

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة بابل
كلية الهندسة
قسم الهندسة الميكانيكية

منظومة التبريد المركبة

رسالة

مقدمة إلى كلية الهندسة في جامعة بابل

كجزء من متطلبات نيل درجة الماجستير

علوم في الهندسة الميكانيكية

من قبل

ضياء عبد الحسين الغالي

بكالوريوس ٢٠٠٠

المشرفان

د. عماد شكري علي

د. صلاح كريم جواد

أيلول ٢٠٠٣

**Ministry of Higher Education and Scientific Research
Babylon University
College of Engineering
Department of Mechanical Engineering**

Composed Cooling System

A Thesis

**Submitted to the College of Engineering
of the University of Babylon in Partial
Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master
of Science in Mechanical
Engineering**

By

Dhiyaa Abdul Hussain Al-Ghalibi

B. SC. ٢٠٠٠

Supervisors

**Dr.
Sallah Kareem Jawad**

**Dr.
Emad Shukri Ali**

September ٢٠٠٣

Abstract:

This study aims at studying the possibility of gaining pure cool air completely (I mean without mixing with the air returning from the conditioning space) by a new cooling system of a relatively little cost, high coefficient of performance and low electric power consumption per ton of cooling as compared with the vapour compression refrigeration system. This new system is called (The composed system for air conditioning), because it is composed of two different systems for air conditioning which they were combined in a specific design that enables them of operating together or one of them without the other under specific conditions. They are the indirect evaporative cooling system that is represented by the plate heating exchanger of the wet surfaces and the vapour compression refrigeration system that is represented by window air conditioner.

The operation of this composed system is pulling the air from conditioning space (which is called the secondary air) and make it go into the wet channels of the plate heating exchanger where water is spread in it on the form of continuous drops on its walls. In this case the secondary air is cooled evaporatively. Then it is directed to the condenser of vapour compression cycle for the sake of reducing the pressure of the condenser and also the subcooling of the refrigerant. This will lead to the improvement of the performance of the vapour compression cycle of the composed system. At the same time air is pulled from outside (which is called the primary air) and make it go into the dried channels of the plate heating exchanger. This will make it cooling sensibly. Then it will be cooled additionally in the evaporator of vapour compression cycle and being directed to conditioning space.

I did the following to achieve the aims of the study:

1. Designing and making a plate heating exchanger (counter flow) of the dimensions ($500 \times 400 \times 300$ mm) that is useful to achieve the main aim of the study, and studying the effect of changing the temperature of the outside air and the temperature of the air inside the room and the fans rotational speed on (effectiveness, humidification efficiency, cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) of the heating exchanger.

٢. Designing and making the composed system for air conditioning and studying the effect of changing the temperature of the outside air and the temperature of the air inside the room and the fans rotational speed on (cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) of the composed system.
٣. Comparing the plate heating exchanger, the composed system and the window air conditioner with each other as far as (cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) under specific conditions of operation are concerned.

The results were the following:

١. Increasing the cooling energy by using the composed system as compared with window air conditioner of a rate between (٦٠.٥%-٢٥٣%) under different conditions of operation.
٢. Increasing the actual coefficient of performance by using the composed system as compared with the window air conditioner of a rate between (٣٧%-٢٠٠.٩%) under different conditions of operation.
٣. Lowering the actual electric power consumption per ton of cooling by using the composed system as compared with the window air conditioner of a rate between (٢٧%-٦٦.٨%) under different conditions of operation.
٤. Lowering the pressure of refrigerant into the condenser by using the composed system as compared with the window air conditioner of rate between (١١.٦%-١٧.٢%) under different conditions of operation.

الخلاصة

يهدف البحث الحالي إلى دراسة إمكانية الحصول على هواء مبرّد نقي بالكامل (أي بدون خلط مع الهواء الراجع من الحيز المكيف) بواسطة منظومة تبريد جديدة ذات معامل أداء عالٍ، واستهلاك قليل للطاقة الكهربائية المصروفة لكل طن تبريد، بالمقارنة مع منظومة التبريد بانضغاط البخار. وسمّيت هذه المنظومة بـ (المنظومة المركبة لتكييف الهواء)، وذلك لأنها مركبة من منظومتين مختلفتين لتكييف الهواء تمّ تجميعها بتصميم معنّ، بحيث يمكن أن تعمل المنظومتان معاً، أو تعمل إحداها بدون الأخرى في ظروف معيّنة، وهما منظومة التبريد التبخيري غير المباشر والمتمثلة بالمبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة، ومنظومة التبريد بانضغاط البخار، والمتمثلة بمكيف الهواء الشبكي (Window Type). ويتلخّص عمل المنظومة المركبة بسحب هواء من الحيز المكيف يخلط مع هواء خارجي (والذي سمّي بالهواء الثانوي) وإدخاله في القنوات الرطبة للمبادل الحراري الصفائحي، والتي يرشّ فيها الماء بشكل قطرات مستمرة على جدرانها، حيث يُبرّد الهواء الثانوي فيها تبريداً تبخيرياً، ومن ثمّ يوجّه إلى مكثف الدورة الإنضغاطية من أجل خفض ضغط المكثف، وكذلك التبريد الإضافي لمائع التبريد، وبالتالي تحسين كفاءة الدورة الإنضغاطية للمنظومة المركبة، وفي نفس الوقت يتمّ سحب هواء من الخارج (والذي سمّي بالهواء الرئيسي) وإدخاله في القنوات الجافة للمبادل الحراري الصفائحي، ممّا يؤدي بالنتيجة إلى تبريده تبريداً محسوساً، ومن ثمّ يُبرّد تبريداً إضافياً في مبخّر الدورة الإنضغاطية، ومن ثمّ يوجّه إلى الحيز المكيف.

ولأجل تحقيق أهداف البحث، تمّ:

تصنيع مبادل حراري صفائحي (متعاكس الجريان) بالأبعاد (500×400×300mm) يفي بالغرض الأساسي للبحث. وتصميم وتصنيع المنظومة المركبة لتكييف الهواء، ودراسة تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي ودرجة حرارة هواء الغرفة ومعدل تدفق الهواء الرئيسي والثانوي على كل من (طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد) لكل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركبة.

ومن مقارنة المنظومة المركبة بالمكيف الشبكي أظهرت النتائج ما يلي:

زيادة طاقة التبريد (والتي تمثل مقدار الحرارة التي يفقدها الهواء الرئيسي من بداية دخوله لجهاز التبريد لحين دخوله إلى الحيز المكيف) باستخدام المنظومة المركبة مقارنة بالمكيف الشبكي بنسبة تتراوح ما بين 27% - 253%. وانخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد بنسبة تتراوح بين 27% - 66.8% وفي ظروف تشغيل مختلفة.

الفصل الأول

المقدمة

١-١ : تمهيد:

يتواجد الجنس البشري في بيئات صعبة وطبيعة مختلفة تتفاوت فيها شدة المناخ مع فصول السنة والموقع الجغرافي. وقد كان لاستخدام تكييف وتبريد الهواء، الأثر الكبير في تسهيل عملية تواجد الإنسان في ظروف مناخية صعبة^(*) حيث أنّ الهدف الأساس من تكييف وتبريد الهواء، هو توفير المناخ المناسب للإنسان. سرء كان أثناء عمله أو في وقت راحته. أمّا الأهداف الأخرى فتتمثل في توفير الظروف المناسبة في درجة حرارة ورطوبة للإجراءات التقنية الصناعية، وفي تطبيقات الكيمياء الصناعية مثل تبريد المحاليل القابلة للانفجار، وفي التطبيقات الزراعية، مثل حفظ الأغذية وتبريد البيوت الزجاجية... إلخ. [٢]

إنّ العوامل البيئية المؤثرة على راحة الإنسان حسب تسلسل أهميتها هي:

- ١- درجة حرارة الجو. ٢- الرطوبة النسبية. ٣- حركة الهواء وأسلوب توزيعه.
- ٤- نقاوة الهواء.

ويتطلب تكييف وتبريد الهواء السيطرة على جميع هذه العوامل لتوفير جو ملائم تماماً لراحة الإنسان. [١]

ولغرض تكييف الهواء وتبريده - للحصول على الظروف المناسبة - فهناك طريقتان شائعتا الإستعمال، هما طريقة التبريد التبخيري وطريقة التبريدج بانضغاط البخار.

١-٢ : التبريد التبخيري:

تُعتبر هذه الطريقة من أقدم الطرق التي استخدمها الإنسان لتوفير ظروف مناسبة لراحته، حيث كان الأقدمون يقومون بوضع الحشائش والأعشاب الرطبة على فتحات البيوت لغرض تبريد الهواء الداخل إلى منازلهم. ويكثر استخدام الأجهزة التي تعمل على تبريد الهواء بالتبخير في المناطق الصحراوية، وتلك التي تتسم بالمناخ القاري، أي حار جاف صيفاً، ويقع العراق ضمن هذه المنطقة. أمّا في المناطق الساحلية وعالية الرطوبة، فلا تجدي مثل هذه الأجهزة نفعاً كثيراً، لعدم إمكانية تبخير كمية كبيرة من الماء، والحصول على درجة الحرارة المناسبة. [٣]

يعتمد أسلوب التبريد التبخيري على تحويل الحرارة المحسوسة للهواء إلى طاقة كامنة لتبخير الماء الذي يؤدي إلى تخفيض درجة حرارة الهواء إلى حدود معينة - سيأتي ذكرها لاحقاً - ، ويتم ذلك بإمرار الهواء بسرعة مناسبة على وسط تبخيري يتم فيه نشر كمية من الماء على مساحات سطحية واسعة، وحيث يتلامس الهواء والماء بشكل مباشر، لذا يسمى هذا النوع من التبريد بالتبريد التبخيري المباشر.

(*) تطوّر هذا الأسلوب بغية الحصول على هواء بارد بمحتوى رطوبي أقلّ، بالوصول إلى أسلوب آخر يسمى التبريد التبخيري غير المباشر، يتم فيه تبريد الهواء بإحدى جهتي مبادل حراري نوع (هواء-هواء) أو (هواء-ماء)، وفي الجهة الأخرى من المبادل يُمرّر هواء أو ماء سبق تبريده بأسلوب التبريد التبخيري المباشر. وفي سنين العقود الأربعة الأخيرة انصبّ اهتمام عدد من الباحثين على دمج أسلوب التبريد التبخيري المباشر مع أسلوب التبريد التبخيري غير المباشر في مبردات الهواء التبخيرية، ليعوّل عليها بتوفير الظروف المناسبة للراحة بدلاً من استخدام الأسلوبين بصورة منفردة. وتُصنّف الأجهزة التي تعمل على تبريد

(١) الأرقام المحصورة بين الأقواس تدلّ على المصادر المدرجة في نهاية البحث ص.

الهواء بالتبخير بأنها بسيطة الصنع ورخيصة الكلفة وذات استهلاك قليل للطاقة الكهربائية مقارنة مع أجهزة التبريد الأخرى. إلا أنّ هذه الأجهزة تفتقر إلى الجوانب التالية:

- ١- قلة كفاءتها في المناطق الرطبة.
- ٢- عدم إمكانية السيطرة أو التحكم بدرجة الهواء المبرّد بواسطتها.
- ٣- محدودية قابليتها للتبريد، حيث أن درجة حرارة الهواء المبرّد لا تنخفض دون درجة الحرارة للصلة الرطبة.
- ٤- بسبب محدودية الحصول على درجة حرارة منخفضة في هذه الأجهزة، تكون الحاجة لمعدل تدفق حجمي للهواء أكثر ممّا هي عليه في الأجهزة التي تبرّد الهواء بدرجة منخفضة، وهذا يتطلب زيادة في سرعة الهواء الخارج، والذي بدوره يؤثر على راحة الإنسان.

٢-١-١: طرق التبريد التبخيري:

هنالك ثلاث طرق للتبريد بالتبخير، وهي:

(أ) التبريد التبخيري المباشر.

(ب) التبريد التبخيري غير المباشر.

(ج) التبريد التبخيري على مرحلتين.

التبريد التبخيري المباشر:

تحدث عملية التبريد التبخيري المباشر عند ملامسة الهواء مع قطرات الماء وذلك من خلال مروره من وسط تبخيري، فتحدث عملية انتقال الكتلة والحرارة، ويتبخّر الماء باكتساب حرارة تبخر من الهواء، أي تتحوّل حرارة الهواء المحسوسة إلى حرارة كامنة. ويُستخدم أسلوب التبريد التبخيري المباشر في مجالات حفظ الأغذية والفواكه والخضر لإبقائها طرية،^[٤] كما ويُستخدم في التطبيقات الزراعية، مثل تبريد البيوت الزراعية،^[٥] وفي تبريد المنازل.

إنّ أهمّ المنظومات الشائعة التي تعمل بمبدأ التبريد التبخيري المباشر هي كالآتي:^[٥]

(١) منظومة التنقيط:

تتكون هذه المنظومة من مروحة لسحب الهواء إلى الحيز المراد تبريده عبر حشوة سميكة تُرطّب بواسطة تنقيط الماء من أعلى سطح الحشوة باستخدام مضخة ماء صغيرة. مثال ذلك مبرّدة الهواء الاعتيادية شائعة الاستعمال.

(٢) منظومة الرش:

يستخدم هذا الأسلوب وحدات التبريد الكبيرة التي تحتاج إلى تدفق هواء حجمي كبير، مثل ورش العمل والمخازن. وتتكون من مروحة طرد مركزي تدفع الهواء باتجاه منافث متّصلة بمضخة تعمل على رفع الماء من الخزان السفلي ورشّه على شكل رذاذ متطاير مع الهواء، وتثبت في نهاية مجرى الهواء كادمات لمنع رذاذ الماء من التطاير مع الهواء.

(٣) منظومة السطح المسامي الدوّار:

تتكوّن هذه المنظومة من حشوة على شكل قرص مسامي يدور بسرعة بطيئة (دورة ونصف الدورة في الدقيقة) على محور أفقي بواسطة محرّك كهربائي، بحيث يكون الجزء السفلي من القرص مغموراً في الماء لغرض ترطيبه، ثمّ يُعرّض للهواء

عندما يُدار القرص إلى الأعلى، حيث يتبخّر الماء مسبباً تبريد الهواء. وتحتوي الوحدة المتكاملة لهذه المنظومة على مرشّح لتنقية الهواء، ومروحة طرد مركزي تعمل على سحب الهواء خلال المرشّح والقرص المسامي ودفعه إلى الحَيِّز المراد تبريده.

(ب) التبريد التبخيري غير المباشر:

تعتمد هذه الطريقة على تبريد الهواء من دون تماسّه مع الماء، حيث يمرّر الهواء داخل مبادل حراري، فتحدث عملية انتقال الحرارة بين الهواء الحار والهواء البارد الرطب أو الماء، وتحدث عملية تبريد الهواء بثبوت المحتوى الرطوبي للهواء. ويُطلق عليها عملية التبريد المحسوس.

يُستخدم هذا الأسلوب في حقل الطباعة الحجرية التي تتطلّب وجود سيطرة على الرطوبة، وذلك للحفاظ على الحجم الصحيح للورقة ولبقية المواد، وكذلك يُستخدم في المجالات الصناعية، مثل صناعة الحرير الصناعي وصناعة الألبسة ومحالّ القطن.

إنّ أهمّ المنظومات التي تعمل بطريقة التبريد غير المباشر هي كالاتي:

(١) منظومة السطح الجاف:

تحصل عملية تبريد الهواء في هذه المنظومة نتيجة لمروره في مبادل حراري مكوّن من مجموعة من الأنابيب يمرّ فيها الماء المسبق تبريده باستخدام برج تبريد، فتحصل عملية انتقال الحرارة من الهواء الذي تدفعه مروحة طرد مركزي إلى الماء الذي تضخّه مضخة إلى المبادل، ويتمّ تبريد كمية كبيرة من الهواء [٧].

(٢) منظومة السطح المولّد:

تُعدهذه المنظومة من أحدث التحسينات التي أُجريت على منظومة السطح الجاف. ففي هذه المنظومة يعاد استخدام الهواء العادم (الخارج من الحيز المكثّف) لتبريد الماء في برج التبريد، وبذلك يمكن الحصول على ماء أبرد، ممّا يزيد من كفاءة التبريد. والماء المبرّد يمرّر داخل أنابيب المبادل الحراري، فتحدث عملية انتقال الحرارة من الهواء الحار إلى الماء [٨].

(٣) منظومة المبادل الحراري الصفائحي:

توجد تصاميم مختلفة لمنظومات المبادلات الحرارية الصفائحية. فمنها ما يتكوّن من قناتين منفصلتين إحداهما يمرّ بها الهواء الجاف، والأخرى يمرّ بها هواء يُرطّب برشّ الماء داخل هذه القناة. فيتمّ تبريد هذا الهواء تبخيراً، وبالتالي تتمّ عملية تبادل الحرارة مع الهواء الجاف المار في القناة المجاورة، أو قد تكون بشكل صندوق عمودي يُقسم من الداخل إلى قسمين، وكل قسم يكون بمثابة تجويف، حيث يُرشّ الماء في التجويف الأيسر، بينما يوجد في التجويف الأيمن مبادل حراري صفائحي. يدخل الهواء الرطب القادم من التجويف الأيسر إلى المبادل الحراري مشكلاً تدفقاً متعكساً مع الهواء الجاف. وهذه المنظومة مزوّدة بمروحتي طرد مركزي تعملان على تزويد التجويف الأيمن والتجويف الأيسر بالهواء [٩]. ويمكن الاستفادة من المبادل الحراري الصفائحي لأغراض استرداد الطاقة في حالة استخدامه كمبادل جاف، [١٠]. وذلك بإعادة جزء من الطاقة المهدورة مع الهواء الخارج من الحَيِّز لغرض تبريد هواء التهوية قبل إمراره على جهاز التكييف، أو يُستخدم لتسخين هواء التهوية بشكل كامل بدون

استخدام جهاز التكييف، وذلك عندما يكون المائع المار من الجهة الأخرى من المبادل الحراري ذات درجة حرارة عالية، كالمغزات الخارجة من التطبيقات الصناعية.

ج) التبريد التبخيري على مرحلتين:

يُبرّد الهواء في المرحلة الأولى تبريداً محسوساً خلال مبادل حراري، وفي المرحلة الثانية يُبرّد الهواء بالبريد التبخيري المباشر.

ويُفضّل استخدام هذه الطريقة في المناطق ذات الظروف المناخية التي تزيد فيها درجة حرارة البصلة الرطبة بثلاث درجات مئوية عن المناطق التي يُستخدم فيها التبريد التبخيري المباشر، أي عند ارتفاع المحتوى الرطوبي للهواء الخارجي في تلك المناطق. [١١]

ويتميّز هذا النوع من التبريد بتوفيره هواءً بظروف قريبة من ظروف الراحة، والتي يعجز عن توفيرها كلا النوعين منفردين وبطاقة كهربائية أقل من الطاقة المستهلكة في أجهزة التبريد ذات الدورات الانضغاطية، بالإضافة إلى أنّ كلفة إنشاء وصيانة هذه المنظومة أقل بكثير من تلك الأجهزة. وتكون الطاقة المستهلكة للطن الواحد من التبريد هي (٠.٣ kw/ton) يقابلها (١.٥ kw/ton) لأجهزة التكييف بالتبريد. [١٢]

٣-١: التبريد بانضغاط البخار:

تُعتبر عملية تبريد الهواء بهذه الطريقة أكثر تطوّراً من طريقة تبريده بواسطة التبريد التبخيري، وذلك لإمكانية السيطرة والتحكّم بدرجة حرارة ورطوبة وحركة الهواء بدرجة أفضل، وحسب ما هو مطلوب. وبغضّ النظر عن رطوبة الهواء الجوّي. إنّ جميع أجهزة التبريد بواسطة انضغاط البخار تُصمّم وتعمل وفق القواعد الأساسية التالية لديناميك الحرارة [١٣]:

- ١- كلّ مائع يمتصّ حرارة عندما يتحوّل من الحالة السائلة إلى الحالة الغازية.
- ٢- إنّ درجة حرارة المائع تبقى ثابتة عند تغيير طور المائع، ولكنّها تتغيّر بتغيّر ضغطه، وعند كل ضغط محدّد تكون هنالك درجة حرارة تبخير محدّدة.
- ٣- إنّ الحرارة تنتقل من الأجسام ذات درجات الحرارة العالية إلى الأجسام الأقل منها.
- ٤- إنّ الطاقة الحرارية وأشكال الطاقة الأخرى تتغيّر وفق قانون ديناميك الحرارة والعلاقات المشتقة منه.

بالإضافة إلى ذلك أنّ الأجزاء المستخدمة في أجهزة التبريد، والتي يتمّ خلالها التبادل الحراري لا بدّ أن تكون من معادن ذات توصيل جيّد للحرارة.

تعتمد عملية التبريد بانضغاط البخار بدرجة أساسية على خواص مائع التبريد، كالأمونيا والفريون... إلخ، والتي من أهمّ خواصّها انخفاض درجة حرارة تبخّرها (درجة حرارة تبخّر مائع التبريد R-٢٢ هي ٤٠.٨°C-، عندما يكون معرّضاً للضغط الجوي ١.٠٣ Kg/cm^٣). وإذا كان بالإمكان السيطرة والتحكّم بضغط هذه الموائع، أمكن السيطرة على درجات حرارة تبخيرها (وكذلك على درجات حرارة تكثّفها عندما تكون الموائع في حالة بخارية). وفي حالة كون درجة التثيغ لموائع التبريد في حالتها السائلة - عند ضغط معيّن - أقل من درجة حرارة الوسط المحيط بها - كالماء أو الهواء - فسوف تحدث عملية تبريد لهذا

الوسط. أما عندما تكون موائع التبريد بحالة بخار، وذات درجة حرارة تشبّع – عند ضغط معنّ – أعلى من درجة حرارة الوسط المحيط، فسوف تحدث عملية تكثّف للمائع، يرافقها عملية فقدان للحرارة من المائع إلى الوسط المحيط، أي تحدث عملية تسخين لهذا الوسط. [١٤٦]

ولغرض الاستفادة من خاصية هذه الموائع في عملية تبريد وتكييف الهواء، فقد تمّ تصنيع أجهزة ذات منظومات يمكن بواسطتها السيطرة على عملية التبخر والتكثّف، من خلال السيطرة على الضغط داخل تلك المنظومات. ومن هذه الأجهزة الأكثر شيوعاً في الوقت الحاضر مكيفات الهواء الصغيرة (المكيفات الشبكية window type)، وتتألف دائرة تبريد تلك الأجهزة من ضاغط من النوع محكم الغلق، ومجموعة من الأنابيب حولها زعانف تكوّن مبخّر دائرة تبريد الجهاز، وأنبوبة شعيرية لتنظيم كمية مائع التبريد التي تدخل إلى المبخّر، وحسب احتياجاته، ومجموعة أخرى من الأنابيب حولها أيضاً زعانف تكوّن مكثّف دائرة التبريد الذي يتمّ تبريده بالهواء. وهناك مروحتان مثبتتان على محور واحد، تُدوران بواسطة محرّك كهربائي لتدوير الهواء داخل المبخّر والمكثّف. ويركّب بالجهاز أيضاً مفتاح تشغيل ومنظّم لدرجة الحرارة (الثرموستات). ويحتوي الجهاز أيضاً على مرشّح لتنظيف الهواء الراجع من الغرفة قبل دخوله إلى المبخّر.

هذا... وبعض هذه الأجهزة تُركّب بها سخانات كهربائية تكون موضوعة في إتّجاه مرور الهواء الخارج من الجهاز لتدفئته خلال فصل الشتاء، أو إضافة صمام عاكس إلى دورة التبريد، تكون مهمة تحويل عملية التبريد إلى عملية تسخين.

وتتمّ عملية تبريد الهواء بانضغاط البخار بالطريقتين الآتيتين:

- التبريد المباشر: وتحدث عند تماس الهواء بسطح المبخّر مباشرة.
 - التبريد غير المباشر: وتحدث العملية بتبريد وسط آخر (كالماء مثلاً) نتيجة لملامسته سطح المبخّر، ومن ثمّ استعماله لتبريد الهواء بعد مروره على هذا الوسط.
- وتتّصف الأجهزة التي تعمل على تكييف الهواء بانضغاط البخار بكفاءتها العالية وتعدّ جوانب استعمالها، وذلك لإمكانية التحكم بدرجة حرارة الهواء المبرّد بواسطتها. كما يمكن استخدامها في جميع المناطق ذات المناخ الجاف أو الرطب. ومن فوائدها أيضاً هو إمكانية سحب هواء الغرفة المبرّدة لإعادة تبريده مرّة ثانية، ممّا يؤدي إلى تقليل في كمية التبريد المطلوبة، والذي يؤدي بدوره إلى تقليل الطاقة الكهربائية المستهلكة.

بالرغم من المميزات التي ذُكرت أعلاه، إلا أنّ هذه الأجهزة تحتوي على السلبيات التالية:

- ١- إستهلاك عالٍ للطاقة الكهربائية، بسبب الحاجة لشغل ميكانيكي كبير لتحويل بار سائل التبريد من الضغط الواطيء إلى الضغط العالي، ويعتمد ذلك على نسبة الانضغاط.
- ٢- إنخفاض الرطوبة النسبية للهواء داخل الغرفة المبرّدة لهذه الأجهزة، ممّا يؤثر على راحة الإنسان عند بقائه فترة طويلة بسبب جفاف هوائها، ممّا يتطلب في هذه الحالة إلى إضافة مرطّب لجهاز التبريد.
- ٣- كفاءتها القليلة في تنقية الهواء الخارجي الداخل إلى الجهاز والمخلوط مع الهواء المبرّد الداخل إلى الغرفة.
- ٤- عند الحاجة إلى هواء مبرّد نقي بالكامل (أي بدون خلط مع الهواء الراجع من الغرفة، كما هي الحالة في المستشفيات، فسوف تكون عملية التبريد مكلفة جداً.

٤-١: الهدف من البحث:

هنالك إحصائيات تؤكد أنّ الدول الأوروبية تكلفها التخصيصات اللازمة المترتبة على التبريد حوالي %٢٠ من مجمل تكاليف الأبنية، بينما تكاليف استخدام أجهزة التكييف بحوالي %٢٠-٣٠) من مجمل تكاليف استخدام الأبنية بشكل عام. بينما التكاليف أو الإحصائيات أعلاه تزداد كلما ازدادت درجات الحرارة في مناطق متعدّدة من العالم، حيث إنّ أغلب هذه المناطق في العالم تعاني من إنتاج الطاقة الكهربائية ووسائل توليدها تشكّل غاية في التعقيد. [١٥٧] لذلك كان التوجّه والاهتمام بطرق تحسين كفاءة وأداء أجهزة التبريد لكثير من المهندسين والمهتمين بأجهزة التبريد، فكان الاهتمام من هذا المنطلق بوسائط التبريد المبسّطة، ومنها وسائل التبريد التبخيري المباشر وغير المباشر، لكلفتها القليلة واستهلاكها القليل للطاقة الكهربائية ومعامل أدائها العالي. إلاّ أنّه يمكن استخدام هذه الوسائل من التبريد فقط في ظروف جوية محددة، وقابلية تبريد محدد أيضاً. ولهذه الأسباب استُخدمت أجهزة التبريد التي تعمل بانضغاط البخار (الأجهزة ذات الدورات الانضغاطية) التي تمتاز بكونها تعمل بكافة الأجواء لتوفير ظروف تكييف مناسبة، رغم كونها أعلى كلفة وأكثر استهلاكاً للطاقة الكهربائية، بالإضافة إلى قلّة معامل أدائها. لذا فإنّ الهدف الأساسي في البحث الحالي هو إمكانية الحصول على هواء مبرّد نقي بالكامل (أي بدون خلط مع الهواء الراجع من الغرفة) بواسطة منظومة تكييف جديدة ذات كلفة قليلة نسبياً، ومعامل أداء عالٍ واستهلاك قليل للطاقة الكهربائية المصروفة لكل طن تبريد بالمقارنة مع منظومة التكييف الانضغاطية. وسمّيت هذه المنظومة بـ(المنظومة المركّبة لتكييف الهواء)، وذلك لأنّها مركّبة من منظومتين مختلفتين لتكييف الهواء تمّ تجميعها بتصميم معيّن (سيتمّ توضيحه فيما بعد)، بحيث يمكن أن تعمل معاً، أو تعمل إحداها بدون الأخرى في ظروف معيّنة. وهما (منظومة التبريد التبخيري غير المباشر ومنظومة التبريد بانضغاط البخار). وبذلك يمكن تجاوز أكثر سلبيات المنظومتين.

ويمكن تلخيص الأهداف الأخرى في البحث بالنقاط التالية:

- ١- تصميم وتصنيع مبادل حراري صفائحي (متعاكس الجريان) يفي بالغرض الأساسي للبحث ودراسة تأثير تغيير مجموعة من العوامل (درجة حرارة الهواء الخارجي، درجة حرارة هواء الغرفة، سرعة تدوير المراوح) على الفاعلية وكفاءة التبريد وطاقة التبريد ومعامل الأداء والطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد للمبادل الحراري.
- ٢- تصميم وتصنيع المنظومة المركّبة لتكييف الهواء ودراسة تأثير تغيير مجموعة من العوامل (درجة حرارة الهواء الخارجي، درجة حرارة هواء الغرفة، سرعة تدوير المراوح) على طاقة التبريد ومعامل الأداء والطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد للمنظومة المركّبة.
- ٣- مقارنة المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة ومنظومة التبريد بانضغاط البخار مع بعضها من حيث (طاقة التبريد ومعامل الأداء والطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد) عند ظروف تشغيلية معيّنة.

الفصل الثاني

مراجعة الدراسات السابقة

٢-١: التبريد التبخيري غير المباشر (المبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة):

ظهرت أجهزة التبريد التبخيري غير المباشر المتمثلة بالمبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة للمرة الأولى في جنوب غرب الولايات المتحدة خلال عام (١٩٣٠)، وتميزت بأنها ذات استهلاك أقل للطاقة الكهربائية من أجهزة التبريد ذات الدورات الانضغاطية، وبأنها ذات أداء أفضل، وكذلك ذات استهلاك أقل للماء من المبردات التبخيرية البسيطة.^[١٦]

إنّ هذه المبادلات الحرارية تتكوّن من قناتين، الأولى تسمّى القناة الرئيسية (الجافة) وهي القناة التي يمرّ فيها الهواء الرئيسي المراد تبريده، وهو الهواء الجاف الذي لا يتلامس مع الماء بأي شكل من الأشكال، والثانية تسمّى القناة الثانوية (الرطبة)، وهي القناة التي يمرّ فيها الهواء الثانوي الذي يتلامس مع الماء في داخلها.

معظم البحوث التي تناولت دراسة المبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة ركّزت على دراسة تأثير تغيير المسافات بين صفائح المبادل والمواد المصنّعة منها وشكل سطوح الصفائح وأبعاد الصفائح وتأثير تغيير سرعة الهواء في القناة الرئيسية والقناة الثانوية، وكذلك تغيير معدل تدفق الماء الذي يُرشّ بواسطة مرشّات في القنوات الثانوية للمبادل، ويعمل على ترطيب الصفائح لغرض حصول عملية التبريد التبخيري في تلك القنوات، ممّا يؤدي إلى انخفاض درجة حرارة الهواء الثانوي، وبالتالي تحصل عملية انتقال الحرارة بين الهواء الثانوي والهواء الرئيسي الذي يُبرّد تبريداً محسوساً فقط. وفيما يأتي عرض لجانب من تلك البحوث.

بدأت محاولات (Pescod)^[١٧] منذ عام ١٩٦٨، عندما كانت المبادلات الحرارية غالباً ما تُصنع من المعادن. إلا أنّ كلفة الصيانة وأسعار الإنشاء أهدى إلى عدم نجاح هذا الأسلوب، ممّا شجّع (Pescod) على تطوير المبادل الحراري لاستخدامه في منظومة التبريد التبخيري غير المباشر، وذلك باستعمال صفائح من اللدائن بسُمك (٠.٢٥ mm) وبأبعاد cm (٢٠×٢٠×٢٠) لتشكّل مسارين متعامدين لتياري الهواء، ويستخدم دافعتين للهواء، وكذلك مضخة لتدوير الماء ومنافاث لرشّ الماء على مسار الهواء الثانوي والداخل من أسفل المبادل الحراري، حيث يقوم بتبريد الهواء الداخل للتحضير المراد تكييفه، بينما يُطرح الهواء الثانوي في الجو. وبهذا الأسلوب تمكّن من استخدام مبادل حراري مصنوع من اللدائن، واستطاع الحصول على فاعلية (٨٥%) عند سرعة هواء (٢ m/s)، وفي ظروف جوية (٣٦°C) درجة حرارة جافة و(٣٠%) رطوبة نسبية. وعرّف الفاعلية بالمعادلة التالية:

$$E_w = \frac{DTp_i - DTp_o}{DTp_i - WTS_i} \dots\dots\dots (٢-١)$$

وهي عبارة عن هبوط في درجة حرارة الهواء الرئيسي الجاف على الفرق ما بين درجة حرارة الهواء الرئيسي الجاف ودرجة حرارة الهواء الثانوي الرطب.

وتراوح معدل تدفق الهواء الحجمي بين (٠.٠٠٤-٠.٠٥٤ m^٣/s)، مع تغيير سرعة الهواء بين (٠.٣-٤ m/s). ونتيجة لتغيير السرعة تتعرّف الفاعلية. كما لاحظ الباحث (Pescod) أنّه

عند وضع الزعانف على الصفائح تزداد الفاعلية، وذلك لحصول الدوامات الهوائية داخل قنوات المبادل، مما يؤدي إلى زيادة انتقال الحرارة.

- وفي دراسة أخرى قام الباحث (Pescod) [١٨] في سنة (١٩٦٨) دراسة وتحليلاً لسبعة نماذج من المبادلات ذات صفائح مصنوعة من اللدائن بأبعاد متساوية $20 \times 20 \times 20$ cm على الفاعلية. واستنتج أنّ التتوات تزداد من انتقال الحرارة. ولها فائدة أخرى، حيث أنّها تعمل كمساند تمهّد للهواء بالمرور في قنوات متماسكة.

- وفي هذا المضمار تناول الباحث (Cham) [١٩] في سنة (١٩٧٣) أربعة مبادلات حرارية مختلفة ذات سطوح تعطي نفس الأبعاد المعطاة من قبل الباحث (Pescod)، ولكن بمسافات بينية وأشكال سطوح متغيرة. وتبين أنّه من الممكن زيادة المسافة البينية من 3 mm إلى 3.6 mm بين الصفائح من دون أن يكون لها تأثير ملموس على الأداء الحراري للمبادل الحراري الصفائحي. ووجد أنّ معاملة السطح بمحلول (Colloida Silica) يزيد من الفاعلية بنسبة (10%) . ووجد بأنّ السطوح الممتّة بشكل جيوب مستقيمة تعطي فاعلية للمبادل الحراري أعلى من السطوح الممتّة بشكل نتوات مدّبة، وذلك ضمن حدود سرع معيّنة للهواء عبر تلك القنوات.

- وضع الباحثان (Kettleborough & Hsieh) [٢٠] في سنة (١٩٨١) نموذجاً رياضياً لجريان متعامد في المبادل الحراري الصفائحي مصنوعاً من اللدائن، باستخدام الحاسبة الألكترونية. ووجد أنّ النتائج الرياضية له كانت مطابقة للنتائج العملية للفاعلية التي قام بها (Pescod & Chan) وتبين أنّ الانخفاض في درجة حرارة الماء إلى درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء ليس له تأثير في الفاعلية، بينما معلى تدوير الماء له تأثير واضح على الفاعلية.

- إهتمّ الباحث علي [٢١] بدراسة تجريبية لمبادل حراري صفائحي بجريان متعامد لتياريّ الهواء الرئيسي والثانوي مصنوع من صفائح الحديد المغلّون بسمك 1 mm (24 us gauge) والبالغ عدد (33) صفيحة وبأبعاد $(600 \times 300$ mm) وبمسافة بينية $(3$ mm). وقام بدراسة نموذجين من المبادلات الحرارية بالمواسفات أعلاه. ففي النموذج الأول كانت الصفائح غير مزعفة، أمّا النموذج الثاني فقد زودت الصفائح بزعانف من الألمنيوم، وتتمّ عملية رشّ الماء في المسار الثانوي للهواء بواسطة شبكة من الأنابيب والمرشّات. وحصل الباحث على أفضل فاعلية للمبادل الحراري الصفائحي المزود بالزعانف، هي بحدود (70%) لمعلى تدفق حجمي $(0.05$ m³/s). كما واستنتج إمكانية استخدام مبادل حراري صفائحي بحجم $(0.4 \times 0.6 \times 0.6$ m) وبمعلى تدفق حجمي قدره $(0.3$ m³/s) لتكييف غرفة مساحتها $(12$ m²) وارتفاعها $(3$ m) عندما يكون الحمل الحراري فيها بحدود $(1.5$ kw).

- واستخدم الباحث (Rasheed) [٢٢] في سنة (١٩٨٣) الأنموذج الرياضي الموضوع من قبل الباحثين (Kettleborough & Hsieh) لتحليل الجريان المنتظم والجريان غير المنتظم، وتأثيره على الفاعلية. وبحث تأثير زيادة معلى تدوير الماء من 5 إلى 15 مرّة بقدر معلى تبخير الماء، ووجد أنّه يؤدي إلى زيادة ملحوظة في الفاعلية، وكذلك تأثير

نسبة التبلل في الفاعلية. وتبين أنّ زيادة نسبة التبلل تؤدي إلى زيادة الفاعلية.

كما استنتج أنّ الجريان غير المنتظم له تأثير ملموس في تقليل الفاعلية.

- درس الباحثان (Enwia & Al-Shawe) [٢٣٦] في سنة (١٩٨٦) المبادل الحراري ذي السطح المبطل لاستخدامه في التبريد التبخيري غير المباشر، حيث صنع المبادل الحراري من رقائق الألمنيوم التي صُممت لتكون مسارين متعامدين لتيار الهواء. وفي أعلى المبادل يتم ترديد الماء على مسار الهواء الثانوي لتبريده، والذي بدوره يبرد الهواء الرئيسي. واتفقا مع الباحث (Pescod) على أنّ الفاعلية تتأثر إذا قلت نسبة التبلل، وكذلك درسا تأثير تغيير شكل السطح والمسافة بين الصفائح على الفاعلية، فتبين أنّ السطح المزود بمشبك معدني يؤدي إلى زيادة في الفاعلية.

- وقام الباحث (شمعون) [١٢٦] في سنة (١٩٨٩) بدراسة تضمنت تصميم وتنفيذ ثلاث مبادلات حرارية بجريان متعامد لتياري الهواء بالأبعاد (٤٠×٤٠×٥٠cm) صنعت صفائح أحد المبادلات من رقائق الألمنيوم المستوية، وقد زوّدت قناة تيار الهواء الرئيسي فيه بمشبك معدني لإحداث الإضطراب في تيار الهواء، وكانت المسافة البينية بين الصفائح (٨ mm). بينما صنّعت الأنموذجين الآخرين من لدائن (البولي-أستيرين)، وقد كوّنت ألواحها بحيث يكون لها سطوح ممتدة لجهة تيار الهواء الرئيسي في المبادل لزيادة مساحة انتقال الحرارة، وكذلك زيادة المساحة المبثلة بالماء من جهة تيار الهواء الثانوي، ولغرض زيادة تبلل السطوح بالماء، فقد عوملت سطوح مجرى تيار الهواء الثانوي لأحد النموذجين بمادة (Nylon Floaking Fiber) والتي تسمى بالنشارة. واستنتج الباحث بأنّ المبادلات الحرارية المصنّعة من اللدائن أفضل بكثير للاستخدام من المبادلات الحرارية المصنّعة من رقائق الألمنيوم، وذلك لأنّ قابلية اللدائن على التبلل أفضل من دقائق الألمنيوم، وكذلك فإنّ معاملة سطح المبادل المصنوع من اللدائن بمادة النشارة أهدى إلى زيادة الفاعلية بحدود (١٣%)، مقارنة مع المبادل الحراري ذي السطوح غير المعاملة. وكذلك إنّ وجود النتوءات على سطح المبادل في جهة تيار الهواء الرئيسي يحسّن من انتقال الحرارة بحدود مرتين عند مقارنتها مع نتائج التيار الهوائي الثانوي الذي يحتوي على النتوءات.

- وقد أجرى الباحث (حسين) [٢٤٦] في سنة (١٩٩٧) دراسة عملية لتقييم أداء مبادل حراري صفائحي بالأبعاد (٦٦×٥٢×٧٢ cm) صنعت صفائحه من سبيكة الألمنيوم (٩٠% Al - ١٠% Mg) بسمك (١ mm) وبالأبعاد (٦٦×٥٢) لكل صفيحة، وتمّ ترتيبها لتعطي مسارين متعامدين لتياري الهواء. وقد وُضع في قنوات تيار الهواء الثانوي حشوة خشبية (حلفة) تُرطب برشّ الماء عليها من الأعلى، كما درس تأثير وضع مشبكات معدنية في قنوات تيار الهواء الرئيسي، واستنتج أنّ هذه المشبكات تسبب زيادة في الفاعلية بحدود (٣٠%)، لكنّ هذه الزيادة يصاحبها ارتفاع في مقدار هبوط ضغط الهواء الرئيسي بنسبة (٣٢%).

- وأخيراً قام الباحث (فخر الدين) [٢٥٦] في سنة (١٩٩٨) ببناء برنامج حاسبي قادر على محاكاة وتصميم مبادل حراري صفائحي بكلا نوعيه عند ظروف تشغيلية مختلفة، ولغرض تقييم نتائج المحاكاة الحاسوبية تمّت الاستفادة من مبادل حراري صفائحي مصنوع سابقاً من قبل الباحث (حسين)، ومجهّز بكافة وسائل القياس الضرورية

للحصول على قراءات عملية عند ظروف تشغيلية مختلفة. وقد أظهرت المقارنة بين نتائج المحاكاة الحاسوبية والنتائج العملية تطابقاً جيداً، إذ لم تتجاوز نسبة الخطأ في درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج (٣.١٦%) و(٦.٢٢%) في فاعلية المبادل الحراري ذي السطوح المبتلّة.

٢-٢ : التبريد بانضغاط البخار:

يعتمد معامل أداء أجهزة تكييف الهواء بانضغاط البخار (ومنها مكيفات الهواء الصغيرة) على عوامل كثيرة، منها:

إختلاف درجة حرارة الهواء الخارجي المستخدم كوسط لتبريد المكثّف، وإختلاف درجة حرارة هواء الغرفة الراجع، وإختلاف معدل التدفق الحجمي للهواء عبر المبخر والمكثّف، ونوع الضاغط المستخدم، ونوع المبادلات الحرارية المستخدمة في المبخرات والمكثّفات، وطول وقطر الأنابيب الشعرية المستخدمة، والتي تتحكّم بمعدل تدفق مائع التبريد، ونوع مائع التبريد المستخدم، وعوامل أخرى كثيرة.

جرت بحوث ودراسات كثيرة، كان معظمها في أحد الاتجاهين الآتيين:

الأول: دراسة تأثير عامل أو أكثر من العوامل أعلاه على معامل أداء أجهزة تكييف الهواء الصغيرة والقدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط وطاقة التبريد.

الثاني: دراسة تقليل الطاقة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط وزيادة معامل أداء أجهزة تكييف الهواء الصغيرة.

بالنسبة للاتجاه الأول:

- قام الباحث (Connor) [٢٦٦] في سنة (١٩٨٠) بدراسة كان هدفها دراسة تأثير درجة حرارة المكثف في أداء مكيفات الهواء. وقد توصل الباحث إلى أنّ معامل أداء المكيفة هو دالة لدرجة حرارة المكثف، ونتائجه موضّح في الشكل (٢-١).
- وتناول الباحثان (Domanski & Didion) [٢٧٧] في سنة (١٩٨٤) دراسة تأثير درجة حرارة الهواء الخارجي في أداء مكيفات الهواء. وقد توصل الباحثان إلى أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي إلى رفع ضغط المكثف، ومن ثمّ زيادة الطاقة الكهربائية المستهلكة وانخفاض معامل أداء الجهاز.
- وأجرى الباحث (Cole) [٢٨٧] في سنة (١٩٨٥) دراسة تناولت دراسة تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للمحيط الخارجي في أداء مكيف الهواء. وقد توصل الباحث إلى أنّ ضغط المكثف هو دالة لدرجة حرارة البصلة الرطبة للمحيط الخارجي، وإنّ انخفاضها من (٢٨°C) إلى (١٢.٨°C) يؤدي إلى انخفاض ضغط المكثف بما يعادل (٣.٤ bar) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بما يعادل (٥٠%) عند استخدام مكثف يعمل عند ظروف تصميمية مساوية إلى (١٣.٨ bar)، وكما موضّح في الشكل (٢-٢).
- وقام الباحثان (Kadambi & Glansante) [٢٩٧] في سنة (١٩٨٥) ببيان تأثير شكل الزعانف في أداء المبادل الحراري في مكيفات الهواء. وقد توصل الباحثان إلى أنّه يمكن استخدام الزعانف الرمحية وبكثافة أقل من بديلاتها للحصول على نفس كفاءة التبادل الحراري، وهذا يؤدي إلى الإقتصاد في كمية المعدن المستخدم وانعكاس ذلك على كلفة المبادل. والشكل (٢-٣ a) يوضّح تأثير عدد الزعانف الرمحية في طاقة التبريد عندما تكون سرعة الهواء (١ m/sec). والشكل (٢-٣ b) يوضّح تأثير عدد الزعانف الرمحية في القدرة الكهربائية.
- وأجرى الباحث (Itoh) [٣٠٧] في سنة (١٩٨٥) دراسة هدفت إلى رفع أداء المبادلات الحرارية باستخدام زعانف ذات سطوح خشنة، إذ لاحظ أنّ هناك تحسّناً في قابلية تكثيف البخار الموجود في الهواء أثناء مروره خلال مبادلات حرارية تحوي زعانف ذات سطح خشن تبلغ خشونته (٢٠ μ)، وتحوّل قطرات الماء إلى طبقة رقيقة من الماء سهلة السقوط في الزعنفة بسبب قوة جذب الأرض لها، كما في الشكل (٢-٤ a). كما أظهرت الدراسة أنّ الخسارة في الضغط من جهة الهواء تقلّ بما يعادل (٣٠%) مقارنة مع السطح الأملس مع ثبوت معامل الانتقال الحراري للزعانف كما في الشكل (٢-٤ b).
- وتناول الباحثان (Bittle & Coldschmidt) [٣١٧] في سنة (١٩٨٦) دراسة تأثير درجة حرارة هواء الغرفة ورطوبته في أداء منظومة في حالتي التبريد والتدفئة عند درجة حرارة مخالفة لهواء الغرفة. وقد وجد الباحثان أنّ أداء المنظومة في حالة التسخين (COP_n)، وفي حالة التبريد (COP_c)، يعتمدان بمقدار قليل على رطوبة هواء الغرفة. ولكن أداء التبريد يزداد بزيادة درجة حرارة هواء الغرفة، وإنّ أداء التسخين يزداد عند نقصانها. ويمكن ملاحظة ذلك في الشكل (٢-٥ a) & (٢-٥ b).
- واهتمّ الباحثان (Hamilton & Miller) [٣٢٧] في سنة (١٩٩٠) ببناء برنامج حسابي يحاكي عمل مكيف الهواء، ومن خلاله يتمّ تمثيل أداء المكيف، إذ

اعتمد الباحثان في بناء النماذج الرياضية لجميع أجزاء المنظومة، والتي بمجموعها كوّنت برنامج المحاكاة الرئيسي، على مخططات الأداء للمصنّعين (Manufacture's Performance Maps) للضاغط والمكثف والأنبوب الشعري والمبخر. وقد بيّنت الدراسة أنّ زيادة درجة حرارة هواء المحيط الخارجي من (29.44°C) إلى (40.56°C) يؤدي إلى زيادة القدرة المجهّزة للضاغط بنسبة (14-51) %، وهبوط طاقة التبريد بنسبة (9.97%)، وبشكل خطي للإثنين.

- وقام الباحث (السعيد) [33] في سنة (2000) بدراسة تأثير المساحة السطحية الخارجية للمبخر في أداء مكيفات الهواء الصغيرة ولظروف تشغيلية مختلفة، وذلك عن طريق إعداد برنامج حاسوبي هندسي بلغة البيسك السريع (Quick-Basic). ويتضمّن:

□ إجراء الحسابات الخاصة بحساب الخواص الحرارية لمائع التبريد (R-22) ولظروف عمل مختلفة.

□ إجراء الحسابات المتعلقة بتحديد معالم أداء منظومة تكييف الهواء الصغيرة ولظروف عمل مختلفة.

وقد استنتج الباحث أنّ زيادة المساحة السطحية الخارجية للمبخر تسبب زيادة في كلّ من طاقة التبريد ومعامل الأداء ونسب تتراوح ما بين (0.11-0.21) % و(0.049-0.2) % على التوالي. في حين إنّ شغل الضاغط وقدرة الإنضغاط المستهلكة لكل طن تبريد تعاني انخفاضاً في قيمتها، ونسب تتراوح ما بين (0.15-0.082) % و(0.049-0.2) % على التوالي.

أمّا بالنسبة للاتجاه الثاني:

- فقد أجرى الباحثان (Guinn & Novell) [34] في سنة (1981) دراسة على مكيف هواء ذات طاقة تبريد (3 ton)، وباستخدام مكثف تجاري من النوع المزود بمنظومة لرشّ الماء لمعرفة مدى تأثيرها على أداء المكيف وعوامل التشغيل الأخرى. تقوم منظومة الرشّ برشّ رذاذ من الماء على سطح المكثف لكي يساعد في زيادة كمية الحرارة المطروحة، وبالتالي إلى تحسين أداء المنظومة بشكل عام. وتمّ اختبار المكيف لقيم مختلفة من درجة حرارة البصلة الجافة والرطوبة النسبية للهواء الداخل إلى المكثف. وأظهرت النتائج أنّه عند رشّ الماء بصورة مستمرة، وبمعدل (51.5 L/hr) أي إلى انخفاض ضغط المكثف بنسبة (9-17) %، وانخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسبة (5-9) % وزيادة في معامل الأداء (11.6-18.9) % وزيادة طاقة التبريد بنسبة (4.4-8.8) % بالإعتماد على ظروف الهواء المحيط من درجة حرارة ورطوبة.

- وقام الباحث (مرتضى) [35] في سنة (1983) بدراسة عملية على مكيف هواء محوّر لاستخدام الهواء الخارجي المبرّد عن طريق مبرّدة هواء تبخيرية لتبريد المكثف، لتخفيض درجة حرارة تشبع مائع التبريد المار خلاله، وبالتالي تخفيض ضغط المكثف. أظهرت النتائج انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسبة (27.7%) مقارنة بمكيف هواء يستخدم الهواء الجوي لتبريد المكثف.

- واهتمّ الباحث (النجار) [36] في سنة (1987) بإمكانية تحسين كفاءة مكيف الهواء التقليدي، وذلك بإضافة مكثف ثانوي مثبت قبل المبخر، ويبرّد باستغلال هواء الغرفة الراجع لتبريد مائع التبريد تبريداً إضافياً، وقد توصّل الباحث إلى أنّ هذا التحوير يسبب

زيادة في معامل الأداء تتراوح بين % (٣١.٣-٥٤.٥) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بين % (٢٣.٨-٥٣.٢) لظروف تشغيل مختلفة.

- وفي هذا المضمّر أجرى الباحث (ناصر) [٣٧] في سنة (١٩٨٨) دراسة تهدف لتحسين أداء مكيف الهواء التقليدي، وذلك بإضافة مبخّر ثانوي يُربط مرة على التوالي، والأخرى على التوازي مع المبخّر الرئيسي لتبريد الهواء الخارجي قبل مروره عبر المكثف. وقد تمّ الحصول على زيادة في معامل الأداء تتراوح بين % (٠.٨-٤) ، ونقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة بين % (٠.٦-٣.٩) عند إضافة المبخّر الثانوي على التوالي. أمّا في حالة ربطه على التوازي، فقد أظهرت النتائج أنّ مقدار الزيادة في معامل الأداء تتراوح بين % (٦.٩-١.٤). أمّا مقدار النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة فتراوحت بين % (٦.٩-٩.٤) ولظروف تشغيل مختلفة.

- وفي دراسة أخرى قام الباحث (التميمي) [٣٨] في سنة (١٩٨٩) بدراسة تأثير إجراء تحويلين على الجهاز في أداء مكيف الهواء، الأول بإضافة مكثف ثانوي يُربط على التوالي مع المكثف الرئيسي، وذلك لتبريد مائع التبريد تبريداً إضافياً، والثاني بإضافة مكثف ثانوي يُربط على التوالي مع المكثف الرئيسي وإضافة مبخّر ثانوي يُربط على التوازي مع المبخّر الرئيسي، إذ يجري تثبيته قبل المكثف الثانوي، وقد توصّل الباحث إلى أنّ التحويل الأول يسبب زيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين % (١٥.٦٩٤-٩.٦٢٣) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسب تتراوح بين % (١٣.٥٦٩-٨.٧٧٩) وفي ظروف تشغيل مختلفة. أمّا التحويل الثاني، وفقد سبب زيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين % (١١.٧٠٣-٥.٤٢٤) ونقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة بنسب تتراوح بين % (١٠.٤٦٨-٥.١٤٤) وفي ظروف تشغيل مختلفة.

