

دراسة عملية لبيان تأثير الاختلاف في طول الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الأنضغاطية باستخدام مائع التثليج (R134a)

ثامر خلف سالم	سعد سامي فرحان	سامر محمود خلف
مدرس مساعد	مدرس مساعد	مدرس مساعد
قسم الهندسة الميكانيكية	قسم هندسة المكانن والمعدات	قسم الهندسة الميكانيكية
جامعة تكريت	الجامعة التكنولوجية	جامعة تكريت

الخلاصة:

دُرس في هذا البحث تجريبيا أداء منظومة التثليج الانضغاطية بالاعتماد على تغيير طول الأنبوب الشعري وباستخدام مائع التثليج (R134a). أجريت الاختبارات لثلاث قيم من أطوال الأنبوب الشعري (120,100,80cm) مع تغيير معدل التدفق الكتلتي لكل طول وكانت تتراوح قيمه بين (2- 6 g/s) مع ثبوت قطر الأنبوب الشعري الذي يساوي (2mm).

بينت النتائج المستحصلة أن معامل الأداء للدورة (COP) يقل بنسبة (38.14%) كلما زاد معدل التدفق الكتلتي من (2- 6 g/s) و بنسبة (6.65%) كلما زاد طول الأنبوب الشعري من (120-80cm) وتكون قيمته عند الطول (80cm) هي أكبر من الطول (120cm) عند أقل تدفق بينما تتقارب قيمة (COP) لجميع الأطوال عند التدفقات الكبيرة. كما بينت النتائج أن (COP) يقل مع ازدياد درجات حرارة المكثف لجميع الأطوال. وتبين من الدراسة أيضا أن القدرة الانضغاطية للضاغط تزداد مع زيادة درجة حرارة المكثف بنسبة (68.36%) وتزداد مع زيادة طول الأنبوب الشعري بنسبة (9.54%) مع تقارب قيمه عند الطولين (120,100cm). اظهرت الدراسة ايضا ان درجة حرارة التبريد الإضافي ثابتة عند التدفقات القليلة وتقل عند التدفقات الأكبر بنسبة (34.35%). خلال هذه الدراسة وجد أن أفضل طول أستخدم في دورة التثليج وعند أدنى تدفق كتلي (2.78 g/s) هو الطول (80 cm) لأنه يعطي أعلى أداء وأقل قدرة أنضغاطية، وعند أعلى تدفق كتلي (5.83 g/s) وجد أن الطول (100 cm) يعطي أعلى أداء وأقل قدرة أنضغاطية.

الكلمات الدالة: طول الأنبوب الشعري، أداء دورة التثليج الأنضغاطية، R134a .

الغاز		
Watt	القدرة الكهربائية الداخلة إلى الضاغط	We
kJ/kg	شغل الضاغط	We
--	نسبة غاز التذير	X
kg/m <sup>3</sup>	الكثافة	$\rho$
%	الكفاءة الكهربائية	$\eta_e$
%	الكفاءة الحجمية	$\eta_v$
		المختصرات
-	غاز أو بخار	g
-	سائل	f
-	معامل الأداء	COP

#### المقدمة

لمنظومات التثليج الأنضغاطية استعمالات واسعة في جميع مجالات الحياة منها التطبيقات الصناعية والزراعية والكيميائية. تتألف دورة التثليج الانضغاطية من أربعة أجزاء رئيسية هي الضاغط والمكثف وأداة التمدد والمبخر ولكل من هذه المكونات الأربعة خصائص تصميمية وخصائص أداء معينة، كما إن هذه الأجزاء لها أشكال وتصاميم مختلفة [1]. إحدى هذه الأجزاء الرئيسية لمنظومة التثليج الأنضغاطية هي وسيلة التمدد التي تقسم إلى أنواع عديدة حسب الظروف التصميمية للدورة، من هذه الأنواع هو الأنبوب الشعري الذي هو عبارة عن أنبوب بسيط بقطر داخلي يتراوح بين (0.5-2 mm) وبطول أقل ، 14 إلى حوالي ستة أمتار ويستعمل غالبا في منظومات التثليج الصغيرة التي لا تتجاوز سعة التثليج فيها عن ( 10 kW)، ويستعمل كوسيلة تمدد والسيطرة على معدل التدفق الكتلتي لمائع التثليج [2]. قام الباحثون ( Cooper )

الرموز المستخدمة		
A	مساحة المقطع للأنبوب الشعري	m <sup>2</sup>
C	سرعة المائع	m/s
Cc	نسبة الخلوص الحجمية = 0.04	--
CL	معامل تصحيح خسائر المكبس والصمامات = 0.8	--
D	القطر الداخلي للأنبوب الشعري	mm
E	القدرة الكهربائية	Watt
h	المحتوى الحراري للمائع	kJ/kg
I	التيار	A
L	طول الأنبوب الشعري	cm
m <sup>o</sup>	معدل التدفق الكتلتي	kg/s
n	الأس البوليتروبي	-
P	الضغط	bar
Q	معدل التصريف الحجمي	L/min
Qe	سعة تبريد المنظومة	Watt
Qc	الحرارة المطروحة من المكثف	Watt
Rc	نسبة الأنضغاط	-
T	درجة الحرارة	°C
	القدرة الأنضغاطية للضاغط	Watt 15
v	الحجم النوعي للمائع	m <sup>3</sup> /kg
V	فرق الجهد	volt
Vcc	السعة الحجمية لتبريد	kJ/m <sup>3</sup>

تتليج انضغاطية يتكون من برنامجين الأول للدورة الانضغاطية النموذجية المثالية والثاني للدورة الانضغاطية الحقيقية لغرض مماثلة العمليات الحرارية والجريانبة التي تحدث في كل جزء من مكونات الدورة وتم تصميم الأنموذج العددي بشكل نمذجي حتى يتسنى إمكانية إدخال المتغيرات في مكونات الدورة ومائع التتليج وقد أعطى الأنموذج نتائج جيدة بالمقارنة مع النتائج العملية للباحث إذ لم تتجاوز نسبة الخطأ (7- إلى 3- %) للقدرة المستهلكة في الضاغط و (11.3- إلى 0.7+ %) لمعامل الأداء.

وفي عام (2001) قام الباحث (احمد عبد النبي)<sup>[8]</sup> ببناء أنموذج رياضي لمحاكاة منظومة تتليج انضغاطية والذي يمكن بواسطته التنبؤ بأداء المنظومة عند استخدام موائع تتليج بديلة ولمعرفة صحة العلاقات المستخدمة قام الباحث بإجراء تجارب عملية على منظومة تبريد انضغاطية باستخدام مائعي التتليج (R-22) و (R-290) ومن خلال عملية المقارنة تبين إن نسبة الحيويد لمعامل أداء الدورة لم تتجاوز (5.8%) عند استخدام مائع التتليج (R-22) و (6.78%) عند استخدام مائع التتليج (R-290) ، كما أكدت النتائج المستحصلة على ضرورة إجراء تغييرات تصميمية على الأجزاء التي تستخدم مائع التتليج (R-290) كزيادة طول الأنبوب الشعري بمقدار (17%) وزيادة الإزاحة الحجمية للضاغط بنسبة (20%) لإنتاج نفس السعة لمائع التتليج (R-22).

