تصميم نظام مزدوج لإنتاج الماء الساخن والتبريد باستخدام القاذف

محمد سالم قاسم الدباغ
كلية التربية الأساسية / جامعة الموصل

الخلاصة

يتناول هذا البحث بناء نموذج رياضي لتصميم نظام مزدوج للحصول على الماء الساخن للأغراض الصناعية اضافة الى التبريد باستخدام الضاغط الحراري عند ظروف تشغيل محددة وباستغلال الطاقة الحرارية المتبددة من مرجل بخاري ، وبسعة تبريد قدرها (15) كيلوواط . ولمحاكاة النظام فقد تم تمثيله بنماذج رياضية لكل من أجزائه ودمجها مع بعضها وبرمجتها على الحاسوب باستخدام برنامج (Matlab) الإصدار (6.5) للحصول على حالة الأداء الأمثل وتصميم الأجزاء عندها وباستخدام مائع التثليج (R-123) والذي تم اختياره لمواصفاته الجيدة وكفاءته العالية نسبياً بعد إجراء دراسة مقارنة لعدد من موائع التبريد الملائمة للاستخدام في هذا النظام .

وقد تم الحصول على نتائج مرضية تتوافق مع البحوث السابقة وعلى معامل أداء قدره (0.667) ، كما تبين النتائج ان حجم أجزاء النظام ملائمة لاستخدامه لأغراض التبريد وانتاج الماء الساخن ولمجالات واسعة ، كما تم دراسة تغير ظروف التشغيل على كمية ودرجة حرارة الماء الساخن وأداء النظام .

DESIGN OF A DUAL SYSTEM FOR HOT WATER PRODUCTION AND COOLING USING AN EJECTOR

Mohammad S.Q. Al-Dabbagh
College of Basic Education / Mosul University

Abstract

This research deals with making a mathematical model for the design of a dual system for hot water production for industrial purposes as well as cooling using an ejector at a determined operating conditions, by utilizing dissipated thermal energy from a steam boiler and for a cooling capacity of (15) KW. For the system simulation, mathematical relations were presented for each component which were then combined together and programmed using (matlab) version 6.5 to optimize the system performance and design the components at this situation, using refrigerant (R-123) as the working fluid because of it's good characteristics and relatively high efficiency after a comparison study with other suitable refrigerants to be used for this system.

Satisfactory results were obtained having good agreement with previous researches and a COP value of (0.667). The results show a suitable size of the designed system such that it can be used in a wide range of cooling and hot water production purposes. Also, the effect of operating conditions variation on the quantity and temperature of hot water and system performance were studied.

Keywords: **Design , Dual system, Hot water production , Ejector cooling**

أستلم 5-10-2009 **قبل 18-2-2010**

قائمة الرموز

الرمز	التعريف (الوصف)	الوحدة		الرمز	التعريف (الوصف)	الوحدة
----	عدد ماخ	M		m^2	مساحة المقطع	a
----	عدد الانابيب للمبادلات الحرارية	N		m^2	المساحة السطحية	A
$Pa\,(N/m^2)$	الضغط	P		$J/kg.K$	الحرارة النوعية عند ثبوت الضغط	Cp
$Watt$	الطاقة الحرارية	Q		----	معامل الاداء	COP
kg/h	الكمية	q		m	القطر	D
K	درجة الحرارة	T		J/kg	الانثالبي (المحتوىالحراري)	h
$W/m^2.K$	معامل انتقال الحرارة الاجمالي	U		----	النسبة بين الحرارتين الن $Cp\ /\ Cv$	k
m/s	سرعة المائع	V		m	الطول	L
----	نسبة السحب $\dot{m}_s\ /\ \dot{m}_p$	w		kg/s	معدل جريان الكتلة	$\dot{m}$
الرموز الاغريقية						
	نسبة درجتي حرارة حالة الركود = $\frac{T_e}{T_g}$	τ		kg/m^3	الكثافة	ρ
	الكفاءة الكلية للضاغط = $\eta_D.\eta_N$	η		K	المتوسط اللوغاريتمي لفرق درجات الحرارة	ΔTm
				J/kg	الفرق في الانثالبي (المحتوى الحراري)	Δh
الرموز السفلية الدليلية						
	المنفث	N			الحالة عند النقطة	1،2،3، ....
	خروج	o			الهواء المحيط	a
	التيار الابتدائي	P			المكثف	C
	التيار الثانوي	s			الناشر	D
	الانبوب	t			المبخر	e
	الاجمالية	T			مولد البخار	g
	الماء	wa			دخول	i
					الحالة الايسنتروبية	is
الرموز العلوية الدليلية						
	تشير الى الحالة الحرجة	*			تشير الى التيار الابتدائي	/
					تشير الى التيار الثانوي	//

1. المقدمة

ازداد اهتمام دول العالم في السنوات المنقضية على تقليص مصروفات الطاقة بأنواعها من جهة وازدياد الحرص على حماية البيئة والمناخ من جهة اخرى . وتركز الاهتمام فيما يخص أنظمة التبريد والتثليج على النظام الذي يعمل بالضاغط الحراري كونه نظام اقتصادي يستغل وجود مصدر حراري دون الحاجة الى القدرة الكهربائية او الميكانيكية لتشغيله ، وهذا المصدر يكون عادةً بدرجة حرارة منخفضة نسبياً ويمكن الحصول عليه من الحرارة المتبددة من محرك احتراق داخلي او من مرجل غازي او نفطي او من تجميع الطاقة الشمسية وغيرها .

يمتاز هذا النظام ايضاً ببساطة تصميمه وانخفاض كلفة إنشائه وملاءمته للاستخدام في مجالات واسعة اضافة الى قلة اعمال الصيانة الدورية لعدم وجود اجزاء متحركة فيه .

قام الباحث Sun [1] بتحليل ودراسة تاثير شكل وابعاد الضاغط الحراري على اداء النظام مستخدماً ثلاجة قدرتها (5) كيلوواط وباستخدام الماء مائعاً للتشغيل .

