

محاكاة استهلاك الطاقة في منظومات تكييف الهواء

علي عبد الوهاب إسماعيل التميمي*

الهندسة الكهروميكانيكية / الجامعة التكنولوجية

الخلاصة

يهدف البحث إلى محاكاة استهلاك الطاقة لمنظومات التكييف، لتحديد النظام الأمثل الذي يتميز باستهلاكه الواطئ من جهة وموافاته للمتطلبات الحرارية المطلوبة من جهة ثانية. وتحقيقاً لذلك فقد تم إعداد برنامج حاسوبي للمحاكاة بلغة البيسك المرئي (Visual Basic5) لتحديد معدلات الطاقة المستهلكة من قبل المعدات لثلاثة نظم تكييف وعند فترات زمنية مختلفة.

صمم البرنامج بالاعتماد على بيانات الجمعية الامريكية لمهندسي التدفئة والتليج وتكييف الهواء وعلى مواصفات وبيانات المنتسبين لمعدات نظم التكييف.

تم تجريب البرنامج على بناية ذات استخدام مكتبي كنموذج تطبيقي واعتبرت تقع في مدينة بغداد ، وتم اختيار ثلاثة نظم هي نظام التكييف التقليدي ونظام الملف - والمروحة ونظام الوحدات المجهزة وتم التوصل إلى :-

1 - إمكانية ترشيد الطاقة المستهلكة في تكييف الأبنية عن طريق مقارنة استهلاك الطاقة لنظم التكييف وفق أسلوب المحاكاة لتحديد النظام الأمثل .

2 - تشكل الطاقة المستهلكة في ضاغط مكنة التبريد المعيار الرئيسي في تحديد نظام التكييف الأمثل من حيث استهلاكها بالطاقة . إذ كان استهلاك بقية المعدات لا تشكل إلا نسبة ضئيلة من المجموع الكلي للاستهلاك. حيث بلغت 15% في نظامي التكييف التقليدي والملف والمروحة 8% في الوحدات المجهزة الجاهزة. كما ان الفرق بين قيمة استهلاك الطاقة الفعلية وقيمة محاكاة البرنامج لا يتعدى 7%

الكلمات الرئيسية: ترشيد الطاقة، الاحمال احرارية، نظم التكييف، التصميم الامثل، محاكاة الطاقة.

SIMULATION OF ENERGY CONSUMPTION IN AIR CONDITIONING SYSTEM

Ali Abd – El – Wahab Altamemei *

Electromechanical Eng. University of Technology

Email: Ayadali2002t@yahoo.com

ABSTRACT

The present aims to simulate the energy consumption in the systems of air conditioning, for the purpose of determining the optimal system which features consume less energy and meets the requirements of the thermal condition. Hence, the design of a computer program language (Visual Basic 5) to determine the energy expended by the air – conditioning equipment for three different

systems and at different periods of time. This program is designed according to the American Society of Heating, refrigeration, air conditioning Engineering and also depending on the data manufacturers of air conditioning equipment.

Program was used on a building located in the city of Baghdad has been designed three different system.

The research reached the energy consumed in the refrigeration compressor main factor in determining the optimal system and the others equipment does not constitute a small percentage, hitting 15% in intensive water – cooled and 8% in intensive air – cooled systems. And the different between the actual consumption and simulation value it is not moor 7%

قائمة الرموز

الوحدات	المعنى	الرمز
W	الحرارة المحسوسة الفعالة للحيث	ERSH
W	الحرارة الكامنة الفعالة للحيث	ERLH
W	معامل الحرارة المحسوسة الفعالة	ESHF
W	معامل الحرارة المحسوسة للحيث	RSHF
KW	قدرة الضاغط	W_{comp}
KW	قدرة مروحة تجهيز الهواء	$W_{fan. s}$
KW	قدرة مفرغة الهواء	$W_{fan. ex}$
KW	قدرة مضخة ماء المبخر	$W_{pump. evap}$
KW	قدرة مضخة ماء المكثف	$W_{pump. cond}$
KW	سعة التبريد	Q_e
KW	سعة تبريد المكثف	Q_C
KN/ m ²	فرق الضغط لمروحة تجهيز الهواء	$\Delta P_{T. S}$
KN / m ²	فرق الضغط لمفرغة الهواء	$\Delta P_{T. r}$
KN / m ²	فرق الضغط لمضخة الماء المتلج	$\Delta P_{T. evap}$
KN / m ²	فرق الضغط لمفرغة ماء التكتيف	$\Delta P_{T. cond}$
m ³ / sec	معدل تدفق الهواء المجهز	$V_{a. s}$
m ³ / sec	معدل تدفق ماء المبخر	$V_{w. e}$
m ³ / sec	معدل تدفق ماء التكتيف	$V_{w. c}$
C ^o	فرق درجات الحرارة ماء المكثف	$\Delta T_{. cond}$

1- المقدمة:-

يتوفر لدى مهندس تكييف الهواء العديد من أنظمة التكييف التي يستطيع أن يستخدمها لنفس البناية وخاصة في تطبيقات الغرف المتعددة و لعدم توفر الأسلوب المناسب الذي يمكن من خلاله مساعدة مهندس التكييف في تحديد المنظومة والتصميم الأمثل من حيث توفيرها للمتطلبات الحرارية واستهلاكها الواطيء فقد يؤدي إلى اختيار أنظمة وتصاميم تستهلك طاقة أكبر من الحاجة الفعلية مما يترتب عنه هدر في الاستهلاك وارتفاع للكلفة المصروفة لذلك وعليه فقد تم الاستفادة من تقنيات المحاكاة الحاسوبية في بناء برمجيات تساعد مهندس التكييف في تحديد الاختيار المناسب للنظام والتصميم كطريقة ثانية في مجال ترشيد استهلاك الطاقة لكون معظم الدراسات في هذا المجال ركزت على تقليل الأحمال للمباني بالاستخدامات السلبية للطاقة الشمسية بغية الوصول مع نتائج تلك الدراسات إلى فاعلية عالية في تقليل الطاقة المستهلكة .

2- طرق حساب استهلاك الطاقة :

هناك عدة طرق لحساب الطاقة اللازمة لأغراض التدفئة والتبريد مثل طريقة (يوم - درجة حرارة Degree-Day method) وطريقة القياسات المتعددة المبسطة (Simplified multiple measure) وطريقة ساعات الحمل الكلي المكافئة (Equivalent full load Hours method) إلا أن تطبيق تلك الطرق لتخمين صرفيات الطاقة في حالة الأبنية التجارية والخدمية يعطي نتائج غير دقيقة بسبب إهمال عدد من العوامل المهمة التي تؤثر في مقدار الصرفيات ومنها الأداء الحراري للمبنى والمؤثرات الخارجية والداخلية والتصرف الديناميكي الحراري لمنظومة تكييف الهواء [1].