- وأخيراً تناول الباحث (Assad) [٣٩] في سنة (٢٠٠٠) دراسة تأثير إضافة مبادل حراري ليعمل مبخراً ثانوياً على أداء مكيف هواء جداري، وذلك بربط المبخّر الثانوي على التوازي مع المبخّر الرئيسي لتبريد الهواء الخارجي قبل مروره عبر المكثف. وقد تبين أنّ نسبة التغيير في أداء المكيف تعتمد على نسبة غاز التبريد المار في المبخّر الثانوي.

وقد بيّنت النتائج أنّه عندما تكون نسبة غاز التبريد المار في المبخّر الثانوي إلى الغاز الكلي المار بحدود % (١٠.٢). تكون الزيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين % (١١.٤٣-٧.٨١) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بنسب تتراوح بين % (١٠.٦-٧.٤١) مقارنة مع مكيف هواء تقليدي وبظروف تشغيل مختلفة.

٢-٣ : مقارنة مع الدراسات السابقة:

من خلال استعراض الدراسات السابقة يمكن استنتاج النقاط التالية:

- ١- تختلف الدراسة الحالية عن الدراسات السابقة في كونها تناولت دراسة دمج منظومتَي التبريد (التبخيرية والانضغاطية) بجهاز واحد وتأثير بعض العوامل على أداء الجهاز، بينما الدراسات السابقة تناولت دراسة إحدى المنظومتين بصورة مستقلة عن الأخرى.

- ٢- المبادل الحراري الصفائحي المستخدم في الدراسة الحالية يختلف عن المبادلات المستخدمة في معظم الدراسات السابقة، كونه متعاكس الجريان لتياري الهواء الرئيسي والثانوي.
- ٣- تختلف الدراسة الحالية عن دراسة (النجار وناصر والتميمي و Assad) في كونها اعتمدت تحويلاً لا يؤثر في مقدار الخسارة بالضغط (Pressur Drop) لمائع التبريد ضمن دورة التبريد.
- ٤- تتفق الدراسة الحالية مع أغلب الدراسات السابقة في كونها اعتمدت ظروفاً عمليةً إلى جتكبير في الحسابات الخاصة بأداء منظومتّي التبريد.

الفصل الثالث

الجانب النظري

١-٣: دورة التبريد بانضغاط البخار:

١-١-٣: دورة التبريد الانضغاطية النظرية:

تتألف منظومة التبريد بانضغاط البخار من أربعة أجزاء رئيسية، يقوم كل جزء فيها بعملٍ معيّن، إذ يتحرك مائع التبريد داخل هذه المنظومة، وفي كل جزء منها يمتلك بعض الخواص الفيزيائية والحرارية التي تختلف في الجزء الآخر من الدورة، فهنا يكتسب وسيط التبريد الحرارة، وهنا يفقدها، وفي مكان آخر يضاف له شغل. ويمكن تمثيل عمل كل جزء من المنظومة على مخطط خواص مائع التبريد المستخدم، إذ يُستخدم مخطط (P-H) أو مخطط (T-S) كونه وسيلة بيانية للحصول على خواص مائع التبريد. ويوضح الشكل (١-٣) مخطط دورة التبريد الانضغاطية النظرية ومخططي (P-H) و (T-S) الخاص بهما [٤٠].

تفترض دورة التبريد الانضغاطية النظرية جملة من الافتراضات، منها:

- ١- تجري عملية ضغط البخار من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف بأنتروبي ثابت (Isentropic) داخل الضاغط.
- ٢- تجري عملية سحب الحرارة داخل المبخر بثبوت ضغط التبخير.
- ٣- تجري عملية طرح الحرارة داخل المكثف بثبوت ضغط التكثيف.
- ٤- تجري عملية تمدد سائل مائع التبريد ذي الضغط العالي (ضغط التكثيف) إلى الضغط الواطيء (ضغط التبخير) بثبوت المحتوى الحراري (أديباتي).
- ٥- لا يوجد فقدان في الضغط والطاقة في أنابيب التوصيل التي تربط أجزاء المنظومة.

شكل (١-٣): يوضح معالم دورة التبريد الانضغاطية النظرية

٢-١-٣: دورة التبريد الانضغاطية العملية:

تختلف دورة التبريد الانضغاطية العملية عن الدورة النظرية بسبب الظروف المفروضة عليها. فعلى سبيل المثال ينبغي أن يكون بخار مائع التبريد الداخل إلى الضاغط محمّصاً لضمان عدم دخول قطرات سائلة مع البخار الداخل إلى الضاغط. كذلك يجري تبريد سائل مائع التبريد بعد عملية التكثيف تبريداً إضافياً لضمان دخول مائع التبريد بحالته السائلة إلى صمام التمدد. كما إنّ جريان مائع التبريد داخل أنابيب المبادلات الحرارية (المبخر والمكثف وأنابيب التوصيل) يؤدي إلى فقدان الضغط للتغلب على الاحتكاك وتغيير الزخم ومقاومة الجاذبية الأرضية وغيرها من العوامل التي تحدث داخل الأنابيب. ويمرّ جريان بخار مائع التبريد داخل الضاغط بمراحل مختلفة كي تتم عملية ضغطه، مثل المرور من خلال صمامي الدخول والخروج خلال شوطي السحب والضغط، ممّا يؤدي إلى تغيير درجة حرارته وضغطه، ممّا قد يسبب انتقال الحرارة إلى خارج قشرة الضاغط، وبذلك لا تتم عملية الانضغاط لبخار مائع التبريد داخل إسطوانة الضاغط بثبوت الأنتروبي (Isentropic Process) [٤٠]. ويوضح الشكل (٢-٣) الاختلاف بين دورة التبريد الانضغاطية النظرية والعملية على مخطط (P-H).

شكل (٢-٣) يوضح الاختلاف بين دورة التبريد الانضغاطية النظرية والعملية

٣-١-٣: المكونات الأساسية لمنظومة التبريد الإنضغاطية:

تتألف منظومة التبريد الإنضغاطية من الأجزاء الأساسية الآتية:

١- الضاغط:

يمثل الضاغط الجزء الأهم في منظومة التبريد الإنضغاطية، حيث أن أنه الجزء المسؤول عن عملية الإنضغاط، إذ يقوم الضاغط بسحب بخار مائع التبريد الخارج من المبخر، والموجود تحت ضغط المبخر (P_e) ورفع ضغطه إلى ضغط المكثف (P_c) وبشكل بخار محمص. ويمكن تمثيل عملية الإنضغاط هذه على مخطط ($P-H$) و ($T-S$) بالإجراء (١-٢) والموضح في الأشكال (٣-١) و (٣-٢). وتعدّ الضواغط الترددية من أكثر أنواع الضواغط استخداماً في منظومات التبريد الإنضغاطية المتوسطة والصغيرة السعة. [٤١]

٢- المكثف:

يكتسب مائع التبريد الحرارة خلال عملية التبخير في داخل المبخر متحوّلاً إلى بخار مشبع، وهي الحرارة الكامنة للتبخير، ثم يكتسب حرارة إضافية بفعل شغل الضاغط أو تسرب الحرارة عبر خط السحب، متحوّلاً بذلك إلى بخار محمص، وفي المكثف يفقد البخار الساخن تحميصه وحرارته الكامنة متحوّلاً إلى سائل مشبع يفقد حرارة إضافية مسبباً حصول إفراط بالتبريد. والمكثف عبارة عن مبادل حراري يجري خلاله إنتقال الحرارة من بخار مائع التبريد الساخن إلى وسيط التكثيف (الماء أو الهواء) عن طريق الإتصال المباشر أو غير المباشر بينهما. ويمكن تمثيل عملية التكثيف على مخطط ($P-H$) و ($T-S$) بالإجراء (٢-٣) والموضح في الأشكال (٣-١) و (٣-٢). وعند إمعان النظر في أداء المكثف، نجد أنه يمكن تقسيمه إلى ثلاث مناطق رئيسية لانتقال الحرارة منه من جهة مائع التبريد، وهي: [٤٠]

- منطقة تبريد محسوس لإزالة حرارة التحميص من بخار مائع التبريد (Zone (Desuperheating).

- منطقة التكثيف، حيث تزال الحرارة الكامنة من بخار مائع التبريد الذي يتكثف على سطح الأنابيب (Condensation Zone).

- منطقة التبريد المحسوس لتبريد سائل التبريد تبريداً إضافياً (Subcooling Zone).

٣- المبخر:

تجري في المبخر العملية الأساسية لدورة التبريد، وهي إزالة الحرارة من مائة أو حيز معن، والتي تنتقل إلى سائل مائع التبريد فيسخن ثم يتبخّر داخل المبخر ممتصاً الحرارة الكامنة للتبخير من الحو المبرد.

ونظراً لتعدّد وتشعب التطبيقات، فهناك أنواع متعدّدة من المبخرات يتلاءم كلّ منها مع التطبيقات الذي تُستعمل فيه.

ولكنها، على الرغم من ذلك تشترك في مبدأ عملها وتأثر أدائها بكل من فرق درجات الحرارة بين مائع التبريد والوسط المراد تبريده، سواء كان انتقال الحرارة يجري عن طريق التوصيل أو الحمل أو الإشعاع، فضلاً عن تأثرها بمعامل انتقال الحرارة الإجمالي. [٤٢]

ويمكن تمثيل عملية التبخير على مخطط (P-H) و (T-S) بالإجراء (٤-١) والموضح في الأشكال (٣-١) و (٣-٢).

٤- وسيلة التمدد:

تتلخص وظيفة أجهزة التمدد بتقليل الضغط في منظومة التبريد من الضغط العالي في المكثف إلى الضغط الواطيء في المبخر المناظر لدرجة حرارة المبخر المطلوبة. وهناك أربعة أنواع رئيسية من أجهزة التمدد، هي الأنبوب الشعري (Capillary Tube) والصفحة المثقوبة (Orifice Plate) والصمام بطوافه (Float Valve) وصمام التمدد الثرموستاتي (Thermostatic Expansion Valve).

يستخدم الأنبوب الشعري في وحدات التبريد الصغيرة، مثل الثلجات والمجمّعات ومكثفات الهواء الجدارية، ويعتمد الاحتكاك في تخفيض ضغط سائل مائع التبريد، إذ يتم هذا الإجراء بثبوت المحتوى الحراري لمائع التبريد، حيث يتم هذا الإجراء بدون شغل مبذول ولا حرارة منتقلة. ويمكن تمثيل عملية التمدد على مخطط (P-H) و (T-S) بالإجراء (٣-٤) والموضح في الأشكال (٣-١) و (٣-٢). [٤٣]

٤-١-٣: تأثير عملية تكثيف بخار سائل التبريد خلال المكثف بهواء مبرّد:

إنّ عملية تكثيف بخار السائل خلال المكثف بواسطة هواء أكثر برودة من هواء المحيط الخارجي (حيث تُعتبر هذه العملية هي إحدى أهم مّيزات المنظومة المركّبة) والذي يكون من نتائج حصول تغييرين مهمّين في حالة وظروف سائل التبريد خلال المكثف، وهما التبريد الإضافي للسائل المنكثف وخفض ضغطه خلال المكثف، حيث يكون لكل منهما تأثير إيجابي على دورة التبريد، كما سيتمّ توضيحه أدناه: [٣٦]

١- تأثير التبريد الإضافي لسائل التبريد:

إنّ المقصود بالتبريد الإضافي هو خفض درجة حرارة بخار سائل التبريد إلى درجة أدنى من درجة حرارة تكثفه عند نفس الضغط قبل مرور السائل من خلال صمام التمدد. ويمكن تحقيق هذه الحالة من خلال استخدام هواء (وسط التبريد) بدرجة حرارة منخفضة، بحيث تكون أقل من درجة حرارة تكثف بخار سائل التبريد.

إنّ التبريد الإضافي لسائل التبريد يؤثر على دورة التبريد، حيث أنّ هذه العملية تزيد من طاقة التبريد. والمقصود بطاقة التبريد هو مقدار الحرارة التي يفقدها الوسط المراد تبريده (الهواء) إلى المبخر، وهي نفسها الحرارة التي يمتصّها سائل التبريد خلال المبخر عند تحوّلها إلى الحالة البخارية، ويُعتبر من المقاييس المهمة لكفاءة جهاز التبريد عند شغل ثابت. وإنّ هذه الزيادة الحاصلة في طاقة التبريد تسبب زيادة في معامل أداء الدورة، وبالتالي يؤدي أيضاً إلى تخفيض القدرة الكهربائية المستهلكة لكلّ طنّ تبريد.

إنّ نسبة الفائدة التي يمكن أن نحصل عليها عند استخدام هذه العملية تعتمد على مقدار التبريد الإضافي، أي إنّ مقدار الانخفاض الذي يمكن أن نحققه في درجة حرارة سائل التبريد في المكثف عن درجة تشبعه، حيث كلّما يكون أكبر، كلما تكون نسبة الفائدة أكبر. والشكل (٣-٣) يوضّح هذه العملية على دورة التبريد الإنضغاطية النظرية.

الشكل (٣-٣) يوضّح دورة التبريد الإنضغاطية النظرية

مع التبريد الإضافي (Subcooling)

٢- تأثير الإنخفاض في ضغط سائل التبريد خلال المكثف:

من المتغيرات التي ترافق انخفاض درجة حرارة سائل التبريد خلال المكثف عند تبريده بهواء مبرّد، هو انخفاض ضغطه خلال المكثف، والذي بدوره أيضاً يؤدي إلى انخفاض ضغط السائل خلال المبخر، ولكن بدرجة أقل من انخفاضه خلال المكثف، وبالتالي سيؤدي إلى زيادة طاقة التبريد، ممّا يسبب زيادة معامل أداء الدورة وتقليل الطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد. إلا أنّ ضغط المكثف يتوقف على درجة حرارة وسط التبريد (الهواء) المستخدم لتبريد المكثف. والشكل (٤-٣) يوضّح هذه العملية على دورة التبريد النظرية.

الشكل (٤-٣) يوضّح تأثير خفض ضغط المكثف على دورة التبريد الانضغاطية النظرية

٢-٣: التوازن الحراري والتوازن الكتلي في المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة:

يوضّح الشكل (٣٥) عملية انتقال الحرارة بين تيار الهواء الجاف (الرئيسي) وتيار الهواء المرطب (الثانوي)، ويُفترض ما يلي:

- ١- عدم وجود تبادل حراري مع المحيط.
- ٢- إنّ خواص الهواء تبقى ثابتة خلال عملية التبريد، لكون الفرق في درجات الحرارة قليل.

٣- يمكن إهمال المقاومة الحرارية لصفائح المبادل الحراري، وذلك لكون سمك الصفائح قليل (٠.٥ mm) والموصّلية الحرارية لها عالية (الموصّلية الحرارية لصفائح الألمنيوم تساوي $100 \text{ w/m}^2\text{C}$).

٤- يمكن إهمال المقاومة الحرارية لطبقة الماء التي تغطي السطح المقابل لتيار الهواء الثانوي، وذلك لكون سمك طبقة الماء لا يتجاوز (٠.٢٥ mm)، فتكون الموازنة الحرارية في المبادل الحراري ذي السطوح المبتلة وفق المعادلة الآتية: [١٧]

$$Q_p + \dot{m}_w CP_w T_{wi} + Q_s = \dot{m}_e h_{fg} + (\dot{m}_w - \dot{m}_e) CP_w T_{wo} \quad \dots \dots \dots (a)$$

ولمّا كان الفرق في درجتي حرارة الماء الداخل والخارج قليل، وكمية الماء قليلة، مقارنة مع كمية الهواء، لذا تكون المعادلة كالآتي:

$$Q_p + Q_s = \dot{m}_e h_{fg} \quad \dots \dots \dots (b)$$

٣-٣: خواص الهواء الرطب:

يُنظر إلى الهواء الرطب على أنّه يتكون من خليط ثنائي العناصر، أولهما الهواء الجاف، وثانيهما بخار الماء. ويعامل كل منهما على انفراد عند حساب خواصهما، وذلك بسبب إمكانية تكثيف بخار الماء تحت الضغوط ودرجات الحرارة الاعتيادية، وعدم إمكانية ذلك للغازات التي تكوّن الهواء الجاف. وفيما يلي شرح مختصر لبعض هذه الخواص وطريقة حسابها: [١٧]

١- ضغط بخار الماء في الهواء الرطب:

يُعدّ ضغط بخار الماء في الهواء من أهم الخواص التي يجب معرفة كيفية حسابها أو الحصول عليها. إذ أنّ غالبية خواص الهواء الرطب الأخرى تعتمد على تحديد قيمة هذا

الضغط بصورة دقيقة. وستتضح أهميته عند دراسة بقية الخواص لاحقاً. ويعتمد ضغط بخار الماء في الهواء الرطب على درجة حرارة الهواء. وهناك معادلات مختلفة لحسابه، منها:

$$P = P_{sw} - P_B A(DT - WT) \quad \dots\dots\dots (3-1)$$

$$A = 6.66 \times 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad \text{WT} \geq 0^\circ\text{C}$$

$$A = 6.66 \times 0.94 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad \text{WT} < 0^\circ\text{C}$$

٢- الرطوبة النسبية:

تعرف الرطوبة النسبية (ϕ) بدلالة الضغوط الجزئية كالآتي:
هي النسبة المئوية للضغط الجزئي لبخار الماء في الهواء الرطب عند درجة حرارة معينة إلى الضغط الجزئي لبخار الماء في الهواء المشبع عند نفس درجة الحرارة، وبصيغة معادلة:

$$\phi = \left(\frac{P}{P_s} \right)_{DT} \dots\dots\dots (٢-٣)$$

٣- المحتوى الرطوبي:

يُعرف المحتوى الرطوبي (W) أنه كتلة بخار الماء بالكيلوغرامات المقترنة بكيلو غرام واحد من الهواء الجاف في خليط من الهواء وبخار الماء. وكمعادلة تساوي:

$$W = \frac{m_s}{m_a} = 0.622 \frac{P}{P_B - P} \dots\dots\dots (٣-٣)$$

٤- الحجم النوعي للهواء الرطب:

الحجم النوعي هم الحجم بالأمتار المكعبة لكل كيلو غرام واحد من الهواء الجاف مع كتلة بخار الماء الذي يحويه. وفي الخليط يشغل بخار الماء الحجم نفسه الذي يشغله الهواء الجاف، ولكن لكل منهما ضغطه الجزئي، وبصيغة معادلة يساوي:

$$V_a = \frac{R_a T_a}{P_a} = \frac{R_a T_a}{P_B - P} \dots\dots\dots (٣-٤)$$

٥- المحتوى الحراري:

يتألف المستوى الحراري للهواء الرطب من المحتوى الحراري لكل كيلو غرام واحد من الهواء الجاف والمحتوى الحراري لبخار الماء المقترن به، والمجموع هو المحتوى الحراري لخليط الهواء وبخار الماء، وبصيغة معادلة:

$$H = 1.007 DT + 0.027 - W(2501.3 + 1.84 DT) \dots\dots\dots (٣-٥)$$

٣-٤ : العلاقات الرياضية:

٣-٤-١ : العلاقات الرياضية لطريقة التبريد التبخيري غير المباشر:

- يتم حساب الفاعلية للمبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة من العلاقة: [١٧، ١٨]

$$E_w = \frac{DT_{Pi} - DT_{Po}}{DT_{Pi} - WT_{Si}} \dots\dots\dots (٣-٦)$$

- ويمكن حساب كفاءة الترطيب في قنوات تيار الهواء الثانوي للمبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة من المعادلة الآتية: [٢٥]

$$\eta_s = \frac{WS_i - WS_o}{WS_i - WS_s} \dots\dots\dots (٣-٧)$$

استُخدمت المعادلة أعلاه، وذلك لكون الإجراء ينحرف عن إجراء الإشباع الأديباتي المفترض الحصول عليه في حالة التبريد التبخيري، وذلك بسبب حصول التبادل الحراري بين الهواء الرئيسي والهواء الثانوي.

- كذلك يمكن الحصول على متوسط سرعة الهواء الرئيسي وسرعة الهواء الثانوي من قياس الفرق بين الضغط الكلي والضغط الاستاتيكي للهواء في كل من مواقع القياس

المختلفة داخل مجاري الهواء وأخذ المعدل الحسابي لها. كما سيتمّ توضيحه فيما بعد. وباستخدام المعادلة الآتية يمكن الحصول على متوسط سرعة الهواء: [٤٥]

$$U_{am} = \sqrt{\frac{2gH_{wm}}{\rho_a}} \dots\dots\dots (3-8)$$

- ويُحسب معلى التدفق الكتلي للهواء الرئيسي من العلاقة التالية:

$$\dot{m}_p = \rho_a U_{am} Ad \dots\dots\dots (3-9)$$

ويمكن حساب طاقة التبريد للهواء الرئيسي المعادلة الآتية:

$$Q_p = \dot{m}_p (H_{p_i} - H_{p_o}) \dots\dots\dots (3-10)$$

أمّا الطاقة الحقيقية المصروفة على الهواء، فيمكن قراءتها من مقياس للقدرة الكهربائية، وهي تمثل القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل مراوح التهوية ومضخة الماء. - وبالتالي يمكن حساب نسبة كفاءة الطاقة (معامل الأداء)، وهي عبارة عن حاصل قسمة طاقة التبريد المكتسبة على الطاقة المصروفة على الهواء، ويُحسب من المعادلة التالية: [٢٣]

$$(E.E.R)_{act} = \frac{Q_p}{\dot{W}_{act}} \dots\dots\dots (3-11)$$

- ولمعرفة القدرة الحقيقية المستهلكة لكل طن تبريد تُستخدم العلاقة التالية:

$$P_{act} = \frac{\dot{W}_{act}}{Q_p} \times 3.517 \dots\dots\dots (3-12)$$

٢-٤-٣: العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بانضغاط البخار:

في البداية يتمّ حساب معلى التدفق الكتلي للهواء الرئيسي المراد تبريده كما مرّ سابقاً من العلاقة (٣-٩)، ومن ثمّ يمكن حساب طاقة التبريد خلال المبخر من العلاقة (٣-١٠). ومن قياس القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط ومروحة سحب الهواء يمكن حساب معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد من العلاقة (٣-١١) و(٣-١٢) على التوالي، مع الأخذ بنظر الاعتبار قيمة (\dot{W}_{act} و Q_p) المحسوبة في هذا البند.

٣-٤-٣: العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بالمنظومة المركبة:

يتمّ حساب التدفق الكتلي للهواء الرئيسي كما مرّ سابقاً من العلاقة (٣-٩) ومن ثمّ يمكن حساب طاقة التبريد خلال المبادل الحراري الصفائحي ومبخر الدورة الانضغاطية من العلاقة (٣-١٠).

وبعد قياس القدرة الكهربائية المستهلكة الكلية من قبل الضاغط ومراوح التهوية ومضخة الماء، يمكن حساب معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد من العلاقة (٣-١١) و(٣-١٢) على التوالي، مع الأخذ بنظر الاعتبار قيمة (\dot{W}_{act} و Q_p) المحسوبة في هذا البند.

وعند مقارنة المنظومة المركبة مع منظومة التبريد بانضغاط البخار تُستخدم المعادلات التالية:

- نسبة الزيادة في طاقة التبريد (ؤQP):

$$\Delta QP = \frac{QP_2 - QP_1}{QP_1} \times 100\% \dots\dots\dots (3-13)$$

- نسبة الزيادة في معامل الأداء الحقيقي [ؤact.E.E.R]:

$$\Delta(C.O.P.)_{act} = \frac{(C.O.P.)_{act2} - (C.O.P.)_{act1}}{(C.O.P.)_{act1}} \times 100\% \dots\dots\dots (3-14)$$

- نسبة النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد
:(ΩQ_{Pact})

$$\Delta P_{act} = \frac{P_{act2} - P_{act1}}{P_{act1}} \times 100\% \dots\dots\dots (3-15)$$

- نسبة الإنخفاض في ضغط المكثف (P_c):

$$\Delta P_c = \frac{P_{c2} - P_{c1}}{P_{c1}} \times 100\% \dots\dots\dots (3-16)$$

حيث أنّ الرقم (١) يشير إلى منظومة التبريد بانضغاط البخار، والرقم (٢) إلى المنظومة المركبة.

الفصل الرابع الجانب العملي

٤-١ : جهاز الإختبار:

٤-١-١ : فلسفة تصميم الجهاز:

إنّ تصميم الجهاز المستخدم لإجراء تجارب هذا البحث يستند أساساً على الهدف المطلوب إنجازه، وهو دراسة إمكانية تصنيع جهاز لتبريد الهواء، يعمل بطريقتين، الأولى تبريد الهواء بطريقة التبريد التبخيري غير المباشر، والثانية تبريد الهواء بانضغاط البخار عن طريق دورة التبريد الإنضغاطية. والغرض الرئيسي من ذلك هو الحصول على هواء نقي بالكامل (١٠٠%) مبرّد بكلفة قليلة، (مقارنة بكلفة تصنيع جهاز تبريد بانضغاط البخار يعطي نفس الغرض)، ومعامل أداء عالٍ واستهلاك قليل للطاقة الكهربائية المصروفة لكل طن تبريد، بالمقارنة مع أجهزة التبريد الإنضغاطية التقليدية الصغيرة (Window Type). ولغرض تحقيق ما ورد أعلاه، تمّ تصنيع جهاز يشمل الطريقتين، كما موضّح في الشكل (٤-١)، ولغرض الاستفادة بشكل أكبر من الجهاز الجديد هذا، فقد تمّ تركيب أجزاء الجهاز بشكل يمكن تحقيق ما يلي:

- ١- تبريد الهواء بطريقة التبريد التبخيري غير المباشر بصورة مستقلة، واختبار المبادل الحراري الصفائحي.
 - ٢- تبريد الهواء بطريقة التبريد التبخيري بانضغاط البخار بصورة مستقلة أيضاً.
 - ٣- تبريد الهواء بكلتا الطريقتين سابقتي الذكر في آن واحد، والتي سُمّيت – كما قلنا سابقاً – بـ (المنظومة المركّبة لتكييف الهواء).
- والشكل (٤-١) يوضّح رسماً تخطيطياً للمنظومة المركّبة وأجزائها المختلفة. والشكل (٤-٢) يبيّن صورة فوتوغرافية للمنظومة التي استُخدمت لإجراء التجارب العملية عليها.

٤-١-٢ : مكونات جهاز الإختبار:

يتكوّن جهاز الإختبار من الأجزاء التالية:

- ١- منظومة التبريد التبخيري غير المباشر.
 - ٢- منظومة التبريد بانضغاط البخار.
 - ٣- منظومة سحب ودفع الهواء.
 - ٤- توصيلات وملحقات أخرى للجهاز.
- ١- منظومة التبريد التبخيري غير المباشر:
- تتكوّن هذه المنظومة من جزأين رئيسيين، كما موضّح في الشكل (٤-٣) هما:
- (أ) مبادل حراري صفائحي. (ب) شبكة توزيع الماء.

(أ) المبادل الحراري الصفائحي:

يتكوّن المبادل الحراري الصفائحي الموضّح في الشكل (٤-٣) من (٥٤) صفيحة معدنية، طول كلّ صفيحة (٥٠٠ mm)، وعرضها (٣٠٠ mm) وبمسافة (٧ mm) بين صفيحة وأخرى. وفيما يلي شرح عملية تصنيع المبادل الحراري:

في البداية تمّ تحضير الصفائح المعدنية المطلوبة، وهي صفائح من الألمنيوم بسمك (٠.٥ mm)، ثمّ تقطيع هذه الصفائح حسب العدد والأبعاد المذكورة أعلاه، ثمّ تمّ حني الصفائح (بواسطة ماكينة حني يدوية) بشكل متعرّج وبالأبعاد الموضّحة في الشكل (٤-٤). بعدها تمّ تثقيب الصفائح وبعده (٥) ثقوب لكل صفيحة، قطر الثقب

(7 mm)، وبالأبعاد الموضحة في الشكل السابق. بعدها تمّ تحضير قضبان مسنّنة مصنوعة من الفولاذ عدد (5) بقطر (6 mm) وطول (450 mm) تُستخدم لتجميع الصفائح. ولضمان ثبوت المسافة البينية بين الصفائح وعدم انسداد الممرّ الهوائي، تمّ وضع حواصر اسطوانية مجوّفة مصنوعة من البلاستيك، قطرها الداخلي (7 mm) والخارجي (10 mm) وبمعدّل (5) حواصر بين كل صفيحتين. وبعد إدخال القضبان المسنّنة في الصفائح مع تثبيت الحواصر بينها، تُضغط المجموعة ككل عن طريق شدّ الصامولات الموجودة على طرفي كل قضيب مسنّن. بعد إكمال تجميع الصفائح تمّ غلق نهايات الصفائح بواسطة تثبيت قطع من صفائح الألمنيوم، لتشكل مسارين متعاكسين لتيّاري الهواء المارّين في المبادل الحراري، كما موضّح في الشكل (5-4). ولضمان عدم تسرّب الهواء من النهاية المغلقة للممرات، تمّ معاملتها بمادة (السليكون)، حيث توضع هذه المادة بين الحافات والشقوق الصغيرة. بعد إكمال المبادل تمّ تصنيع حامل المبادل الحراري والذي يتكوّن من جزأين هما (الجدار الخارجي والقاعدة). والجدار الخارجي عبارة عن صفائح من الألمنيوم بسمك (2 mm) وطول (520 mm) وعرض (300 mm). ويثبت المبادل بالجدار عن طريق القضبان المسنّنة، وبعدها تمّ تثبيت الكلّ على القاعدة التي هي عبارة عن حوض لتجميع الماء بأبعاد (500 × 400 × 100) mm مصنوع من صفائح الألمنيوم بسمك (3 mm). والشكل (3-4) و(5-4) يوضّح ذلك.

بالإضافة إلى ذلك يجب ملاحظة ما يلي:

- 1- تمّ استخدام صفائح من الألمنيوم لتصنيع المبادل الحراري لعدّة أسباب، منها توفّرها وخفّة وزنها وقلة تآكلها وتوصيلها العالي للحرارة، حيث أنّ معامل التوصيل الحراري لها يساوي (100 w/m°C).
- 2- تمّ حني الصفائح بشكل متعرّج لعدّة أسباب، منها إعطاء قوّة ومثانة للصفائح ومنعها من الاهتزاز والانبعاج عند مرور تيارات الهواء، وكذلك تقليل حجم المبادل لنفس المساحة السطحية لانتقال الحرارة فيما لو كانت الصفائح مستوية، وتسبب زيادة الوقت اللازم لنزول قطرات الماء من أعلى المبادل إلى حوض التجميع، ممّا يزيد من كفاءة الترطيب، وكذلك تعطي سطوحاً ممتدة بشكل جيوب مستقيمة لمرور الهواء فيها، ممّا يزيد من فاعلية المبادل الحراري، كما يشير إلى ذلك المصدر [19].

ب) شبكة توزيع الماء:

يوضّح الشكل (43) شبكة توزيع الماء، وهي مجموعة من الأنابيب النحاسية عددها (5) بقطر (12.75 mm) وطول (400 mm) والبعد بين أنبوب وآخر (80 mm). تمّ تثقيب كل أنبوب بثقوب صغيرة عددها (30) ثقباً، قطر الثقب يساوي (1.5 mm)، تثبت هذه الأنابيب بالأنبوب الرئيسي (بواسطة اللحام) والبالغ قطره (33.24 mm). ترتبط شبكة الأنابيب بمضخة دفع ماء ساعة (32 L/min)، تقوم هذه المضخة بدفع ماء تبريد السطوح المبتلة للمبادل الحراري بعد تجمّعه في حوض الماء الواقع أسفل المبادل. يمرّ الماء بعد خروجه من المضخة بمقياس معدل تدفق الماء الحجمي ذو الثقل الطافي،

ومداه (L/hr 1000-0) وبصمام يمكن التحكم فيه على كمية الماء المجهّز للمبادل، كما موضّح في الشكل (a 6-4)، وبعدها يصل الماء إلى شبكة الأنابيب التي تقوم برشّ الماء على الصفائح في القنوات المفتوحة، وبالباغة (27) قناة، حيث يُرشّ الماء فيها بشكل منتظم.

زوّد الحوض الذي يتجمّع فيه الماء بنقطة تجهيز الماء العادي من المختبر، ومزوّد بصمّام بحيث يتم التعويض عن الماء المتبخّر للمحافظة على المنسوب المطلوب للماء في حوض التجميع.

٢- منظومة التبريد بانضغاط البخار:

تتكوّن هذه المنظومة من أربعة أجزاء رئيسية، هي المبخر والضاغط والمكثّف وصمّام التمدد. وإن جميع هذه الأجزاء هي مشابهة لما مُستخدَم في مكيف هواء تجاري صنّع شركة روسية نوع (Bk-2500) ذي طاقة تبريد أقل من (1.5 طن). وسبب التشابه يعود لغرض المقارنة الدقيقة بين كفاءة الجهاز الجديد ومكيف الهواء التجاري. وقد رُكبت هذه الأجزاء كما يلي:

- **المبخر:** رُكّب المبخر خلال الفتحة المخصصة له في الجهة المقابلة لحيز الغرفة من هيكل الجهاز، حيث دُتّت على قاعدة معدنيّة مثبتة أمام واجهة المبادل الحراري (التي يخرج منها الهواء المسحوب من الخارج والمراد تبريده)، كما موضّح في الشكل (1-4). والمبخر المستخدم من نوع الأنابيب المزعنة، حيث يتألف من (16) صف و(4) أعمدة من الأنابيب النحاسية، تحيط بها زعانف من الألمنيوم، وبعدها خمس زعانف لكل سنتيمتر واحد.

- **الضاغط:** وهو من الضواغط الدوارة (Rotary Compressor) من النوع المحكم المغلق، ويعمل بنسبة انضغاط (3) تقريباً، ويستهلك قدرة كهربائية مقدارها (watt 1320) تقريباً، وهو مثبت على القاعدة المعدنية للجهاز بحيث يفصلها عنها عدد من القطع المطاطية لتقليل الاهتزاز الحاصل نتيجة تشغيل الضاغط. والشكل (a 6-4) يوضّح ذلك.

- **المكثّف:** تمّ تركيب المكثّف خلال الفتحة الموجودة في الجهة الأخرى المقابلة لجهة المبخر في هيكل الجهاز، حيث دُتّت على قاعدة معدنية بمستوى قاعدة المبخر مثبتة أمام واجهة المبادل الحراري (التي يخرج منها الهواء المسحوب من الغرفة والمرطب). والشكل (1-4) يوضّح ذلك. والمكثّف المستخدم يتألف من (22) صفّاً و(2) أعمدة من الأنابيب النحاسية، تحيط بها زعانف من الألمنيوم وبعدها خمس زعانف لكل سنتيمتر واحد.

- **صمام التمدد:** وهو من نوع الأنبوبة الشعرية (Capillary Tube). حيث تتصل بدايتها بالمكثّف، ونهايتها بالمبخر، وقد استخدمت بشكل مزدوج للتقليل من طولها، وكما موضّح بالشكل (a 6-4). إنّ سبب استخدام هذا النوع من صمام التمدد يعود لانخفاض كلفتها بسبب سهولة تصنيعها.

من الجدير بالذكر أنّه بعد إتمام تثبيت أجزاء المنظومة، تمّ لحام أنابيب التوصيل بين أجزاء المنظومة، ومن ثمّ تمّ شحن المنظومة بمائع التبريد (R-22).

٣- منظومة سحب ودفّاع الهواء:

وهي مشابهة إلى ما موجود في مكيف هواء ذو سعة تبريد (١.٥ طن)، حيث تمّ استخدام مروحة محورية ودولاب دوّار، كلّ منهما على محرك كهربائي محمول على قاعدة حديدية مرتفعة بشكل يجعل المروحة والدولاب الدوار مواجهين لكل من المكثف والمبخر على التوالي. والشكل (٤-٢a) و(٤-٢b) يوضّح ذلك. إنّ الاختلاف في القطر والشكل بين المروحة والدولاب الدوار يجعل لكل منهما قوة دفع للهواء تختلف عن الآخر، رغم دورانها بنفس السرعة. والمحرك الكهربائي يدور بسرعتين هي (٩٩٠ rev/s، ١١٢٠) ويستهلك قدرة كهربائية مقدارها (١٥٤ watt، ١٩٨) على الترتيب.

٤- توصيلات وملحقات أخرى للجهاز:

يبينها الشكل (٤-٢a) و(٤-٢b)، وهي عبارة عن قاعدة الجهاز ومجاري الهواء التي تربط أجزاء الجهاز بعضها ببعض ومجاري تهوية الهواء الداخل إلى الجهاز بطرف مختلفة.

حيث أنّ قاعدة الجهاز المستخدمة هي عبارة عن صفيحة من الألمنيوم سمك (٣ mm) وبعرض (١٠٠٠ mm) وبطول (١٨٠٠ mm). تُثبت جميع أجزاء الجهاز عليها. أمّا مجاري الهواء التي تربط أجزاء الجهاز، فهي مصنوعة من الفولاذ المغلّون بسمك (١ mm) الذي تمّ تقطيعه وحنّيه بحيث يعطي في النهاية الشكل المطلوب لمجرى الهواء، وتمّ ربط المجاري مع بعضها ومع أجزاء الجهاز بواسطة (براغي صغيرة). وتمّ تثبيت (المبخر والمكثف والمروحة المحورية والدولاب الدوار) جميعها داخل مجاري الهواء. ولضمان عدم تسرب الهواء من وإلى داخل المجرى عند مناطق الارتباط والحافات، تمّ وضع مادة (السليكون) على هذه المناطق.

أمّا مجاري تهوية الهواء الداخل فهي مصنوعة أيضاً من الفولاذ المغلّون بنفس السمك السابق وبنفس الطريقة. ولكن تمّ تثبيت داخل هذه المجاري ملفات التسخين الكهربائية التي تعمل على تسخين الهواء تسخيناً محسوساً (أي بثبوت المحتوى الرطوبي) للحصول على درجة الحرارة المطلوبة. وقد وُزعت هذه الملفات بحيث تعطي توزيعاً متجانساً لدرجات الحرارة لتيار الهواء الداخل، وقدرة كل ملف (٧٠٠ watt) وعددها (٤) لكل مجرى.

والشكل (٤-٢a) يوضّح مجرى تهوية الهواء المسحوب من الحيز (أي يهيئ هواءً بدرجة حرارة الحيز المكيف)، بينما الشكل (٤-٢b) يوضّح مجرى تهوية الهواء المسحوب من الخارج (أي يهيئ هواءً بدرجة حرارة المحيط الخارجي). وكذلك تمّ ربط معيّر فرق الجهد (مقاومة متغيرة) على التوالي مع ملفات التسخين الكهربائية. وبالتحكم بمغير فرق الجهد، يمكن التحكم بدرجة حرارة الهواء المجهز. والشكل (٤-٦b) يبين ربط هذه الأجهزة مع ملفات التسخين الكهربائية.

ومن الجدير بالذكر أنّه بعد إتمام جهاز الاختبار، تمّ عزل جميع أجزاء الجهاز (خاصة المناطق التي يمرّ فيها الهواء) بعازل حراري للحدّ من عملية انتقال الحرارة مع المحيط الخارجي. والشكل (٤-٦a) و(٤-٦b) يوضّح ذلك.

٤-٢ : فكرة عمل المنظومة المركبة لتكييف الهواء:

نلاحظ من الشكل (٤-١) أنّ الهواء الداخل للمنظومة المركّبة هو عبارة عن جزأين رئيسيين، أحدهما يسمّى الهواء الرئيسي وهو الهواء المسحوب من المحيط الخارجي، ويراد تبريده ودخوله إلى الحيز المكيف. أمّا الآخر فيسمّى الهواء الثانوي وهو الهواء المسحوب من الحيز المكيف والذي يُطرد خارجاً في نهاية مساره من خلال المنظومة المركّبة. ويمكن توضيح مسار كلّ تيار من تيارات الهواء المذكورة أعلاه كما يلي:

أولاً: الهواء الثانوي:

يدخل الهواء الثانوي من فتحة في أعلى المنظومة مباشرة إلى داخل القنوات الرطبة للمبادل الحراري، والتي فيهل يُرش الماء داخل هذه القنوات بشكل قطرات مستمرة على جدرانها بواسطة الفتحات الموجودة في شبكة الأنابيب في أعلى تلك القنوات، وعندها يحدث تلامس مباشر بين الهواء الثانوي والماء داخل تلك القنوات وعلى جدرانها. ونتيجة للتلامس يحدث تبخير للماء، ممّا يؤدي بالنتيجة إلى تحوّل الحرارة المحسوسة للهواء الثانوي إلى حرارة كامنة مع كمية الماء المتبخرة مع الهواء، حيث تؤدي هذه العملية إلى انخفاض في درجة حرارة الهواء الثانوي، حيث يمكن أن تصل هذه الدرجة إلى درجة حرارة الهواء الرطبة في حالة زيادة كفاءة الترطيب للمبادل الحراري، والتي تعتمد بشكل مباشر على طبيعة المبادل (مساحته السطحية)، وكذلك على كمية الماء الملامسة له وطريقة رشها داخل القناة الرطبة، وعند تبريده بعد تماسّه بالماء في القناة الرطبة يحدث تبادل حراري من خلال الصفائح مع القناة المجاورة (قناة الهواء الرئيسي) والتي تسمى (القناة الجافة). وعند خروج الهواء الثانوي من المبادل الصفائحي يتم توجيهه مباشرة إلى المكثف، حيث يؤدي هذا التيار من الهواء البارد نسبياً، مقارنةً مع هواء المحيط الخارجي إلى انخفاض في ضغط المكثف. وكذلك التبريد الإضافي لسائل التبريد، وبالتالي تحسين أداء الدورة الإنضغاطية للمنظومة المركّبة ككلّ.

ثانياً: الهواء الرئيسي:

يُسحب الهواء من الخارج بدرجة حرارة الجو، والذي أسمىناه بالهواء الرئيسي، فيدخل مباشرة إلى المبادل الحراري أيضاً، فيتوزع بين الصفائح في القنوات الجافة للمبادل، والذي لا يدخلها الماء، فيحدث تبادل حراري مع تيارات الهواء الثانوي من خلال صفائح المبادل، ممّا يسبب انخفاض في درجة حرارته (والتي تعتمد على فاعلية المبادل)، وبذلك يبرد الهواء الرئيسي تبريداً أولياً. بعد ذلك يتم توجيهه إلى المبخر، والذي يقوم بدوره بامتصاص كمية من حرارة الهواء مسبقاً تبريده تبريداً إضافياً، ومن ثمّ يدخل الهواء الرئيسي إلى داخل الحيز المكيف عن طريق الفتحة الجانبية المخصّصة لمروّره.

٣-٤ : أجهزة القياس:

٣-٤-١ : أجهزة قياس درجات الحرارة:

لغرض قياس درجات الحرارة استُخدمت مزدوجات حرارية نوع (نحاس - كونستانتاين)، يتم بواسطتها قياس درجات الحرارة الجافة والرطبة للهواء الداخل والخارج، وكذلك درجات حرارة سائل التبريد لجميع حالات تغير طوره خلال المنظومة.

حيث ثبتت هذه المزدوجات في كل مناطق دخول وخروج الهواء في المجاري المخصصة لها وبعدد مزدوجين حراريين لكل مقطع، أحدهما يقيس درجة حرارة البصلة الجافة للهواء، والآخر يقيس درجة حرارة البصلة الرطبة له، وذلك بتغليف نهاية المزدوج الحراري بفتيلة قطنية تُرطّب باستمرار، وفي كل مقطع من مقاطع القياس تم تثبيت نهاية المزدوج في نقطة معيّنة داخل مجرى الهواء، إختيار هذه النقطة تم تجريبياً (أي في النقطة التي تكون درجة الحرارة فيها قريبة من متوسط درجة الحرارة لكل المقطع)، ولكي لا تتحرك نهاية المزدوج عن هذه النقطة تم الاستعانة بأنابيب معدنية ذات قطر صغير (mm ٢) وبأطوال مختلفة تم تثبيت أسلاك المزدوجات فيها، ومن ثم إدخال الأنابيب داخل مجرى الهواء. وبتحديد النقطة المطلوبة تُثبت الأنابيب بجدار المجرى بواسطة مادة تثبيت. وكذلك تُثبت مزدوجات في أربعة نقاط، هي مناطق دخول وخروج الفريون (R-٢٢) في كل من المبخر والمكثف. وقد تم عزل نقاط القياس عن المحيط الخارجي، لكي لا يحصل خطأ في قياس درجة حرارة الفريون.

وقد رُبطت جميع المزدوجات الحرارية بمفتاح إختياري ذي عشرين نقطة صنع شركة (Comark) الإنكليزية نوع (Selector unit ١٦٩٤F)، وتم ربط المفتاح الإختياري بمحرار إلكتروني من صنع نفس الشركة نوع (Microprocessor Thermometer ٩٠٠١). وقد تمت معايرة المزدوجات الحرارية والمحرار الإلكتروني، فكانت أقصى نسبة للخطأ هي (±٠.٧٥%) للمزدوج الحراري و(±٠.١%) للمحرار الإلكتروني. ويبيّن الملحق (أ) نموذجاً للمعايرة. والشكل (b ٤-٦) يبيّن المزدوجات الحرارية والمفتاح الإختياري والمحرار الإلكتروني.

٣-٤-٢ : قياس متوسط سرعة الهواء (M / S):

تمّ قياس سرعة الهواء في كلّ من المجرى الرئيسي والثانوي للهواء بقياس الفرق بين الضغط الكلي والضغط السكوني للهواء الداخل باستخدام أنبوبة بيتو التي وُضعت بصورة عمودية على اتجاه مسار الهواء الداخل. ولقياس عمود سرعة الهواء فقد تمّ توصيل أنبوبة بيتو إلى جهاز مانوميتر إلكتروني (Micromanometer) صنع شركة (Furness LTD Controls) بواسطة أنبوبين مصنّعين من المطاط، حيث يتمّ قراءة مقدار عمود السرعة بواسطة هذا الجهاز مباشرة، ومنها يتمّ حساب متوسط سرعة الهواء الداخل. وقد تمّت معايرة الجهاز مسبقاً، فكانت أقصى نسبة خطأ لا تتجاوز (١%). ولقياس عمود سرعة الهواء بشكل دقيق، فقد تمّ تقسيم مجرى الهواء إلى عتمة مربّعات متساوية، وتمّ قياس عمود السرعة فيها عند مركز كل مربّع. [٥٠] فمثلاً قُسم مقطع مجرى الهواء الرئيسي والثانوي والذي هو بقياس (٣٦ × ١٢) cm إلى (١٢) مربّع، مساحة كل مربّع (٦ × ٦) cm، وكما موضح في الشكل (٧-٤). تمّ قياس عمود سرعة الهواء عند مركز كلّ مربّع بواسطة أنبوبة

بيتو، حيث يتم إدخالها في المجرى عن طريق الثقوب الموجودة في أعلى المجرى، وعددها ستة ثقوب، ومن ثم يمكن حساب متوسط عمود السرعة (H_{wm}) من العلاقة: [٤٦]

$$H_{wm} = \left[\frac{\sum \sqrt{H_w}}{12} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (١-٤)$$

حيث أن:

H_w : قيمة عمود سرعة الهواء الداخل عند مركز المربع الصغير (mm).
ثم يُحسب متوسط سرعة الهواء من المعادلة (٣-٨) التي تم ذكرها سابقاً.

٣-٣-٤: قياس معدل تدفق الماء الحجمي (L / hr):

لغرض حساب معدل التدفق الحجمي للماء تم استخدام مقياس ذو الثقل الطافي ومداه (٠-١٠٠٠ L / hr)، والشكل (٤-٦ a) يبين ذلك. ولمعايرة المقياس، تم ربطه إلى مصدر ماء مع وجود صمام للتحكم بكمية الماء المارة خلال المقياس، ومن فتحة المقياس العليا رُبطت أنبوبة مطاطية لتجميع الماء في وعاء مدرّج. وحساب الوقت المستغرق باستخدام ساعة التوقيت، يُحسب معدل التدفق الحجمي من حاصل قسمة حجم الماء المتجمع على الوقت المستغرق. وهكذا ولعدة معلات مختلفة من تدفق الماء. والشكل (٤٨) يبين منحنى معايرة مقياس تدفق الماء الحجمي.

٤-٣-٤: قياس الطاقة الكهربائية المستهلكة:

لغرض قياس الطاقة الكهربائية المستهلكة من قبل (الضاغط، المحرك الكهربائي للمراوح، مضخة الماء)، تم استخدام جهاز نوع (Digital Multimeter ٢٦٦F) موضح في الشكل (٤-٦ a)، يتم عن طريقه حساب مقدار التيار المسحوب من قبل الأجهزة، ومن ثم يتم حساب القدرة المستهلكة من تطبيق المعادلة التالية:

$$\dot{W}_{act} = V * I \quad \dots\dots\dots (٢-٤)$$

حيث أن:

V: فولتية المصدر، وتساوي (٢٢٠ volt)

I: التيار المسحوب (Amp).

٤-٣-٥: قياس ضغط مائع التبريد:

لغرض قياس ضغط مائع التبريد داخل أنابيب المكثف والمبخر، فقد استخدم مقياسان للضغط العالي والواطيء من نوع مقياس بوردين لقياس ضغط المكثف (P_c) والمبخر (P_e) على التوالي، لاحظ الشكل (٤-٦ a). وتمت معايرة المقياس مع مقياس آخر من نفس النوع تمت معايرته مسبقاً للحصول على قراءات بخطأ لا يتجاوز (١%).

٤-٣-٦: جهاز تثبيت الفولتية:

تم استخدام جهاز لتثبيت فولتية المصدر عند قيمة (٢٢٠ volt)، وذلك للحصول على قراءات دقيقة، وللمحافظة على الأجهزة المستخدمة بسبب هبوط وارتفاع الفولتية المفاجيء.

٤-٤: أسلوب إجراء التجارب:

كما أشرنا سابقاً إن أحد أهداف البحث الحالي هو دراسة تأثير تغيير مجموعة من العوامل على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء والطاقة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد

للمنظومة المركّبة، يُضاف لها دراسة تأثيرها على فاعلية وكفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي. وهذه العوامل هي:

- درجة حرارة هواء المحيط الخارجي.
- درجة حرارة هواء الحيز المكيف.
- سرعة تدوير المراوح.

بالإضافة إلى ذلك معلى التدفق الحجمي للماء المستخدم في القنوات الرطبة للمبادل الحراري الصفائحي.

ولغرض تحقيق ذلك كان أسلوب إجراء التجارب كما يلي:

أ) المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة:

يتم تشغيل منظومة تهيئة الهواء الرئيسي ومنظومة الهواء الثانوي ومنظومة تدوير الماء، وكذلك تُستخدم المقاومة المتغيرة للتحكم بفولتية ملفات التسخين المثبتة في مجرى تهيئة الهواء الرئيسي والثانوي لتثبيت درجة حرارة البصلة الجافة المطلوبة للهواء، ويترك الجهاز لمدة (٢٠) دقيقة للوصول إلى حالة الاستقرار التي يمكن أن تؤخذ عندها القراءات. وعند الوصول إلى حالة الاستقرار تُسجل البيانات المتضمنة قراءات درجات الحرارة للبصلة الجافة والبصلة الرطبة عند مدخل ومخرج المبادل الحراري لكل من تيارَي الهواء الرئيسي والهواء الثانوي، وكذلك تسجل قراءة جهاز المايكرومانومتر الرقمي التي تبين مقدار سرعة الهواء الرئيسي والثانوي، وقراءة مقدار القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل المنظومة.

وتضمنت التجارب التي أُجريت ما يأتي:

١- في البداية تم تغيير معلى التدفق الحجمي للماء (وذلك لمعرفة القيمة المثالية لمعلى التدفق التي يمكن أن تُستخدم في جميع التجارب)، كالاتي:

(I/hr ٣٥٠، ٤٥٠، ٥٥٠، ٦٥٠، ٧٥٠، ٨٥٠، ٩٥٠)، مع ثبوت درجة حرارة الهواء الرئيسي المجهّز عند (DB ٤٠°C) ودرجة حرارة الهواء الثانوي المجهّز عند (WB ١٩.٤°C & DB ٣١°C)، وبتذبذب لا يتجاوز (±٠.٢°C)، مع تثبيت سرعة تدوير المراوح عند (٩٩٠ rev/s).

٢- لغرض إجراء بقية التجارب وأخذ القراءات اللازمة، تم تثبيت معلى تدفق الماء الحجمي عند (٧٥٠ L/hr) لجميع التجارب، وتم تثبيت سرعة تدوير المراوح عند إحدى السرعتين للمحرك الكهربائي، وهي (١١٢٠ ، ٩٩٠ rev/s)، ومن ثم تغيير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الثانوي من (٢٠°C) إلى (٣١°C)، وعند كل حالة من الحالات السابقة تم تغيير درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الرئيسي من (٣١°C) إلى (٥٠°C)، والجداول (٤-١) و(٤-٢) و(٤-٣) توضّح قراءات ونتائج اختبار هذه المنظومة.

