

دراسة عملية لتأثير درجة حرارة الهواء الخارجية على أداء دورة تثلج انضغاطية عامة

اياد طارق مصطفى، مدرس مساعد
بجيل محمد جعفر، مهندسة
قسم الهندسة الميكانيكية - جامعة تكريت

الخلاصة

تم اجراء دراسة عملية على جهاز دورة تثلج انضغاطية عامة باجراء عدة اختبارات عملية بظروف درجات حرارة هواء محيطية مختلفة ضمن مدى (9.7-32)°م. تم دراسة تأثير درجة حرارة الهواء الخارجية ضمن مدى (-32-9.7)°م على أداء ضغوط المبادلات الحرارية و السعة التبريدية والقدرة المستهلكة في دورة التثلج الانضغاطية ومعامل اداء الدورة (PCO). تم تحليل النتائج المستحصل عليها ووجد أن لدرجة الحرارة تأثيرها على المكثف وكذلك على ضغوط المبادلات الحرارية. بينت النتائج أن ضغط المكثف وضغط المبخر والقدرة المستهلكة تزداد بزيادة درجة الحرارة. أما السعة التبريدية فأنها تزداد بزيادة درجة الحرارة لغاية 15.9°م ثم بعد ذلك تبدأ بالهبوط. كذلك بينت النتائج أن معامل أداء الدورة COP يزداد بزيادة درجة الحرارة لحد معين ثم يبدأ بالهبوط وهذا متوافق مع الاتجاه العام لهذا العامل.

الكلمات الدالة : تثلج، ضغط المكثف، السعة التبريدية، تغير معامل الأداء، درجة حرارة المحيط .

Experimental Study of Ambient Air Temperature Effects on The Performance of a General Vapor-Compression Refrigeration Cycle

Abstract

In this work an experimental study for the vapor – compression refrigeration cycle has been performed under temperature range of 9.7-32°C. The effect of varying temperature on heat exchangers pressures, cooling capacity, net power consumption, and coefficient of performance COP are studied .

The results indicated that condenser pressure, evaporator pressure, and power consumption increased with the increase of temperature. The data also indicated that cooling capacity increased as temperature increased until 15.6°C then after it decreased with further temperature increase. Also COP follow the same trend of cooling capacity.

Keywords: Refrigeration, Condenser, Pressure, Cooling capacity, Coefficient, Performance, Ambient, Temperature.

		قائمة الرموز	
مائع تبريد هيدروكربوني	HFC	الجمعية الامريكية الهندسية	ASHRAE
كتلة جريان مائع التثلج (kg/s)	m	للتدفئة والتكييف والتجميد	
ضغط - انثاليبي	P-H	مختصر شركة تصنيع اجهزة تبريد	AVL
معدل جريان مائع التثلج (L/min)	Q	درجة حرارة سيليزي	°C
درجة حرارة هواء خارجية (°F)	Ta	معامل اداء المنظومة	COP
درجة حرارة الهواء الخارجية (°C)	T _{amb}	الانثاليبي (kJ/kg)	H
القدرة الكلية المستهلكة (kW)	W		

المقدمة

بان هذه الزيادة تكون اكبر عند ظروف فتح الباب مقارنة عند ظروف غلق الباب لظروف محيطية مشابهة للظروف المقاسة في فتح الباب الشكل (3).

قام الباحثان^[4] William and Rice (1996) بحساب القدرة المستهلكة لمضختين احدهما ذات كفاءة اقل من كفاءة المضخة الثانية بمقدار 30% وذلك باستخدام نماذج رياضية. كذلك أنجز الباحثان دراسة عملية على هاتين المضختين ووجدا تطابقاً ممتازاً بين البيانات الحقيقية والبيانات المحسوبة بواسطة النماذج الرياضية. وبينت نتائجهما أن القدرة المستهلكة للمضخة ذات الكفاءة الأعلى اقل من نظيرتها للمضخة ذات الكفاءة الأوطأ شكلي (4) و (5).