قام الباحث (M.A.Akintunde)<sup>[9]</sup> في عام (2007) باستخراج طول الأنبوب الشعري بالاعتماد على العديد من معاملات الاحتكاك ومعادلة اللزوجة للجريان ثنائي الطور وبينت النتائج بان طول الأنبوب الشعري يعتمد على كلا من عدد رينولدز (Re) ونسبة التذير (dryness fraction) كما قام

(L. , et al.)<sup>[3]</sup> في عام (1957) بدراسة نظرية وعملية على أنبوب شعري باستخدام مائعي التتليج (R-12) و (R-22) وبينت النتائج بان الطول المحسوب من البرنامج هو اقصر من الطول الحقيقي ووجدوا بان أهم الأسباب التي أدت إلى هذا الحيويد هي ظاهرة التأخر في الغليان أي استمرار المائع بالحالة السائلة بعد خط الإشباع ببضع درجات بين (2.7-5.5)°C.

قام الباحثون (Krolic , et al.)<sup>[4]</sup> في عام (1983) بدراسة نظرية لأداة تمدد من نوع أنبوب شعري، وقدموا أنموذج رياضي يقوم بربط معادلة الاستمرارية والزخم والطاقة واعتمدوا طريقة (Rang-Kutta) العددية في الحل، واعتبروا إن الجريان ثنائي الطور داخل الأنبوب الشعري هو جريان فقاعي (Bubble flow) وأعطى الأنموذج نتائج جيدة بالمقارنة مع النتائج العملية ونتائج أنموذج الجريان المتجانس للباحثان (Awn A.G. & Rezk A.M.)<sup>[5]</sup> في عام (1979) ولحالتى الجريان الادياباتي والادياباتي ، وعند مقارنة نتائج الأنموذج الفقاعي مع الأنموذج المتجانس وجد أن الأنموذج الفقاعي يكون أكثر تطابقاً مع النتائج العملية.

وفي عام (1997) قدم الباحث نشوان<sup>[6]</sup> دراسة حول تصميم ومحاكاة منظومة تتليج انضغاطية تعمل بمائع التتليج (R-22) وتستعمل مكثف ومبخر من نوع الاسطوانة والأنابيب وأداة التمدد من نوع أنبوب شعري حيث قام ببناء برنامجي حاسوبي يقوم الأول بتصميم المنظومة والثاني يقوم بمحاكاتها وأعطى الأنموذج نتائج جيدة بالمقارنة مع النتائج العملية للباحث إذ لم تتجاوز نسبة الخطأ (±10.2%) للقدرة المستهلكة في الضاغط و (±6.19%) لمعامل أداء الجهاز و (±4.5%) لسعة التبريد. قدم الباحث (Hussain)<sup>[7]</sup> في عام (1998) أنموذج حسابي لدورة

بينهما مما يؤدي إلى اكتساب الحرارة إلى داخل أنابيب المبخر وبالتالي تبخر مائع التثليج.

#### 4-أداة التمدد (Expansion device):

تتلخص وظيفة أداة التمدد بتقليل الضغط في منظومة التثليج من الضغط العالي في المكثف إلى الضغط الواطئ في المبخر نتيجة الاحتكاك وتسارع السائل فيه بسبب قطره الصغير، وتم استخدام الأنابيب الشعري (Capillary tube) كوسيلة تمدد مصنوع من النحاس ويقطر (2mm) وبأطوال مختلفة (120,100,80 cm).

#### أجهزة القياس

تم استخدام مجموعة من أجهزة القياس لغرض إجراء التجارب العملية وفيما يلي تعريف بالوسائل المستخدمة في القياس:

#### 1- قياس التدفق (Flow Measurement):

تم استخدام مقياس تدفق من نوع (Rotometer) يقرأ معدل التدفق للمدى (0-0.3 L/min).

#### 2- قياس الضغط (Pressure Measurement):

لقياس ضغط المبخر استخدم مقياس ضغط بمدى (1-15 bar) ولقياس ضغط المكثف تم استخدام مقياس ضغط بمدى (0 to 35 bar).

#### 3- قياس درجة الحرارة (Temperature Measurement):

تم استخدام مزدوجات حرارية من نوع (T) لقياس درجة حرارة كل النقاط المبينة في الشكل (2) الذي يوضح مخطط الأجزاء الرئيسية لدورة التثليج وتمثيلها على مخطط (p-h)، وهذه المزدوجات الحرارية مربوطة مع مقياس درجة الحرارة الرقمي (Digital Thermometer).

#### مائع التثليج

تم استخدام مائع التثليج (R134a) من مجموعة (HFC's) والتي تسمى بصديقة الأوزون وذلك لعدم احتواء تركيبها الكيميائي على ذرة الكلور ولها عامل نضوب الأوزون (ODP) مساوي للصفر<sup>[10]</sup>. جدول رقم (1) يوضح

الباحث بمقارنة الأطوال المستخرجة مع الطول القياسي المعطى في (ASHRAE) وأظهرت النتائج تقارب جيد بزيادة درجة التبريد الإضافي (cooling).

#### الجانب العملي

نظرا لتطور موائع التثليج ومنها (R134a) واستخدامه في منظومات التثليج، عهدنا إلى القيام بدراسة عملية لمعرفة تأثير التغير في طول الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الأنضغاطية وللأطوال (120,100,80 cm) وباستخدام مائع التثليج (R134a).

#### الجهاز المستخدم

يتألف الجهاز المستخدم في إجراء التجارب العملية والموضح في الصورة الفوتوغرافية الشكل (A-1) والرسم التخطيطي (B-1) من الأجزاء التالية:

#### 1-الضاغط (Compressor):

يعد الضاغط قلب دورة التثليج الانضغاطية، ولم تتسع وتنمو صناعة التثليج إلا بعد تطور وتقديم صناعة الضاغط ويجري خلاله عملية انضغاط بخار مائع التثليج، فقد تم استخدام ضاغط ترددي (Reciprocating Compressor) خلال البحث الحالي.

#### 2-المكثف (Condenser):

تم استخدام مكثف من نوع أنبوب-زعنفة (fin-tube) مجهز بمروحة تدفع الهواء خلاله حيث يتخلل هوا 18 من بين الزعانف والسطوح الخارجية لأنابيب المكثف ليحصل التبادل الحراري بين المكثف والهواء الخارجي حيث يتم طرح الحرارة من المكثف إلى المحيط الخارجي ويؤدي ذلك إلى تكثف مائع التثليج داخل الأنابيب.