ب) المنظومة المركّبة لتكييف الهواء:

لغرض اختبار المنظومة المركّبة تم تشغيل المنظومة الإنضغاطية مع تشغيل بقية أجزاء الجهاز، كما سبق في البند (أ)، ويترك الجهاز لمدة (٢٠) دقيقة للوصول إلى حالة الاستقرار التي يمكن أن تؤخذ عندها القراءات. وعند الوصول إلى حالة الاستقرار تم تسجيل البيانات المتضمنة قراءات درجات حرارة البصلة الجافة والبصلة الرطبة لكل من تيارَي الهواء الرئيسي والهواء الثانوي عند نقطة الدخول للمنظومة

المركبة ونقطة الخروج منها، وكذلك قراءة درجة حرارة سائل التبريد عند مناطق دخوله وخروجه في كل من المبخر والمكثف، وكذلك تسجيل قراءة مقياس الضغط للمكثف والمبخر، وقراءة مقدار القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل المنظومة. والتجارب التي أُجريت هي كما مرّ سابقاً في البند (أ) الفقرة (٢). والجدول (٤-٤) و (٤-٥) توضّح قراءات ونتائج اختبار هذه المنظومة.

ج) منظومة التبريد بانضغاط البخار:

لكي يتمّ اختبار منظومة التبريد بانضغاط البخار (لغرض مقارنة النتائج المستحصلة منها مع النتائج المستحصلة من المنظومتين السابقتين. وبعد إتمام تجهيز المنظومة للاختبار، تمّ تشغيلها مع إيقاف مضخة الماء. بعدها تمّ تسجيل البيانات كما مرّ سابقاً في البند (ب).

والتجارب التي أُجريت لهذه المنظومة هي لحالة واحدة فقط، وهي كالآتي:
يتمّ تثبيت سرعة تدوير المراوح عند (٩٩٠ rev/s) وتثبيت درجة حرارة البصلة الجافة للهواء المسحوب من الحيز المكيف عند (٣٠.٤°C) بتذبذب لا يتجاوز (±٠.٢°C)، وتغيير درجة حرارة البصلة الجافة للمحيط الخارجي من (٣٣°C) إلى (٥٠°C)، والجدول (٤-٦) يوضّح قراءات ونتائج هذه الحالة.

بلغت مجموع التجارب التي أُجريت على المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة (٤٨) تجربة، وعلى المنظومة المركبة (٤١) تجربة، وعلى المنظومة الإنضغاطية (٥) تجارب. وبذلك يكون العدد الكلي للتجارب التي أُجريت (٩٤) تجربة.

الفصل الخامس المناقشة والاستنتاجات والتوصيات

٥-١: المناقشة:

تضمّنت التجارب التي أُجريت في هذا البحث دراسة تغيير بعض العوامل التي تؤثر في أداء المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة، كتغيير درجة حرارة الهواء الخارجي ودرجة حرارة هواء الغرفة وسرعة تدوير المراوح، ومعلّى تدفقّ الماء. وقد نُوس كل متعلّى بشكل منفرد وبثبوت المتغيرات الأخرى لمعرفة تأثيرها في أداء كل منظومة، وذلك للوقوف على نتائجها. ولغرض المقارنة والاستفادة منها مستقبلاً في تطوير الفكرة. وفيما يلي استعراض مفصّل للنتائج التي تمّ الحصول عليها. والأشكال (٥-١ إلى ٥-٤٥) توضّح النتائج بيانياً بغية تحليلها.

٥-١-١: المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة:

تبين الجدول (٤-١ و ٤-٢ و ٤-٣) والأشكال (٥-١ إلى ٥-٢٦) نتائج التجارب التي أُجريت على المبادل الحراري الصفائحي، وفيما يلي نتائج تأثير كل من العوامل التالية:

١- تأثير معلّى تدوير الماء على فاعلية المبادل الحراري:
إنّ لمعدل تدفقّ الماء تأثير كبير على أداء المبادل الحراري، وذلك للدور الذي يلعبه الماء في ترطيب ممرات الهواء الثانوي، والشكل (٥-١) يبيّن العلاقة بين الفاعلية للمبادل الحراري ومعلّى تدفقّ الماء، وهي علاقة طردية كما هو واضح من الشكل، فعند ازدياد معلّى تدفقّ الماء من (٣٥٠ L/hr) إلى (٩٥٠ L/hr)، نلاحظ زيادة الفاعلية من (٥٦.٣%) إلى (٧٠.٩%). وكذلك نلاحظ ازدياد الفاعلية بصورة تدريجية عند زيادة معلّى تدفقّ الماء من (٣٥٠ L/hr) إلى (٧٥٠ L/hr). لكنّ الاستمرار بزيادة معلّى تدفقّ الماء أعلى من (٥٠ L/hr)، سبّب زيادة واطئة في قيمة الفاعلية لا تتجاوز نسبة (١.٥%)، وذلك بسبب تشبّع الهواء بالماء عند معدل التدفقّ (٥٠ L/hr)، وإنّ أيّ زيادة عن هذا الحد تكون قليلة التأثير، فلهذا اعتُبر هذا المعدل من تدفقّ الماء هو المعدل المناسب من معلّلات تدفقّ. ولهذا السبب تمّ اعتماده في إجراء الاختبارات الخاصة بالبحث الحالي. والجدول (٤-١) يوضّح ذلك.

٢- تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي (الهواء الرئيسي):
من ملاحظة الشكلين (٥-٢ و ٥-٣)، نجد أنّ العلاقة بين درجة حرارة الهواء الرئيسي وفاعلية المبادل الحراري بثبوت المتغيرات الأخرى هي علاقة طردية، حيث أنّ الفاعلية تزداد عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي، والسبب في ذلك هو زيادة الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، وهذه الزيادة في الفرق تؤدي إلى زيادة الفاعلية، حسب العلاقة (٣-٦).

لكنّ الهواء الرئيسي الخارج من المبادل يكون بدرجة حرارة عالية نسبياً، بالمقارنة معه في حالة تجهيز المبادل بهواء درجة حرارته أوطأ، فمثلاً عند تجهيز الهواء بدرجة حرارة (٤٨.٦°C) يمكن أن يُبرّد إلى درجة حرارة (٢٨.٠°C)، ولكن عندما يُجهّز الهواء بدرجة حرارة (٣١.٦°C) يمكن أن يُبرّد إلى درجة حرارة (٢٣.٣°C) عندما تكون درجة حرارة الهواء الثانوي (٣٠.٨°C) وسرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s).

والشكلان (٥-٧ و ٥-٨) يوضّحان العلاقة بين درجة حرارة الهواء الرئيسي وكفاءة الترطيب، وهي علاقة طردية، وذلك لأنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي - ونتيجة التبادل الحراري - من خلال الصفائح مع القناة المجاورة (قناة الهواء الثانوي) بسبب

حصول زيادة في كمية الماء المتبخر (نتيجة تحول الحرارة المحسوسة إلى حرارة كامنة للتبخر)، وكذلك ارتفاع قليل في درجة حرارة الهواء الثانوي، وبالتالي إتاحة فرصة أكبر لتحميل الهواء الثانوي بكمية أكبر من بخار الماء بسبب ابتعاده من حالة الإشباع، مسبباً زيادة في المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي الخارج من المبادل (WSO)، وهذا يؤدي إلى زيادة كفاءة الترطيب حسب العلاقة (٣-٧).

كذلك إن ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي تؤدي إلى زيادة طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. وبسبب ذلك هو ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي تسبب زيادة الفرق في درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل والخارج منه، وبالتالي زيادة الفرق في المحتوى الحراري للهواء الرئيسي الداخل والخارج، وهذا بدوره يؤدي إلى زيادة طاقة التبريد، وحسب العلاقة (٣-١٠)، وكذلك زيادة معامل الأداء الحقيقي حسب العلاقة (٣-١١)، وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد حسب العلاقة (٣-١٢). وتوضّح الأشكال (٤-١٢ و ٥-١٣) و(٥-١٧ و ٥-١٨) و(٥-٢٢ و ٥-٢٣) تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على كل من كفاءة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد على التوالي.

٣- تأثير تغيير درجة حرارة هواء الغرفة (الهواء الثانوي):

الشكلان (٥-٢ و ٥-٣) يبينان العلاقة بين درجة حرارة الهواء الثانوي وفاعلية المبادل الحراري الصفائحي، وهي علاقة طردية. فمثلاً في الشكل (٥-٢)، عن ثبوت درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل بدرجة حرارة (٣٥.٥°C)، فعندما كانت درجة حرارة الهواء الثانوي (٢٥.٥°C)، ازدادت الفاعلية إلى (٦٣.٧%). وعندما تصل درجة حرارة الهواء الثانوي إلى (٣٠.٨°C) تزداد الفاعلية إلى (٦٧.٧%)، وسبب ذلك يعود إلى ارتفاع درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي عند ارتفاع درجة حرارة البصلة الجافة له، وبالتالي الفرق بين درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الرئيسي ودرجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي يكون أقل (حيث أن أدنى درجة حرارة يمكن أن يصلها الهواء الرئيسي هي درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي) مما يؤدي إلى زيادة الفاعلية. بالرغم من ذلك إلا أن درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج من المبادل ترتفع قليلاً بارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي عند ثبوت درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل (٣٥.٥°C) وسرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s) تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج (٢٢.٦°C) و(٢٣.٤°C) و(٢٤.٤°C) عند تجهيز الهواء الثانوي بدرجة حرارة (٢٠.٨°C) و(٢٥.٥°C) و(٣٠.٨°C) على التوالي، وذلك لأنّ معتل انتقال الطاقة الحرارية خلال الصفائح يقل عندما يقل الفرق بين درجة حرارة الهواء الرئيسي والهواء الثانوي مما يؤدي إلى تقليل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل والخارج منه.

ومن ملاحظة الشكلين (٥-٧ و ٥-٨) نجد أنّ العلاقة بين درجة حرارة الهواء الثانوي وكفاءة الترطيب هي علاقة طردية أيضاً، فمثلاً في الشكل (٥-٧)، عندما تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل ثابتة بقيمة (٣٥.٥°C)، وعند زيادة درجة حرارة الهواء الثانوي من (٢٠.٨°C) (٢٥.٥°C)، ثمّ بغد ذلك إلى (٣٠.٨°C)، نلاحظ زيادة كفاءة الترطيب من (٤٤.٩%) إلى (٥٤%) ثمّ إلى (٥٧.٧%) على التوالي.

وبسبب زيادة كفاءة الترتيب عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي، هو أنه كلما ارتفعت درجة حرارة الهواء الثانوي بثبوت المحتوى الرطوبي تقريباً، يسبب توفر امكانية أكبر لإشباع الهواء بكمية أكبر من بخار الماء، وذلك بسبب ابتعاده عن حالة الإشباع، مما يزيد الفرق في المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي الداخل والخارج، مسبباً بذلك زيادة في كفاءة الترتيب. كذلك يُلاحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. وسبب ذلك هو أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى تقليل الفرق في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، وبالتالي تقليل الفرق في المحتوى الرطوبي للهواء الرئيسي الداخل والخارج مما يؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد، مسبباً بذلك انخفاض معامل الأداء الحقيقي، وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. والأشكال (٥-١٢ و ٥-١٣) و(٥-١٧ و ٥-١٨) و(٥-٢٢ و ٥-٢٣) توضّح تأثير تغيير درجة حرارة هواء الغرفة على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد على التوالي.

٤- تأثير تغيير سرعة تدوير مراوح تحريك الهواء:

إنّ تأثير سرعة تدوير المراوح ناتج من تأثير معدل تدفق الهواء المار عبر القناة الثانوية والقناة الرئيسية. وعند مقارنة نتائج الحالة الأولى عند سرعة تدوير (٩٩٠ rev/s) مع نتائج الحالة الثانية عند سرعة تدوير (١١٢٠ rev/s) نجد ما يلي:

عند ملاحظة الأشكال (٥-٤ إلى ٥-٦) نجد أنّ العلاقة بين سرعة تدوير المراوح وفاعلية المبادل هي علاقة عكسية، حيث أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تسبب زيادة معدل تدفق الهواء عبر قنوات المبادل الحراري الصفائحي، وينتج عن ذلك زيادة سرعة الهواء، فيزداد الحمل الخارجي على المبادل الحراري، ويقل الزمن اللازم لإتمام عملية انتقال الحرارة بين قنوات الهواء الرئيسي وقنوات الهواء الثانوي المجاورة. ولذلك سوف يقل الفرق بين درجة حرارة الهواء الداخل إلى المبادل والهواء الخارج منه، ممّا يقلل الفاعلية.

والأشكال (٥-٩ إلى ٥-١١) تبين العلاقة بين سرعة تدوير المراوح وكفاءة الترتيب، وهي علاقة عكسية. حيث أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تسبب زيادة سرعة الهواء الثانوي المار عبر القنوات الثانوية للمبادل الحراري الصفائحي، ممّا يؤدي إلى نقصان الفترة الزمنية اللازمة للتلامس بين الهواء وقطرات الماء لغرض حدوث عمليتي انتقال الحرارة والكتلة، وبالتالي يخرج الهواء بدرجة حرارة أعلى ومحتوى رطوبي أقل (بالمقارنة معه عندما تكون سرعة تدوير المراوح أقل)، ممّا يقلل كفاءة الترتيب.

وكما بيّننا سابقاً أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تؤدي إلى تقليل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج من المبادل، وبالتالي تقليل الفرق في المحتوى الحراري للهواء الرئيسي الداخل والخارج. ولكن زيادة معدل التدفق الكتلي للهواء سيؤدي إلى زيادة طاقة التبريد حسب العلاقة (٣-١٠).

وتوضّح الأشكال (٥-١٤ إلى ٥-١٦) زيادة طاقة التبريد عند زيادة سرعة تدوير المراوح.

أمّا الأشكال (٥-١٩ إلى ٥-٢١) و(٥-٢٤ إلى ٥-٢٦) فتوضّح تأثير سرعة تدوير المراوح على معدل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد على

التوالي. فمن الأشكال يتضح أنّ معامل الأداء الحقيقي يقل، و القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد تزداد بزيادة سرعة تدوير المراوح، والسبب هو أنه بالرغم من زيادة طاقة التبريد المستحصل عليها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، إلا أنه يرافقها زيادة أكبر في الطاقة الكهربائية المستهلكة لدفع الهواء، مما تُسبب تقليل معامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة المسببة تهلكة حقيقياً لكل طن تبريد.

٢-١-٥ : المنظومة المركبة لتكييف الهواء:

تبنّ الجداول (٤٤ و ٤٥) والأشكال (٥-٢٧ إلى ٥-٤١)، نتائج التجارب التي أُجريت على المنظومة المركبة. وفيما يلي أدناه نتائج تأثير كل من:

١- تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي (الهواء الرئيسي):

لوحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي إلى زيادة طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي إلى زيادة الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المنظومة والخارج منها. وهذا يعني زيادة الفرق بين المحتوى الحراري للهواء الداخل والخارج، مما يسبب زيادة طاقة التبريد، وبالتالي زيادة معامل الأداء الحقيقي، وانخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. والأشكال (٥-٢٧ و ٥-٢٨) و(٥-٣٢ و ٥-٣٣) و(٥-٣٧ و ٥-٣٨) توضّح ذلك على التوالي.

على الرغم من ذلك، إلا أنّه قد تبين من نتائج التجارب الموضّحة في الجداول المذكورة أعلاه أنّ الهواء الرئيسي الخارج من المنظومة المركبة (الداخل إلى الغرفة) يكون بدرجة حرارة أعلى، بالمقارنة معه في حالة تجهيز المنظومة المركبة بهواء رئيسي درجة حرارته أوطأ. فمثلاً، عند سرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s) ودرجة حرارة الهواء الثانوي (٢٥.٥°C)، فعند تجهيز الهواء الرئيسي بدرجة حرارة (٤٨.٦°C)، فإنّه يُبرّد إلى درجة حرارة (١٨.٢°C)، بينما عندما يُجهّز بدرجة حرارة (٣١.٨°C) فإنّه يُبرّد إلى درجة حرارة (١٤.١°C)، وسبب ذلك هو أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المنظومة يؤدي إلى ارتفاع درجتي حرارة الهواء الرئيسي والثانوي الخارجان من المبادل الحراري الصفائحي التابع للمنظومة المركبة (حيث تمّ توضيح ذلك في البند ١-١-٥ النقطة رقم ٢)، وبالتالي تبريد مكثّف الدورة الإنضباطية بهواء درجة حرارته أعلى ممّا يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة التشبع لمائع التبريد في المكثف وزيادة ضغطه، بالإضافة إلى انخفاض درجة حرارة التبريد الإضافي، ممّا ينتج عنه ارتفاع درجة حرارة تشبع بخار مائع التبريد في المبخر وارتفاع ضغطه، وبالتالي يقلل من مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج من المبخر.

٢- تأثير تغيير درجة حرارة الغرفة (الهواء الثانوي):

لوحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة الغرفة يؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى تقليل في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، ممّا يسبب انخفاض طاقة التبريد، وبالتالي انخفاض معامل الأداء الحقيقي، وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد. والأشكال (٥-٢٧ و ٥-٢٨) و(٥-٣٢ و ٥-٣٣) و(٥-٣٧ و ٥-٣٨) توضّح ذلك على التوالي.

٣- تأثير تغيير سرعة تدوير مراوح تحريك الهواء:

الأشكال (٥-٢٩ و ٥-٣١) تُبَيِّن العلاقة بين سرعة تدوير المراوح و طاقة التبريد، وهي علاقة طردية، حيث أنه على الرغم من أن زيادة سرعة تدوير المراوح تؤدي إلى تقليل الفرق في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج (حيث تم توضيح ذلك في البند ٥-١-١، النقطة رقم ٤)، إلا أنه سيُزيد من معدل التدفق الكتلي للهواء، وبالتالي زيادة طاقة التبريد.

أمَّا الأشكال (٥-٣٤ إلى ٥-٣٦) و(٥-٣٩ إلى ٥-٤١) توضح تأثير سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، على التوالي، حيث أن معامل الأداء الحقيقي يزداد بمقدار قليل جداً، والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد تقلّ بمقدار قليل جداً، ونرى ذلك بوضوح من خلال تقارب المنحنيات بصورة كبيرة كما هي موضحة في الأشكال المذكورة أعلاه. والسبب هو أنه بالرغم من زيادة طاقة التبريد المستحصل عليها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، إلا أنه يرافقه زيادة أقل بقليل في الطاقة الكهربائية المستهلكة لدفع الهواء، ممّا تسبب التقارب الكبير في النتائج المذكورة.

٣-١-٥: مقارنة منظومات التبريد الثلاثة مع بعضها:

من خلال الحصول على نتائج التجارب التي أجريت على كل من منظومة التبريد التبخيري غير المباشر، والمتمثلة بالمبادل الحراري الصفائحي، ومنظومة التبريد بانضغاط البخار، والمتمثلة بمكيف الهواء الشبكي، و المنظومة المركبة لتكييف الهواء. تم مقارنة هذه النتائج مع مثيلاتها لكل منظومة من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي بثبوت المتغيرات الأخرى على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. وكذلك تم مقارنة المنظومة المركبة مع مكيف الهواء الشبكي من حيث تأثير التبريد الإضافي لمائع التبريد خلال مكثف الدورة الإنضغاطية على ضغطه داخل المكثف وعلى طاقة التبريد المستحصلة من المبخر. وفيما يلي توضيح ذلك مفصلاً:

١- تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي:

- الشكل (٥-٤٢) يوضح مقارنة تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على طاقة التبريد للمنظومات الثلاثة المذكورة أعلاه.

حيث أن طاقة التبريد لكل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركبة تزداد بارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وسبب ذلك تم توضيحه مسبقاً. ولكنها تنخفض في مكيف الهواء الشبكي، ويعود ذلك إلى أن ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة التشبع لمائع التبريد في المكثف، وبالتالي إلى زيادة ضغطه، وكذلك انخفاض درجة حرارة التبريد الإضافي، ممّا يسبب ارتفاع درجة حرارة تشبع بخار مائع التبريد في المبخر وارتفاع ضغطه، وبالتالي يقلل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبخر والخارج منه.

ومن الشكل نلاحظ أيضاً أن طاقة التبريد للمنظومة المركبة هي أكبر من طاقة التبريد لكلتا المنظومتين. والسبب في ذلك هو أن طاقة تبريد المنظومة المركبة هي حاصل جمع طاقة التبريد المستحصلة من المبادل الحراري الصفائحي ومبخر الدورة الإنضغاطية للمنظومة المركبة. كما لوحظ أنه بالرغم من أن طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي

في درجات الحرارة العالية للهواء الخارجي هي أكبر من طاقة التبريد للمكيف الشبكي. إلا أنّ درجة حرارة الهواء المبرّد الداخل إلى لاغرفة تكون مرتفعة أكثر. فمثلاً تكون (26.9°C) عند استخدام مبادل حراري صفائحي و(21.7°C) عند استخدام المكيف الشبكي في حالة كون درجة حرارة الهواء الخارجي (44.5°C)، ويمكن ملاحظة ذلك من خلال الجدولين (2-4) و (6-4).

- الشكل (43-5) يوضّح مقارنة المنظومات الثلاث من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على معامل الأداء الحقيقي لها. ولوحظ من الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي لكل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة يزداد بارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي (حيث تمّ توضيح ذلك مسبقاً)، إلاّ أنّه يقلّ في مكيف الهواء الشبكي، وذلك بسبب انخفاض طاقة تبريده عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي.

كذلك بيّن الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفائحي هو أكبر من معامل الأداء الحقيقي لكلتا المنظومتين، ويعود ذلك إلى قلة القدرة الكهربائية المصروفة في هذه المنظومة، حيث أنّها تساوي (0.484 kW)، في حين أنّ القدرة الكهربائية المصروفة في المنظومة المركّبة تساوي (1.804 kW)، وفي مكيف الهواء الشبكي تساوي (1.0 kW).

كما يلاحظ من الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركّبة يكون أكبر ممّا هو عليه في مكيف الهواء الشبكي، على الرغم من أنّ القدرة الكهربائية المصروفة في المنظومة المركّبة هي أكثر. وسبب ذلك هو أنّ طاقة التبريد في المكيف الشبكي، فمثلاً عند درجة حرارة الهواء الخارجي (44.5°C)، تكون طاقة التبريد في المنظومة المركّبة بمقدار (11.312 kW)، وفي مكيف الهواء الشبكي بمقدار (3.9311 kW).

- الشكل (44-5) يوضّح مقارنة المنظومات الثلاث من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّها تزداد في المكيف الشبكي مع ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، إلاّ أنّها تقلّ في كل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة.

بالإضافة إلى ذلك بيّن الشكل أنّ القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد في المنظومة المركّبة تكون أقلّ ممّا هي عليه في مكيف الهواء الشبكي، وأكبر ممّا هي عليه في المبادل الحراري الصفائحي. والأسباب تمّ شرحها قبل قليل.

٢- تأثير التبريد الإضافي لمائع التبريد في المكثف:

إنّ درجة حرارة الهواء المستخدم لتبريد مكثف الدورة الإنضغاطية له تأثير كبير على درجة حرارة تشبع مائع التبريد المار خلال المكثف، وبالتالي يؤثر على كل من ضغطه خلال المكثف، وطاقة التبريد المستحصلة من المبخّر. ومن خلال التجارب العملية نجد تغييرها تعوّاً طردياً مع الضغط، وعكسياً مع طاقة التبريد، حيث يتّضح ذلك جلياً عند المقارنة بين النتائج المستحصلة من استخدام مكيف الهواء الشبكي، والتي تمّ فيها تبريد المكثف بالهواء الجوي، مع النتائج المستحصلة من استخدام المنظومة المركّبة، والتي فيها تبريد المكثف بالهواء الثانوي الخارج من المبادل الحراري الصفائحي، حيث تكون درجة حرارته منخفضة نسبياً، بالمقارنة مع الهواء الجوي. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة الغرفة (30.4°C) وسرعة تدوير المراوح

(990 rev/s)، ودرجة حرارة الهواء الخارجي (C 48.5)، نجد أنّ ضغط مائع التبريد خلال مكثّف الدورة الإنضغاطية للمكيف الشبائي بمقدار (24.8276 bar)، في حين يكون (20.552 bar) في مكثف الدورة الإنضغاطية للمنظومة المركّبة.

والشكل (5-45) يوضّح مقارنة تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على ضغط مائع التبريد خلال المكثّف لكل من المنظومتين السابقتين. حيث نلاحظ أنّه كلما ترتفع درجة حرارة الهواء الخارجي يزداد ضغط مائع التبريد خلال المكثف، وكذلك نلاحظ من الشكل أنّ الضغط في المكيف الشبائي يكون أكبر ممّا هو عليه في المنظومة المركّبة، وقد تمّ توضيح سبب ذلك.

أمّا بالنسبة لطاقة التبريد المستحصلة من المبخر والتي تُعتبر عن كمية الحرارة التي يفقدها الهواء والتي يكتسبها بخار مائع التبريد المار خلال المبخر، تعتمد بشكل أساسي على درجة حرارة تشبّع البخار خلال المبخر، والتي تؤثر بدورها على مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء المبرّد خلال ملفات المبخر، إذ كلما انخفضت درجة حرارة الهواء المار خلاله، كلما ازداد مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء المار خلال ملفاته، وبالتالي يؤدي إلى زيادة طاقة التبريد.

ومن خلال مقارنة نتائج التجارب للمنظومتين، وُجد أنّ درجة حرارة بخار مائع التبريد المار خلال مبخر المنظومة المركّبة أقلّ بكثير ممّا هي عليه في مبخر المكيف الشبائي، حيث أنّ نتيجة تبريد مكثّف المنظومة المركّبة بهواء مبرّد نسبيّاً، أهدى إلى خفض ضغط مائع التبريد المار خلاله، وزيادة في التبريد الإضافي، وبالتالي يؤدي إلى خفض ضغط ودرجة حرارة بخار مائع التبريد المار خلال المبخر، ممّا يزيد من طاقة التبريد المستحصلة من مبخر المنظومة المركّبة.

على سبيل المثال، عندما تكون درجة حرارة الغرفة (C 30.4)، وسرعة تدوير المراوح (990 rev/s)، ودرجة حرارة الهواء الخارجي (C 44.5)، نجد أنّ ضغط مائع التبريد خلال المكثف (23.7241 bar)، ودرجة حرارة التبريد الإضافي (C 53.3)، وضغط بخار مائع التبريد خلال المبخر (7.724 bar)، ودرجة حرارته (C 19.3)، ودرجة حرارة الهواء المجهّز للغرفة (C 21.7)، في حين انخفض ضغط مائع التبريد خلال المكثف إلى (20.138 bar)، ودرجة حرارة التبريد الإضافي (C 45.1)، وضغط بخار مائع التبريد خلال المبخر (6.689 bar)، ودرجة حرارته (C 15.6)، ودرجة حرارة الهواء المجهز للغرفة (C 17.9) عند استخدام المنظومة المركّبة.

٥-٢: الاستنتاجات:

٥-٢-١: المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة:

من خلال النتائج الخاصة بالمبادل الحراري الصفائحي التي تمّ استعراضها ومناقشتها، يمكن استنتاج ما يلي:

- ١- زيادة الفاعلية عند ازدياد معدل تدفق الماء وارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وارتفاع درجة حرارة هواء الغرفة وتقليل سرعة تدوير المراوح، كما موضّح في الأشكال (١٥-١ إلى ١٥-٦).

٢- زيادة كفاءة التبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وارتفاع درجة حرارة الهواء الغرفة وتقليل سرعة تدوير المراوح، كما موضَّح في الأشكال (٥-٧ إلى ٥-١١).

٣- زيادة طاقة التبريد عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وزيادة سرعة تدوير المراوح.

٤- زيادة معامل الأداء الحقيقي، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وتقليل سرعة تدوير المراوح.

٥- انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وتقليل سرعة تدوير المراوح.

٥-٢-٢ : المنظومة المركبة:

من خلال النتائج المستحصلة من اختبار المنظومة المركبة، والتي تمّ استعراضها ومناقشتها، يمكن استنتاج ما يأتي:

١- زيادة طاقة التبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وزيادة سرعة تدوير المراوح، كما موضَّح في الأشكال (٥-٢٧ إلى ٥-٣١).

٢- زيادة معامل الأداء الحقيقي، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وزيادة قليلة جداً فيه عند زيادة سرعة تدوير المراوح، كما موضَّح في الأشكال (٥-٣٢ إلى ٥-٣٦).

٣- انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة الهواء الغرفة، وانخفاض قليل جداً فيها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، كما موضَّح في الأشكال (٥-٣٧ إلى ٥-٤١).

٤- إن المنظومة المركبة تعتمد بصورة مباشرة على المبادل الحراري الصفائحي المستخدم فيها، فكلما أمكن استخدام مبادل حراري صفائحي ذو فاعلية عالية، كلما أتى بالنتيجة إلى خفض درجة حرارة الهواء المراد تبريده أكثر، وبالتالي زيادة طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي، وخفض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد.

٥- في حالات معينة يمكن للمنظومة المركبة أن تعمل فقط بالمبادل الحراري الصفائحي عند توفير ظروف التكييف المطلوبة، وتوقف الدورة الإنضغاطية، وذلك عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجي منخفضة نسبياً، كما في موسمي الربيع والخريف، وكذلك عند بعض ساعات الليل في فصل الصيف، وعندما يكون الكسب الحراري في الغرفة المكيفة قليل نسبياً، وبالتالي سيؤدي إلى تقليل الطاقة الكهربائية المصروفة لتبريد الهواء، حيث تكون (٠.٤٨٤ kw)، يقابلها (١.٥٤ kw) عند استخدام مكيف الهواء الشباكي. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجي (٣٥.٣°C) ويراد إدامة ظرف داخلي بدرجة حرارة (٣٠.٨°C)، والحمل الحراري المكتسب في الغرفة المكيفة بمقدار (٢.٦ kw)، ففي هذه الحالة يمكن للمبادل الحراري الصفائحي إدامة ظرف التكييف المطلوب، حيث سيجهز الغرفة بهواء درجة حرارته (٢٤.٤°C)، وإزالة حمل حراري مقداره (٢.٦٠٦ kw) للوصول إلى الظرف الداخلي المطلوب

لا حـ _____ ظ ج _____ دول (٢-٤)، (٣٠.٨ °C)،
تجربة رقم (١٦).

وإنّ عمل الإيقاف والتشغيل للدورة الإنضغاطية للمنظومة المركبة يُنظّم بواسطة منظم لدرجة الحرارة (ثرموستات) يوضع عند مدخل الهواء الثانوي المسحوب من الغرفة، فعندما تكون درجة حرارته مقاربة لدرجة الحرارة التصميمية للغرفة، فإنّ المنظّم لا يعطي إشارة إلى الضاغط للعمل، بينما عندما تكون درجة الحرارة للمسحوب أعلى من درجة الحرارة التصميمي، فإنّ المنظّم سيعطي إشارة إلى الضاغط للعمل وتشغيل الدورة الإنضغاطية لتأمين درجة الحرارة المطلوبة.

٣-٢-٥: مقارنة منظومات التبريد الثلاث مع بعضها:

من خلال مقارنة النتائج المستحصلة مع مثيلاتها لكل منظومة، عند تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي بثبوت المتغيرات الأخرى، وكذلك من ملاحظة الجدول (٧-٤)، يمكن استنتاج ما يأتي:

١- إنّ طاقة التبريد للمنظومة المركبة هي أكبر من طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي ومكيف الهواء الشباكي. وطاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي في درجات الحرارة العالية للهواء الخارجي هي أكبر ممّا هي عليه في المكيف الشباكي، إلا أنّ درجة حرارة الهواء المبرّد الداخل إلى الغرفة تكون مرتفعة أكثر، كما موضّح في الشكل (٤٢-٥).

وأنّ نسبة الزيادة في طاقة التبريد باستخدام المنظومة المركبة بالمقارنة مع في المكيف الشباكي، تتراوح ما بين (٦٠.٥% - ٢٥٣.٥%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة.

٢- إنّ معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفائحي هو أكبر من معامل الأداء الحقيقي لكلتا المنظومتين، كما موضّح في الشكل (٤٣-٥). كما أنّه في المنظومة المركبة يكون أكبر ممّا هو عليه في المكيف الشباكي، حيث تكون نسبة الزيادة فيه تتراوح ما بين (٣٧% - ٢٠٠%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة.

٣- إنّ القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد في المبادل الحراري الصفائحي هي أقل ممّا هي عليه في كلتا المنظومتين، كما موضّح في الشكل (٤٤-٥). كما أنّها في المنظومة المركبة تكون أقل ممّا هي عليه في المكيف الشباكي، حيث تكون نسبة النقصان فيه تتراوح ما بين (٢٧% - ٦٦.٨%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة.

٤- إنّ ضغط مائع التبريد خلال مكثف المنظومة المركبة يكون أقل ممّا هو عليه في مكثف الهواء الشباكي، كما موضّح في الشكل (٤٥-٥)، حيث تكون نسبة النقصان فيه تتراوح ما بين (١١.٦% - ١٧.٢%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة، ممّا يؤدي بالتالي إلى أن تكون طاقة التبريد المستحصلة من المنظومة المركبة أكبر ممّا هي عليه في المكيف الشباكي.

٥- إنّ درجة حرارة الهواء المجهّز للغرفة عند استخدام مكيف الهواء الشباكي (مع الأخذ بنظر الاعتبار أنّ الهواء المجهّز للغرفة نقي بالكامل عند استخدام المنظومة المركبة، بينما يكون راجعاً بالكامل عند استخدام في المكيف الشباكي)، وبالتالي إمكانية إزالة الحمل الحراري المكتسب في الغرفة المكيفة تكون أكبر باستخدام المنظومة المركبة.

٣-٥: التوصيات:

يُعتبر هذا البحث بداية الدخول في دراسة أوسع لإمكانية تصنيع أجهزة تكييف تعمل بطريقتين معاً لتبريد الهواء، هما التبريد التبخيري غير المباشر، والتبريد بانضغاط البخار، وبشكل يحقق الهدف المطلوب من هذا البحث. إلا أنّ هذه الدراسة – وكونها أول دراسة عملية من هذا النوع في القطر – لم تتوسّع لتشمل جميع المتغيرات التي تؤثر على طريقتي التبريد المذكورتين أعلاه. لذلك أوصي – للأعمال المستقبلية – ما يلي:

- ١- إجراء دراسة نظرية متكاملة لمعرفة تأثير عوامل التشغيل المختلفة على أداء المنظومة المركّبة لتكييف الهواء.
- ٢- دراسة تأثير تغيير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي على أداء المنظومة المركّبة.
- ٣- دراسة اختيار أفضل تصميم لمبادل حراري صفائحي وأفضل طريقة لترطيب قنواته الثانوية (من حيث رش الماء ومعاملة سطوحه بمواد تساعد على التبلل)، يلائم المنظومة المركّبة المقترحة في هذا البحث.
- ٤- دراسة إمكانية تغيير تصميم المنظومة المركّبة في حالة استخدام مبادل حراري صفائحي متوازي الجريان أو متعامد الجريان لتليزي الهواء الرئيسي والثانوي.

المصادر

١. الجودي، خالد أحمد، "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتثليج"، كلية الهندسة جامعة البصرة، ١٩٨٦.
٢. Ashrae Guide And Data Book, "Applications", Published By The American Society of Heating, Refrigerating, And Air Conditoning Engineers, New York ١٩٦٢. PP. ٨٤٥-٨٤٦.
٣. Smith, W.T., "Evaporative Colling Air Conditoning, August ١٩٥٥, PP. ١٤١-١٤٣.
٤. Dewey, D.H., "Evaporative Colling Of Fruits And Vegetables", Refrigerating Engineering, December ١٩٥٢, P.P. ١٢٨١.
٥. Ash. R.S., "Cool Industry Hot Spoots with Evaporative Coolers", Heating, Piping And Air Conditoning, December ١٩٥٥. PP. ٩٤.
٦. ASHRAE, "Equipment Hand Book", Published By The American Society Of Heating, Refrigeration And Air Conditoning Engineers, New York, ١٩٨٣, PP. ٤٠١-٤٠٣.
٧. Eskra, N.L., "Indirect/Direct Evaporative Colling System", ASHRAE Journal, May ١٩٨٠, PP. ٢١-٢٥.
٨. Orton, R.B., "Summer Air Conditoning And The Effectiveness Of Home Evaporative Colers In Texas", ASHRAE Journal Feb. ١٩٦٣, PP. ٦٥-٧٠.
٩. Watt, J.R. And Bacon, R.A., "The Indirect Evaporative Air Cooler", Trausaction American Society Of Heating And Air Conditoning Engineers, PP. ٥٥٣-٥٦٢.
١٠. Pescod, D., "A Heat Exchanger For Energy Saving Air Conditoning Plant", ASHRAE Transactions Vol. ٨٣, ١٩٧٩, PP. ٢٣٨-٢٥٠.
١١. Kennely, R.A., "A Two-Stage Evaporative Coler" M.Sc. Thesis, University Of Taxas, Austin, May ١٩٥٣, PP. ٣٢-٣٨.
١٢. شمعون، دونالد جيرائيل، "التبريد التبخيرى لتكييف الهواء بمرحلتين"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، أيلول ١٩٨٩.
١٣. Ballaney, P.L., "Refrigeration And Air Conditoning", ١٩٧٦, PP. ٩١.
١٤. Richard, C.J. And Gayle, B.P., "Refrigeration And Air Conditoning", Second Edition, ١٩٧٣, PP. ١٦.
١٥. بيكر، ياب.د. وماردر، ي.يا. "أجهزة ومعدات تكييف الهواء"، كليف، أوكرانيا، ١٩٧٧، ص. ٢٣٢.
١٦. Watt, J.R., "Indirect Evaporative Colling "، Evaporative Air Conditoning, The Industrial Press, New York, ١٩٦٣, PP. ٢٠٤-٢٢٤.

١٧. Pescod, D., "Unit Air Cooler Using Plastic Heat Exchanger With Evaporative Colled Plates", Aust. Refrig. Air Conditoning And Heating, Vol. ٢٢, Sept. ١٩٦٨, PP. ٢٢-٢٦.
١٨. Pescod, D., "Effect Of Turbulance Promotots On The Performance Of Plate", Heat Exchangers: Design And Theory Source Book, Mc Graw-Hill, Washington, ١٩٧٤, PP. ٦٠٢-٦١٤.
١٩. Chan, C.Y.L., "Performance Test Of Model Plate Heat Exchangers With Wetted Plates", CSIRO Division Of Mechanical Engineering, Internal Report No. ١٢٠ Victoria, Australia, March ١٩٧٣, PP. ١-٦.
٢٠. Kett Leborough, C.F., And Hsieh, C.S., The Thermal performance Of The Wet Surface Plastice Plate Heat Exchange Used As An Indirect Evaporative Coler", ASME Pubication, No. ٢١-Wa. Vol. ١١, ١٩٨١, PP. ١-١٢.
٢١. علي، عوف عبد الرحمن، "دراسة المبادلات الحرارية الصفائحية"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، كانون ١٩٨١.
٢٢. Rasheed, A., "An Analysis Of Cross-Flow Indirect Evaporative Air Conditioner", Ph.D. Thesis, Texas A&M University, ١٩٨٣.
٢٣. Enwia, J. And Al-Shawe, I.M., "Development And Assessment Of A Plate Heat Exchanger For Indirect Evaporative Colling ", Fourth Conference Of Scientific Research Council, Iraq, ١٩٨٦.
٢٤. حسين، سامي باني، "دراسة أداء مبادل حراري صفائحي"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، تموز ١٩٩٧.
٢٥. فخر الدين، شاهين محمد، "إستخدام الحاسبة في محاكاة وتصميم مبادل حراري صفائحي"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، آب ١٩٩٨.
٢٦. Conner, N., "Air Conditon COP As A Function Of Condenser Temperature", American Society For Engineering Education, ١٩٨٠.
٢٧. Domanaski, P. And Didion, D., "Mathematical Model Of An Air-To-Air Heat Pump Equipped With A capillary Tube", International Journal Of Refrigeration, Vol ٧, No. ٤, July ١٩٨٤, PP. ٢٤٩-٢٥٥.
٢٨. Cole, R.A., "Reduced Head Pressure Eperation Of Industrial Refrigeration System", Heating, Piping And Air Conditoning, May ١٩٨٥, PP. ١١٩-١٢٢.
٢٩. Kadambi, V. And Glansant, J.E., "Effect Of Lances On Finned-Tube Heat Exchanger Performance ASHARAE Transaction, Part ٢, ١٩٨٥, PP. ٨٥-٩٥.

٣٠. Itoh, ET. AL., "Development Of Air-Cooling Heat Exchangers With Rough Surface Lonvered Fins", ASHREA Transactions, Part ٢, ١٩٨٥, PP. ٢١٨-٢٢٧.
٣١. Bittle, B.B., And Golds chmidt, V.W., "Effect Of Indoor Air Temperature And Humidity On The Performance Of Heat Pump", ASHRAE Transactions, Part ٧, ١٩٨٦, PP. ٤٦-٥٩.
٣٢. Hamilton, J.F., And Miller, J.L., "A simulation Program For Modeling Air-Conditioning System", ASHRAE Transactions, Vol. ٩٦, No. Pt١, ١٩٩٠, PP. ٢١٣-٢٢١.
٣٣. السعيدى، محمد حسان، "دراسة تأثير المساحة السطحية الخارجية للمبخر في أداء مكيفات الهواء الصغيرة ولظروف تشغيلية مختلفة" رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ٢٠٠٠.
٣٤. Guinn, G.R., And Novell, B.J., "Operating Performance Of A Water Spray On An Air-Type Condensing Unit", ASHRAE Transaction, Part ٢, ١٩٨١, PP. ٣٧٣-٣٨١.
٣٥. مرتضى، طالب كشاش، "جدوى استخدام مبردات الهواء التبخيرية لزيادة كفاءة مكيفات الهواء"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٣.
٣٦. النجار، روجيه كمال، "تحسين كفاءة مكيفات الهواء الصغيرة"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٧.
٣٧. ناصر، فائزه شهود، "تحسين كفاءة مكيفات الهواء الصغيرة"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٨.
٣٨. التميمي، عبد الكريم رسول، "تأثير استخدام مكثف ثانوي ومبخر ثانوي في أداء مكيفات الهواء الصغيرة" رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٩.
٣٩. Asaad, T.A., "The Effect Of Adding A Heat Exchanger To Act As A Secondary Evaporative On The Performance Of Window Air Conditoners", Engineering & Technology, Vol. ١٩, No.١, ٢٠٠٠, PP. ٥٦=٦٩.
٤٠. الطائي، سلام هادي، "محاكاة منظومة تثلج انضغاطية باستخدام موائع التثلج الأمينة على طبقة الأوزون"، رسالة ماجستير، قسم هندسة المكائن والمعدات، الجامعة التكنولوجية، ٢٠٠٠.
٤١. "Refrigeration And Air-Conditoning", Air-Conditoning And Refrigeration Institute, USA, ١٩٩٨.
٤٢. Stoker, Wilpert, F., "Refrigeration And Air-Conditoning", ٢nd Edition, International Student Edition, Mc Grow-Hill Book Company, New York, ١٩٨٢.
٤٣. "Modern Refrigeration And Air-Conditoning", ٣rd Edition, Air Conditoning And Refrigeration Institute, ١٩٩٨.

٤٤. Tuve, G.L. And Domholdt, L.C., "Engineering experimentation", International Student Edition, ١٩٦٦, PP. ٣٦٣.
٤٥. Jones, E.B., "Instrument Technology", Butterworths, London, Vol. ١, ١٩٦٥, PP. ١٦٤-١٧٤.
٤٦. Eastop, T.D., "Air Conditioning Through Worked Examples", London, Longmans, ١٩٦٨, PP. ١٢١-١٤٠.

الفصل الثاني

البحوث والدراسات السابقة

٢-١: التبريد التبخيري غير المباشر (المبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة):

ظهرت أجهزة التبريد التبخيري غير المباشر المتمثلة بالمبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة للمرة الأولى في جنوب غرب الولايات المتحدة خلال عام (١٩٣٠)، وتميزت بأنها ذات استهلاك أقل للطاقة الكهربائية من أجهزة التبريد ذات الدورات الانضغاطية، وبأنها ذات أداء أفضل، وكذلك ذات استهلاك أقل للماء من المبردات التبخيرية البسيطة.^[١٦]

إن هذه المبادلات الحرارية تتكوّن من قناتين، الأولى تسمّى القناة الرئيسية (الجافة) وهي القناة التي يمرّ فيها الهواء الرئيسي المراد تبريده، وهو الهواء الجاف الذي لا يتلامس مع الماء بأي شكل من الأشكال، والثانية تسمّى القناة الثانوية (الرطبة)، وهي القناة التي يمرّ فيها الهواء الثانوي الذي يتلامس مع الماء في داخلها.

معظم البحوث التي تناولت دراسة المبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبتلة ركّزت على دراسة تأثير تغيير المسافات بين صفائح المبادل والمواد المصنّعة منها وشكل سطوح الصفائح وأبعاد الصفائح وتأثير تغيير سرعة الهواء في القناة الرئيسية والقناة الثانوية، وكذلك تغيير معلى تدفق الماء الذي يُرشّ بواسطة مرشّات في القنوات الثانوية للمبادل، ويعمل على ترطيب الصفائح لغرض حصول عملية التبريد التبخيري في تلك القنوات، ممّا يؤدي إلى انخفاض درجة حرارة الهواء الثانوي، وبالتالي تحصل عملية انتقال الحرارة بين الهواء الثانوي والهواء الرئيسي الذي يُبرّد تبريداً محسوساً فقط. وفيما يأتي عرض لجانب من تلك البحوث.

بدأت محاولات (Pescod)^[١٧] منذ عام ١٩٦٨، عندما كانت المبادلات الحرارية غالباً ما تُصنع من المعادن. إلا أنّ كلفة الصيانة وأسعار الإنشاء أهدى إلى عدم نجاح هذا الأسلوب، ممّا شجّع (Pescod) على تطوير المبادل الحراري لاستخدامه في منظومة التبريد التبخيري غير المباشر، وذلك باستعمال صفائح من اللدائن بسمك (٠.٢٥ mm) وبأبعاد cm (٢٠×٢٠×٢٠) لتشكّل مسارين متعامدين لتياري الهواء، ويستخدم دافعتين للهواء، وكذلك مضخة لتدوير الماء ومنافث لرشّ الماء على مسار الهواء الثانوي والداخل من أسفل المبادل الحراري، حيث يقوم بتبريد الهواء الداخل للتحيز المراد تكييفه، بينما يُطرح الهواء الثانوي في الجو. وبهذا الأسلوب تمكّن من استخدام مبادل حراري مصنوع من اللدائن، واستطاع الحصول على فاعلية (٨٥%) عند سرعة هواء (٢ m/s)، وفي ظروف جوية (٣٦°C) درجة حرارة جافة و(٣٠%) رطوبة نسبية. وعرّف الفاعلية بالمعادلة الآتية:

$$E_w = \frac{DTp_i - DTp_o}{DTp_i - WT_{s_i}} \dots\dots\dots (٢-١)$$

وهي عبارة عن هبوط في درجة حرارة الهواء الرئيسي الجاف على الفرق ما بين درجة حرارة الهواء الرئيسي الجاف ودرجة حرارة الهواء الثانوي الرطب. وتراوح معلى تدفق الهواء الحجمي بين (٠.٠٥٤-٠.٠٠٤ m^٣/s)، مع تغيير سرعة الهواء بين (٤-٠.٣ m/s). ونتيجة لتغيير السرعة تتعدّى الفاعلية. كما لاحظ الباحث (Pescod) أنّه

عند وضع الزعانف على الصفائح تزداد الفاعلية، وذلك لحصول الدوامات الهوائية داخل قنوات المبادل، مما يؤدي إلى زيادة انتقال الحرارة.

- وفي دراسة أخرى قام الباحث (Pescod) [١٨] في سنة (١٩٦٨) دراسة وتحليلاً لسبعة نماذج من المبادلات ذات صفائح مصنوعة من اللدائن بأبعاد متساوية cm (٢٠×٢٠×٢٠) مع تغيير الشكل الهندسي للسطح والمسافات بين الصفائح، وتأثيرها على الفاعلية. واستنتج أنّ التتواتر تزداد من انتقال الحرارة. ولها فائدة أخرى، حيث أنّها تعمل كمساند تمهّد للهواء بالمرور في قنوات متماسكة.

- وفي هذا المضمار تناول الباحث (Chan) [١٩] في سنة (١٩٧٣) أربعة مبادلات حرارية مختلفة ذات سطوح تعطي الأبعاد المعطاة نفسها من قبل الباحث (Pescod)، ولكن بمسافات بينية وأشكال سطوح متغيرة. وتبين أنّه من الممكن زيادة المسافة البينية من (٣ mm) إلى (٣.٦ mm) بين الصفائح من دون أن يكون لها تأثير ملموس على الأداء الحراري للمبادل الحراري الصفائحي. ووجد أنّ معاملة السطح بمحلول (Colloida Silica) يزيد من الفاعلية بنسبة (١٠%). ووجد بأنّ السطوح الممتدة بشكل جيوب مستقيمة تعطي فاعلية للمبادل الحراري أعلى من السطوح الممتدة بشكل نتوءات مدببة، وذلك ضمن حدود سرعة معينة للهواء عبر تلك القنوات.

- وضمّ الباحثان (Kettleborough & Hsieh) [٢٠] في سنة (١٩٨١) نموذجاً رياضياً لجريان متعامد في المبادل الحراري الصفائحي مصنوعاً من اللدائن، باستخدام الحاسبة الألكترونية. ووجد أنّ النتائج الرياضية له كانت مطابقة للنتائج العملية للفاعلية التي قام بها (Pescod & Chan) وتبين أنّ الانخفاض في درجة حرارة الماء إلى درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء ليس له تأثير في الفاعلية، بينما معلى تدوير الماء له تأثير واضح على الفاعلية.

- إهتمّ الباحث علي [٢١] في سنة ١٩٨١ بدراسة تجريبية لمبادل حراري صفائحي بجريان متعامد لتياريّ الهواء الرئيسي والثانوي مصنوع من صفائح الحديد المغلون بسمك (١ mm) (٢٤ us gauge) والبالغ عدد (٣٣) صفيحة وبأبعاد (٦٠٠×٣٠٠ mm) وبمسافة بينية (٣ mm). وقام بدراسة نموذجين من المبادلات الحرارية بالمواسفات أعلاه. ففي النموذج الأول كانت الصفائح غير مزعفة، أمّا النموذج الثاني فقد زودت الصفائح بزعانف من الألمنيوم، وتتمّ عملية رشّ الماء في المسار الثانوي للهواء بواسطة شبكة من الأنابيب والمرشّات. وحصل الباحث على أفضل فاعلية للمبادل الحراري الصفائحي المزود بالزعانف، هي بحدود (٧٠%) لمعلى تدفق حجمي (٠.٠٥ m^٣/s). كما واستنتج إمكانية استخدام مبادل حراري صفائحي بحجم (٠.٤×٠.٦×٠.٦ m) وبمعلى تدفق حجمي قدره (٠.٣ m^٣/s) لتكييف غرفة مساحتها (١٢ m^٢) وارتفاعها (٣ m) عندما يكون الحمل الحراري فيها بحدود (١.٥ kw).

- واستخدم الباحث (Rasheed) [٢٢] في سنة (١٩٨٣) الأنموذج الرياضي الموضوع من قبل الباحثين (Kettleborough & Hsieh) لتحليل الجريان المنتظم والجريان غير المنتظم، وتأثيره على الفاعلية. وبحث تأثير زيادة معلى تدوير الماء من ٥ إلى ١٥ مرّة بقدر معلى تبخير الماء، ووجد أنّه يؤدي إلى زيادة ملحوظة في الفاعلية، وكذلك تأثير

نسبة التبلل في الفاعلية. وتبين أنّ زيادة نسبة التبلل تؤدي إلى زيادة الفاعلية.

كما استنتج أنّ الجريان غير المنتظم له تأثير ملموس في تقليل الفاعلية.

- درس الباحثان (Enwia & Al-Shawe) [٢٣٦] في سنة (١٩٨٦) المبادل الحراري ذا السطح المبطل لاستخدامه في التبريد التبخيري غير المباشر، حيث صنع المبادل الحراري من رقائق الألمنيوم التي صُممت لتكون مسارين متعامدين لتيار الهواء. وفي أعلى المبادل يتم ترديد الماء على مسار الهواء الثانوي لتبريده، والذي بدوره يبرد الهواء الرئيسي. واتفقا مع الباحث (Pescod) على أنّ الفاعلية تتأثر إذا قلت نسبة التبلل، وكذلك درسا تأثير تغيير شكل السطح والمسافة بين الصفائح على الفاعلية، فتبين أنّ السطح المزود بمشبك معدني يؤدي إلى زيادة في الفاعلية.

- وقام الباحث (شمعون) [١٢٦] في سنة (١٩٨٩) بدراسة تضمنت تصميم وتنفيذ ثلاث مبادلات حرارية بجريان متعامد لتياري الهواء بالأبعاد (٤٠×٤٠×٥٠cm) صنعت صفائح أحد المبادلات من رقائق الألمنيوم المستوية، وقد زوّدت قناة تيار الهواء الرئيسي فيه بمشبك معدني لإحداث الإضطراب في تيار الهواء، وكانت المسافة البينية بين الصفائح (٨ mm). بينما صنّعت الأنموذجان الآخران من لدائن (البولي-أستيرين)، وقد كوّنت ألواحها بحيث يكون لها سطوح ممتدة لجهة تيار الهواء الرئيسي في المبادل لزيادة مساحة انتقال الحرارة، وكذلك زيادة المساحة المبثلة بالماء من جهة تيار الهواء الثانوي، ولغرض زيادة تبلل السطوح بالماء، فقد عوملت سطوح مجرى تيار الهواء الثانوي لأحد النموذجين بمادة (Nylon Floaking Fiber) والتي تسمى بالنشارة. واستنتج الباحث بأنّ المبادلات الحرارية المصنّعة من اللدائن أفضل بكثير للاستخدام من المبادلات الحرارية المصنّعة من رقائق الألمنيوم، وذلك لأنّ قابلية اللدائن على التبلل أفضل من دقائق الألمنيوم، وكذلك فإنّ معاملة سطح المبادل المصنوع من اللدائن بمادة النشارة أهدى إلى زيادة الفاعلية بحدود (١٣%)، مقارنة مع المبادل الحراري ذي السطوح غير المعاملة. وكذلك إنّ وجود النتوءات على سطح المبادل في جهة تيار الهواء الرئيسي يحسّن من انتقال الحرارة بحدود مرتين عند مقارنتها مع نتائج التيار الهوائي الثانوي الذي يحتوي على النتوءات.