أنتجت شركة AVL منظومات تكييف هواء وزودت إنتاجها بدليل إرشادي لمنتجاتها. بين الدليل الإرشادي بان القدرة المستهلكة تزداد والسعة التبريدية تقل بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية الشكل (6)^[5].

قام الباحث احمد عبدالنبي عمران (2001)^[6] بدراسة عملية على جهاز تكييف منزلي وبينت النتائج التي حصل عليها لمائعي تثلج وهما R-22 و R-290 بان القدرة المستهلكة تزداد والسعة التبريدية تقل بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية.

^[7] أنجز الباحث أياد طارق مصطفى (2006).

دراسة مختبرية على وحدة تكييف هواء سيارة، وقد توصل الى ان قيمة الذروة للسعة التبريدية تساوي 3.29 كيلو واط ومعامل الأداء 2.55 عند درجة حرارة هواء خارجية مقدارها 18 درجة مئوية والتي تكون القدرة المستهلكة عندها تساوي 1.29 كيلو واط وهي أوطأ ما يمكن. كذلك بينت نتائج الباحث أن القدرة المستهلكة تزداد، والسعة التبريدية تقل بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية.

الجانب العملي

جهاز دورة تثلج انضغاطية عامة

إن درجة حرارة الهواء الخارجية تؤثر بصورة مباشرة على طرد الحرارة من المكثف والتي تؤثر على سعة التبريد و استهلاك القدرة. تقل سعة التثلج ويزداد استهلاك القدرة بزيادة درجة الحرارة ويظهر هذا التأثير واضحاً في عمل المكثف والمبخر. ان درجة حرارة المكثف تتغير تبعاً لتغير درجة حرارة الهواء^[1]. يوضح مخطط الضغط- الأنتالبي الشكل (1) زيادة تأثير التثلج ونقصان في الحرارة الناجمة عن الأنضغاط والحرارة المطروحة وذلك عند نقصان درجة حرارة المكثف وثبوت درجة حرارة المبخر. يوضح الشكل (2) زيادة تأثير التثلج ونقصان في الحرارة الناجمة عن الأنضغاط وذلك عند نقصان درجة حرارة المبخر بثبوت حرارة المكثف. تعمل أجهزة التبريد لغرف معدات الاتصالات على مدار السنة لهذا فقد تم تطوير طريقة سيطرة جديدة تسمح لأجهزة التبريد ان تعمل بكفاءة أفضل عند درجة حرارة واطئة للهواء الخارجي. إذا أشتغلت أجهزة التبريد على أساس أن درجة حرارة الهواء الخارجية عالية بينما في الواقع هي واطئة، فأن كفاءة المبادل الحراري في المكثف تزداد وضغط المكثف يقل، كذلك فأن ضغط المبخر سيهبط بسبب النقصان الحاصل في ضغط المكثف. عندما تقل قدرة الضاغاط فأن ضغط المبخر لا يتأثر حتى لو قلت درجة حرارة الهواء الخارجية وان تقل كمية مائع التثلج في الدورة ونتيجة لذلك تقل سعة التبريد^{٢٨} وتزداد ودرجة حرارة التحميص^[2].

الدراسات السابقة

بينت الدراسة التي أجراها الباحثان^[3] Alissi and Ramadhani (1988) على أدائية ثلاجة منزلية عند ظروف ترطيب مختلفة بان معدل استهلاك القدرة يزداد بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية T_{amb} . كذلك بينت نتائجهما

قبل البدء بأي تجربة على الجهاز يتم قياس درجة حرارة الهواء الخارجية داخل المختبر ثم يتم تشغيل الجهاز وذلك كما يلي:

أ- غلق الأنبوب الشعري وفتح صمام التمدد ثم سرعة المبادلات الحرارية بسرعة ثابتة لكافة التجارب ويتم بعد ذلك تشغيل الضاغط.

ب- يتم قياس الضغط الواطئ P1 والضغط العالي P2.

ج- يتم قياس درجة حرارة مائع التثليج الداخل للضاغط T1 والخارجة من الضاغط T2 ودرجة حرارة المائع بعد خروجه من المكثف T3.

د- قياس القدرة الكلية المستهلكة للمنظومة Net Power Consumption

هـ- قياس معدل جريان مائع التثليج.