أما الطرق الحديثة فهي في إمكانية استخدام الحاسوب (Detailed computer Simulation Method) في وضع نموذج رياضي لوصف البناية لتمثيل الأداء الحراري للمبنى (Load Model) والتأثيرات الداخلية والخارجية وكذلك التصرف الديناميكي الحراري لمنظومة التكييف (System Model) بالإضافة إلى العلاقات الرياضية التي تربط بين الحمل الحراري والطاقة اللازمة لتشغيل المعدات (model Plant) ويتم تشغيل البرنامج بإدخال المتغيرات المختلفة المؤثرة كقيم ساعية وبضوء التحليل نستخرج الطاقة اللازمة للتشغيل بشكل تفصيلي .

3 - تصميم برنامج محاكاة استهلاك الطاقة:-

تناولت عدد من الدراسات استخدام الحاسوب في بناء نماذج رياضية لمحاكاة استهلاك الطاقة ، فمنها دراسة (Crall, etal) [2] . لمحاكاة الطاقة لمنظومة تكييف الهواء التقليدية (conventional air – condition system) عند فترات زمنية مختلفة لشهر معين واحد . ودراسة (Gluk and pollak) [3]، دراسة (Hamilton, etal) [4] لمحاكاة تأثير اختلاف طبيعة عمل المعدات على الطاقة المستهلكة.

ودراسة (silver man, etal) [5] في تصميم برنامج محاكاة الطاقة لمنظومة تكييف واحدة وعند فترة الحمل الأعظم (Peak load) . أما دراسة (Ramiz) [6] فتضمنت محاكاة اختلاف موقع وتوزيع المعدات على الطاقة المستهلكة. أما محاكاة تأثير الظروف المناخية على الاستهلاك فتطرق لها الدراسات (Bahel and srinivasan) [7]، (الجبوري) [8].

أما في الدراسة الحالية ففضلاً عن إمكانية إجراء المحاكاة للدراسات أعلاه فقد تم إعداد برنامج لحساب معدلات الاستهلاك لكل ثمانية فترات زمنية متتالية يومياً أو شهرياً وخلال ثلاثة أشهر من أشهر السنة يتم اختيارها حسب المستخدم ولثلاثة أنظمة تكييف هي نظام تكييف الهواء التقليدي يستخدم التحكم في سعة ماكينة التبريد .

(Conventional air-condition system) كنموذج عن النظم التي تتعامل مع الهواء فقط (All-air systems) ونظام وحدات الملف - والمروحة (fan-coil unit) كنموذج عن الأنظمة التي تتعامل مع الماء فقط (All water system) ونظام الوحدات المجهزة الجاهزة (Packaged units) كنموذج من أنظمة التمدد المباشر (Dx-systems) . والشكل 1 يوضح المخطط العام للبرنامج والمكون من أربع برامج فرعية.

أ- برنامج محاكاة الأحمال الحرارية:-

أن الخطوة الأولى في تحديد معدلات استهلاك الطاقة تتمثل في حساب الأحمال الحرارية، لذا تم إعداد برنامج حاسوبي وفق طريقة فرق درجات الحرارة لحمل التبريد (Cooling load Temp.Difference- CLTD ومعاملات حمل التبريد (Cooling Load factor-CLF) وفقاً لجدول الجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة والتليج والتكيف (ASHRAE) [1] وتم خزن البيانات التي تحتاجها هذه الطريقة لغرض الحسابات في البرنامج بشكل مصفوفة بيانات ثابتة ولثمانية فترات زمنية هي الساعات (3،6،9،12،15،18،21،24) ولجميع أشهر السنة وقابلة للتطبيق للمدارات (32،36،40) درجة شمالاً والتي يقع العراق من ضمنها والجدول 1 يوضح هذه البيانات ومصادرها.

ب- برنامج محاكاة حمل ملف التبريد :

يتم من خلاله حساب أحمال ملف التبريد (Grand Total heat) والمتغيرات التصميمية [9] . (GSHF, RSHF, ESHF, ERLH, ERSR) والتي تستخدم في اختيار معدات نظم التكييف والمتمثلة في وحدات مناولة الهواء (Air handing unit)، وحدات الملف والمروحة (Fan coil unit) ، برج التبريد (cooling tower) وحدات مثلجات الماء (chiller water).

ج - برنامج محاكاة منظومة التوزيع :

تتمثل منظومة التوزيع في نظم التكييف بمجاري توزيع الهواء وشبكة أنابيب الماء لذلك تم أعداد برنامجين فرعيين خاص بكل منهما وكما يلي :

البرنامج الأول :- تصميم المجاري الهوائية

يهدف البرنامج إلى تصميم منظومة توزيع الهواء والتمثلة في أعداد أبعاد المجاري والخسائر في الضغط الناتج عن مرور الهواء فيها وفق طريقة هبوط الضغط المتساوي المتوازن (Equal-Balanced pressure drop method) [1]. وتم خزن البيانات التي تحتاجها الطريقة لغرض الحسابات في البرنامج بشكل مصفوفة بيانات ثابتة والتمثلة بجدول تحويل المقطع الدائري إلى مستطيل مكافئ ومخطط تصميم مجاري الهواء بعد تحويله إلى معادلات بدلالة تدفق الهواء والسرعة عند قيم مختلفة من فرق الضغط باستخدام تطابق المنحنيات (curve fitting) في برنامج (Graphic)

البرنامج الثاني :- تصميم شبكة أنابيب الماء :

صمم البرنامج لغرض تحديد أقطار وهبوط الضغط في الأنابيب من أجل حساب هبوط الضغط الكلي لمضخات الماء لمنظومة التكييف التقليدية ومنظومة الملف - والمروحة تم تحويل مخطط تصميم الأنابيب إلى بيانات وبدلالة تدفق الماء والسرعة وهبوط الضغط لكل من الأنابيب الرئيسية الأفقية والصاعدة وأنابيب الدفع والسحب وحسب السرعة المسموح بها لتلك الأنابيب [9] ، [10] ، [11] وخزنت هذه البيانات كمصفوفة بيانات ثابتة في البرنامج .