- وقد أجرى الباحث (حسين) [٢٤٦] في سنة (١٩٩٧) دراسة عملية لتقييم أداء مبادل حراري صفائحي بالأبعاد (٦٦×٥٢×٧٢ cm) صنعت صفائحه من سبيكة الألمنيوم (٩٠% Al - ١٠% Mg) بسمك (١ mm) وبالأبعاد (٦٦×٥٢) لكل صفيحة، وتمّ ترتيبها لتعطي مسارين متعامدين لتياري الهواء. وقد وُضع في قنوات تيار الهواء الثانوي حشوة خشبية (حلفة) تُرطب برشّ الماء عليها من الأعلى، كما درس تأثير وضع مشبكات معدنية في قنوات تيار الهواء الرئيسي، واستنتج أنّ هذه المشبكات تسبب زيادة في الفاعلية بحدود (٣٠%)، لكنّ هذه الزيادة يصاحبها ارتفاع في مقدار هبوط ضغط الهواء الرئيسي بنسبة (٣٢%).

- وأخيراً قام الباحث (فخر الدين) [٢٥٦] في سنة (١٩٩٨) ببناء برنامج حاسبي قادر على محاكاة وتصميم مبادل حراري صفائحي بكلا نوعيه عند ظروف تشغيلية مختلفة، ولغرض تقييم نتائج المحاكاة الحاسوبية تمّت الاستفادة من مبادل حراري صفائحي مصنوع سابقاً من قبل الباحث (حسين)، ومجهّز بوسائل القياس الضرورية كافة

للحصول على قراءات عملية عند ظروف تشغيلية مختلفة. وقد أظهرت المقارنة بين نتائج المحاكاة الحاسوبية والنتائج العملية تطابقاً جيداً، إذ لم تتجاوز نسبة الخطأ في درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج (٣.١٦%) و(٦.٢٢%) في فاعلية المبادل الحراري ذي السطوح المبتلّة.

٢-٢ : التبريد بانضغاط البخار:

يعتمد معامل أداء أجهزة تكييف الهواء بانضغاط البخار (ومنهما مكيفات الهواء الصغيرة) على عوامل كثيرة، منها:

إختلاف درجة حرارة الهواء الخارجي المستخدم كوسط لتبريد المكثّف، وإختلاف درجة حرارة هواء الغرفة الراجع، وإختلاف معدل التدفق الحجمي للهواء عبر المبخر والمكثّف، ونوع الضاغط المستخدم، ونوع المبادلات الحرارية المستخدمة في المبخرات والمكثّفات، وطول وقطر الأنابيب الشعرية المستخدمة، التي تتحكّم بمعدل تدفق مائع التبريد، ونوع مائع التبريد المستخدم، وعوامل أخرى كثيرة.

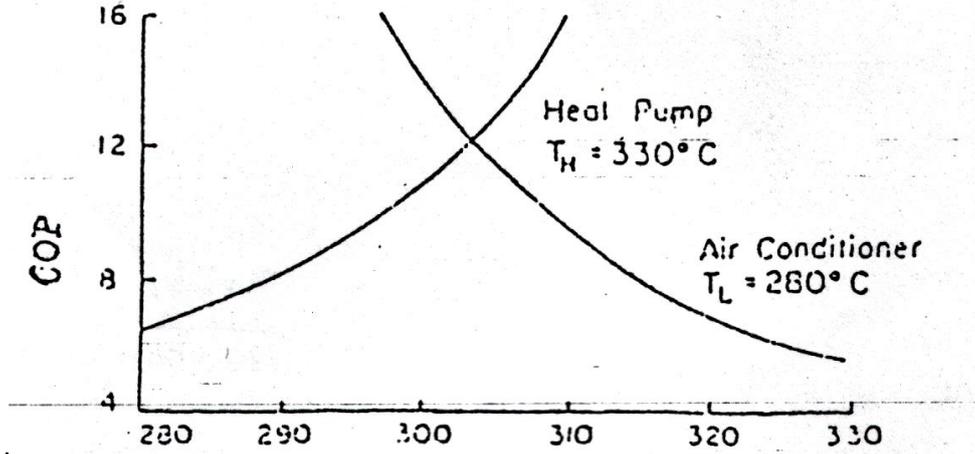
جرت بحوث ودراسات كثيرة، كان معظمها في أحد الاتجاهين الآتيين:

الأول: دراسة تأثير عامل أو أكثر من العوامل أعلاه على معامل أداء أجهزة تكييف الهواء الصغيرة والقدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط وطاقة التبريد.

الثاني: دراسة تقليل الطاقة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط وزيادة معامل أداء أجهزة تكييف الهواء الصغيرة.

بالنسبة للاتجاه الأول:

- قام الباحث (Connor) [٢٦٦] في سنة (١٩٨٠) بدراسة كان هدفها دراسة تأثير درجة حرارة المكثف في أداء مكيفات الهواء. وقد توصل الباحث إلى أنّ معامل أداء المكيفة هو دالة لدرجة حرارة المكثف، ونتائجه موضّح في الشكل (٢-١).

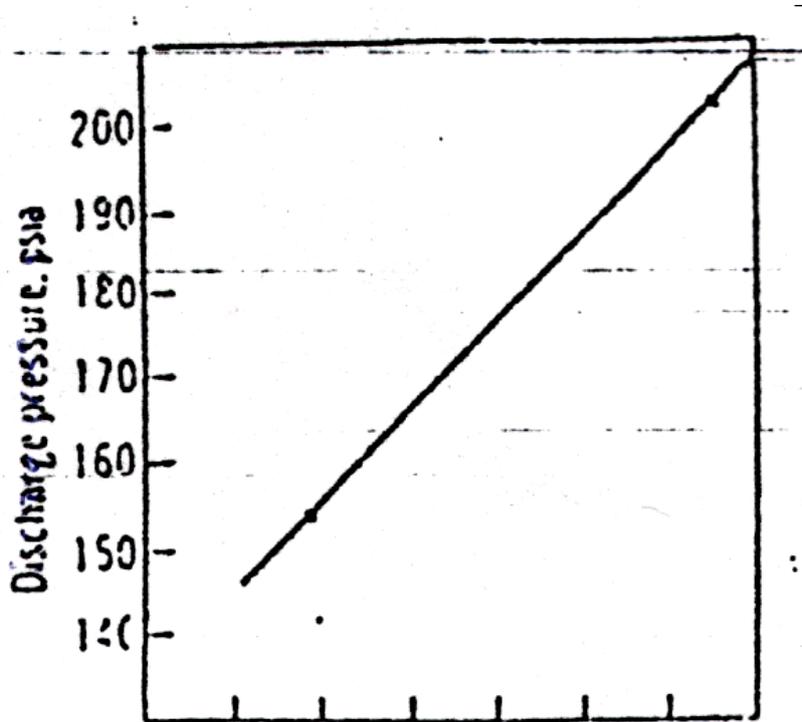


- وتند
حرا
درج
نير درجة
ن ارتفاع
دة الطاقة

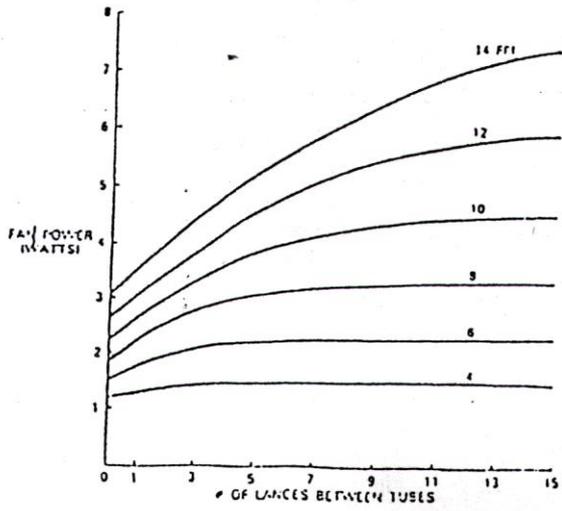
T_H (°C) Air Conditioner
 T_L (°C) Heat Pump

الكهربائية المسهجة والحفاص معام اداء الجهاز.

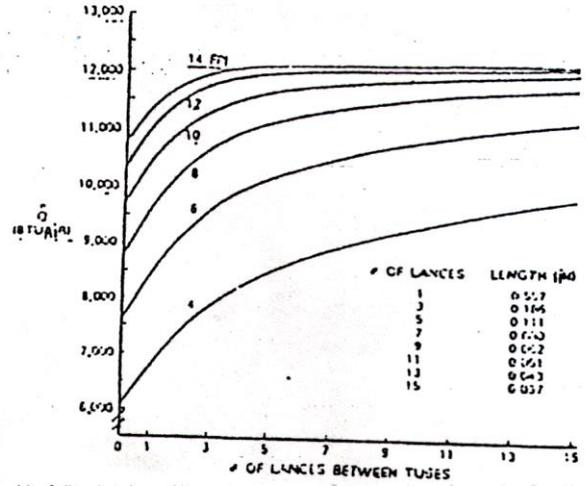
- وأجرى الباحث (Cole) [٢٨٦] في سنة (١٩٨٥) دراسة تناولت دراسة تأثير درجة حرارة البصلة الرطبة للمحيط الخارجي في أداء مكيف الهواء. وقد توصل الباحث إلى أنّ ضغط المكثف هو دالة لدرجة حرارة البصلة الرطبة للمحيط الخارجي، وإنّ انخفاضها من (٢٨°C) إلى (١٢.٨°C) يؤدي إلى انخفاض ضغط المكثف بما يعادل (٣.٤ bar) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بما يعادل (٥٠%) عند استخدام مكثف يعمل عند ظروف تصميمية مساوية إلى (١٣.٨ bar)، وكما هو موضّح في الشكل (٢-٢).



شكل (٢-٢) يوضح نتائج الدراسة التي أجراها الباحث (Cole) - وقام الباحثان (Kadambi & Glansante) [٢٩] في سنة (١٩٨٥) ببيان تأثير شكل الزعانف في أداء المبادل الحراري في مكيفات الهواء. وقد توصل الباحثان إلى أنه يمكن استخدام الزعانف الرمحية وبكثافة أقل من بديلاتها للحصول على كفاءة التبادل الحراري نفسها، وهذا يؤدي إلى الإقتصاد في كمية المعدن المستخدم وانعكاس ذلك على كلفة المبادل. والشكل (٢-٣ a) يوضح تأثير عدد الزعانف الرمحية في طاقة التبريد عندما تكون سرعة الهواء (١ m/sec). والشكل (٢-٣ b) يوضح تأثير عدد الزعانف الرمحية في القدرة الكهربائية.

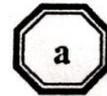
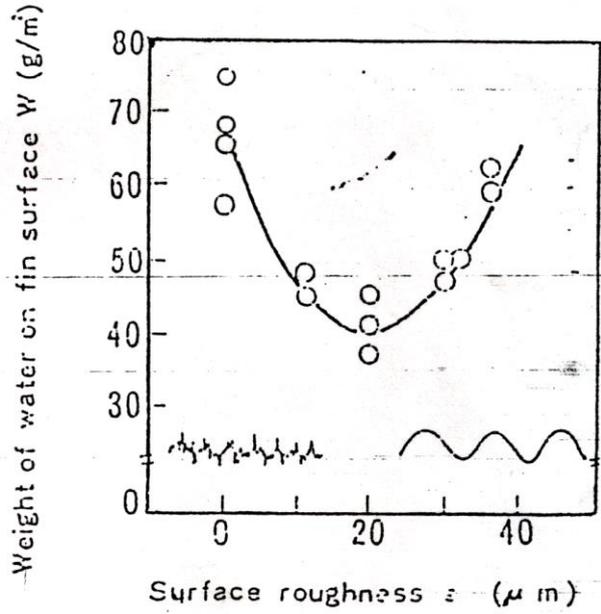
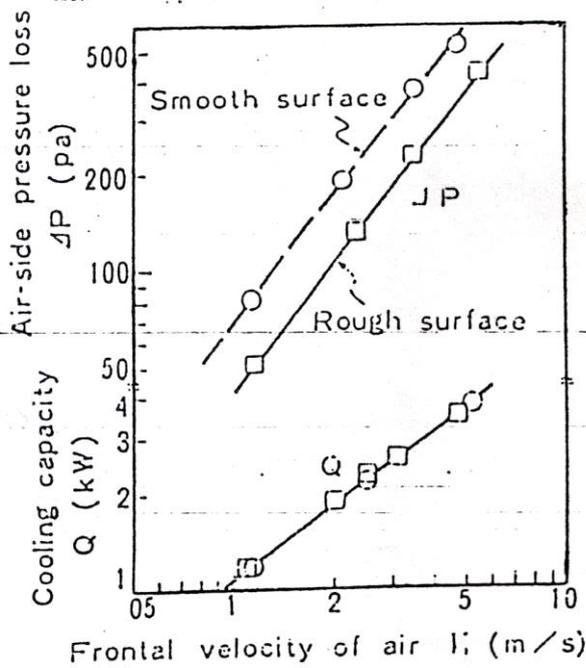


b

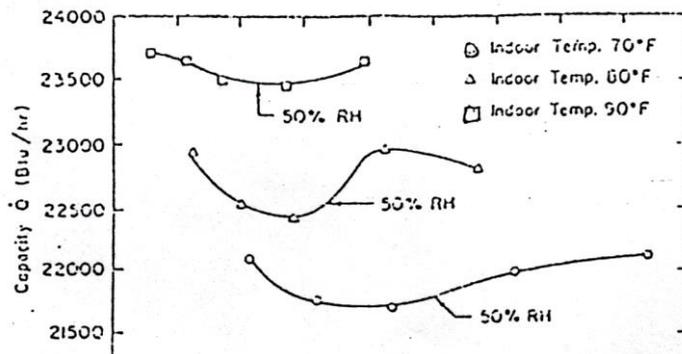


a

الحرارية باستخدام زعانف ذات أسطح خشنة، إذ لاحظ أن مساحات نحاس في تجميعه طبيعي البخار الموجود في الهواء أثناء مروره خلال مبادلات حرارية تحوي زعانف ذات سطح خشن تبلغ خشونته (20μ) ، وتحول قطرات الماء إلى طبقة رقيقة من الماء سهلة السقوط في الزعنفه بسبب قوة جذب الأرض لها، كما في الشكل (a ٢-٤). كما أظهرت الدراسة أن الخسارة في الضغط من جهة الهواء تقل بما يعادل (٣٠%) مقارنة مع السطح الأملس مع ثبوت معامل الانتقال الحراري للزعانف كما في الشكل (b ٢-٤).

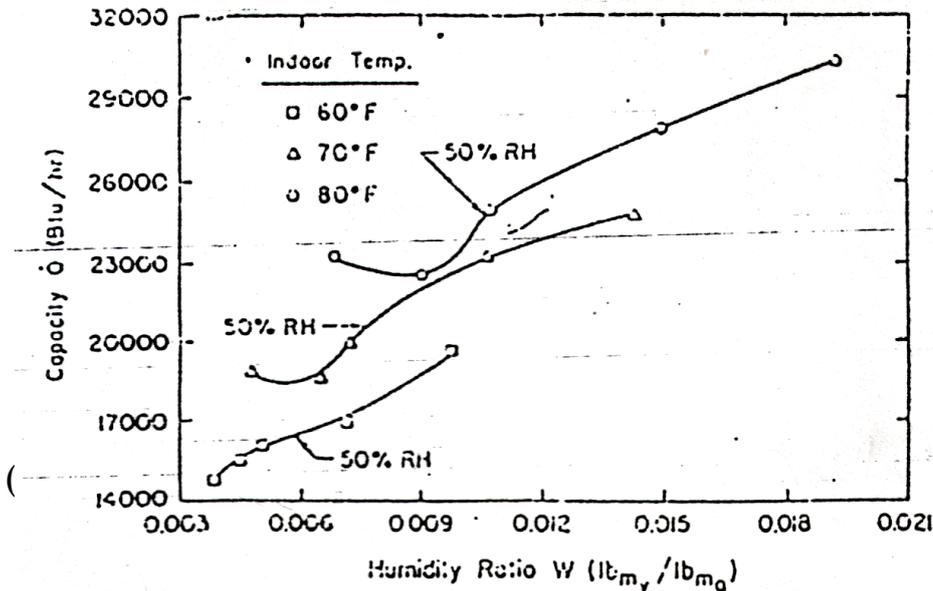


وفي حالة التبريد (COP_c)، وتعتمدان بمقدار قليل على رطوبة هواء الغرفة. ولكن أداء التبريد يزداد بزيادة درجة حرارة هواء الغرفة، وإن أداء التسخين يزداد عند نقصانها. ويمكن ملاحظة ذلك في الشكل (a) & (b) (٢-٥).



التي التدفئة

شكل a)



- واهتمّ الباحثان (Hamilton & Miller) [٣٢٦] في سنة (١٩٩٠) ببناء برنامج حسابي يحاكي عمل مكيف الهواء، ومن خلاله يتمّ تمثيل أداء المكيف، إذ اعتمد الباحثان في بناء النماذج الرياضية لجميع أجزاء المنظومة، والتي بمجموعها كوّنّت برنامج المحاكاة الرئيسي، على مخططات الأداء للمصنّعين (Manufacture's Performance Maps) للضاغط والمكثف والأنبوب الشعري والمبخر. وقد بيّنت الدراسة أنّ زيادة درجة حرارة هواء المحيط الخارجي من (٢٩.٤٤°C) إلى (٤٠.٥٦°C) يؤدي إلى زيادة القدرة المجهّزة للضاغط بنسبة % (١٤-٥١)، وهبوط طاقة التبريد بنسبة (%٩.٩٧)، وبشكل خطي للإثنين.

- وقام الباحث (السعيد) [٣٢٦] في سنة (٢٠٠٠) بدراسة تأثير المساحة السطحية الخارجية للمبخر في أداء مكيفات الهواء الصغيرة وظروف تشغيلية مختلفة، وذلك عن طريق إعداد برنامج حاسوبي هندسي بلغة البيسك السريع (Quick-Basic). ويتضمّن:

□ إجراء الحسابات الخاصة بحساب الخواص الحرارية لمائع التبريد (R-٢٢) وظروف عمل مختلفة.

□ إجراء الحسابات المتعلقة بتحديد معالم أداء منظومة تكييف الهواء الصغيرة وظروف عمل مختلفة.

وقد استنتج الباحث أنّ زيادة المساحة السطحية الخارجية للمبخر تسبب زيادة في كلّ من طاقة التبريد ومعامل الأداء وبنسب تتراوح ما بين % (٠.١١-٠.٢١) و% (٠.٠٤٩-٠.٢) على التوالي. في حين إنّ شغل الضاغط وقدرة الإنضغاط المستهلكة لكل طن تبريد تعاني إنخفاضاً في قيمتها، وبنسب تتراوح ما بين % (٠.١٥-٠.٠٨٢) و% (٠.٠٤٩-٠.٢) على التوالي.

أمّا بالنسبة للإتجاه الثاني:

- فقد أجرى الباحثان (Guinn & Novell) [٣٤٦] في سنة (١٩٨١) دراسة على مكيف هواء ذات طاقة تبريد (٣ ton)، وباستخدام مكثف تجاري من النوع المزوّد بمنظومة لرشّ الماء لمعرفة مدى تأثيرها على أداء المكيف وعوامل التشغيل الأخرى. تقوم منظومة الرشّ برشّ رذاذ من الماء على سطح المكثف لكي يساعد في زيادة كمية الحرارة المطروحة، وبالتالي إلى تحسين أداء المنظومة بشكل عام. وتمّ اختبار المكثف لقيم مختلفة من درجة حرارة البصلة الجافة والرطوبة النسبية للهواء الداخل إلى المكثف.

وأظهرت النتائج أنّه عند رشّ الماء بصورة مستمرة، وبمعدّل (٥١.٥ L/hr) أيّ إلى انخفاض ضغط المكثف بنسبة % (٩-١٧)، وانخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسبة % (٥-٩) وزيادة في معامل الأداء % (١١.٦-١٨.٩) وزيادة طاقة التبريد بنسبة % (٤.٤-٨.٨) بالإعتماد على ظروف الهواء المحيط من درجة حرارة ورطوبة.

- وقام الباحث (مرتضى) [٣٥٦] في سنة (١٩٨٣) بدراسة عملية على مكيف هواء محوّر لاستخدام الهواء الخارجي المبرّد عن طريق مبرّدة هواء تبخيرية لتبريد المكثف، لتخفيض درجة حرارة تشبع مائع التبريد المار خلاله، وبالتالي تخفيض ضغط المكثف.

أظهرت النتائج انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسبة (27.7%) مقارنة بمكيف هواء يستخدم الهواء الجوي لتبريد المكثف.

- واهتمّ الباحث (النجار) [377] في سنة (1987) بإمكانية تحسين كفاءة مكيف الهواء التقليدي، وذلك بإضافة مكثف ثانوي مثبت قبل المبخر، ويبرد باستغلال هواء الغرفة الراجع لتبريد مائع التبريد تبريداً إضافياً، وقد توصل الباحث إلى أنّ هذا التحوير يسبب زيادة في معامل الأداء تتراوح بين (31.3-54.5%) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بين (23.8-53.2%) لظروف تشغيل مختلفة.

- وفي هذا المضمّر أجرى الباحث (ناصر) [377] في سنة (1988) دراسة تهدف إلى تحسين أداء مكيف الهواء التقليدي، وذلك بإضافة مبخر ثانوي يُربط مرة على التوالي، والأخرى على التوازي مع المبخر الرئيسي لتبريد الهواء الخارجي قبل مروره عبر المكثف. وقد تمّ الحصول على زيادة في معامل الأداء تتراوح بين (4-0.8%)، ونقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة بين (3.9-0.6%) عند إضافة المبخر الثانوي على التوالي. أمّا في حالة ربطه على التوازي، فقد أظهرت النتائج أنّ مقدار الزيادة في معامل الأداء تتراوح بين (1.4-6.9%). أمّا مقدار النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة فتراوحت بين (6.9-9.4%) ولظروف تشغيل مختلفة.

- وفي دراسة أخرى قام الباحث (التميمي) [387] في سنة (1989) بدراسة تأثير إجراء تحويلين على الجهاز في أداء مكيف الهواء، الأول بإضافة مكثف ثانوي يُربط على التوالي مع المكثف الرئيسي، وذلك لتبريد مائع التبريد تبريداً إضافياً، والثاني بإضافة مكثف ثانوي يُربط على التوالي مع المكثف الرئيسي وإضافة مبخر ثانوي يُربط على التوازي مع المبخر الرئيسي، إذ يجري تثبيته قبل المكثف الثانوي، وقد توصل الباحث إلى أنّ التحوير الأول يسبب زيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين (9.623-15.694%) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط بنسب تتراوح بين (8.779-13.569%) وفي ظروف تشغيل مختلفة. أمّا التحوير الثاني، فقد سبب زيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين (5.424-11.703%) ونقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة بنسب تتراوح بين (5.144-10.468%) وفي ظروف تشغيل مختلفة.

- وأخيراً تناول الباحث (Assad) [397] في سنة (2000) دراسة تأثير إضافة مبادل حراري ليعمل مبخرًا ثانويًا على أداء مكيف هواء جداري، وذلك بربط المبخر الثانوي على التوازي مع المبخر الرئيسي لتبريد الهواء الخارجي قبل مروره عبر المكثف. وقد تبين أنّ نسبة التغيير في أداء المكيف تعتمد على نسبة غاز التبريد المار في المبخر الثانوي.

وقد بينت النتائج أنّه عندما تكون نسبة غاز التبريد المار في المبخر الثانوي إلى الغاز الكلي المار بحدود (10.2%). تكون الزيادة في معامل الأداء بنسب تتراوح بين (7.81-11.43%) وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة بنسب تتراوح بين (7.41-10.6%) مقارنة مع مكيف هواء تقليدي وبظروف تشغيل مختلفة.

٢-٣: مقارنة مع الدراسات السابقة:

من خلال استعراض الدراسات السابقة يمكن استنتاج النقاط الآتية:

- ١- تختلف الدراسة الحالية عن الدراسات السابقة في كونها تناولت دراسة دمج منظومتَي التبريد (التبخيرية والانضغاطية) بجهاز واحد وتأثير بعض العوامل على أداء الجهاز، بينما الدراسات السابقة تناولت دراسة إحدى المنظومتين بصورة مستقلة عن الأخرى.
- ٢- المبادل الحراري الصفائحي المستخدم في الدراسة الحالية يختلف عن المبادلات المستخدمة في معظم الدراسات السابقة، كونه متعاكس الجريان لتيارَي الهواء الرئيسي والثانوي.
- ٣- تختلف الدراسة الحالية عن دراسة (النجار وناصر والتميمي و Assad) في كونها اعتمدت تحويلاً لا يؤثر في مقدار الخسارة بالضغط (Pressur Drop) لمائع التبريد ضمن دورة التبريد.
- ٤- تتفق الدراسة الحالية مع أغلب الدراسات السابقة في كونها اعتمدت ظروفاً عمليةً إلى جُتْكبير في الحسابات الخاصة بأداء منظومتَي التبريد.

الفصل الثالث

الجانب النظري

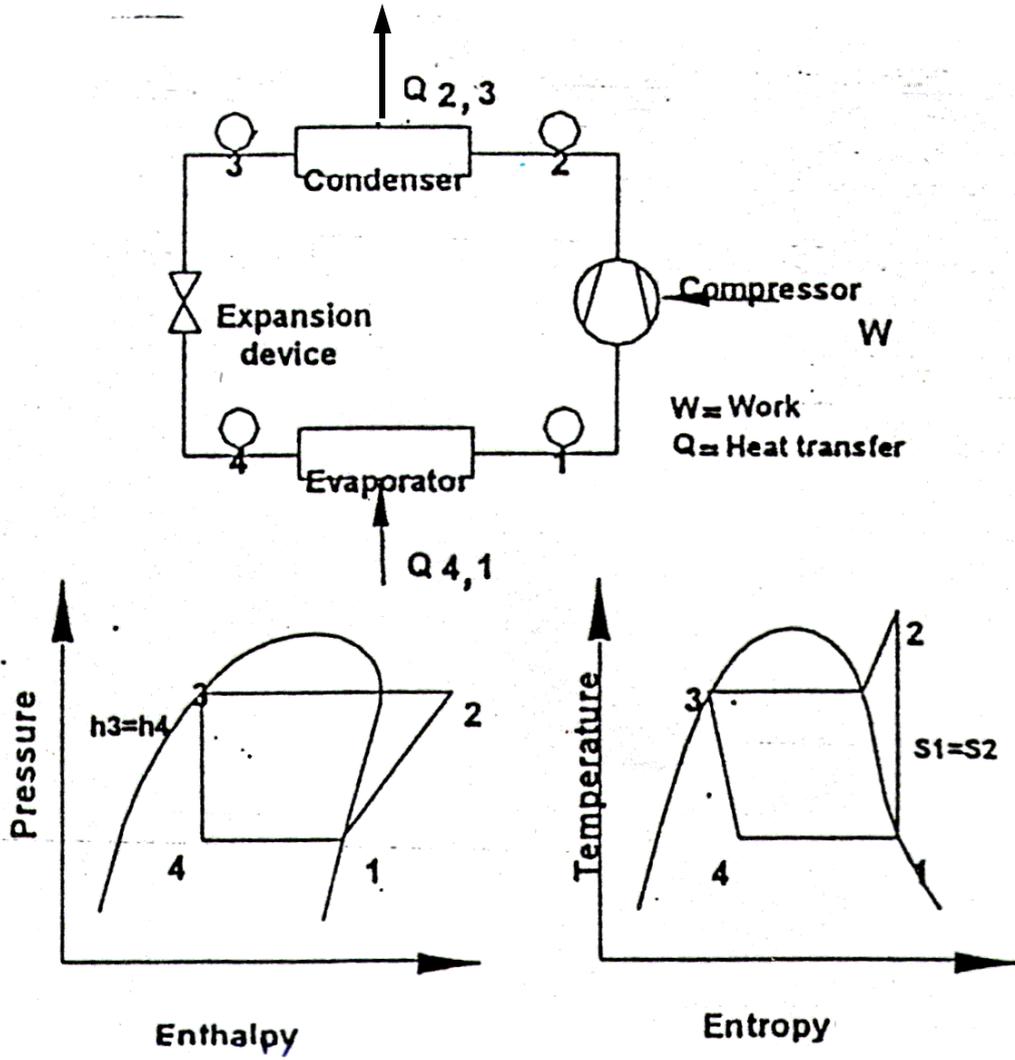
٣-١: دورة التبريد بانضغاط البخار:

٣-١-١: دورة التبريد الانضغاطية النظرية:

تتألف منظومة التبريد بانضغاط البخار من أربعة أجزاء رئيسية، يقوم كل جزء فيها بعملٍ معيّن، إذ يتحرك مائع التبريد داخل هذه المنظومة، وفي كلّ جزء منها يمتلك بعض الخواص الفيزيائية والحرارية التي تختلف في الجزء الآخر من الدورة، فهنا يكتسب وسيط التبريد الحرارة، وهنا يفقدها، وفي مكان آخر يضاف له شغل. ويمكن تمثيل عمل كلّ جزء من المنظومة على مخطط خواص مائع التبريد المستخدم، إذ يُستخدم مخطط (P-H) أو مخطط (T-S) كونه وسيلة بيانية للحصول على خواص مائع التبريد. ويوضّح الشكل (٣-١) مخطط دورة التبريد الانضغاطية النظرية ومخططي (P-H) و (T-S) الخاص بهما. [٤٠]

تفترض دورة التبريد الانضغاطية النظرية جملة من الافتراضات، منها:

- ١- تجري عملية ضغط البخار من ضغط المبخر إلى ضغط المكثف بأنتروبي ثابت (Isentropic) داخل الضاغط.
- ٢- تجري عملية سحب الحرارة داخل المبخر بثبوت ضغط التبخير.
- ٣- تجري عملية طرح الحرارة داخل المكثف بثبوت ضغط التكثيف.
- ٤- تجري عملية تمدد سائل مائع التبريد ذي الضغط العالي (ضغط التكثيف) إلى الضغط الواطيء (ضغط التبخير) بثبوت المحتوى الحراري (أديباتي).
- ٥- لا يوجد فقدان في الضغط والطاقة في أنابيب التوصيل التي تربط أجزاء المنظومة.



شكل (٣-١) يوضح معالم دورة التبريد الإنضغاطية النظرية

٢-١-٣: دورة التبريد الإنضغاطية العملية:

تختلف دورة التبريد الإنضغاطية العملية عن الدورة النظرية بسبب الظروف المفروضة عليها. فعلى سبيل المثال ينبغي أن يكون بخار مائع التبريد الداخل إلى الضاغط محمّصاً لضمان عدم دخول قطرات سائلة مع البخار الداخل إلى الضاغط. كذلك يجري تبريد سائل مائع التبريد بعد عملية التكثيف تبريداً إضافياً لضمان دخول مائع التبريد بحالته السائلة إلى صمام التمدد. كما أنّ جريان مائع التبريد داخل أنابيب المبادلات الحرارية (المبخر والمكثف وأنابيب التوصيل) يؤدي إلى فقدان الضغط للتغلب على الاحتكاك وتغيير الزخم ومقاومة الجاذبية الأرضية وغيرها من العوامل التي تحدث داخل الأنابيب. ويمرّ جريان بخار مائع التبريد داخل الضاغط بمراحل مختلفة كي تتم عملية ضغطه، مثل المرور من خلال صمامي الدخول والخروج خلال شوطي السحب والضغط، ممّا يؤدي إلى تغيير درجة حرارته وضغطه، ممّا قد يسبب انتقال الحرارة إلى خارج قشرة الضاغط، وبذلك لا تتم عملية الإنضغاط لبخار مائع التبريد داخل إسطوانة الضاغط بثبوت الأنتروبي (Isentropic Process) [٤٠]. ويوضح الشكل (٣-٢) الاختلاف بين دورة التبريد الإنضغاطية النظرية والعملية على مخطط (P-H).

- منطقة التكثيف، حيث تزال الحرارة الكامنة من بخار مائع التبريد الذي يتكثف على سطح الأنابيب (Condensation Zone).
- منطقة التبريد المحسوس لتبريد سائل التبريد تبريداً إضافياً (Subcooling Zone).

٣- المبخّر:

تجري في المبخّر العملية الأساسية لدورة التبريد، وهي إزالة الحرارة من مائة أو حيزٍ معيّن، والتي تنتقل إلى سائل مائع التبريد فيسخن ثم يتبخّر داخل المبخّر ممّتصاً الحرارة الكامنة للتبخير من الحزّ المبرّد.

ونظراً لتعدّد وتشعب التطبيقات، فهناك أنواع متعدّدة من المبخّرات يتلاءم كلّ منها مع التطبيقات التي تُستعمل فيه.

ولكنّها، على الرغم من ذلك تشترك في مبدأ عملها وتأثر أدائها بكل من فرق درجات الحرارة بين مائع التبريد والوسط المراد تبريده، سواء كان انتقال الحرارة يجري عن طريق التوصيل أو الحمل أو الإشعاع، فضلاً عن تأثرها بمعامل انتقال الحرارة الإجمالي [٤٢] ويمكن تمثيل عملية التبخير على مخطّط (P-H) و (T-S) بالإجراء (١-٤) والموضّح في الأشكال (١-٣) و (٢-٣).

٤- وسيلة التمديد:

تتلخص وظيفة أجهزة التمديد بتقليل الضغط في منظومة التبريد من الضغط العالي في المكثّف إلى الضغط الواطيء في المبخّر المناظر لدرجة حرارة المبخّر المطلوبة. وهناك أربعة أنواع رئيسية من أجهزة التمديد، هي الأنبوب الشعري (Capillary Tube) والصفحة المثقوبة (Orifice Plate) والصمام بطوافة (Float Valve) وصمام التمديد الثرموستاتي (Thermostatic Expansion Valve).

يُستخدم الأنبوب الشعري في وحدات التبريد الصغيرة، مثل الثلاجات والمجمّعات ومكثّفات الهواء الجدارية، ويعتمد الاحتكاك في تخفيض ضغط سائل مائع التبريد، إذ يتمّ هذا الإجراء بثبوت المحتوى الحراري لمائع التبريد، حيث يتمّ هذا الإجراء بدون شغل مبذول ولا حرارة منتقلة. ويمكن تمثيل عملية التمديد على مخطّط (P-H) و (T-S) بالإجراء (١-٤) والموضّح في الأشكال (١-٣) و (٢-٣). [٤٣]

٤-١-٣: تأثير عملية تكثيف بخار سائل التبريد خلال المكثّف بهواء مبرّد:

إنّ عملية تكثيف بخار السائل خلال المكثّف بواسطة هواء أكثر برودة من هواء المحيط الخارجي (حيث تُعتبر هذه العملية هي إحدى أهمّ ميزات المنظومة المركّبة) والذي يكون من نتائج حصول تغييرين مهمّين في حالة وظروف سائل التبريد خلال المكثّف، وهما التبريد الإضافي للسائل المتكثّف وخفض ضغطه خلال المكثّف، حيث يكون لكل منهما تأثير إيجابي على دورة التبريد، كما سيتمّ توضيحه أدناه: [٣٥]

١- تأثير التبريد الإضافي لسائل التبريد:

إنّ المقصود بالتبريد الإضافي هو خفض درجة حرارة بخار سائل التبريد إلى درجة أدنى من درجة حرارة تكثّفه عند الضغط نفسه قبل مرور السائل من خلال صمام التمديد. ويمكن تحقيق هذه الحالة من خلال استخدام هواء (وسط التبريد) بدرجة حرارة منخفضة، بحيث تكون أقل من درجة حرارة تكثّف بخار سائل التبريد.

الشكل (٤-٣) يوضّح تأثير خفض ضغط المكثف على دورة التبريد الإنضغاطية النظرية
٢-٣: التوازن الحراري والتوازن الكتلي في المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة:

يوضّح الشكل (٣٥) عملية انتقال الحرارة بين تيار الهواء الجاف (الرئيسي) وتيار الهواء المرطّب (الثانوي)، ويُفترض ما يلي:

١- عدم وجود تبادل حراري مع المحيط.
 ٢- إنّ خواص الهواء تبقى ثابتة خلال عملية التبريد، لكون الفرق في درجات الحرارة قليل.

٣- يمكن إهمال المقاومة الحرارية لصفائح المبادل الحراري، وذلك لكون سمك الصفائح قليل (٠.٥ mm) والموصّلية الحرارية لها عالية (الموصّلية الحرارية لصفائح الألمنيوم تساوي $100 \text{ w/m}^\circ\text{C}$).

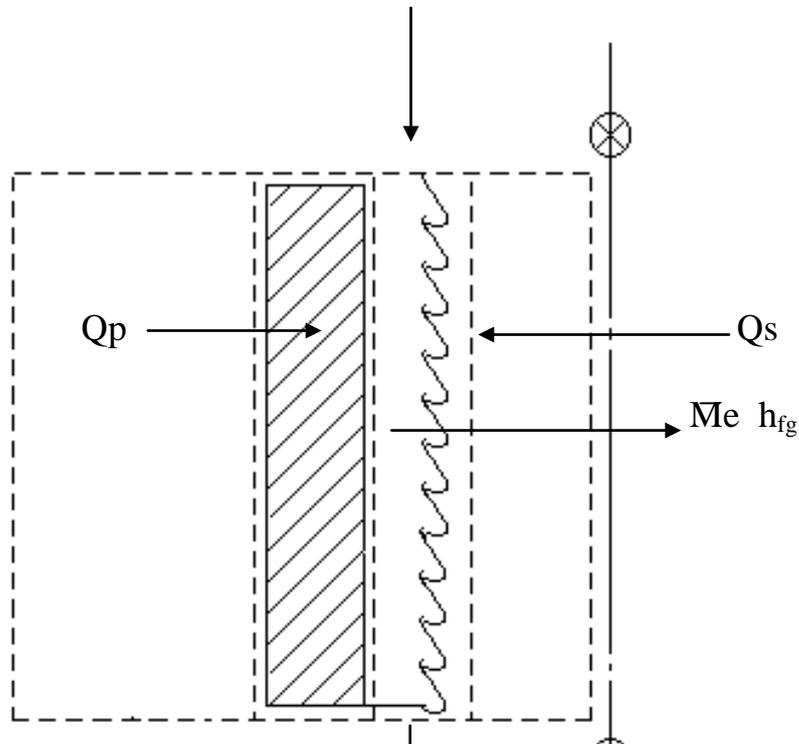
تيار الهواء الرئيسي
(Primary Air)

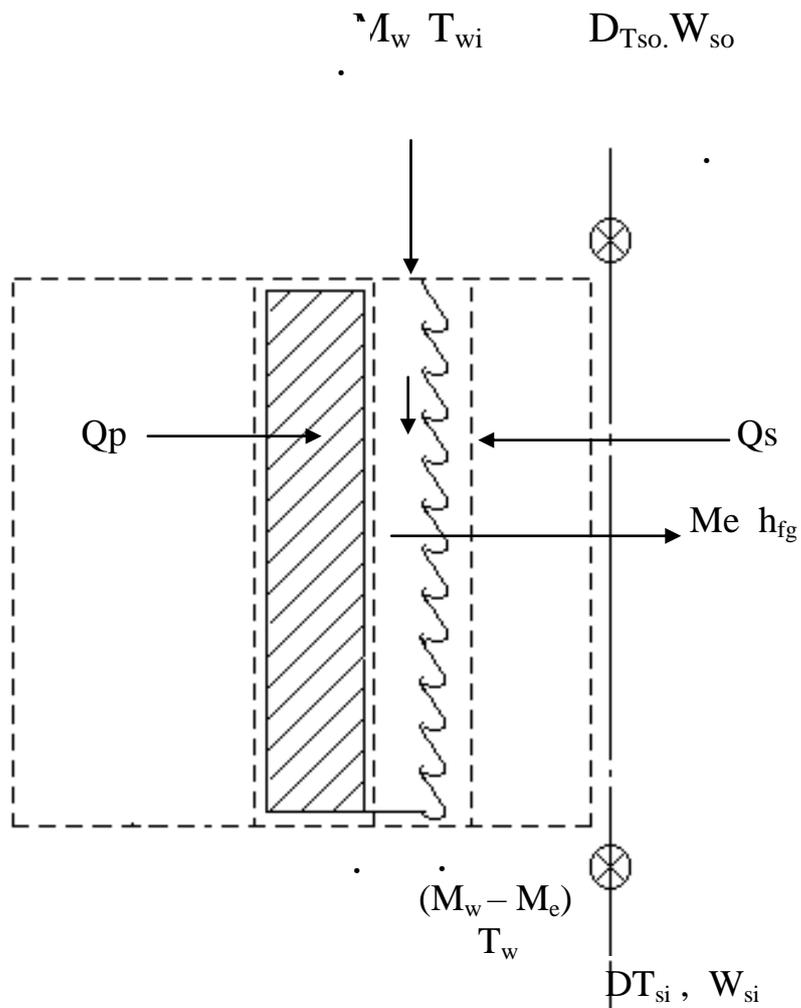
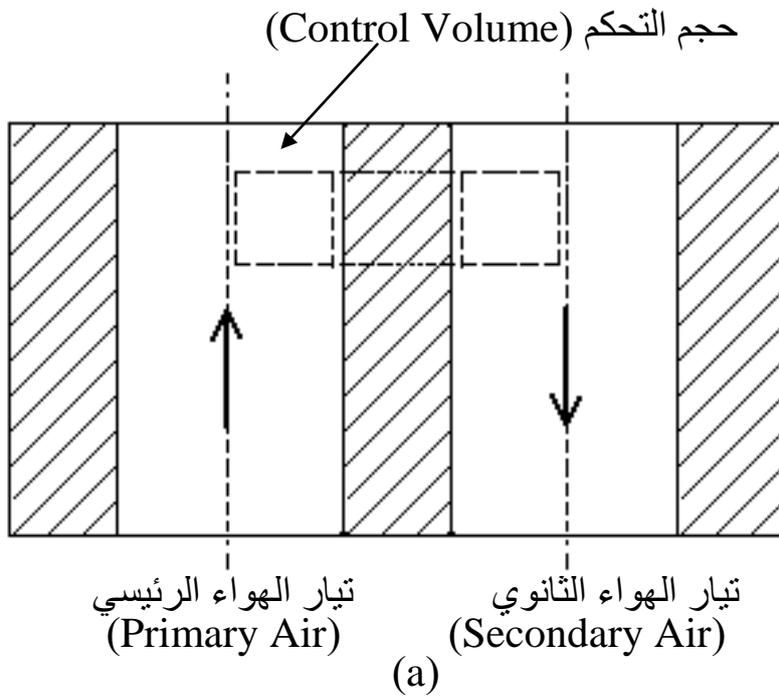
تيار الهواء الثانوي
(Secondary Air)

(a)

$M_w \cdot T_{wi}$

$D_{Ts} \cdot W_{so}$





شكل (١٥) مخطط يوضح حجم التحكم لانتقال الحرارة والكتلة

٤- يمكن إهمال المقاومة الحرارية لطبقة الماء التي تغطي السطح المقابل لتيار الهواء الثانوي، وذلك لكون سمك طبقة الماء لا يتجاوز (٠.٢٥ mm)، فتكون الموازنة الحرارية في المبادل الحراري ذي السطوح المبتلة وفق المعادلة الآتية: [١٧]

$$Q_p + \dot{m}_w CP_w T_{wi} + Q_s = \dot{m}_e h_{fg} + (\dot{m}_w - \dot{m}_e) CP_w T_{wo} \quad \dots\dots\dots (a)$$

ولمّا كان الفرق في درجتي حرارة الماء الداخل والخارج قليلاً، وكمية الماء قليلة، مقارنة مع كمية الهواء، لذا تكون المعادلة كالآتي:

$$Q_p + Q_s = \dot{m}_e h_{fg} \quad \dots\dots\dots (b)$$

٣-٣: خواص الهواء الرطب:

يُنظر إلى الهواء الرطب على أنه يتكون من خليط ثنائي العناصر، أولهما الهواء الجاف، وثانيهما بخار الماء. ويعامل كل منهما على انفراد عند حساب خواصهما، وذلك بسبب إمكانية تكثيف بخار الماء تحت الضغوط ودرجات الحرارة الإعتيادية، وعدم إمكانية ذلك للغازات التي تكوّن الهواء الجاف. وفيما يلي شرح مختصر لبعض هذه الخواص وطريقة حسابها: [١٧]

١- ضغط بخار الماء في الهواء الرطب:

يُعدّ ضغط بخار الماء في الهواء من أهم الخواص التي يجب معرفة كيفية حسابها أو الحصول عليها. إذ أنّ غالبية خواص الهواء الرطب الأخرى تعتمد على تحديد قيمة هذا الضغط بصورة دقيقة. وستتضح أهميته عند دراسة بقية الخواص لاحقاً. ويعتمد ضغط بخار الماء في الهواء الرطب على درجة حرارة الهواء. وهناك معادلات مختلفة لحسابه، منها:

$$P = P_{sw} - P_{BA}(DT-WT) \quad \dots\dots\dots (٣-١)$$

$$A = 7.77 \times 10^{-4} C^{-1} \quad WT > 0^\circ C$$

$$= 0.94 \times 10^{-4} C^{-1} \quad WT < 0^\circ C$$

٢- الرطوبة النسبية:

تعرف الرطوبة النسبية (ϕ) بدلالة الضغوط الجزئية كالآتي:
هي النسبة المئوية للضغط الجزئي لبخار الماء في الهواء الرطب عند درجة حرارة معينة إلى الضغط الجزئي لبخار الماء في الهواء المشبع عند درجة الحرارة نفسها، وبصيغة معادلة:

$$\phi = \left(\frac{P}{P_s} \right)_{DT} \dots\dots\dots (٢-٣)$$

٣- المحتوى الرطوبي:

يُعرف المحتوى الرطوبي (W) أنه كتلة بخار الماء بالكيلو غرامات المقترنة بكيلو غرام واحد من الهواء الجاف في خليط من الهواء وبخار الماء. وكمعادلة تساوي:

$$W = \frac{m_s}{m_a} = 0.622 \frac{P}{P_B - P} \dots\dots\dots (٣-٣)$$

٤- الحجم النوعي للهواء الرطب:

الحجم النوعي هو الحجم بالأمتار المكعبة لكل كيلو غرام واحد من الهواء الجاف مع كتلة بخار الماء الذي يحويه. وفي الخليط يشغل بخار الماء الحجم نفسه الذي يشغله الهواء الجاف، ولكن لكل منهما ضغطه الجزئي، وبصيغة معادلة يساوي:

$$V_a = \frac{R_a T_a}{P_a} = \frac{R_a T_a}{P_B - P} \dots\dots\dots (٣-٤)$$

٥- المحتوى الحراري:

يتألف المستوى الحراري للهواء الرطب من المحتوى الحراري لكل كيلو غرام واحد من الهواء الجاف والمحتوى الحراري لبخار الماء المقترن به، والمجموع هو المحتوى الحراري لخليط الهواء وبخار الماء، وبصيغة معادلة:

$$H = 1.007 DT + 0.026 - W(2501.3 + 1.84 DT) \dots\dots\dots (٣-٥)$$

٤-٣: العلاقات الرياضية:

٤-٣-١: العلاقات الرياضية لطريقة التبريد التبخيري غير المباشر:

- يتم حساب الفاعلية للمبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة من العلاقة: [١٧، ١٨]

$$E_W = \frac{DT_{P_i} - DT_{P_o}}{DT_{P_i} - WT_{S_i}} \dots\dots\dots (٣-٦)$$

- ويمكن حساب كفاءة الترطيب في قنوات تيار الهواء الثانوي للمبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة من المعادلة الآتية: [٢٤]

$$\eta_s = \frac{WS_i - WS_o}{WS_i - WS_s} \dots\dots\dots (٣-٧)$$

استُخدمت المعادلة أعلاه، وذلك لكون الإجراء ينحرف عن إجراء الإشباع الأديباتي المفترض الحصول عليه في حالة التبريد التبخيري، وذلك بسبب حصول التبادل الحراري بين الهواء الرئيسي والهواء الثانوي.

- كذلك يمكن الحصول على متوسط سرعة الهواء الرئيسي وسرعة الهواء الثانوي من قياس الفرق بين الضغط الكلي والضغط الاستاتيكي للهواء في كلٍّ من مواقع القياس المختلفة داخل مجاري الهواء وأخذ المعدل الحسابي لها. كما سيتمّ توضيحه فيما بعد. وباستخدام المعادلة الآتية يمكن الحصول على متوسط سرعة الهواء: [٤٤]

$$U_{am} = \sqrt{\frac{2gH_{wm}}{\rho_a}} \quad \dots\dots\dots (3-8)$$

- ويُحسب معلى التدفق الكتلي للهواء الرئيسي من العلاقة التالية:

$$\dot{m}_p = \rho_a U_{am} Ad \quad \dots\dots\dots (3-9)$$

ويمكن حساب طاقة التبريد للهواء الرئيسي المعادلة الآتية:

$$Q_p = \dot{m}_p (H_{p_i} - H_{p_o}) \quad \dots\dots\dots (3-10)$$

أمّا الطاقة الحقيقية المصروفة على الهواء، فيمكن قراءتها من مقياس للقدرة الكهربائية، وهي تمثل القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل مراوح التهوية ومضخة الماء.

- وبالتالي يمكن حساب نسبة كفاءة الطاقة (معامل الأداء)، وهي عبارة عن حاصل قسمة طاقة التبريد المكتسبة على الطاقة المصروفة على الهواء، ويُحسب من المعادلة التالية: [٢٣]

$$(E.E.R)_{act} = \frac{Q_p}{\dot{W}_{act}} \quad \dots\dots\dots (3-11)$$

- ولمعرفة القدرة الحقيقية المستهلكة لكلّ طن تبريد تُستخدم العلاقة التالية:

$$P_{act} = \frac{\dot{W}_{act}}{Q_p} \times 3.517 \quad \dots\dots\dots (3-12)$$

٢-٤-٣: العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بانضغاط البخار:

في البداية يتمّ حساب معلى التدفق الكتلي للهواء الرئيسي المراد تبريده كما مرّ سابقاً من العلاقة (٣-٩)، ومن ثمّ يمكن حساب طاقة التبريد خلال المبخر من العلاقة (٣-١٠). ومن قياس القدرة الكهربائية المستهلكة من قبل الضاغط ومروحة سحب الهواء يمكن حساب معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكلّ طن تبريد من العلاقة (٣-١١) و(٣-١٢) على التوالي، مع الأخذ بنظر الاعتبار قيمة (\dot{W}_{act} و Q_p) المحسوبة في هذا البند.

٣-٤-٣: العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بالمنظومة المركبة:

يتمّ حساب معدل التدفق الكتلي للهواء الرئيسي كما مرّ سابقاً من العلاقة (٣-٩) ومن ثمّ يمكن حساب طاقة التبريد خلال المبادل الحراري الصفائحي ومبخر الدورة الإنضغاطية من العلاقة (٣-١٠). وبعد قياس القدرة الكهربائية المستهلكة الكلية من قبل الضاغط ومراوح التهوية ومضخة الماء، يمكن حساب معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكلّ طن تبريد من العلاقة (٣-١١) و(٣-١٢) على التوالي، مع الأخذ بنظر الاعتبار قيمة (\dot{W}_{act} و Q_p) المحسوبة في هذا البند.

وعند مقارنة المنظومة المركبة مع منظومة التبريد بانضغاط البخار تُستخدم المعادلات التالية:

- نسبة الزيادة في طاقة التبريد (ΔQP):

$$\Delta QP = \frac{QP_2 - QP_1}{QP_1} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (3-13)$$

- نسبة الزيادة في معامل الأداء الحقيقي [$\Delta(E.E.R.)_{act}$]:

$$\Delta(E.E.R.)_{act} = \frac{(E.E.R.)_{act2} - (E.E.R.)_{act1}}{(E.E.R.)_{act1}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (3-14)$$

- نسبة النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد (ΔP_{act}):

$$\Delta P_{act} = \frac{P_{act2} - P_{act1}}{P_{act1}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (3-15)$$

- نسبة الإنخفاض في ضغط المكثف (ΔP_c):

$$\Delta P_c = \frac{P_{c2} - P_{c1}}{P_{c1}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots (3-16)$$

حيث أنّ الرقم (١) يشير إلى منظومة التبريد بانضغاط البخار، والرقم (٢) إلى المنظومة المركبة.

