أداء وخواص انتقال الحرارة في سيفون حراري حلقي (دراسة عملية)

د. حسين حامد احمد
كلية الهندسة / جامعة الموصل

حارث ماهر عبد
كلية الهندسة / جامعة الموصل

الخلاصة

تضمن البحث تصميم وتصنيع جهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon) لإجراء دراسة عملية لخواص انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي ثنائي الطور. يتكون الجهاز من أنابيب نحاسية متصلة مع بعظها ضمن دورة مغلقة ويشتمل على أربعة اجزاء رئيسة: مبخر عمودي يقع في الجزء السفلي من الجهاز محاط بمسخن كهربائي يمثل مصدر الحرارة, ومكثف أفقي يقع في الجزء العلوي من الجهاز ويبرد بالماء وأنبوبين أحدهما لنقل البخار والآخر لنقل المائع المتكثف. تم في هذا البحث التحقق تجريبياً من تأثير تغيير مقدار القدرة الداخلة ونسبة الملء للمبخر على معامل انتقال الحرارة وتوزيع درجات الحرارة على سطح السيفون الحراري الحلقي باستخدام الماء كمائع تشغيل عند ضغط مقارب للضغط الجوي. وقد تم الحصول على أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة للمبخر بمقدار ($3424\ W/m^2\ ^oC$). أظهرت المقارنة بين النتائج العملية للبحث مع نتائج علاقات عملية ونظرية لباحثين آخرين توافقاً جيداً.

الكلمات الدالة: انتقال الحرارة, الحمل الحراري ثنائي الطور, السيفون الحراري

Performance and Heat Transfer Characteristics in Loop Thermosyphon (An Experimental Study)

Dr. Hussain H. Ahmad
College of Engineering
University of Mosul

Hareth M. Abd
College of Engineering
University of Mosul

Abstract

A Loop Thermosyphon has been designed, fabricated and tested to investigate the heat transfer characteristics by two-phase natural convection. The rig was made from copper tubes connected with each other in closed loop including four main parts: vertical evaporator located in the bottom of the device and surrounded by an electrical coil heater as a heat source ,a horizontal condenser located in the upper part of the device cooled by water, vapor rising adiabatic tube and condensate return adiabatic tube. In this research the effect of heat input and filling ratio of the evaporator on the heat transfer coefficient and temperature distribution on the loop surface was verified experimentally using distilled water as working fluid at operating pressure near-atmospheric pressure. The maximum heat transport capability for evaporator was found to be equal to ($3424\ W/m^2\ ^oC$). A comparison between the present work results with empirical and theoretical correlations of other researchers showed good agreement.

أستلم: 2 - 10 – 2011 **قبل: 23 – 5- 2012**

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

الرموز

الرمز	التعريف	الوحدة	الرمز	التعريف	الوحدة
A	المساحة	m^2	**k**	الموصلية الحرارية	$W/m.^oC$
C_p	السعة الحرارية النوعية	$J/kg.^oC$	**L**	طول الأنبوب	m
C_{sf}	ثابت, يعتمد على نوع السطح ومائع التشغيل	------	**M**	عدد (Merit)	$kg^{3/4}.m^{3/2}/s^3.^oC^{3/4}$
D	القطر	m	**m**	التدفق الكتلي	g/s
FR	نسبة الملء	%	P_r	عدد (Prandtl) $=\mu.C_p/k$	-------
g	التعجيل الأرضي	m/s^2	**Q**	كمية الحرارة	W
h	معامل انتقال الحرارة	$W/m^2.^oC$	**q**	الفيض الحراري	W/m^2
h_{fg}	الحرارة الكامنة للتبخر	J/kg	**T**	درجة الحرارة	^oC
K	عدد (Kutateladze)	------	**WF**	نوع مائع التشغيل	-------

الرموز الاغريقية

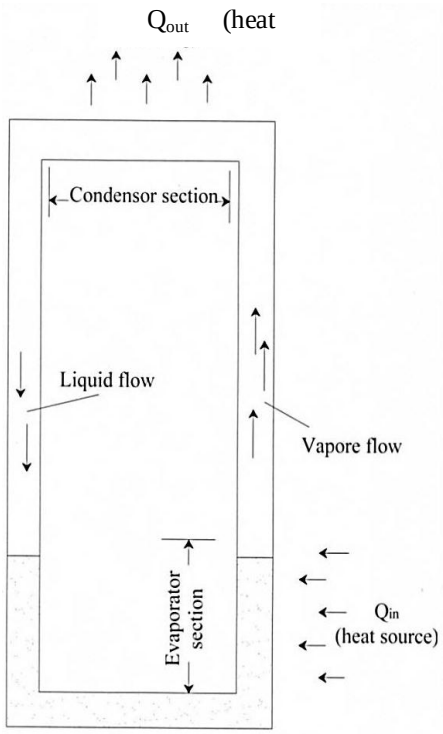
الرمز	التعريف	الوحدة
ΔT	الفرق في درجة الحرارة	^oC
μ	اللزوجة الديناميكية	$N.s/m^2$
ρ	الكثافة الكتلية	kg/m^3
σ	الشد السطحي	N/m
θ	زاوية تلامس الفقاعات	degree

الرموز السفلية الدليلية

الرمز	التعريف	الرمز	التعريف
l	السائل	av.	المعدل
out	الخارجة	BL	حد الغليان
rad	قطري	c	المكثف
s	التشبع	e	المبخر
v	البخار	exp.	عملياً
w	الظرف عندالسطح	in	الداخلة