#### 3-المبخر (Evaporator):

تم استخدام مبخر من نوع أنبوب-زعنفة (fin-tube) مجهز بمروحة حيث يمر الهواء عبر الزعانف والأسطح الخارجية لأنابيب المبخر ليحصل التبادل الحراري

$$h_g = 399.31 + 0.55T - 0.0038T^2 + 11.32 * 10^{-5} T^3 - 1.19 * 10^{-6} T^4 \quad \text{.....(1)}$$

$$\rho_f = 1296.6 - 3.48T - 0.025T^2 + 1.132 * 10^{-4} T^3 - 7.4351 * 10^{-6} T^4 \quad \text{.....(2)}$$

$$v_g = 0.0698 - 0.0025T + 5 * 10^{-5} T^2 - 5.22 * 10^{-7} T^3 + 2.102 * 10^{-9} T^4 \quad \text{.....(3)}$$

$$v_f = 7.8 * 10^{-4} + 2.62 * 10^{-6} T - 1.67 * 10^{-8} T^2 - 1.44 * 10^{-10} T^3 + 6.98 * 10^{-12} T^4 \quad \text{.....(4)}$$

$$\text{.....(5)}$$

• وفي حالة التحميص:

$$h_1 = 400.87 + 0.519T + 0.00891T^2 - 7.386 * 10^{-5} T^3 + 2.194 * 10^{-7} T^4 \quad \text{.....(6)}$$

$$v_1 = 0.049 + 2.77 * 10^{-4} T - 4.298 * 10^{-7} T^2 + 1.064 * 10^{-9} T^3 \quad \text{.....(7)}$$

$$h_2 = 391.496 + 0.912266T + 0.000487326T^2 \quad \text{.....(8)}$$

$$v_2 = 0.0302 + 2.03 * 10^{-4} T - 3.2201 * 10^{-7} T^2 + 6.1447 * 10^{-10} T^3 \quad \text{.....(9)}$$

في حين تم حساب معدل التدفق الكتلتي للمائع  $m^o$  ووحداتها (kg/s) من المعادلة التالية<sup>[2]</sup>:

$$m^o = \rho_f * Q \quad \text{.....(10)}$$

سرعة المائع تم حسابها من المعادلة التالية:

$$C = \frac{m^o}{A \cdot \rho_f} \quad \text{.....(11)}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

لنا الخواص الفيزيائية لمائع التليج المستخدم في التجارب العملية<sup>[11]</sup>.

### طريقة إجراء الحسابات

قبل البدء بالتجارب تمت معايرة المزدوجات الحرارية باستعمال محرار زئبقي في عملية المعايرة وذلك بوضع الجزء الحساس للمزدوج الحراري والمحرار الزئبقي في أناء يحتوي على خليط من الماء المقطر والثلج وأخذت قراءتيهما وبعدها تم تسخين الخليط باستخدام مسخن كهربائي وتم تسجيل قراءة المحرار الزئبقي وقراءة المزدوج الحراري إلى أن نصل إلى درجة حرارة (100 °C)، ويوضح الشكل (3) نتائج المعايرة للمزدوجات الحرارية المستخدمة في المنظومة. وكانت درجة حرارة المحيط الخارجي ضمن مدى ( 20-25 °C)، وطريقة إجراء التجارب يمكن توضيحها بالخطوات التالية:-

1-تشغيل منظومة التليج الانضغاطية.

2-التحكم بمعدل التدفق الحجمي بوحدة (L/min) بواسطة صمام تحكم خلال مقياس التدفق (Rotometer).

3-التحكم بمسار الجريان لمائع التليج خلال الأطوال الثلاث للأنبوب الشعري بواسطة ثلاث صمامات للتحكم وموضحة في الشكل (A-1) و (B-1).

4-يترك الجهاز لمدة (60-90) دقيقة للوصول إلى حالة الاستقرار ويتم معرفة ذلك عند ثبوت درجات الحرارة والضغط على طول الدورة. حيث تؤخذ قراءات الضغوط وذلك باستخدام مقياسي ضغط أحدهما يقيس الضغط العالي (high pressure) والآخر يقيس الضغط الواطئ (Low pressure)، أما درجات الحرارة فتقرأ على طول الدورة مع معدل التدفق الكتلتي والتيار والفولتية والقدرة الكهربائية الداخلة إلى الضاغط.

تم حساب خواص مائع التليج (R134a) المستخدم اعتماداً على تغير درجات حرارة المائع في دورة التليج وتحسب من المعادلات التجريبية التالية<sup>[11]</sup>:

• في حالة الأشباع:

$$h_f = 199.69 + 1.36T + 0.00321T^2 - 6.78 * 10^{-5} T^3 + 7.05 * 10^{-7} T^4$$

إن عملية الانضغاط تحدث بأجراء بوليتروبي وان لها نفس قيمة الأس البوليتروبي (n) ويتمثل الأجراء بالمعادلة:

$$Pv^n = \text{constant}$$

وتم استخراج الكفاءة الحجمية للضاغط من المعادلة التالية<sup>[7]</sup> :

$$\eta_v = Cl. \left[ 1 - Cc. \left[ (Rc)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right] \dots\dots(15)$$

$$Rc = \frac{Pc}{Pe}$$

ويتطبيق معادلة الحالة للتدفق المستمر على أجزاء الدورة وبإهمال التغير في الطاقة الكامنة والحركية نحصل على المعادلات التالية<sup>[1]</sup> :

للضاغط : ان المحتوى الحراري لمائع التثليج يزداد خلال شوط الأنضغاط البولتروبي من (1-2) كما مبين في الشكل (2)، ويمكن الحصول على القدرة اللازمة لضغط بخار مائع التثليج من المعادلة التالية:

$$TCP = m^o . Wc$$

$$Wc = h_2 - h_1$$

.....(16)

للمكثف: الأجراء (3-2) تجري عملية التكثيف بثبوت ضغط وتم حساب معدل الحرارة المطروحة من المكثف من معادلة التالية:

$$Qc = m^o . (h_2 - h_3)$$

.....(17)

ولأداة التمدد: (5-4) تجري عملية التمدد أديباتيا بثبوت المحتوى الحراري ويتعبير أخر فأن:

$$h_4 = h_5$$

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

إن نسبة التذير (X) تم احتسابها اعتمادا على معادلة الاستمرارية ومعادلة الطاقة:-

$$1000h_5 + \frac{v_5^2 . S^2}{2} = 1000h_4 + \frac{C^2}{2}$$

$$1000h_{f5} + 1000(h_{g5} - h_{f5}) + \frac{[v_{f5} + (v_{gf} - v_{f5})X]^2}{2} * S^2 = 1000h_{f4} + \frac{C^2}{2}$$

$$X = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

.....(12)