جدول (٤-٢): قراءات ونتائج التجارب التي أجريت على المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبثلة
بسرعة تدوير للمراوح قدرها (٩٩٠ rev./s)

No.	DT _{pi} (°C)	WT _{pi} (°C)	≅ _{pi} (%)	DT _{po} (°C)	WT _{po} (°C)	≅ _{po} (%)	DT _{si} (°C)	WT _{si} (°C)	DT _{so} (°C)	WT _{so} (°C)	E _w (%)	2 _s (%)	m _p (kg/hr)	m _s (kg/hr)	Q _p (kw)	W _{act} (kw)	(EER) _{act}	P _{act} (kw/ton)
١	٣١.٥	١٨.٠	٢٤.٩	٢١.٢	١٤.٢	٤٥.٥	٢٠.٨	١٤.١	٢٤.٣	١٦.٤	٥٩.٢	٣٩.٦	١٥٨٦.٨	٢٦٧١.٣	٤.٦٧٢٤	٠.٤٨٤	٩.٦٥	٠.٣٦٤٣
٢	٣٣.٨	١٩.٠	٢٢.٧	٢٢.٠	١٤.٨	٤٥.٤	٢٠.٨	١٤.١	٢٥.١	١٦.٨	٥٩.٩	٤١.٦	١٥٦٨.٠	٢٦٧١.٣	٥.٢٤٤٦	٠.٤٨٤	١٠.٨٤	٠.٣٢٤٥
٣	٣٥.٥	١٩.٦	٢٠.٩	٢٢.٦	١٥.١	٤٤.٢	٢٠.٨	١٤.١	٢٦.٢	١٧.٢	٦٠.٣	٤٤.٩	١٥٦٤.٠	٢٦٧١.٣	٥.٧٣٤١	٠.٤٨٤	١١.٨٥	٠.٢٩٦٨
٤	٣٧.٢	٢٠.٢	١٨.٧	٣٢.٢	١٥.٤	٤٢.٩	٢٠.٨	١٤.١	٢٧.٤	١٧.٧	٦٠.٦	٤٧.٦	١٥٤٣.٢	٢٦٧١.٣	٦.١٣٠٤	٠.٤٨٤	١٢.٦٧	٠.٢٧٧٦
٥	٤٠.٣	٢١.٢	١٦.٤	٢٤.١	١٥.٧	٤٠.٦	٢٠.٨	١٤.١	٢٨.٧	١٨.٢	٦١.٨	٥٠.٥	١٥١٨.٦	٢٦٧١.٣	٧.٠٨٦٧	٠.٤٨٤	١٤.٦٤	٠.٢٤٠٢
٦	٤٣.٤	٢٢.٠	١٣.٦	٢٥.١	١٥.٩	٣٧.٢	٢٠.٨	١٤.١	٣٠.٣	١٨.٨	٦٢.٥	٥٣.٧	١٤٩٨.٢	٢٦٧١.٣	٧.٨٦٦٢	٠.٤٨٤	١٦.٢٥	٠.٢١٦٤
٧	٤٧.٨	٢٣.٢	١٠.٧	٢٦.٥	١٦.٤	٣٤.٢	٢٠.٨	١٤.١	٣١.٦	١٩.٣	٦٣.٢	٥٧.٠	١٤٦٧.٧	٢٦٧١.٣	٨.٨٨٧٩	٠.٤٨٤	١٨.٣٦	٠.١٩١٥
٨	٣١.٨	١٨.٥	٢٦.٥	٢٢.٣	١٥.٢	٤٦.٤	٢٥.٥	١٦.٥	٢٦.٤	١٨.٣	٦٢.١	٤٦.٩	١٥٨٦.٧	٢٦٣٦.٣	٤.٢٣١٢	٠.٤٨٤	٨.٧٤٢	٠.٤٠٢٣
٩	٣٣.٤	١٩.٢	٢٤.٦	٢٢.٨	١٥.٥	٤٥.٧	٢٥.٥	١٦.٥	٢٧.٣	١٨.٧	٦٢.٧	٥٠.٥	١٥٦٨.٠	٢٦٣٦.٣	٤.٧٠٤٥	٠.٤٨٤	٩.٧٢	٠.٣٦١٨
١٠	٣٥.٥	١٩.٩	٢٢.٠	٢٣.٤	١٥.٧	٤٤.٠	٢٥.٥	١٦.٥	٢٨.٥	١٩.٢	٦٣.٧	٥٤.٠	١٥٦٤.٠	٢٦٣٦.٣	٥.٣٨٦٦	٠.٤٨٤	١١.١٣	٠.٣١٦٠
١١	٣٧.٦	٢٠.٦	١٩.٧	٢٤.٠	١٦.١	٤٣.٤	٢٥.٥	١٦.٥	٣٠.٠	١٩.٨	٦٤.٥	٥٧.٦	١٥٤٣.٢	٢٦٣٦.٣	٥.٩١٦١	٠.٤٨٤	١٢.٢٢	٠.٢٨٧٧
١٢	٤١.٢	٢١.٨	١٦.٥	٢٥.١	١٦.٥	٤٠.٧	٢٥.٥	١٦.٥	٣١.٦	٢٠.٤	٦٥.٢	٦١.١	١٥١٠.٥	٢٦٣٦.٣	٦.٩٢٣٣	٠.٤٨٤	١٤.٣٠	٠.٢٤٥٩
١٣	٤٤.٥	٢٢.٨	١٤.٠	٢٦.٠	١٦.٩	٣٩.٠	٢٥.٥	١٦.٥	٣٢.٥	٢٠.٨	٦٦.١	٦٥.٥	١٤٩٢.٠	٢٦٣٦.٣	٧.٨٣٤١	٠.٤٨٤	١٦.١٨	٠.٢١٧٣
١٤	٤٨.٦	٢٤.٠	١١.٥	٢٧.٢	١٧.٤	٣٦.٧	٢٥.٥	١٦.٥	٣٤.٠	٢١.٤	٦٦.٧	٧٠.٢	١٤٥٨.٧	٢٦٣٦.٣	٨.٨٣٣٤	٠.٤٨٤	١٨.٢٥	٠.١٩٢٧
١٥	٣١.٦	١٩.٤	٣٠.٨	٢٣.٣	١٦.٦	٥٠.٢	٣٠.٨	١٩.٢	٢٨.٣	٢٠.٤	٦٦.٩	٥٣.٦	١٥٨٦.٧	٢٥٦٢.٢	٣.٧٤٦٨	٠.٤٨٤	٧.٧٤	٠.٤٥٤٣
١٦	٣٥.٣	٢٠.٨	٢٥.٨	٢٤.٤	١٧.٢	٤٨.٣	٣٠.٨	١٩.٢	٣٠.٢	٢١.٢	٦٧.٧	٥٩.٧	١٥٦٣.٨	٢٥٦٢.٢	٤.٨٦٥٣	٠.٤٨٤	١٠.٠٥	٠.٣٤٩٩
١٧	٣٨.٧	٢١.٩	٢١.٧	٢٥.٣	١٧.٦	٤٦.٣	٣٠.٨	١٩.٢	٣٢.٨	٢٢.١	٦٨.٧	٦٢.٨	١٥٢٤.٧	٢٥٦٢.٢	٥.٨٤٤٧	٠.٤٨٤	١٢.٠٦	٠.٢٩١٢
١٨	٤١.٣	٢٢.٧	١٩.٠	٢٦.٠	١٧.٩	٤٤.٧	٣٠.٨	١٩.٢	٣٣.٥	٢٢.٤	٦٩.٢	٦٥.٨	١٥٠٩.٨	٢٥٦٢.٢	٦.٥٨٤٦	٠.٤٨٤	١٣.٦١	٠.٢٥٨٥
١٩	٤٤.٥	٢٣.٧	١٦.٣	٢٦.٩	١٨.٣	٤٣.٠	٣٠.٨	١٩.٢	٣٤.٧	٢٢.٩	٦٩.٩	٧٠.٧	١٤٩١.٨	٢٥٦٢.٢	٧.٥٠٠٦	٠.٤٨٤	١٥.٥٠	٠.٢٢٦٩
٢٠	٤٨.٦	٢٤.٩	١٣.٥	٢٨.٠	١٨.٨	٤١.١	٣٠.٨	١٩.٢	٣٦.٢	٢٣.٥	٧٠.١	٧٦.٠	١٤٥٨.٧	٢٥٦٢.٢	٨.٥٤٩٦	٠.٤٨٤	١٧.٦٦	٠.١٩٩١

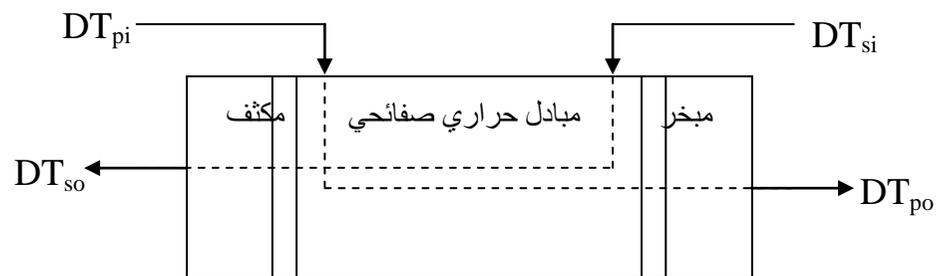
جدول (٤-٣): قراءات ونتائج التجارب التي أجريت على المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة
بسرعة تدوير للمراوح قدرها (١١٢٠ rev./s)

No.	DT _{pi} (°C)	WT _{pi} (°C)	≙ _{pi} (%)	DT _{po} (°C)	WT _{po} (°C)	≙ _{po} (%)	DT _{si} (°C)	WT _{si} (°C)	DT _{so} (°C)	WT _{so} (°C)	E _w (%)	2 _s (%)	m _p (kg/hr)	m _s (kg/hr)	Q _p (kw)	W _{act} (kw)	(EER) _{act}	P _{act} (kw/ton)
١	٣١.٦	١٨.١	٢٥.٠	٢٢.٠	١٤.٤	٤٤.١	٢٠.٤	١٤.٠	٢٥.٣	١٦.٧	٥٤.٥	٣٦.٣	١٧٣٧.٠	٢٨٣١.٧	٤.٧٢٨٥	٠.٥٧٢	٨.٢٦٦٦	٠.٤٢٥٤
٢	٣٣.٩	١٨.٩	٢٢.١	٢٢.٨	١٤.٩	٤١.٩	٢٠.٤	١٤.٠	٢٦.٤	١٧.٢	٥٥.٨	٣٩.٠	١٧١٦.٦	٢٨٣١.٧	٥.٤٨٣٥	٠.٥٧٢	٩.٥٨٦٦	٠.٣٦٦٨
٣	٣٥.٨	١٩.٦	٢٠.٢	٢٣.٤	١٥.٢	٤٠.٨	٢٠.٤	١٤.٠	٢٧.٨	١٧.٧	٥٦.٩	٤١.٢	١٧٠٠.٨	٢٨٣١.٧	٦.٠٩٩٤	٠.٥٧٢	١٠.٦٥٤٥	٠.٣٣٠١
٤	٣٧.٧	٢٠.٣	١٨.٥	٢٤.٠	١٥.٦	٤٠.٤	٢٠.٤	١٤.٠	٢٨.٧	١٨.٠	٥٧.٨	٤٤.٨	١٦٨٥.٤	٢٨٣١.٧	٦.٦٠١٦	٠.٥٧٢	١١.٥٤١ ٣	٠.٣٠٤٧
٥	٤٠.١	٢١.١	١٦.٥	٢٤.٨	١٦.٠	٣٩.٠	٢٠.٤	١٤.٠	٣٠.١	١٨.٥	٥٨.٦	٤٧.١	١٦٦٤.٨	٢٨٣١.٧	٧.٢٦٠٢	٠.٥٧٢	١٢.٦٩٢ ٧	٠.٢٧٧١
٦	٤٣.٥	٢٢.٢	١٤.٠	٢٦.٠	١٦.٥	٣٦.٨	٢٠.٤	١٤.٠	٣١.٣	١٩.٠	٥٩.٣	٥٠.٠	١٦٣٨.٠	٢٨٣١.٧	٨.٠٩٩	٠.٥٧٢	١٤.١٥٩	٠.٢٤٨٤
٧	٤٨.٠	٢٣.٥	١١.٢	٢٧.٣	١٧.٠	٣٤.٣	٢٠.٤	١٤.٠	٣٢.٧	١٩.٥	٦٠.٩	٥٣.٧	١٦٠٢.٦	٢٨٣١.٧	٩.٣٩٣٧	٠.٥٧٢	١٦.٤٢٢ ٦	٠.٢١٤١
٨	٣١.٥	١٨.٤	٢٦.٧	٢٢.٨	١٥.٣	٤٤.٤	٢٥.٤	١٦.٥	٢٧.٠	١٨.٤	٥٨.٠	٤٣.٠	١٧٣٧.٠	٢٧٥٦.٥	٤.٢٩٤٣	٠.٥٧٢	٧.٥١	٠.٤٦٨٣
٩	٣٣.٧	١٩.٢	٢٣.٨	٢٣.٥	١٥.٧	٤٣.٢	٢٥.٤	١٦.٥	٢٨.٤	١٩.٠	٥٩.٣	٤٧.٧	١٧١٦.٦	٢٧٥٦.٥	٤.٩٥٩١	٠.٥٧٢	٨.٦٧	٠.٤٠٥٦
١٠	٣٥.٥	١٩.٩	٢٢.٠	٢٤.١	١٦.٠	٤٢.٣	٢٥.٤	١٦.٥	٢٩.٣	١٩.٤	٦٠.٠	٥١.٢	١٧٠٠.٨	٢٧٥٦.٥	٥.٥٢٧٦	٠.٥٧٢	٩.٦٦	٠.٣٦٣٩
١١	٣٧.٧	٢٠.٧	١٩.٧	٢٤.٨	١٦.٤	٤١.٤	٢٥.٤	١٦.٥	٣٠.٥	١٩.٩	٦٠.٩	٥٤.٩	١٦٨٥.٣	٢٧٥٦.٥	٦.١٧٩٤	٠.٥٧٢	١٠.٨	٠.٣٢٥٥
١٢	٤٠.٢	٢١.٥	١٧.٥	٢٥.٦	١٦.٧	٣٩.٦	٢٥.٤	١٦.٥	٣١.٧	٢٠.٤	٦١.٦	٥٧.٥	١٦٦٤.٨	٢٧٥٦.٥	٦.٨٩٠٤	٠.٥٧٢	١٢.٠٥	٠.٢٩١٩
١٣	٤٣.٣	٢٢.٥	١٥.١	٢٦.٥	١٧.١	٣٨.١	٢٥.٤	١٦.٥	٣٢.٢	٢٠.٦	٦٢.٧	٦١.١	١٦٣٨.٠	٢٧٥٦.٥	٧.٨٢٦	٠.٥٧٢	١٣.٦٨	٠.٢٥٧١
١٤	٤٥.٤	٢٣.٢	١٣.٨	٢٧.٢	١٧.٥	٣٧.٣	٢٥.٤	١٦.٥	٣٣.٥	٢١.٢	٦٣.٠	٦٣.٦	١٦٢٠.٤	٢٧٥٦.٥	٨.٣٧١٩	٠.٥٧٢	١٤.٦٤	٠.٢٤٠٣
١٥	٤٨.٠	٢٤.١	١١.٨	٢٨.٢	١٧.٩	٣٥.٤	٢٥.٤	١٦.٥	٣٤.٧	٢١.٥	٦٣.٥	٦٦.٧	١٦٠٢.٠	٢٧٥٦.٥	٩.٢١١٥	٠.٥٧٢	١٦.١٠	٠.٢١٨٤
١٦	٣٢.٥	١٩.٨	٢٩.٦	٢٤.١	١٧.٠	٤٨.٧	٣٠.٦	١٩.٢	٢٩.٧	٢٠.٨	٦٣.٢	٥١.٨	١٧٢١.٩	٢٦٧٩.١	٤.٠٦٥٦	٠.٥٧٢	٧.١١	٠.٤٩٤٨
١٧	٣٥.٥	٢٠.٨	٢٥.٣	٢٥.٠	١٧.٤	٤٦.٥	٣٠.٦	١٩.٢	٣١.٣	٢١.٤	٦٤.٤	٥٥.٠	١٧٠٠.٦	٢٦٧٩.١	٥.٠٥٤٧	٠.٥٧٢	٨.٨٤	٠.٣٩٨٠
١٨	٣٨.٧	٢١.٩	٢١.٧	٢٦.٠	١٧.٩	٤٤.٦	٣٠.٦	١٩.٢	٣٣.٥	٢٢.٢	٦٥.١	٥٩.٠	١٦٦٩.٣	٢٦٧٩.١	٥.٩٨١٧	٠.٥٧٢	١٠.٤٦	٠.٣٣٦٣
١٩	٤٠.٧	٢٢.٦	١٩.٨	٢٦.٦	١٨.٢	٤٣.٧	٣٠.٦	١٩.٢	٣٤.٨	٢٢.٧	٦٥.٦	٦٣.٠	١٦٥٢.٥	٢٦٧٩.١	٦.٦٥٥٩	٠.٥٧٢	١١.٦٤	٠.٣٠٩٤
٢٠	٤٤.٦	٢٣.٨	١٦.٤	٢٧.٨	١٨.٧	٤١.٣	٣٠.٦	١٩.٢	٣٦.٣	٢٣.٣	٦٦.٢	٦٨.٤	١٦٢٢.٤	٢٦٧٩.١	٧.٧٥١٥	٠.٥٧٢	١٣.٥٥	٠.٢٥٩٥
٢١	٤٨.٤	٢٤.٩	١٣.٧	٢٩.٠	١٩.٢	٣٩.٠	٣٠.٦	١٩.٢	٣٨.٥	٢٤.١	٦٦.٥	٧٤.٠	١٥٩٣.٧	٢٦٧٩.١	٨.٨٠٩٧	٠.٥٧٢	١٥.٤	٠.٢٢٨٣

(٢٠)

جدول (٤-٤): قراءات ونتائج التجارب التي أجريت على المنظومة المركبة لتكييف الهواء
بسرعة تدوير المراوح قدرها (٩٩٠ rev./s)

No.	DT _{pi} (°C)	WT _{pi} (°C)	≅ _{pi} (%)	DT _{po} (°C)	WT _{po} (°C)	≅ _{po} (%)	DT _{si} (°C)	WT _{si} (°C)	T _i (°C)	T _r (°C)	T _s (°C)	P _e (bar)	P _c (bar)	P _c /P _e	m _p (kg/hr)	m _s (kg/hr)	Q _p (kw)	W _{act} (kw)	(EER) _{act}	P _{act} (kw/ton)
١	٣١,٥	١٨,٥	٢٤,٩	١٢,٤	١٥,٦	٧٩,٩	٢٥,٨	١٤,١	١١,١	٤٨,٣	٣٨,٨	٥,٦٥٥	١٧,٥٨٦	٣,١٥٩	١٥٨٦,٨	٢٦٧١,٦	٨,٥٩٥١	١,٨٥٤	٤,٧٦	٥,٧٣٨١
٢	٣٣,٨	١٩,٥	٢٢,٧	١٣,٥	١١,٤	٧٧,٩	٢٥,٨	١٤,١	١١,٣	٤٩,٣	٣٩,٧	٥,٧٩٣	١٧,٩٣١	٣,٥٩٥	١٥٦٨,٥	٢٦٧١,٦	٩,٥٣٦٦	١,٨٥٤	٥,٥١	٥,٧٥٢٣
٣	٣٥,٥	١٩,٦	٢٥,٩	١٤,١	١١,٦	٧٥,٢	٢٥,٨	١٤,١	١١,٥	٤٩,٧	٤٥,١	٥,٩٣١	١٨,٢٧٦	٣,٥٨٢	١٥٦٤,٥	٢٦٧١,٦	٩,٥١٤٤	١,٨٥٤	٥,٢٧	٥,٦٦٦٨
٤	٣٧,٢	٢٥,٢	١٨,٧	١٤,٤	١١,٩	٧٤,٤	٢٥,٨	١٤,١	١١,٩	٥٥,٥	٤٥,٣	٦,٥٦٩	١٨,٥٥٢	٣,٥٥٧	١٥٤٣,٢	٢٦٧١,٦	٩,٩٤٥١	١,٨٥٤	٥,٥١	٥,٦٣٧٩
٥	٤٥,٣	٢١,٢	١٦,٤	١٤,٨	١٢,١	٧٣,٥	٢٥,٨	١٤,١	١٢,١	٥٥,٥	٤٥,٨	٦,١٣٨	١٨,٦٨٩	٣,٥٥٥	١٥١٨,٦	٢٦٧١,٦	١١,٥٥٩٦	١,٨٥٤	٦,١٥	٥,٥٧٦٣
٦	٤٣,٤	٢٢,٥	١٣,٦	١٥,٦	١٢,٣	٦٧,٦	٢٥,٨	١٤,١	١٢,٧	٥٥,٧	٤٥,٩	٦,٢٧٦	١٨,٩٦٥	٣,٥٢٢	١٤٩٨,٢	٢٦٧١,٦	١١,٨١٨٧	١,٨٥٤	٦,٥٥	٥,٥٣٦٨
٧	٤٧,٨	٢٣,٢	١٥,٧	١٦,٦	١٢,٦	٦٢,٧	٢٥,٨	١٤,١	١٣,٢	٥١,٣	٤١,٣	٦,٤٨٣	١٩,٥١٧	٣,٥١٥	١٤٦٧,٧	٢٦٧١,٦	١٣,٥٥٥٥	١,٨٥٤	٧,٢١	٥,٤٨٧٨
٨	٣١,٨	١٨,٥	٢٦,٥	١٤,١	١١,٩	٧٧,٤	٢٥,٥	١٦,٥	١٢,٦	٤٩,٥	٤١,٢	٥,٩٣١	١٨,٢٧٦	٣,٥٨١	١٥٨٦,٧	٢٦٣٦,٣	٧,٩٧٧٦	١,٨٥٤	٤,٤٢	٥,٧٩٥٣
٩	٣٣,٤	١٩,٢	٢٤,٦	١٤,٥	١٢,٢	٧٦,٦	٢٥,٥	١٦,٥	١٣,٥	٥٥,٤	٤١,٨	٦,٥٦٩	١٨,٤٨٣	٣,٥٤٥	١٥٦٨,٥	٢٦٣٦,٣	٨,٤٥٦٢	١,٨٥٤	٤,٦٦	٥,٧٥٤٧
١٥	٣٥,٥	١٩,٩	٢٢,٥	١٥,٣	١٢,٦	٧٣,٢	٢٥,٥	١٦,٥	١٣,٧	٥١,٣	٤٣,٥	٦,٢٧٦	١٨,٩٦٦	٣,٥٢٢	١٥٦٤,٥	٢٦٣٦,٣	٨,٩٤٦٩	١,٨٥٤	٤,٩٦	٥,٧٥٨٩
١١	٣٧,٦	٢٥,٦	١٩,٧	١٥,٩	١٢,٩	٧١,٢	٢٥,٥	١٦,٥	١٤,٢	٥١,٨	٤٣,٥	٦,٣٤٥	١٩,١٧٢	٣,٥٢١	١٥٤٣,٢	٢٦٣٦,٣	٩,٤٧٣٥	١,٨٥٤	٥,٢٥	٥,٦٦٩٧
١٢	٤١,٢	٢١,٨	١٦,٥	١٦,٦	١٣,٣	٦٩,٥	٢٥,٥	١٦,٥	١٤,٧	٥٢,٢	٤٤,٥	٦,٤٨٣	١٩,٥١٧	٣,٥١١	١٥١٥,٥	٢٦٣٦,٣	١٥,٥٣١٥	١,٨٥٤	٥,٨٤	٥,٦٥٢٤
١٣	٤٤,٥	٢٢,٨	١٤,٥	١٧,٣	١٣,٦	٦٦,٢	٢٥,٥	١٦,٥	١٥,٣	٥٢,٧	٤٤,٧	٦,٦٢١	١٩,٧٩٣	٢,٩٩٥	١٤٩٢,٥	٢٦٣٦,٣	١١,٥٢١٦	١,٨٥٤	٦,٣٧	٥,٥٥٥٦
١٤	٤٨,٦	٢٤,٥	١١,٥	١٨,٢	١٤,٥	٦٣,٥	٢٥,٥	١٦,٥	١٥,٨	٥٣,٤	٤٥,٤	٦,٧٥٨	٢٥,٢٥٦	٢,٩٨٩	١٤٥٨,٧	٢٦٣٦,٣	١٢,٦٥١٥	١,٨٥٤	٦,٩٩	٥,٥٥٣٥
١٥	٣١,٦	١٩,٤	٣٥,٨	١٥,٥	١٣,٤	٨٣,٨	٣٥,٨	١٩,٢	١٢,٨	٥٥,٥	٤٢,٢	٦,١٣٨	١٨,٧٥٩	٣,٥٥٦	١٥٨٦,٧	٢٥٦٢,٢	٧,٤٩٢٨	١,٨٥٤	٤,١٥	٥,٨٤٦٧
١٦	٣٥,٣	٢٥,٨	٢٥,٨	١٥,٩	١٤,١	٨٢,١	٣٥,٨	١٩,٢	١٣,٦	٥١,٤	٤٣,٢	٦,٢٧٦	١٩,٥٣٤	٣,٥٣٣	١٥٦٣,٨	٢٥٦٢,٢	٨,٦٤٤٣	١,٨٥٤	٤,٧٩	٥,٧٣٣٩
١٧	٣٨,٧	٢١,٩	٢١,٧	١٦,٦	١٤,٤	٧٩,٥	٣٥,٨	١٩,٢	١٤,٥	٥٢,٥	٤٣,٨	٦,٤١٤	١٩,٣٧٩	٣,٥٢٢	١٥٢٤,٧	٢٥٦٢,٢	٩,٦١٤١	١,٨٥٤	٥,٣٣	٥,٦٥٩٩
١٨	٤١,٣	٢٢,٧	١٩,٥	١٧,٢	١٤,٧	٧٦,٦	٣٥,٨	١٩,٢	١٥,٥	٥٢,٥	٤٤,٥	٦,٥٥٢	١٩,٧٩٣	٣,٥٢١	١٥٥٩,٨	٢٥٦٢,٢	١٥,٣٥٨٩	١,٨٥٤	٥,٧٤	٥,٦١٢٤
١٩	٤٤,٥	٢٣,٧	١٦,٣	١٧,٩	١٥,١	٧٤,٦	٣٥,٨	١٩,٢	١٥,٦	٥٣,٢	٤٥,١	٦,٦٨٩	٢٥,١٣٨	٣,٥١٥	١٤٩١,٨	٢٥٦٢,٢	١١,٣١٢٨	١,٨٥٤	٦,٢٧	٥,٥٦٥٨
٢٥	٤٨,٦	٢٤,٩	١٣,٥	١٩,٥	١٥,٧	٧٥,٦	٣٥,٨	١٩,٢	١٦,٣	٥٤,٩	٤٦,٢	٦,٨٩٦	٢٥,٥٥٢	٢,٩٨٥	١٤٥٨,٥	٢٥٦٢,٢	١٢,٣١٧٩	١,٨٥٤	٦,٨٣	٥,٥١٥١



المنظومة المركبة

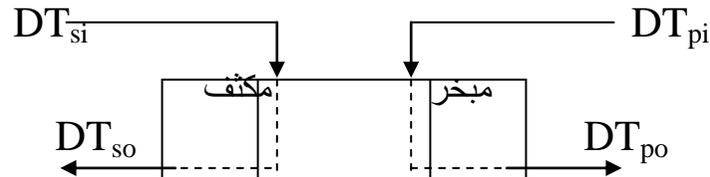
جدول (٤-٥): قراءات ونتائج التجارب التي أجريت على المنظومة المركبة لتكييف الهواء
بسرعة تدوير للمراوح قدرها (١١٢٠ rev./s)

No.	DT _{pi} (°C)	WT _{pi} (°C)	≈ _{pi} (%)	DT _{po} (°C)	WT _{po} (°C)	≈ _{po} (%)	DT _{si} (°C)	WT _{si} (°C)	T _i (°C)	T _j (°C)	T _r (°C)	P _e (bar)	P _c (bar)	P _c /P _e	m _p (kg/hr)	m _s (kg/hr)	Q _p (kw)	W _{act} (kw)	(EER) _{act}	P _{act} (kw/ton)
١	٣١.٦	١٨.١	٢٥.٠	١٣.٥	١١.١	٧٥.٠	٢٠.٤	١٤.٠	١١.٣	٤٨.٦	٣٨.٩	٥.٧٩٣	١٧.٥٨٦	٣.٠٣٦	١٧٣٧.٠	٢٨٣١.٧	٨.٩٢٦٣	١.٨٩٢	٤.٧٢	٠.٧٤٥٤
٢	٣٣.٩	١٨.٩	٢٢.١	١٣.٧	١١.٣	٧٤.٨	٢٠.٤	١٤.٠	١١.٥	٤٩.١	٣٩.٥	٥.٩٣١	١٧.٩٣١	٣.٠٢٣	١٧١٦.٦	٢٨٣١.٧	٩.٨٢٢٧	١.٨٩٢	٥.١٩	٠.٦٧٧٤
٣	٣٥.٨	١٩.٦	٢٠.٢	١٤.٣	١١.٦	٧٢.٦	٢٠.٤	١٤.٠	١١.٦	٤٩.٣	٣٩.٧	٦.٠٠٠	١٨.١٣٢	٣.٠٢٢	١٧٠٠.٨	٢٨٣١.٧	١٠.٣٩٣٥	١.٨٩٢	٥.٤٩	٠.٦٤٠٢
٤	٣٧.٧	٢٠.٣	١٨.٥	١٤.٩	١٢.٠	٧١.٠	٢٠.٤	١٤.٠	١٢.١	٥٠.٠	٤٠.٥	٦.٠٦٩	١٨.٢٧٦	٣.٠١١	١٦٨٥.٤	٢٨٣١.٧	١٠.٩٠٨	١.٨٩٢	٥.٧٧	٠.٦١١٠
٥	٤٠.١	٢١.١	١٦.٥	١٥.٦	١٢.٤	٦٩.٠	٢٠.٤	١٤.٠	١٢.٣	٥٠.٣	٤٠.٦	٦.٢٠٧	١٨.٦٢١	٣.٠٠٠	١٦٦٤.٨	٢٨٣١.٧	١١.٥٦٠٨	١.٨٩٢	٦.١١	٠.٥٧٥٥
٦	٤٣.٥	٢٢.٢	١٤.٠	١٦.٢	١٢.٧	٦٧.٠	٢٠.٤	١٤.٠	١٣.١	٥١.٢	٤١.٢	٦.٣٤٥	١٨.٩٦٥	٢.٩٨٧	١٦٣٨.٠	٢٨٣١.٧	١٢.٦٤٩	١.٨٩٢	٦.٦٩	٠.٥٢٦٠
٧	٤٨.٠	٢٣.٥	١١.٢	١٦.٩	١٣.٠	٦٤.٢	٢٠.٤	١٤.٠	١٣.٨	٥٢.٠	٤١.٩	٦.٥٥٢	١٩.٥١٠	٢.٩٧٧	١٦٠٢.٦	٢٨٣١.٧	١٤.١٥٦٧	١.٨٩٢	٧.٤٨	٠.٤٧٠٠
٨	٣١.٥	١٨.٤	٢٦.٧	١٤.٤	١٢.٠	٧٥.٤	٢٥.٤	١٦.٥	١٢.٤	٤٩.٠	٤٠.٣	٥.٨٦٢	١٧.٩٣١	٣.٠٥٩	١٧٣٧.٠	٢٧٥٦.٥	٨.٤٤٣٨	١.٨٩٢	٤.٤٦	٠.٧٨٨٠
٩	٣٣.٧	١٩.٢	٢٣.٨	١٤.٩	١٢.٣	٧٣.٧	٢٥.٤	١٦.٥	١٢.٥	٤٩.٢	٤٠.٧	٦.٠٠٠	١٨.٢٧٦	٣.٠٤٩	١٧١٦.٦	٢٧٥٦.٥	٩.١٠٧٥	١.٨٩٢	٤.٨١	٠.٧٣٠٦
١٠	٣٥.٥	١٩.٩	٢٢.٠	١٥.٩	١٢.٨	٧٠.٣	٢٥.٤	١٦.٥	١٣.٠	٤٩.٩	٤١.٦	٦.١٣٨	١٨.٦٢١	٣.٠٣٤	١٧٠٠.٨	٢٧٥٦.٥	٩.٤٤٨٩	١.٨٩٢	٤.٩٩	٠.٧٠٤٢
١١	٣٧.٧	٢٠.٧	١٩.٧	١٦.٥	١٣.٢	٦٩.٠	٢٥.٤	١٦.٥	١٣.٧	٥٠.٩	٤٢.٥	٦.٢٧٦	١٩.٠٣٤	٣.٠٢٢	١٦٨٥.٣	٢٧٥٦.٥	١٠.١١١٨	١.٨٩٢	٥.٣٤	٠.٦٥٨٠
١٢	٤٠.٢	٢١.٥	١٧.٥	١٧.١	١٣.٥	٦٦.٨	٢٥.٤	١٦.٥	١٤.١	٥١.٣	٤٢.٩	٦.٤١٤	١٩.٣٧٩	٣.٠٢٢	١٦٦٤.٨	٢٧٥٦.٥	١٠.٩١٣٧	١.٨٩٢	٥.٧٧	٠.٦٠٩٧
١٣	٤٣.٣	٢٢.٥	١٥.١	١٧.٦	١٣.٨	٦٥.٧	٢٥.٤	١٦.٥	١٤.٥	٥٢.٣	٤٣.٢	٦.٤٨٣	١٩.٥٨٦	٣.٠٢١	١٦٣٨.٠	٢٧٥٦.٥	١١.٩٢١	١.٨٩٢	٦.٣٠	٠.٥٥٦٢
١٤	٤٥.٤	٢٣.٢	١٣.٨	١٨.٣	١٤.٢	٦٣.٩	٢٥.٤	١٦.٥	١٥.٥	٥٣.٧	٤٤.٥	٦.٦٢١	١٩.٩٣١	٣.٠٢٠	١٦٢٠.٤	٢٧٥٦.٥	١٢.٤٦٨	١.٨٩٢	٦.٥٩	٠.٥٣٣٧
١٥	٤٨.٥	٢٤.١	١١.٨	١٩.١	١٤.٦	٦١.٤	٢٥.٤	١٦.٥	١٦.٤	٥٤.٨	٤٥.٥	٦.٨٢٧	٢٠.٤١٤	٢.٩٩٠	١٦٠٢.٠	٢٧٥٦.٥	١٣.٣٥	١.٨٩٢	٧.٠٦	٠.٤٩٨٤
١٦	٣٢.٥	١٩.٨	٢٩.٦	١٥.٥	١٣.٨	٨٣.٠	٣٠.٦	١٩.٢	١٢.٦	٥٠.٦	٤٠.٨	٦.٠٦٩	١٨.٦٢١	٣.٠٦٨	١٧٢١.٩	٢٦٧٩.١	٨.٣٢٢٥	١.٨٩٢	٤.٤٠	٠.٧٩٩٥
١٧	٣٥.٥	٢٠.٨	٢٥.٣	١٦.٢	١٤.١	٨٠.٥	٣٠.٦	١٩.٢	١٣.٣	٥١.٥	٤٢.٥	٦.٢٠٧	١٩.٠٣٤	٣.٠٦٦	١٧٠٠.٠	٢٦٧٩.١	٩.٢٠٨٣	١.٨٩٢	٤.٨٧	٠.٧٢٢٦
١٨	٣٨.٧	٢١.٩	٢١.٧	١٧.٠	١٤.٥	٧٨.١	٣٠.٦	١٩.٢	١٤.٣	٥٢.٤	٤٣.٤	٦.٣٤٥	١٩.٣١٠	٣.٠٤٣	١٦٦٩.٣	٢٦٧٩.١	١٠.٢٠١٣	١.٨٩٢	٥.٣٩	٠.٦٥٢٣
١٩	٤٠.٧	٢٢.٦	١٩.٨	١٧.٧	١٤.٩	٧٦.٠	٣٠.٦	١٩.٢	١٥.١	٥٣.٢	٤٤.٥	٦.٥٢٢	١٩.٨٦٢	٣.٠٣١	١٦٥٢.٥	٢٦٧٩.١	١٠.٧٤	١.٨٩٢	٥.٦٨	٠.٦١٩٥
٢٠	٤٤.٦	٢٣.٨	١٦.٤	١٨.٦	١٥.٤	٧١.٨	٣٠.٦	١٩.٢	١٥.٩	٥٤.١	٤٥.٤	٦.٧٥٨	٢٠.٣٤٥	٣.٠١٠	١٦٢٢.٤	٢٦٧٩.١	١١.٩٨٧٧	١.٨٩٢	٦.٣٤	٠.٥٥٥٠
٢١	٤٨.٤	٢٤.٩	١٣.٧	١٩.٨	١٥.٨	٦٧.٦	٣٠.٦	١٩.٢	١٦.٨	٥٥.٤	٤٦.٦	٦.٩٦٥	٢٠.٦٩٠	٢.٩٧٠	١٥٣٩.٧	٢٦٧٩.١	١٢.٩٧٠٩	١.٨٩٢	٦.٨٦	٠.٥١٩٨

(٢٢)

جدول (٤-٦): قراءات ونتائج التجارب التي أجريت على في المكيف الشبكي
بسرعة تدوير للمراوح قدرها (٩٩٠ rev./s)

No.	DT _{pi} (°C)	WT _{pi} (°C)	≅ _{pi} (%)	DT _{po} (°C)	WT _{po} (°C)	≅ _{po} (%)	DT _{si} (°C)	WT _{si} (°C)	T _{li} (°C)	T _{ri} (°C)	T _r (°C)	P _e (bar)	P _c (bar)	P _c /P _e	m _p (kg/hr)	m _s (kg/hr)	Q _p (kw)	W _{act} (kw)	(EER) _{act}	P _{act} (kw/ton)
١	٣٠.٤	١٩.١	٣٣.٤	١٩.٣	١٥.٢	٦٤.٧	٣٣.٥	٢٠.٠	١٧.٦	٥٦.٠	٤٩.٢	٧.٢٤١٤	٢١.٣٧٩٣	٢.٩٥	٠.٤٤١٧	٢٥٢٥.٤	٥.٠٣٥٤	١.٥٤	٣.٢٧	١.٠٧٥٦
٢	٣٠.٤	١٩.١	٣٣.٤	٢٠.١	١٥.٦	٦٢.١	٣٨.٣	٢١.٦	١٨.١	٥٧.٦	٥١.٣	٧.٤٤٨٣	٢٢.٢٧٦	٢.٩٩	٠.٤٤١٧	٢٤٦٨.٨	٤.٦٨٢	١.٥٤	٣.٠٤	١.١٥٦٧
٣	٣٠.٤	١٩.١	٣٣.٤	٢٠.٩	١٥.٨	٥٩.٠	٤١.٢	٢٢.٤	١٨.٧	٥٩.١	٥٢.١	٧.٥٨٦٢	٢٢.٩٦٥٥	٣.٠٢٧	٠.٤٤١٧	٢٤٣٢.٥	٤.٣٢٨٧	١.٥٤	٢.١٨	١.٢٥١٢
٤	٣٠.٤	١٩.١	٣٣.٤	٢١.٧	١٦.١	٥٥.٩	٤٤.٥	٢٣.٢	١٩.٣	٦٠.٨	٥٣.٣	٧.٧٢٤١	٢٣.٧٢٤١	٣.٠٧١	٠.٤٤١٧	٢٣٩٦.٣	٣.٩٣١١	١.٥٤	٢.٥٥	١.٣٧٧٧
٥	٣٠.٤	١٩.١	٣٣.٤	٢٢.٧	١٦.٥	٥٢.٩	٤٨.٤	٢٤.٣	٢٠.٦	٦٢.٤	٥٤.٨	٧.٩٣١٠	٢٤.٨٢٧٦	٣.١٣	٠.٤٤١٧	٢٣٥٣.٨	٣.٤٨٩٤	١.٥٤	٢.٢٧	١.٥٥٢١



جدول (٤-٧): مقارنة نتائج المنظومة المركبة مع مثيلاتها الشبكي الشبكي عند درجة حرارة هواء الغرفة (٣٠.٦°C)
وسرعة تدوير للمراوح قدرها (٩٩٠ rev./s)

No.	درجة حرارة الهواء الخارجي (°C)	ΔQ _p (%)	Δ(EER) _{act} (%)	ΔP _{act} (%)	ΔP _c (%)
١	٣٣.٥	٦٠.٥	٣٧.٠	-٢٧	-١١.٦
٢	٣٨.٣	١٠٥.٣	٧٥.٣	-٤٢.٩	-١٣.٠
٣	٤١.٢	١٣٩.٣	١٠٤.٣	-٥١.١	-١٣.٨
٤	٤٤.٥	١٨٧.٨	١٤٥.٩	-٥٩.٣	-١٥.١
٥	٤٨.٤	٢٥٣.٠	٢٠٠.٩	-٦٦.٨	-١٧.٢

الفصل الخامس المناقشة والاستنتاجات والتوصيات

٥-١: المناقشة:

تضمّنت التجارب التي أُجريت في هذا البحث دراسة تغيير بعض العوامل التي تؤثر في أداء المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة، كتغيير درجة حرارة الهواء الخارجي ودرجة حرارة هواء الغرفة ومعدل تدفق الهواء الرئيسي والثانوي، ومعدّل تدفق الماء. وقد نُوس كل متعَوّ بشكل منفرد وبنبوت المتغيرات الأخرى لمعرفة تأثيرها في أداء كل منظومة، وذلك للوقوف على نتائجها. ولغرض المقارنة والاستفادة منها مستقبلاً في تطوير الفكرة. مع الأخذ بنظر الاعتبار ان طاقة تبريد الجهاز تعني مقدار الحرارة التي يفقدها الهواء الرئيسي من بداية دخوله لجهاز التبريد لحين دخوله الى الحيز المكيف، وفيما يلي استعراض مفصّل للنتائج التي تمّ الحصول عليها. والأشكال (٥-١ إلى ٥-٤٥) توضّح النتائج بيانياً بغية تحليلها.

٥-١-١: المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة:

تبين الجدول (٤-١ و ٤-٢ و ٤-٣) والأشكال (٥-١ إلى ٥-٢٦) نتائج التجارب التي أُجريت على المبادل الحراري الصفائحي، وفيما يلي نتائج تأثير كل من العوامل التالية:

١- تأثير معدّل تدوير الماء على فاعلية المبادل الحراري:
إنّ لمعدل تدفق الماء تأثير كبير على أداء المبادل الحراري، وذلك للدور الذي يلعبه الماء في ترطيب ممرات الهواء الثانوي، والشكل (٥-١) يبيّن العلاقة بين الفاعلية للمبادل الحراري ومعدّل تدفق الماء، وهي علاقة طردية كما هو واضح من الشكل، فعند ازدياد معدّل تدفق الماء من (٣٥٠ L/hr) إلى (٩٥٠ L/hr)، نلاحظ زيادة الفاعلية من (٥٦.٣%) إلى (٧٠.٩%). وكذلك نلاحظ ازدياد الفاعلية بصورة تدريجية عند زيادة معدّل تدفق الماء من (٣٥٠ L/hr) إلى (٧٥٠ L/hr). لكن الاستمرار بزيادة معدّل تدفق الماء أعلى من (٧٥٠ L/hr)، سبّب زيادة واطئة في قيمة الفاعلية لا تتجاوز نسبة (١.٥%)، وذلك بسبب تشبّع الهواء بالماء عند معدل التدفق (٧٠ L/hr)، وإنّ أيّ زيادة عن هذا الحد تكون قليلة التأثير، فلهذا اعتدّ بر هذا المعدّل من تدفق الماء هو المعدل المناسب من معدلات تدفق. ولهذا السبب تمّ اعتماده في إجراء الاختبارات الخاصة بالبحث الحالي. والجدول (٤-١) يوضّح ذلك.

٢- تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي (الهواء الرئيسي):

من ملاحظة الشكلين (٥-٢ و ٥-٣)، نجد أنّ العلاقة بين درجة حرارة الهواء الرئيسي وفاعلية المبادل الحراري بنبوت المتغيرات الأخرى هي علاقة طردية، حيث أنّ الفاعلية تزداد عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي، والسبب في ذلك هو زيادة الفرق بين درجتَي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، وهذه الزيادة في الفرق تؤدي إلى زيادة الفاعلية، حسب العلاقة (٣-٦).

لكنّ الهواء الرئيسي الخارج من المبادل يكون بدرجة حرارة عالية نسبياً، بالمقارنة معه في حالة تجهيز المبادل بهواء درجة حرارته أوطأ، فمثلاً عند تجهيز الهواء بدرجة حرارة (٤٨.٦°C) يمكن أن يُبرّد إلى درجة حرارة (٢٨.٠°C)، ولكن عندما يُجهّز الهواء بدرجة حرارة (٣١.٦°C) يمكن أن يُبرّد إلى درجة حرارة (٢٣.٣°C) عندما تكون درجة حرارة الهواء الثانوي (٣٠.٨°C) وسرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s).

والشكلان (٥-٧ و ٥-٨) يوضحان العلاقة بين درجة حرارة الهواء الرئيسي وكفاءة الترطيب، وهي علاقة طردية، وذلك لأن ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي - ونتيجة التبادل الحراري - من خلال الصفائح مع القناة المجاورة (قناة الهواء الثانوي) يسبب حصول زيادة في كمية الماء المتبخر (نتيجة تحول الحرارة المحسوسة إلى حرارة كامنة للتبخر)، وكذلك ارتفاع قليل في درجة حرارة الهواء الثانوي، وبالتالي إتاحة فرصة أكبر لتحميل الهواء الثانوي بكمية أكبر من بخار الماء بسبب ابتعاده من حالة الإشباع، مسبباً زيادة في المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي الخارج من المبادل (WSO)، وهذا يؤدي إلى زيادة كفاءة الترطيب حسب العلاقة (٣-٧).

كذلك إن ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي تؤدي إلى زيادة طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. ويسبب ذلك هو ارتفاع درجة حرارة الهواء الرئيسي تسبب زيادة الفرق في درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل والخارج منه، وبالتالي زيادة الفرق في المحتوى الحراري للهواء الرئيسي الداخل والخارج، وهذا بدوره يؤدي إلى زيادة طاقة التبريد، وحسب العلاقة (٣-١٠)، وكذلك زيادة معامل الأداء الحقيقي حسب العلاقة (٣-١١)، وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد حسب العلاقة (٣-١٢). وتوضح الأشكال (٥-١٢ و ٥-١٣) و(٥-١٧ و ٥-١٨) و (٥-٢٢ و ٥-٢٣) تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد على التوالي.

٣- تأثير تغيير درجة حرارة هواء الغرفة (الهواء الثانوي):

الشكلان (٥-٢ و ٥-٣) يبينان العلاقة بين درجة حرارة الهواء الثانوي وفاعلية المبادل الحراري الصفائحي، وهي علاقة طردية. فمثلاً في الشكل (٥-٢)، عند ثبوت درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل بدرجة (٣٥.٥°C)، فعندما كانت درجة حرارة الهواء الثانوي (٢٠.٨°C)، كانت الفاعلية (٦٠.٣%)، وعند زيادة درجة حرارة الهواء الثانوي إلى (٢٥.٥°C)، ازدادت الفاعلية إلى (٦٣.٧%). وعندما تصل درجة حرارة الهواء الثانوي إلى (٣٠.٨°C) تزداد الفاعلية إلى (٦٧.٧%)، وسبب ذلك يعود إلى ارتفاع درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي عند ارتفاع درجة حرارة البصلة الجافة له، وبالتالي الفرق بين درجة حرارة البصلة الجافة للهواء الرئيسي ودرجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي يكون أقل (حيث أن أدنى درجة حرارة يمكن أن يصلها الهواء الرئيسي هي درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي) مما يؤدي إلى زيادة الفاعلية. بالرغم من ذلك إلا أن درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج من المبادل ترتفع قليلاً بارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي عند ثبوت درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل (٣٥.٥°C) وسرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s) تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الخارج (٢٢.٦°C) و(٢٣.٤°C) و(٢٤.٤°C) عند تجهيز الهواء الثانوي بدرجة حرارة (٢٠.٨°C) و(٢٥.٥°C) و(٣٠.٨°C) على التوالي، وذلك لأنّ معطى انتقال الطاقة الحرارية خلال الصفائح يقل عندما يقل الفرق بين درجة حرارة الهواء الرئيسي والهواء الثانوي مما يؤدي إلى تقليل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبادل والخارج منه.

ومن ملاحظة الشكلين (٥-٧ و ٥-٨) نجد أنّ العلاقة بين درجة حرارة الهواء الثانوي وكفاءة الترطيب هي علاقة طردية أيضاً، فمثلاً في الشكل (٥-٧)، عندما تكون درجة حرارة الهواء الرئيسي الداخل ثابتة بقيمة (٣٥.٥°C)، وعند زيادة درجة حرارة الهواء الثانوي من (٢٠.٨°C) إلى (٢٥.٥°C)، ثمّ بعد ذلك إلى (٣٠.٨°C)، نلاحظ زيادة كفاءة الترطيب من (٤٤.٩ %) إلى (٥٤ %) ثمّ إلى (٥٩.٧ %) على التوالي.

وسبب زيادة كفاءة الترطيب عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي، هو أنّه كلما ارتفعت درجة حرارة الهواء الثانوي بثبوت المحتوى الرطوبي تقريباً، يسبب توفر امكانية أكبر لإشباع الهواء بكمية أكبر من بخار الماء، وذلك بسبب ابتعاده عن حالة الإشباع، مما يزيد الفرق في المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي الداخل والخارج، مسبباً بذلك زيادة في كفاءة الترطيب. كذلك يُلاحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. وسبب ذلك هو أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى تقليل الفرق في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، وبالتالي تقليل الفرق في المحتوى الحراري للهواء الرئيسي الداخل والخارج مما يؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد، مسبباً بذلك انخفاض معامل الأداء الحقيقي، وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. والأشكال (٥-١٢ و ٥-١٣) و(٥-١٧ و ٥-١٨) و(٥-٢٢ و ٥-٢٣) توضّح تأثير تغيير درجة حرارة هواء الغرفة على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة المسببة لتهاكة حقيقياً لكل طن تبريد على التوالي.

٤- تأثير تغيير سرعة تدوير مراوح تحريك الهواء:

إنّ تأثير سرعة تدوير المراوح ناتج من تأثير معدل تدفق الهواء المار عبر القناة الثانوية والقناة الرئيسية. وعند مقارنة نتائج الحالة الأولى عند سرعة تدوير (٩٩٠ rev/s) مع نتائج الحالة الثانية عند سرعة تدوير (١١٢٠ rev/s) نجد ما يلي:

عند ملاحظة الأشكال (٥-٤ إلى ٥-٦) نجد أنّ العلاقة بين سرعة تدوير المراوح وفاعلية المبادل هي علاقة عكسية، حيث أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تسبب زيادة معدل تدفق الهواء عبر قنوات المبادل الحراري الصفائحي، وينتج عن ذلك زيادة سرعة الهواء، فيزداد الحمل الخارجي على المبادل الحراري، ويقل الزمن اللازم لإتمام عملية انتقال الحرارة بين قنوات الهواء الرئيسي وقنوات الهواء الثانوي المجاورة. ولذلك سوف يقل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الداخل إلى المبادل والهواء الخارج منه، ممّا يقلّل الفاعلية.

والأشكال (٥-٩ إلى ٥-١١) تبين العلاقة بين سرعة تدوير المراوح وكفاءة الترطيب، وهي علاقة عكسية. حيث أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تسبب زيادة سرعة الهواء الثانوي المار عبر القنوات الثانوية للمبادل الحراري الصفائحي، ممّا يؤدي إلى نقصان الفترة الزمنية اللازمة للتلامس بين الهواء وقطرات الماء لغرض حدوث عمليتي انتقال الحرارة والكتلة، وبالتالي يخرج الهواء بدرجة حرارة أعلى ومحتوى رطوبي أقل (بالمقارنة معه عندما تكون سرعة تدوير المراوح أقل)، ممّا يقلّل كفاءة الترطيب.

وكما بيّنا سابقاً أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تؤدي إلى تقليل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج من المبادل، وبالتالي تقليل الفرق في المحتوى الحراري

للحواء الرئيسي الداخل والخارج. ولكن زيادة معدل التدفق الكتلي للحواء سيؤدي إلى زيادة طاقة التبريد حسب العلاقة (٣-١٠).

وتوضّح الأشكال (٥-١٤ إلى ٥-١٦) زيادة طاقة التبريد عند زيادة سرعة تدوير المراوح.

أمّا الأشكال (٥-١٩ إلى ٥-٢١) و(٥-٢٤ إلى ٥-٢٦) فتوضّح تأثير سرعة تدوير المراوح على معدل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد على التوالي. فمن الأشكال يتّضح أنّ معامل الأداء الحقيقي يقل، و القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد تزداد بزيادة سرعة تدوير المراوح، والسبب هو أنّه بالرغم من زيادة طاقة التبريد المستحصل عليها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، إلاّ أنّه يرافها زيادة أكبر في الطاقة الكهربائية المستهلكة لدفع الحواء، ممّا دسبّ تقليل معامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد.