1: المقدمة

يعد جهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon) من الأجهزة ذات الكفاءة العالية في نقل الطاقة الحرارية من مكان إلى آخر إذ يقوم هذا الجهاز بنقل الطاقة الحرارية من مصدر الطاقة في المبخر ليتم التخلص منها في المكثف داخل أنبوب مجوف ومتصل من الجانبين من دون أي استعمال لأجزاء متحركة مثل المضخة أو أجهزة السيطرة. الشكل (1) يظهر مخططاً نموذجياً لهذا الجهاز. يتصف جهاز السيفون الحراري الحلقي بموصلية حرارية عالية في نقل الطاقة الحرارية ضمن مساحات محدودة وفرق قليل في درجات الحرارة يمكن استخدامها في العديد من المجالات: كالمبادلات الحرارية, وتبريد الأجهزة الالكترونية، وتوليد الطاقة، وأنظمة تكييف الهواء، وإعادة استثمار الطاقة الضائعة وفي المجمعات الشمسية واستخراج الطاقة الحرارية من باطن الارض[1]. يعتمد هذا الجهاز على الحمل الحراري الطبيعي ثنائي الطور في نقل الطاقة الحرارية, حيث يمتلك انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور القدرة على نقل كميات كبيرة من الطاقة الحرارية مقارنةً بالحمل الحراري أحادي الطور لسائل التشغيل نفسه [2]. إن ظاهرة الحمل الحراري الطبيعي (Thermosyphon) درست في أواسط القرن التاسع عشر كونها ظاهرة ذات كفاءة عالية في نقل الطاقة الحرارية ولكن كانت هذه الدراسة في بداية الأمر لمعامل انتقال الحرارة بواسطة الحمل الحراري أحادي الطور إذ إن أول تصميم تم التطرق له لجهاز يعمل بمبدأ الحمل الحراري صنع من قبل العالم (Jacob Perkins) في سنة (1836) وسمي (Perkins Tube) [3]. وفي عام (1950) لاحظ الباحث (Schmidt) أن انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي ثنائي الطور يمتلك كفاءة عالية مقارنةً بالفرق في درجات الحرارة بين المبخر والمكثف [4]. الباحث (Chen K. S.) وزملاؤه [5] أجروا دراسة عملية لأداء انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي ثنائي الطور داخل جهاز السيفون الحراري الحلقي Loop (Thermosyphon) من خلال تغيير نسبة الملء ومقدار القدرة الداخلة للجهاز وباستخدام الماء كمائع تشغيل. لاحظ الباحثون أن معامل انتقال الحرارة للمبخر ينخفض مع ازدياد نسبة ملء الجهاز وانخفاض درجة حرارة ماء التبريد وذلك عندما تكون نسبة ملء الجهاز أكبر من (40%), بينما ترتفع درجة حرارة الجهاز بشكل كبير عندما تكون نسبة ملء الجهاز



الشكل (1): مخطط نموذجي لجهاز السيفون الحراري الحلقي Loop

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

أقل من (35%). أجرى الباحث (Sateesh G.) وزملاؤه [6] تحليلا لعملية انتقال الحرارة داخل حوض الغليان على السطوح غير الأفقية بالاعتماد على النتائج العملية لباحثين سابقين وباستخدام موائع التشغيل (الماء, R134a والبروبان). لاحظ الباحثون أن معامل انتقال الحرارة لسطح التسخين يصبح أكبر من اثنين إلى ثلاث مرات من السطح الأفقي عندما تكون زاوية ميله (90^o). درس الباحث (Dube V.) وزملاؤه [7] تأثير الغازات غير المتكثفة (NCG) على أداء المبادل الحراري لدورة السيفون الحراري الحلقي(Loop Thermosyphon). لاحظ الباحثون أن وجود هذه الغازات داخل المكثف له تأثير واضح في التقليل من كفاءة المكثف وبالتالي التقليل من كفاءة الجهاز لكون هذه الغازات لا تتكثف إلا في درجة حرارة أقل بكثير من درجة حرارة المكثف وبالتالي فإنها تبقى في الحالة الغازية وتؤدي إلى زيادة درجة حرارة تشغيل الدورة. درس الباحث (Bagha, A. B.) وزملاؤه [8] معامل انتقال الحرارة داخل جهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon) باستخدام ثلاثة سوائل مختلفة (الأسيتون, الميثانول, الإيثانول) ونوعين مختلفين من السطوح وهما السطح ذو أضلاع شبه الدائرية والسطح الأملس. توصل الباحثون إلى أن المبخر الذي يستخدم السطح ذا الأضلاع شبه الدائرية يستطيع نقل **الحرارة بشكل أكبر من السطح الأملس. ويزداد معامل انتقال الحرارة في كلا السطحين بازدياد درجة حرارة سطح المبخر فوق** درجة حرارة التشبع للمائع. قدم الباحث (Chien C.C.) وزملاؤه [9] دراسة عملية ونظرية لجهاز السيفون الحراري الحلقي ثنائي الطور الذي يعمل بالطاقة الشمسية Thermosyphon Solar (Loop) باستخدام مائعا تشغيل الماء والكحول لنقل هذه الطاقة. ومن خلال النتائج العملية تم الوصول إلى أفضل كفاءة للجهاز (82%) التي تعدّ الاعلى مقارنةً بالسخانات الشمسية التقليدية (أحادية الطور).

