

**TJES**

ISSN: 1813-162X

مجلة تكريت للعلوم الهندسية

متاحة على الموقع الإلكتروني: <http://www.tj-es.com>

## دراسة عملية لبيان تأثير المبادل الحراري (الانبوب الشعري- خط السحب) على أداء دورة التثليج الانضغاطية

سامر محمود خلف

قسم الهندسة الميكانيكية، جامعة تكريت، صلاح الدين، العراق

[samerkhalaf@tu.edu.iq](mailto:samerkhalaf@tu.edu.iq)

(Received 10 May 2016, Accepted 01 June 2017, Available online 31 December 2017)

### الخلاصة

تم في هذا البحث اجراء دراسة عملية لبيان تأثير استخدام مبادلات حرارية (انبوب شعري- خط السحب) (CT-SLHX) على أداء دورة التثليج الانضغاطية باستخدام R-134a، استخدمت ثلاثة انواع من خطوط السحب (coil, concentric, lateral) تم تصنيعها واستخدامها كمبادلات حرارية مع الانبوب الشعري في منظومة التثليج. اختبرت معدلات تدفق حجمية مختلفة لوسيط التبريد، وسرع هواء متغيرة لمروحة المبخر. كذلك تم اجراء دراسة لمعرفة حقيقة الاجراء الذي يحدث في المبادل الحراري باستخدام طريقة حسابات التجربة والخطأ للقراءات العملية المقاسة للدورة. اظهرت النتائج العملية انه عند التدفق الكتلتي 15 كغم/ساعة لوسيط التبريد نلاحظ تفوقا في معامل أداء الدورة للمبادل الحراري نوع (lateral) عند استخدامه في المنظومة حيث يصل معامل أداء دورة التثليج الى 2.992 وهي اعلى قيمة تصل اليها الانواع الثلاث واقل قيمة كانت للمبادل الحراري نوع (coil) وهي 2.876، بينما في التدفق 22.5 كغم/ساعة يكون المبادل الحراري نوع (coil) له اعلى معامل أداء هو 3.6 وهو اعلى معامل أداء تصل اليه الانواع المستخدمة في المنظومة.

الكلمات الدالة: الأنبوب الشعري- خط السحب، أداء دورة التثليج الانضغاطية.

## **An Experimental Study to Show the Effect of Capillary Tube – Suction Line Heat Exchanger on Refrigeration System Performance**

Samer Mahmood Khalaf

Mechanical Engineering Department, Tikrit University, Iraq

### Abstract

An experimental study was investigated to show the effect of heat exchangers of capillary tube with suction line on compression refrigeration system performance which work on R-134a as refrigerant. Three types of heat exchangers (Coil, Concentric, Lateral) with capillary tube were made to use in refrigeration system. The experimental setup is measured for various volumetric flow rates for refrigerant, different air speeds for evaporator. So iterative method to find the actual process in capillary tube - suction line heat exchanger. The experimental results showed that at low refrigerant flow rate 15kg/hr, the maximum coefficient of performance for lateral heat exchanger which was 2.992 and minimum coefficient of performance for coil heat exchanger which was 2.876. While in case of high refrigerant flow rate 22.5kg/hr, the maximum COP for coil heat exchanger was 3.6, which was the highest value for all heat exchangers using in the system.

**Keywords:** Suction line-capillary tube heat exchanger, Performance of compression refrigeration cycle.

## قائمة المصطلحات

D	القطر الداخلي للأنبوب الشعري (ملم) (mm)
G	الفيض الكتلي (كغم/ثانية.م <sup>2</sup> ) (Kg/s.m <sup>2</sup> )
H	المحتوى الحراري للمائع (كيلو جول/كغم) (kJ/kg)
m	التدفق الكتلي (كغم/ثانية) (kg/s)
P	الضغط (بار) (Bar)
Q	التأثير التبريدي (كيلو جول/كغم) (kJ/kg)
T	درجة الحرارة (درجة مئوية) (°C)
TCP	القدرة الانضغاطية للضاغط (واط) (Watt)
U	سرعة الجريان (م/ثانية) (m/s)
V	الحجم النوعي للمائع (م <sup>3</sup> /كغم) (m <sup>3</sup> /kg)
Wc	شغل الضاغط (كيلو جول/كغم) (kJ/kg)
X	نسبة غاز التذير (-)

## المقدمة

دورة التبريد بنظام التبريد الانضغاطي تتكون من أربعة مكونات أساسية، ضاغط ومبخر ومكثف وصمام تمدد. يوجد بهذا النظام مائع يسمى مائع التبريد أو المبرد، ويدور هذا المبرد في هذه المكونات. يعمل النظام عند مستويين للضغط: الضغط المنخفض في المبخر، والضغط المرتفع في المكثف، حيث يقوم الضاغط بسحب بخار وسيط التبريد وهو بخار جاف مشبع من المبخر وضغطه من ضغط المبخر الى ضغط المكثف ويتم في هذه الحالة اضافة شغل خارجي على بخار وسيط التبريد بثبوت الانتروبي. يخرج بخار وسيط التبريد من الضاغط وهو بخار محمص عند درجة حرارة عالية ويدخل الى المكثف ويفقد حرارة التخميص ويتحول الى بخار مشبع بثبوت الضغط ثم يفقد الحرارة الكامنة ليتحول الى سائل مشبع بثبوت الضغط أيضاً، وتسمى الانابيب الواصلة من الضاغط الى المكثف بخط الطرد (التصريف والدفع) والانابيب الواصلة من المبخر الى الضاغط بخط السحب. ثم يخرج وسيط التبريد من المكثف سائل مشبع ويدخل الى وسيلة التمدد (الناشر) وهي انبوية شعيرية تستخدم لوحدات التبريد الصغيرة وصمام تمدد حراري لوحدات التبريد الكبيرة. تعمل وسيلة التمدد على خفض ضغط ودرجة حرارة وسيط التبريد (اجراء خنق) بثبوت الانتالبية ويخرج وسيط التبريد من وسيلة التمدد على شكل خليط من السائل والبخار (على هيئة رذاذ) بخار رطب. ويدخل هذا الرذاذ (البخار الرطب) المبخر ويمتص كمية حرارة من المبخر (الحرارة الكامنة للتبخير) ويتحول الى بخار جاف مشبع عند ثبوت الضغط ودرجة الحرارة ويخرج الى خط السحب متجها الى الضاغط خلال خط السحب. ان العمليات الأساسية السابقة هي الاساس لكل دورة تبريد حقيقية ذات اجراء انضغاط ميكانيكي لبخار وسيط التبريد بواسطة ضاغط، اما في حالة استخدام المبادل الحراري (خط السحب - الانبوب الشعري) فانه يتم عمل مبادل حراري بين الانبوب الشعري مع انبوب خط السحب. وتستخدم دورة التبريد البسيطة كمييار تقارن به الدورات الفعلية لقياس مدى تحسن معامل الاداء عند ظروف التشغيل المختلفة [1,2].