حيث أن

$$a = \frac{(v_{g5} - v_{f5}).S^2}{2}$$

$$b = 1000(h_{g5} - h_{f5}) + (v_{g5} - v_{f5}).v_{f5}.S^2$$

$$c = 1000(h_{f5} - h_{f4}) + \frac{v_{f5}^2 . S^2}{2} - \frac{C^2}{2}$$

$$S = \frac{m^o}{A}$$

ولغرض احتساب المحتوى الحراري الخارج من الأنبوب الشعري اعتمادا على نسبة التذير (X) تستخدم المعادلات التالية:

$$19 \quad h = h_f(1 - X) + X . h_g$$

$$20 \quad v = v_f(1 - X) + X . v_g$$

.....(13)

إن تحول الطاقة الكهربائية إلى طاقة ميكانيكية ينتج عنها خسائر نتيجة الاحتكاك و الهسترة ومقاومة الأسلاك والتي تمثل بمجموعها الكفاءة الكهربائية للمحرك الكهربائي<sup>[8]</sup> :

$$\eta_e = \frac{We}{E} \dots\dots\dots(14)$$

حيث أن

$$E = I * V$$

قيمة عند الطول (L=80cm) كانت (COP=6.33) ولنفس التدفق. والشكل (5) يبين الاختلاف في معامل الأداء لأطوال الأنبوب الشعري الثلاث، حيث نلاحظ أن أعلى معامل أداء عند الطول (L=80cm) مقارنة بالأطوال الأخرى وعند جميع درجات حرارة التكثيف، ويعود السبب إلى زيادة سرعة المائع في الأنبوب الشعري وبالتالي تزداد الخسائر بسبب زيادة الاحتكاك بين المائع والسطح الداخلي للأنبوب الشعري. الشكل (6) يوضح تغير القدرة الانضغاطية لمائع التثليج R134a مع تغير طول الأنبوب الشعري ولمختلف درجات حرارة المكثف اعتمادا على تغيير معدل التدفق الكتلي، حيث نلاحظ ان اقل قدرة انضغاطية هي عند الطول (L=80 cm) وكانت (TCP=80.04 Watt) وأعلى قدرة أنضغاطية عند الطول (L=120cm) وكانت (TCP=114.47 Watt)، وذلك لأن نسبة الأنضغاط (Rc) عند (L=80 cm) هي اقل من نسبة الانضغاط عند (L=120cm) وبالتالي سوف يحتاج الضاغط إلى قدرة اقل للأنضغاط. الشكل (7) يوضح تغير ضغط المبخر لأطوال الأنبوب الشعري الثلاثة مع اختلاف معدل التدفق ألكتلي، ويلاحظ أنه بزيادة طول الأنبوب الشعري يقل ضغط المبخر وذلك بسبب زيادة الخسائر داخل الأنبوب الشعري وبالتالي نقصان ضغط المبخر بنسبة (10.92%) والذي بدوره يزداد مع زيادة معدل التدفق ألكتلي بنسبة (57.11%). الشكل (8) يوضح تغير درجة حرارة التبريد الإضافي مع تغير معدل التدفق ألكتلي ولمختلف أطوال الأنبوب الشعري، حيث نلاحظ من الشكل نقصان درجة حرارة التبريد الإضافي مع زيادة معدل التدفق ألكتلي وتزداد بزيادة طول الأنبوب الشعري، ويعود السبب أنه بزيادة طول الأنبوب الشعري تزداد القدرة الانضغاطية بنسبة (19.54%) وبالتالي تحتاج الدورة إلى زيادة في درجة

$$Qe = m^o . qe$$

$$qe = h_6 - h_5$$

.....(18)

وتم حساب السعة الحجمية لتبريد الغاز بوحدة (kJ/m<sup>3</sup>) من المعادلة التالية:

$$V_{cc} = \frac{qe}{v_1}$$

.....(19)

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

$$COP = \frac{Qe}{TCP}$$

.....(20)

#### النتائج و المناقشة

شمل البحث استقصاء تجريبي لمعرفة تأثير طول الأنبوب الشعري على أداء منظومة التثليج الانضغاطية باستخدام مائع التثليج R134a ، وأن وصف الجهاز وطريقة إجراء التجارب وضحت في الجانب العملي. شملت التجارب تغير معدل التدفق ألكتلي من (2-6 g/s) ولأطوال الأنبوب الشعري الثلاث (120,100,80 cm). الجدول رقم (2) يوضح مقارنة للنتائج الحسابية لأدنى وأعلى تدفق كتلي للمائع ولأطوال الثلاثة للأنبوب الشعري.

الشكل (4) يوضح تغير معامل أداء منظومة التثليج الأنضغاطية (COP) بالنسبة لتغير طول الأنبوب الشعري (L) مع تغير معدل التدفق ألكتلي للمائع، ويلاحظ من الشكل أن معامل الأداء يقل كلما زاد معدل التدفق ألكتلي وذلك بسبب زيادة القدرة المستهلكة في الضاغط اللازمة لضغط الكمية الإضافية للمائع، لذلك فإن أقل قيمة لمعامل الأداء عند الطول (L=120cm) وعند (m<sup>o</sup> = 2.78g/s) كانت (COP=5) وأكبر

cm) عند أدنى تدفق كتلي (2.78 g/s)، والطول (100 cm) عند أعلى تدفق كتلي (5.83 g/s)، لأنهما يعطيان أعلى أداء للدورة وأقل قدرة أنضغاطية.

#### التوصيات

من خلال إجراء هذا البحث وما تم الحصول عليه يوصى بأجراء بعض الدراسات المكملية لهذه الدراسة:

(1) دراسة تأثير التغير في قطر الأنبوب الشعري على أداء المنظومة مع ثبوت طول الأنبوب ولنفس مائع التنتليج.

(2) دراسة تأثير أداة التمدد (صمام التمدد والأنبوب الشعري) على أداء المنظومة.

(3) دراسة تأثير التغير في درجة حرارة المحيط على أداء المنظومة باختلاف أطوال الأنبوب الشعري وبثبوت معدل التدفق الكتلي.