د - برنامج محاكاة منظومة المعدات :-

وفيه يتم حساب معدلات استهلاك الطاقة لمعدات أنظمة التكييف الثلاثة من:

1- ضاغط مبرد الماء (chiller water compressor) لمنظومتين التكييف التقليدية - ونظام الملف

والمروحة

$$W_{comp}=b_1+b_2te+b_3te^2 +b_4tc+b_5tc^2 +b_6tetc+b_7t^2etc +b_8tetc^2 +b_9te^2tc^2 \quad (1)$$

أما سعة التبريد فتحسب

$$Q_e=a_1+a_2te+a_3te^2 +a_4tc+ a_5tc^2 +a_6tetc+a_7te^2tc + a_8tetc^2 + a_9te^2tc^2 \quad (2)$$

حيث توصف القدرة المستهلكة وسعة التبريد بانها دالة جبرية من الدرجة الثانية لدرجتي حرارة التكييف (t_c) ودرجة التبخير (t_c) [12]

2- ضاغط وحدة التكييف (condensing unit) لوحدة التبريد المجهزة [12]

$$W_{\text{comp}} = b_1 + b_2 t_e + b_3 t_e^2 + b_4 t_a + b_5 t_a^2 + b_6 t_e t_a + b_7 t_e^2 t_a + b_8 t_e t_a^2 + b_9 t_e^2 t_a^2 \quad (3)$$

أما سعة التبريد فتحسب [12]

$$Q_e = a_1 + a_2 t_e + a_3 t_e^2 + a_4 t_a + a_5 t_a^2 + a_6 t_e t_a + a_7 t_e^2 t_a + a_8 t_e t_a^2 + a_9 t_e^2 t_a^2 \quad (4)$$

حيث توصف القدرة المستهلكة وسعة التبريد بانها دالة جبرية من الدرجة الثانية لدرجتي حرارة التبخير (te) ودرجة حرارة الهواء الخارجية t_a [12] اما الثوابت a_n, b_n فيتم إيجادها من طرق التحليل الرياضي والتي تمثل مواصفات تشغيل الضاغط عن الظروف التشغيلية المختلفة والتي تحدد من جداول ومخططات الأداء للمصنعين (Manufactures) (performance Maps)

3- عند تشغيل وحدة التبريد عند الأحمال الجزئية فإن حمل التبريد المطلوب سيكون أقل من السعة التصميمية (Design Capacity) لذا فإن قدرة الضاغط تحسب من منحنى الحمل الجزئي [13]

$$\text{نسبة السعة} = \frac{\text{قيمة الحمل}}{\text{السعة التصميمية}}$$

$$\text{القدرة المستهلكة} = \frac{\text{القدرة المستهلكة عند السعة التصميمية} \times \text{النسبة من الحمل لكلي}}{100}$$

ويبين الشكل (2) منحنى الحمل الجزئي.

4- تحديد معدلات استهلاك الطاقة للمراوح

أ - مروحة تجهيز الهواء لوحدة مناولة الهواء ووحدة التكييف المجهزة الجاهزة ووحدات التكييف المجهزة الجاهزة وتحسب من خلال برنامجي محاكاة الأحمال الحرارية ومنظومة التوزيع، حيث حددت قيمة وفق المعادلة الكفاءة الإجمالية $(\eta_m \times \eta_f)$ والمتمثلة بكفاءة المروحة والكفاءة الميكانيكية للمحرك 60% في البرنامج والتي تمثل أقل قيمة مسموح بها [11]

$$W_{fan.s} = \frac{(V_{a.s}) \times (\Delta p_{T.s})}{(\eta_m \times \eta_f)} \quad (5)$$

ب- مروحة مفرغة الهواء

$(\Delta p_{T,r})$ وتحسب من خلال برنامجي محاكاة الاحمال الحرارية ومنظومة التوزيع وفق المعادلة

$$W_{fan} = \frac{(Presenting\ of\ air\ exest) \times (\Delta p_{T,r})}{(\eta_m \times \eta_f)} \quad (6)$$

وأيضاً حددت القيمة المسموح بها للكفاءة الإجمالية بالمروحة 60% في البرنامج [11]

5 - تحديد معدلات استهلاك مضخات المياه

أ - مضخة ماء المبخر في وحدة تتليج المياه

وتحسب من خلال:-

$$W_{pump\ evapor} = \frac{(V_{w.ev}) \times (\Delta p_{T.evap})}{(\eta_m \times \eta_{pump\ .evap})} \quad (7)$$

$$W_{pump\ .cond} = \frac{(V_{w.c}) \times (\Delta p_{T.cond})}{(\eta_m \times \eta_{pump\ .cond})} \quad (8)$$

حيث تمثل $(\eta_m \times \eta_{pump\ .evap})$ قيمة الكفاءة الإجمالية للمضخة وأن أقل قيمة مسموح بها 60% [11]

ب- مضخة ماء التكتيف في وحدة مثلج الماء

وتحسب من خلال:-

$$Q_c = Q_e + W_{comf} \quad (9)$$

$$V_{w.c} = \frac{Q_c}{4190 * \Delta T_{cond}} \quad (10)$$

ويتم تحديد قيم معدلات تدفق ماء المبخر والمكثف وهبوط الضغط لشبكات الأنابيب في برنامج محاكاة الأحمال الحرارية ومحاكاة منظومة التوزيع.

6- تحديد استهلاك وحدات الملف والمروحة:-

تحدد الطاقة المستهلكة في هذه الوحدات من ضمن مصفوفة بيانات المصنعين والتي خزنت في برنامج محاكاة منظومة المعدات [14] ، وذلك بعد معرفة معدلات تدفق الهواء والماء المثلج المار فيها ومقدار الحمل الحراري الموجود في الغرفة والذي سبق أن حددت في برامج الأحمال الحرارية وحمل الملف ومنظومة التوزيع .

فيكون مجموع الطاقة المستهلكة

$$W_{Tfan-coil} = \sum_1^n W_{fan-coil} \quad (11)$$

حيث أن n عدد الغرف المستخدمة في البناية والمحددة سلفاً في برنامج محاكاة الأحمال الحرارية.

7 - تحديد استهلاك مروحة برج التبريد :-

تحدد مقدار الطاقة المستهلكة في مروحة برج التبريد (Fan cooling tower) ضمن مصفوفة بيانات المصنعين والتي خزنت في برنامج محاكاة المعدات [15] وذلك بعد تحديد نوع البرج حسب قيمة ماء التكييف والمحدد سلفاً برنامج محاكاة الأحمال الحرارية ومحاكاة منظومة التوزيع وحسب قيمتي المدى الحراري (thermal rang) والاقتراب (Approach) الخاص بالبرج.