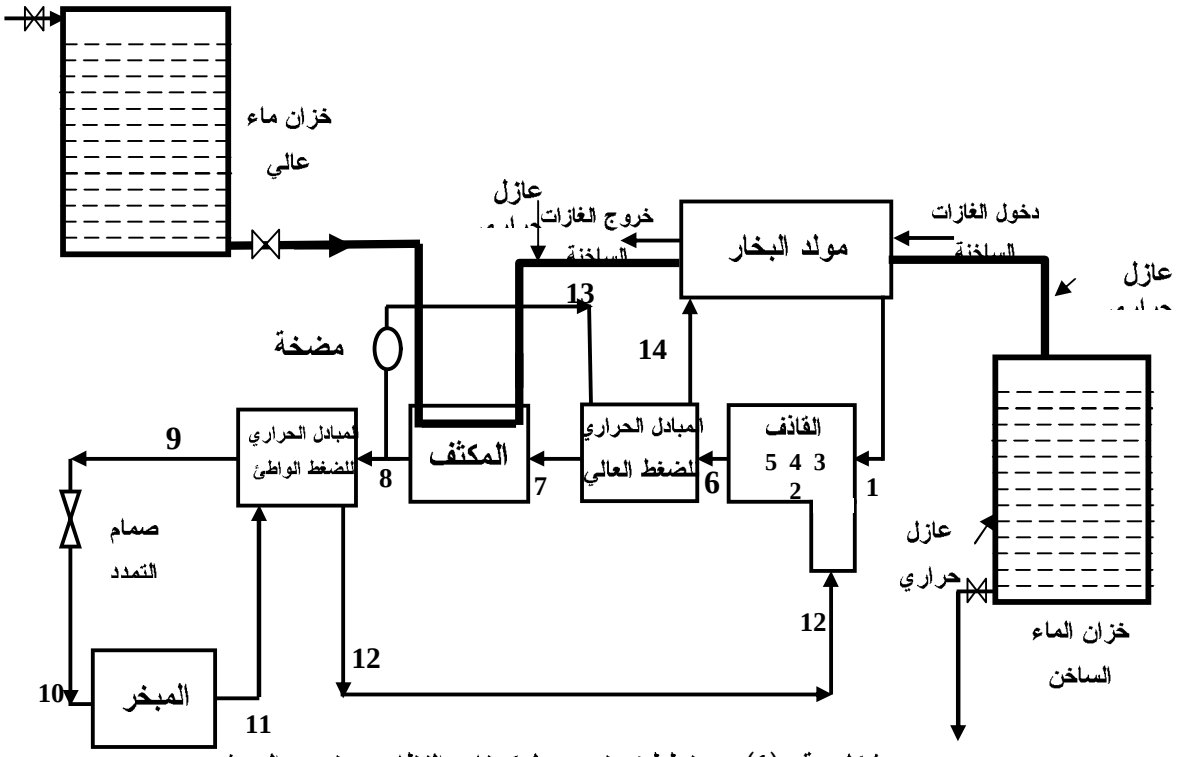
وقد طور الباحث Huang [2] نظام تبريد يعمل بالضاغط الحراري وحصل على اداء عالٍ وبالتجربة العملية قدره (0.5) باستغلال الطاقة الشمسية كمصدر للحرارة ومائع التثليج R-141b مائعاً للتشغيل وعمل الباحث Wolpert [3] على تصنيع جهاز للتبريد والتكييف وتم استخدامه في مستشفى بالمكسيك ، يعمل بالضاغط الحراري ويستغل الطاقة الشمسية والغاز الطبيعي لتشغيله وباستخدام الميثانول مائعاً للتشغيل .

2. التحليل الرياضي للنظام موضوع البحث

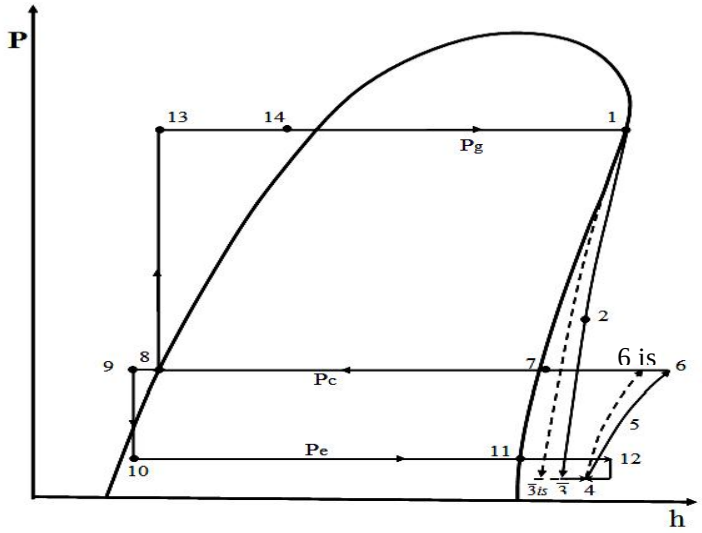
يعمل النظام موضوع البحث بالطاقة الحرارية كأداة تشغيل باستغلال غازات العادم الساخنة لمرجل بخاري نفطي كمصدر حراري لتبخير سائل مائع التثليج في المولد وتحويله الى حالة البخار المشبع الجاف اضافة الى تسخين الماء المطلوب الى درجة حرارة معينة .

ان المكونات الرئيسية لدورة التثليج في هذا النظام ، وكما موضح في الشكل رقم (1) هي مولد البخار والضاغط الحراري والمكثف والمبخر وصمام التمدد ومضخة صغيرة لتدوير سائل مائع التثليج اضافة الى مبادلان حراريان للضغطين العال والواطئ لزيادة كفاءتها . ان دورة ديناميك الحرارة لهذا النظام موضحة في الشكل رقم (2) ، كما ان اجزاء القاذف موضحة ايضاً في الشكل رقم (3).

