء	Q
$kJ/kg.K$	الحرارة النوعية بثبوت الضغط للهواء = 1.005	Cp_a