من خلال البحوث السابقة تبين أن جهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon) له استخدامات واسعة في العديد من المجالات لما يمتلكه من إمكانية في التخلص من كميات كبيرة من الطاقة ضمن مساحات صغيرة وفرق قليل في درجات الحرارة وعدم احتوائه على أجزاء متحركة وبالتالي يؤدي ذلك إلى قلة في كلفة التصنيع والصيانة واحتفاظه بأداء جيد لمدد زمنية طويلة وتكون حركة مائع التشغيل داخل الجهاز بتأثير الاختلاف في الكثافة. إن الهدف من هذا البحث هو إجراء دراسة عملية لخواص انتقال الحرارة داخل هذا الجهاز للوصول إلى أفضل ظروف تصميمية للجهاز بأداء عالٍ وذلك من خلال تغيير مقدار القدرة الداخلة ونسبة ملء المبخر وكذلك إجراء مقارنة لمعامل انتقال الحرارة الذي حُصِل عليه من النتائج العملية للجهاز مع نتائج علاقات عملية ونظرية لباحثين سابقين

2: محددات السيفون الحراري (Thermosyphon Limits)

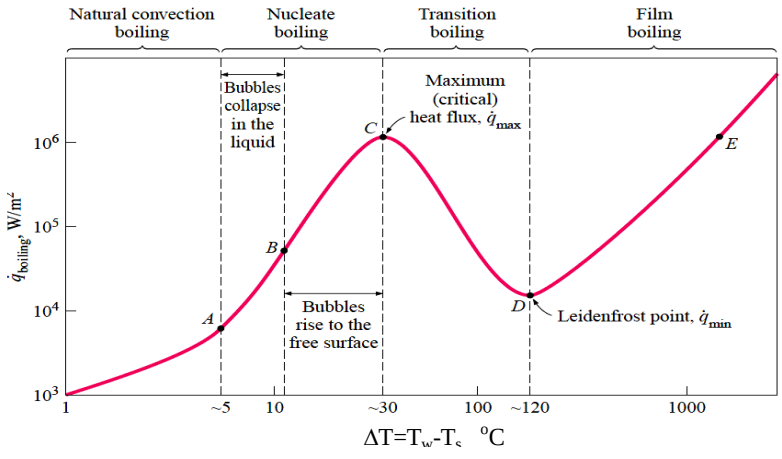
إن انتقال الحرارة بالحمل ثنائي الطور داخل الأنبوب المغلق يحاط بعدة محددات والتي يجب أن تؤخذ بنظر الاعتبار للوصول إلى أفضل تصميم لجهاز السيفون الحراري الحلقي وهي تعتمد على العديد من المتغيرات من بينها الأبعاد الهندسية للجهاز (قطر المبخر وطوله), ومائع التشغيل, ونسبة الملء ومقدار الفيض الحراري المجهز للمبخر. إن أهم هذه المحددات هي:

2-1: حد الجفاف (Dry-out Limit)

يحدث حد الجفاف عند نسبة ملء معينة, إذ يحدث عادة عند نسب الملء القليلة للمبخر. ويرجع الجفاف إلى النقص الكبير في كمية مائع التشغيل داخل المبخر كون المائع المتبخر والخارج من المبخر أكثر من المائع المتكثف والعائد إلى المبخر مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة المبخر[10]. كذلك تحدث ظاهرة الجفاف في الجزء العلوي للمبخر نتيجةً للتبخر الكامل لطبقة مائع التشغيل الملامس لسطح التسخين بسبب ارتفاع كمية القدرة الداخلة.

2-2: الحد الأقصى للغليان (Boiling Limit-Critical Heat Flux)

طبقا لخواص ديناميك حرارة السوائل فإن مائع التشغيل يبدأ بالغليان عندما يصل إلى درجة حرارة التشبع عند الضغط المناظر لها ولكن بشكل عملي فإن انتقال الحرارة داخل حوض الغليان يبدأ عندما تكون درجة حرارة سطح التسخين أعلى من درجة حرارة مائع التشغيل وفي الوقت نفسه تكون أقل من درجة الغليان أي أن ($T_l < T_w < T_s$). إذ لا يرى أي تكون للفقاعات على سطح التسخين وتسمى هذه المنطقة على المنحني النموذجي للغليان (Natural Boiling Convection) الشكل (2). وعندما تزداد درجة حرارة السطح لازدياد كمية



الشكل (2): المخطط النموذجي لمنحنى غليان الماء عند ضغط (1 atm) [14]

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر تبدأ الفقاعات بالتكون على سطح التسخين وتعرف هذه المنطقة على منحني الغليان بالغليان الفقاعي (Nucleate Boiling). وعند ازدياد كمية هذه الفقاعات مع الارتفاع في درجة حرارة سطح التسخين عند الفيض الحراري العالي تبدأ بتشكيل طبقة من البخار ملاصقة لسطح المبخر الداخلي وهذا يمنع التلامس بين مائع التشغيل وسطح الأنبوب وبالتالي يؤدي إلى تقليل انتقال الحرارة وذلك لكون الموصلية الحرارية للبخار أقل من السائل للمائع نفسه وتعرف هذه المنطقة على منحني الغليان (Transition Boiling) وتمثل الحد الأقصى للغليان. أما منطقة (Film Boiling) فتظهر عندما يكون السطح معزولاً كلياً بطبقة البخار [11]. إن الحد الأقصى للغليان يحدث عند نسبة ملء كبيرة لمائع التشغيل في المبخر مع ارتفاع في كمية الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر.