٢-١-٥ : المنظومة المركّبة لتكييف الحواء:

تبيّن الجداول (٤-٤ و ٤-٥) والأشكال (٥-٢٧ إلى ٥-٤١)، نتائج التجارب التي أُجريت على المنظومة المركّبة. وفيما يلي أدناه نتائج تأثير كل من:

١- تأثير تغيير درجة حرارة الحواء الخارجي (الحواء الرئيسي):

لوحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة الحواء الخارجي تؤدي إلى زيادة طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وانخفاض في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّ ارتفاع درجة حرارة الحواء الخارجي تؤدي إلى زيادة الفرق بين درجتي حرارة الحواء الرئيسي الداخل إلى المنظومة والخارج منها. وهذا يعني زيادة الفرق بين المحتوى الحراري للحواء الداخل والخارج، مما يسبب زيادة طاقة التبريد، وبالتالي زيادة معامل الأداء الحقيقي، وانخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. والأشكال (٥-٢٧ و ٥-٢٨) و(٥-٣٢ و ٥-٣٣) و(٥-٣٧ و ٥-٣٨) توضّح ذلك على التوالي.

على الرغم من ذلك، إلاّ أنّه قد تبيّن من نتائج التجارب الموضّحة في الجداول المذكورة أعلاه أنّ الحواء الرئيسي الخارج من المنظومة المركّبة (الداخل إلى الغرفة) يكون بدرجة حرارة أعلى، بالمقارنة معه في حالة تجهيز المنظومة المركّبة بهواء رئيسي درجة حرارته أوطأ. فمثلاً، عند سرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev/s) ودرجة حرارة الحواء الثانوي (٢٥.٥°C)، فعند تجهيز الحواء الرئيسي بدرجة حرارة (٤٨.٦°C)، فإنّه ينخفض إلى درجة حرارة (١٨.٢°C)، بينما عندما يُجهّز بدرجة حرارة (٣١.٨°C) فإنّه ينخفض إلى درجة حرارة (١٤.١°C)، وسبب ذلك هو أنّ ارتفاع درجة حرارة الحواء الرئيسي الداخل إلى المنظومة يؤدي إلى ارتفاع درجتي حرارة الحواء الرئيسي والثانوي الخارج من المبادل الحراري الصفائحي التابع للمنظومة المركّبة (حيث تمّ توضيح ذلك في البند ١-١-٥ النقطة رقم ٢)، وبالتالي تبريد مكثّف الدورة الإنضغاطية بهواء درجة حرارته أعلى ممّا يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة التشبّع لمائع التبريد في المكثف وزيادة ضغطه، بالإضافة إلى انخفاض درجة حرارة التبريد الإضافي، ممّا ينتج عنه ارتفاع درجة حرارة تشبّع بخار مائع التبريد في المبخر وارتفاع ضغطه، وبالتالي يقلّ من مقدار الإنخفاض في درجة حرارة الحواء الرئيسي الخارج من المبخر.

٢- تأثير تغيير درجة حرارة حواء الغرفة (الحواء الثانوي):

لوحظ أنّ ارتفاع درجة حرارة هواء الغرفة تؤدي إلى انخفاض طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الثانوي تؤدي إلى تقليل في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج، ممّا يسبب انخفاض طاقة التبريد، وبالتالي انخفاض معامل الأداء الحقيقي، وزيادة القدرة الكهربائية المستهلكة لكل طن تبريد. والأشكال (٥-٢٧ و ٥-٢٨) و(٥-٣٢ و ٥-٣٣) و(٥-٣٧ و ٥-٣٨) توضّح ذلك على التوالي.

٣- تأثير تغيير سرعة تدوير مراوح تحريك الهواء:

الأشكال (٥-٢٩ و ٥-٣١) تُبين العلاقة بين سرعة تدوير المراوح وطاقة التبريد، وهي علاقة طردية، حيث أنّه على الرغم من أنّ زيادة سرعة تدوير المراوح تؤدي إلى تقليل الفرق في درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل والخارج (حيث تمّ توضيح ذلك في البند ٥-١-١، النقطة رقم ٤)، إلاّ أنّه سيُزيد من معدّل التدفق الكتلي للهواء، وبالتالي زيادة طاقة التبريد.

أمّا الأشكال (٥-٣٤ إلى ٥-٣٦) و(٥-٣٩ إلى ٥-٤١) توضّح تأثير سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، على التوالي، حيث أنّ معامل الأداء الحقيقي يزداد بمقدار قليل جداً، والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد تقلّ بمقدار قليل جداً، ونرى ذلك بوضوح من خلال تقارب المنحنيات بصورة كبيرة كما هي موضّحة في الأشكال المذكورة أعلاه. والسبب هو أنّه بالرغم من زيادة طاقة التبريد المستحصل عليها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، إلاّ أنّه يرافقه زيادة أقلّ بقليل في الطاقة الكهربائية المستهلكة لدفع الهواء، ممّا تسبب التقارب الكبير في النتائج المذكورة.

٣-١-٥: مقارنة منظومات التبريد الثلاثة مع بعضها:

من خلال الحصول على نتائج التجارب التي أُجريت على كل من منظومة التبريد التبخيري غير المباشر، والمتمثلة بالمبادل الحراري الصفائحي، ومنظومة التبريد بانضغاط البخار، والمتمثلة بمكيف الهواء الشباكي، والمنظومة المركّبة لتكييف الهواء. تمّ مقارنة هذه النتائج مع مثيلاتها لكل منظومة من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي بثبوت المتغيرات الأخرى على كل من طاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد. وكذلك تمّ مقارنة المنظومة المركّبة مع مكيف الهواء الشباكي من حيث تأثير التبريد الإضافي لمائع التبريد خلال مكثّف الدورة الإنضغاطية على ضغطه داخل المكثّف وعلى طاقة التبريد المستحصلة من المبخر. وفيما يلي توضيح ذلك مفصلاً:

١- تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي:

- الشكل (٥-٤٢) يوضّح مقارنة تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على طاقة التبريد للمنظومات الثلاثة المذكورة أعلاه.

حيث أنّ طاقة التبريد لكل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة تزداد بارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وسبب ذلك تمّ توضيحه مسبقاً. ولكنّها تنخفض في مكيف الهواء الشباكي، ويعود ذلك إلى أنّ ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي تؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة التشبع لمائع التبريد في المكثّف، وبالتالي إلى

زيادة ضغطه، وكذلك انخفاض درجة حرارة التبريد الإضافي، مما يسبب ارتفاع درجة حرارة تشبع بخار مائع التبريد في المبخر وارتفاع ضغطه، وبالتالي يقلل الفرق بين درجتي حرارة الهواء الرئيسي الداخل إلى المبخر والخارج منه.

ومن الشكل نلاحظ أيضاً أنّ طاقة التبريد للمنظومة المركّبة هي أكبر من طاقة التبريد لكلتا المنظومتين. والسبب في ذلك هو أنّ طاقة تبريد المنظومة المركّبة هي حاصل جمع طاقة التبريد المستحصلة من المبادل الحراري الصفائحي ومبخر الدورة الانضغاطية للمنظومة المركّبة. كما لوحظ أنّه بالرغم من أنّ طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي في درجات الحرارة العالية للهواء الخارجي هي أكبر من طاقة التبريد للمكيف الشبكي. إلا أنّ درجة حرارة الهواء المبرّد الداخل إلى الغرفة تكون مرتفعة أكثر. فمثلاً تكون (C° 26.9) عند استخدام مبادل حراري صفائحي و(C° 21.7) عند استخدام المكيف الشبكي في حالة كون درجة حرارة الهواء الخارجي (C° 44.5)، ويمكن ملاحظة ذلك من خلال الجدولين (٤-٢) و (٤-٦).

- الشكل (٤٣-٥) يوضّح مقارنة المنظومات الثلاث من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على معامل الأداء الحقيقي لها. ولوحظ من الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي لكل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة يزداد بارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي (حيث تمّ توضيح ذلك مسبقاً)، إلا أنّه يقلّ في مكيف الهواء الشبكي، وذلك بسبب انخفاض طاقة تبريده عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي.

كذلك بيّن الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفائحي هو أكبر من معامل الأداء الحقيقي لكلتا المنظومتين، ويعود ذلك إلى قلة القدرة الكهربائية المصروفة في هذه المنظومة، حيث أنّها تساوي (kw 0.484)، في حين أنّ القدرة الكهربائية المصروفة في المنظومة المركّبة تساوي (kw 1.804)، وفي مكيف الهواء الشبكي تساوي (kw 1.54).

كما يلاحظ من الشكل أنّ معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركّبة يكون أكبر ممّا هو عليه في مكيف الهواء الشبكي، على الرغم من أنّ القدرة الكهربائية المصروفة في المنظومة المركّبة هي أكبر. وسبب ذلك هو أنّ طاقة التبريد في المنظومة المركّبة هي أكبر بكثير من طاقة التبريد في المكيف الشبكي، فمثلاً عند درجة حرارة الهواء الخارجي (C° 44.5)، تكون طاقة التبريد في المنظومة المركّبة بمقدار (kw 11.3128)، وفي مكيف الهواء الشبكي بمقدار (kw 3.9311).

- الشكل (٤٤-٥) يوضّح مقارنة المنظومات الثلاث من حيث تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، حيث أنّها تزداد في المكيف الشبكي مع ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، إلا أنّها تقلّ في كل من المبادل الحراري الصفائحي والمنظومة المركّبة.

بالإضافة إلى ذلك بيّن الشكل أنّ القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد في المنظومة المركّبة تكون أقلّ ممّا هي عليه في مكيف الهواء الشبكي، وأكبر ممّا هي عليه في المبادل الحراري الصفائحي. والأسباب تمّ شرحها قبل قليل.

٢- تأثير التبريد الإضافي لمائع التبريد في المكثف:

إنّ درجة حرارة الهواء المستخدم لتبريد مكثف الدورة الإنضغاطية له تأثير كبير على درجة حرارة تشبع مائع التبريد المار خلال المكثف، وبالتالي يؤثر على كل من ضغطه خلال المكثف، وطاقة التبريد المستحصلة من المبخر. ومن خلال التجارب العملية نجد تغيرها تعوّاً طردياً مع الضغط، وعكسياً مع طاقة التبريد، حيث يتّضح ذلك جلياً عند المقارنة بين النتائج المستحصلة من استخدام مكثف الهواء الشبائي، والتي تمّ فيها تبريد المكثف بالهواء الجوي، مع النتائج المستحصلة من استخدام المنظومة المركّبة، والتي تمّ فيها تبريد المكثف بالهواء الثانوي الخارج من المبادل الحراري الصفائحي، حيث تكون درجة حرارته منخفضة نسبياً، بالمقارنة مع الهواء الجوي. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة (30.4°C) وسرعة تدوير المراوح (990 rev/s)، ودرجة حرارة الهواء الخارجي (48.5°C)، نجد أنّ ضغط مائع التبريد خلال مكثف الدورة الإنضغاطية للمكثف الشبائي بمقدار (24.8276 bar)، في حين يكون (20.552 bar) في مكثف الدورة الإنضغاطية للمنظومة المركّبة.

والشكل (٤٥-٥) يوضّح مقارنة تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على ضغط مائع التبريد خلال المكثف لكل من المنظومتين السابقتين. حيث نلاحظ أنّه كلما ترتفع درجة حرارة الهواء الخارجي يزداد ضغط مائع التبريد خلال المكثف، وكذلك نلاحظ من الشكل أنّ الضغط في المكثف الشبائي يكون أكبر ممّا هو عليه في المنظومة المركّبة، وقد تمّ توضيح سبب ذلك.

أمّا بالنسبة لطاقة التبريد المستحصلة من المبخر والتي تُعبّر عن كمية الحرارة التي يفقدها الهواء والتي يكتسبها بخار مائع التبريد المار خلال المبخر، تعتمد بشكل أساسي على درجة حرارة تشبع البخار المار خلال المبخر، والتي تؤثر بدورها على مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء المبرّد خلال ملفات المبخر، إذ كلما انخفضت درجة حرارة تشبع بخار المائع المار خلاله، كلما ازداد مقدار الانخفاض في درجة حرارة الهواء المار خلال ملفاته، وبالتالي يؤدي إلى زيادة طاقة التبريد.

ومن خلال مقارنة نتائج التجارب للمنظومتين، وُجد أنّ درجة حرارة بخار مائع التبريد المار خلال مبخر المنظومة المركّبة أقلّ بكثير ممّا هي عليه في مبخر المكثف الشبائي، حيث أنّ نتيجة تبريد مكثف المنظومة المركّبة بهواء مبرّد نسبياً، أتي إلى خفض ضغط مائع التبريد المار خلاله، وزيادة في التبريد الإضافي، وبالتالي يؤدي إلى خفض ضغط ودرجة حرارة بخار مائع التبريد المار خلال المبخر، ممّا يزيد من طاقة التبريد المستحصلة من مبخر المنظومة المركّبة.

على سبيل المثال، عندما تكون درجة حرارة الغرفة (30.4°C)، وسرعة تدوير المراوح (990 rev/s)، ودرجة حرارة الهواء الخارجي (44.5°C)، نجد أنّ ضغط مائع التبريد خلال المكثف (23.7241 bar)، ودرجة حرارة التبريد الإضافي (53.3°C)، وضغط بخار مائع التبريد خلال المبخر (7.7241 bar)، ودرجة حرارته (19.3°C)، ودرجة حرارة الهواء المجهّز للغرفة (21.7°C) عند استخدام مكثف الهواء الشبائي، في حين انخفض ضغط مائع التبريد خلال المكثف إلى (20.138 bar)، ودرجة حرارة التبريد الإضافي (45.1°C)، وضغط بخار مائع

التبريد خلال المبخر (6.689 bar)، ودرجة حرارته (15.6°C)، ودرجة حرارة الهواء المجهز للغرفة (17.9°C) عند استخدام المنظومة المركبة.

٥-٢: الاستنتاجات:

٥-٢-١: المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة:

من خلال النتائج الخاصة بالمبادل الحراري الصفائحي التي تمّ استعراضها ومناقشتها، يمكن استنتاج ما يلي:

١- زيادة الفاعلية عند ازدياد معدل تدفق الماء وارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وارتفاع درجة حرارة هواء الغرفة وتقليل سرعة تدوير المراوح، كما هو موضح في الأشكال (٥-١ إلى ٥-٦).

٢- زيادة كفاءة الترتيب، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وارتفاع درجة حرارة هواء الغرفة وتقليل سرعة تدوير المراوح، كما هو موضح في الأشكال (٥-٧ إلى ٥-١١).

٣- زيادة طاقة التبريد عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وزيادة سرعة تدوير المراوح. كما هو موضح في الأشكال (٥-١٢ إلى ٥-١٦).

٤- زيادة معامل الأداء الحقيقي، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وتقليل سرعة تدوير المراوح. كما هو موضح في الأشكال (٥-١٧ إلى ٥-٢١).

٥- انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وتقليل سرعة تدوير المراوح. كما هو موضح في الأشكال (٥-٢٢ إلى ٥-٢٦).

٥-٢-٢: المنظومة المركبة:

من خلال النتائج المستحصلة من اختبار المنظومة المركبة، والتي تمّ استعراضها ومناقشتها، يمكن استنتاج ما يأتي:

١- زيادة طاقة التبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وزيادة سرعة تدوير المراوح، كما هو موضح في الأشكال (٥-٢٧ إلى ٥-٣١).

٢- زيادة معامل الأداء الحقيقي، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وزيادة سرعة تدوير المراوح، كما هو موضح في الأشكال (٥-٣٢ إلى ٥-٣٦).

٣- انخفاض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجي، وانخفاض درجة حرارة هواء الغرفة، وانخفاض قليل جداً فيها عند زيادة سرعة تدوير المراوح، كما هو موضح في الأشكال (٥-٣٧ إلى ٥-٤١).

٤- إنّ المنظومة المركبة تعتمد بصورة مباشرة على المبادل الحراري الصفائحي المستخدم فيها، فكلما أمكن استخدام مبادل حراري صفائحي ذو فاعلية عالية، كلما أُنِي بالنتيجة إلى خفض درجة حرارة الهواء المراد تبريده أكثر، وبالتالي زيادة طاقة

التبريد ومعامل الأداء الحقيقي، وخفض القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد.

٥- في حالات معينة يمكن للمنظومة المركبة أن تعمل فقط بالمبادل الحراري الصفائحي عند توفير ظروف التكييف المطلوبة، وتوقف الدورة الإنضغاطية، وذلك عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجي منخفضة نسبياً، كما في موسمي الربيع والخريف، وكذلك عند بعض ساعات الليل في فصل الصيف، وعندما يكون الكسب الحراري في الغرفة المكيفة قليل نسبياً، وبالتالي سيؤدي إلى تقليل الطاقة الكهربائية المصروفة لتبريد الهواء، حيث تكون (٠.٤٨٤ kw)، يقابلها (١.٥٤ kw) عند استخدام مكيف الهواء الشبائي. فمثلاً عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجي (٣٥.٣°C) ويراد إدامة ظرف داخلي بدرجة حرارة (٣٠.٨°C)، والحمل الحراري المكتسب في الغرفة المكيفة بمقدار (٢.٦ kw)، ففي هذه الحالة يمكن للمبادل الحراري الصفائحي إدامة ظرف التكييف المطلوب، حيث سيجهز الغرفة بهواء درجة حرارته (٢٤.٤°C)، وإزالة حمل حراري مقداره (٢.٦٠٦ kw) للوصول إلى الظرف الداخلي المطلوب (٣٠.٨°C)، لاحظ جدول (٤-٢)، تجربة رقم (١٦).

وإن عمل الإيقاف والتشغيل للدورة الإنضغاطية للمنظومة المركبة يُنظّم بواسطة منظم لدرجة الحرارة (ثرموستات) يوضع عند مدخل الهواء الثانوي المسحوب من الغرفة، فعندما تكون درجة حرارته مقاربة لدرجة الحرارة التصميمية للغرفة، فإن المنظم لا يعطي إشارة إلى الضاغط للعمل، بينما عندما تكون درجة الحرارة للهواء المسحوب أعلى من درجة الحرارة التصميمية، فإن المنظم سيعطي إشارة إلى الضاغط للعمل وتشغيل الدورة الإنضغاطية لتأمين درجة الحرارة المطلوبة.

٣-٢-٥: مقارنة منظومات التبريد الثلاث مع بعضها:

من خلال مقارنة النتائج المستحصلة مع مثيلاتها لكل منظومة، عند تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي بثبوت المتغيرات الأخرى، وكذلك من ملاحظة الجدول (٤-٧)، يمكن استنتاج ما يأتي:

١- إن طاقة التبريد للمنظومة المركبة هي أكبر من طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي ومكيف الهواء الشبائي. وطاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي في درجات الحرارة العالية للهواء الخارجي هي أكبر ممّا هي عليه في المكيف الشبائي، إلا أنّ درجة حرارة الهواء المبرّد الداخل إلى الغرفة تكون مرتفعة أكثر، كما هو موضح في الشكل (٥-٤٢).

وأن نسبة الزيادة في طاقة التبريد باستخدام المنظومة المركبة بالمقارنة مع المكيف الشبائي، تتراوح ما بين (٦٠.٥% - ٢٥٣%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة.

٢- إن القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد في المبادل الحراري الصفائحي هي أقل ممّا هي عليه في كلتا المنظومتين، كما هو موضح في الشكل (٥-٤٤). كما أنّها في المنظومة المركبة تكون أقل ممّا هي عليه في المكيف

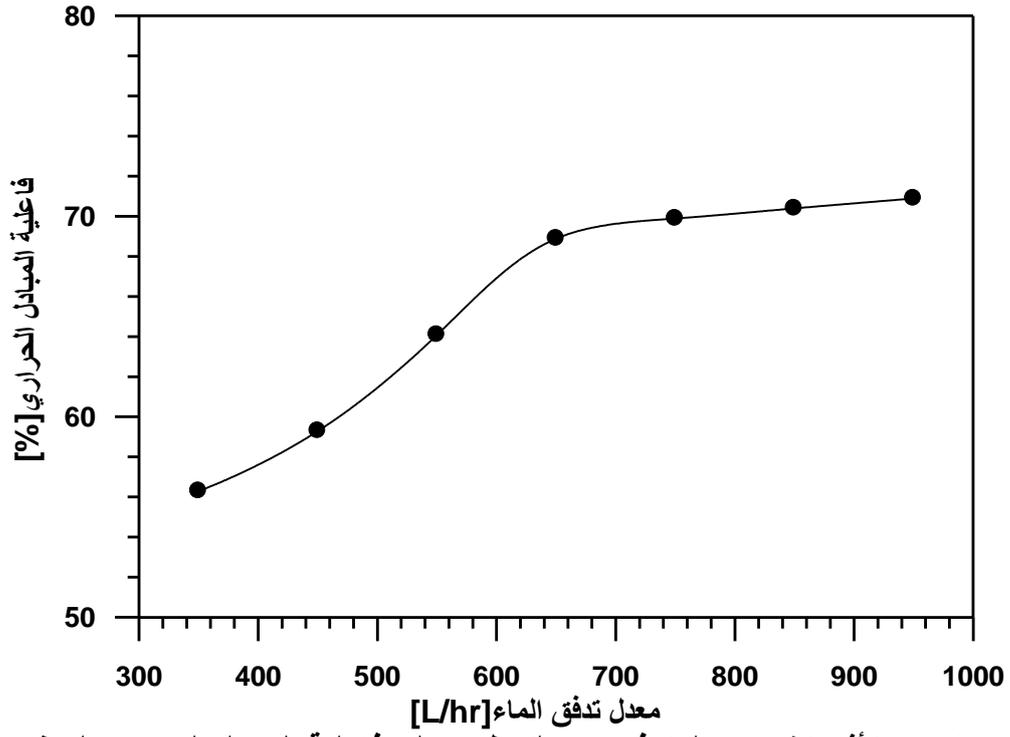
الشباكي، حيث تكون نسبة النقصان فيها تتراوح ما بين (٢٧% - ٦٦.٨%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة.

٣- إن ضغط مائع التبريد خلال مكثف المنظومة المركّبة يكون أقلّ ممّا هو عليه في مكثف الهواء الشباكي، كما هو موضح في الشكل (٥-٤٥)، حيث تكون نسبة النقصان فيه تتراوح ما بين (١١.٦% - ١٧.٢%)، وفي ظروف تشغيل مختلفة، ممّا يؤدي بالتالي إلى أن تكون طاقة التبريد المستحصلة من المنظومة المركّبة أكبر ممّا هي عليه في المكيف الشباكي.

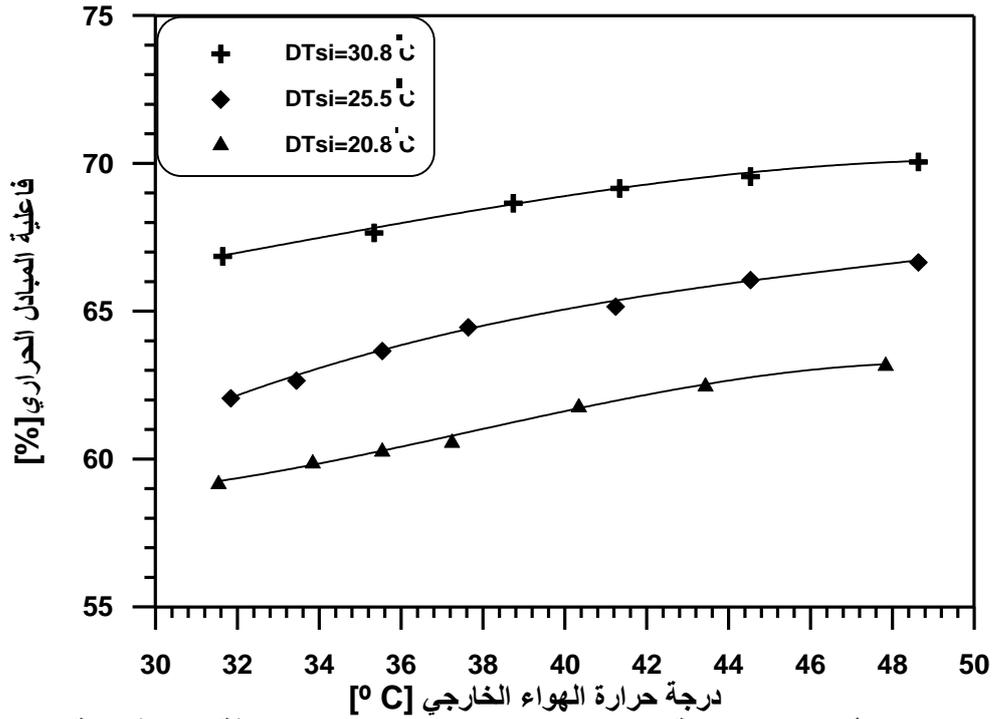
٣-٥: التوصيات:

يُعتبر هذا البحث بداية الدخول في دراسة أوسع لإمكانية تصنيع أجهزة تكييف تعمل بطريقتين معاً لتبريد الهواء، هما التبريد التبخيري غير المباشر، والتبريد بانضغاط البخار، وبشكل يحقق الهدف المطلوب من هذا البحث. إلا أنّ هذه الدراسة – وكونها أول دراسة عملية من هذا النوع في القطر – لم تتوسّع لتشمل جميع المتغيرات التي تؤثر على طريقتي التبريد المذكورتين أعلاه. لذلك أوصي – للأعمال المستقبلية – ما يلي:

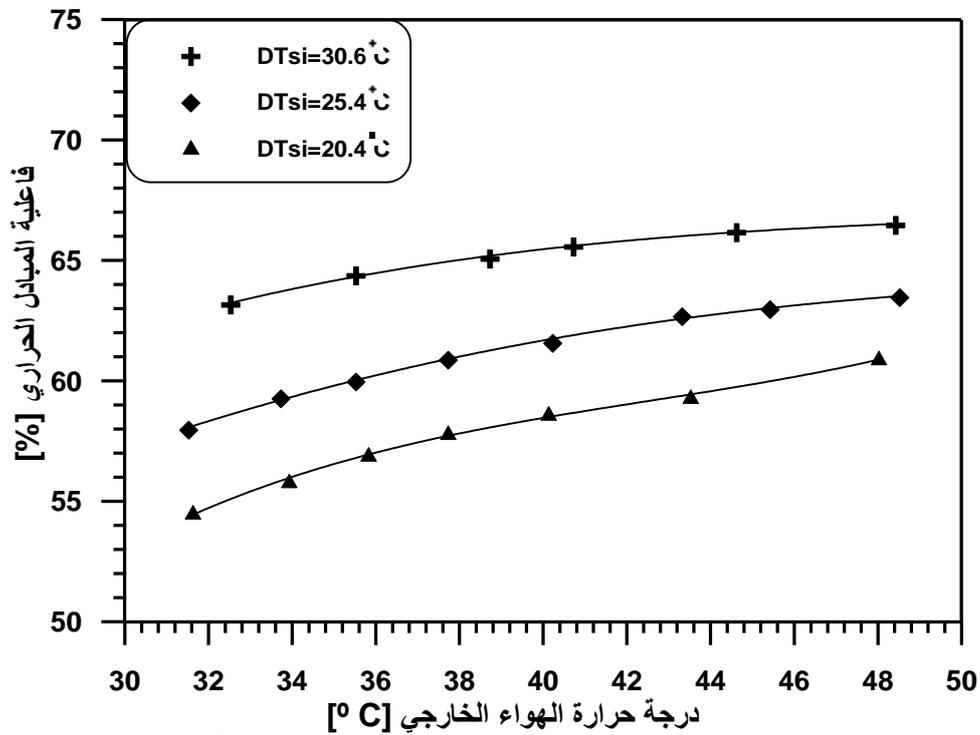
- ١- إجراء دراسة نظرية متكاملة لمعرفة تأثير عوامل التشغيل المختلفة على أداء المنظومة المركّبة لتكييف الهواء.
- ٢- دراسة تأثير تغيير درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء الثانوي على أداء المنظومة المركّبة.
- ٣- دراسة اختيار أفضل تصميم لمبادل حراري صفائحي وأفضل طريقة لترطيب قنواته الثانوية (من حيث رش الماء ومعاملة سطوحه بمواد تساعد على التبلل)، يلائم المنظومة المركّبة المقترحة في هذا البحث.
- ٤- دراسة إمكانية تغيير تصميم المنظومة المركّبة في حالة استخدام مبادل حراري صفائحي متوازي الجريان أو متعامد الجريان لتليزي الهواء الرئيسي والثانوي.



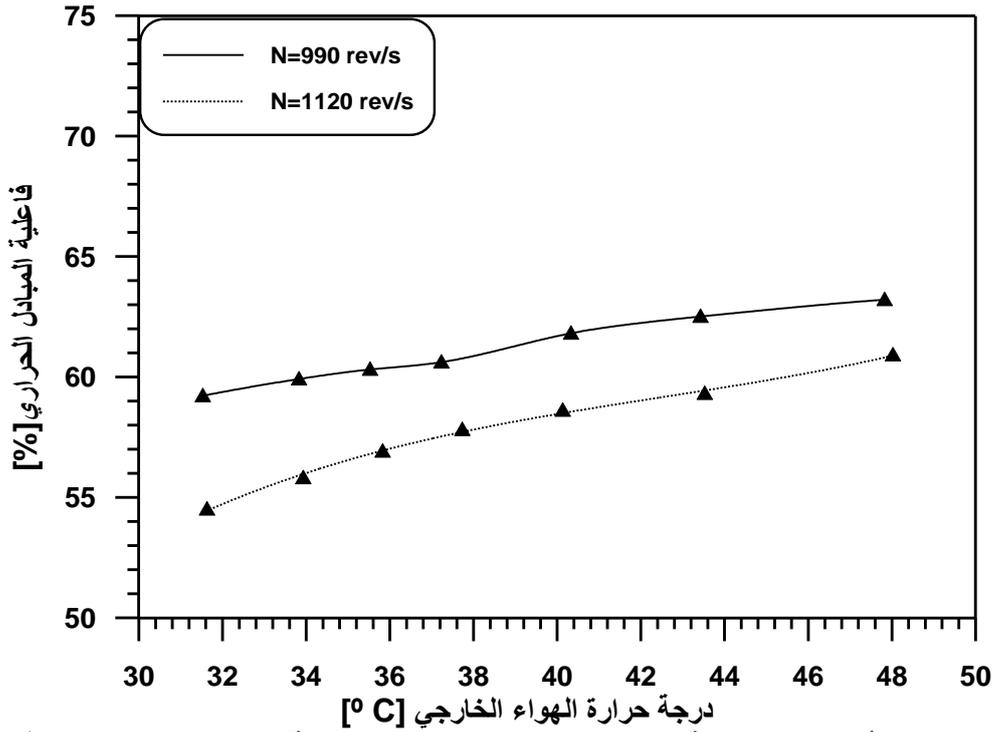
شكل (٥-١) يبين تأثير تغيير معدل تدفق ماء التبريد على فاعلية المبادل الحراري الصفاحي



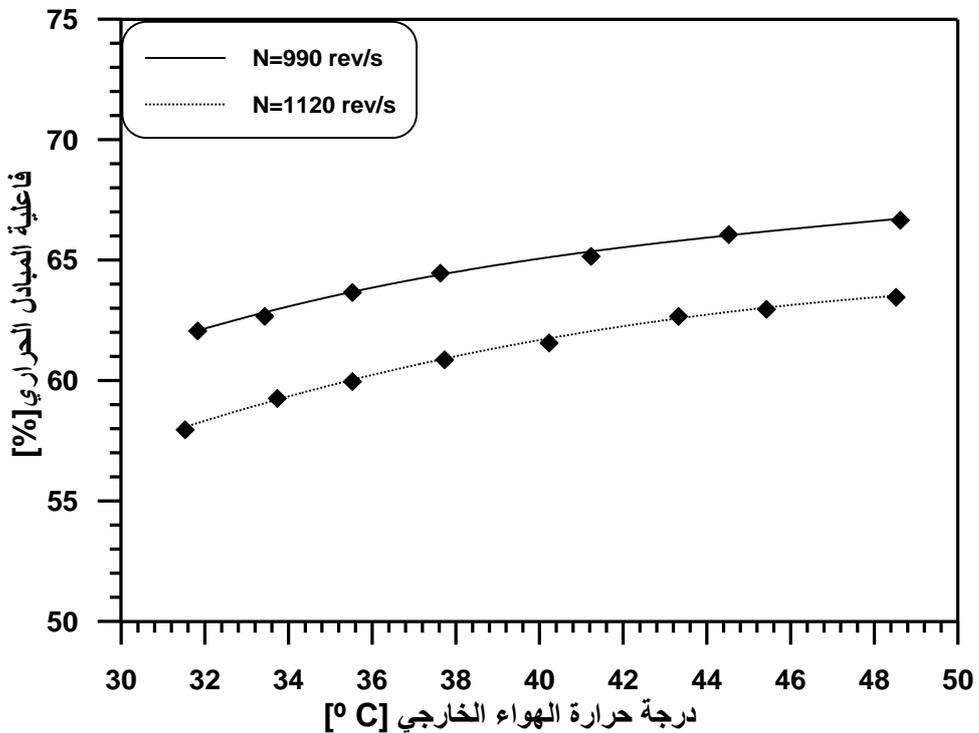
شكل (٥-٢) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على فاعلية المبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s]



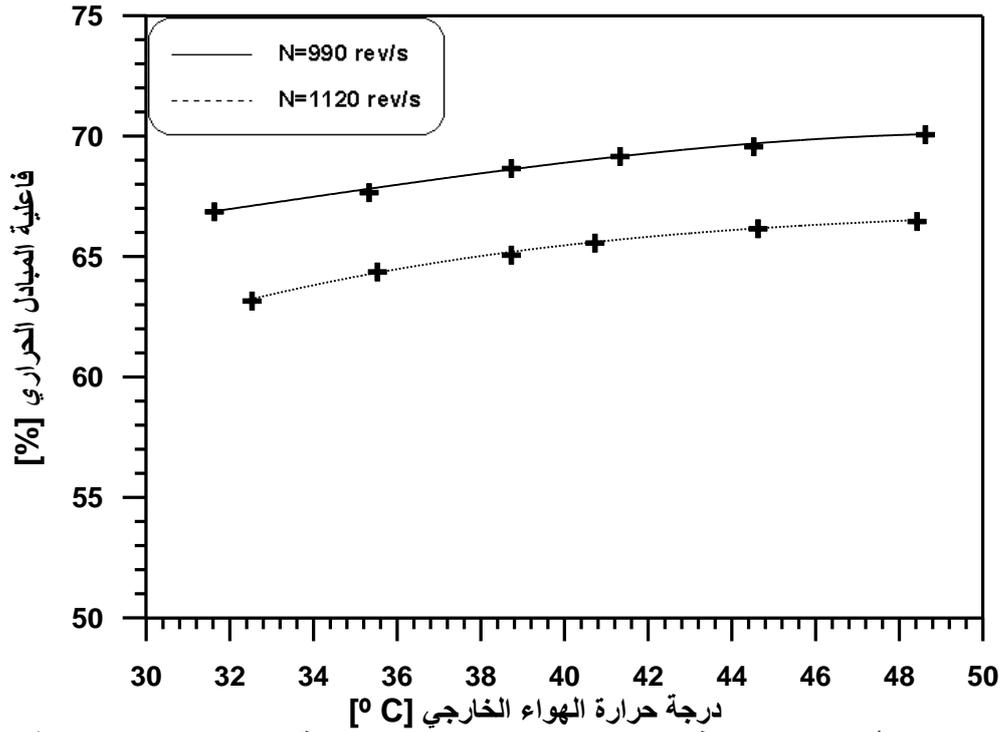
شكل (٥-٣) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على فاعلية المبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [١١٢٠ rev/s]



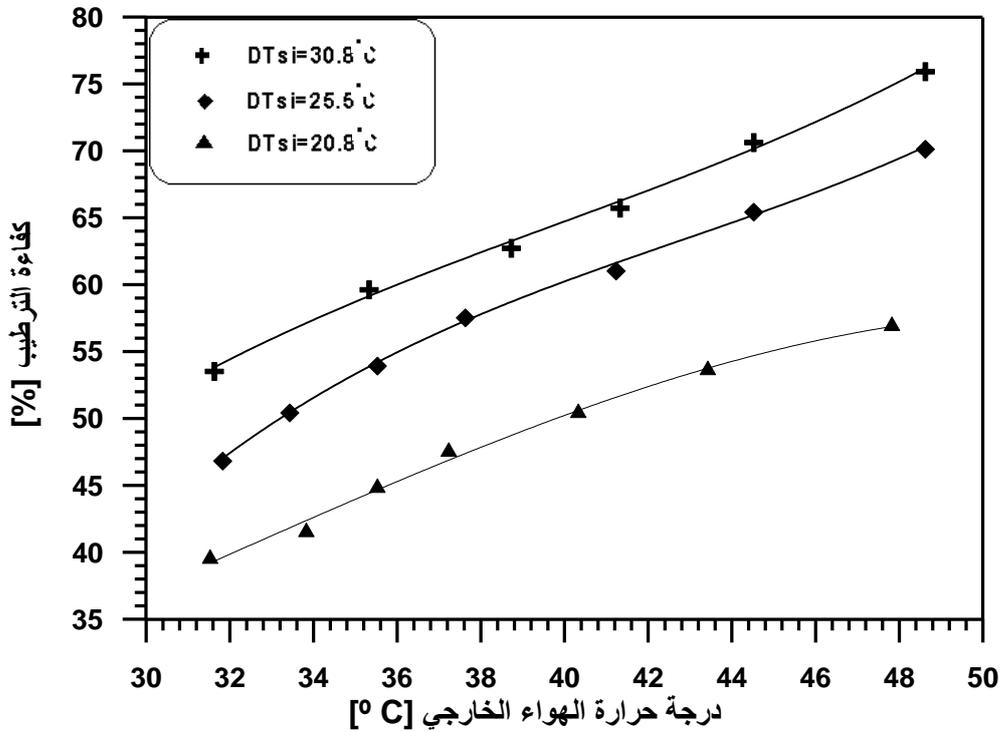
شكل (٥-٤) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على فاعلية المبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ ° C]



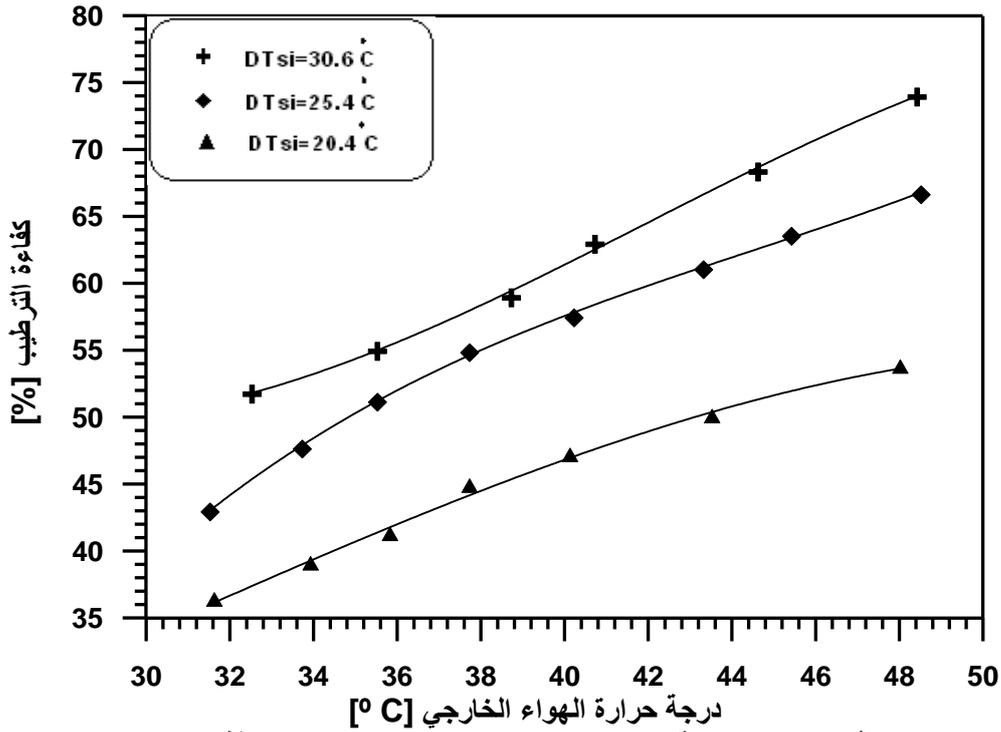
شكل (٥-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على فاعلية المبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ ° C]



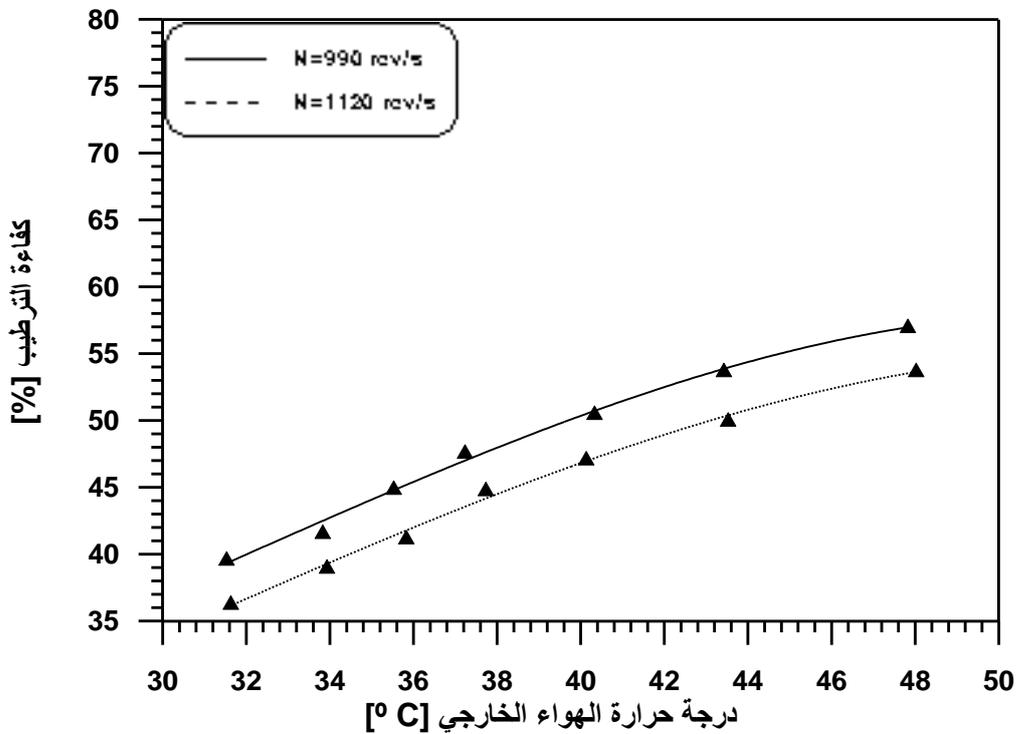
شكل (٥-٦) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على فاعلية المبادل الحراري الصفائحي عندما تكون رجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ ° C]



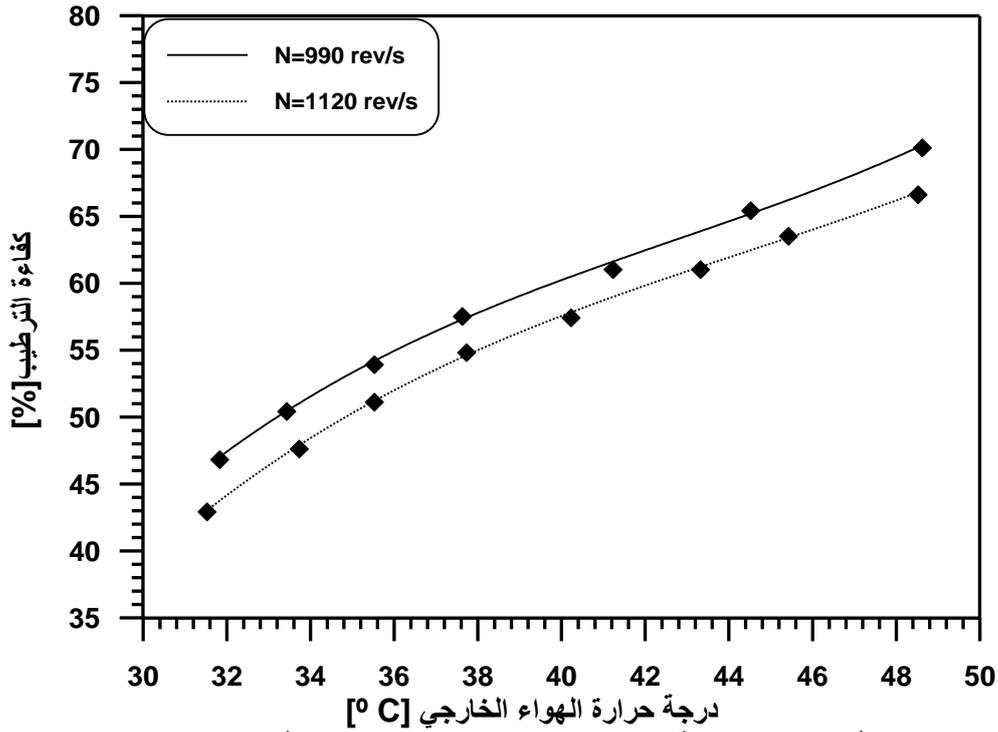
شكل (٥-٧) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على كفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s]



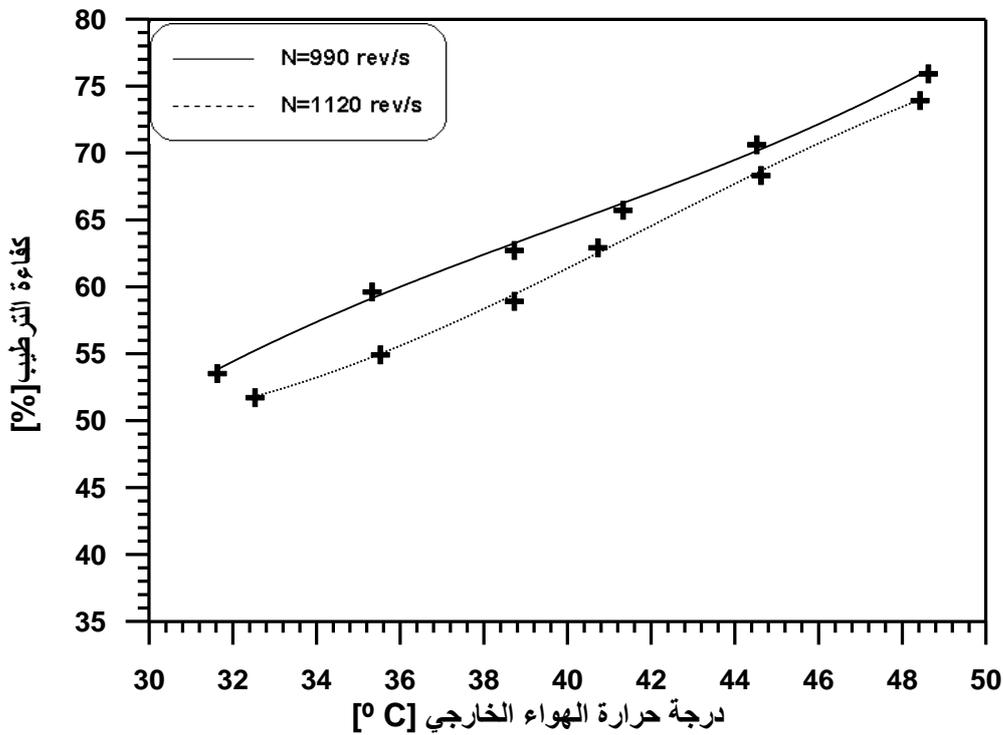
شكل (٥-٨) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على كفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [١١٢٠ rev/s]



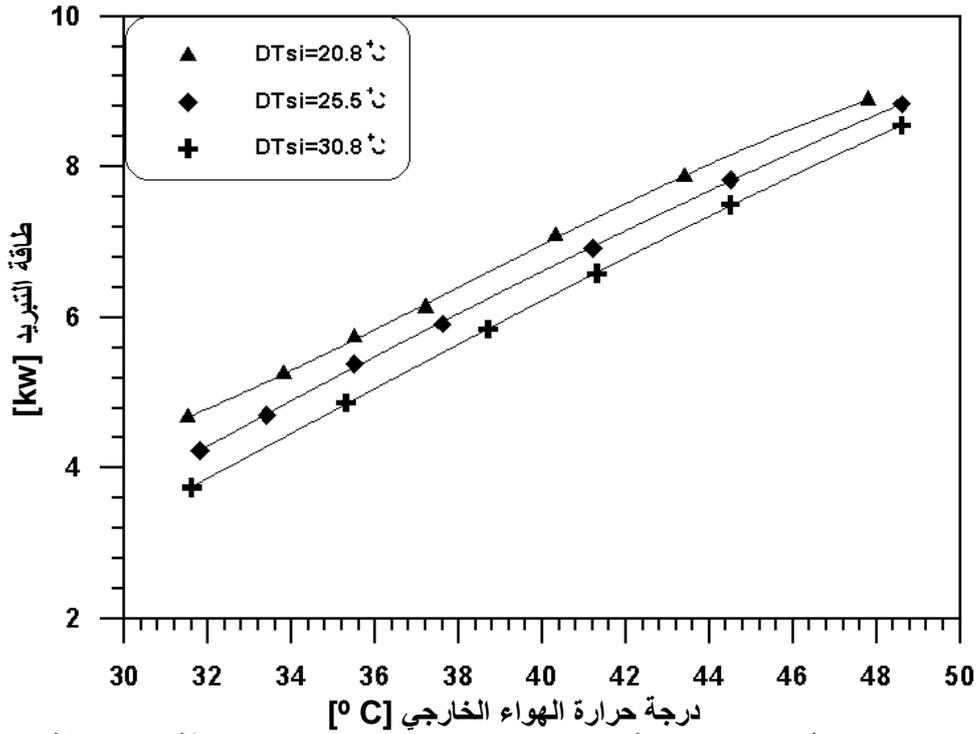
شكل (٥-٩) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على كفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ °C]



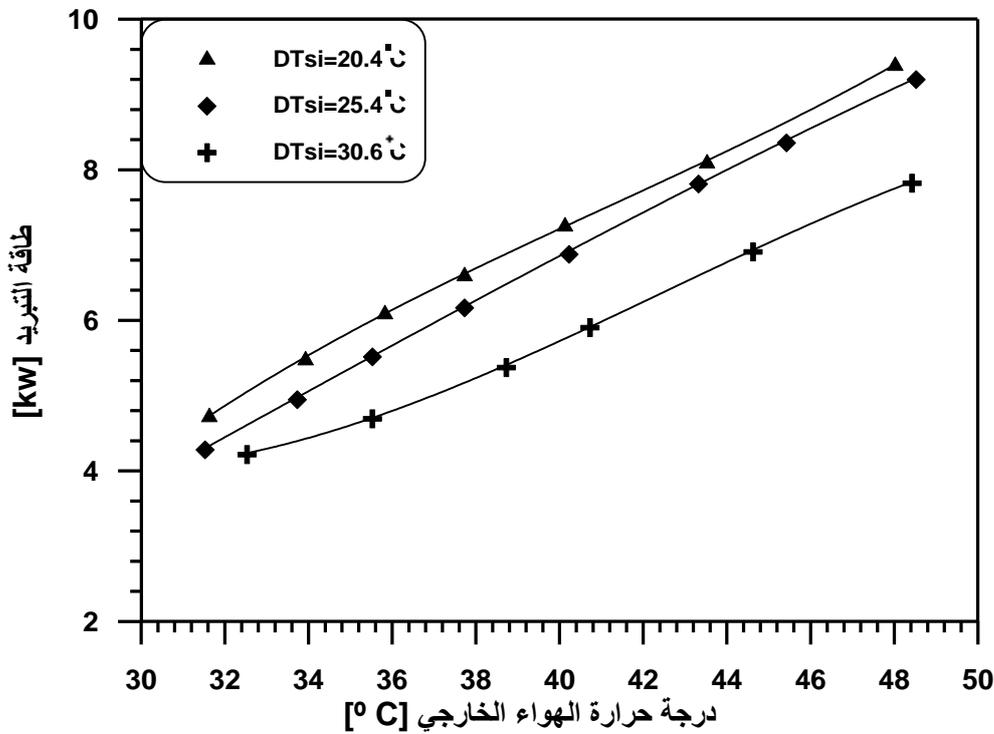
شكل (٥-١٠) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على كفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ ° C]



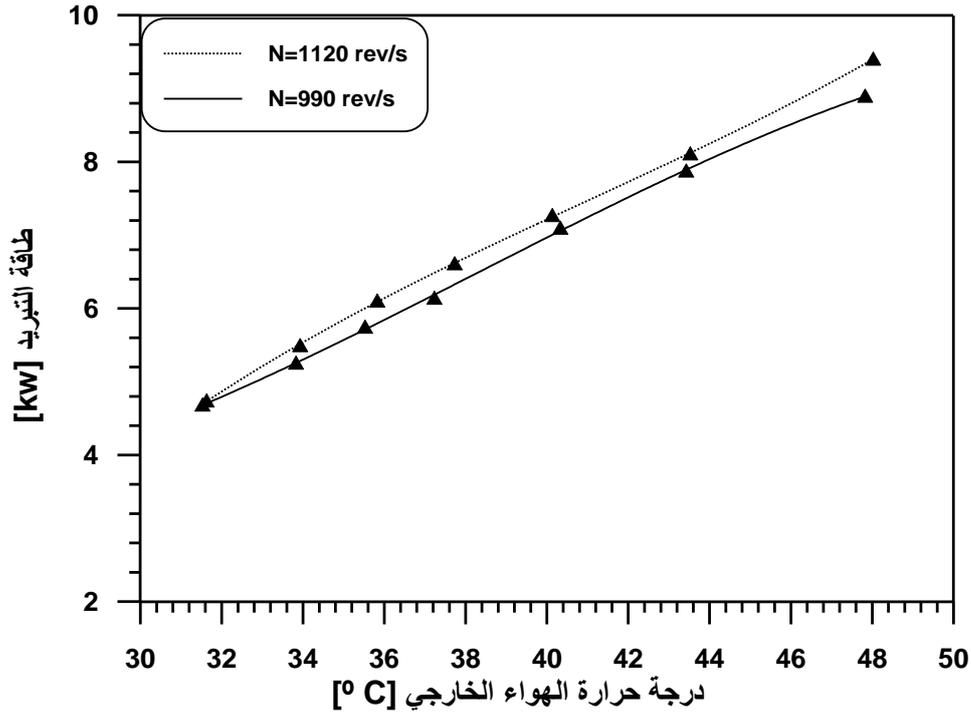
شكل (٥-١١) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على كفاءة الترطيب للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ ° C]