#### المصادر

- [1] الدكتور خالد الجودي "مبادئ هندسة تكييف الهواء والتنتليج"، جامعة البصرة. (1986)
- [2] W.F.stoeker, "Refrigeration and Air condition", Mc Graw-Hill publishing company ltd, second Edition, (1982).
- [3] Cooper L., et al., "Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions" Refrigeration

حرارة التبريد الإضافي بنسبة (23%) كلما زاد معدل التدفق الكتلتي. ويوضح الشكل (9) مخطط الدورة على إحداثيات (ضغط-أنتالبي) للمائع (R134a) مع اختلاف طول الأنبوب الشعري وعند معدل التدفق الكتلتي ( $m^o = 4.44 \text{ g/s}$ )، ويلاحظ من الشكل أنه بزيادة طول الأنبوب الشعري ترافقها زيادة في القدرة المجهزة للضاغط بنسبة (9.78%) مع زيادة في سعة التنتليج بنسبة (1.61%) و نقصان في أداء المنظومة بنسبة (8.31%).

#### الاستنتاجات

تم في هذا البحث تغيير معدل التدفق الكتلي من (6-2 g/s) وباستخدام أطوال الأنبوب الشعري (120,100,80cm) حصلنا على الاستنتاجات التالية:

1. أن معامل الأداء لدورة التنتليج الانضغاطية (COP) يقل بنسبة (38.14%) عند ازدياد معدل التدفق الكتلتي، وبنسبة (6.65%) كلما زاد طول الأنبوب الشعري من (120-80cm).

2. القدرة الأنضغاطية للضاغط تزداد بنسبة (68.36%) بزيادة معدل التدفق الكتلتي للمائع R134a، و بنسبة (9.54%) بزيادة طول الأنبوب الشعري.

3. بزيادة الطول للأنبوب الشعري بثبوت القطر يقل ضغط المبخر بنسبة (10.92%) وذلك لزيادة الخسائر داخل الأنبوب الشعري.

4. أن الزيادة في درجة حرارة التبريد الإضافي (Sub-cooling) تزداد بنسبة (23%) عند الطول (L=120cm) مقارنة مع الأطوال الأخرى (100,80cm).

5. لوحظ من هذه الدراسة أن أفضل طول للأنبوب الشعري أستخدم في منظومة التنتليج الانضغاطية بالاعتماد على معدل التدفق الكتلتي هما الطول (80



Hydrocarbon Processing “ , August 1994,PP.(107-112).

[11] ASHRAE Fundamental Handbook, 1997.

Engineering, (1957),Vol.65, No.7, pp. (37-41).

[4] Krolickt Z., et al., "Model of throttling capillary tube with matastable process", proc. of the XVI Congr. Of ref., Paris, 1983, pp. (699-709).

[5] Awn A.G. and Rezk A.M.," Investigation on flow of R-22 through capillary tube", proc. of the XV Int. Congr. of ref., Venice,1979, pp (789-809).

[6] نشوان باسم بهنام "استخدام الحاسبة في تصميم ومحاكاة منظومة تثلّيج انضغاطية" رسالة ماجستير، قسم هندسة المكائن والمعدات ، الجامعة التكنولوجية ، 1997.

[7] Hussain R.M.,"Anumerical simulation of vapour compression refrigeration cycle using alternative refrigerants", ph.D Thesis, Baghdad university, Mech. Eng. Dept, (1998).

[8] احمد عبد النبي عمران "مقارنة اداء مائع التثلّيج R22 و R290 في منظومة تثلّيج انضغاطية ودراسة تأثيرها على الأنبوب الشعير " رسالة ماجستير، قسم هندسة المكائن والمعدات، الجامعة التكنولوجية، 2001.

[9] M.A.Akintunde,"The effects of friction factors on capillary tube length", the pacific journal of science and technology, 2007, Vol.8, No.2, pp (.238-245).

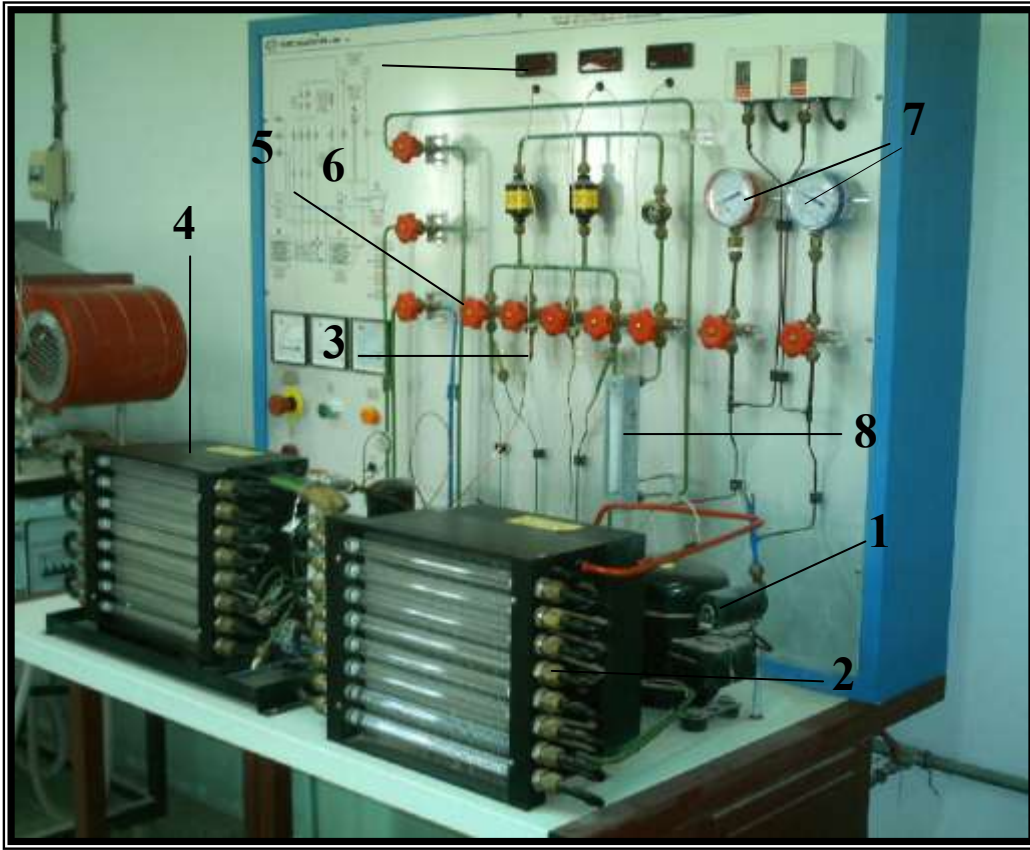
[10] Wojdon W, and George M.," How to Replace CFC Refrigerants

جدول رقم (1) يبين الخواص الفيزيائية لمائع التثليج المستخدم.