و- يتم إعادة الخطوات أعلاه لدرجة حرارة هواء خارجية أخرى.

طريقة إجراء الحسابات

أ. يتم استخدام مخطط الضغط-الانثاليبي^[8] لحساب الانثاليبي للمنظومة وكذلك كثافة مائع التثليج (ρ) عند T_3 كما في الشكل (9)، علماً أن الانثاليبي المستخرج من المخطط اعلاه يشمل ما يلي:

الانثاليبي النوعية لمائع التثليج قبل الضاغط

$$H_1 \text{ (kJ/kg)}$$

الانثاليبي النوعية لمائع التثليج بعد الضاغط

$$H_2 \text{ (kJ/kg)}$$

الانثاليبي النوعية لمائع التثليج قبل المبخر

$$H_3 \text{ (kJ/kg)}$$

الانثاليبي النوعية لمائع التثليج بعد المبخر

$$H_5 \text{ (kJ/kg)}$$

ب. ثم حساب معدل جريان مائع التثليج كما يأتي:

$$Q = L/\text{min}$$

$$m' = L/\text{min} \times \rho \times 1/1000 \times 60 = \text{kg/s}$$

الشكل (7) يبين الجهاز المختبري المستخدم لانجاز هذه الدراسة وهو صنع ايطالي (Mod.RCT/EV). تسمح المقاييس المباشرة لدرجة الحرارة والضغط في نقاط متعددة للمنظومة برسم الدورة الحقيقية لمائع التثليج (134a-HFC)^[8]. على مخطط الضغط-الانثاليبي (P-H) ثم فحص كفاءتها (COP)، بالإضافة الى انه يسمح بمقارنة الدورات مع تمدد الغاز خلال صمام التمدد الحراري. كما يتيح الجهاز إمكانية دراسة العوامل المؤثرة على معامل أداء المنظومة والسعة التبريدية لدورة التثليج عند مختلف الظروف التشغيلية علماً أن الجهاز يحتوي على الأجزاء التالية:

1-أجزاء الجهاز حسب الشكل رقم (8):

2-لوحة ألومنيوم مع مخطط توضيحي.

3-مقاييس الضغط العالي والضغط الواطئ.

4-مفاتيح الضغط العالي والضغط الواطئ.

5-زجاجة رؤية.

6-مجفف تثليج.

7-مقياس حرارة عددي.

8-صمام تمدد حراري.

9-مبخر هوائي مع أنابيب زجاجية.

10-مكثف هوائي مع أنابيب زجاجية.

11-مقياس جريان.

12-مستلم (خزان) مائع التبريد.

13-ضاغط.

14-مجهز قدرة أحادي الطور.

15-لوحة سيطرة شاملاً مقاييس القدرة والفولتية

والتيار .

16-صمام يدوي.

17-أنابيب شعرية.

18-مغير سرعة المراوح.

طريقة الاختبار

أن أعلى قيمة للسعة التبريدية مقدارها (1.1 kW) تم استحصالها عند درجة حرارة هواء خارجية مقدارها 15.6°م. يبين الشكل أيضاً أن السعة التبريدية تنخفض بمقدار 10% عندما ازدادت درجة حرارة الهواء من 15.6°م الى 25.5°م وهذا المدى لدرجات الحرارة هو المدى المريح حسب مواصفات ASHRAE .

استمرت السعة التبريدية بالانخفاض تبعاً لزيادة درجة الحرارة ولغاية 32°م . سبب الانخفاض بالسعة التبريدية عند زيادة درجة الحرارة هو زيادة ضغطي المكثف والمبخر بزيادة درجة حرارة الهواء مما يؤدي الى تغير درجة تشبع مائع التثليج. تتوافق هذه النتائج مع William and Rice^[4] ونتائج الباحث أيد^[7] .