4 -تطبيق برنامج المحاكاة على عينة الدراسة:-

لغرض تجريب برنامج محاكاة استهلاك الطاقة تم اختيار بناية ذات تطبيقات الغرف المتعددة وللاستخدام المكتبي من جهة رسمية متمثل بالمركز الوطني للاستشارات الهندسية [16] مكونة من طابقين ، وتم اعتبار البناية تقع في مدينة بغداد وأجريت عملية المحاكاة لأشهر الصيف (حزيران، تموز، آب) وخلال الأوقات (3،6،9،12،15،18،21،24) وفق بيانات هيئة الأنواء الجوية العراقية [17] وتبين الأشكال (3,4) المعدلات الشهرية لتغير درجات الحرارة للصلة الجافة للهواء الخارجي والرطوبة النسبية للفترة الزمنية من (1961-2008) وتم إجراء التصميم الكامل للأنظمة الثلاثة. أما الظروف التصميمية الداخلية فحددت على أساس متطلبات الراحة لشاغلي الأماكن المكيفة والتي تقدر 25.5 درجة البصلة الجافة الداخلية و 50% رطوبة نسبية [1].

5 - تحليل النتائج والمناقشة

أ- تحليل نتائج محاكاة برنامج الأحمال الحرارية وحمل ملف التبريد تبين الأشكال (5 ، 6 ، 7) نتائج محاكاة الأحمال الحرارية وحمل ملف التبريد والمتمثلة بسعة التبريد (Refrigerating Capacity) أو حمل ملف التبريد الكلي (Grand Total Heat) مع الزمن عند أشهر حساب حمل التبريد ولنظم التكييف الثلاثة .

حيث يلاحظ بشكل عام ارتفاع في حمل ملف التبريد مع الزمن تدريجياً حتى يصل إلى الساعة الثالثة بعد الظهر ثم ينخفض ولجميع الأشهر. وذلك بسبب انخفاض درجات الحرارة الخارجية بعد الساعة الثالثة، كما يلاحظ بأن أحمال ملف التبريد لشهر تموز أعلى من شهري حزيران وآب بسبب ارتفاع درجة الحرارة الخارجية وانخفاض الرطوبة النسبية وإلى ارتفاع معدل الكسب الشمسي الأقصى للزجاج (SHG_{max}) والفرق في درجات الحرارة حمل التبريد (CLTD) للزجاج والجدران بشهر تموز عن بقية الأشهر، وعلية فإن السعة التصميمية لنظم التكييف عند الساعة الثالثة بعد الظهر ولشهر تموز.

ب- تحليل نتائج محاكاة منظومة التوزيع :-

تبين الجداول (2 ، 3 ، 4) أهم المخرجات الرئيسية لبرنامج المحاكاة منظومة التوزيع والمتمثلة بالمعدلات التدفق وسرعة الهواء والماء ومعدلات هبوط الضغط والمراوح والمضخات والتي أجريت عند قيمة السعة التصميمية لحمل التبريد حيث يستفاد من هذه المخرجات في تصميم منظومة التوزيع (المجاري الهوائية، شبكة أنابيب الماء المتاح وماء التكييف) .

ج- تحليل نتائج برنامج محاكاة منظومة المعدات

أما الأشكال (8) (9) (10) فتبين معدلات الطاقة المستهلكة من قبل الضاغط عند فترة أشغال البناية وللنظم الثلاثة ، وعند قيمة سعة التبريد التصميمية أما القدرة المستهلكة الكلية مع فترة الأشغال فتمثلها الأشكال (11) (12) في حين أن معدلات الطاقة المستهلكة للمعدات قد أدرجت في الجدول (5) والنسب المئوية للاستهلاك للمعدات بالنسبة للاستهلاك الكلي تم توضيحها في الشكل (13).

ويلاحظ ارتفاع معدلات الاستهلاك بارتفاع قيم الأحمال الحرارية ولجميع أشهر الحمل وإن معدلات الطاقة المستهلكة في وحدات التكييف المجمع أعلى بكثير من نظامي التكييف التقليدي والملف والمروحة لكون أن هذه الوحدات تتأثر بشكل مباشر بأداء وحدة التكثيف (Condensing unit) التي تعتمد بدورها على درجة الهواء الخارجية .

كما تم مقارنة معدلات الاستهلاك مع القيم المسجلة لدى شعبة التخمين في المركز القومي للاستشارات الهندسية كما موضح بالجدول (5) وقد أظهرت بان الفرق بين نتائج المحاكاة والقيم المسجلة لا تتجاوز 7% [16] .

6- الاستنتاجات

مما تقدم يمكن التوصل الى أهم الاستنتاجات التالية : -

- 1 - إمكانية ترشيد الطاقة المستهلكة في تكييف الأبنية عن طريق اختيار التصميم الأمثل وفق أسلوب المحاكاة الحاسوبية.
- 2 - ارتفاع واضح في معدلات القدرة المستهلكة للنظم المبردة مكثفاتها بالهواء (الوحدات المجمعة) عن النظم المكثفة مبرداتها بالماء (التكييف التقليدي ونظام الملف والمروحة) والتي تكون معدلات الاستهلاك فيها متقاربة.
- 3 - أن العنصر الأساسي في تحديد نظام التكييف الأمثل هو مقدار ما يستهلك في ضاغط ماكينة التبريد حيث أن بقية المعدات لا تشكل الى نسبة ضئيلة حيث بلغت 15% من المجموع الكلي لنظامي الملف والمروحة والتكييف التقليدي و8% في الوحدات المجمعة الجاهزة .
- 4 - أن الفرق في السعة التصميمية (Refrigerating capacity) بين الأنظمة ذات المجاري الهوائية (نظام التكييف التقليدي، الوحدات المجمعة) والتي لا تحتوي عليها (الملف والمروحة) بنسبة لا تتجاوز 7.64% من حمل الملف الكلي ، والتي تمثل الأحمال الحرارية الناتجة عن نظم التبريد الإضافية.
- 5- اظهرت النتائج بان الفرق بين القيمة المسجلة الفعلية لاستهلاك الطاقة وقيمة محاكاة البرنامج لا يتعدى 7%

المصادر

- 1 - "ASHRAE Hand book of Fundamentals ", 1985, Americana society of heating , Refrigeration and air- conditioning engineering.
- 2- Grall, G.C et.al , 1975 "A computer simulation and validation of a building heating , ventilating and air- conditioning system", Ashrae transaction No. 2361-pp-66.05, Vol.81,part 1 .
- 3 - Gluk, R and Pollak , 1978 Design optimization of air- conditioning system ", Ashrae transaction No. 2511, Vol.84,part 2.
- 4- Hamilton , J.F and millev , 1990, "simulation program for modeling an air- conditioning system "Ashrae transaction pp-213-221, Vol.96 ,part 1 .
- 5- Silver man , G.L . et.al , 1995, " modeling and optimization of HVAC system using network concept", Ashrae transaction No. 81,Vol.87,part 2.
- 6 – Jibrail Ramiz , 1994, " optimization technique for process cooling system selection ", thesis submitted to the college of engineering, university of Baghdad.