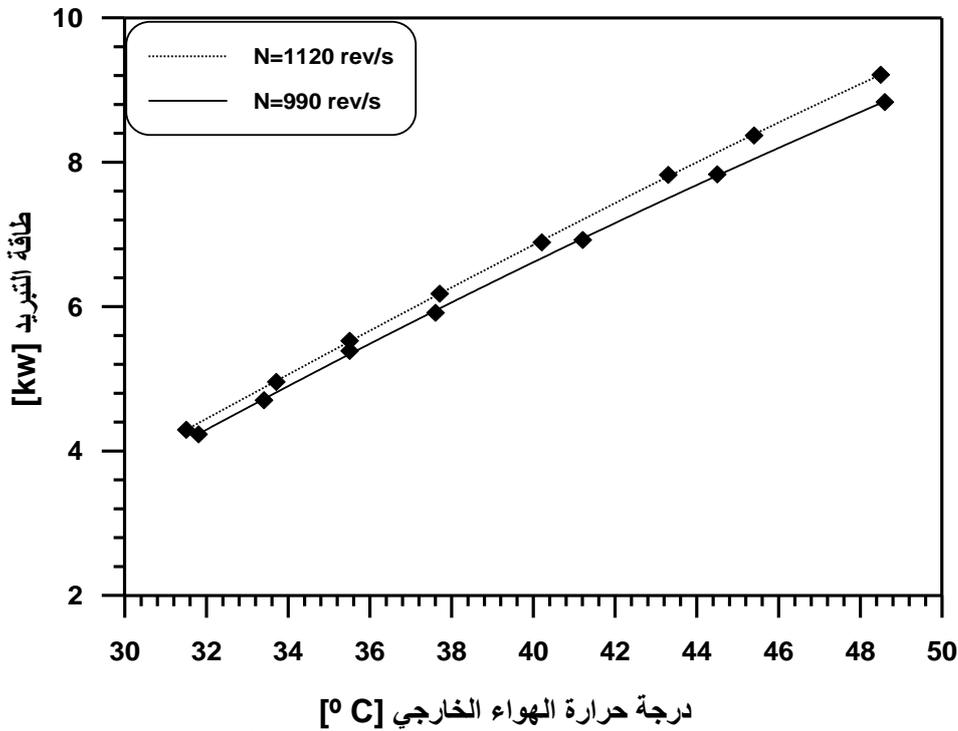
شكل (٥-١٢) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s]



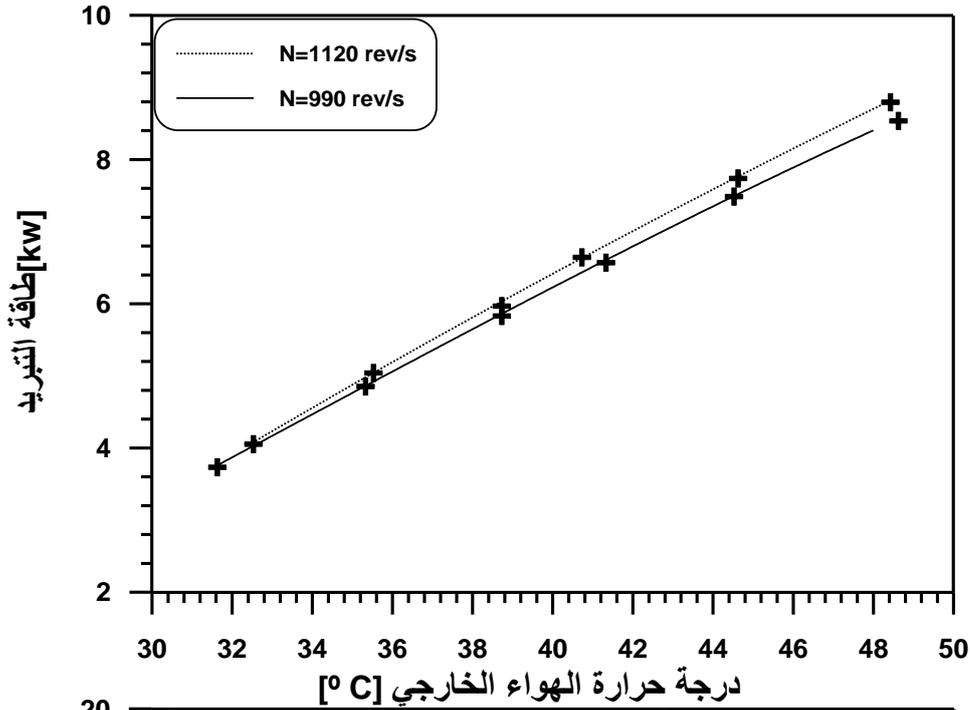
شكل (٥-١٣) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [١١٢٠ rev/s]



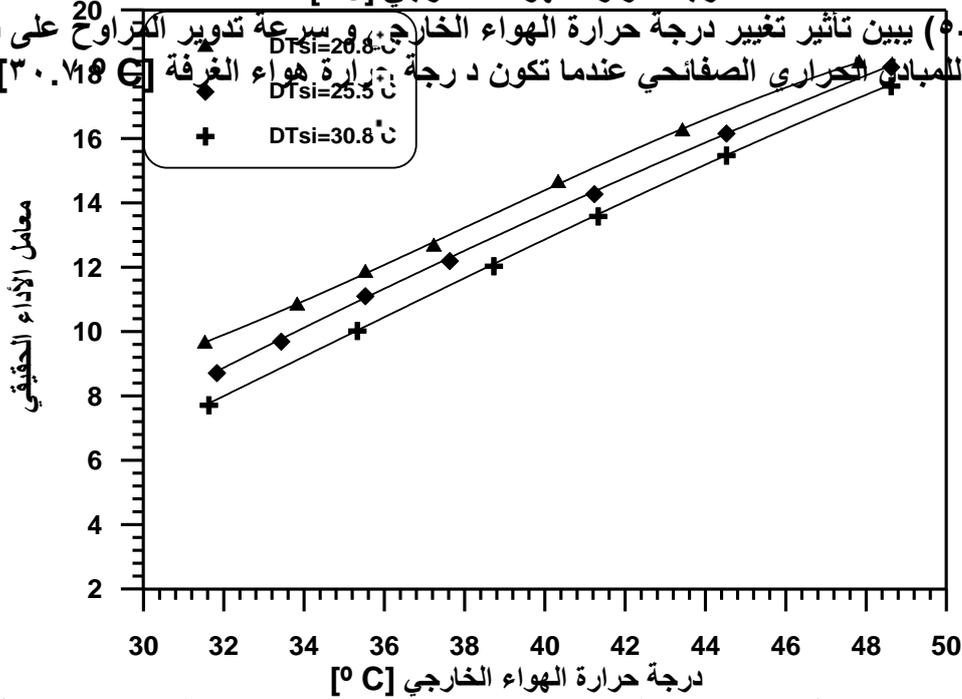
شكل (١٤-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ ° C]



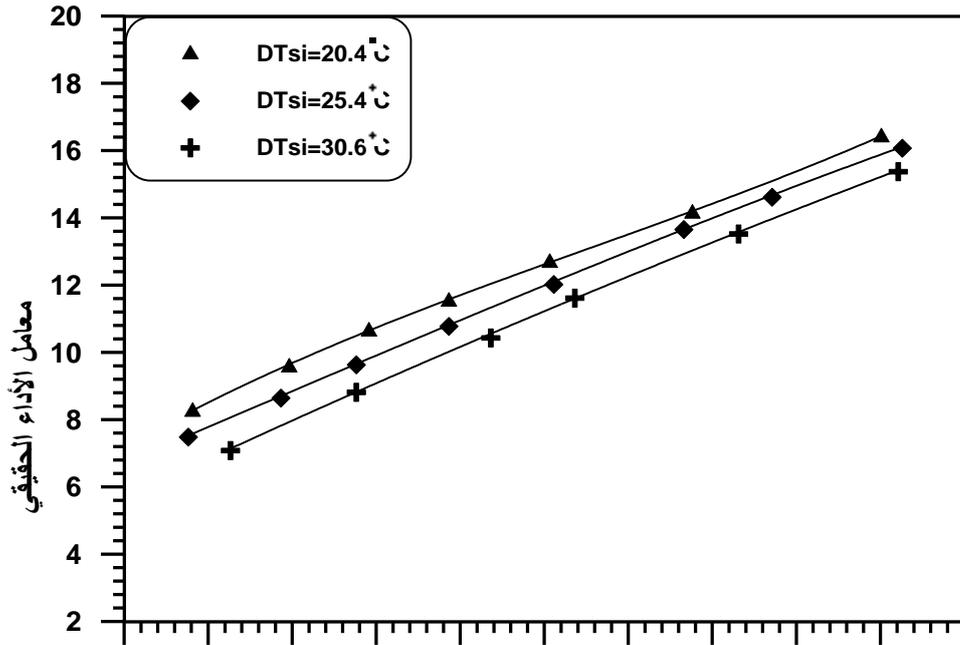
شكل (١٥-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ ° C].



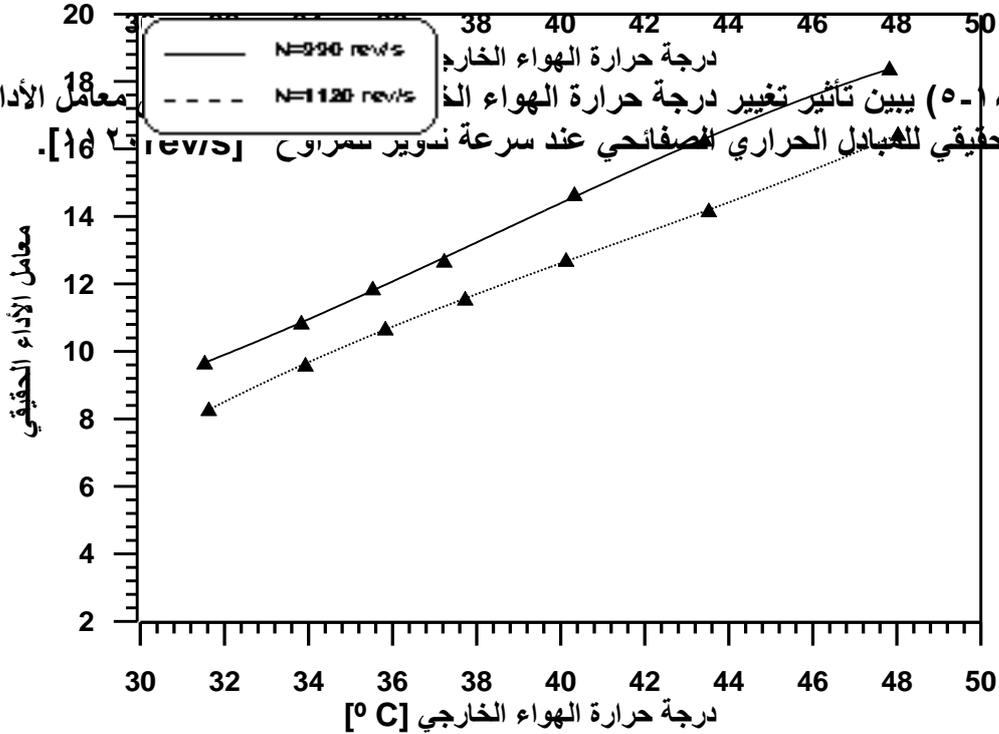
شكل (٥-١٦) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمبادل الحراري الصفاحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧١٥ °C].



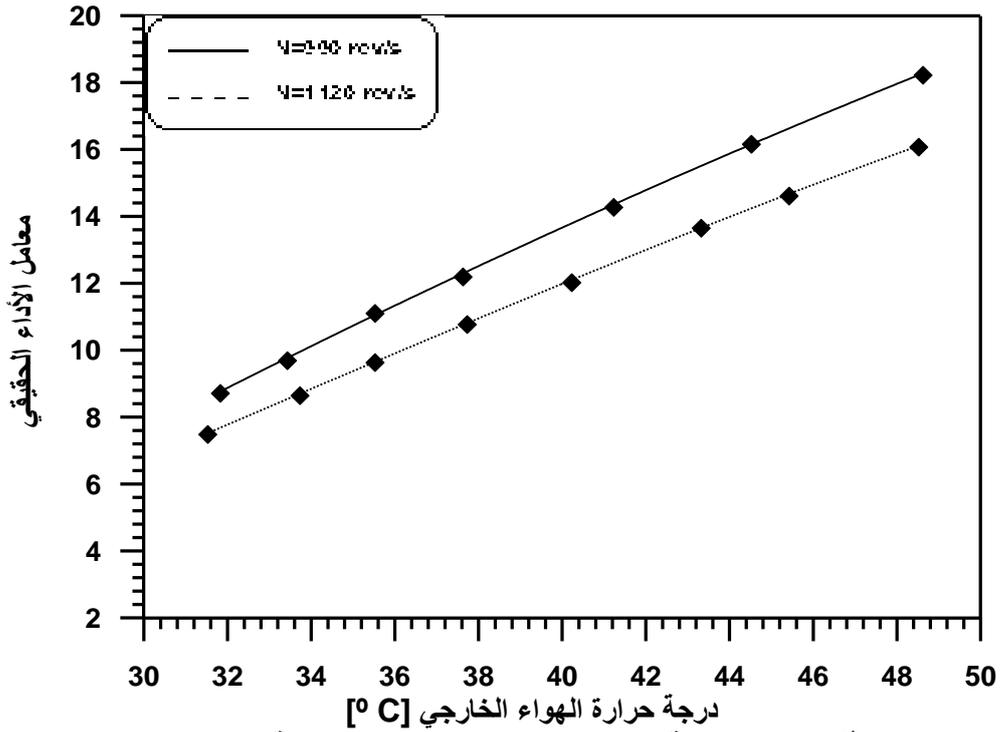
شكل (٥-١٧) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفاحي عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s].



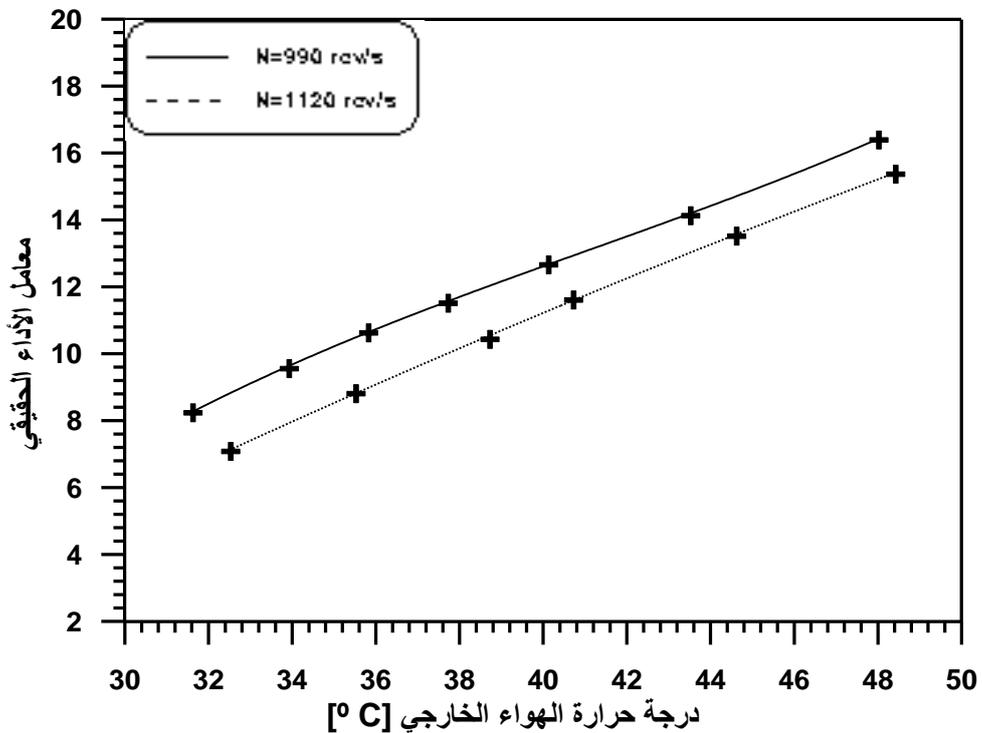
شكل (٥-١٨) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارج الحقيقي للمبادل الحراري للصفائحي عند سرعة تدوير المراوح [١٦٠ rev/s].



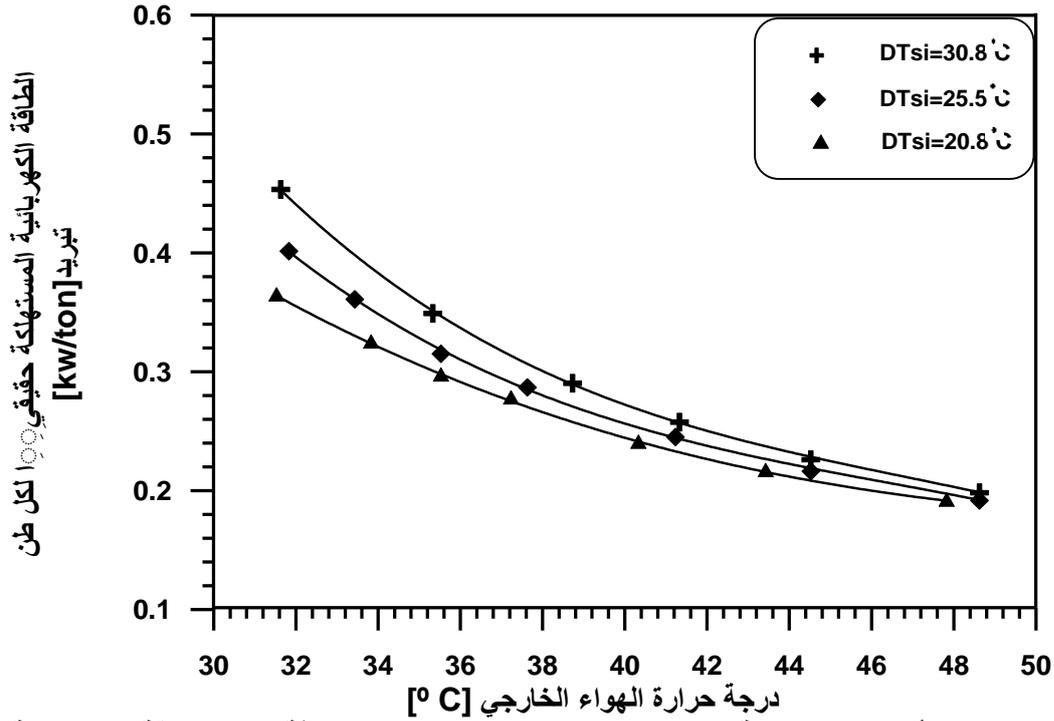
شكل (٥-١٩) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري للصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ °C].



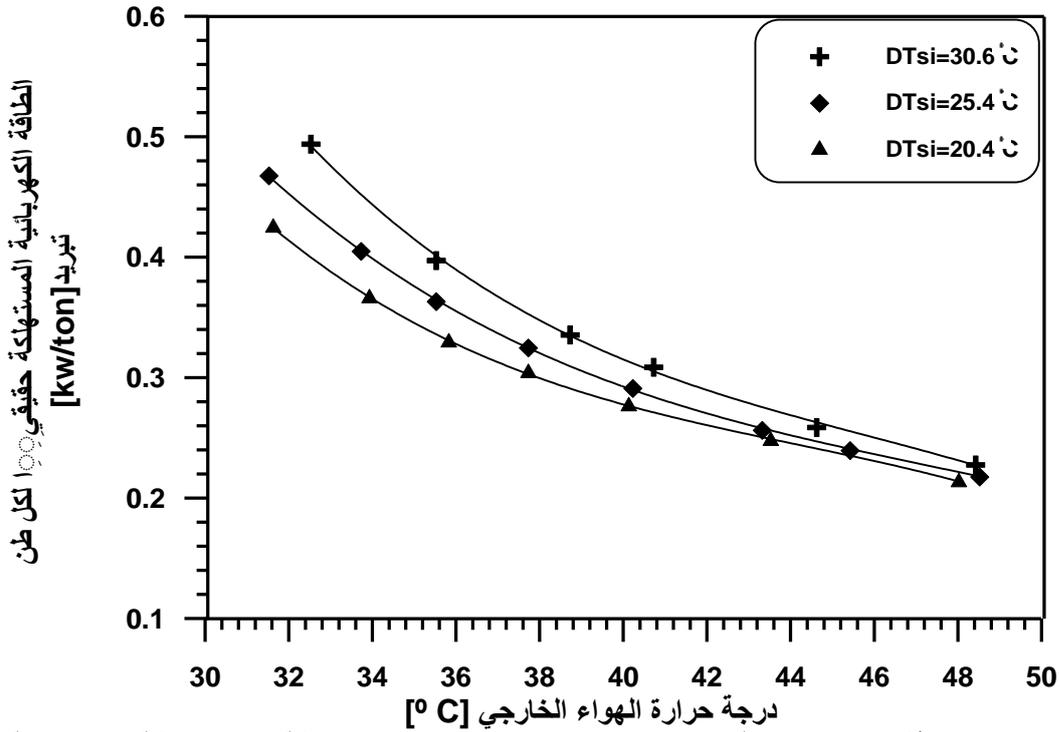
شكل (٥-٢٠) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ °C].



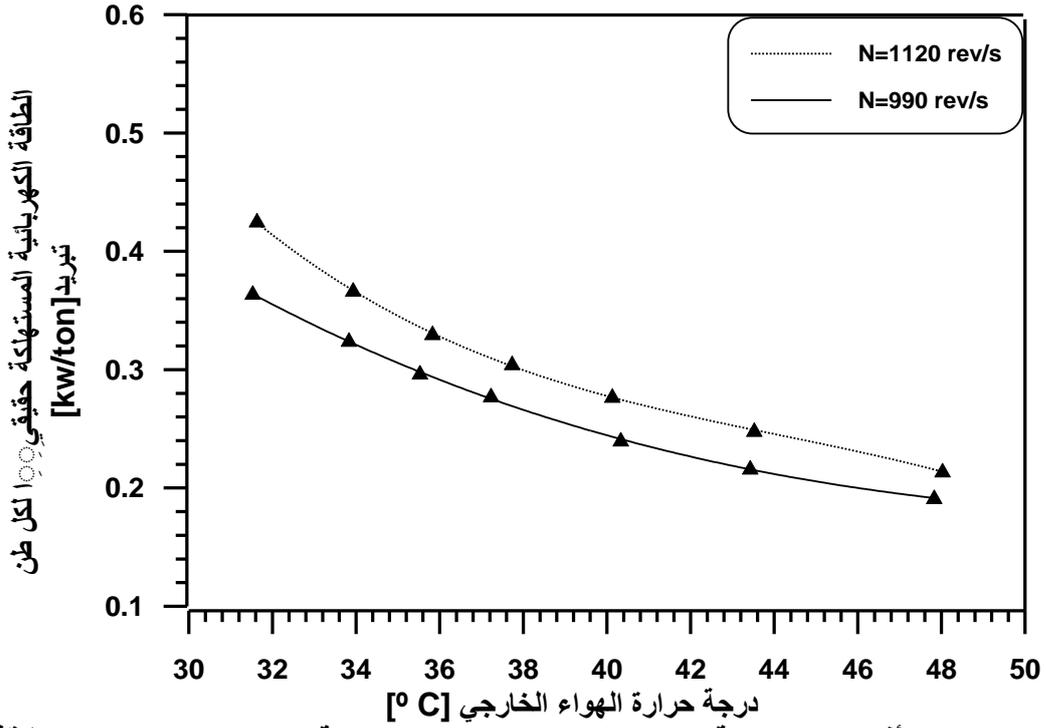
شكل (٥-٢١) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ °C].



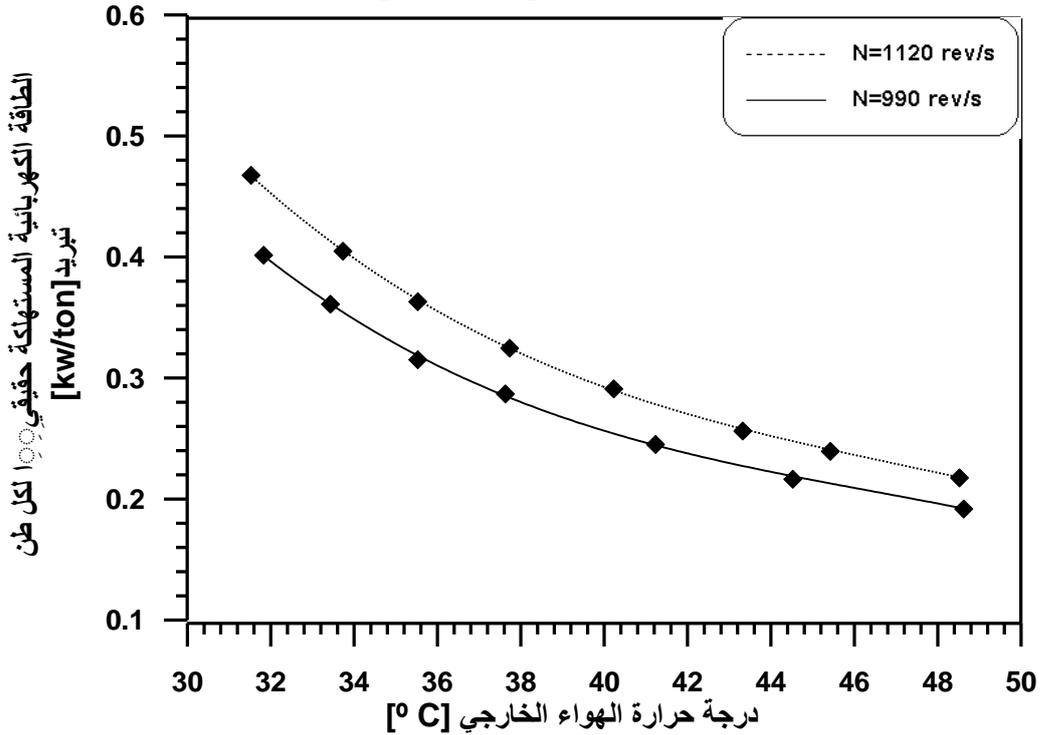
شكل (٥-٢٢) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقيًا لكل طن تبريد للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s].



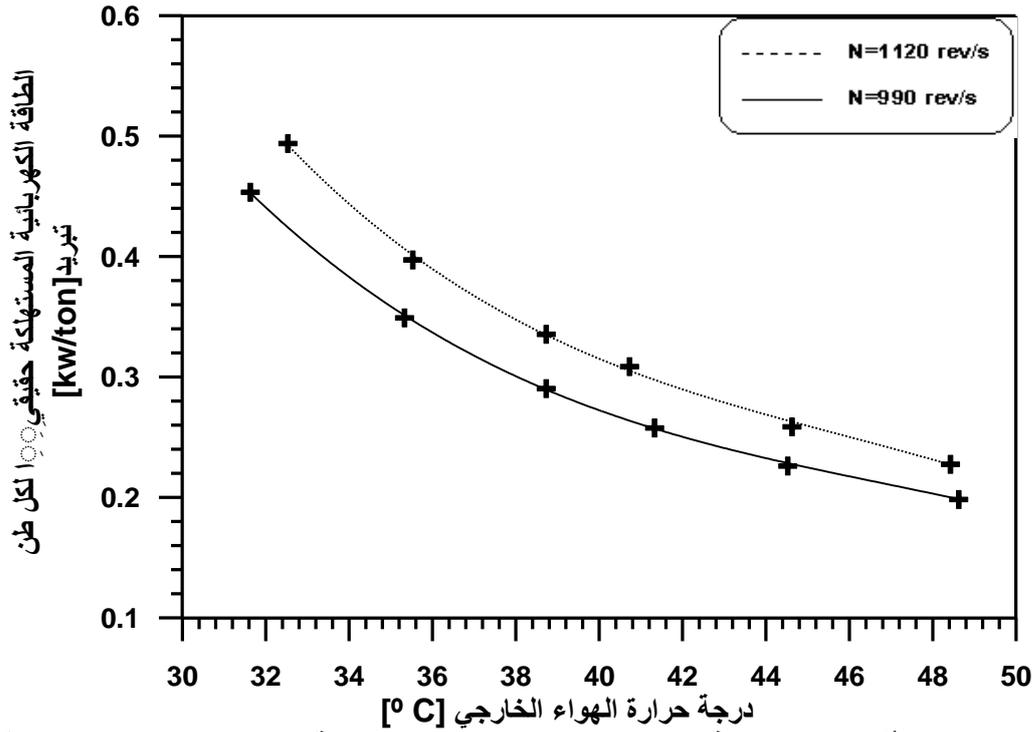
شكل (٥-٢٣) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقيًا لكل طن تبريد للمبادل الحراري الصفائحي عند سرعة تدوير للمراوح [١١٢٠ rev/s].



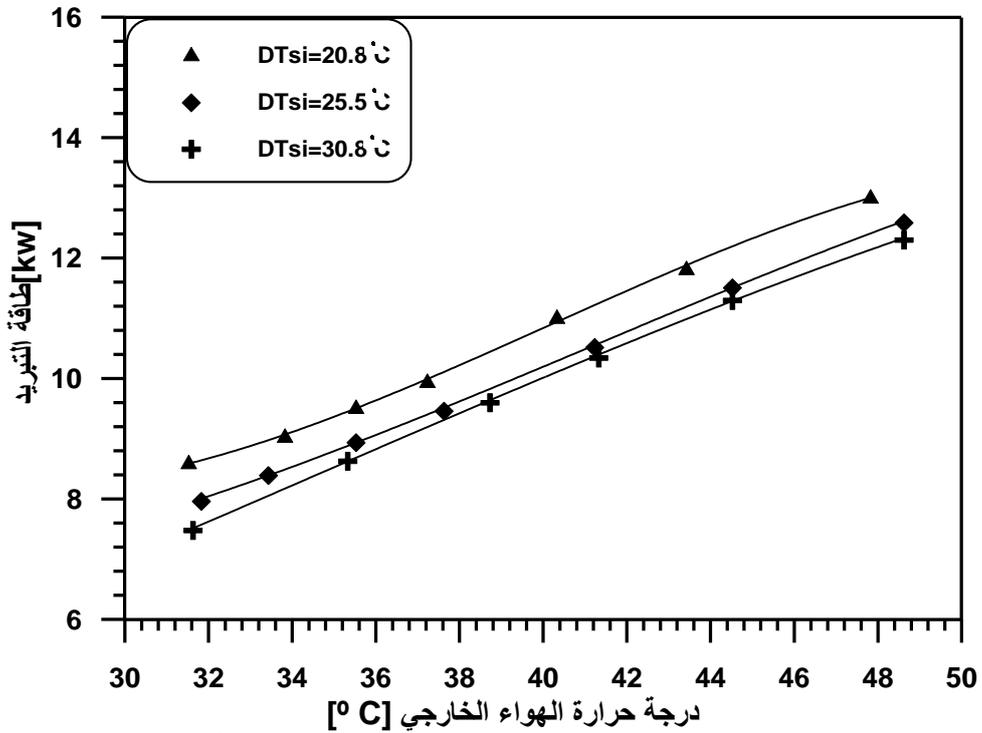
شكل (٢٤-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقي لكل طن تبريد للمبادل الحراري الصفاحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ °C].



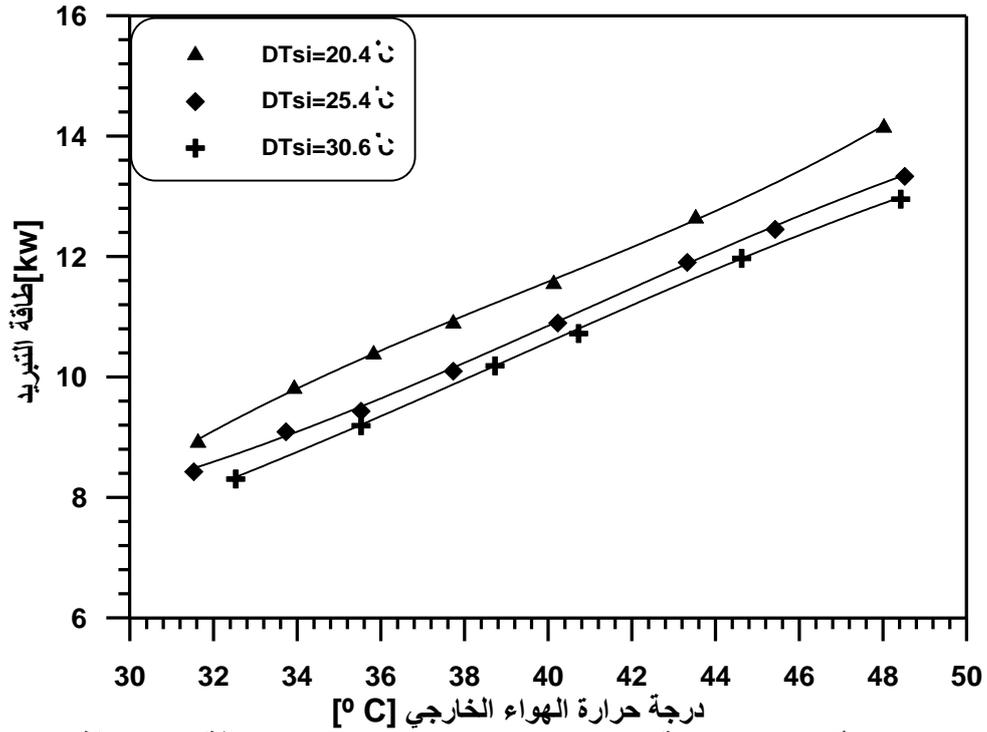
شكل (٢٥-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقي لكل طن تبريد للمبادل الحراري الصفاحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ °C].



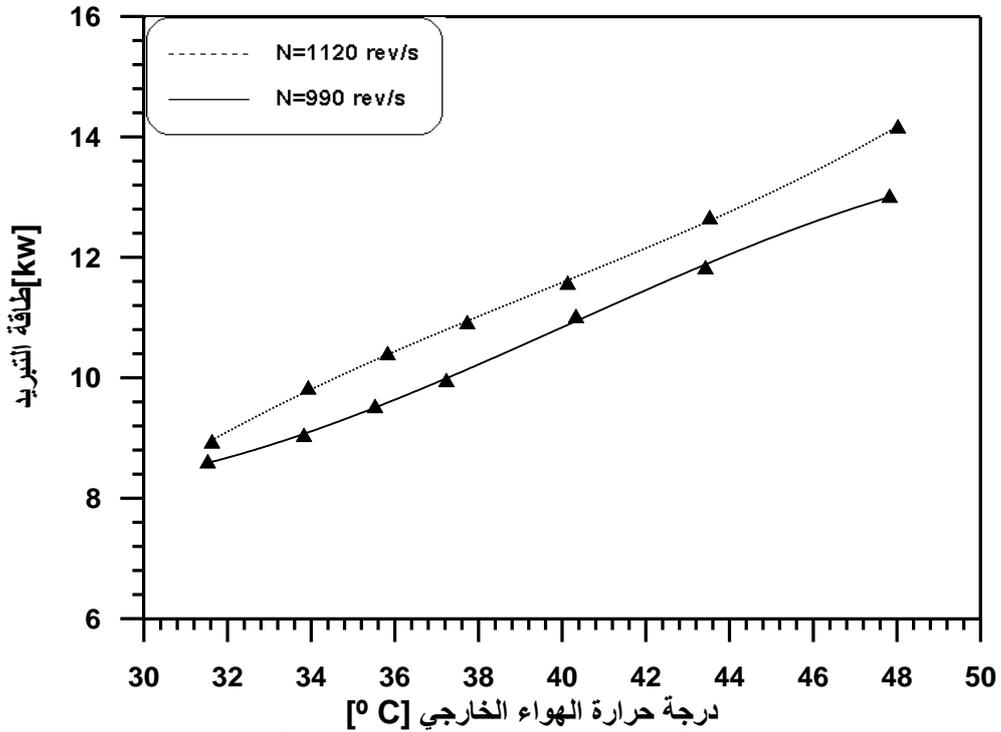
شكل (٥-٢٦) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقي لكل طن تبريد للمبادل الحراري الصفائحي عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ ° C].



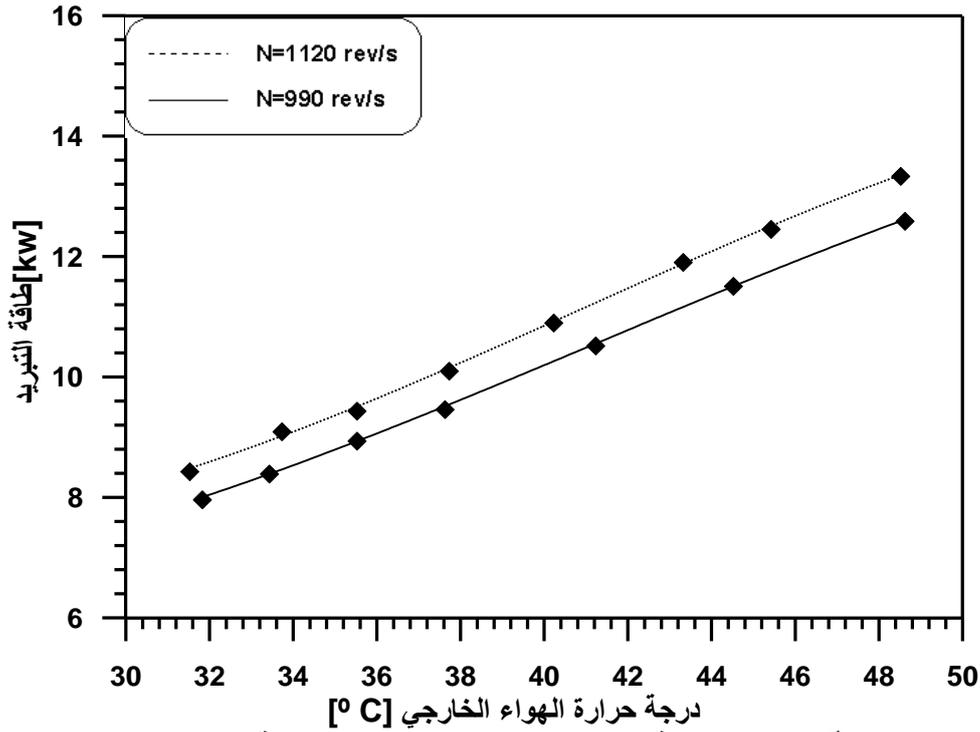
شكل (٥-٢٧) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على طاقة التبريد للمنظومة المركبة عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s].



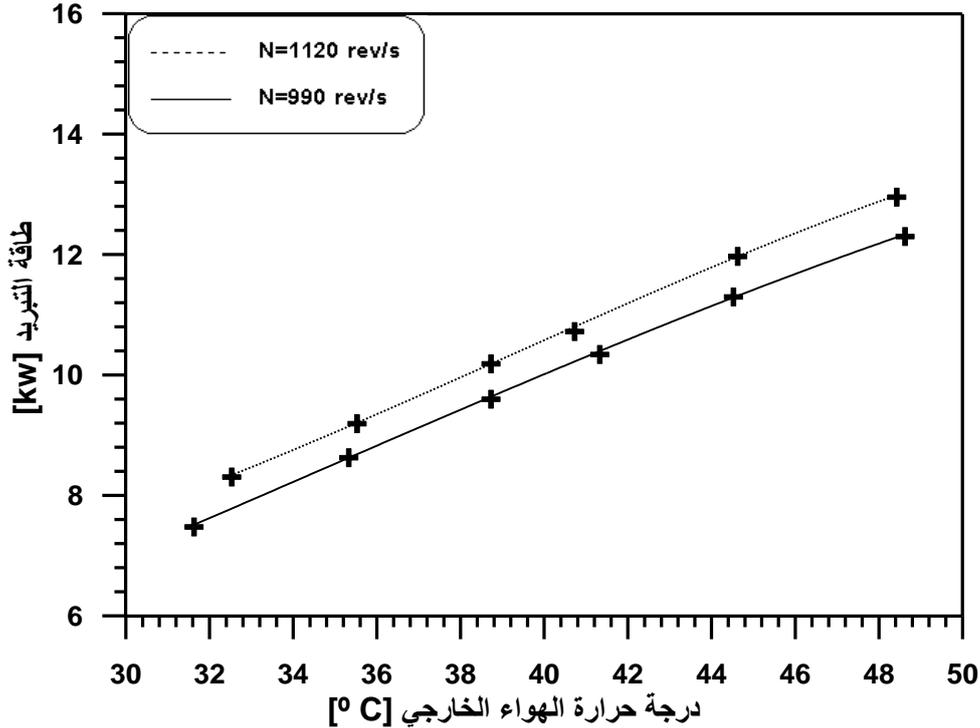
شكل (٥-٢٨) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على طاقة التبريد للمنظومة المركبة عند سرعة تدوير المراوح [١١٢٠ rev/s].



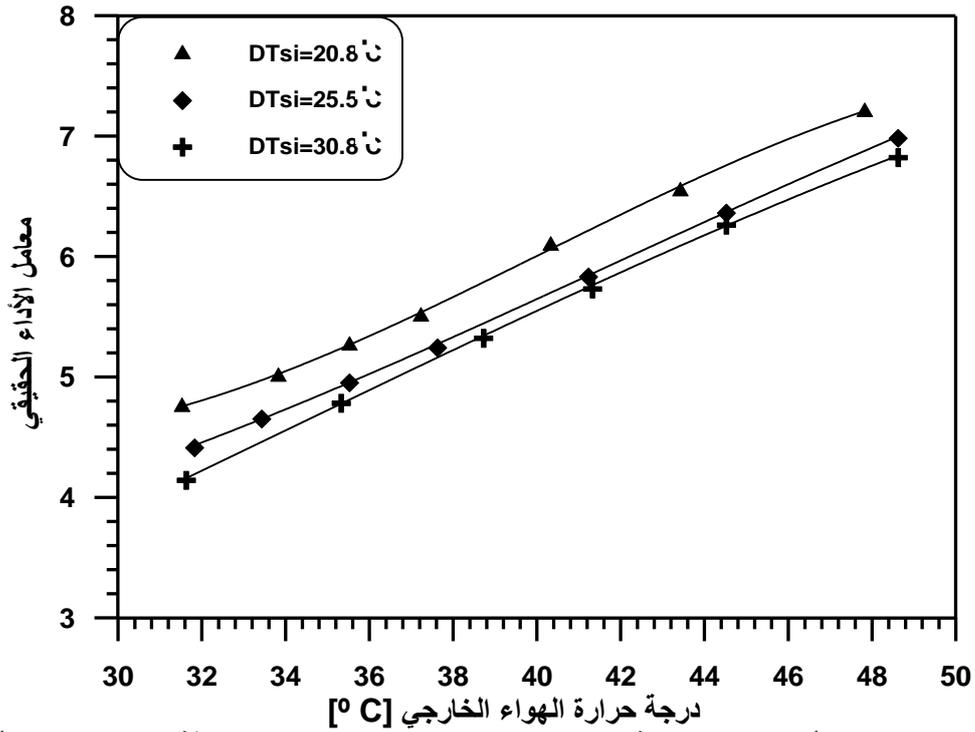
شكل (٥-٢٩) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ °C].



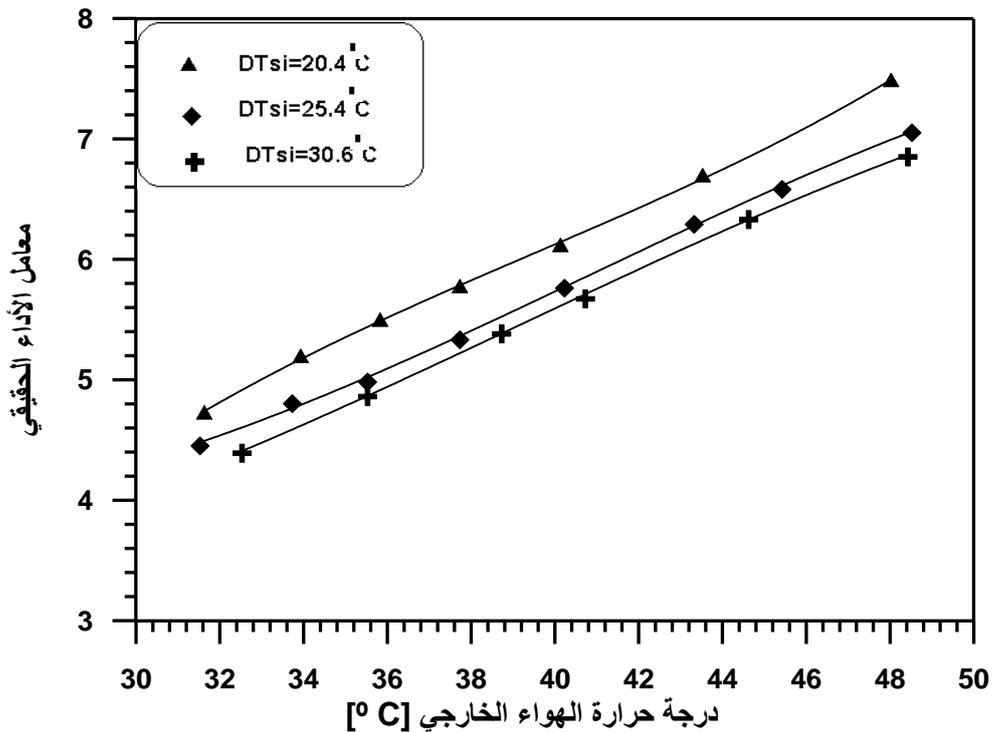
شكل (٥-٣٠) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ ° C].



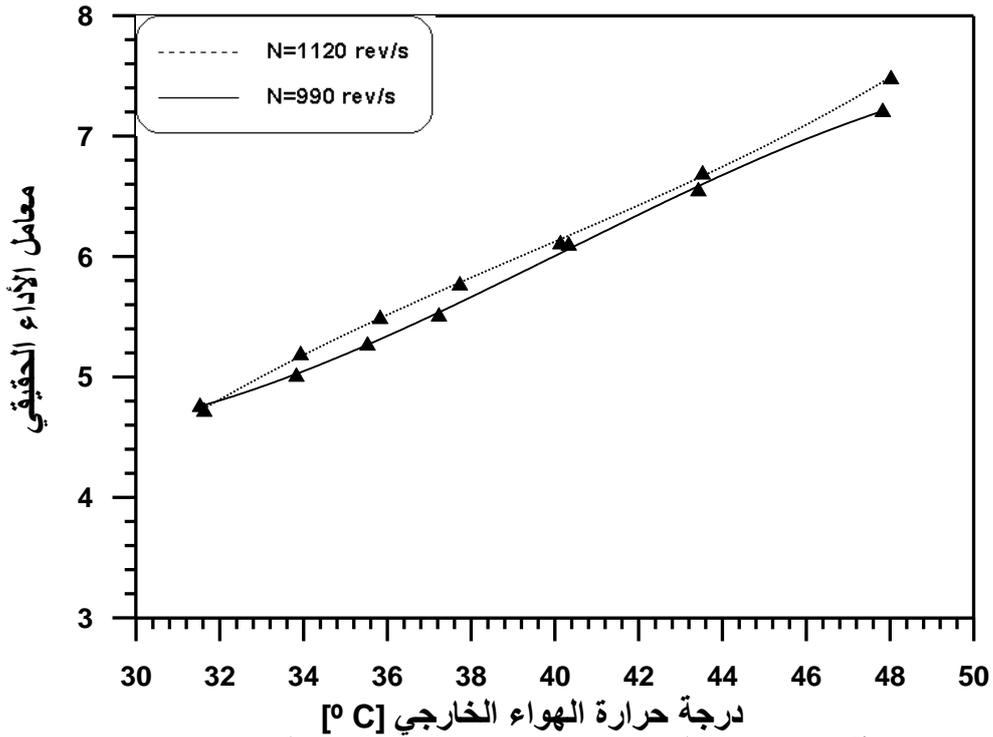
شكل (٥-٣١) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على طاقة التبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ ° C].



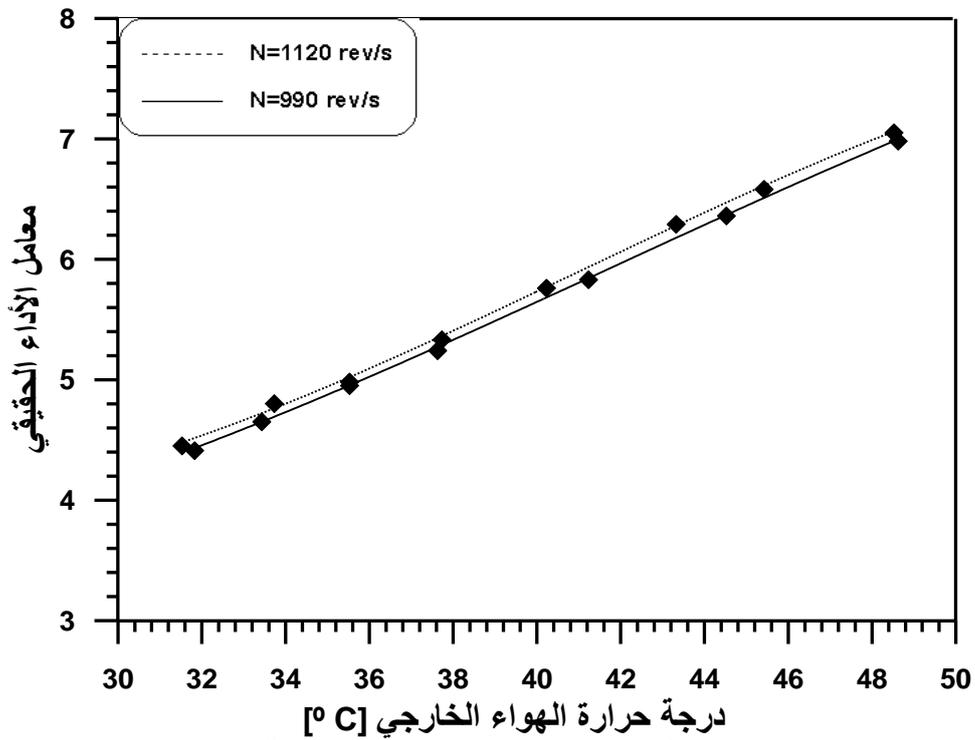
شكل (٥-٣٢) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركبة عند سرعة تدوير للمراوح [٩٩٠ rev/s].



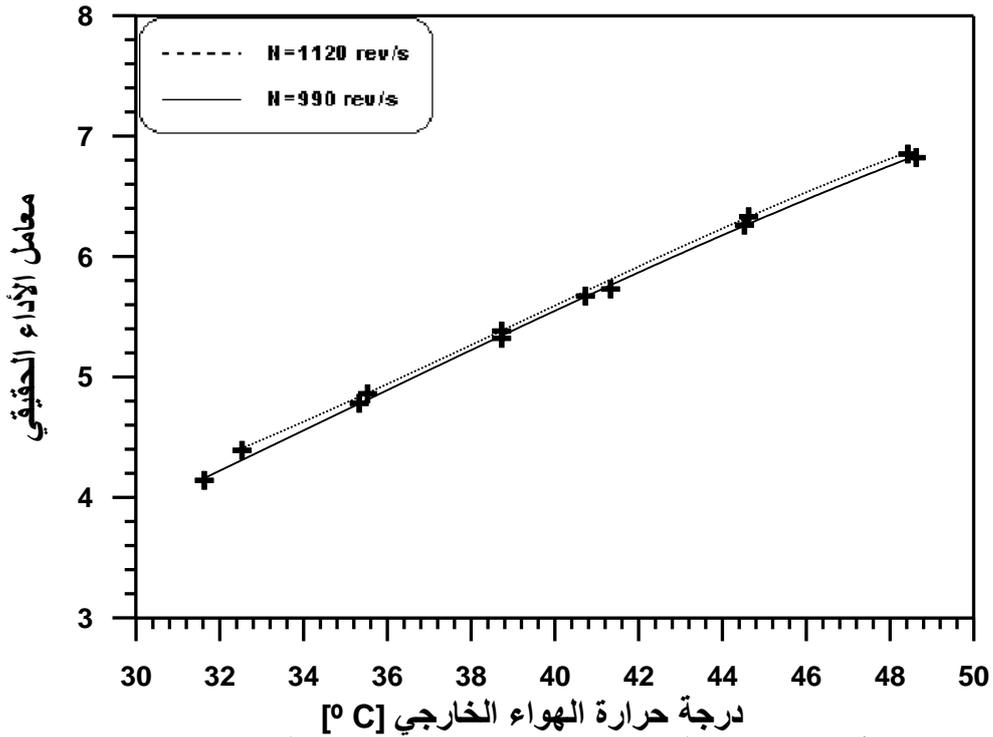
شكل (٥-٣٣) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركبة عند سرعة تدوير للمراوح [١١٢٠ rev/s].