استنادا الى محاكاة CT-SLhx التي قدمها Q.Yan و X.L.Wang [3] (1991)، والتي تستند الى المعادلات الأساسية لحركة السوائل وانتقال الحرارة. لكن بعض

المعادلات المستنتجة لمعامل انتقال الحرارة ومعامل الاحتكاك غير مألوفة ولا توجد تفاصيل كافية عنها. اظهرت النتائج (معدل التدفق الكتلي، توزيع كمية وسيط التثليج، وما إلى ذلك) لوسيط التبريد CFC-12 لمنظومة معينة وعلى مجموعة من الضغوط الداخلة والخارجة و subcooling. وأظهر الباحثون أن التغييرات البسيطة في تدفق الوسيط يحدث تغييرات كبيرة في توزيع كمية وسيط التثليج على طول slhx.

قدم Domanski وآخرون عام (1992) [4] دراسة نظرية للأثار الناجمة على الأداء عند إضافة مبادل حراري لخط السائل مع خط السحب للدورة الانضغاطية القياسية (دورة التبريد). اثبت البحث كيف ان تركيب هذا المبادل الحراري يحسن معامل الاداء والسعة الحجمية لوسائل التبريد التي كانت تعمل بشكل سيئ في الدورة الأساسية. النتائج المقدمة تدل ان التحسن في اداء لوسيط HFC-134A هو 2.5% أعلى من CFC-12. كما لاحظ المؤلف، باستخدام الدورة المثالية والاختذ بنظر الاعتبار بعض العوامل التي تكون موجودة في أنظمة حقيقية وتؤثر على الأداء. بالنسبة للتلاجات المنزلية ان المبادل الحراري ليس بين خط السائل وخط السحب ولكن بين خط السحب وبين الأنبوب الشعري، حيث تحدث ظاهرة الوميض لوسيط التبريد. حيث ان من المعتاد اعتبار-CT SLHX اجراء isobaric- nonadiabatic تليها اجراء (isenthalpic) وهذا هو تبسيط للعملية الحقيقية [5,6].

قام الباحثون Christian وآخرون [7] بإجراء نمذجة عددية وتحليلية لمنظومة انضغاطية على الانابيب الشعيرية مع خط أنبوب السحب في مبادل حراري، وبيّنوا ان الدخول في هذا المجال يحتاج الى فهم دقيق بالمعادلات الحاكمة في انتقال الحرارة وجريان الموائع والعلاقات الترموديناميكية والبرامج الحاسوبية. تم افتراض الانبوب الشعري ثابت الحرارة في تحليله التجريبي بالرغم من عدم دقته. نتائج المقارنة بين النموذج التخميني والبيانات العملية المتعلقة ان نسبة الخطأ تتراوح من 10% الى 15%.

درس كل من Jeong وآخرون [8] تأثير انتقال الحرارة للأنبوب الشعري (غير ثابت الحرارة) في منظومة تلاجة منزلية باستخدام مبادل حراري (أنبوب شعري - خط سحب) لتحسين أداء دورة التبريد الانضغاطية الصغيرة الحجم عن طريق إزالة بعض المحتوى الحراري للتبريد عند مدخل المبخر. لدراسة الأثار المترتبة على انتقال الحرارة على دورة التبريد، تم وضع برنامج حاسوبي بناءً على معادلات حفظ الكتلة والزخم والطاقة. ويستند هذا النموذج على انبوب شعري غير ثابت الحرارة وجريان ثنائي الطور متجانس. اظهرت نتائج المحاكاة أن كلا من موقع وطول منطقة التماس للمبادل الحراري تؤثر على معامل الأداء (COP) وسعة التبريد. تجدر الإشارة إلى أن التأثير لم يكن ثابت في جميع الظروف، حيث تدهور الأداء عند ظروف معينة.

وفي عام 2012 بين الباحثان Sarker و Jeong [9] ان الانابيب الشعيرية تلعب دورا هاما في دورة التثليج الانضغاطية حيث تعمل على تخفيض درجة حرارة مائع التثليج. وبين الباحثان ان المبادل الحراري (الانبوب الشعري مع خط أنبوب السحب)، واسع الاستخدام في منظومات التثليج الصغيرة ويستخدم لتحسين الاداء وضمان دخول بخار مشبع الى الضاغط. واستخدم الباحثان نموذج ميكانيكي وتم بناء

لثلاجة منزلية باعتبار تحليل هبوط الضغط لمائع R-600a ولجريان ثنائي الطور خلال الانبوب الشعري، والانبوب الشعري الذي تم استخدامه في الحسابات قطره 1 ملم وسعة تتلجج الجهاز 0.1 طن. بينت النتائج انه يمكن استخدام هذه الطريقة لعدة موانع وعند ساعات تتلجج مختلفة. وكذلك ظهور زيادة في الطول اللازم للانبوب الشعري المستخدم للمنظومة المستخدمة في التصميم.

نستنتج مما تم ذكره ان هناك الكثير من البحوث التي اجريت على دورة التتلجج الانضغاطية بغرض تحسين اداؤها بصورة عامة وتقليل القدرة المستهلكة في الضاغط وزيادة التأثير التبريدي للمبخر، في هذا البحث تم اجراء دراسة عملية لوسائل التمدد بوضع وسيلة التمدد التي هي الانبوب الشعري كمبادل حراري مع خط السحب وهو ما يسمى المبادل الحراري (الانبوب الشعري - خط السحب) CT-SLHX وتأثيره على اداء دورة التتلجج الانضغاطية باستخدام عدة متغيرات ودراسة حقيقة الاجراء الحاصل في الانبوب الشعري.