كذلك يبين الشكل (11) تأثير درجة حرارة الهواء الخارجية على السعة التبريدية حيث يتضح أن السعة التبريدية تزداد بزيادة درجة الحرارة ضمن المدى (9.7-32)°م وبعد ذلك تبدأ السعة التبريدية بالانخفاض ويعود سبب ذلك الى انخفاض ضغطي المكثف والمبخر الذي يؤدي الى انخفاض السعة التبريدية للمبخر ضمن المدى 15.6°م فما فوق .

تم رسم بيانات القدرة المستهلكة مع درجة حرارة الهواء الخارجية في الشكل (12) والذي يوضح أن القدرة المستهلكة تزداد بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية ويعود سبب ذلك الى ارتفاع ضغط المكثف وتتفق هذه النتائج مع النتائج التي توصل إليها الباحث Alissi and Ramadhani الشكل (3) والباحث William and Rice الشكل (5).

٢٩ ، يبين الشكل (13) تغير معامل أداء المنظومة مع تغير درجة حرارة الهواء الخارجية، حيث يتضح من الشكل (14) زيادة قيمة معامل أداء المنظومة بزيادة درجة الحرارة ضمن المدى (9.7-14.5)°م، أما خارج هذا المدى (14.5-32)°م فإنه ينخفض.

ج. ثم حساب السعة التبريدية Cooling capacity من المعادلة (1)

$$\text{Cooling capacity} = m \cdot (h_5 - h_4) \dots \dots \dots (1)$$

د. ثم حساب معامل الاداء الحقيقي الكلي

$$\text{Overall actual COP} = \text{لدورة التثليج من المعادلة} \dots \dots \dots (2)$$

Cooling Capacity

$$\text{COP} = \frac{\text{Cooling Capacity}}{\text{Net Power Consumption}} \dots \dots \dots (2)$$

وفيما يلي نموذج للخطوات المتبعة لانجاز الحسابات المطلوبة عند درجة حرارة 15.6°م وقد تم إتباع نفس الخطوات لانجاز الحسابات عند درجات حرارة أخرى.

وفيما يلي البيانات المستحصل عليها عند درجة حرارة 15.6°م، الشكل (10) :

At $T_{\text{amb}} = 15.6^\circ\text{C}$

$P_{\text{eva}} = 1.6 \text{ bar}$

$P_{\text{cond}} = 10.6 \text{ bar}$

$T_1 = 14.2^\circ\text{C}$ $H_1 = 409 \text{ kJ/kg}$

$T_2 = 51.5^\circ\text{C}$ $H_2 = 430 \text{ kJ/kg}$

$T_3 = 17^\circ\text{C}$ $H_3 = H_4 = 220 \text{ kJ/kg}$

$Q = 0.3 \text{ L/m}$ $H_5 = 395 \text{ kJ/kg}$

$W = 0.39 \text{ kW}$ $\rho = 1250 \text{ kg/m}^3$

Cooling Capacity = 1.093

٣٠ . $\text{OP}_{\text{act}} = 2.804$

النتائج والمناقشة

يوضح الشكل (11) تأثير درجة حرارة الهواء الخارجية على السعة التبريدية للمنظومة حيث تبين

2-دراسة تأثير درجة حرارة الهواء الخارجية على أداء دورة التثليج الانضغاطية باستعمال صمام تمدد نوع أنبوب شعري .

المصادر

[1] EDWARD G. PITA : "Refrigeration Principles and System", Business News Publishing Company, (1991).

[2] UEKUSA T., NAKAO M., OHSHIMA K. : "Control Method of a Cooling Apparatus in Low Outdoor Air Temperatures", ASHRAE Transaction (1988), Part 1, pp. 200-204.

[3] ALISSI M. S., RAMADHYANI S., SCHOENHALS R.J. : "Effects of Ambient Temperature, Ambient Humidity, and Door Opening on Energy Consumption of a Household Refrigerator- Freezer", ASHRAE Transaction (1998), part 2, pp. 1713 - 1736.

[4] WILLIAM P. LEVINS, KEITH RICE and VAN D. BOXTER: "Modeled and Measured Effects of Compressor Downsizing in an Existing Air Conditioner / Heat Pump in the Cooling Mode", ASHRAE Transaction, (1996).

[5] AVL Technical Manual, Split System Air Conditioner (2000).

