

دراسة تأثير تغير بعض العوامل المؤثرة في الاداء الحراري لمبردة الهواء التبخيرية

الدكتور صلاح كريم جواد
قسم هندسة الانتاج والمعادن
الجامعة التكنولوجية

عماد صديق محمد
قسم هندسة الانتاج والمعادن
الجامعة التكنولوجية

الخلاصة:

يتضمن البحث دراسة تأثير تغير بعض العوامل المؤثرة في الأداء الحراري لمبردة الهواء التبخيرية كمعدل تدفق الماء المستعمل كوسط للتبريد بالإضافة إلى الظروف المناخية ، فضلاً عن دراسة تأثير معاملة سطوح المبادل الحراري بمادة النشارة الخشبية من جهة القنوات المرطبة .

حيث تم في هذا البحث تصميم وإنشاء مبردة هواء تبخيرية تستخدم هواء خارجي بالكامل (هواء نقي) لتبريده وفق مبدأ التبريد التبخيري على مرحلتين . أنشأت المنظومة المختبرية وذلك من خلال تصميم وتصنيع مبادل حراري صفائحي متعامد الجريان من صفائح سبيكة الألمنيوم وبالأبعاد (50 × 30 × 40 cm) . تم معاملة سطوح المبادل الحراري بمادة نشارة الخشب (sawdust) من جانب القنوات المرطبة بالماء ، وذلك لزيادة نسبة تبليد هذه السطوح بالماء وبالتالي تحسين كفاءة وأداء مبردة الهواء .

تمّ تغيير معدل تدفق الماء من (144 L / hr) إلى (1050 L / hr) . كذلك دُرِسَ تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي حيث غيَّرت من (30 °C) إلى (50 °C) ، كما ودُرِسَ تغيّر درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء من (19.8 °C) إلى (26.4 °C) . لقد أظهرت النتائج العملية أن أفضل كمية للماء اللازم تدويرها في منظومة التبريد هي (450 L / hr) ، وذلك عند استخدام هواء بدرجة حرارة (42 °C) للبصلة الجافة و (21.9 °C) للبصلة الرطبة. كانت النتائج المستحصلة عند هذه الظروف بالنسبة لكفاءة التبريد هي (61.48 %) ، ومعامل الأداء (33.50) ، ومن حيث الاستهلاك النوعي للطاقة فيبلغ (4.70W.min/ kg dry air)

Study the effect of the some of the dominant effective parameters In the heat performance to evaporative air cooler

Abstract:

This study included the effect of the some of the dominant effective parameters In the heat performance to evaporative air cooler, like flow rate of water that used as cooling medium in addition to the climatic conditions , besides study effect of treating heat exchanger surfaces by sawdust from wetted channels side, where in this study the



design and installation of evaporative air cooler was carried out using completely outdoor air (fresh air) according to two stage evaporative cooling principle . The laboratory equipment was installed by designing and manufacturing a cross flow plate heat exchanger , where aluminum plates used for this purpose with dimensions ($50 \times 30 \times 40$ cm) . The surfaces of heat exchanger were covered by sawdust from wetted channels side , to increase the percentage of wetting these surfaces and hence improve the performance and efficiency of air cooler .

Water flow rate was varied from (144 L / hr) to (1050 L / hr) . Also effect of air dry bulb temperature was studied where varied from (30°C) to (50°C) , and (19.8 to 26.4°C) for the wet bulb temperature .

The experimental results showed that the optimum flow rate of water that must be circulated in the cooling system was (450 L / hr) , by using air at temperature (42°C) for dry bulb and (21.9°C) for wet bulb . The results were obtained at previously mentioned conditions concerning the cooling efficiency was (61.48 %) , and the coefficient of performance (33.50) , and specific power consumption reaches ($4.7 \text{ W} \cdot \text{min} / \text{kg}_{\text{dry air}}$) .

design and installation of evaporative air cooler was carried out using completely outdoor air (fresh air) according to two stage evaporative cooling principle . The laboratory equipment was installed by designing and manufacturing a cross flow plate heat exchanger , where aluminum plates used for this purpose with dimensions ($50 \times 30 \times 40$ cm) . The surfaces of heat exchanger were covered by sawdust from wetted channels side , to increase the percentage of wetting these surfaces and hence improve the performance and efficiency of air cooler .

Water flow rate was varied from (144 L / hr) to (1050 L / hr) . Also effect of air dry bulb temperature was studied where varied from (30°C) to (50°C) , and (19.8 to 26.4°C) for the wet bulb temperature .

The experimental results showed that the optimum flow rate of water that must be circulated in the cooling system was (450 L / hr) , by using air at temperature (42°C) for dry bulb and (21.9°C) for wet bulb . The results were obtained at previously mentioned conditions concerning the cooling efficiency was (61.48 %) , and the coefficient of performance (33.50) , and specific power consumption reaches (4.7 W. min / kg dry air) .

المقدمة

ان الهدف الرئيسي من تكييف الهواء هو توفير المناخ المناسب لراحة الانسان , ويتم ذلك بمعاملة الهواء من خلال السيطرة الانية على درجة حرارته ورطوبته وسرعته ونقاوته وطريقة توزيع الهواء بالاضافة الى السيطرة على الضوضاء لملائمة متطلبات الحير المراد تكييفه , حيث ان العوامل الثلاثة الاولى السابقة الذكر تكون لها اهمية خاصة لانها تتحكم بتبادل الحرارة بين الهواء والاجسام الشاغلة للحيز . يتضمن تكييف الهواء عمليتين رئيسيتين ، التدفئة في فصل الشتاء حيث درجة حرارة الهواء واطئة نسبياً فيصير الى زيادته بنسب تتوافق مع راحة الانسان , وكذلك التبريد في فصل الصيف. ولغرض تبريد الهواء للحصول على ظروف المناسبة للراحة فهناك طريقتان رئيسيتان للتبريد , الاولى هي طريقة التبريد بانضغاط البخار والتي تعتمد في عملها بشكل اساسي على دورة التثليج الميكانيكية (الانضغاطية) المتكونة من اجزائها المعروفة وهي الضاغط والمكثف و الة التمدد والمبخر . اما الطريق الثانية فهي طريقة التبريد بتبخير الماء داخل تيار الهواء المراد تبريده وتسمى بالتبريد التبخيري . إن كل من طرق التبريد الآنف الذكر لها طريقة عمل تختلف عن الاخرى باختلاف الاجراءات الفيزيائية خلال عملية التبريد وبناءً على ذلك فإن لكل طريقة كفاءة معينة .