قام الباحث (Immura) [12] بوضع علاقة تحدد الحد الاقصى للطاقة الحرارية المنقولة بالغليان:-

$$Q_{max} = K_{BL} A_{rad} h_{fg} \rho_v^{0.5} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (1)$$

إذ إن:-

$$A_{rad} = \pi D_e L_e \quad (2)$$

$$K_{BL} = 0.16 \left[1 - \exp\left\{\left(\frac{-D_e}{L_e}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.13}\right\}\right] \quad (3)$$

3: العوامل المؤثرة على أداء السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon)

توجد الكثير من العوامل التي تؤثر على أداء انتقال الحرارة داخل جهاز السيفون الحراري الحلقي (LoopThermosyphon) والتي درسها كثير من الباحثين ومن أهمها:

3-1: نوع مائع التشغيل (Type of Working Fluid)

يعد الاختلاف في درجة الحرارة بين المائع وسطح الجهاز من الأمور المهمة التي يجب أن تؤخذ بنظر الاعتبار في تحديد نوع مائع التشغيل الذي سيقوم بنقل الطاقة الحرارية. وللحفاظ على أقل فرق في درجات الحرارة بين سطح الأنبوب ومائع التشغيل يجب مراعاة العديد من خواص مائع التشغيل منها: اللزوجة الديناميكية (μ), والحرارة النوعية للمائع (C_p), والحرارة الكامنة (h_{fg}), والموصلية الحرارية (k) والشد السطحي للسائل (σ) وغيرها, كما يمكن ملاحظة هذه الخواص من عدد (Merit-M') الذي يجب ان يكون أكبر ما يمكن للحصول على أداء أفضل لجهاز السيفون الحراري [13], كما في المعادلة أدناه:

$$M' = \left(\frac{h_{fg} k_l^3 \sigma_l}{\mu_l}\right)^{0.25} \quad (4)$$

3-2: تأثير الغازات غير المتكثفة (Non-Condensable Gases)

لزيادة كفاءة انتقال الحرارة للمكثف فإن الامر يتطلب التخلص من الغازات التي لا تتكثف داخل جهاز السيفون الحراري الحلقي إذ أظهرت كثير من الدراسات العملية أن وجود الغازات غير المتكثفة في بخار مائع التشغيل له تأثير ملحوظ على عملية انتقال الحرارة في المكثف حتى في حالة وجود كمية قليلة منها. حيث تعمل هذه الغازات على تكوين طبقة تمنع انتقال الحرارة بين البخار وسطح المكثف. فعلى سبيل المثال وجود (1%) من كتلة الهواء في بخار مائع التشغيل داخل المكثف يؤدي إلى تقليل أداء المكثف إلى أكثر من النصف [14].

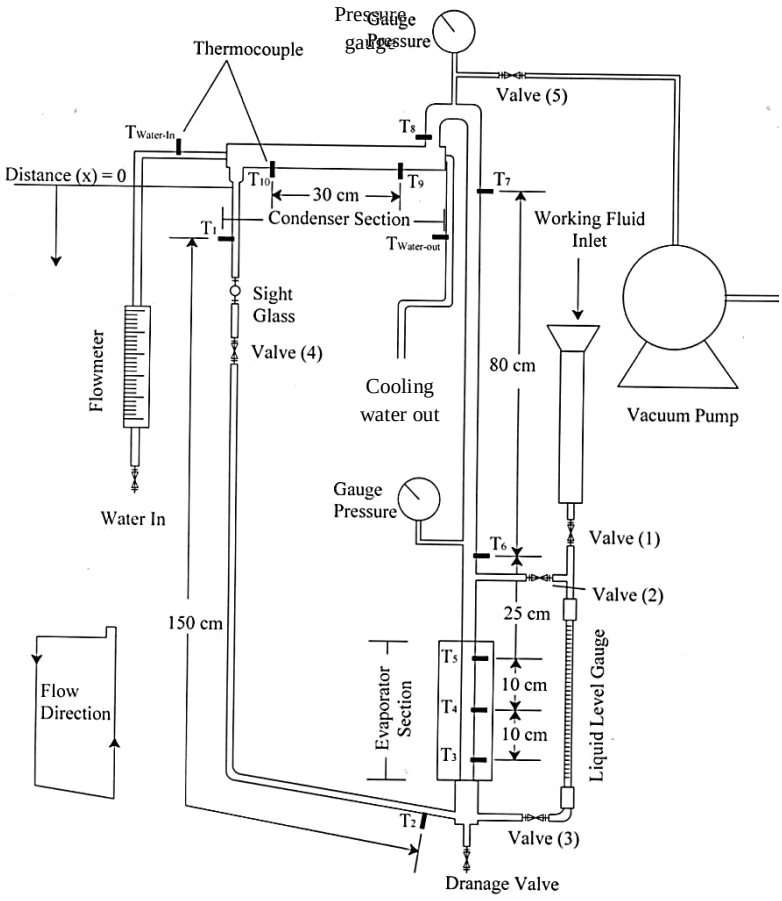
3-3: تأثير السطح الداخلي (Effect of Internal Surface)