7 – Bahel, and Srinivasan, 1999, "A computer study for Estimation of sensual Energy consumption and selection of air- conditioner in six Saudi Arabian cities ", Energy conversion and Management journal, vol28 , No1 .

8 – الجبوري ، علي سلمان ، 1991 "تأثير درجة الأساس على الطاقة المطلوبة سنوياً لأغراض التكييف". مجلة الكلية الهندسية العسكرية، بغداد – العراق ، العدد السادس.

9- " Hand book of air- conditioning system Design " 1965, Carrier air- conditioning Company. Mc. Graw – hill book company, New York .

10- Jenning , Burgess H , 1970 "Environmental engineering, Analysis and practice " , international and text book company , New York .

11 – Stoker, wilpert F , 1982, " Refrigeration and air- conditioning " 2th edition, international student edition Mc. Graw – hill book company, New York .

12- – Stoker, wilpert F , 1995, "ASHRAE manual procedures for simulating the performance of competence and system for energy calculation", Americana society of heating , Refrigeration and air- conditioning engineering.

13- "system design manual" , 1994, carrier international corporation , U.S.A .

14- "Fan coil air- conditioner unit " , 1989, York , Refrigeration and air- conditioning company. U.S.A.

15- "Cooling tower " , 1993, Technical performance, Hitachi, Japan.

16- المركز الوطني للاستشارات الهندسية ، 2008 ، شعبة الخدمات الميكانيكية، وزارة الإسكان والتعمير، بغداد – العراق.

17- هيئة الأنواء الجوية العراقية ، 2008،وزارة العلوم والتكنولوجيا ، بغداد – العراق.

18 – الجودي، د. خالد أحمد ، 1986 ، "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتليج"، الطبعة الثانية، منشورات جامعة البصرة- العراق .

جدول 1 بيانات الجمعية الأمريكية التي خزنت في برنامج المحاكاة كبيانات ثابتة

رقم الجدول في المصدر	الصفحة	الفصل	المصدر	اسم الجدول
5	26.8	26	1	فرق درجات الحرارة حمل التبريد للسقوف المختلفة
6	26.9	26	1	التركيب الإنشائي للجدران
7	26.10	26	1	فرق درجات الحرارة حمل التبريد لتراكيب الجدران المختلفة
9	26.12	26	1	تصحيح فرق درجات الحرارة لخط العرض والشهر للسقوف والجدران
10	26.14	26	1	فرق درجات الحرارة حمل التبريد للزجاج
11	26.15	26	1	الكسب الحراري الشمسي الأقصى للزجاج
13	26.17	26	1	معامل حمل التبريد للزجاج بدون تضييل داخلي
14	26.18	26	1	معامل حمل التبريد للزجاج تضييل داخلي
13	26.17	26	1	تصنيف التركيب للهياكل الإنشائية
18	26.21	26	1	معدلات الكسب الحراري لشاغلي الأماكن المكيفة
19	26.21	26	1	معامل حمل التبريد للحرارة المحسوسة لشاغلي الحيز
20.21	26.23	26	1	معدلات الكسب الحراري من المعدات
22	26.25	26	1	معامل حمل التبريد للحرارة المحسوسة من المعدات (غطاء تصريف)
23	26.25	26	1	معامل حمل التبريد للحرارة المحسوسة من المعدات (بدون غطاء تصريف)
35.36	27.35	26	1	معامل التضييل مع حاجبات فينيسية والستائر الدوارة الداخلية
37	27.35	27	1	معامل التضييل لنوعية الزجاج المفرد والمزدوج العازل للحرارة
39	27.37	27	1	معامل التضييل مع الستائر القماشية للزجاج المفرد والمزدوج
5.6	26.8 26.10	26	1	معامل لون السقوف والجدران
9	25.11	25	10	معدلات التهوية حسب نوع تطبيق الحيز
62	1-127	8	9	معاملات إمرار نموذجية للتطبيقات المختلفة
65	1-145	8	9	قيم نقطة الندى للجهاز
5-3	198	5	10	معدلات تسرب الهواء ونوع أحكام النوافذ والأبواب
A-2	33.27	33	1	تحويل المقطع الدائري إلى مستطيل مكافئ
Fig A -1	33-26	33	1	مخطط الاحتكاك لمجري الهواء
Fig A -6	138	7	18	مخطط تصميم أنابيب الماء

جدول 2 مخرجات محاكاة منظومة التوزيع لمنظومة التكييف التقليدية

15.6*10 ⁻³	وحدة 1	هبوط الضغط الكلي لمفرغة الهواء (Kpa)	15	43.165	سعة التبريد التصميمية (طن تثلج)		1
17.6*10 ⁻³	وحدة 2						
3.117	سرعة الماء عند جانب دفع مضخة المبخر (m/sec)	16	4.0938	4.3321	وحدة 1	معدل تدفق الهواء (m ³ / sec)	2
					وحدة 2		
2.329	سرعة الماء عند جانب سحب مضخة المبخر (m/sec)	17	0.44	0.71	وحدة 1	معدل هواء التهوية و التسرب (m ³ / sec)	3
					وحدة 2		
2.816	سرعة الماء عند جانب دفع مضخة المكثف (m/sec)	18	6.586*10 ⁻³			معدل تدفق الماء المثلج	4
1.983	سرعة الماء عند جانب سحب مضخة المكثف (m/sec)	19	8.917*10 ⁻³			معدل تدفق ماء التكثيف (m ³ / sec)	5
87370.156	الضغط الاستاتيكي لدفع مضخة المبخر (Pa)	20	1.1334	1.2605	وحدة 1	معدل هواء الفراغ (m ³ sec)	6
					وحدة 2		
50717.21	الضغط الاستاتيكي لسحب مضخة المبخر (Pa)	21	6.88	6.98	وحدة 1	سرعة الهواء لمجرى مروحة التجهيز (m/sec)	7
					وحدة 2		
70164.945	الضغط الاستاتيكي لدفع مضخة المكثف (Pa)	22	4.8	5.12	وحدة 1	سرعة هواء لمجرى مفرغة الهواء (m/sec)	8
					وحدة 2		
8404.875	الضغط الاستاتيكي لسحب مضخة المكثف (m/sec)	23	241.52	234.471	وحدة 1	الضغط الاستاتيكي لمروحة التجهيز (Pa)	9
					وحدة 2		
4857.844	الضغط الحركي لدفع مضخة المبخر (Pa)	24	1.62	1.66	وحدة 1	الضغط الاستاتيكي لمفرغة الهواء (Pa)	10
					وحدة 2		
2712.120	الضغط الحركي لسحب مضخة المبخر (Pa)	25	28.87	29.71	وحدة 1	الضغط الحركي لمروحة التجهيز (Pa)	11
					وحدة 2		
3966.617	الضغط الحركي لدفع مضخة المكثف (Pa)	26	14.05	15.99	وحدة 1	الضغط الحركي لمفرغة الهواء (Pa)	12
					وحدة 2		
1966.937	الضغط الحركي لسحب مضخة المكثف (Pa)	27	25	25	وحدة 1	هبوط الضغط عند مدخل مروحة التجهيز (Pa)	13
					وحدة 2		
38.798	هبوط الضغط الكلي لمضخة المبخر (Kpa)	28	245.3*10 ⁻³		وحدة 1	هبوط الضغط الكلي لمروحة التجهيز (Kpa)	14
39.259	هبوط الضغط الكلي لمضخة المكثف (Kpa)	29	239.1*10 ⁻³		وحدة 2		