No	Chemical name	Chemical formula	Molecular mass	Boiling point (c°)	Freezing point (c°)	Critical pressure (bar)	Critical temperature (c°)	Critical volume (L/Kg)
R134a	Tetrafluoroethan	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102.03	-26.16	-96.6	40.76	101.1	1.81

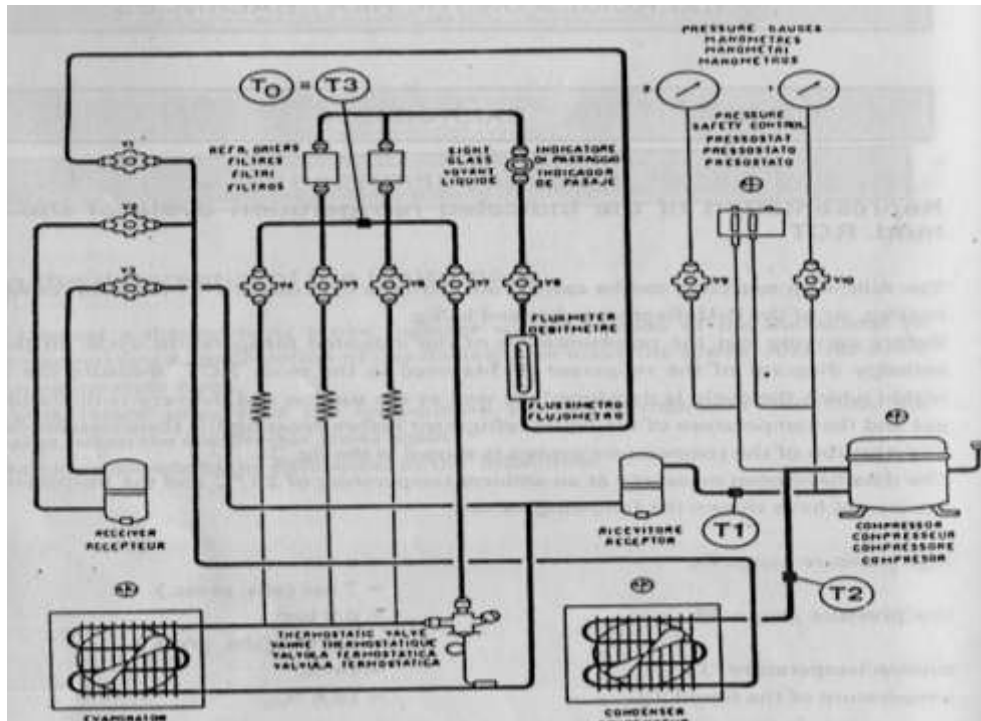
جدول رقم (2) مقارنة النتائج الحسابية للدورة بأخذ أدنى وأعلى تدفق كتلي ولأطوال مختلفة للأنبوب الشعري

Mass flow rate	2.78 g/s			5.833 g/s		
L (cm)	80	100	120	80	100	120
TCP (Watt)	80.04	92.87	114.4663	309.912	295.433	304.816
Vcc (KJ/m <sup>3</sup> )	3379.044	3393.207	3411.311	3448.425	3430.839	3444.078
COP (-)	6.328	5.5323	5.0004	3.3302	3.5608	3.43066
Qe (Watt)	506.494	513.781	572.377	1032.073	1051.973	1045.72
X (-)	0.179343	0.172588	0.158506	0.094602	0.0842764	0.09421
$\eta_v$ %	56.96377	55.07865	53.6478	68.764	68.2834	68.2468
$\eta_e$ %	60.7211	56.7376	60.0751	65.764	66.5377	66.762
n (-)	1.117814	1.121528	1.127953	1.209325	1.206889	1.205678
Tsub-cooling (c°)	1.2	1.4	1.5	0.65	0.85	1
Rc (-)	6.227	6.398	6.43	10.732	11.44	12

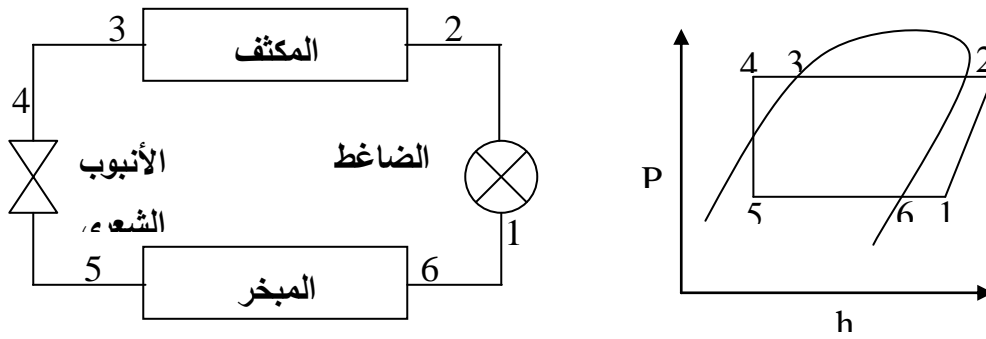


شكل (A-1) صورة فوتوغرافية توضح الجهاز المستخدم في البحث

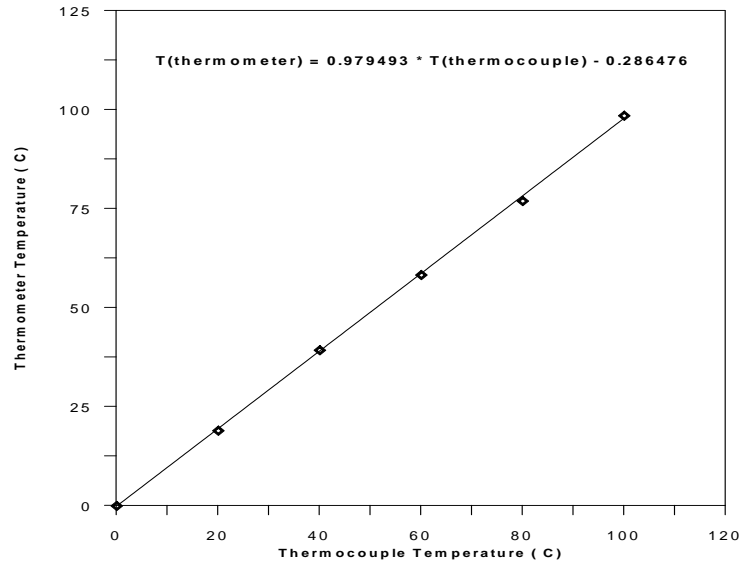
- (1) ضاغط (2) مكثف (3) الأنبوب الشعري (4) المبخر (5) صمام التحكم (6) مقياس رقمي لقياس درجات الحرارة (7) مقياسي الضغط (8) مقياس التدفق الحجمي