تعتبر اجهزة التبريد التي تعمل بمبدأ بمبدأ انضغاط بخار الغازات المسالة (كالتى تركيب على جدران الغرفة مثلا) هي الاجود والاحسن فهي ذات فعالية كبيرة في الحصول على ظروف المناسبة للراحة وكذلك تتميز بالسيطرة الجيدة على الهواء من حيث درجة الحرارة والرطوبة وغيرها من العوامل المؤثرة على الراحة , لكن هذه الاجهزة تكون باهضة الثمن وذات كلفة عالية في

التشغيل والادامة فضلا عن استهلاكها الكبير للطاقة الكهربائية . لذلك بدأ اهتمام الباحثين باعادة النظر في اسلوب التبريد التبخيري بقصد تطويره بحيث يضمن التوصل قدر الامكان الى الظروف الملائمة للراحة داخل الحيز المراد تبريده وبتكاليف قليلة نسبياً مقارنة بالاجهزة الانضغاطية . يعتبر مبدأ التبريد التبخيري من اقدم طرق التبريد المستخدمة من قبل الانسان كمحاولة للتغلب على الظروف البيئية الصعبة وتوفير الظروف الملائمة للعيش بادنى راحة ممكنة حيث كان الاقدمون منذو العصور البابلية يقومون بوضع الاعشاب الرطبة والاشواك والطحالب المعمولة بشكل حزم مناسبة على فتحات البيوت ومن ثم رشها بالماء يدوياً لغرض تبريد الهواء الداخلى الى منازلهم [1] .

يعتمد اسلوب التبريد التبخيري على تحويل الحرارة المحسوسة للهواء الى طاقة كامنة تعمل على تبخير الماء الذي بدوره يؤدي الى تخفيض درجة حرارة الماء الى حدود معينة , فاذا كانت عملية تبادل الحرارة تعمل بالتماس المباشر بين الهواء والماء سميت تلك بالتبريد التبخيري المباشر , وتتصف هذه بانها ذات كلفة تشغيلية اولية واطئة مع استهلاك قليل للطاقة الكهربائية نسبةً للاجهزة الانضغاطية لكنها لاتستوفي حالة الجو الملائم للراحة داخل الحيز , لذلك تزايد الاهتمام بمبدأ التبريد التبخيري وتزايدت محاولات الاستفادة من هذا الاسلوب بهدف تطويره للحصول على هواء بارد بمحتوى رطوبي اقل وذلك من خلال منظومات التبريد التبخيري الغير مباشر والتي تستفيد من مبدأ التبريد التبخيري المباشر لتبريد الهواء باستعمال مبردات الهواء التبخرية او بتبريد الماء كالحال بابراج التبريد ثم يستخدم هذا الهواء او الماء المبرد لتبريد الهواء المجهز الى الحيز عن طرق امراره باحدى جهتي مبادل حراري ويمرر الهواء المراد تبريده من بالجهة الاخرى وبذلك يحصل التبريد من غير تلامس بين المائعين , وهذه العملية تسمى بالتبريد المحسوس اي ان الهواء سيبرد بدون اضافة رطوبة اليه .

لقد شاع استخدام مبردات الهواء التبخرية في القطر منذو ستينات القرن المنصرم وخاصة المناطق التي تتعدى فيها درجة حرارة البصلة الجافة للهواء عن (32 °C) ولا تتجاوز بصله حرارة البصلة الرطبة (23.9 °C) [2] , ويعود ذلك بشكل رئيسي الى تلائم عمل هذه الاجهزة الى الظروف المتوفرة للراحة بحدود جيدة تقريبا في هذه المناطق وكذلك من الناحية الاقتصادية حيث سهولة تصنيعها وصيانتها بالاضافة الى كلفتها الاولية والتشغيلية الواطئة واستهلاكها القليل نسبياً للطاقة الكهربائية , وكذلك فهي تعمل لمدة طويلة تحت ظروف جوية قاسية .

تنقسم طرق التبريد بالتبخير كما هي مذكورة في اغلب مصادر التكييف الى ثلاثة اقسام :-

1: التبريد التبخيري المباشر

2: التبريد التبخيري غير المباشر

3: التبريد التبخيري على مرحلتين

لقد جرت محاولات عديدة في السنوات الماضية لدراسة اداء مبردات الهواء التي تعمل باسلوب التبريد التبخيري المباشر بغية تطويرها بتحسين ادائها لتفي لتلبية افضل مستوى لراحة الانسان داخل الحيز المكيف . كذلك جرت دراسات لتحسين مادة الهيكل لمبردات الهواء التبخيرية وذلك لتمديد فترة مقاومتها للصدأ لاطول فترة زمنية ممكنة , وفيما يلي مراجعة لبعض البحوث الاجنبية والمحلية كمراجعة تفيد الباحث.

قام الباحث (سليم واخرون) [3] بتصميم جهاز تجريبي يمكن من خلاله دراسة الاداء الحراري لمبردة الهواء التبخيرية حيث تركزت دراستهم على تغيير سمك الحشوة الخشبية وكتلتها فتبين من البحث ان زيادة سمك الحشوة من (5.5 cm) الى (13 cm) بزيادة كتلتها من (1 kg) الى (1.75 kg) تؤدي الى زيادة في كفاءة الترطيب بنسبة لا تقل عن (51%) وبفس الوقت الى خفض الطاقة النسبية بما لايق عن (15%) من قيمتها الاصلية قبل التغيير في الحشوة . لم يتطرق الباحث الى ان زيادة سمك الحشوة وكتلتها يؤدي الى زيادة هبوط الضغط الاستاتيكي للهواء وبالتالي تقليل معدل تدفق الهواء وزيادة استهلاك الطاقة الكهربائية . تناول الباحث ايضاً امكانية تطوير منظومة توزيع الماء ورفع قدرة مضخة تدوير الماء للحصول على كفاءة اعلى وتبين من النتائج ان استخدام هذه التحويلات سويةً في ان واحد يؤدي الى زيادة كفاءة الترطيب الى ما يزيد عن (90 %) والحصول على طاقة نسبية تساوي ($kg/j22_{air}/^{\circ}C$) وان الزيادة بالكلفة الاولية والتشغيلية تكون ضئيلة عند مقارنتها بالكلفة الحالية .

اما (العمران) [4] فقد تناول دراسة بدائل الحشوة الخشبية وتحسين توزيع الماء خلال الحشوة واثرها على الاداء الحراري للمبردات التبخيرية . كانت البدائل المستخدمة هي الحشوة الكارتونية والاسفنجية وحشوة ليف النخيل وخص النخيل وجريد النخيل , وحشوة الليف البنائي والحشوة المعدنية . اظهرت النتائج بان عند استخدام الحشوة الخشبية بكتلة (1 kg) وسمك (5.5 cm) اعتماداً على المواصفات القياسية لمبردة هواء ذات تصريف ($Ft 3500^3 / min$) وبمعدل تدوير للماء قدره (1.1 min / l) فان كفاءة الترطيب لم تتجاوز (68 %) .