#### الجانب العملي

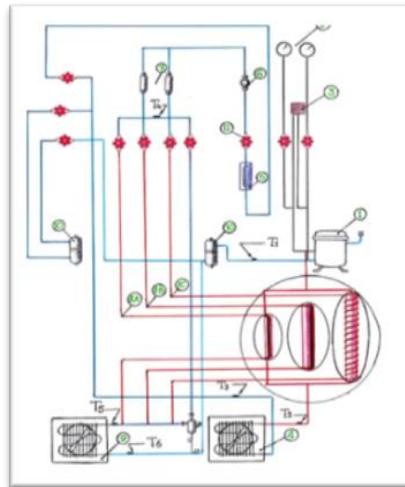
الجهاز المستخدم في اجراء التجارب العملية مع مخطط توضيحي موضح في الشكل (1) مع جدول توضيحي للرموز المستخدمة في المخطط، حيث تم تشغيل المنظومة على النوع الاول من المبادلات الحرارية عند معدل تدفق معين وسرعة هواء مبخر معينة وعند الوصول الى حالة شبه الاستقرار تؤخذ جميع القراءات المطلوبة من ضغط ودرجة حرارة، ثم يتم التغيير الى معدل تدفق جديد وعند اكتمال القراءات للتدفقات ضمن امكانية الجهاز يتم تغيير المنظومة الى النوع الاخر من المبادلات بواسطة اقفال الصمامات بين كل نوع وتعاد القراءات لكل نوع ولكل تدفق وسرعة هواء وهكذا الى نهاية القراءات المطلوبة، وجدول (1) يمثل نموذج القراءات العملية عند سرعة هواء مروحة المبخر 3.8 م/ثانية.

نموذج تحليلي اعتمادا على هذا النموذج. اظهرت النتائج تقريبا بين النموذج التحليلي للباحثين مع الدراسات العملية للبحوث السابقة لمائعي التتلجج R-600a و R-134a.

درس الباحثان Dange و Waykole [10] ضرورة تطوير منظومة التتلجج الانضغاطية لغرض تحسين اداؤها، حيث ذكر الباحثان ان معامل اداء النظام يمكن زيادته إما عن طريق تقليل عمل الضاغط أو زيادة التأثير التبريدي أو كلاهما معا. حيث يمكن زيادة التأثير التبريدي من خلال الحفاظ على حالة المانع في أقل نقطة لدرجة الحرارة سائلا، عند مدخل المبخر. ويمكن تحقيق ذلك من خلال السحب الى الضاغط، لذلك يطلق عليه مبادل حراري (خط السائل-خط السحب) (LSHX). تم التوصل الى ان أثر نسبة بخار التذير المنخفضة كانت عالية مقارنة مع تأثير التبريد المفرط على سعة التبريد. تم اجراء دراسة تحليلية وتجريبية لمعرفة تأثير معدلات تدفق مختلفة من مائع التبريد ودرجة الحرارة الأولية للماء على اداء الدورة، وعمل الضاغط، والتأثير التبريدي للنظام، وسعة المبادل الحراري LSHX، وفعاليتها وسعة التبريد للمبخر. ووجد الباحثان أن استخدام المبادل الحراري المذكور، يزيد من معامل اداء الدورة لدرجات الحرارة الأولية للماء. كذلك استهلاك الطاقة عن طريق الضاغط انخفض باستخدام المبادل الحراري. وقد ظهر التأثير الأمثل للمبادل في معدلات تدفق مختلفة من مائع التتلجج عند درجات الحرارة المنخفضة للماء بحدود (30-35) درجة مئوية. ايصال المائع الى درجة التبريد المفرط (sub-cooling) وعن طريق إزالة او تجنب نقطة التذير للبخار (flashing vapour). حيث درس الباحثان تصميم منظومة تبريد انضغاطية ذات مبادل حراري على خط السائل، والمبادل الحراري من نوع (tube in tube)، بين (خط السائل) الانبوب الخارج من المكثف والانبوب الخارج من المبخر (خط السحب).

طور الباحثان Sahoo و Das [11] نموذج نظري اكثر دقة لتصميم انبوب شعري ( ثابت الحرارة) adiabatic

1	الضاغط	
2	مقياس الضغط الواطى والعالي	
3	مفتاح فرق الضغط الواطى والعالي	
4	المكثف	
5	مقياس تدفق	
6	زجاجة بيان السائل	
7	مجفف	
8	8a	مبادل حراري نوع lateral
	8b	مبادل حراري نوع concentric
	8c	مبادل حراري نوع coil
9	المبخر	
10	خزان تجميع وسيط التتلجج	
11	صمامات تحكم في تدفق المائع	
T1	درجة الحرارة قبل الضاغط	
T2	درجة الحرارة بعد الضاغط	
T3	درجة الحرارة بعد المكثف	
T4	درجة الحرارة قبل الانبوب الشعري	
T5	درجة الحرارة قبل المبخر	
T6	درجة الحرارة بعد المبخر	



الشكل (1) الجهاز المستخدم مع جدول توضيحي للرموز المستخدمة في المخطط

جدول (1) نموذج القراءات العملية عند سرعة هواء مروحة المبخر 3.8 م/ثانية

No	التدفق الحجمي لوسيط التبريد (L/min)	درجة الحرارة قبل الضاغط (C°)	درجة الحرارة بعد الضاغط (C°)	درجة الحرارة بعد المكثف (C°)	درجة الحرارة قبل الانبوب الشعري (C°)	درجة الحرارة بعد الانبوب الشعري (C°)	درجة الحرارة بعد المبخر (C°)	الضغط الواطئ (bar)	الضغط العالي (bar)	القدرة المستهلكة (kw)	نوع المبادل
1	0.3	23.5	65.6	26.6	21.5	-12.7	23.1	1.55	9	0.37	Concentric
2	0.275	22.3	61	25.3	17	-11.7	22.6	1.22	8.25	0.34	
3	0.25	21.9	55.2	24.8	15	-17.6	18	1.1	9	0.31	
4	0.225	21.3	54.6	24.9	11.9	-2.7	24.1	0.875	9	0.31	
5	0.2	24.9	43.6	23.2	15.8	21.3	23.2	0.5	8.5	0.28	
6	0.175	25.5	40.9	23.3	18.9	22.9	23.3	0.48	8	0.28	
7	0.15	25.9	36.4	22.2	21.2	21	23.3	0.22	8.5	0.26	
1	0.3	22.5	58.2	23.1	19.6	-13.6	22.1	1.4	8.6	0.325	Coil
2	0.275	21.9	55.1	22.8	17.1	-17.2	20.8	1.24	8.8	0.325	
3	0.25	18.2	50.9	20.9	14.8	-1.1	19.1	1.2	8.6	0.32	
4	0.225	17.6	46.8	20.4	13.3	-1.9	14.6	0.8	8.5	0.29	
5	0.2	19.1	41.2	18.7	11.9	11.8	20.1	0.6	8.2	0.29	
6	0.175	19.6	40.3	18.1	15.2	18.3	20.6	0.44	8.8	0.28	
7	0.15	18.3	32.7	18.9	17.8	16.2	23.1	0.2	8.4	0.27	
1	0.3	21.7	61.2	25.6	20.3	-13.8	22.2	1.5	9.25	0.35	Lateral
2	0.275	20.2	60.2	23.8	18.4	-15.4	20	1.45	8.8	0.34	
3	0.25	18.8	53.4	22.2	12.4	-17.5	19.5	1.3	8.5	0.3	
4	0.225	21.3	48.9	22	15.4	-5.3	20.7	0.85	8.2	0.28	
5	0.2	22.3	42.8	21.3	14.7	16.7	20	0.6	8.2	0.28	
6	0.175	22.3	39.9	20.6	14.8	18.3	20.4	0.5	8.1	0.27	
7	0.15	22.3	39.9	21.3	14.8	18.3	20.4	0.4	8.1	0.27	