[6] أحمد عبد النبي عمران، "مقارنة أداء مائعي التثليج R-22 و R-290 في منظومة تثليج انضغاطية ودراسة تأثيرهما على الأنبوب الشعري" رسالة ماجستير، قسم هندسة المكنائن والمعدات "الجامعة التكنولوجية، 2001.

[7] AYAD TAREQ MUSTAFA, "Analysis of a Vapor-Compression Refrigeration System with Outdoor Air Temperature Effect", M.Sc, Thesis REFRIGERATION TRAINER Mod. RCT/EV(1999).

إن بيانات ضغط سحب الضاغط (ضغط المبخر) تم قد تم رسمها مع درجة حرارة الهواء الخارجية في الشكل (15) حيث تبين أن زيادة ضغط المبخر بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية ويعود سبب ذلك الى ارتفاع ضغط دفع الضاغط (ضغط المكثف) بينما يتضح زيادة ضغط المكثف بزيادة درجة حرارة الهواء الخارجية بسبب انخفاض نسبة التكتيف داخل المكثف الشكل (16).

الشكل (17) يظهر نتائج أداء الدورة الحقيقية على مخطط (الضغط-الانتاليبي) عند درجات حرارة هواء خارجية مختلفة. يبين هذا الشكل ان الاتجاه العام لتغير أداء الدورة الحقيقية يتطابق مع النتائج التي حصل عليها كل من احمد عبد النبي وأياد.

الاستنتاجات

1-ازدياد ضغط المكثف وضغط المبخر والقدرة المستهلكة في المنظومة كلما ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجية ضمن المدى (9.7-32)°م.

2-ازدياد السعة التبريدية عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجية ضمن المدى (9.7-15.6)°م وانخفاضها ضمن المدى (15.6-32)°م.

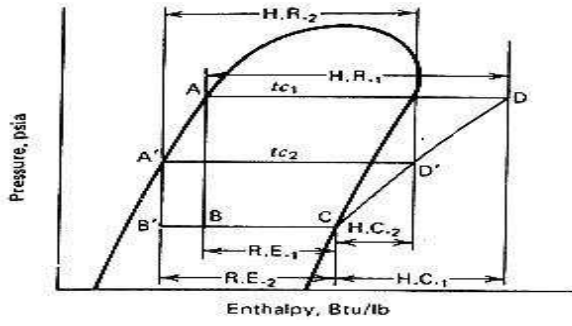
3-ازدياد معامل أداء المنظومة عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجية ضمن المدى (14.5-9.7)°م وانخفاضه ضمن المدى (32-14.5)°م .

التوصيات

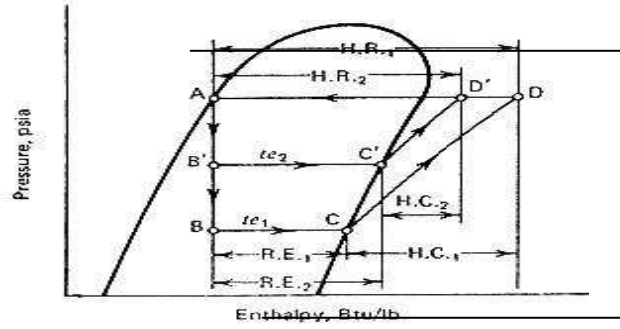
1-دراسة تأثير درجة حرارة الهواء الخارجية مع تغير سرعة هواء المبادلات الحرارية (المكثف والمبخر) على أداء دورة التثليج الانضغاطية.

University of Technology, Mech. Eng.Dept.,2006.