وقام الباحث (علي) [5] بدراسة تجريبية حول اداء المبادلات الحرارية الصفائحية واستخدامها في منظومة التبريد بالتبخير غير المباشر . استخدم الباحث صفائح الحديد المغلون لتصنيع المبادل الحراري , حيث كان سمك الصفيحة الواحدة (1 mm) (24 Sgauge U) وبعدد (33) صفيحة وابعاد (600 × 300 mm) لكل صفيحة والمسافة بين صفيحة واخرى هي (3 mm) , بحيث تشكل مسارين متعامدين للهواء . لقد اجريت الدراسات على نموذجين

من المبادلات الحرارية بالمواصفات السابقة الذكر , ففي الانموذج الاول كانت الصفائح غير مزعفة الا ان الانموذج الثاني قد زودت اسطح الصفائح فيها بزعنف من الالمنيوم لتحسين الفاعلية . يتم رش الماء على الاسطح الثانوية للمبادل عن طريق شبكة من الانابيب والمرشات . تمكن الباحث من الحصول على افضل فاعلية للمبادل الحراري الصفائحي ذات السطوح المزودة بالزعنف , وهي بحدود (70 %) عندما كان معدل تدفق الهواء الرئيسي (0.05 s / 3m) . كما واستنتج امكانية استخدام مبادل حراري صفائحي بحجم (0.4 × 0.6 × 0.6 m) وبمعدل تدفق حجمي للهواء المجهز قدره (0.3 s / 3m) لتكييف غرفة مساحتها الارضية (12 m²) وارتفاعها (3m) عندما يكون الحمل الحراري فيها بحدود (1.5 kW) ومن المأخذ على هذه الدراسة هو استخدام الحديد المغلون غير مجدي بسبب قابلية تعرضه للصدأ والتآكل بمرور زمن تشغيل المنظومة . واعتنى الباحثان (Sa'id & Khassaf) [6] بتقسيم التبريد التبخيري المباشر وغير المباشر لتبريد المنازل في العراق , حيث اجريت الحسابات على احد تصاميم الدور السكنية المعدة من قبل المؤسسة العامة للاسكان ولثلاث محافظات من القطر هي بغداد و البصرة ونيوى . استخدمت لهذا الغرض معدلات الكميات المناخية المسجلة لدى الهيئة العامة للانواء الجوية على مدى ثلاثين سنة . حصل الباحثين على نتائج تدل ان مبدا التبريد التبخيري غير المباشر افضل في عموم القطر حيث يوفر مستوى جيد من الراحة خاصة في المناطق الجافة في الوسط والشمال , كذلك باستخدام هذه الطريقة يمكن التوسع باستخدام التبريد التبخيري المباشر .

كما اهتم الباحثان (Enwia & Shaw) [7] بدراسة المبادل الحراري الصفائحي ذات السطوح المبتلة بقصد استخدامه في التبريد التبخيري غير المباشر , وكانا قد استعملا مبادلاً مصنعاً من رقائق الالمنيوم والتي صممت بحيث تكون مسارين متعامدين لتياري الهواء . يبرد الهواء الثانوي الداخل من اسفل المبادل وذلك وذلك برش رذاذ الماء من اعلى مساره والذي بدوره يبرد الهواء الرئيسي المجهز للحيز . لقد درس الباحثان تأثير نسبة التبلل على الفاعلية , واتفقا مع الباحث (Pescod) على ان الفاعلية تتأثر اذا ما قللت نسبة التبلل , وكذلك درسا تأثير تغير شكل الصفائح والمسافة بينهما على الفاعلية فتبين ان السطح المزود بمشبك معدني يؤدي الى زيادة الفاعلية .

قام الباحث (Supple) [8] بتقييم اداء منظومة تعمل بمرحلتين لاربعة مدن في الولايات المتحدة , وهذه المدن هي (ueSavannah , Chicago , Tucson , Albuquerque) على التوالي . اختار الباحث الظروف المناخية لهذه المدن بلاعتماد على المعلومات المسجلة لدى الجمعية الامريكية العالمية للتكييف والتجميد (ASHRE) وهي كالاتي لدرجة حرارة البصلة الجافة والرطوبة وبالترتيب حسب المدن (34.4 dp co , 16.1 wb co)

dp & 25 wb co , 32.8 dp co & 21.7 wb co , 38.5 dp co & 18.9 co (33.9). تتكون المنظومة من مبادل حراري صفائحي وجهاز غسل الهواء , حيث يتم امرار الهواء الخارجي المراد تبريده في القنوات الرئيسية للمبادل الحراري فيبرد تبريداً محسوساً ومن ثم يمرر الهواء عبر جهاز غاسل الهواء فيبرد بالتبخير المباشر ومن ثم يجهز الى الحيز . يتم استخدام الهواء الخارجي ايضاً لتبريده تبريداً مباشراً بواسطة جهاز غاسل الهواء ومن ثم يمرر من اسفل المبادل في القنوات الثانوية له وهذا بدوره يبرد الهواء الرئيسي في المرحلة الاولى قبل دخوله جهاز غاسل الهواء , ومن ثم يطرح الهواء الثانوي الى الخارج عن طريق مروحة محورية تقع في اعلى المبادل . لقد اجرى الباحث مقارنة بين منظومة التبريد التبخيري المستخدمة ومنظومة التبريد الميكانيكية من حيث الطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد فوجد ان التبريد التبخيري على مرحلتين يحتاج الى (0.31 kW / ton , 0.22 kW / ton , 0.81 kW / ton , 0.89 kW / ton) على التوالي للمدن الاربعة في حين يتطلب التبريد الانضغاطي الى (1.46 kW / ton) لنفس الظروف الموجودة . كما وجد الباحث انه من المفضل استخدام التبريد التبخيري على مرحلتين في المناطق التي لايزيد فيها درجة حرارة البصلة الرطبة عن (17.8) ولنفس المعدلات المذكورة لدرجة حرارة البصلة الجافة .

1 - 1 : تأثير تغير معدل تدفق الماء الحجمي . إن لكمية الماء تأثير كبير على أداء منظومة التبريد التبخيري على مرحلتين , حيث إن الماء هو المائع الأساس الذي من خلاله يحصل التبريد للهواء , فضلاً عن الدور الرئيسي الذي يلعبه الماء في ترطيب صفائح المبادل الحراري .