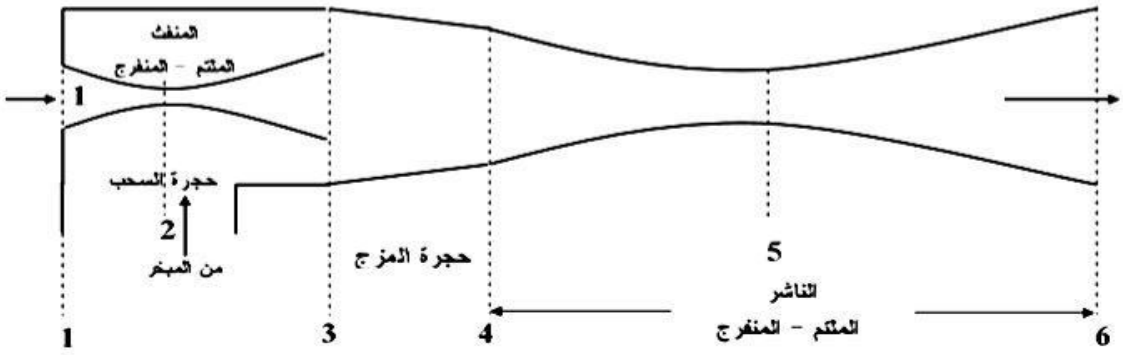
اما الجزء الخاص بانتاج الماء الساخن في هذا النظام فيتكون من خزانين كبيرين للماء ، الاول خزان عالي لتجميع الماء القادم من شبكة ماء المدينة والثاني ذو عزل حراري لخزن الماء الساخن بعد مروره خلال كل من المكثف والمولد لدورة التثليج ليكون جاهزاً لاستخدامه في الاغراض الصناعية ، وكما موضح في الشكل رقم (1).



شكل رقم (1) : مخطط توضيحي لمكونات النظام موضوع البحث



الشكل رقم (2) : مخطط ديناميك الحرارة لدورة التبريد على مخطط (الضغط – المحتوى الحراري)



شكل رقم (3) : مقطع توضيحي لاجزاء القاذف

عند اجراء التحليل الرياضي لجريان بخار مائع التثليج خلال القاذف يتم استخدام القوانين الأساسية لعلم ديناميك الغازات ومعادلات حفظ الكتلة والطاقة والزخم وقانوني ديناميك الحرارة الأول والثاني إضافة الى المعادلة العامة للغازات وتفرعاتها .

ان الفرضيات المستخدمة في التحليل الرياضي لجريان مائع التثليج خلال القاذف والنظام ككل تشمل:

1. يكون جريان بخار المائع ألانضغاطي داخل القاذف مستقراً وأحادي البعد .
2. يكون جريان المائع اديباتياً خلال مروره في القاذف .
3. درجة حرارة الماء المسخن الخارج من المكثف تساوي درجة حرارته عند دخوله الى المولد ، حيث يتم عزل انبوب الماء بشكل جيد .
4. إهمال انخفاض الضغط في المبادلات الحرارية .

ان كلاً من مولد البخار والمكثف والمبخر عبارة عن مبادل حراري ذي نوعية ومواصفات معينة لكي ينجز العمل المناط به ضمن المحددات المثبتة في النظام فضلا عن مبادلي الضغطين العالي والواطئ اللذين أضيفا الى الدورة للاستفادة من الطاقة الحرارية غير المستغلة ضمن دورة ديناميك الحرارة وبالتالي لتحسين اداء النظام .

3. اختيار مائع التثليج للنظام موضوع البحث

لاختيار مائع التثليج الأفضل او الأمثل للاستخدام في دورة التبريد التي تعمل بالقاذف ، يجب توفر صفات وخصائص ايجابية في ذلك المائع .ان خصائص ديناميك الحرارة والخصائص الفيزيائية ونقل الحرارة الجيدة من أهم الصفات العامة المرغوبة لمائع التثليج والتي تؤدي الى تقليل الطاقة الكهربائية او الحرارية اللازمة لتحقيق سعة التبريد والكفاءة المطلوبة فضلاً عن توفير شروط الأمان والسلامة المهنية وعدم التاثير على الغلاف الجوي والبيئة والمناخ .

ولحساب قيم معامل الأداء لنظام التثليج الذي يعمل بالقاذف لبعض الموائع ، يتم استخدام طريقة ومعادلات خاصة لهذا الغرض اعتماداً على دورة التثليج الأساسية للنظام [4] ، والجدول رقم (1) يبين قيم معامل الاداء التي تم حسابها باستخدام عدد من الموائع عند درجات الحرارة (5 ، 40 ، 100) مئوية للمبخر والمكثف ومولد البخار على التوالي وبالاستفادة من جداول خصائص ديناميك الحرارة ومخططات (الضغط P – المحتوى الحراري h) لتلك الموائع .

الجدول (1): قيم معامل الاداء لنظام التبريد بالقاذف لعدد من الموائع

Refrigerant	R-11	R-12	R-22	R-113	R-114	R-123	R-134a	R-142b	R-717	R-718
COP	0.75	0.63	0.67	0.65	0.63	0.72	0.64	0.68	0.69	0.6

لذلك فقد تم اختيار مائع التثليج (R-123) ذي الصيغة الكيميائية ($CHCL_2CF_3$) لاستخدامه في هذا النظام لما تميز به من مواصفات جيدة ومعامل اداء كبير نسبياً مقارنةً مع بقية الموائع باستثناء المائع (R-11) والذي تم استبعاده لتأثيره الكبير في تحلل طبقة الاوزون ورفع درجة حرارة الغلاف الجوي للأرض [5]

4. محاكاة وتصميم النظام

يعتمد تصميم النظام قيد البحث على عملية (المحاكاة Simulation) وهو تمثيل السلوك الحقيقي للنظام بشكل رياضي ضمن ظروف التشغيل المحددة .

ان ظروف التشغيل المعتمدة في هذا البحث هي :

درجة حرارة الهواء المحيط : 30 درجة مئوية

درجة حرارة المكثف : 35 درجة مئوية

سعة التبريد : 15 كيلو واط

4 .1 محاكاة وتصميم القاذف

لكي تصح عملية محاكاة وتصميم القاذف باستخدام النماذج الرياضياتية المناسبة فقد تم اعتماد عدد من الفرضيات وهي كالاتي:

1. ان تياري المائع الابتدائي والثانوي لهما نفس الوزن الجزيئي ونسبة الحرارة النوعية.
2. ان فقدان الطاقة نتيجة الاحتكاك يؤخذ بنظر الاعتبار باستخدام الكفاءة بثبوت الانتروبي(الاختلاج) لكل من المنفث والناشر.
3. ان عملية مزج تياري المائع تتم عند ضغط ثابت يساوي الضغط عند مخرج المنفث.