إن طبيعة السطح الداخلي للمبخر والمكثف له تأثير كبير على عملية انتقال الحرارة بين السطح ومائع التشغيل وكذلك على عملية الغليان داخل المبخر. فالموصلية الحرارية للأنبوب والتفاعلات الحاصلة بين السطح الداخلي للأنبوب الصلب من جهة والسائل والبخار من جهة أخرى كالالتصاق وقابلية التبلل له تأثير كبير على عملية انتقال الحرارة. أجريت كثير من الدراسات العملية في هذا المجال لمعرفة مقدار هذا التأثير إذ أثبتت أن معامل انتقال الحرارة في المبخر يزداد مع نقصان زاوية تلامس فقاعات البخار مع سطح التسخين وذلك يعود إلى الزيادة في مساحة التلامس بين سائل التشغيل وسطح المبخر. فكلما كان سطح المبخر أكثر تآلفاً مع السائل (more hydrophilic) زاد ذلك من معامل انتقال الحرارة بين المائع والسطح وعكس ذلك في المكثف فكلما كان سطح المكثف أكثر تنافرا مع قطرات سائل التشغيل (more hydrophobic) زاد معامل انتقال الحرارة بين بخار مائع التشغيل وسطح المكثف [12].

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

4: جهاز الاختبار

صُمِمَ وصُنّع الجهاز المختبري من أنابيب نحاسية بأقطار مختلفة, حيث بلغ الارتفاع الكلي للجهاز (160 cm) والعرض (60 cm). يتألف جهاز السيفون الحراري الحلقي Loop (Thermosyphon) كما مبين في الشكل (2) من أربعة أجزاء رئيسة: المبخر(Evaporator) الذي يعمل على امتصاص الطاقة الحرارية من المصدر الخارجي ويقع في الجزء السفلي من الدورة وهو مثبت بصورة عمودية وبطول(320 mm) وقطر داخلي وخارجي (32 & 30 mm) على التوالي إذ تبلغ النسبة الباعية له (L_e/D_e=10), والمكثف (Condenser) ويقع في الجزء العلوي للجهاز وهو موضوع بصورة أفقية وبطول (520 mm) وقطر داخلي وخارجي (54 & 50 mm) على التوالي وأنبوبين أحدهما لنقل البخار من المبخر إلى المكثف بطول (140 cm) وقطر داخلي وخارجي (32 & 30 mm) على التوالي والثاني لإعادة السائل المتكثف من المكثف إلى المبخر وهو بطول (175 cm) وقطر داخلي وخارجي (14.5&12.7 mm) على التوالي. زوّدت الطاقة الحرارية للمبخر بواسطة سلكي تسخين كهربائي قدرة كل واحد منها (1000 W) معزولين كهربائيا. وقد لفّ سلكا التسخين حول السطح الخارجي للمبخر بطريقة منتظمة للحصول على توزيع جيد للحرارة, وجهز سلكا التسخين بمصدر تيار متغير للتحكم بكمية الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر. وزود المبخر بخزان يقع في الأسفل وذلك لمنع حدوث الجفاف في أسفل المبخر عندما تكون نسبة الملء قليلة. ويبرّد المكثف بواسطة الماء. وتحسب كمية ماء التبريد ودرجة حرارته عند الدخول والخروج من المكثف وذلك لمعرفة كمية الطاقة الخارجة (Q_{out}). وعزلت أجزاء الجهاز الاربعة بالكامل لتقليل الخسائر في الطاقة الحرارية. ولقياس درجة حرارة السطح الخارجي لجهاز السيفون الحراري الحلقي استخدمت عشرة مزدوجات حرارية نوع (Copper-tungsten; type K) معيّرة حيث تم توزيعها على السطح, ثلاثة منها لقياس درجة حرارة سطح المبخر حيث ثبتت على السطح الجانبي له وبمسافة (10 cm) بين كل مزدوج وآخر واثنان آخران على السطح الخارجي للمكثف. أما الخمسة الأخرى فوضعت ثلاثة منها على خط نقل البخار واثنان على خط نقل المائع المتكثف كما مبين في الشكل (3). وربطت هذه المزدوجات الحرارية إلى مقياس إلكتروني نوع [Model: TC4Y-14R]. زود جهاز السيفون الحراري الحلقي بجهاز لتحديد نسبة الملء داخل المبخر وهو يتألف من أنبوب زجاجي بطول (35 cm) وقطر داخلي (1 cm) ويحوي على ثلاثة صمامات اثنان جانبيان والآخر في الأعلى يتصل بحوض علوي يتم من خلاله تعبئة مائع التشغيل إلى داخل الأنبوب المغلق إذ تفتح هذه الصمامات فقط عند تعبئة مائع التشغيل. واستُخدِمَ لقياس القدرة الداخلة للمبخر جهاز (Single Phase Wattmeter, Type: 2041) والذي يعطي قراءة مباشرة للقدرة الداخلة.



الشكل (3): مخطط توضيحي لأجزاء الجهاز المختبري ونقاط تثبيت المزدوجات الحرارية على سطح الانابيب.