يوضح الشكل (1 - 1) تأثير معدل تدفق الماء على طاقة التبريد لمنظومة التبريد عندما يكون معدل التدفق الحجمي للهواء الداخل (هواء خارجي) ($824.7 \text{ m}^3 / \text{hr}$) ويتبين من الشكل ان العلاقة طردية في المعدلات الواطئة من تدفق الماء حيث كلما تزداد كمية الماء تزداد طاقة التبريد الى ان يصل تدفق الماء الى القيمة ($550 \text{ L} / \text{hr}$) حيث تبدأ طاقة التبريد ذروتها بعدها تبدأ بالنقصان مع زيادة كمية الماء , ويرجع ذلك الى اقتراب الهواء من حالة التشبع كلما زاد معدل تدفق الماء بثبوت كمية الهواء المارة في المنظومة . ونلاحظ من الشكل انه عندما كانت كمية الماء ($144 \text{ L} / \text{hr}$) كانت طاقة التبريد (1.96 kW) وعند زيادة تدفق الماء إلى ($350 \text{ L} / \text{hr}$) تصبح طاقة التبريد (2.404 kW) وعند وصول كمية الماء إلى القيمة ($550 \text{ L} / \text{hr}$) تكون طاقة التبريد (2.76 kW) وعندما تصل كمية الماء إلى ($750 \text{ L} / \text{hr}$) تنقص طاقة التبريد فتصبح (2.57 kW) , وبعد هذه القيمة من تدفق الماء نلاحظ بثبوت طاقة التبريد تقريباً عند (2.47 kW) .

كذلك يبين الشكل (2 - 1) العلاقة بين معدل تدفق الماء وكفاءة التبريد المحسوس عند معدل تدفق للهواء الداخل ($824.7 \text{ m}^3 / \text{hr}$) . ويلاحظ من الشكل ان العلاقة مشابهة لتلك التي مع طاقة التبريد , حيث في البداية عند زيادة كمية الماء نلاحظ زيادة كفاءة التبريد المحسوس حتى تصل إلى أقصى قيمة عندما تكون كمية الماء ($550 \text{ L} / \text{hr}$) حيث تكون (52%) , وبعد ذلك تبدأ الكفاءة بالنقصان مع زيادة معدل تدفق الماء . وكما هو واضح من الشكل فان كفاءة التبريد المحسوس تكون مستقرة تقريباً عند القيمة (43.8%) بعد زيادة كمية الماء الى ($850 \text{ L} / \text{hr}$) ويلاحظ انه بعد هذا المقدار من تدفق الماء فان الكفاءة لا تتأثر كثيراً بزيادة الماء .

من الشكلين (2 , 1 - 1) يتبين ان العلاقة نع معدل تدفق الماء المدور في المنظومة تكون طردية في المعدلات الواطئة من كمية الماء الى ان تصل الى قيمة ($450 \text{ L} / \text{hr}$) لكن الاستمرار بزيادة تدفق الماء فوق هذا المقدار يسبب زيادة قليلة في طاقة التبريد وكفاءة التبريد المحسوس حيث لا تتجاوز نسبة (2%) الى ان يبلغان قيمة الذروة عند زيادة كمية الماء إلى ($550 \text{ L} / \text{hr}$) , وبعدها تبدأ العلاقة بالانقلاب عكسياً مع تدفق الماء . وعلى هذا الأساس يمكن اعتبار المقدار ($450 \text{ L} / \text{hr}$) هي القيمة العملية والمناسبة لمعدل تدفق الماء , ولهذا تم اعتماده لاجراء الاختبارات الاخرى على منظومة التبريد المعنية في البحث .

يمكن تفسير العلاقة لطاقة التبريد وكفاءة التبريد المحسوس مع معدل تدفق الماء في

الشكلين السابقين الذكر , كما يلي :

عندما تكون حالة الهواء الداخل الى منظومة التبريد ثابتة من حيث درجة الحرارة والرطوبة النسبية , وعند تدفق ثابت للهواء الداخل فان المحتوى الحراري للهواء يبقى ثابتاً عند الدخول وعند رش الماء في القنوات المرطبة من المبادل الحراري فان درجة حرارة الهواء ستخضع نتيجة تبادل الحرارة بين الماء والهواء الحار في القنوات الجافة مما يؤدي إلى خفض المحتوى الحراري للهواء في حين يبقى المحتوى الرطوبي للهواء ثابتاً تقريباً , ولذلك فان طاقة الهواء تكون قليلة عند تلامسه مع الماء في القنوات المرطبة وهذا يتطلب معدل تدفق غير عالي للماء لكي يكون الفرق بين طاقة الهواء والماء كبيراً فتكون كمية الحرارة المحسوسة التي يفقدها الهواء إلى الماء اكبر مما لو كان معدل تدفق الماء عالياً وبالتالي فان طاقة الهواء الخارج من منظومة التبريد ستكون اقل لذلك فان فرق المحتوى الحراري للهواء بين الدخول والخروج ستكون اكبر فتكون طاقة التبريد وكفاءة التبريد المحسوس اكبر . ومع زيادة كمية الماء المرشوشة في القنوات المرطبة فان المحتوى الحراري للهواء في القنوات الجافة ستستمر بالانخفاض إلى حد معين , لكن هذا الانخفاض سترافقه زيادة في الكسب الحراري الكامن للهواء أثناء مروره في القنوات المرطبة وذلك بسبب كبر

كمية الماء , حيث يكون مقدار الزيادة في المحتوى الحراري لبخار الماء اكبر من مقدار النقصان في طاقة الهواء الجاف فترتفع درجة حرارة الصلة الرطبة و المحتوى الرطوبي للهواء الخارج من منظومة التبريد وهذا بدوره يؤدي الى زيادة المحتوى الحراري للهواء الخارج وبالتالي يتسبب في نقصان طاقة التبريد وكفاءة التبريد المحسوس . لذلك فان المعدلات العالية من كميات الماء لا تستوفي شرط التصميم الجيد والملائم لمنظومة التبريد المستخدمة . ومن لملاحظ إن هذه الحالة تكون مفيدة من الناحية الاقتصادية حيث صغر كمية الماء المستخدم يتطلب مضخة صغيرة لتدويره أثناء عمل المنظومة وبالتالي فان الطاقة الكهربائية الواجب صرفها في المنظومة ستكون اقل مما يزيد من معامل أداء المنظومة وتعتبر هذه الميزة من ايجابيات منظومة التبريد المعنية بهذا البحث .

2 - 1 : تأثير الظروف المناخية .