ان ستراتيجية التصميم تتطلب ايجاد افضل قيمة لنسبة سحب كتلة تيار البخار الثانوي من قبل تيار البخار الابتدائي عند اعلى قيمة ممكنة لنسبة الانضغاط وذلك بالمفاضلة بين ضغط مولد البخار والمبخر فضلا عن نسبة السحب وباستخدام النماذج الرياضية المدونة ادناه [1] وبطريقة (تقنية البحث بالقوة القسرية Brute Force Search Technique) وهي احدى طرائق تحقيق (الامثلية optimization) للحصول عل افضل اداء للنظام وللابعاد الهندسية لاجزائه .

واستناداً الى الشكل (2) ، يمكن حساب قيمة عدد ماخ لسرعة جريان التيار الابتدائي عند مخرج المنفث باستخدام المعادلة :

$$M_{\bar{3}} = \left[\frac{2\eta_N}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_g}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \right]^{0.5} \quad \text{.....(1)}$$

وهكذا يمكننا ايجاد قيمة $M_{\bar{3}}^{*}$ من المعادلة:

$$M_{\bar{3}}^{*}=\left[\frac{\frac{k+1}{2}\left(M_{\bar{3}}\right)^{2}}{1+\frac{k-1}{2}\left(M_{\bar{3}}\right)^{2}}\right]^{0.5} \quad \ldots\ldots(2)$$

وبنفس الطريقة يمكن حساب قيمة عدد ماخ لسرعة جريان التيار الثانوي عند مخــرج المنفــث M_3'' مــن المعادلة الاتية:

$$M_3''=\left[\frac{2}{k-1}\left(\frac{P_e}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]^{0.5} \quad \ldots\ldots(3)$$

وكذلك قيمة $M_3''^{*}$

$$M_3''^{*}=\left[\frac{\frac{k+1}{2}\left(M_3''\right)^{2}}{1+\frac{k-1}{2}\left(M_3''\right)^{2}}\right]^{0.5} \quad \ldots\ldots(4)$$

اما M_4^{*} فيتم حسابها من العلاقة الاتية:

$$M_4^{*}=\frac{M_{\bar{3}}^{*}+M_3''^{*}.w.\sqrt{\tau}}{\left[(1+w\tau)(1+w)\right]^{0.5}} \quad \ldots\ldots(5)$$

ومنها نوجد قيمة عدد ماخ لسرعة جريان التيار بعد المزج وكما ياتي:

$$M_4=\left[\frac{2\left(M_4^{*}\right)^{2}}{k+1-\left(M_4^{*}\right)^{2}(k-1)}\right]^{0.5} \quad \ldots\ldots(6)$$

وبعد ان يتباطا الجريان في الجزء الملتم من الناشر ويزداد ضغطه فان قيمة عدد ماخ لسرعة جريان المائع فـــي عنق الناشر تحسب من العلاقة الاتية:

$$M_5=\left[\frac{\frac{2}{k-1}+\left(M_4\right)^{2}}{\frac{2k\left(M_4\right)^{2}}{k-1}-1}\right]^{0.5} \quad \ldots\ldots(7)$$

ان نسبة ارتفاع الضغط عبر الجزء الملتم من الناشر هي:

$$\frac{P_5}{P_4}=\left[\frac{1+\eta_D k\left(M_4\right)^{2}}{1+\eta_D k\left(M_5\right)^{2}}\right] \quad \ldots\ldots(8)$$

كذلك فان نسبة ارتفاع الضغط عبر الجزء المنفرج من الناشر هي:

$$\frac{P_c}{P_5}=\left[\frac{(k-1)\eta_D}{2}\left(M_5\right)^{2}+1\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \ldots\ldots(9)$$

واستنادا الى الفرضية رقم (3) فان :

$$\frac{P_4}{P_3}=1 \quad \ldots\ldots(10)$$

ان الضغط عند مخرج المنفث يمكن ايجاده من المعادلة الاتية [6]

$$P_3=P_e-\frac{\rho_s V_3''^{2}}{2} \quad \ldots\ldots(11)$$

ولحساب نسبة الانضغاط خلال القاذف نستعمل العلاقة الاتية:

$$\frac{P_c}{P_e}=\frac{P_c}{P_5}\frac{P_5}{P_4}\frac{P_4}{P_3}\frac{P_3}{P_e} \quad \ldots\ldots(12)$$

ولحساب معدل جريان كتلة التيار الثانوي التي يتم سحبها الى حجرة المزج عند سعة التبريد المحددة مسبقا نستخدم المعادلة الاتية:

$$\overset{o}{m}_s = Q_e / (\Delta h)_e \quad \text{.....(13)}$$

ومنها يتم ايجاد معدل جريان كتلة التيار الابتدائي من العلاقة الاتية:

$$\overset{o}{m}_p = \frac{\overset{o}{m}_s}{w} \quad \text{.....(14)}$$

وهذا يمثل اعلى قيمة لمعدل جريان كتلة التيار الابتدائي عبر المنفث، أي عند حالة الاختناق في عنق المنفث .

ولتصميم اجزاء القاذف فانه يتم استخدام معادلات رياضية تجريبية ، على سبيل المثال تستخدم المعادلة الآتية لايجاد قطر عنق الناشر [6] :

$$D_5 = \sqrt{\frac{\overset{o}{m}_p (1+w)\sqrt{RT_5}}{\pi . P_5 \sqrt{k}}} \quad \text{.....(15)}$$

4. 2 محاكاة وتصميم كل من المكثف والمبخر ومولد البخار والمبادلان الحراريان:

بالنسبة للمكثف، وبالاشارة الى الشكل (1) ، فان توازن الطاقة عند درجة حرارة المكثف يقتضي ان تكون كمية الحرارة المفقودة من مائع التشغيل في المكثف هي :

$$Q_{C1} = (\overset{o}{m}_s + \overset{o}{m}_p).(h_7 - h_8) \quad \text{.....(16)}$$

وكمية الحرارة المكتسبة من قبل الماء المطلوب تسخينه والهواء المحيط بالمكثف هي:

$$Q_{C2} = \overset{o}{m}_{wa} . Cp_{wa} (T_{wa,o,c} - T_{wa,i,c}) + \overset{o}{m}_a . Cp_a (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad \text{.....(17)}$$

وكذلك فان معادلة انتقال الحرارة في المكثف هي:

$$Q_{C3} = U_{o,c} A_T \Delta T_{m,c} \quad \text{.....(18)}$$

حيث يمكن حساب كل من المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة للمكثف ومعامل انتقال الحرارة الاجمالي اعتمادا على المساحة السطحية الخارجية للانابيب من المعادلات الخاصة بها [7] [8] كما ان معاملي انتقال الحرارة الداخلي والخارجي للانابيب يمكن حسابهما من معادلات تجريبية لهذا الغرض [9] [10] .