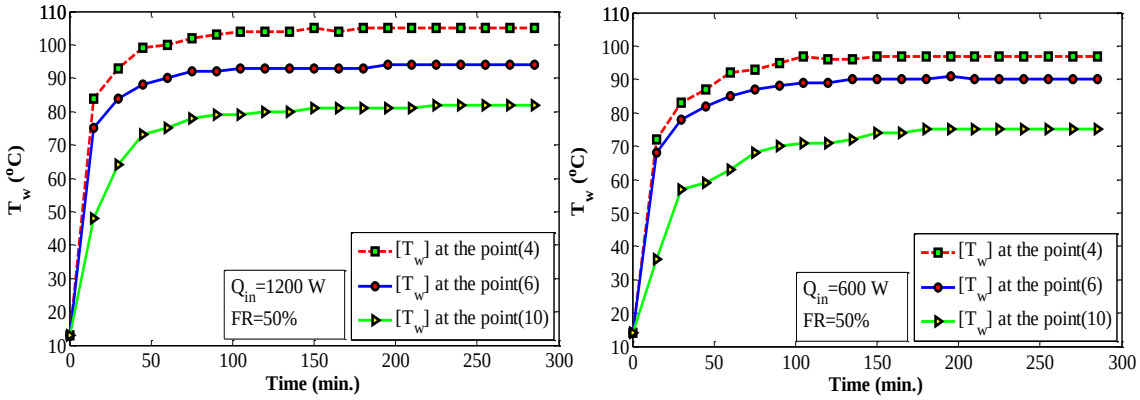
5: النتائج والمناقشة

5-1: الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار (Start-up operation)

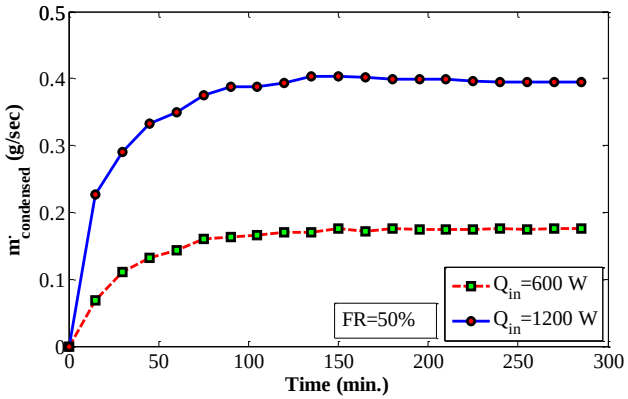
الشكل (4) يظهر الارتفاع في قيم درجة الحرارة لثلاث نقاط على سطح السيفون الحراري الحلقي عند نسبة ملء (50%) وقيمتين للقدرة الداخلة (1200 & 600 W) إذ يلاحظ أن درجة حرارة السطح تصل إلى حالة الاستقرار بصورة أسرع عندما تكون القدرة الداخلة للمبخر كبيرة. فعندما تكون القدرة الداخلة (600 W) فإن الجهاز يستغرق (110 min.) ليصل إلى حالة الاستقرار, بينما يستغرق (90 min.) عندما تكون القدرة الداخلة (1200 W). إن الزمن المستغرق

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

للوصول إلى حالة الاستقرار يتناسب تناسبا طرديا مع مقدار القدرة الداخلة لإن الزيادة في كمية القدرة الداخلة يؤدي إلى تسريع عملية وصول المائع إلى حالة الإشباع وبالتالي زيادة في سرعة تكون فقاعات البخار على السطح الداخلي للمبخر كما مبين في الشكل (5) الذي يظهر الزمن الذي يستغرقه مائع التشغيل ليصل إلى تدفق منتظم داخل السيفون الحراري الحلقي وهو يشير أيضا إلى سرعة تكون هذه الفقاعات والتي تسبب زيادة في سرعة العزل بين السطح ومائع التشغيل مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة سطح التسخين بصورة أسرع [15].