جدول 3 مخرجات محاكاة منظومة التوزيع لمنظومة الملف والمروحة

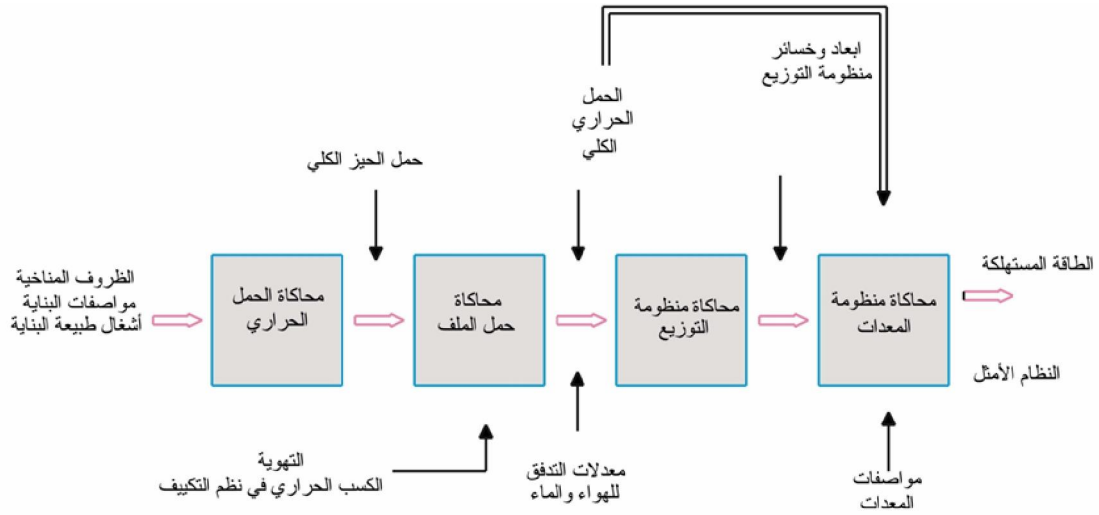
90323.39	الضغط الاستاتيكي لسحب مضخة المبخر (Pa)	11	39.865	سعة التبريد التصميمية (طن تثلج)	
68868.74	الضغط الاستاتيكي لدفع مضخة المكثف (Pa)	12	3.622	وحدة 1	معدل تدفق الهواء (m^3 / sec)
			3.908	وحدة 2	
35453.61	الضغط الاستاتيكي لسحب مضخة المكثف (Pa)	13	0.44	وحدة 1	معدل هواء التهوية و التسرب (m^3 / sec)
			0.71	وحدة 2	
4500	الضغط الحركي لدفع مضخة المبخر (Pa)	14	6.08×10^{-3}	معدل تدفق الماء المثلج (m^3 / sec)	
2000	الضغط الحركي لسحب مضخة المبخر (Pa)	15	7.50×10^{-3}	معدل تدفق ماء التكتيف (m^3 / sec)	
4500	الضغط الحركي لدفع مضخة المكثف (Pa)	16	3	سرعة الماء عند جانب دفع مضخة المبخر (m/sec)	
2268	الضغط الحركي لسحب مضخة المكثف (Pa)	17	2	سرعة الماء عند جانب سحب مضخة المبخر (m/sec)	
33.155	هبوط الضغط الكلي لمضخة المبخر (Kpa)	18	3	سرعة الماء عند جانب دفع مضخة المكثف (m/sec)	
35.645	هبوط الضغط الكلي لمضخة المكثف (Kpa)	19	2.13	سرعة الماء عند جانب سحب مضخة المكثف (m/sec)	
			120978.93	الضغط الاستاتيكي لدفع مضخة المبخر (Pa)	

جدول 4 مخرجات محاكاة منظومة التوزيع لنظام الوحدات المجمعة الجاهزة

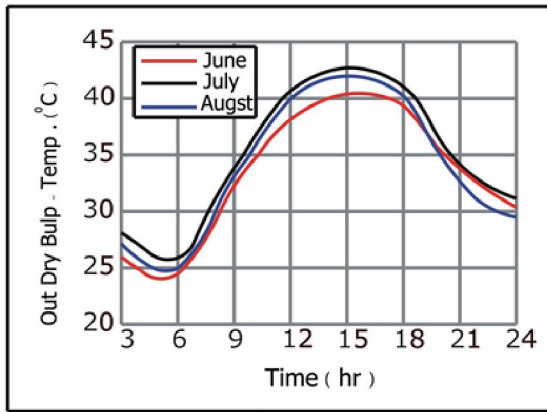
1.7	وحدة 1	الضغط الاستاتيكي لمفرغة الهواء (Pa)	8	43.165	سعة التبريد التصميمية (طن تثلج)	
1.72	وحدة 2					
29.89	وحدة 1	الضغط الحركي لمروحة التهوية (Pa)	9	4.561	وحدة 1	معدل تدفق الهواء (m^3 / sec)
30.92	وحدة 2			5.513	وحدة 2	
15.25	وحدة 1	الضغط الحركي لمفرغة الهواء (Pa)	10	0.44	وحدة 1	معدل هواء التهوية و التسرب (m^3 / sec)
18.45	وحدة 2			0.71	وحدة 2	
25	وحدة 1	هبوط الضغط عند المدخل مروحة التهوية (Pa)	11	1.250	وحدة 1	معدل الهواء المفرغ (m^3 / sec)
25	وحدة 2			1.555	وحدة 2	
247×10^{-3}	وحدة 1	هبوط الضغط الكلي لمروحة التهوية (Kpa)	12	7	وحدة 1	سرعة الهواء لمجرى مروحة التهوية (m^3 / sec)
240×10^{-3}	وحدة 2			7.12	وحدة 2	
16.9×10^{-3}	وحدة 1	هبوط الضغط الكلي لمفرغة الهواء (Kpa)	13	5	وحدة 1	سرعة الهواء لمجرى مفرغة الهواء (m/sec)
				5.5	وحدة 2	
20.1×10^{-3}	وحدة 2			242.17	وحدة 1	الضغط الاستاتيكي لمروحة التهوية (Pa)
				235.02	وحدة 2	