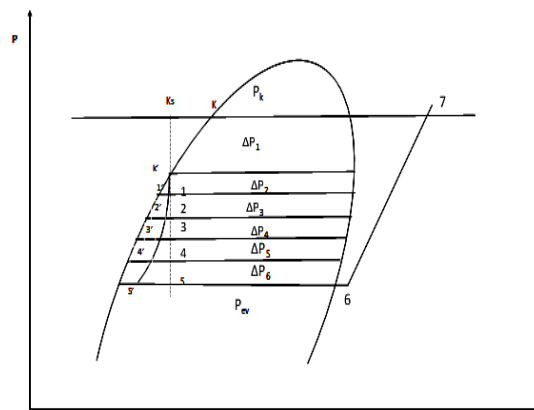
$$Q_e = \dot{m} \Delta H = \rho U A C_p (\Delta T) / \text{air} \dots\dots\dots(3)$$

$$= \rho U A C_p (\Delta T) / \text{refrigerant}$$

أما معامل الأداء لدورة التثليج الانضغاطية فقد تم حسابها من المعادلة التالية:

$$COP = \frac{Q_e}{TCP} \dots\dots\dots(4)$$

ان الاجراءات خلال الانبوس الشعري تكون كما في الشكل (2).



الشكل (2) مخطط الضغط والمحتوى الحراري للانبوس الشعري (SL-CTX) على طول خط فانو وخط ثبوت المحتوى الحراري

حيث يكون تمدد السائل على طول الخط 3-2-1-Ks-4-5 هو عملية ثبوت المحتوى الحراري

بعد انجاز القراءات العملية ادخلت الى برنامج لسرعة حساب النتائج. ان المعادلات التجريبية المستخدمة في البرنامج استخرجت من جداول ومخططات وسيط التبريد المستخدم في الجهاز [12]. بتطبيق معادلة الحالة للتدفق المستقر لأجزاء الدورة الأربعة وبإهمال التغير في الطاقة الكامنة والحركية نحصل على المعادلات التالية [13]:

للضاغط : ان المحتوى الحراري لمائع التثليج يزداد خلال شوط الانضغاط الايزنتروبي، ويمكن الحصول على القدرة اللازمة لضغط بخار مائع التثليج خلال الضاغط من المعادلة التالية :

$$TCP = \dot{m} W_c \dots\dots\dots(1)$$

$$W_c = h_2 - h_1$$

للمكثف: الأجراء (2-3) تجري عملية التكتيف بثبوت الضغط وتم حساب معدل الحرارة المطروحة من المكثف من المعادلة التالية:

$$Q_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots\dots\dots(2)$$

أداة التمدد: (4-5) تجري عملية التمدد أديباتيا بثبوت المحتوى الحراري:

$$h_4 = h_5$$

المبخر: الأجراء (5-6) تجري عملية التبخر بثبوت الضغط وتم حساب معدل الحرارة المسحوبة في المبخر من المعادلة التالية:



الشكل (3) المخطط الانسيابي العمليات الحسابية التكرارية iterations

بعد ان يتم تقسيم درجات الحرارة من بداية الانبوب الشعري الى نهايته خلال الدورة الى اجزاء متساوية تقريبا، وبالتالي استخراج ضغوط التشبع المقابلة لها، تم افتراض الاجراء في البداية ثابت المحتوى الحراري isenthalpic خلال الانبوب الشعري (k-k') (1-2-3-4) وكانت النتائج كما في الجدول (2) باستخدام المعادلات (5-9)، وكالتالي:-

1- الحالة الأولى :-

Capillary case:coil, Uair : 3.8 m/s

الجدول (2) الخواص وسرعة الجريان لوسيط التبريد R-134a باعتبار الجريان isenthalpic

N	T	P <sub>i</sub>	h <sub>fi</sub>	h <sub>fg</sub>	(Xi)	V <sub>i</sub>	U <sub>i</sub> =G*V
o	(C)	bar	kJ/kg	kJ/kg		(m <sup>3</sup> /k)	(m/s)
K	34	8.6	---	---	0	0.8	2.12
K'	23	6.2	231	411	0	0.8	2.11
1	13	4.5	217	406	0.07	4.09	10.8
2	3	3.2	204	400	0.13	9.32	24.7
3	-7	2.2	190	394	0.2	18.5	49.2
4	-18	1.4	176	388	0.26	34.9	92.4

حيث ان:-

$$h_4=h_{fk}= 231.8 \text{ (kJ/kg)} \quad h_{g4}= 388 \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q_r = 0.325 \quad d=0.001\text{m}$$

$$m=0.325/ (388-231.8)=0.00208 \text{ kg/s}$$

$$G=(4*0.00208)/(\pi d^2)=2648 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

sub (isenthalpic) حيث ان Ks تمثل نقطة cooling ، و K تمثل نقطة خروج السائل المشبع من المكثف. فيكون المحتوى الحراري عند كل نقطة (hi=hk') فيتم حساب نسبة التذير للمائع عند كل نقطة من :

$$X_i = (hk' - h_{fi})/h_{gf} \dots \dots \dots (5)$$

الحجم النوعي يتم حسابه من :

$$V_i = V_{fi} + X_i(V_{gi} - V_{fi}) \dots \dots \dots (6)$$

التدفق خلال الانبوب الشعري :

$$\dot{m} = Q_r / (hg_5 - h_5) \dots \dots \dots (7)$$

حيث ان Q<sub>r</sub> تمثل مقدار التبريد الفعال بالكيلو واط.