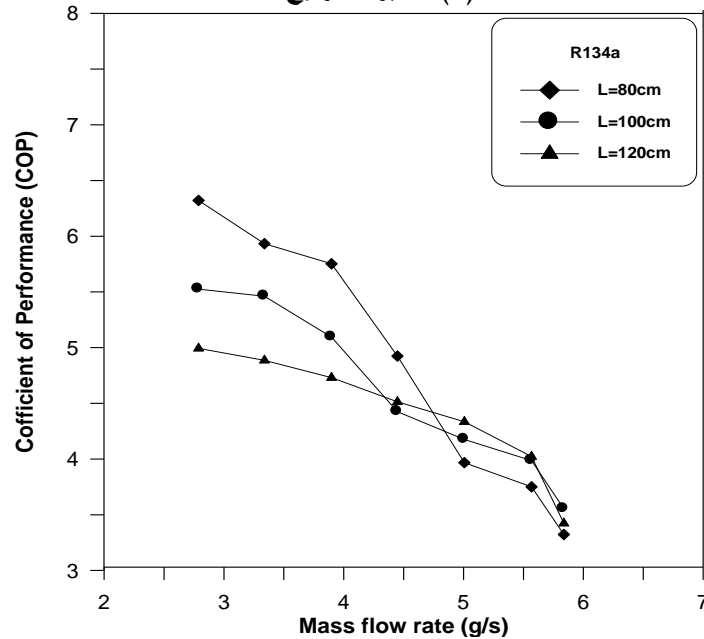
شكل (B-1) رسم تخطيطي للجهاز



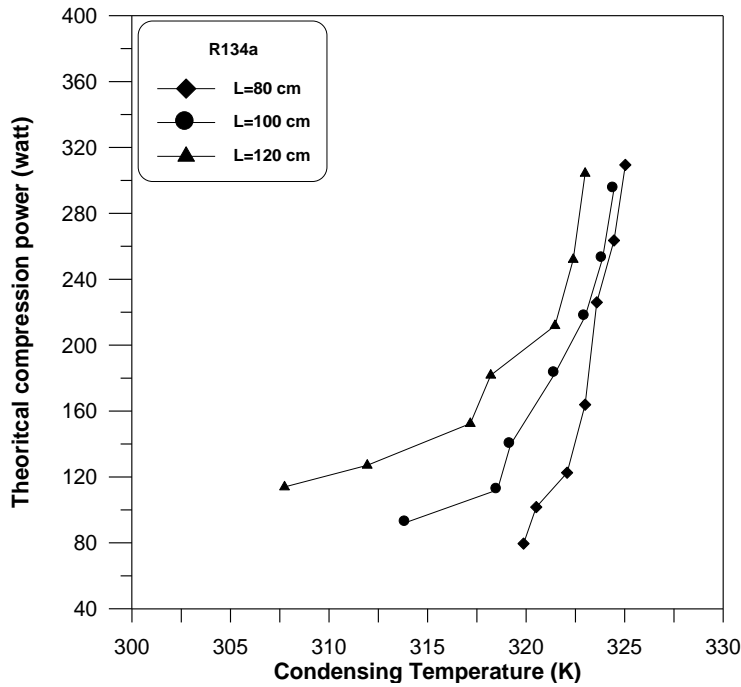
شكل (2) يوضح مخطط الأجزاء الرئيسية لدورة التثليج الانضغاطية وتمثيلها على مخطط (p-h)



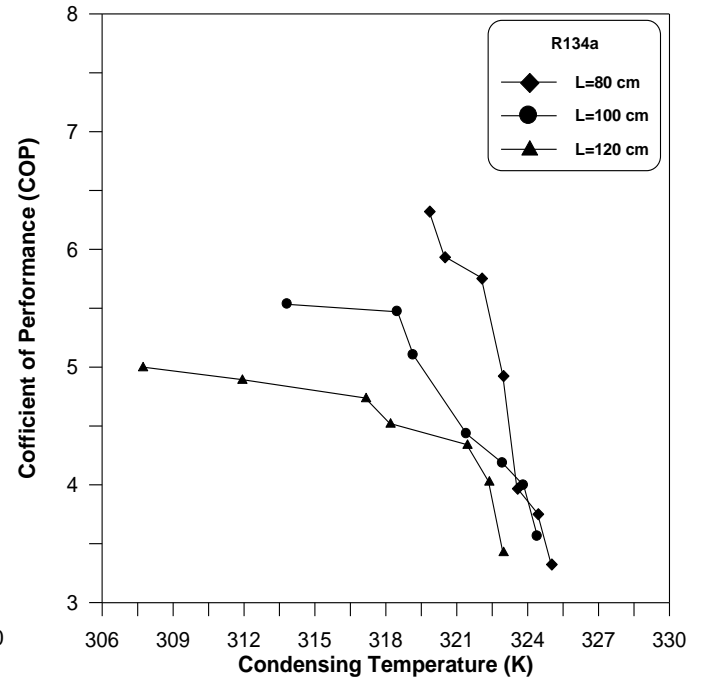
شكل (3) معايرة المزج



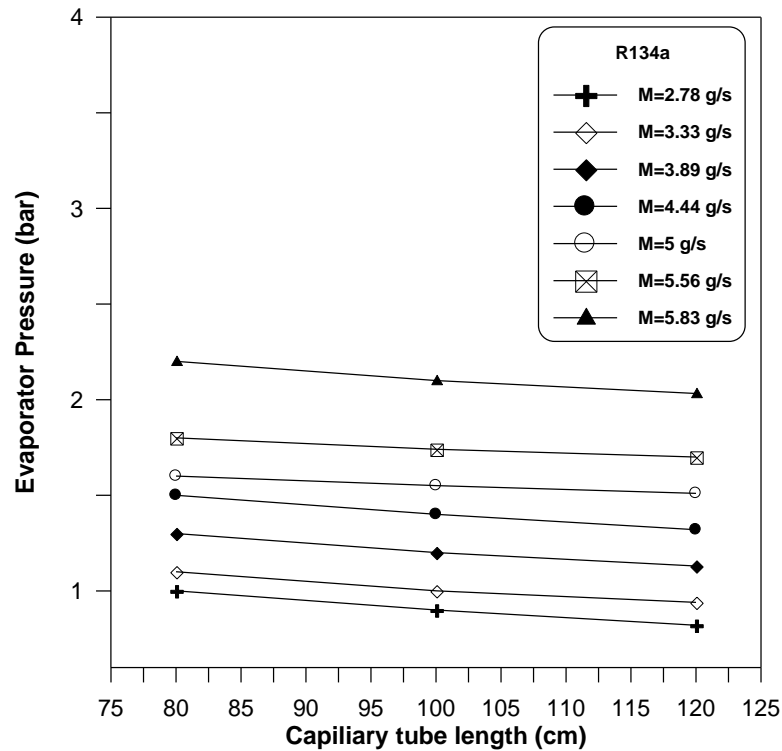
شكل (4) يوضح تغير معامل أداء المنظومة مع تغير معدل التدفق الكتلي لمختلف أطوال الأنابيب الشعري