جدول 5 معدلات الطاقة المستهلكة لمعدات نظم التكييف ومقارنتها بالنتائج المسجلة مع مصدر (16)

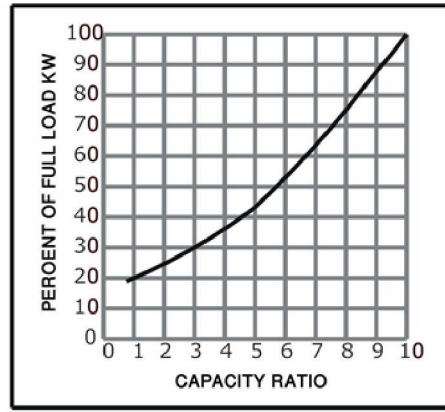
الوحدات المجمعة الجاهزة		نظام الملف والمروحة		نظام التكييف التقليدي		المعدات
القيمة المسجلة	قيمة المحاكاة	القيمة المسجلة	قيمة المحاكاة	القيمة المسجلة	قيمة المحاكاة	
57.7	54	33.17	31.3	37	35	الضاغط
0.802	0.75	1.54	1.5	1.59	1.5	ماكينة تبريد المكثف
-	-	0.476	0.445	0.623	0.583	مضخة ماء التكتيف
-	-	0.359	0.336	0.454	0.425	مضخة الماء المثلج
4.37	4.092	3.678	3.438	3.639	3.401	مروحة تجهيز الهواء
0.0937	0.0876	-	-	0.0714	0.0668	مفرغة الهواء
62.96	58.9296	39.223	37.0211	43.378	40.9769	المجموع الكلي (Kw)



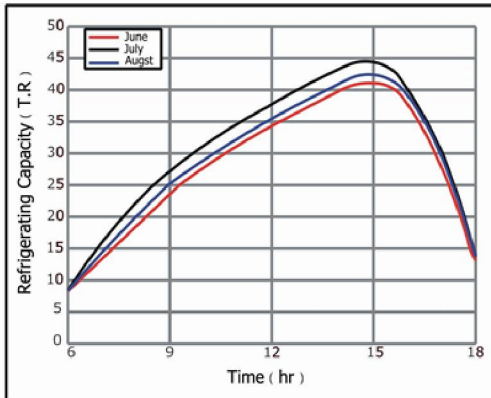
شكل 1 المخطط العام لبرنامج المحاكاة



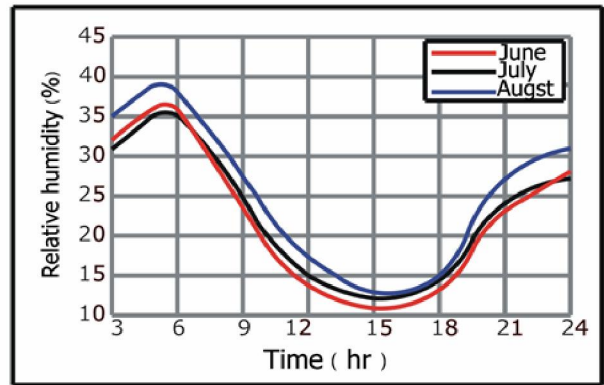
شكل 3 تغير معدل درجة حرارة الهواء الخارجي مع الزمن



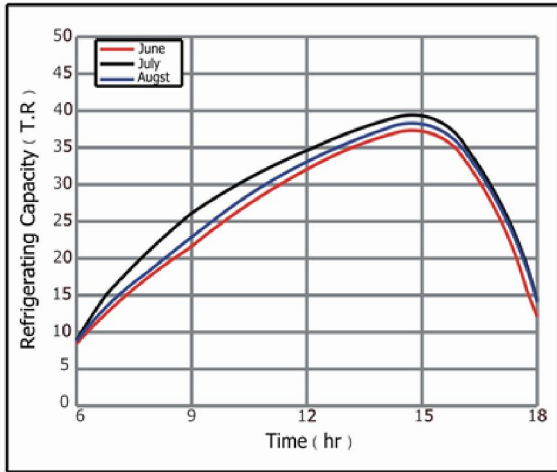
شكل 2 منحنى الحمل الجزئي



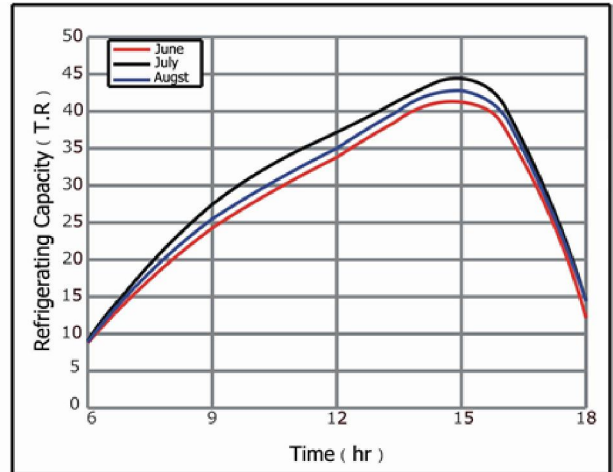
شكل 5 العلاقة بين سعة التبريد مع الزمن لمنظومة التكييف التقليدي



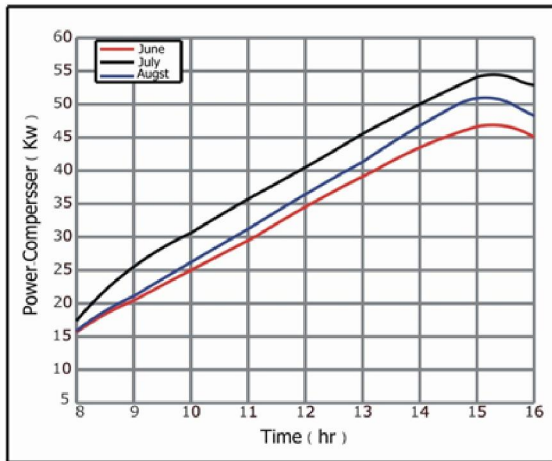
شكل 4 تغير معدل الرطوبة النسبية في الهواء الخارجي مع الزمن