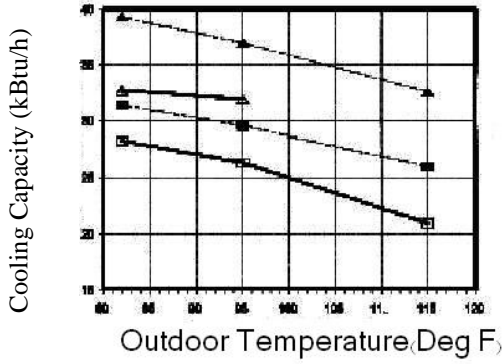
[8] Elettronica Venta Instruction Manual, GENERAL CYCLE



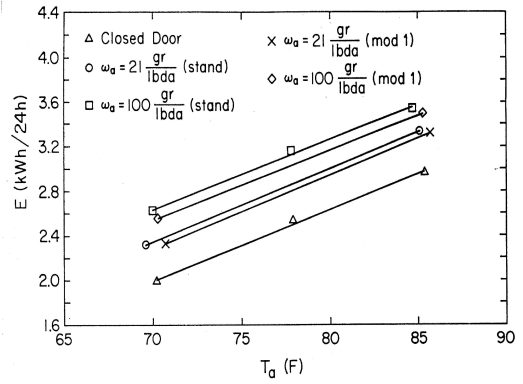
شكل (2): العلاقة بين الضغط والمحتوى الحراري (للمبخر)



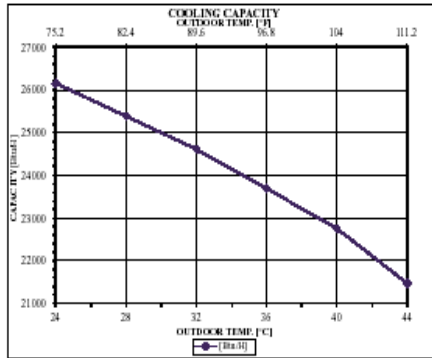
شكل (1): العلاقة بين الضغط والمحتوى الحراري (للمكثف)



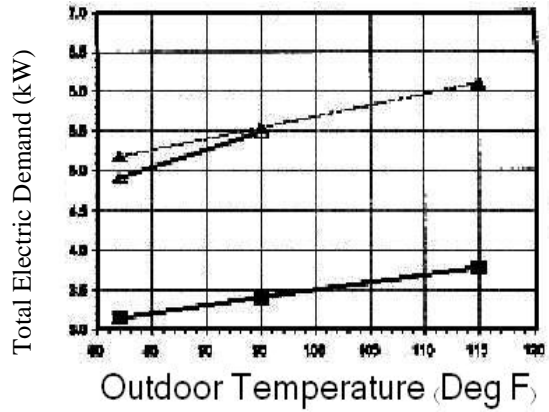
الشكل (4): العلاقة بين درجة حرارة الهواء الخارجية والسعة



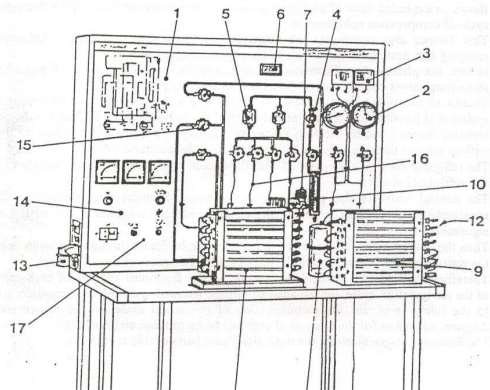
الشكل (3): العلاقة بين درجة حرارة الهواء الخارجية (T_{amb}) والطاقة المستهلكة (E) التبريدية^[4] بأختيار نسب ترطيب مختلفة^[3]



الشكل (6): منحنى يبين تغير السعة التبريدية بدرجات حرارة خارجية مختلفة^[5]



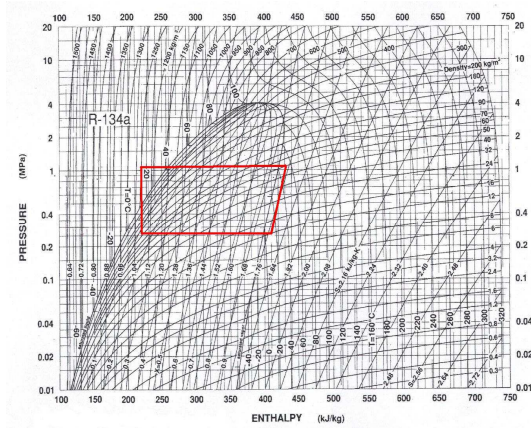
الشكل (5): العلاقة بين درجة حرارة الهواء الخارجية والقدرة الكهربائية^[4]