فيض التدفق الكلي:

$$G = 4 \dot{m} / (\pi d^2) \dots \dots \dots (8)$$

سرعة الجريان :

$$U_i = G \times V_i \dots \dots \dots (9)$$

وبما ان الاجراء الحقيقي خلال الانبوب الشعري لا يتم بثبوت المحتوى الحراري لذلك سوف يكون طبقا لخط فانو، والمحتوى الحراري الحقيقي لأية نقطة على خط فانو يمكن حسابه من خلال المعادلة التالية :

$$h_i' = h_k - (u_i^2 - u_k^2) / 2000 \dots \dots \dots (10)$$

من خلال المعادلات اعلاه سوف يتم حساب قيم جديدة للتدفق الكلي لمائع التليج وسعة التليج للمنظومة باعتبارها سابقا تمت على افتراض كونها اجراء (isenthalpic). لذلك سوف يتم حساب التدفق الجديد من المعادلة التالية:

$$\dot{m} = Q_r / (hg_5 - h_5') \dots \dots \dots (11)$$

وهذا بالتالي يؤدي الى تغيير في قيمة الفيض الكتلي الحقيقية وسرعة الجريان عند كل نقطة في الانبوب الشعري والتي سيتم حسابها من المعادلات اعلاه خلال عدة محاولات (iterations) [11]. والمخطط الانسيابي شكل (3) يوضح الية حصول المحاولات التكرارية.

حيث يكون:-

$$m=0.325/(388-227.52)=0.002025 \text{ kg/s}$$

$$G=4m/(\pi d^2)=2578 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

بعد عدة محاولات تكرارية لقيم خواص المائع والتدفق الكتلي وسرعة الجريان عند مختلف النقاط للأنبوب الشعري وباستخدام المعادلات المذكورة اعلاه تتقارب القيم الحقيقية عند المحاولة التكرارية التاسعة كما في الجدول (4)، وتعاد الخطوات نفسها على الانابيب الشعرية، الحالة 2 و3.

**الجدول (4)** الخواص الحقيقية لكل من سرعة الجريان والمحتوى الحراري الحراري final iteration

Section nodes	Enthalpy hi(kJ/kg)	Dryness Fraction (Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow Velocity (m/s)
K	231.8	0	0.8	2.0624
K'	231.8	0	0.8	2.0624
1	227.4	0.0742	3.264	8.4184
2	227.2	0.1348	9.103	21.406
3	226.4	0.195	17.999	46.4
4	224.09	0.242	32.135	82.84

2- الحالة الثانية:-

Capillary case:concentric ,  
Uair :3.8m/sec

**الجدول (5)** الخواص وسرعة الجريان لوسائل التبريد R-134a للأنبوب الشعري باعتبار الجريان isenthalpic

No	T (C°)	Pi bar	Hfi (kJ/kg)	Hfg (kJ/kg)	(Xi)	Vi (m <sup>3</sup> /k)	Ui=G*V (m/s)
K	36	9	---	---	0	0.8	2.437
K'	25	6.66	234.6	412.6	0	0.8	2.437
1	14	4.73	219.6	406.8	0.0826	4.319	13.162
2	3	3.26	204	400.5	0.1557	10.73	32.694
3	-8	2.16	189.3	394.1	0.221	21.07	64.2
4	-16	1.55	178.9	389.2	0.264	33.647	102.52

وتكون:-

$$m=0.37/(388-227.52)=0.002025 \text{ kg/s}$$

$$G=4m/(\pi d^2)=2578 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

**الجدول (7)** الخواص الحقيقية لكل من سرعة الجريان والمحتوى الحراري final iteration

nodes	Fanno line Enthalpy (hi)(kJ/kg)	Dryness Fraction (Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow velocity (m/s)
K	----	0	0.8	2.3575
K'	229.34	0	0.8	2.3575
1	229.26	0.0794	4.182	12.325
2	228.85	0.1529	10.55	31.1
3	227.58	0.211	20.127	59.312
4	225.27	0.239	30.614	90.218

3- الحالة الثالثة:-

Capillary case : welding , Uair : 3.8 m/s

ولكن هبوط الضغط بسبب الاحتكاك يؤدي الى استهلاك المحتوى الحراري، لذلك سوف يكون الانحدار الحقيقي على طول خط فانو (k-k'-1'-2'-3'-4')، وعلى هذا الاساس سوف تكون قيم نسبة الجفاف والحجم النوعي وسرعة الجريان والمحتوى الحراري اقل من قيمها في اجراء ثبوت المحتوى الحراري isenthalpic عند كل النقاط. وبما ان سرعة الجريان في اجراء isenthalpic هي اعلى من سرعة الجريان الحقيقية على طول خط فانو عند اي ضغط، لذلك سوف تكون القيم الابتدائية للمحاولة التكرارية الاولية للمحتوى الحراري (خط فانو) المحسوب من المعادلة 10 و11 اقل بكثير من قيمها الحقيقية كما في الجدول (3) وكذلك بالنسبة لقيم الخواص الاخرى.

**الجدول (3)** المحتوى الحراري وسرعة الجريان كأجراء اولي first iteration

nodes	Fanno line Enthalpy (hi) (kJ/kg)	(Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow velocity (m/s)
K	----	0	0.8	2.119
K'	231.8	0	0.8	2.119
1	231.7	0.0748	4.09	10.838
2	231.4	0.1384	9.32	24.716
3	230.6	0.2	18.75	49.21
4	227.52	0.2633	34.9	92.485

**الجدول (6)** يبين المحتوى الحراري وسرعة الجريان كأجراء اولي first iteration

nodes	Fanno line Enthalpy (hi)(kJ/kg)	Dryness Fraction (Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow velocity (m/s)
K	----	0	0.8	2.437
K'	234.6	0	0.8	2.437
1	234.5	0.0826	4.319	13.162
2	234.06	0.1557	10.73	32.694
3	232.5	0.221	21.07	64.2
4	229.34	0.264	33.647	102.52