ولاجراء عملية المحاكاة وتصميم المكثف ، يتم ادخال قيم محددة الى البرنامج تتمثل في القطرين الداخلي والخارجي للانابيب النحاسية فضلا عن كتلة مائع التشغيل ودرجة حرارة المكثف اللتان تم تحديدهما عند تصميم الضاغط الحراري في البند (1.4) وكذلك درجتي حرارة الهواء المحيط والهواء الخارج من المكثف. كما يتم ادخال قيم خصائص ديناميك الحرارة والخصائص الفيزيائية لمائع التشغيل والهواء والماء للبرنامج متمثلة بمعادلات الخصائص عند درجة حرارة المكثف عن طريق برنامج فرعي لهذا الغرض . وتستخدم في البرنامج طريقة (التعويض المتعاقب Successive substitution) لتحديد قيمة معاملي انتقال الحرارة وكمية الحرارة المطروحة من المكثف للمعادلات (16) و (17) و (18) والتي يمكن كتابة نتائجها كما ياتي:

$$Q_{C1-2} = Q_{C1} - Q_{C2} \quad \text{.....(19)}$$

$$Q_{C1-3} = Q_{C1} - Q_{C3} \quad \text{.....(20)}$$

وللتاكد من دقة التصميم تتم مقارنة نتائج المعادلات(19) و (20) بحيث لا تتجاوز نسبة الخطأ بينهما للقيمة المحددة وهي (0.0001) وبخلافه تعاد الحسابات بتغيير القيم الداخلة بالطريقة انفة الذكر الى ان يحصل التطابق المطلوب. وبتحديد قيمة مناسبة لطول المكثف فانه يمكن ايجاد عدد انابيب المكثف من المعادلة:

$$N_C = L_t / L_C \quad \text{.....(21)}$$

ونفس الطريقة يمكن اتباعها لمحاكاة وتصميم كل من المبخر ومولد البخار والمبادلان الحراريان ، وعلى سبيل المثال فان كمية الحرارة المكتسبة من قبل سائل مائع التثليج في المولد ليتحول الى حالة البخار المشبع الجاف وكذلك كمية الحرارة المكتسبة من قبل الماء المطلوب تسخينه يمكن كتابتها وكما يلي :

$$Q_{T,g} = \overset{o}{m}_p (h_1 - h_{14}) + \overset{o}{m}_{wa}\, Cp_{wa} (T_{wa,o,g} - T_{wa,i,g}) \quad \text{.....(22)}$$

ان معادلة توازن الطاقة لدورة التثليج يمكن كتابتها كما يلي:

$$Q_g + Q_e - Q_C = 0 \quad \text{.....(23)}$$

كما ان معامل اداء نظام التثليج يمكن ايجاده بدلالة نسبة السحب وكما ياتي:

$$COP = w.\frac{(h_{11} - h_9)}{(h_1 - h_{14})} \quad \text{.....(24)}$$

5. النتائج والمناقشة

تبين لنا النتائج العلاقة العكسية فيما بين نسبتي الانضغاط والسحب ، كما في الشكل (4) حيث تتم المفاضلة بينهما فضلا عن ضغطي المولد والمبخر لتحديد قيمهم لافضل حالة تصميم للنظام.

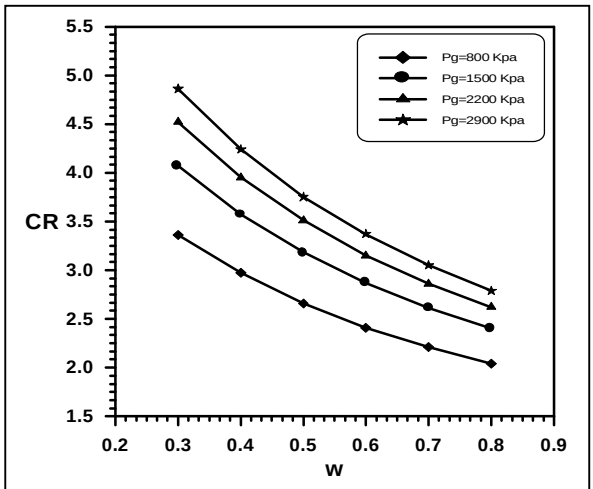
وتزداد نسبة مساحة مقطع عنق الناشر الى مساحة مقطع عنق المنفث عند زيادة نسبة السحب ، وهو ما يوضحه الشكل (5) ، وذلك لان معدل جريان كتلة التيار الابتدائي المتناقصة عند زيادة نسبة السحب بثبوت معدل جريان كتلة التيار الثانوي بثبوت سعة التبريد وضغط المبخر تستوجب مساحة مقطع اصغر لعنق المنفث وبالتالي زيادة النسبة a_5/a_2 .

اما الشكل (6) فانه يوضح العلاقة الطردية بين كمية الحرارة المنتقلة الى الماء في المكثف وكل من كمية الماء المطلوب تسخينه (q_{wa}) وسعة التبريد (Q_e) للنظام حيث تزداد $Q_{wa,c}$ عند زيادة سعة التبريد، وكذلك تزداد درجة حرارة الماء الداخل الى المكثف بزيادة q_{wa} عند ثبوت درجة حرارة خروجه وكما موضح في الشكل (7)، والشكل (8) يوضح ان درجة حرارة الماء الساخن الخارج من المولد تتناسب عكسيا مع كميته عند ثبوت درجة حرارة دخوله وطرديا مع سعة التبريد للنظام .