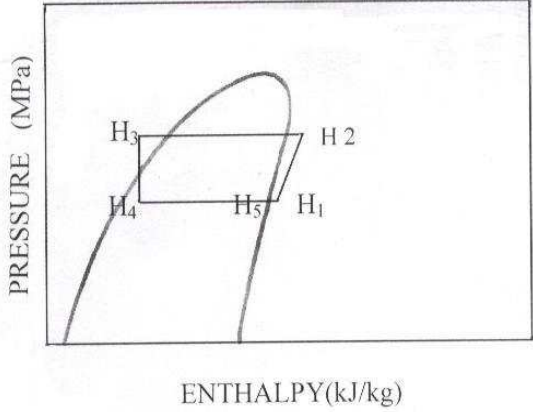


شكل رقم(7):جهاز دورة تثلج عامة [8]

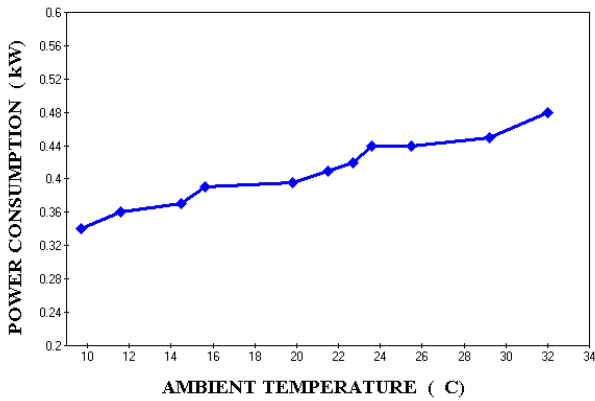
شكل (8):أجزاء المعدة [8]



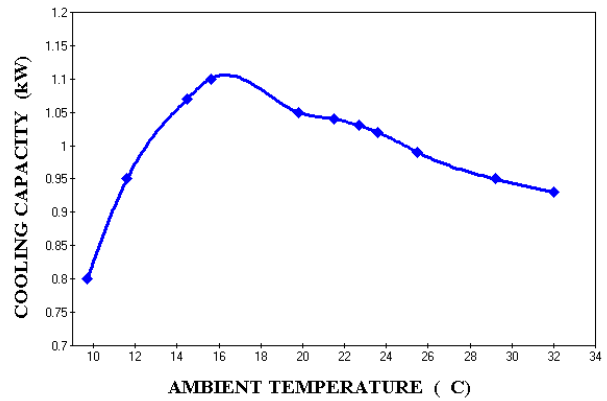
شكل (10) مخطط (P-H) للنموذج الحسابي



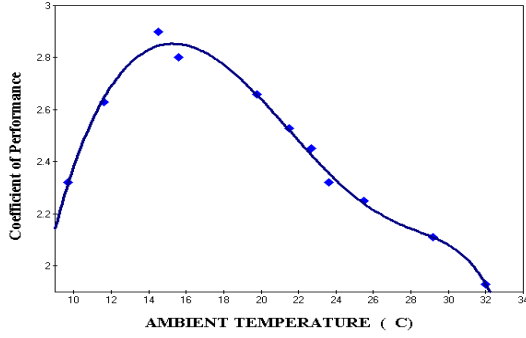
شكل (9): دورة التثليج الانضغاطية حسب النموذج الحسابي



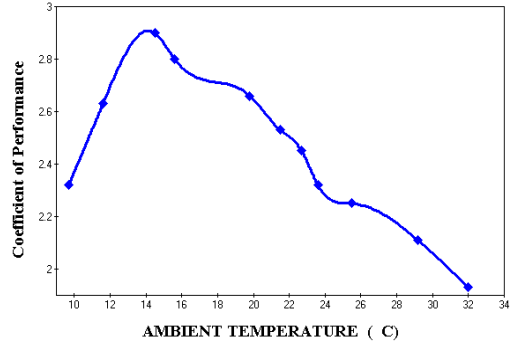
شكل(12): تغير القدرة المستهلكة مع درجات الحرارة الخارجية