**الجدول (8) الخواص وسرعة الجريان لسائل التبريد R-134a للأنبوب الشعري باعتبار الجريان isenthalpic**

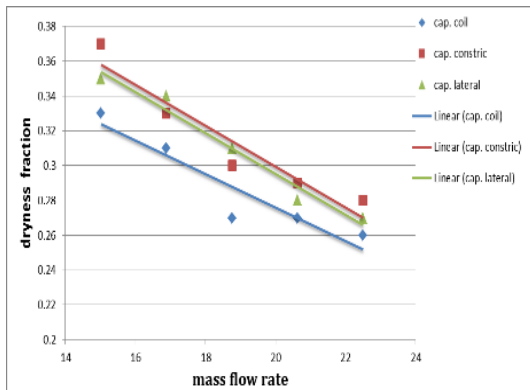
No	T (C°)	Pi bar	hfi kJ/kg	hfg kJ/kg	(Xi)	Vi (m3/k)	Ui=G*V (m/s)
K	37	9.25	---	---	0	0.8	2.337
K'	26	6.86	236.1	177	0	0.8	2.337
1	15	4.88	220.3	186.8	0.0835	4.249	12.415
2	4	3.37	205.4	195.7	0.156	10.149	29.655
3	-7	2.25	190.7	204	0.2225	22.43	65.54
4	-17	1.5	177.6	211	0.277	36.648	107.08

وتكون:-

الاول (الأنبوب الشعري الملفوف حول خط السحب (Coiled)، والثاني (الأنبوب الشعري الذي يمر من مركز خط السحب (Concentric)، والثالث (الأنبوب الشعري المثبت باللحام على خط السحب (Lateral or Welded) وتم رسم النتائج لمعرفة تأثير هذه الاشكال الثلاث على عمل الانبواب الشعري في المنظومة الانضغاطية.

من الجداول (2) الى (10) يلاحظ ان المبادل الحراري ذو الانبواب الشعري المركزي (Concentric) له اقل نسبة جفاف عند الخروج من وسيلة التمدد 0.239 بينما المبادل الحراري ذو الانبواب الملفوف (Coil) كانت 0.242 والمبادل الثالث وهو (Lateral) كانت 0.263 وهذا يعني ان المبادل الأقل نسبة جفاف هو الأعلى تأثير تبريدي عند هذا التدفق. بينما يلاحظ ان السرعة الأعلى عند هذا التدفق هي بالنسبة للأنبوب (lateral) حيث تصل الى 95.68 م/ثانية في حين اقل سرعة هي للأنبوب (coil) وهي 82.84 م/ثانية وهذه السرعة تتباين نتيجة خسائر الاحتكاك وخسائر الحثيات في الانابيب الشعرية وطبيعة الجريان إذا كان احادي الطور او ثنائي الطور.

يوضح الشكل (4) علاقة نسبة الجفاف مع معدل تدفق وسيط التبريد بثبوت درجة حرارة المحيط حيث تكون العلاقة عكسية بينهما، اي ان نسبة الجفاف تنخفض مع زيادة معدل التدفق الكلي لوسيط التبريد ونلاحظ من الشكل ان اعلى نسبة جفاف في الدورة كانت في حالة استخدام الانبواب الشعري (concentric)، هذا يعني ان السائل في هذه الحالة ارتفعت نسبة جفافه نتيجة استخدام المبادل الحراري وهذا قد يؤدي بالنتيجة الى نتيجة قريبة من الدورة القياسية التي تكون اعلى اداء" من الدورة العملية او تعمل على تقليل سعة التبريد للدورة.



**الشكل (4) العلاقة بين معدل التدفق لوسيط التبريد مع مقدار نسبة التبريد**

$$h_4 = h_{fk} = 236.1 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_{g4} = 388.6 \text{ (kJ/kg)} \quad Q_r = 0.35$$

$$d = 0.001 \text{ m}$$

$$m = 0.35 / (388 - 231.8) = 0.002295 \text{ kg/s}$$

$$G = (4 * 0.002295) / (\pi d^2) = 2922 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

**الجدول (9) المحتوى الحراري وسرعة الجريان كأجراء اولي first iteration**

nodes	Fanno line Enthalpy (h <sub>i</sub> )(kJ/kg)	Dryness Fraction (Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow velocity (m/s)
K	----	0	0.8	2.337
K'	236.1	0	0.8	2.337
1	236	0.0835	4.249	12.415
2	235.66	0.156	10.149	29.655
3	233.95	0.2225	22.43	65.54
4	230.36	0.277	36.648	107.08

$$m = 0.35 / (388 - 227.52) = 0.0022118 \text{ kg/s}$$

$$G = 4m / (\pi d^2) = 2816 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

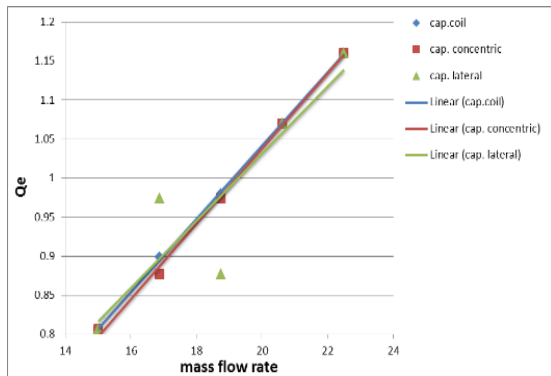
**الجدول (10) الخواص الحقيقية لكل من سرعة الجريان والمحتوى الحراري final iteration**

nodes	Enthalpy h <sub>i</sub> (kJ/kg)	Dryness Fraction (Xi) (-)	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)	Flow velocity (m/s)
K	----	0	0.8	2.252
K'	236.1	0	0.8	2.252
1	230.31	0.0828	3.429	9.629
2	230	0.155	9.238	26
3	228.07	0.217	23.996	67.57
4	225.78	0.263	33.9796	95.68

**النتائج والمناقشة**

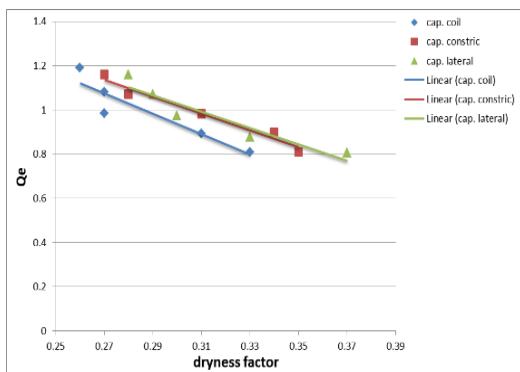
شمل البحث دراسة عملية لمعرفة تأثير ثلاثة اشكال من المبادلات الحرارية (الانبوب الشعري - خط السحب) على أداء الانبواب الشعري في منظومة التبريد الانضغاطية باستخدام مائع التبريد R134a، حيث ان القراءات تضمنت تغير معدل التدفق الكلي من 15 الى 22.5 كغم/ساعة، ولثلاث أنواع من خطوط السحب التي تكون مبادلات حرارية مع الانبواب الشعري وهي كما يلي:-

الشكل (7) يوضح علاقة سعة التبريد للدورة والتدفق الكتلي لوسيط التثليج حيث تكون العلاقة طردية بينهما، ونلاحظ من الشكل ان معدل سعة التبريد للدورة متقاربة جدا وشبه ثابتة بين الأنواع الثلاث الانابيب الشعرية للتدفقات القليلة ويتميز نوع (coil) عند اعلى تدفق.