من اجل معرفة مدى ملائمة منظومة التبريد المعنية بالبحث للمناخ المحلي , ولما كان الهواء المراد تبريده هو هواء خارجي نقي بالكامل , لذلك فقد اجريت بعض الفحوصات للمنظومة تم فيها تغير درجة حرارة البصلة الجافة والرطبة للهواء الخارجي للحصول على ظروف مشابهة للمناخ المحلي فضلاً عن معرفة مدى تأثير هذا التغير على اداء المنظومة وذلك للتوصل الى التصميم الامثل .

1 - 2 - 1 : تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي .

يبين الشكل (3 - 1) تأثير تغير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي المجهز للمنظومة على كفاءة التبريد الى درجة حرارة الندى . لقد تم دراسة هذا التغير لاربع معدلات تدفق للهواء الداخل وبثبوت كمية الماء عند (450 L / hr) , ومع وجود النشارة الخشبية على اسطح المبادل الحراري من جانب القنوات المرطبة . يلاحظ من الشكل ان العلاقة طردية بثبوت معدل تدفق الهواء حيث بزيادة درجة الحرارة تزداد الكفاءة . إن سبب هذه العلاقة يرجع الى ان التغيرات في درجة حرارة البصلة الجافة قد اجريت بثبوت المحتوى الرطوبي للهواء تقريباً وذلك من خلال المسخنات الكهربائية التي تعمل على تسخين الهواء تسخيناً محسوساً وفي هذه الحالة تكون درجة حرارة الندى للهواء الخارجي ثابتة تقريباً وعند زيادة درجة حرارة البصلة الجافة للهواء فإن الفرق في درجات الحرارة بين الدخول والخروج سوف يزداد وذلك لان قابلية التبادل الحراري والكتلي للهواء و الماء تزداد عند زيادة درجة حرارة الهواء بثبوت معدل تدفق الهواء , وبالتالي فإن الكفاءة تزداد . كما ويتبين من الشكل ان الكفاءة تقل بزيادة تدفق الهواء فعندما كانت كمية الهواء الداخل (142.9 m³ / hr) يلاحظ زيادة الكفاءة من (65.34 %) وذلك عند تغير درجة الحرارة من (30 °C الى (49.8 °C) . بينما تزداد الكفاءة من (42.8 %) الى (54.4 %) عندما يكون

معدل تدفق الهواء ($1102.3 \text{ m}^3 / \text{hr}$) ولنفس التغير السابق لدرجة حرارة البصلة الجافة . وبالرغم من ان زيادة درجة حرارة البصلة الجافة للهواء تؤدي الى زيادة الكفاءة , إلا ان هذه الزيادة يقابلها زيادة في درجة حرارة الهواء المبرد الخارج من المنظومة , فعلى سبيل المثال عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجي ($49.9 \text{ }^\circ\text{C}$) فإن الهواء المبرد يكون بدرجة حرارة ($24.8 \text{ }^\circ\text{C}$) , ولكن عندما يكون الهواء الخارجي بدرجة ($36.6 \text{ }^\circ\text{C}$) فانه بالامكان تبريده الى درجة حرارة ($21.7 \text{ }^\circ\text{C}$) .

ويوضح الشكل (4 - 1) علاقة درجة حرارة الهواء الخارجي بكفاءة التبريد المحسوس لمعدلات مختلفة من تدفق الهواء وبثبوت كمية الماء عند ($450 \text{ L} / \text{hr}$) . ويلاحظ من الشكل ان العلاقة طردية حيث تزداد كفاءة التبريد المحسوس بزيادة درجة حرارة الهواء , ويرجع ذلك الى ان زيادة درجة حرارة الهواء سوف يزداد الفرق في درجة الحرارة بين الدخول والخروج عند ثبوت كمية الهواء , وبالتالي فإن فرق المحتوى الحراري بين الدخول و الخروج سيزداد ولكن بنسبة اكبر من الزيادة الحاصلة في فرق درجات الحرارة وبالتالي وحسب المعادلة (1 - 2) فإن الكفاءة تزداد .

$$\eta_{cs} = \frac{q_c}{q_{cs}} = \frac{Hi - Ho}{Cpm(DTi - DTo)} \quad \dots(2-1)$$

كما وسيللاحظ زيادة كفاءة التبريد المحسوس عند زيادة معدل تدفق الهواء كما ويبين الشكل (5 - 1) العلاقة بين درجة حرارة الهواء الخارجي وطاقة التبريد , حيث كما هو واضح فإن العلاقة طردية بثبوت معدل تدفق الهواء . وسبب ذلك قد تم توضيحه سابقاً حيث زيادة درجة حرارة الهواء تؤدي الى زيادة فرق المحتوى الحراري للهواء بين الدخول والخروج وذلك لمعدل تدفق ثابت للهواء وبالتالي فان طاقة التبريد تزداد . كما ويلاحظ زيادة طاقة التبريد بزيادة معدل تدفق الهواء عند نفس درجة حرارة الهواء ,

يوضح الشكل (6 - 1) تأثير تغير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي على نسبة كفاءة الطاقة للمنظومة (معامل الاداء الحقيقي) ويتبين ان العلاقة طردية بثبوت معدل تدفق الهواء , وذلك لان زيادة درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي الى زيادة طاقة التبريد (كما تم توضيحه سابقاً) ولما كانت الطاقة المصروفة ثابتة عند ثبوت معدل تدفق الهواء لذلك فان معامل الاداء سوف يزداد بزيادة درجة حرارة الهواء حسب المعادلة (2 - 2) .

$$E.E.R = \frac{q_c}{P_{act}} \quad \dots(2-2)$$

ويلاحظ من الشكل ان معامل الاداء يكون اكبر عند استخدام معدل اكبر من تدفق الهواء بثبوت درجة حرارة الهواء الخارجي ولكن عند وصول كمية الهواء إلى ($1102.3 \text{ m}^3 / \text{hr}$) يلاحظ تقارب منحنى الاداء من المنحنى الخاص بالتدفق ($824.9 \text{ m}^3 / \text{hr}$) ويكاد ان يكون متطابقاً مع الاخيرة , ويرجع سبب ذلك الى ن نسبة الزيادة الحاصلة في طاقة التبريد نتيجة زيادة التدفق تكون مقارنة لنسبة الازدياد الحاصل في الطاقة المصروفة بسبب زيادة تدفق الهواء الى نفس القيمة . ويبين الشكل (1 - 7) تأثير درجة حرارة الهواء الخارجي على الطاقة الحقيقية المستهلكة لكل طن تبريد . ويلاحظ ان العلاقة عكسية بثبوت معدل تدفق الهواء , وذلك لان زيادة درجة حرارة الهواء تؤدي الى زيادة طاقة التبريد كما وضح سابقاً في حين تبقى الطاقة المصروفة على الهواء ثابتة عند ثبوت معدل تدفق الهواء, لذلك وحسب المعادلة (2 - 3) فان الطاقة المستهلكة لكل طن تبريد تقل .

$$\frac{P_{act}}{T.C} = \left(\frac{P_{act.}}{q_c} \right) * 3.517 \quad \dots(2-3)$$

كما ويلاحظ ان زيادة معدل تدفق الهواء تؤدي الى تقليل القدرة المستهلكة , ولكن عند زيادة التدفق الى ($1102.3 \text{ m}^3 / \text{hr}$) يلاحظ تطابق منحنى الطاقة المستهلكة تقريباً مع المنحنى الخاص بالتدفق ($824.7 \text{ m}^3 / \text{hr}$) وقد تم تبيان سبب ذلك سابقاً عند مناقشة الشكل (1 - 6) .