شكل(11): تغير السعة التبريدية مع درجات الحرارة الخارجية

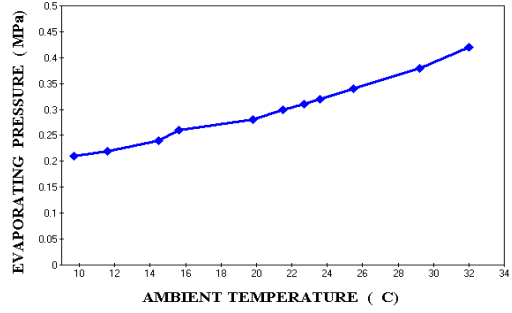
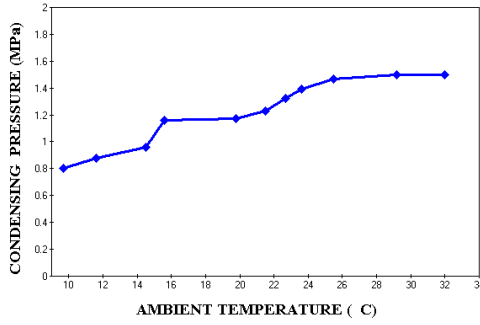


◆ Relationship of COP-Temp.
 $Y(x) = (-1.312473 \times 10^{-17})x^6 + (1.4533081 \times 10^{-15})x^5 + (6.6086212 \times 10^{-14})x^4 + (0.0164681 \times 10^{-3} - 0.2529447 \times 10^{-2} + 2.321039)$



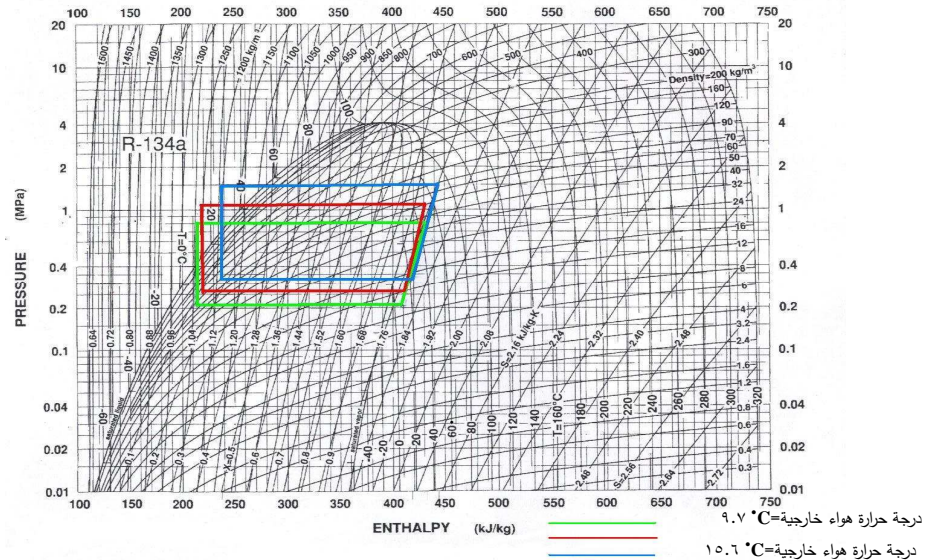
شكل (13): تغير معامل اداء المنظومة مع درجات الحرارة الخارجية

شكل (14): افضل منحنى لنتائج معامل اداء المنظومة مع درجات الحرارة الخارجية



الشكل (16): تغير ضغط المكثف مع درجات الحرارة الخارجية

الشكل (15): تغير ضغط المبخر مع درجات الحرارة الخارجية



الشكل رقم (17): مخطط أداء منظومة التثليج على إحداثيات (ضغط-إنتالبي) لدرجات حرارة هواء خارجية مختلفة

درجة حرارة هواء خارجية = 9.7 °C

درجة حرارة هواء خارجية = 10.6 °C

درجة حرارة هواء خارجية = 29.2 °C