الشكل (4): تغير درجة حرارة بعض النقاط على سطح السيفون الحراري الحلقي مع الزمن

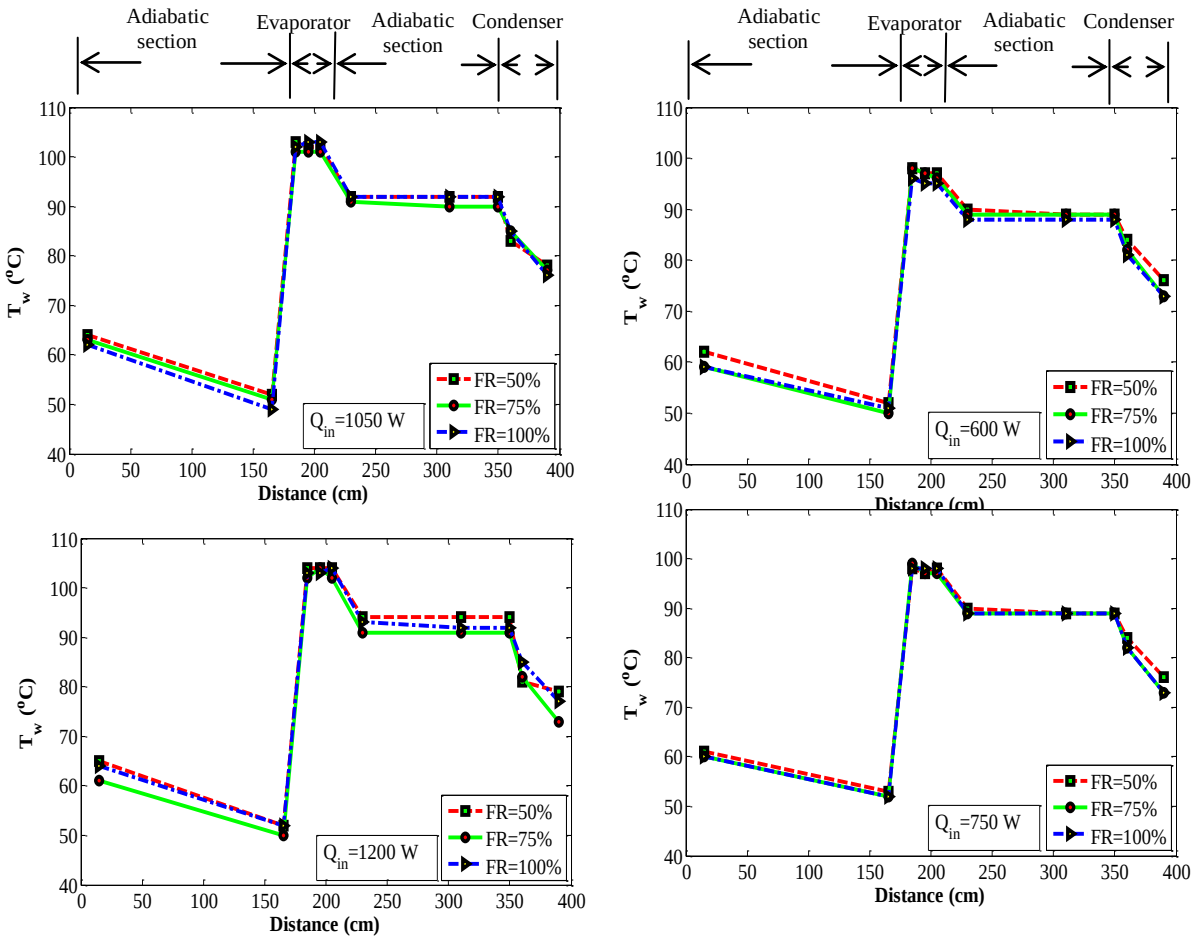


الشكل (5): تغير مقدار التدفق الكتلي داخل السيفون الحراري الحلقي مع الزمن

2-5: تأثير نسبة ملء المبخر (Effect of Filling Ratio)

أجريت الدراسة في هذا البحث على ثلاث نسب ملء مختلفة للمبخر (50% & 75% ,100%) واختيار أقل نسبة ملء (50%) وذلك لتجنب حدوث حالة الجفاف في الداخل. علما أن هناك بحوثاً أشارت إلى أن كفاءة السيفون الحراري الحلقي تكون عالية عند نسبة الملء (50%) [5]. دُرس تأثير هذه النسب على مقدار وتوزيع درجات الحرارة باستخدام كميات مختلفة من الطاقة الحرارية من (600 W) إلى (1350 W) علما أنه تمت المحافظة على مقدار الضغط التشغيلي داخل الجهاز عند ضغط مقارب للضغط الجوي. الشكل (6) يبين توزيع درجات الحرارة عند مسافات معينة على السطح إذ لوحظ أن لنسبة الملء تأثيراً قليلاً على توزيع درجات الحرارة مع ملاحظة أن نسبة الملء (100%) تعطي درجة حرارة أقل للسطح عندما تكون القدرة الداخلة (600 W) وعند ازدياد مقدار القدرة الداخلة تبدأ درجة الحرارة بالارتفاع في أعلى المبخر بسبب تأثير حد الغليان (Boiling Limit) حيث تزداد كمية الفقاعات المتكونة على السطح. إن ظهور حالة الجفاف (dryout) في موقع الخروج للمبخر تظهر عندما تكون درجة حرارة سائل التشغيل أعلى من درجة حرارة التشبع بسبب الاندماج الحاصل بين فقاعات بخار سائل التشغيل الصغيرة والتي تؤدي الى تكوين طبقة من البخار تعمل على منع سائل التشغيل من ملامسة سطح التسخين [16]. بينما تكون درجة الحرارة الأقل في حالة نسبة الملء (75%) عندما تكون القدرة الداخلة أكبر من (900 W). من خلال توزيع درجات الحرارة على سطح المبخر نلاحظ أن حدوث ظاهرة الجفاف (Dryout) داخل المبخر كانت بشكل جزئي وبتأثير قليل على توزيع درجات حرارة سطح المبخر حيث إن الفرق في معدل درجة حرارة سطح المبخر بتأثير نسبة الملء لجميع القدرات الداخلة يتراوح بين (1-2.5 °C).