2 - 2 - 1 : تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الخارجي .

يوضح الشكل (1 - 8) العلاقة العملية بين درجة الحرارة للبصلة الرطبة للهواء الخارجي وكفاءة التبريد الى درجة حرارة الندى للهواء , وذلك بثبوت درجة حرارة البصلة الجافة للهواء عند (37°C) تقريباً عندما يكون معدل تدفق الهواء الداخل ($824.7 \text{ m}^3 / \text{hr}$) ومعدل تدفق الماء ($450 \text{ L} / \text{hr}$) . ويلاحظ من الشكل تزايد الكفاءة في البداية مع زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الى ان تصبح درجة الحرارة (23°C) فإن الكفاءة تبلغ الذروة حيث تكون (67.2%) وبعدها تنقلب العلاقة عكسياً مع تزايد درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الخارجي , حيث تبدأ الكفاءة بالنقصان . ويمكن توضيح سبب هذه العلاقة بانه عندما تكون درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الداخل ثابتة تقريباً وبثبوت معدل تدفق الهواء و الماء , فإن زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء تسبب في ارتفاع المحتوى الرطوبي والرطوبة النسبية للهواء الداخل , وذلك لان الضغط الجزئي لبخار الماء المقترن بكتلة الهواء سوف يزداد وهذا بدوره يؤدي الى ارتفاع درجة حرارة الندى للهواء . بالاضافة الى ذلك فإن زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة تؤدي الى تقليل الفرق في درجة حرارة البصلة الجافة للهواء بين الدخول والخروج وذلك لان امكانية

التبادل الحراري والكتلي بين الهواء والماء تقل عند زيادة رطوبة الهواء الداخل , حيث قابلية الهواء على استيعاب كمية اكبر من بخار الماء تقل وذلك لان الفرق بين الضغط الجزئي لبخار الماء الموجود في تيار الهواء والضغط الضغظ الجزئي لبخار الماء للماء المرشوش في القنوات المرطبة سوف يقل بزيادة درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء . ولكن يلاحظ من الشكل (8 – 1) ارتفاع قيمة الكفاءة من (58.2 %) الى (67.2 %) عند زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة من (19.8 °C) الى (23 °C) ومن بعد هذه القيمة لدرجة الحرارة فإن الكفاءة تبدأ بالنقصان , ويرجع سبب ذلك الى ان الفرق في درجة حرارة البصلة الجافة للهواء بين الدخول والخروج يكون اكبر من الفرق بين درجة حرارة البصلة الجافة ودرجة حرارة الندى للهواء الداخل وتستمر هذه الحالة حتى وصول درجة حرارة البصلة الرطبة (23 °C) . ان هذه العلاقة الطردية للكفاءة مع درجة حرارة البصلة الرطبة تعني امكانية استخدام منظومة التبريد المعنية في هذا البحث للظروف المناخية التي تكون فيها درجة حرارة الهواء (37 °C) للبصلة الجافة و (23 °C) للبصلة الرطبة , أي عندما يكون المحتوى الرطوبي (11.9 g_v / kg_{dry air}) . وبعد ارتفاع درجة الحرارة عن (23 °C) للبصلة الرطبة يلاحظ ان العلاقة تصبح عكسية للكفاءة مع درجة حرارة الهواء , ويعزى سبب ذلك الى ما ذكر مسبقاً حيث قابلية التبادل الحراري والكتلي بين الهواء والماء تقل عندما ترتفع رطوبة الهواء وكذلك تزداد درجة الندى عند زيادة الرطوبة , وبالتالي فإن فرق درجة الحرارة للبصلة الجافة للهواء الداخل والخارج من المنظومة سوف ينخفض بشكل كبير وبنسبة اكبر من الانخفاض الحاصل في الفرق بين درجة حرارة البصلة الجافة ودرجة حرارة الندى , والنتيجة عن ارتفاع المحتوى الرطوبي للهواء . فإن حالة الهواء المجهز (الخارج من المنظومة) سوف تبتعد عن نقطة ندى الهواء الداخل وذلك عند زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة عن (23 °C) , وبالتالي وحسب العلاقة (2 – 4) فإن كفاءة التبريد الى درجة حرارة الندى سوف تقل .

$$\eta_{dp} = \frac{DT_i - DT_o}{DT_i - dpi} \quad \dots(2-4)$$

وبين الشكل (9 – 1) تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الخارجي على كفاءة التبريد المحسوس , وذلك بثبوت درجة حرارة البصلة الجافة للهواء عند (37 °C) تقريباً ومعدل تدفق الهواء عند (824.7 m³ / hr) ومعدل تدفق الماء (450 L / hr) ويتبين ان العلاقة عكسية وسبب ذلك قد تم بيانه مسبقاً حيث زيادة درجة البصلة الرطبة بثبوت درجة حرارة البصلة الجافة تعني زيادة كمية بخار الماء الموجود في تيار الهواء الداخل أي تعني زيادة رطوبة الهواء , والتي بدورها تؤدي الى تقليل التبادل الحراري والكتلي بين الهواء والماء وبالتالي فإن الفرق بين المحتوى الحراري للهواء الداخل والخارج سوف ينخفض ولكن بنسبة اكبر من الانخفاض الحاصل

في فرق درجة حرارة البصلة الجافة, وبالتالي وحسب العلاقة (5-2) فإن كفاءة التبريد المحسوس تقل بزيادة درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء .