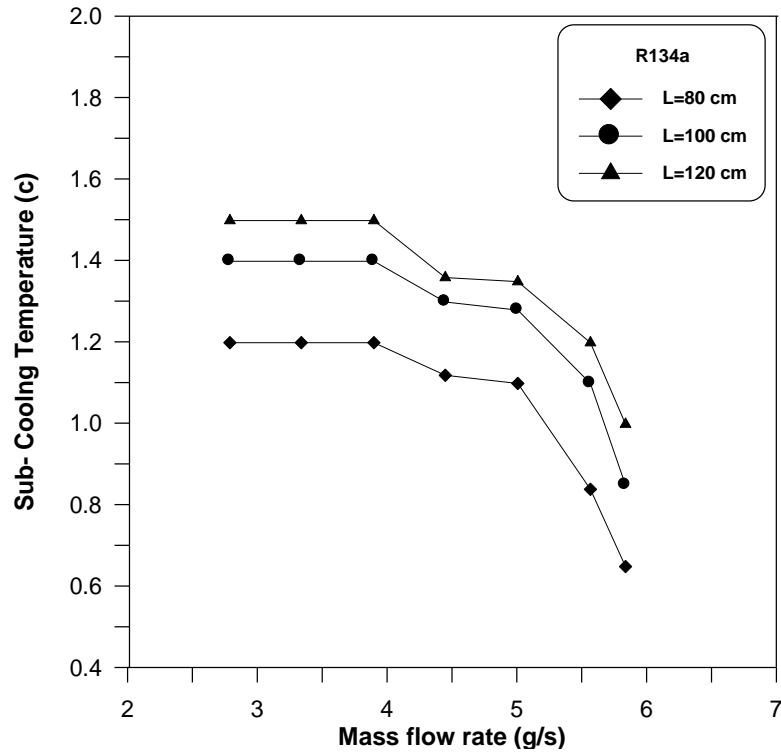
شكل (6) يوضح تغير قدرة الأنضغاط النظرية مع تغير درجة حرارة التكثيف لمختلف أطوال الأنبوب الشعري



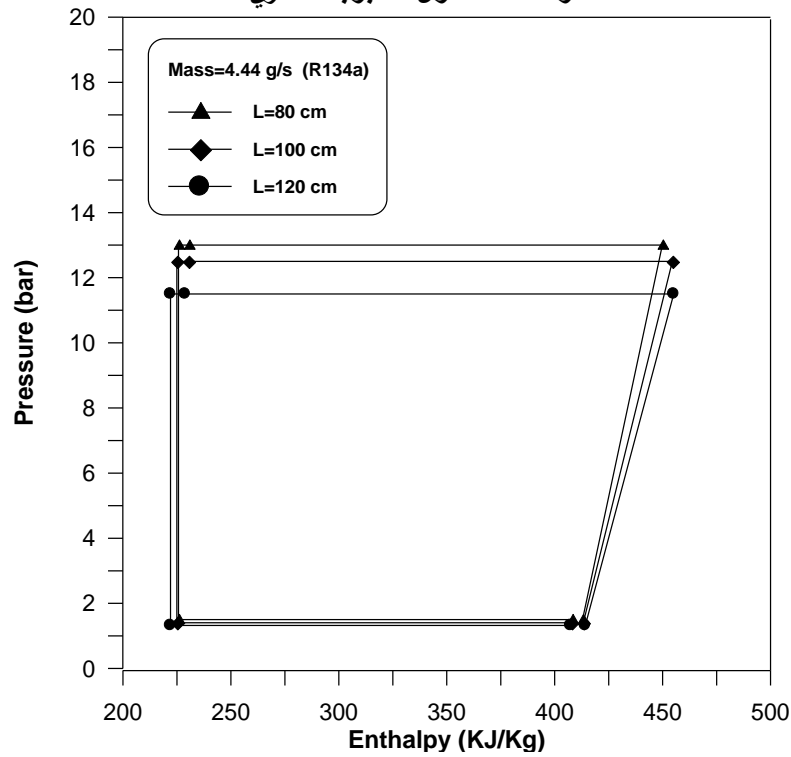
شكل (5) يوضح تغير معامل أداء المنظومة مع تغير درجة حرارة التكثيف لمختلف أطوال الأنبوب الشعري



شكل (7) يوضح التغير في ضغط المبخر مع التغير في طول الأنبوب الشعري عند معدلات تدفق مختلفة



شكل (8) يوضح التغير في درجة حرارة التبريد الإضافي مع التغير في معدلات التدفق ولمختلف أطوال الأنابيب الشعري



شكل (9) يوضح مخطط المنظومة على إحداثيات (ضغط - أنثالبي) عند معدل التدفق أكتلي (4.44 g/s) ولمختلف أطوال الأنابيب الشعري

**AN EXPERIMENTAL STUDY TO SHOW THE EFFECT OF  
DIFFERENCE IN CAPILLARY TUBE LENGTH ON COMPRESSION  
REFRIGERATION SYSTEM PERFORMANCE BY USING THE  
REFRIGERANT (R134A)**

**Thamir K. Salim**  
Assistant Lecture  
Mech. Eng. Dep.  
University of Tikrit

**Saad S. Farhan**  
Assistant Lecture  
Mech. Eng. Dep.  
University of Technology

**Samer M. Khalaf**  
Assistant Lecture  
Mech. Eng. Dep.  
University of Tikrit

**ABSTRACT**

An experimental compression refrigeration system performance study was presented in this research depending on the change of the capillary tube length and by using (R134a).

The tests were done for three capillary tube lengths (80,100,120cm) and changing mass flow rate for each length. Their values were (2 – 6g/s) with capillary tube diameter (2mm).

The results showed that the (COP) decreases by (38.14%) as the mass flow rate increases from (2 – 6g/s), and by (6.65%) as the capillary tube length increases from (80-120 cm). At (L=80Cm) the (COP) value will be greater than it's value at (L=120Cm) for lowest mass flow rate, while it's values converge for all lengths at high mass flow rate .Also it was declared that (COP) will decrease as the condenser temperature increases for all lengths.

The study showed that the compressor compression power increases as the condenser temperature increases by (68.36%), and increases as the capillary tube length increases by (9.54%) with convergence value at (100 cm) and (120 cm) . This study showed also that sub-cooling temperature stays constant at low flow rates, and decreases at higher flow rates by (34.35%).

Through this study was found best length used in refrigeration cycle at lowest mass flow rate (2.78 g/s) is (80Cm) which will give highest performance and lowest compression power, and at high mass flow rate (5.83 g/s) found the length (100Cm) will give highest performance and lowest compression power.

**KEY WORDS:** Capillary tube length, compression refrigeration cycle Performance, R134a