الشكل (7) علاقة سعة التبريد للدورة والتدفق الكتلي لوسيط التثليج

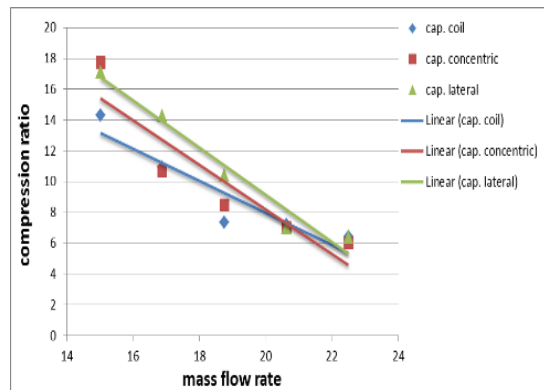
يوضح الشكل (8) العلاقة بين سعة التبريد للدورة ونسبة الجفاف لوسيط التثليج ، حيث نلاحظ بزيادة نسبة الجفاف لوسيط التثليج تنخفض سعة التبريد للدورة وذلك لان من المعلوم ان نسبة السائل هي المسؤولة عن التبريد في الدورة وليس نسبة البخار وكذلك نلاحظ ان اقل نسبة جفاف هو لنوع coil وبذلك يكون هو اعلى سعة تبريد من النوعين الاخرين.



الشكل (8) العلاقة بين سعة التبريد للدورة ونسبة الجفاف لوسيط التثليج

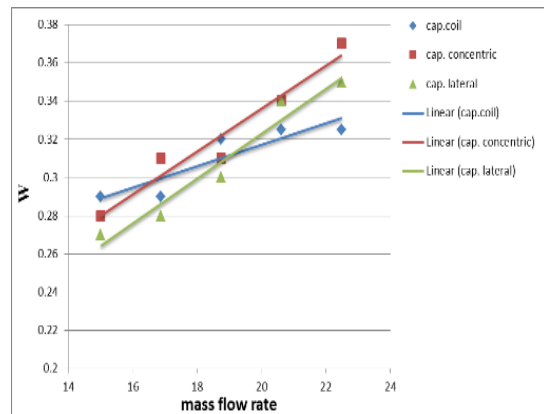
في الشكل (9) نلاحظ العلاقة بين معامل أداء دورة التبريد ومعدل تدفق وسيط التثليج عند استخدام الأنواع الثلاث من الانابيب الشعرية، حيث يزداد معامل الأداء للدورة بزيادة التدفق للأنواع الثلاثة ، كذلك نلاحظ من الشكل انه عند اقل تدفق يكون نوع (lateral) اعلى معامل أداء وهو 2.992 لانخفاض قدرة الانضغاط باعتبار ثبات سعة التبريد للأنواع الثلاث و اقل معامل أداء نوع (coil) ومقداره 2.876 بسبب ازدياد استهلاك القدرة، اما عند اعلى تدفق يبدا نوع (coil) بزيادة سريعة ليصل اعلى معامل أداء بينما نوع (concentric) يكون اقل معامل أداء للأسباب في أعلاه كما يلاحظ من الشكل (6-5).

الشكل (5) يوضح علاقة نسب الانضغاط والتدفق الكتلي لوسيط التثليج حيث تكون العلاقة عكسية بينهما، ويلاحظ من الشكل ان معدل نسب الانضغاط للدورة التي تعمل على الانبوب الشعري (Lateral) اعلى من الدورة التي تعمل على الأنواع الأخرى من الانابيب الشعرية مع تقارب كبير بين معدل قيم نسب الانضغاط للأنواع الثلاثة عند التدفق اكبر من 20 كغم/ساعة.



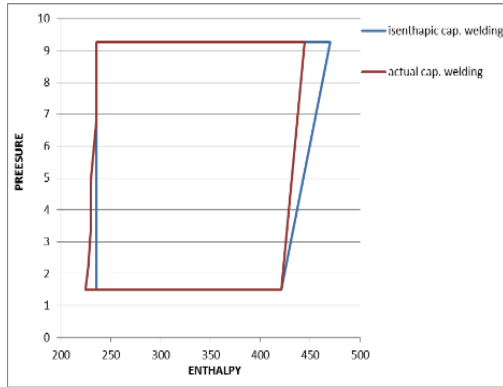
الشكل (5) العلاقة بين معدل التدفق لوسيط التبريد مع نسبة الانضغاط لدورة التبريد للأنواع الثلاثة من وسائل التمدد

يوضح الشكل (6) علاقة قدرة الانضغاط ومعدل تدفق وسيط التثليج بثبوت درجة حرارة المحيط حيث تكون العلاقة طردية بينهما، ذلك لكون القدرة تعتمد على عاملين وهما تدفق وسيط التبريد وهو يزداد طرديا مع درجة حرارة التبخير والثاني شغل الضاغط وهو عكسي مع درجة حرارة التبخير ونلاحظ ان القدرة المستهلكة للانضغاط في حالة استخدام الانبوب الشعري (lateral) في الدورة تكون اقل مما في حالة الانابيب الاخرى عند التدفق 15 كغم/ساعة حيث تكون 0.27 ويكون انبوب (coil) اعلى قدرة انضغاط 0.29 وانبوب (concentric) 0.28. بينما في اغلب التدفقات تكون اعلى قدرة انضغاط هي للأنبوب (concentric) وهذا بسبب شكل هذا المبادل الحراري الذي قد يشكل تضيق في خط السحب مما يؤدي الى زيادة قدرة الانضغاط في هذا النوع من المبادلات على العكس من المبادل (lateral).



الشكل (6) علاقة التدفق مع قدرة الانضغاط





الشكل (10-ج) العلاقة بين الضغط مع المحتوى الحراري لمعدل تدفق وسيط التبريد 0.3 لوسيلة التمدد من النوع الملحوم

#### الاستنتاجات والتوصيات

1- زيادة كل من معامل الأداء وشغل الضاغط وسعة التبريد بالنسبة للدورة بزيادة معدل التدفق الكتلي لوسيط التثليج، بينما تتخفف نسبة الجفاف ونسبة الانضغاط مع زيادة معدل التدفق الكتلي لوسيط التثليج.