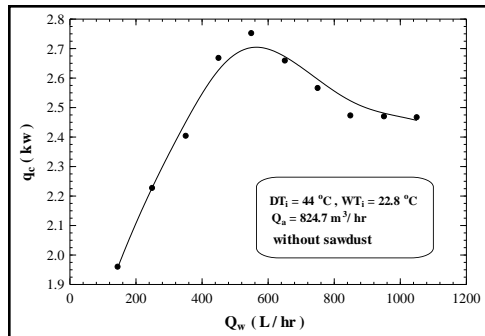
$$\eta_{cs} = \frac{q_c}{q_{cs}} = \frac{Hi - Ho}{Cpm(DTi - DTo)} \quad \dots(2-5)$$

كما ويوضح الشكل (10 - 1) العلاقة بين درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الخارجي و طاقة التبريد للمنظومة . ويتبين من الشكل ان العلاقة عكسية , ويرجع ذلك الى ما تم توضيحه سابقاً وهو ان زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة تقلل من الفرق المحتوى الرطوبي للهواء الداخل والخارج وذلك عند ثبوت كمية الهواء ودرجة حرارته للبصلة الجافة .

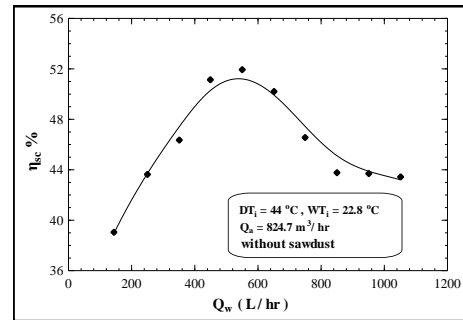
ويوضح الشكل (11 - 1) العلاقة بين درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء ومعامل اداء منظومة التبريد . ويلاحظ ان العلاقة عكسية عند معدل ثابت من تدفق الهواء وبتبوت درجة الحرارة للبصلة الجافة للهواء الداخل . ولما كانت كمية الهواء ثابتة فإن معدل الطاقة المصروفة تكون ثابتة ايضاً ولما كان الازدياد في درجة حرارة البصلة الرطبة يؤدي لتقليل طاقة التبريد , لذلك وحسب العلاقة (2 - 2) فإن معامل الاداء سيقبل عند ارتفاع رطوبة الهواء . كما وبين الشكل (12 - 1) تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الداخل على الطاقة المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد , ويلاحظ ان العلاقة طردية عند ثبوت معدل تدفق الهواء و الماء وبتبوت درجة حرارة البصلة الجافة للهواء , ويرجع سبب ذلك الى ما ذكر مسبقاً حيث حسب العلاقة (6 - 2) فإن الطاقة المستهلكة لكل طن من التبريد تتناسب عكسياً مع حاصل التبريد للمنظومة .

$$\frac{P_{act}}{T.C} = \left(\frac{P_{act.}}{q_c} \right) * 3.517 \quad \dots(2-6)$$

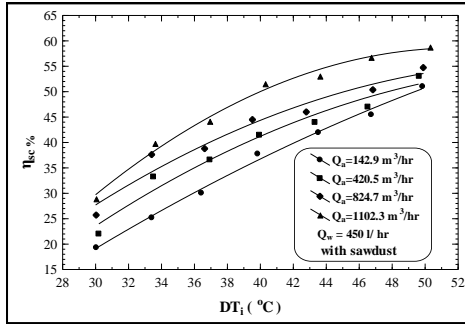
ولما كانت زيادة درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء تنخفض من حاصل التبريد لذلك فإن القدرة المستهلكة لكل طن تبريد ستزداد مع ارتفاع رطوبة الهواء .



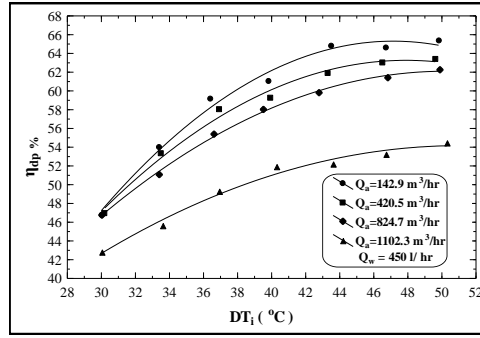
شكل (2 - 1) يبين تأثير معدل تدفق الماء (Q_w) على كفاءة التبريد المحسوس (η_{sc}) .



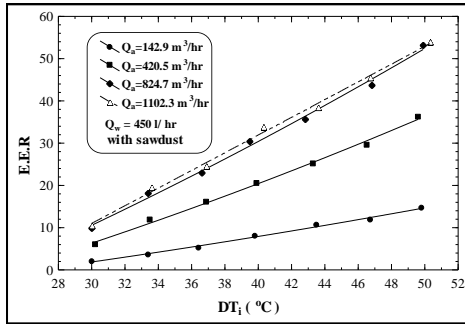
شكل (1 - 1) يبين تأثير معدل تدفق الماء (Q_w) على طاقة التبريد للمنظومة (q_c) .



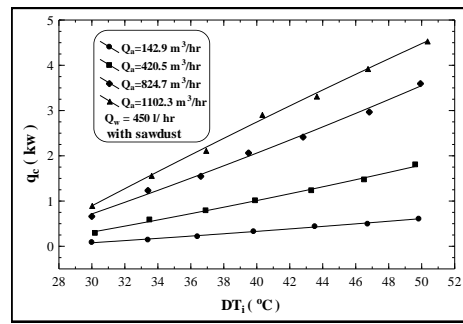
شكل (4 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي (DT_i) على كفاءة التبريد المحسوس (η_{sc}).



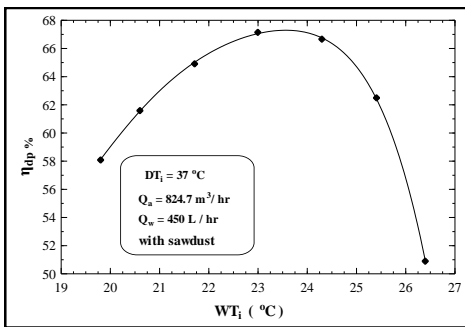
شكل (3 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي (DT_i) على كفاءة التبريد إلى درجة حرارة الندى للهواء (η_{dp}).



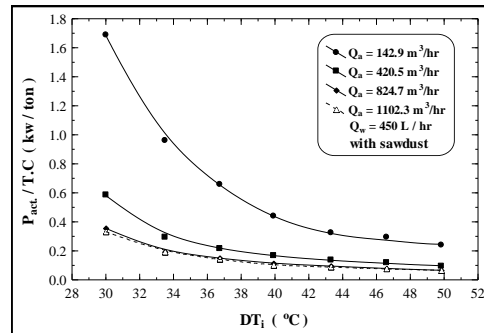
شكل (6 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي (DT_i) على معامل الأداء الحقيقي (E.E.R).