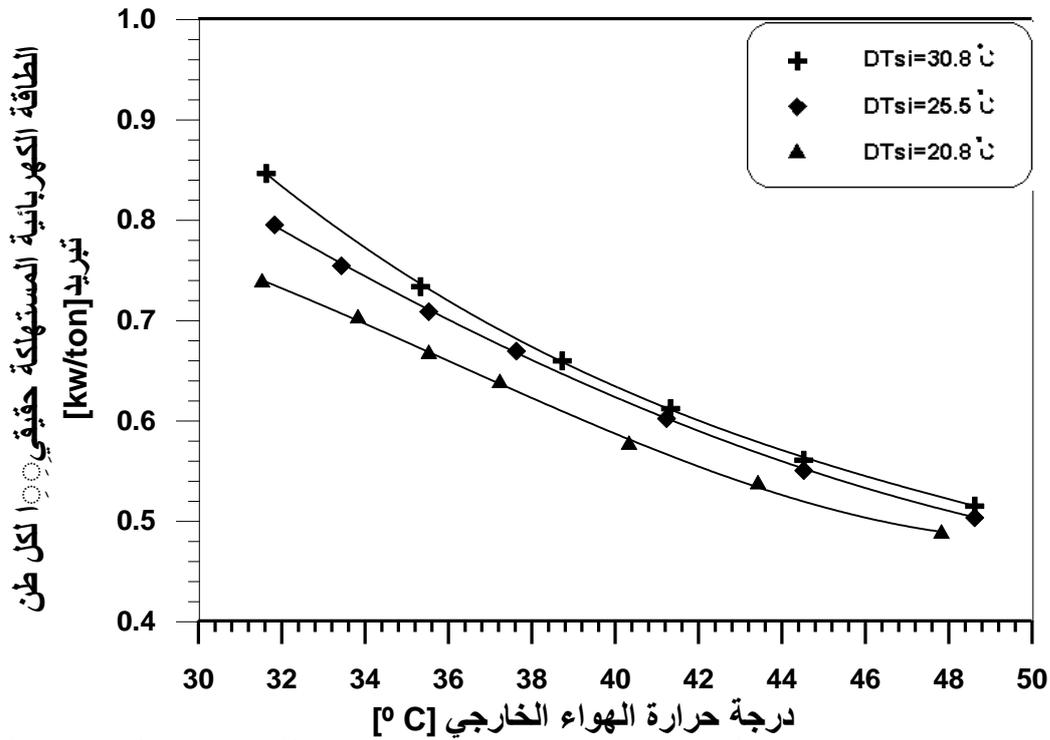
شكل (٥-٣٤) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٠.٦ °C].



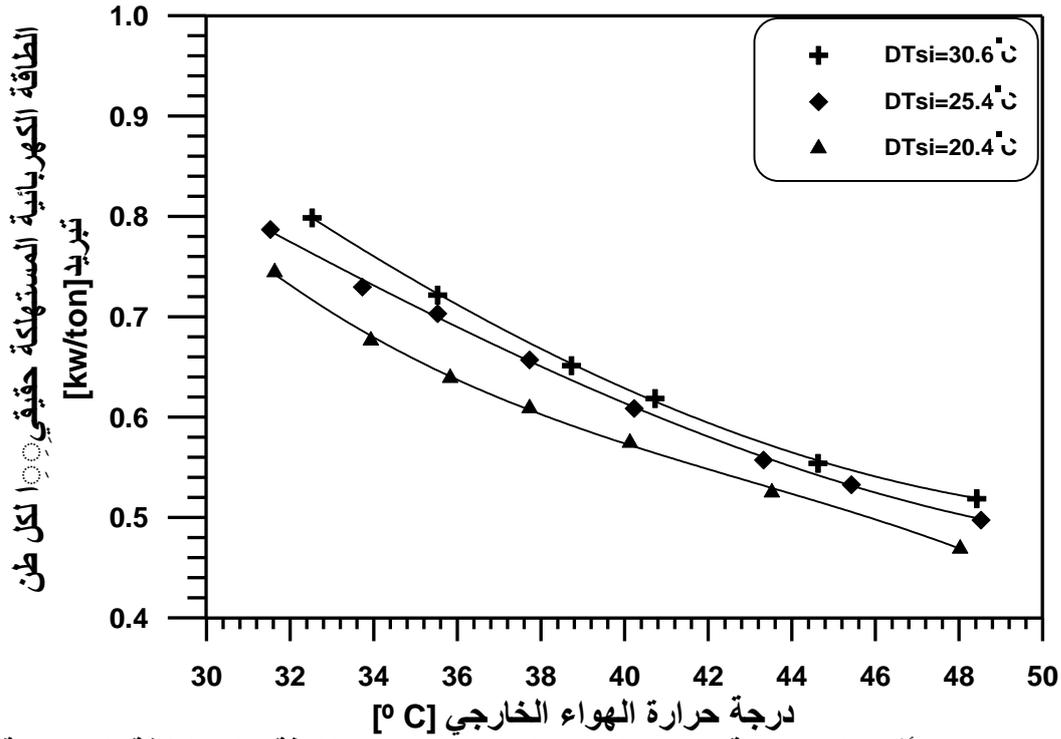
شكل (٥-٣٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ °C].



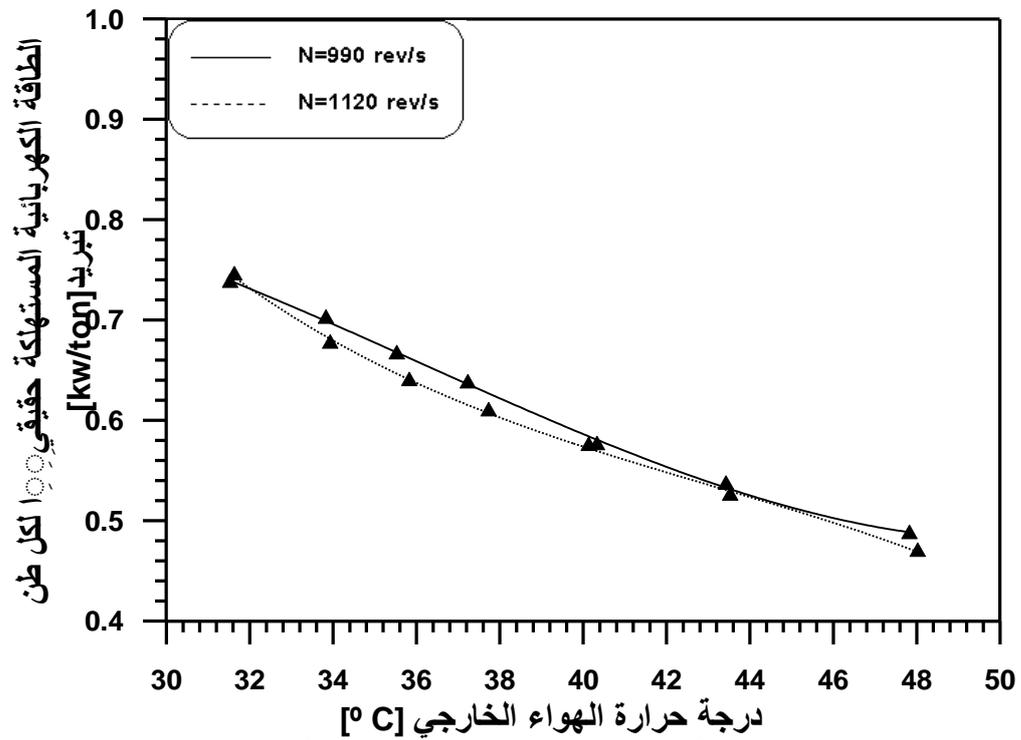
شكل (٣٦-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على معامل الأداء الحقيقي للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ ° C].



شكل (٣٧-٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على الطاقة الكهربائية المستهلكة الحقيقية لكل طن تبريد [٩٩٠ rev/s].

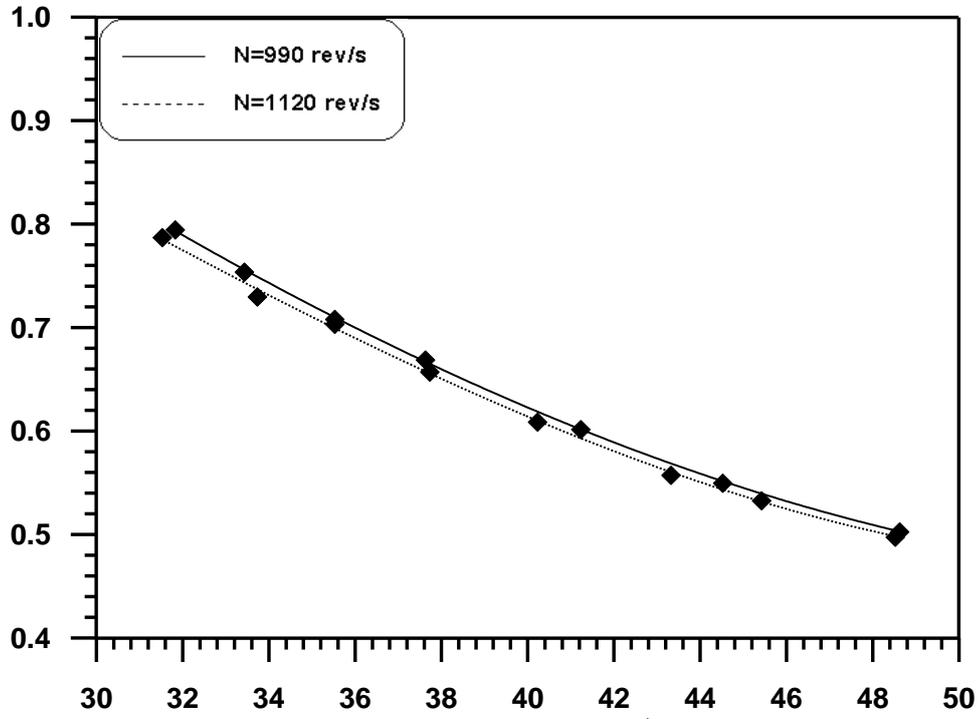


شكل (٥-٣٨) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي وهواء الغرفة على الطاقة الكهربائية حقيقياً لكل طن تبريد للمنظومة المركبة عند سرعة تدوير المراوح [1120 rev/s]. المستهلكة

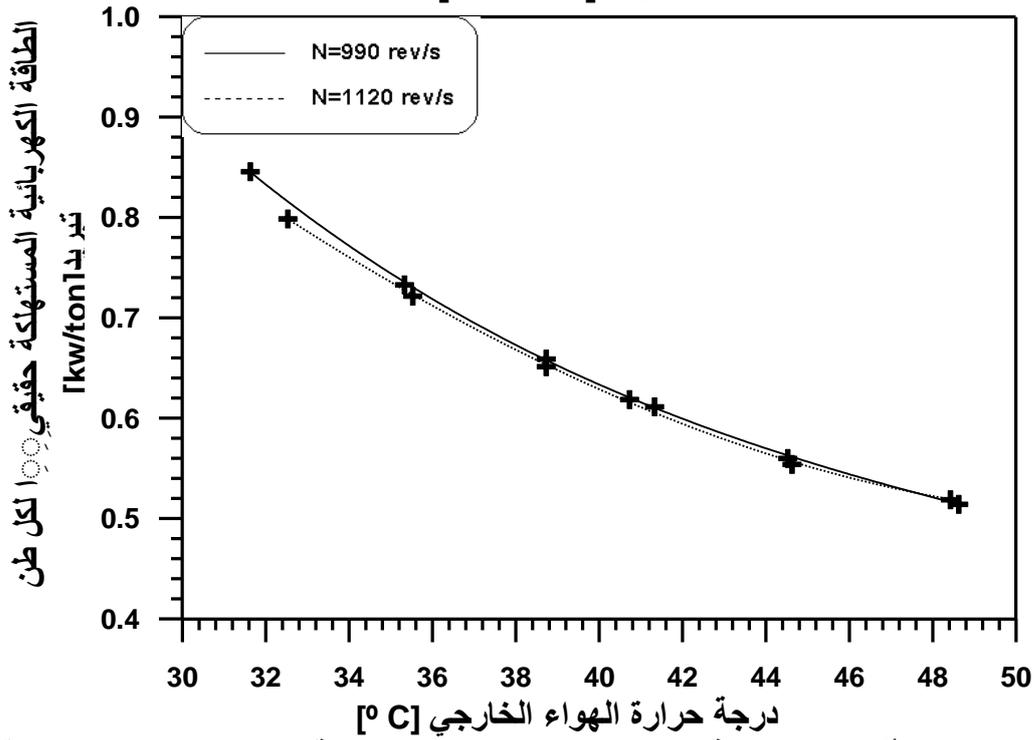


شكل (٥-٣٩) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [20.6 °C].

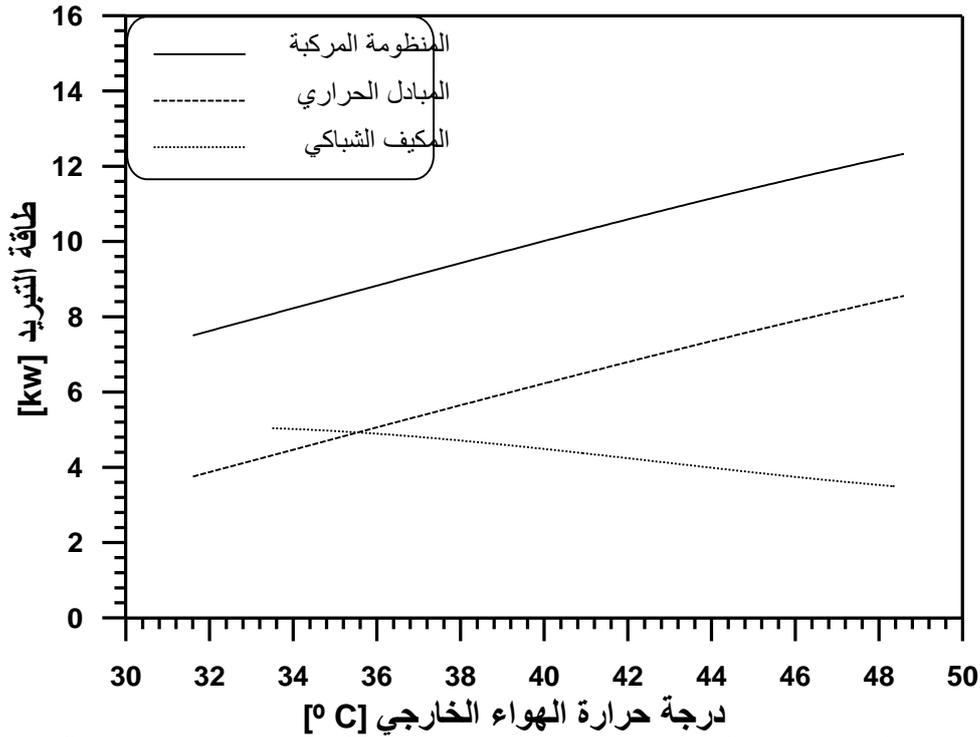
الطاقة الكهربائية المستهلكة
تبريد]



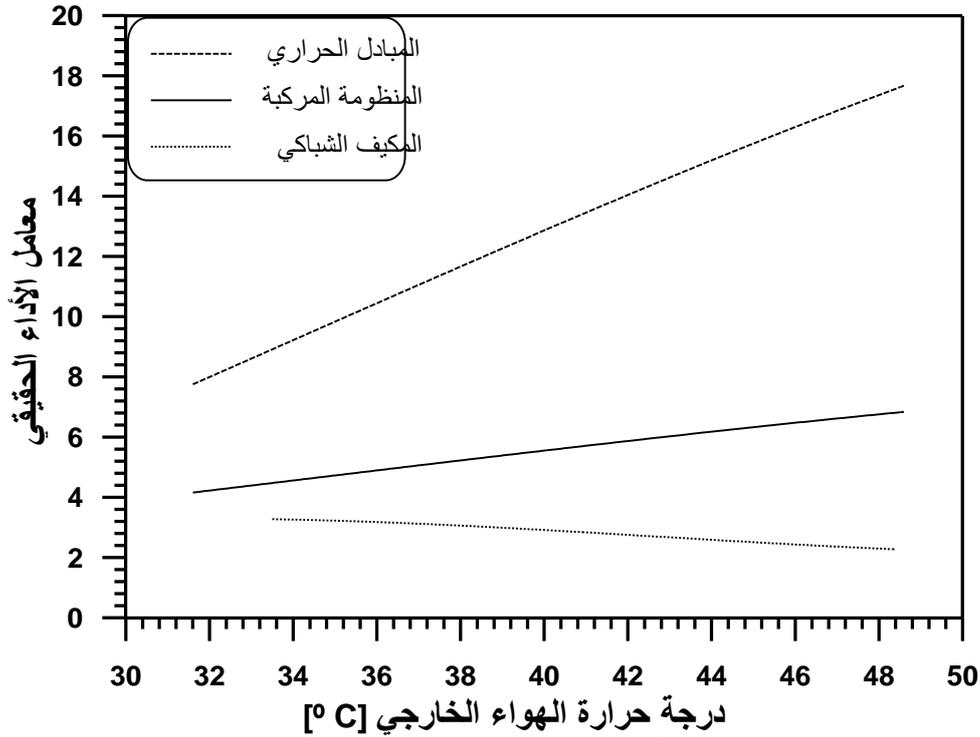
شكل (٥-٤٠) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقيًا لكل طن تبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٢٥.٥ °C].



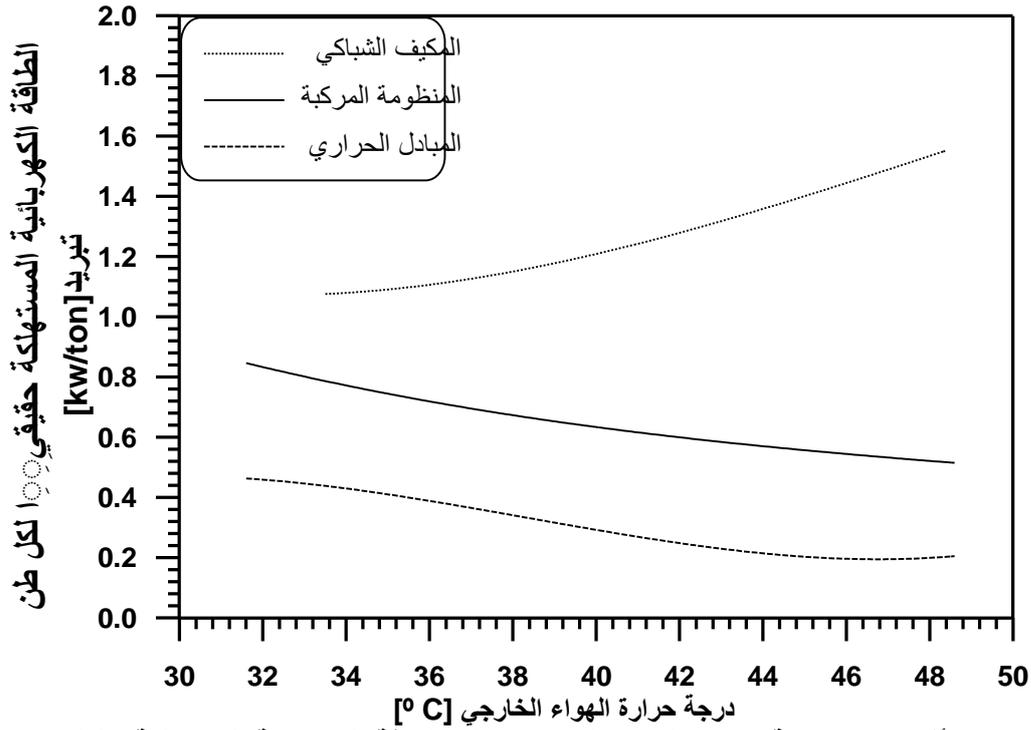
شكل (٥-٤١) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي و سرعة تدوير المراوح على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقيًا لكل طن تبريد للمنظومة المركبة عندما تكون درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٧ °C].



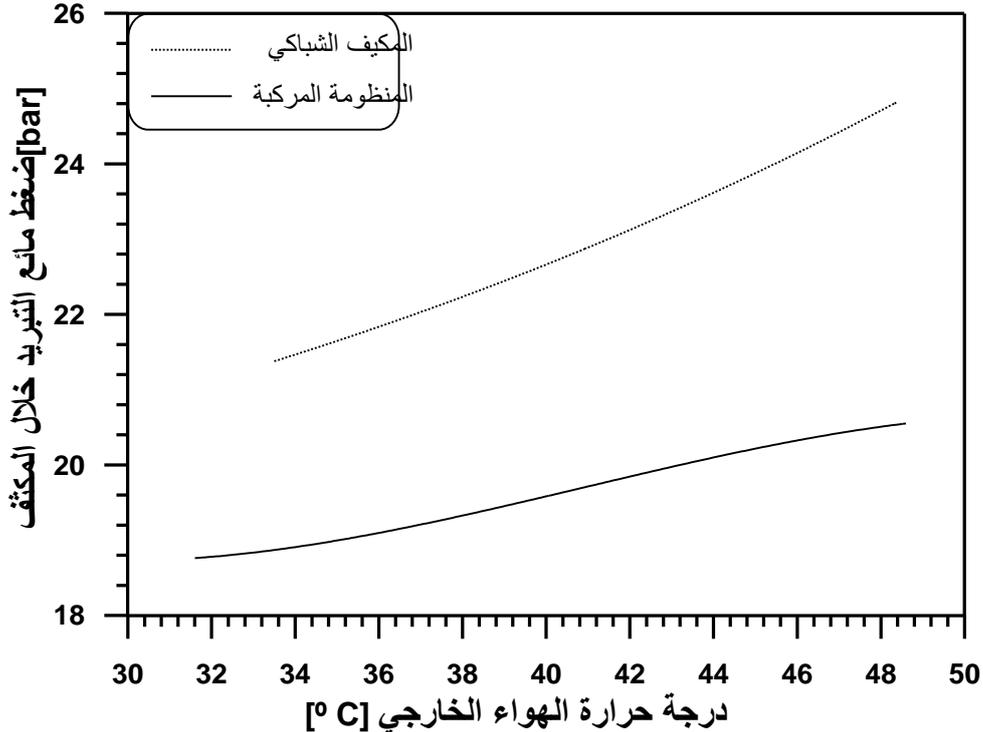
شكل (٥-٤٢) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على طاقة التبريد لكل من المنظومة المركبة والمكيف الشبكي والمبادل الحراري الصفائحي عند درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٨٥ C] وسرعة تدوير المراوح [٩٩٠ rev/s].



شكل (٥-٤٣) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على معامل الأداء الحقيقي لكل من المنظومة المركبة والمكيف الشبكي والمبادل الحراري الصفائحي عند درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٨٥ C] وسرعة تدوير المراوح [٩٩٠ rev/s].



شكل (٥-٤٤) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على الطاقة الكهربائية المستهلكة حقيقيًا لكل طن تبريد لكل من المنظومة المركبة والمكيف الشبكي والمبادل الحراري الصفاحي عند درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٨٥ C] وسرعة تدوير المراوح [٩٩٠ rev/s].



شكل (٥-٤٥) يبين تأثير تغيير درجة حرارة الهواء الخارجي على ضغط مائع التبريد خلال المكثف لكل من المنظومة المركبة والمكيف الشبكي عند درجة حرارة هواء الغرفة [٣٠.٨٥ C] وسرعة تدوير المراوح [٩٩٠ rev/s].

المحتويات

الصفحة	الموضوع	
ج	الإهداء	
د	شكر وتقدير	
هـ	الخلاصة	
ز	المحتويات	
ط	قائمة الرموز واللواحق	
١	الفصل الأول: المقدمة	
٢	تمهيد	١-١
٢	التبريد التبخيري	١-٢
٣	طرق التبريد التبخيري	١-٢-١
٧	التبريد بانضغاط البخار	١-٣
٩	الهدف من البحث	١-٤
١٢	الفصل الثاني: البحوث والدراسات السابقة	
١٣	التبريد التبخيري غير المباشر (المبادلات الحرارية الصفائحية ذات السطوح المبثلة)	٢-١
١٧	التبريد بانضغاط البخار	٢-٢
٢٥	الدراسة الحالية	٢-٣
٢٦	الفصل الثالث: الجانب النظري	
٢٧	دورة التبريد بانضغاط البخار	٣-١
٢٧	دورة التبريد الإنضغاطية النظرية	٣-١-١
٢٨	دورة التبريد الإنضغاطية العملية	٣-١-٢
٢٩	المكونات الأساسية لمنظومة التبريد الإنضغاطية	٣-١-٣
٣١	تأثير عملية تكثيف بخار سائل التبريد خلال المكثف بهواء مبرّد	٣-١-٤
٣٣	التوازن الحراري والتوازن الكتلي في المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبثلة	٣-٢
٣٥	خواص الهواء الرطب	٣-٣
٣٦	العلاقات الرياضية	٣-٤
٣٦	العلاقات الرياضية لطريقة التبريد التبخيري غير المباشر	٣-٤-١
٣٨	العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بانضغاط البخار	٣-٤-٢

الصفحة	الموضوع	
٣٨	العلاقات الرياضية لطريقة التبريد بالمنظومة المركبة	٣-٤-٣
٤٠	الفصل الرابع: الجانب العملي	
٤١	جهاز الاختبار	٤-١
٤١	تمهيد	٤-١-١
٤٣	مكونات جهاز الاختبار	٤-١-٢
٥١	فكرة عمل المنظومة المركبة لتكثيف الهواء	٤-٢
٥٢	أجهزة القياس	٤-٣
٥٢	أجهزة قياس درجات الحرارة	٤-٣-١
٥٣	قياس متوسط سرعة الهواء (m/s)	٤-٣-٢
٥٤	قياس معدل تدفق الماء الحجمي (L/hr)	٤-٣-٣
٥٥	قياس الطاقة الكهربائية المستهلكة	٤-٣-٤

٥٥	قياس ضغط مائع التبريد	٤-٣-٥
٥٥	جهاز تثبيت الفولتية	٤-٣-٦
٥٥	أسلوب إجراء التجارب	٤-٤
٦٤	الفصل الخامس: المناقشة والاستنتاجات والتوصيات	
٦٥	المناقشة	٥-١
٦٥	المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة	٥-١-١
٦٩	المنظومة المركبة لتكييف الهواء	٥-١-٢
٧١	مقارنة منظومات التبريد الثلاث مع بعضها	٥-١-٣
٧٥	الاستنتاجات	٥-٢
٧٥	المبادل الحراري الصفائحي ذو السطوح المبتلة	٥-٢-١
٧٦	المنظومة المركبة	٥-٢-٢
٧٧	مقارنة منظومات التبريد الثلاث مع بعضها	٥-٢-٣
٧٨	التوصيات	٥-٢-٤
١٠٢	المصادر	
١٠٥	اللواحق	
A	الخلاصة باللغة الإنكليزية	

قائمة الرموز والوحدات

الرمز	المعنى	الوحدات
Ad	مساحة مقطع مجرى الهواء الرئيسي	m ²
C _{pw}	الحرارة النوعية للماء	kg/kJ.k
DT	درجة حرارة البصلة الجافة للهواءز	°C
E.E.R	معامل الأداء (نسبة كفاءة الطاقة)	---
EW	الفاعلية الإجمالية الرطبة للمبادل الحراري الصفائحي	%
g	التعجيل الأرضي	m/S ²
H	المحتوى الحراري للهواء	kJ/kg
H _w	قيمة عمود سرعة الهواء الداخل عند مركز المربع الصغير	mm
H _{wm}	قيمة متوسط عمود السرعة للهواء المسحوب	mm
h _{fg}	الحرارة الكامنة لتبخير الماء	kJ/kg
I	التيار المسحوب	Amp.
m _e	معدل كتلة الماء المتبخر	kg/s
m _p	معدل التدفق الكتلي للهواء الرئيسي	kg/s
m _s	معدل التدفق الكتلي للهواء الثانوي	kg/s
m _w	معدل التدفق الكتلي للماء	kg/s
N	سرعة تدوير المراوح	rev/s
P	ضغط بخار الماء في الهواء الرطب	bar
P _{act}	القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد	kW/ton
P _B	الضغط البارومتري	bar
P _c	ضغط المكثف	bar
P _e	ضغط المبخر	bar
P _s	ضغط بخار الماء المشبع بدرجة حرارة DT	bar
P _{sw}	ضغط بخار الماء المشبع بدرجة حرارة WT	bar
Q	معدل تدفق الماء الحجمي	L/hr
Q _p	معدل الحرارة المفقودة من الهواء الرئيسي (طاقة التبريد)	kW
Q _s	معدل الحرارة المكتسبة من الهواء الثانوي	kW
R _a	ثابت الغاز للهواء الجاف ويساوي (٢٨٧)	J/kg.k
الرمز	المعنى	الوحدات
T	درجة حرارة مائع التبريد	°C
T _a	درجة حرارة الهواء الجاف	k
T _w	درجة حرارة الماء	k
U _{am}	متوسط عمود سرعة الهواء المسحوب	m/s
V	فولتية المصدر	volte
V _a	الحجم النوعي للهواء الجاف	m ³ /kg
W	المحتوى الرطوبي	kg _{vapour} /kg _{dry air}
W _{act}	القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً من قبل جهاز التبريد	kw
W _s	المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي	kg _{vapour} /kg _{dry air}
WS _s	المحتوى الرطوبي للهواء الثانوي عند خط الإشباع	kg _{vapour} /kg _{dry air}
WT	درجة حرارة البصلة الرطبة للهواء	°C

kg/m^3	كثافة الهواء	ρ_a
%	الرطوبة النسبية	\cong
%	كفاءة الترطيب	η_s
%	نسبة الزيادة في معامل الأداء	$\Delta E.E.R$
%	نسبة النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد	ΔP_{act}
%	نسبة الإنخفاض في ضغط المكثف	ΔP_c
%	نسبة الزيادة في طاقة التبريد	ΔQ_p
	المعنى	الواحق:
	حالة مائع التبريد الخارج من المبخر	١
	حالة مائع التبريد الداخل إلى المكثف	٢
	حالة مائع التبريد الداخل إلى الأنبوبة الشعرية	٣
	الداخل	i
	الخارج	o
	الهواء الرئيسي الداخل	pi
	الهواء الرئيسي الخارج	po
	الهواء الثانوي الداخل	si
	الهواء الثانوي الخارج	so
	حقيقياً (عملياً)	act

قائمة المصطلحات

المصطلح	المرادف
(أ)	
Adiabatic Process	إجراء أديباتي
Isonotropic Process	إجراء ثبوت الأنتروبية
Capillary Tube	أنبوبة شعرية
Pitot Tube	أنبوبة بيتو
Heat Transfer	إنتقال الحرارة
Mass Transfer	إنتقال الكتلة
(ب)	
Wet Vapour	بخار رطب
Saturated Vapour	بخار مشبع
(ت)	
The Effect of Sub-Cooling The Liquid	تأثير التبريد الإضافي للسائل
Evaporative Cooling	التبريد التبخيري
Direct Evaporative Cooling	التبريد التبخيري المباشر
Indirect Evaporative Cooling	التبريد التبخيري غير المباشر
Vapour Compression Refrigeration	التبريد بانضغاط البخار
(ج)	
Steady state	حالة الإستقرار
Latent Heat of Vaporization	الحرارة الكامنة للتبخير
Latent Heat	الحرارة الكامنة
Sensible Heat	الحرارة المحسوسة
Specific Volume	الحجم النوعي

(د)	
Dry-Bulb Temperature	درجة حرارة البصلة الجافة
Wet-Bulb Temperature	درجة حرارة البصلة الرطبة
Outdoor Temperature	درجة حرارة الهواء الخارجي
Room Temperature	درجة حرارة هواء الغرفة

المصطلح	المترادف
(ر)	
Relative Humidity	الرطوبة النسبية
(س)	
Fans Rotational speed	سرعة تدوير المراوح
(ض)	
Reciprocating Compressors	الضاغطات الترددية
Rotary Compressors	الضاغطات الدوارة
Vapour Pressure	ضغط البخار
(ع)	
Velocity Head	عمود السرعة
(ف)	
Effectiveness	الفاعلية
(ق)	
Electric Power Consumption	القدرة الكهربائية المستهلكة
(ك)	
Humidification Efficiency	كفاءة الترطيب
(م)	
Refrigerant	مائع التبريد
Plate Heat Exchanger	مبادل حراري صفائحي
Condenser	مكثف
Evaporator	مبخر
Enthalpy	المحتوى الحراري
Moisture Content	المحتوى الرطوبي
Pressure-Enthalpy Diagram	مخطط (p-h)
Temperature- Enthalpy Diagram	مخطط (T-s)
Volume Flow Rate	معدل التدفق الحجمي
Mass Flow Rate	معدل التدفق الكتلي
Coefficient of Performance	معامل الأداء

المصطلح	المترادف
Air-Duct	مجرى هوائي
Electric Motor	محرك كهربائي
Micromanometer	مانوميتر أليكتروني
Thermocouple	مزدوج حراري



مجلس الوزراء

الجهاز المركزي للقياس والسيطرة النوعية

دائرة التقييس/قسم المقاييس

شعبة القياسات الفيزيائية

شهادة معايرة مزدوج حراري مع حراري رقمي

درجة نقطة الاتصال المرجعية = (صفر)

العائدية			نوع الجهاز		
نوع ورقم التسلسل			أقصى نسبة للخطأ		
درجة الحرارة (س)	مؤقت	التصحيح س	درجة الحرارة (س)	مؤقت	التصحيح س
١٠	٢٢٩١	- ان	٤٥	١٨٣٢	+ ان
١٥	٢٥٨٩	- ان	٥٠	٢٠٦٥	- ان
٢٠	٢٧٨٩	- ان			
٢٥	٢٩٩٤	+ ان			
٣٠	٣١٩٦	+ ان			
٣٥	٣٤٠٢	صفر			
٤٠	٣٦١١	صفر			

الملاحظات و النتيجة صالح للاستخدام

تاريخ المعايرة: لـ ٢٠٠٢

نفاذية المعايرة: لـ ١٤٠٠٤

المصادقة:

توقيع المسؤول:

مبارك

المنفذ: رضوان

ملحق - ب -

نموذج من الحسابات:

١- نموذج من الحسابات بطريقة التبريد التبخيري غير المباشر:
فيما يلي نموذج للحسابات المتبعة في تقييم أداء المبادل الحراري الصفائحي ذي السطوح المبتلة عند سرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev./s) التجربة رقم (١٩):
القراءات:

$$DT_{pi} = \text{°C}, WT_{pi} = 23.7 \text{°C}, DT_{po} = 26.9 \text{°C}, WT_{po} = 18.3 \text{°C}$$

٤٤.٥

$$DT_{si} = \text{°C}, WT_{si} = 19.2 \text{°C}, DT_{so} = 34.7 \text{°C}, WT_{so} = 22.9 \text{°C}$$

٣٠.٨

وقراءات جهاز المايكرومانوميتر باستخدام أنبوبة بيتو لقياس سرعة الهواء الرئيسي:
Hw_١ = ٣.٥ mm, Hw_٢ = ٣.٤ mm, Hw_٣ = ٣.٦ mm, Hw_٤ = ٣.٥ mm,
Hw_٥ = ٣.٦ mm, Hw_٦ = ٣.٥ mm, Hw_٧ = ٣.٦ mm, Hw_٨ = ٣.٤ mm,
Hw_٩ = ٣.٥ mm, Hw_{١٠} = ٣.٦ mm, Hw_{١١} = ٣.٥ mm, Hw_{١٢} = ٣.٦ mm,
• Wact = ٠.٤٨٤ kw والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً:
الحسابات:

من معرفة درجة حرارة البصلة الجافة والرطوبة للهواء الرئيسي الداخل والخارج، وباستخدام المعادلات (٣-١) و (٣-٢) و (٣-٣) و (٣-٥) تم الحصول على:

$$P_{pi} = 1.0273 \text{ kpa}, \quad \phi_{pi} = 16.3\%$$

$$W_{pi} = 0.00952 \text{ kg}_{\text{vapour}}/\text{kg}_{\text{dry air}}, \quad H_{pi} = 69.4 \text{ kJ/Kg}$$

$$P_{po} = 1.024 \text{ kpa}, \quad \phi_{po} = 43\%$$

$$W_{po} = 0.00951 \text{ kg}_{\text{vapour}}/\text{kg}_{\text{dry air}}, \quad H_{po} = 51.3 \text{ kJ/Kg}$$

وتم حساب فاعلية المبادل الحراري الصفائحي من المعادلة (٣-٦):

$$EW = 69.6\%$$

ومن المعادلة (٣-٧) تم حساب كفاءة الترطيب في قنوات تيار الهواء الثانوي:

$$\eta_s = 70.7\%$$

وتم حساب متوسط سرعة الهواء الرئيسي من المعادلة (٣-٨) بعد استخدام المعادلة (٣-٤)

$$\text{لحساب قيمة كثافة الهواء الرئيسي (حيث أن } \rho_a = \frac{1}{V_a} \text{)}$$

$$\rho_{pi} = 1.1 \text{ kg/m}^3, \quad U_{am} = 8.72 \text{ m/s}$$

ومن العلاقة (٣-٩) تم حساب معدل التدفق الكتلي للهواء الرئيسي بعد التعويض عن قيم

مساحة مقطع مجرى الهواء الرئيسي (Ad):

$$Ad = 0.0432 \text{ m}^2, \quad m_p = (1.06) \text{ kg/s}$$

وتم حساب طاقة التبريد للهواء الرئيسي - (٣-١٠):

$$Q_p = 7.5006 \text{ kw}$$

وباستخدام المعادلة (٣-١١) تم الحصول على معامل الأداء الحقيقي:

$$(EER)_{act} = 15.5$$

ولحساب القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد تم استخدام العلاقة (٣-١٢):

$$P_{act} = 0.2269 \text{ kw/ton}$$

٢- نموذج حسابات لطريقة التبريد بانضغاط البخار:

لنأخذ التجربة رقم (٤) كنموذج للحسابات المتبعة لتقييم أداء المكيف الشبكي عند سرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev./s):

بعض القراءات:

$$DT_{pi} = 30.4^\circ\text{C} , WT_{pi} = 19.1^\circ\text{C} , DT_{po} = 21.7^\circ\text{C} , WT_{po} = 16.1^\circ\text{C}$$

$$W_{act} = 1.04 \text{ kw}$$

الحسابات:

باستخدام المعادلات (٣-١ و ٣-٢ و ٣-٣ و ٣-٥) تم الحصول على:

$$P_{pi} = 1.451 \text{ kpa} , \quad \phi_{pi} = 33.4\%$$

$$W_{pi} = 0.00907 \text{ kg vapour/kg dry air} , \quad H_{pi} = 53.8 \text{ kJ/Kg}$$

$$P_{po} = 1.451 \text{ kpa} , \quad \phi_{po} = 55.9\%$$

$$W_{po} = 0.00907 \text{ kg vapour/kg dry air} , \quad H_{po} = 44.9 \text{ kJ/Kg}$$

وبعد إيجاد قيمة كثافة الهواء الرئيسي تم حساب متوسط سرعة الهواء الرئيسي كما مرّ

سابقاً من العلاقة (٣-٨):

$$\rho_{pi} = 1.147 \text{ kg/m}^3 , \quad U_{am} = 8.9 \text{ m/s}$$

وباستخدام المعادلات (٣-٩ و ٣-١٠ و ٣-١١ و ٣-١٢) تم حساب معدل التدفق الكتلي للهواء الرئيسي وطاقة التبريد ومعامل الأداء الحقيقي والقدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، على التوالي:

$$m_p = 0.4417 \text{ kg/s} , \quad Q_p = 3.9311 \text{ kw} , \quad (EER)_{act} = 2.05$$

$$p_{act} = 1.3777 \text{ kw/ton}$$

٣- نموذج حسابات لطريقة التبريد بالـ "تركيبة":

لنأخذ التجربة رقم (١٩) كنموذج أ (١٠٧) متبعة لتقييم أداء المنظومة المركبة عند

سرعة تدوير المراوح (٩٩٠ rev./s):

بعض القراءات:

$$DT_{pi} = 44.5^\circ\text{C} , WT_{pi} = 23.7^\circ\text{C} , DT_{po} = 17.9^\circ\text{C} , WT_{po} = 15.1^\circ\text{C}$$

$$W_{act} = 1.804 \text{ kw}$$

الحسابات:

باستخدام المعادلات (٣-١ و ٣-٢ و ٣-٣ و ٣-٥) تم الحصول على:

$$p_{po} = 1.027 \text{ kpa} , \quad \phi_{po} = 74.6\%$$

$$W_{po} = 0.00902 \text{ kg vapour/kg dry air} , \quad H_{po} = 42.1 \text{ kJ/Kg}$$

وباستخدام المعادلات (٣-٩ و ٣-١٠ و ٣-١١ و ٣-١٢) تم حساب:

$$m_p = 0.41439 \text{ kg/s} , \quad Q_p = 11.3128 \text{ kw} , \quad (EER)_{act} = 6.27$$

$$P_{act} = 0.5608 \text{ kw/ton}$$

و عند مقارنة المنظومة المركّبة مع المكيف الشبكي تمّ استخدام المعادلات (٣-١٣) و (٣-١٤ و ٣-١٥ و ٣-١٦) للحصول على نسبة الزيادة في طاقة التبريد، ونسبة الزيادة في معامل الأداء الحقيقي، ونسبة النقصان في القدرة الكهربائية المستهلكة حقيقياً لكل طن تبريد، ونسبة الانخفاض في ضغط المكثف، على التوالي:

$$\Delta Q_p = 187.8 \% \quad , \quad \Delta (EER)_{act} = 145.9 \% \quad , \quad \Delta P_{act} = -59.3 \% \\ \Delta p_c = -15.1\%$$

(١٠٨)

المصادر

١. الجودي، خالد أحمد، "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتثليج"، كلية الهندسة جامعة البصرة، ١٩٨٦.
٢. Ashrae Guide And Data Book, "Applications", Published By The American Society of Heating, Refrigerating, And Air Conditioning Engineers, New York ١٩٦٢. PP. ٨٤٥-٨٤٦.
٣. Smith, W.T., "Evaporative Cooling Air Conditioning, August ١٩٥٥, PP. ١٤١-١٤٣.
٤. Dewey, D.H., "Evaporative Cooling Of Fruits And Vegetables", Refrigerating Engineering, December ١٩٥٢, PP. ١٢٨١.
٥. Ash. R.S., "Cool Industry Hot Spots with Evaporative Coolers", Heating, Piping And Air Conditioning, December ١٩٥٥. PP. ٩٤.
٦. ASHRAE, "Equipment Hand Book", Published By The American Society Of Heating, Refrigeration And Air Conditioning Engineers, New York, ١٩٨٣, PP. ٤٠١-٤٠٣.
٧. Eskra, N.L., "Indirect/Direct Evaporative Cooling Systems", ASHRAE Journal, May ١٩٨٠, PP. ٢١-٢٥.
٨. Orton, R.B., "Summer Air Conditioning And The Effectiveness Of Home Evaporative Coolers In Texas", ASHRAE Journal, Feb. ١٩٦٣, PP. ٦٥-٧٠.
٩. Watt, J.R. And Bacon, R.A., "The Indirect Evaporative Air Cooler", Transaction American Society Of Heating And Air Conditioning Engineers, PP. ٥٥٣-٥٦٢.
١٠. Pescod, D., "A Heat Exchanger For Energy Saving Air Conditioning Plant", ASHRAE Transactions Vol. ٨٣, ١٩٧٩, PP. ٢٣٨-٢٥٠.
١١. Kennely, R.A., "A Two-Stage Evaporative Coler" M.Sc. Thesis, University Of Texas, Austin, May ١٩٥٣, PP. ٣٢-٣٨.
١٢. شمعون، دونالد جبرائيل، "التبريد التبخيري لتكييف الهواء بمرحلتين"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، أيلول ١٩٨٩.
١٣. Ballaney, P.L., "Refrigeration And Air Conditioning", ١٩٧٦, PP. ٩١.
١٤. Richard, C.J. And Gayle, B.P., "Refrigeration And Air Conditioning", Second Edition, ١٩٧٣, PP. ١٦.
١٥. بيكر، يا.د. وماردر، ي.يا. "أجهزة ومعدات تكييف الهواء"، كليف، أوكرانيا، ١٩٧٧، ص. ٢٣٢.
١٦. Watt, J.R., "Indirect Evaporative Cooling", Evaporative Air Conditioning, The Industrial Press, New York, ١٩٦٣, PP. ٢٠٤-٢٢٤.
١٧. Pescod, D., "Unit Air Cooler Using Plastic Heat Exchanger With Evaporatively Cooled Plates", Aust. Refrig. Air Conditioning And Heating, Vol. ٢٢, Sept. ١٩٦٨, PP. ٢٢-٢٦.
١٨. Pescod, D., "Effect Of Turbulance Promoters On The Performance Of Plate", Heat Exchangers: Design And Theory Source Book, Mc Graw-Hill, Washington, ١٩٧٤, PP. ٦٠٢-٦١٤.

١٩. Chan, C.Y.L., "Performance Test Of Model Plate Heat Exchangers With Wetted Plates", CSIRO Division Of Mechanical Engineering, Internal Report No. ١٢٠ Victoria, Australia, March ١٩٧٣, PP. ١-٦.
٢٠. Kettleborough, C.F., And Hsieh, C.S., "The Thermal Peformance Of The Wet Surface Plastice Plate Heat Exchanger Used As An Indirect Evaporative Cooler", ASME Pubication, No. ٢١-Wa. Vol. ١١, ١٩٨١, PP. ١-١٢.
٢١. علي، عوف عبد الرحمن، "دراسة المبادلات الحرارية الصفائحية"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، كانون ١٩٨١.
٢٢. Rasheed, A., "An Analysis Of Cross-Flow Indirect Evaporative Air Conditioner", Ph.D. Thesis, Texas A&M University, ١٩٨٣.
٢٣. Enwia, J. And Al-Shawe, I.M., "Development And Assessment Of A Plate Heat Exchanger For Indirect Evaporative Cooling ", Fourth Conference Of Scientific Research Council, Iraq, ١٩٨٦.
٢٤. حسين، سامي باني، "دراسة أداء مبادل حراري صفائحي"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، تموز ١٩٩٧.
٢٥. فخر الدين، شاهين محمد، "إستخدام الحاسبة في محاكاة وتصميم مبادل حراري صفائحي"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، آب ١٩٩٨.
٢٦. Conner, N., "Air Condition COP As A Function Of Condenser Temperature", American Society For Engineering Education, ١٩٨٠.
٢٧. Domanski, P. And Didion, D., "Mathematical Model Of An Air-To-Air Heat Pump Equipped With A Capillary Tube", International Journal Of Refrigeration, Vol, ٧, No. ٤, July ١٩٨٤, PP. ٢٤٩-٢٥٥.
٢٨. Cole, R.A., "Reduced Head Pressure Eperation Of Industrial Refrigeration Systems", Heating, Piping And Air Conditioning, May ١٩٨٥, PP. ١١٩-١٢٢.
٢٩. Kadambi, V. And Glansant, J.E., "Effect Of Lances On Finned-Tube Heat Exchanger Performance,"ASHRAE Transaction, Part ٢, ١٩٨٥, PP. ٨٥-٩٥.
٣٠. Itoh, ET. AL., "Development Of Air-Cooling Heat Exchangers With Rough Surface Lonvered Fins", ASHRAE Transactions, Part ٢, ١٩٨٥, PP. ٢١٨-٢٢٧.
٣١. Bittle, B.B., And Goldschmidt, V.W., "Effect Of Indoor Air Temperature And Humidity On The Performance Of Heat Pump", ASHRAE Transactions, Part ٧, ١٩٨٦, PP. ٤٦-٥٩.
٣٢. Hamilton, J.F., And Miller, J.L., "A simulation Program For Modeling Air-Conditioning System", ASHRAE Transactions, Vol. ٩٦, No. Pt١, ١٩٩٠, PP. ٢١٣-٢٢١.
٣٣. السعيد، محمد حسان، "دراسة تأثير المساحة السطحية الخارجية للمبخر في أداء مكيفات الهواء الصغيرة ولظروف تشغيلية مختلفة"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ٢٠٠٠.
٣٤. Guinn, G.R., And Novell, B.J., "Operating Performance Of A Water Spray On An Air-Type Condensing Unit", ASHRAE Transaction, Part ٢, ١٩٨١, PP. ٣٧٣-٣٨١.
٣٥. مرتضى، طالب كشاش، "جدوى استخدام مبردات الهواء التبخيرية لزيادة كفاءة

- مكيفات الهواء"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٣.
٣٦. النجار، روجيه كمال، "تحسين كفاءة مكيفات الهواء الصغيرة"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٧.
٣٧. ناصر، فائزه شذود، "تحسين كفاءة مكيفات الهواء الصغيرة"، رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٨.
٣٨. التميمي، عبد الكريم رسول، "تأثير استخدام مكثف ثانوي ومبخر ثانوي في أداء مكيفات الهواء الصغيرة" رسالة ماجستير، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٩.
٣٩. Asaad, T.A., "The Effect Of Adding A Heat Exchanger To Act As A Secondary Evaporator On The Performance Of Window Air Conditioners", Engineering & Technology, Vol. ١٩, No.١, ٢٠٠٠, PP. ٥٦-٦٩.
٤٠. الطائي، سلام هادي، "محاكاة منظومة تثلج انضغاطية باستخدام موائع التثلج الآمينة على طبقة الأوزون"، رسالة ماجستير، قسم هندسة المكائن والمعدات، الجامعة التكنولوجية، ٢٠٠٠.
٤١. "Refrigeration And Air-Conditioning", Air-Conditioning And Refrigeration Institute, USA, ١٩٩٨.
٤٢. Stoker, Wilpert, F., "Refrigeration And Air-Conditioning", ٢nd Edition, International Student Edition, Mc Grow-Hill Book Company, New York, ١٩٨٢.
٤٣. "Modern Refrigeration And Air-Conditioning", ٣rd Edition, Air Conditioning And Refrigeration Institute, ١٩٩٨.
٤٤. Tuve, G.L. And Domholdt, L.C., "Engineering Experimentation", International Student Edition, ١٩٦٦, PP. ٣٦٣.
٤٥. Jones, E.B., "Instrument Technology", Butteworths, London, Vol. ١, ١٩٦٥, PP. ١٦٤-١٧٤.
٤٦. Eastop, T.D., "Air Conditioning Through Worked Examples", London, Longmans, ١٩٦٨, PP. ١٢١-١٤٠.

Abstract:

This study aims at studying the possibility of gaining pure cool air completely (I mean without mixing with the air returning from the conditioning space) by a new cooling system of a relatively little cost, high coefficient of performance and low electric power consumption per ton of cooling as compared with the vapour compression refrigeration system. This new system is called (The composed system for air conditioning), because it is composed of two different systems for air conditioning which they were combined in a specific design that enables them of operating together or one of them without the other under specific conditions. They are the indirect evaporative cooling system that is represented by the plate heating exchanger of the wet surfaces and the vapour compression refrigeration system that is represented by window air conditioner.

The operation of this composed system is pulling the air from conditioning space (which is called the secondary air) and make it go into the wet channels of the plate heating exchanger where water is spread in it on the form of continuous drops on its walls. In this case the secondary air is cooled evaporatively. Then it is directed to the condenser of vapour compression cycle for the sake of reducing the pressure of the condenser and also the subcooling of the refrigerant. This will lead to the improvement of the performance of the vapour compression cycle of the composed system. At the same time air is pulled from outside (which is called the primary air) and make it go into the dried channels of the plate heating exchanger. This will make it cooling sensibly. Then it will be cooled additionally in the evaporator of vapour compression cycle and being directed to conditioning space.

I did the following to achieve the aims of the study:

1. Designing and making a plate heating exchanger (counter flow) of the dimensions ($500 \times 400 \times 300$ mm) that is useful to achieve the main aim of the study, and studying the effect of changing the temperature of the outside air and the temperature of the air inside the room and the fans rotational speed on (effectiveness, humidification efficiency, cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) of the heating exchanger.

٢. Designing and making the composed system for air conditioning and studying the effect of changing the temperature of the outside air and the temperature of the air inside the room and the fans rotational speed on (cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) of the composed system.
٣. Comparing the plate heating exchanger, the composed system and the window air conditioner with each other as far as (cooling energy, the actual coefficient of performance and the actual electric power consumption per ton of cooling) under specific conditions of operation are concerned.

The results were the following:

١. Increasing the cooling energy by using the composed system as compared with window air conditioner of a rate between (٦٠.٥%-٢٥٣%) under different conditions of operation.
٢. Increasing the actual coefficient of performance by using the composed system as compared with the window air conditioner of a rate between (٣٧%-٢٠٠.٩%) under different conditions of operation.
٣. Lowering the actual electric power consumption per ton of cooling by using the composed system as compared with the window air conditioner of a rate between (٢٧%-٦٦.٨%) under different conditions of operation.
٤. Lowering the pressure of refrigerant into the condenser by using the composed system as compared with the window air conditioner of rate between (١١.٦%-١٧.٢%) under different conditions of operation.