2- ظهرت النتائج ان باستخدام مبادل حراري في دورة التبريد نوع (coil) تكون النسبة المئوية لزيادة معامل الأداء 6.466% نسبة الى نوع (lateral) بينما تكون النسبة المئوية لزيادة معامل الأداء في نوع (coil) كانت 5.99% نسبة الى نوع (concentric).

3- يوصى باستخدام المبادل الحراري من نوع (Lateral tube suction) للمنظومات ذات التدفقات الواطئة بينما يوصى باستخدام نوع (coil tube suction) للمنظومات ذات التدفقات العالية.

#### المصادر

1- محمود، رمضان احمد. انظمة التبريد الحرارية الميكانيكية والكهربائية اساسيات، مسائل وحلول. جامعة الاسكندرية. 2000.

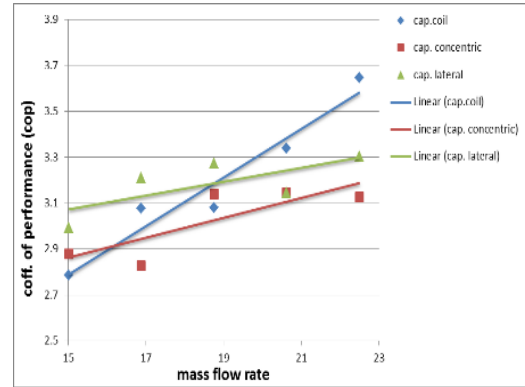
2- السيد، مصطفى محمد. هندسة تكييف الهواء . القاهرة. 2007.

3- Yan Q and Wang XL. Studies on the behavior of a capillary tube in a small refrigeration system. Presented at the International Congress of Refrigeration at Montreal, Canada, 1991.

4- Domanski PA, Didion DA and Doyle 1P. Evaluation of suction line-liquid line heat exchange in the refrigeration cycle. Purdue University. West Lafayette. 1992.

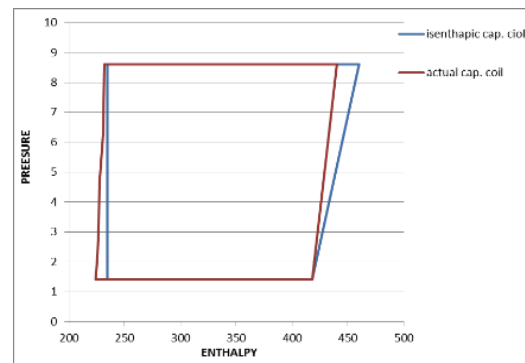
5- Arthur D. Refrigerator and freezer computer model user's guide. U. S. Department of Energy DE-ACOI-78CS20420. November 1982.

6- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning

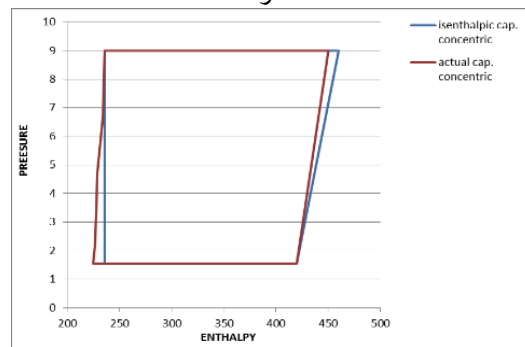


الشكل (9) العلاقة بين معامل الاداء لدورة التبريد مع معدل التدفق لوسيط التبريد لثلاثة انواع من وسائل التمدد

يوضح الشكل (10 ا، ب، ج) علاقة الضغط - المحتوى الحراري لمعدل تدفق وسيط التبريد 22.5 كغم/ساعة بثبوت درجة حرارة المحيط، يتضح من الاشكال ان ضغوط التثليج في حالة استخدام انبوب شعري (lateral) تكون اعلى من الضغوط العاملة في انواع الانابيب الشعرية الاخرى في حين ان ضغوط التثليج تكون متقاربة جدا بفرق لا يكاد يذكر. كذلك نلاحظ الاجراء الحقيقي لعملية التمدد خلال الانبوب الشعري حيث نلاحظ الفرق في اجراء التمدد الذي نعتبره دائما بثبوت المحتوى الحراري في حالة استخدام وسيلة تمدد فقط من غير مبادل حراري وهذا هو الفرق في الحالتين.



الشكل (10-أ) العلاقة بين الضغط مع المحتوى الحراري لمعدل تدفق وسيط التبريد 0.3 لوسيلة التمدد من النوع الملفوف



الشكل (10-ب) العلاقة بين الضغط مع المحتوى الحراري لمعدل تدفق وسيط التبريد 0.3 لوسيلة التمدد من النوع المتداخل

- School of Mechanical Engineering, Pusan National University. 2012; Pusan 609 735, Republic of Korea .
- 10- Waykole CP and Dange HM. Performance evaluation of water cooler with modification of liquid suction heat exchanger. International Journal of current Engineering and Technology. 2014;**3**(special issue):226-229.
- 11- Sahoo KC and Das SN. Theoretical design of adiabatic capillary tube of a domestic refrigerator using refrigerant R-600a. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. 2014;**1**(5): 306-314.
- 12- Park J. Heat transfer to pulsating turbulent gas flow. 7<sup>th</sup> Int. Heat Transfer Conf. 1985;**3**:105-110.
- 13- الجودي خالد احمد. مبادئ هندسة التكييف والتثليج. جامعة البصرة، الطبعة الثانية . 2000.
- Engineers, ASHRAE Handbook. Equipment volume, Atlanta, GA. 1988.
- 7- Christian JL, Hermes CM, Fernando TK. Algebraic solution of capillary tube flows. Part II: Capillary tube suction line heat exchangers. POLO Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics, Federal University of Santa Catarina, 88040-970 Florianópolis, SC, Brazil 2010.
- 8- Jeong JH, Park SG, Sarker D, Chang KS. An assessment of models for predicting refrigerant characteristics in adiabatic and non-adiabatic capillary tubes. Heat Mass Transfer.2011;**47**:163–180, DOI: 10.1007/s00231-010-0697-0.
- 9- Sarker D and Jeong JH. Development of empirical correlations for non-adiabatic capillary tube based on mechanistic model.