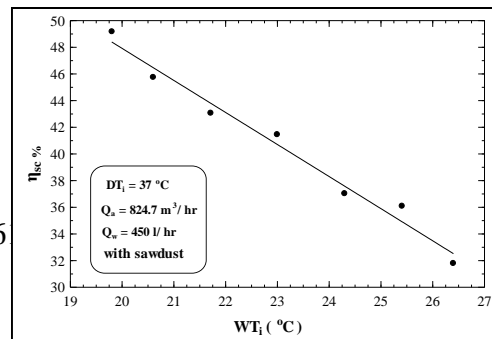
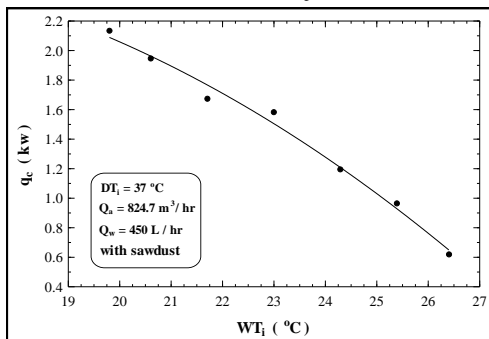
شكل (5 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي (DT_i) على طاقة التبريد (q_c).



شكل (8 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الخارجي (WT_i) على كفاءة التبريد إلى درجة حرارة الندى للهواء (η_{dp}).

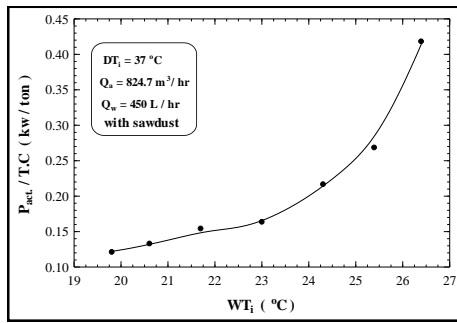


شكل (7 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الخارجي (DT_i) على الطاقة المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد ($P_{act} / T.C$).



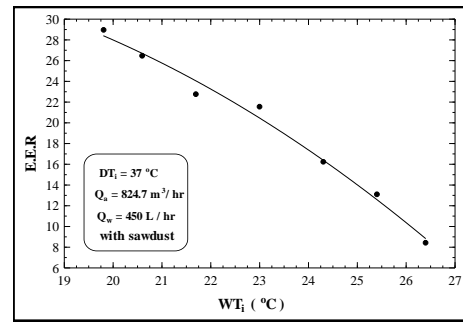
الرمز	المعنى	الوحدات
Cp _m	الحرارة النوعية للهواء الرطب	kJ / kg dry air . °C
Dp	درجة حرارة نقطة الندى للهواء	°C

شكل (10 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة
الرطبة للهواء الخارجي (WT_i) على طاقة التبريد
(q_c).



شكل (12 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة
للهاواء الخارجي (WT_i) على الطاقة المستهلكة
حقيقياً لكل طن تبريد (P_{act.} / T.C).

شكل (9 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصل
ة الرطبة للهواء الخارجي (WT_i) على كفاءة
التبريد المحسوس (η_{sc}).



شكل (11 - 1) يبين تأثير درجة حرارة البصلة
الرطبة للهواء على معامل الاداء الحقيقي .

قائمة الرموز المستخدمة

°C	درجة حرارة البصلة الجافة للهواء	DT
	نسبة كفاءة الطاقة (معامل الأداء الحقيقي)	E.E.R
kJ / kg dry air	المحتوى الحراري للهواء الرطب	H
°C	الفرق بين متوسط درجة حرارة الهواء داخل القنوات الجافة ومتوسط درجة حرارة الماء	(ΔT) _{a-w}
kw	الطاقة المصروفة حقيقياً على الهواء	P _{act.}
kw / ton	الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد	P _{act.} / T.C
W.min / kg dry air	الطاقة النوعية المستهلكة	P _{sp.}
m ³ / s	معدل التدفق الحجمي للهواء	Q _a
kw	طاقة التبريد (كمية الحرارة المفقودة من الهواء)	q _c
kw	طاقة التبريد المحسوسة	q _{cs}
L / hr	معدل التدفق الحجمي للماء	Q _w
°C	درجة حرارة الماء	T _w
kw	القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل مضخة الماء	w.p.p
°C	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء	WT
الرموز اللاتينية المستخدمة		
%	كفاءة التبريد إلى درجة حرارة الندى للهواء	η_{dp}
%	كفاءة التبريد المحسوس	η_{sc}
الرموز الدلالية المستخدمة		
	دخول الهواء والماء إلى المبادل الحراري الصفائحي	I
	خروج الهواء والماء من المبادل الحراري الصفائحي	O

المصادر :

1-ASHRAE HANDBOOK & Product Directory " Systems " Published by The American Society of Heating , Refrigeration and Air-Conditioning Engineers , INC. New York , 1980 , CH.39 , PP. 39.1 .

2-Rummel , A.J. " Evaporative Cooling ; where to use it " Proceeding of Sixth Annual Southwest Air-Conditioning Conference . December , 1950 , PP. 103 – 110 .

3- سليم , جوامير مجيد / سمعان , وسيم يوسف / آدم , شموئيل , خوشابا " دراسة تجريبية للأداء الحراري لمبردات الهواء التبخيرية المباشرة " مجلة المهندس , بغداد , السنة الخامسة والعشرون , العدد الرابع , تسلسل 77 , كانون الاول 1980 , صفحة 18 – 27 .

4- العمران , أسعد توما مروكي " دراسة استخدام بدائل الحشوة الخشبية وتأثيرها على أداء المبردات التبخيرية " رسالة ماجستير , الجامعة التكنولوجية , آب 1984 .

5- علي , عوف عبد الرحمن " دراسة أداء المبادلات الحرارية الصفائحية " , رسالة ماجستير , الجامعة التكنولوجية , كانون الأول 1981 ..

6- Said , W.K. , & Khassaf , F.H. ; " Indirect Evaporative Cooling for Residential Comfort " AL – Muhandis Journal Of The Iraqi Society of Engineers , Baghdad , Vol.29 , No.2 , Serial 85 , 1984 , PP. 36 – 46 .

7- Enwia , J. & AL – Shawe , I.M. ; " Development and Assessment of A plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling " Fourth Conference of The Scientific Research Council , Iraq , 1986 ..

8- Supple , R..G. ; " Evaporative Cooling for Comfort " ASHRAE Journal , May 1980,PP.21.