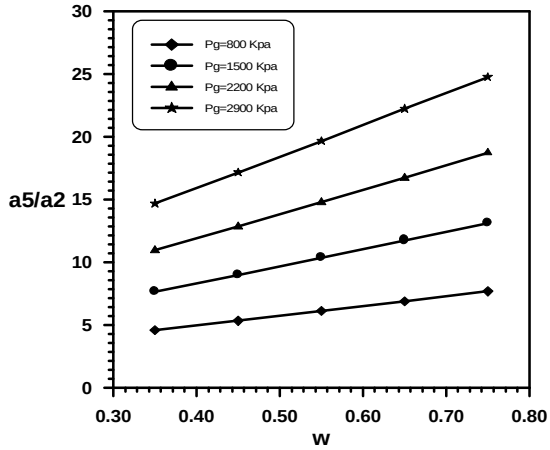
كذلك نلاحظ من النتائج ارتفاع درجة حرارة الماء الداخل الى المولد لتسخينه عند زيادة كمية (q_{wa}) وتنخفض بزيادة سعة التبريد عند ثبوت درجة حرارة خروج الماء الساخن منه، وكما يبين ذلك الشكل (9)، حيث ان زيادة (q_{wa}) يحتاج طاقة حرارية اكبر فيقل مدى ارتفاع درجة الحرارة ويؤدي الى رفع $T_{wa,i,g}$ عند ثبوت $T_{wa,o,g}$.

ان نسبة السحب لكتلة التيار الثانوي الى كتلة التيار الابتدائي هي دالة خطية لمعامل الاداء وهذا ما تعززه المعادلة (24) ويوضحه الشكل (10)، وذلك عند ثبوت ضغطي المولد والمبخر.

اما الشكل (11) فيظهر ان معامل الاداء COP يتناسب طرديا مع ضغط المولد Pg وعكسيا مع ضغط المكثف Pc ونلاحظ ان التاثير الاكبر على COP هو ضغط المولد Pg. كذلك فان زيادة ضغط المبخر يؤدي الى زيادة معدل جريان كتلتي التيارين الثانوي والابتدائي وهو ماتحتمه المعادلتان (13) و (14) عند ثبوت w وبالتالي زيادة معامل الاداء COP ، ويبينه الشكل (12).



الشكل (4): تغير نسبة الانضغاط عند تغير نسبة السحب وضغط المولد وثبوت ضغط المبخر



الشكل (5): تغير نسبة مساحتي مقطعي عنق الناشر الى عنق المنفث عند تغير نسبة السحب وضغط المولد وثبوت ضغطي المكثف والمبخر

جدول رقم (2) : نتائج تصميم الجزء الخاص بالتبريد من النظام

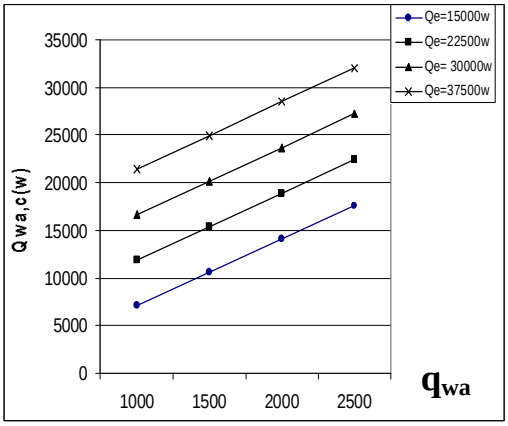
الوصف	القيمة	الوحدة
الضاغط الحراري		
قطر مدخل المنفث (D_1)	0.031	m
طول الجزء الملتم من المنفث (L1)	0.014	m
قطر عنق المنفث (D_2)	0.0038	m
طول الجزء المنفرج من المنفث (L2)	0.037	m
قطر مخرج المنفث (D_3^-)	0.011	m
قطر حجرة السحب ($D_3^=$)	0.0298	m
طول حجرة المزج (L4)	0.043	m
قطر مدخل الناشر (D_4)	0.0254	m
طول الجزء الملتم من الناشر (L5)	0.138	m
قطر عنق الناشر (D_5)	0.0149	m
طول الجزء المنفرج من الناشر (L6)	0.2076	m
قطر مخرج الناشر (D_6)	0.044	m
طول الناشر (L7)	0.3453	m
قطر انبوب سحب البخار من المبخر (D_{12})	0.078	m
مولد البخار		
القطر الداخلي للانابيب	0.015	m
القطر الخارجي للانابيب	0.018	m
قطر الاسطوانة	0.38	m
الطول	1.18	m
درجة حرارة دخول الغازات الساخنة	597	K
درجة حرارة خروج الغازات الساخنة	451	K
كمية الحرارة ا لمكتسبة في المولد	22489	W
المكثف		
القطر الداخلي للانابيب	0.018	m
القطر الخارجي للانابيب	0.02	m
الطول	1.25	m
عدد الانابيب	36	-----
كمية الحرارة المفقودة	37489	W
المبخر		
القطر الداخلي للانابيب	0.015	m
القطر الخارجي للانابيب	0.017	m
الطول	0.92	m
عدد الانابيب	16	---
كمية الحرارة المكتسبة	15000	W
مبادل الضغط العالي		
القطر الداخلي للانابيب	0.012	m
القطر الخارجي للانابيب	0.015	m
قطر الاسطوانة	0.28	m
الطول	0.86	m
عدد الانابيب	18	---
مبادل الضغط الواطئ		
القطر الداخلي للانابيب	0.01	m
القطر الخارجي للانابيب	0.012	m
قطر الاسطوانة	0.15	m
الطول	0.67	m
عدد الانابيب	10	---