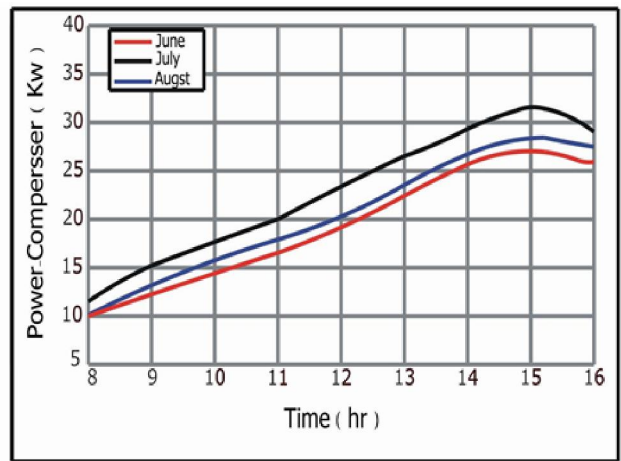
شكل 7 العلاقة بين سعة التبريد مع الزمن لمنظومة الملف والمروحة



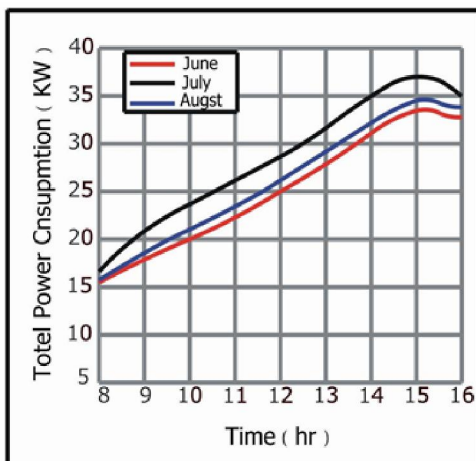
شكل 6 العلاقة بين سعة التبريد مع الزمن لمنظومة الوحدات المجمعة



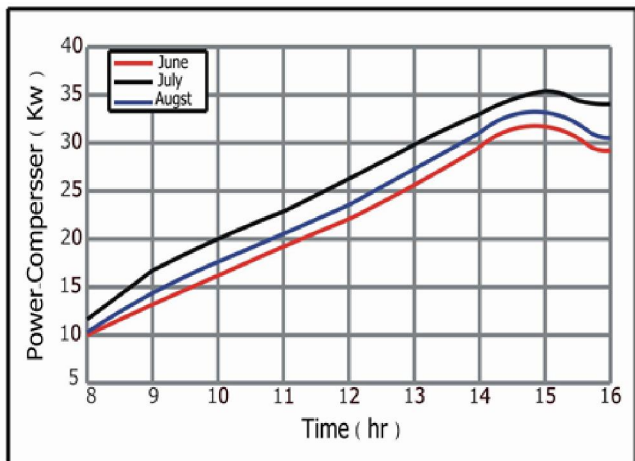
شكل 9 العلاقة بين القدرة المستهلكة في الضاغط في نظام الوحدات المجمعة



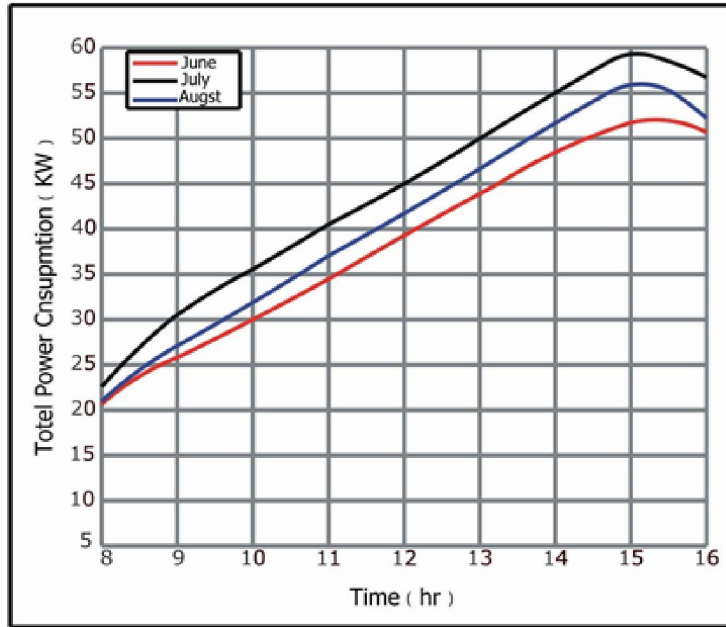
شكل 8 العلاقة بين القدرة المستهلكة في الضاغط في نظام الملف والمروحة



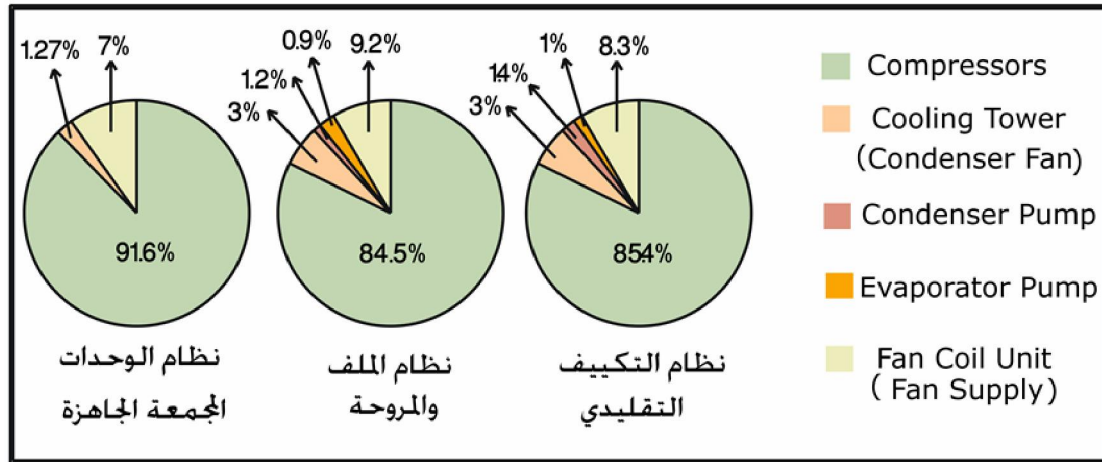
شكل 11 العلاقة بين القدرة المستهلكة الكلية في نظام الملف والمروحة



شكل 10 العلاقة بين القدرة المستهلكة في الضاغط في نظام التكييف التقليدي



شكل 12 العلاقة بين القدرة المستهلكة الكلية في نظام الوحدات المجموعة



شكل 13 يوضح النسب المئوية لاستهلاك المعدات نسبة لاستهلاك الكلي