جدول رقم (3): نتائج تصميم الجزء الخاص بانتاج الماء الساخن

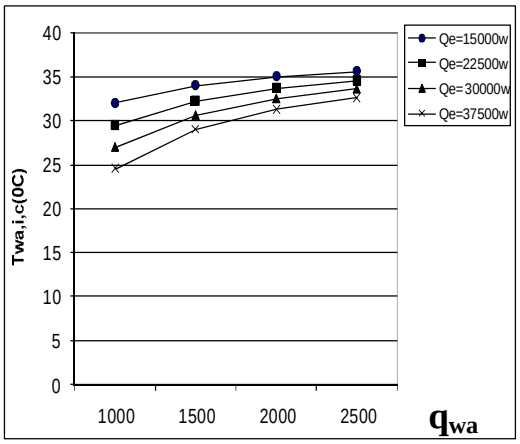
الوصف	الرمز	الوحدة	الحالة الاولى	الحالة الثانية	الحالة الثالثة	الحالة الرابعة
كمية الماء الساخن المنتجة	q_{wa}	Kg/h	1000	1500	2000	2500
سعة التبريد	Q_e	W	1500	22500	30000	37500
كمية الطاقة الحرارية المنتقلة الى الماء في المكثف	$Q_{wa,c}$	W	7050	10575	14100	17625
كمية الطاقة الحرارية المنتقلة الى الماء في المولد	$Q_{wa,g}$	W	65800	98700	131600	164500
كمية الطاقة الحرارية المطروحة من سائل التبريد في المكثف	Q_c	W	37489	57559	76746	95932
كمية الطاقة الحرارية المنتقلة الى سائل التبريد في المولد	Q_g	W	22489	35059	46746	58433
درجة حرارة الماء الداخل الى المكثف	$T_{wa,i,c}$	^0C	27	27	27	27
درجة حرارة الماء الخارج من المكثف	$T_{wa,o,c}$	^0C	33	33	33	33
درجة حرارة الماء الساخن الخارج من المولد	$T_{wa,o,g}$	^0C	94	94	94	94
درجة حرارة الماء الخارج من المكثف في حالة ثبوت درجة حرارة دخولها وتغير كمية الماء الساخن	$T_{wa,o,c}$	^0C	38	36	35	34.4
درجة حرارة الماء الخارج من المولد في حالة ثبوت درجة حرارة دخولها وتغير كمية الماء الساخن	$T_{wa,o,g}$	^0C	94	75.3	66	60.4

الجدول رقم (4): نتائج تصميم النظام

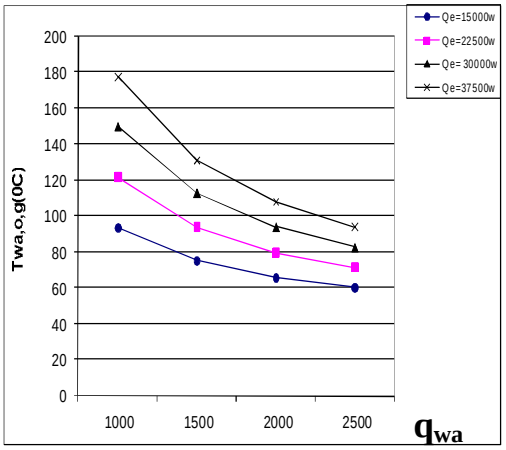
الوصف	الرمز	القيمة	الوحدة
سعة الخزان العالي	----	25000	kg
سعة خزان الماء الساخن	----	16000	kg
قطر انبوب ماء التوصيل بين الخزانين عبر المكثف والمولد	----	2.5	Inch
معدل جريان كتلة تيار البخار الثانوي	$\overset{0}{m}_s$	0.091	kg/s
معدل جريان كتلة تيار البخار الابتدائي	$\overset{0}{m}_p$	0.159	kg/s
درجة حرارة مولد البخار	T_g	167	^0C
درجة حرارة المبخر	T_e	5	^0C
نسبة الانضغاط	CR	3.34	----
نسبة السحب	w	0.572	----
معامل الاداء	COP	0.667	----



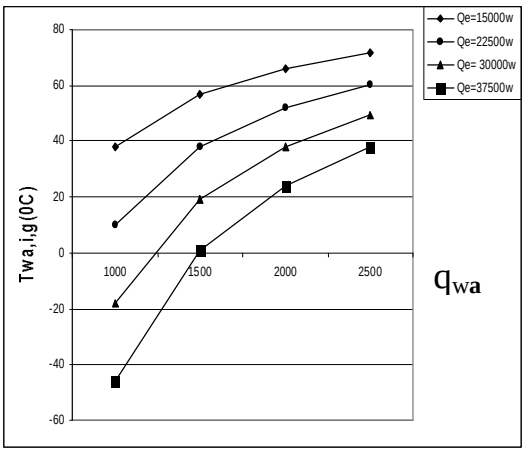
الشكل (6): تغير كمية الطاقة الحرارية المنتقلة الى الماء في المكثف عند تغير كمية الماء وسعة التبريد وثبوت درجتي حرارة دخول الماء وخروجه



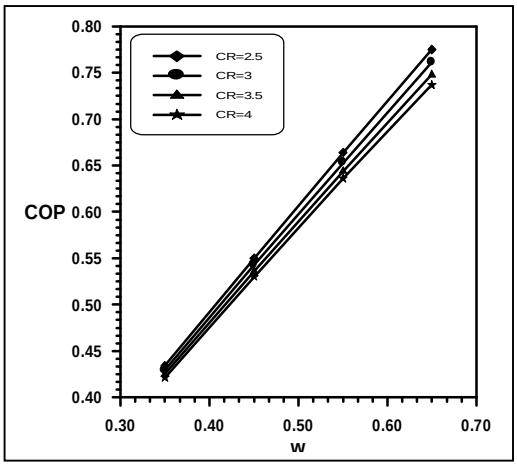
الشكل (7): تغير درجة حرارة الماء الداخل الى المكثف عند تغير كمية الماء وسعة التبريد وثبوت درجة حرارة خروجه



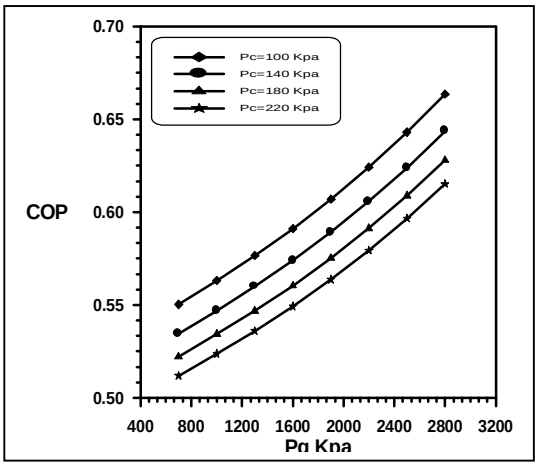
الشكل (8): تغير درجة حرارة الماء الخارج من المولد عند تغير كمية الماء وسعة التبريد وثبوت درجة حرارة دخوله



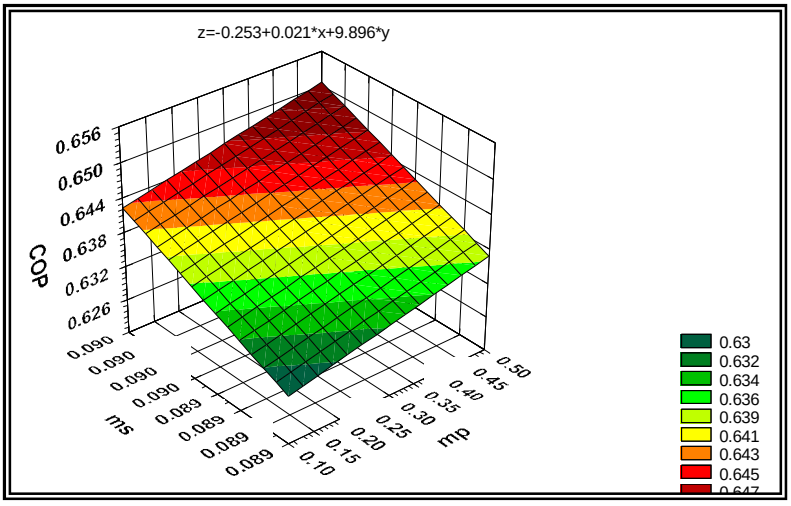
الشكل (9): تغير درجة حرارة الماء الداخل الى المولد عند تغير كمية الماء وسعة التبريد وثبوت درجة حرارة خروجه



الشكل(10): تغير معامل الاداء عند تغير نسبة السحب ونسبة الانضغاط وثبوت ضغطي المولد والمبخر



الشكل (11): تغير معامل الاداء عند تغير ضغط مولد البخار والمكثف وثبوت ضغط المبخر



الشكل (12): تغير معامل الاداء عند تغير كل من معدل جريان كتلة التيار الابتدائي ومعدل جريان كتلة التيار الثانوي وثبوت ضغطي المولد والمكثف ونسبة السحب

6. الاستنتاجات:

من النتائج التي تم التوصل اليها في هذا البحث يمكننا استنتاج ما يلي:

1. ان مائع التبريد R-123 يتميز بمواصفات جيدة وكفاءة عالية مقارنة بموائع التثليج الاخرى.
2. يتبين من ابعاد هذا النظام ان حجمه مناسبا للاستخدام في مجالات واسعة خاصة في المنشات الصناعية والمعامل.
3. تزداد كمية الطاقة الحرارية اللازمة لتسخين الماء في المكثف وبنفس درجتي حرارتي الدخول والخروج عند زيادة سعة التبريد للنظام وثبوت ظروف التشغيل ، كما ترتفع درجة حرارة دخول الماء للمكثف كلما زادت كتلة الماء المسخن عند ثبوت درجة حرارة خروجه وسعة التبريد.
4. ان نسبة مساحة مقطع عنق الناشر الى مساحة مقطع عنق المنفث a_5/a_2 تتناسب طرديا مع درجة حرارة وضغط المولد ونسبة السحب.
5. نلاحظ من النتائج انخفاض درجة حرارة الماء الساخن الخارج من المولد مع زيادة معدل جريان كتلة الماء عند ثبوت درجة حرارة دخوله كما يتناسب معدل جريان كتلة الماء في المولد طرديا مع درجة حرارة دخوله $T_{wa,i,g}$ وعكسيا مع سعة التبريد Q_e وذلك عند ثبوت درجة حرارة خروجه من المولد الى خزان الماء الساخن.
6. تتاثر نسبة الانضغاط طرديا مع ضغط المولد وعكسيا مع نسبة السحب (w)، كما ان معامل الاداء يتاثر الى حد كبير طرديا بضغط ودرجة حرارة كل من المولد ونسبة السحب وعكسيا مع ضغط المكثف ونسبة الانضغاط فضلا عن تاثر معامل الاداء بمواصفات مائع التشغيل المستخدم وكفاءته.
7. يتبين لنا ايضا انه لمرجل بخاري ذو سعة بحدود 2.5 طن / ساعة يمكنه تجهيز سعة تبريد (30) كيلو واط ومعدل انتاج الماء الساخن 2000 كغم/ ساعة عند درجة حرارة 94 درجة مئوية.

7. المصادر References

1.Sun D.W., “Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems”, J. of energy, vol.21, No.10, pp.:919-929, 1996.
2.Huang B.J , “A solar ejector cooling system using refrigerant 141b, J. of solar energy, vol.64, Nos(4-6), pp.223-226, 1998.
3.Wolpert J., Riffat S.B., “ Hybrid solar/gas cooling ejector unit for a hospital in mexico”, Institute of building technology, School of the built environment, University of Nottingham, U.K.,1998.
4.Al-Saffawi A.M., “Comparison between refrigerants used in ejector refrigeration system”, J. of Al-rafidain engineering , vol.10, No.2, 2002.
5.Mc Quiston F. and Parker J., “ Heating, ventilation and air-conditioning analysis and design”, 4th edition, John Wiley & Sons, Inc. , 1994.

6.Eames, I.W., "A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method", J. of applied thermal engineering, 22 (2), pp.:121-131, 2002.
7.Stoecker W.F., "Design of thermal systems", 2nd edition, McGraw-Hill book company, 1980.
8.Rohsenow M., "Heat exchangers, thermal – hydraulic fundamental and design", McGraw-Hill book Co. , 1981.
9.Pitts D.R. and Sissom L.E., "Theory and problems of heat transfer", 2nd edition, McGraw-Hill Co., 1998.
10.Biey J.C., "Prediction of heat transfer coefficient in gas flow normal to finned and smooth tube banks", J. of heat and mass transfer, vol.103, pp.:705-714, 1981.