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

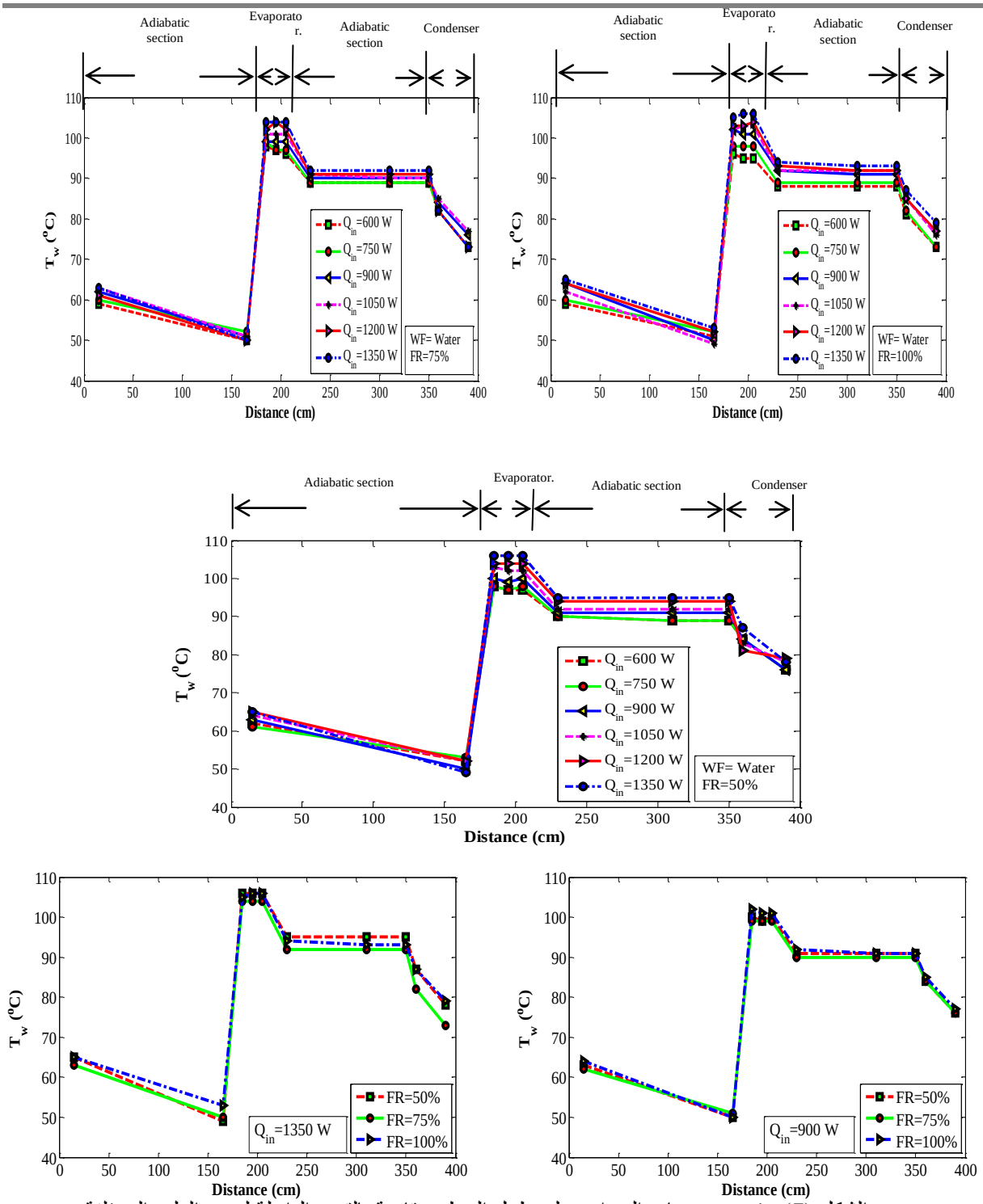


الشكل (6) : توزيع درجات الحرارة على طول سطح السيفون الحراري لنسب ملء مختلفة للمبخر

3-5: تأثير القدرة الداخلة (Effect of Power Input)

الشكل (7) يبين توزيع درجات الحرارة على سطح السيفون الحراري الحلقي لنسب الملء الثلاث عند قيم مختلفة للطاقة الداخلة, ففي حالة نسبة الملء (100%) تكون درجة الحرارة عند أسفل المبخر أعلى مما هي عليها في الأعلى عندما تكون كمية الطاقة الداخلة قليلة ثم تبدأ درجة الحرارة في الجزء العلوي بالارتفاع بشكل أكبر مع ارتفاع قيمة الطاقة الداخلة لتصبح أعلى من الجزء السفلي للمبخر وذلك لازدياد كمية الفقاعات في الجزء العلوي للمبخر. أما في حال نسب الملء (75%) و(50%) فإن درجة الحرارة تكون مرتفعة في الجزء السفلي للمبخر عندما تكون القدرة الداخلة أقل من (750 W) وعندما تزداد القدرة الداخلة فإن درجة حرارة سطح المبخر تصبح متساوية تقريباً. من جهة أخرى وبشكل عام تزداد درجة حرارة سطح المبخر بزيادة كمية الطاقة الحرارية الداخلة إذ يبلغ مقدار التغيير في معدل درجة حرارة سطح المبخر ما بين (7-10 °C) بتأثير هذه الطاقة لنسب الملء الثلاث.

www.manaraa.com



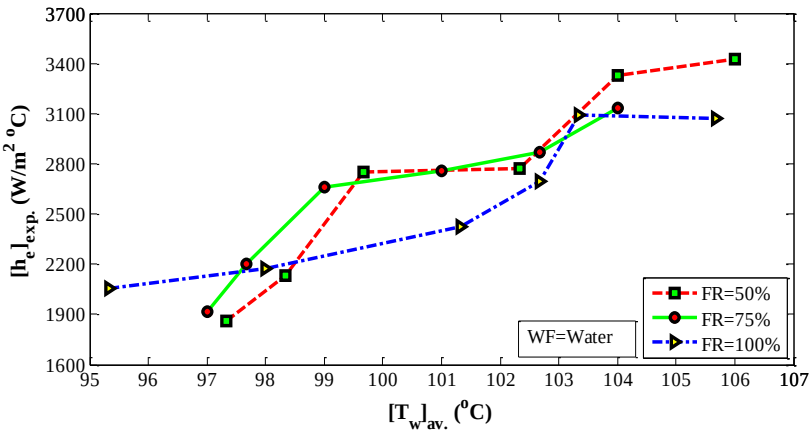
الشكل (7) : توزيع درجات الحرارة على طول السطح مقارنة بالقدرة الداخلة لنسب الملء المختلفة.

4-5: تأثير نسبة الملء على معامل انتقال الحرارة
(Effect of Filling Ratio on the Heat Transfer Coefficient)

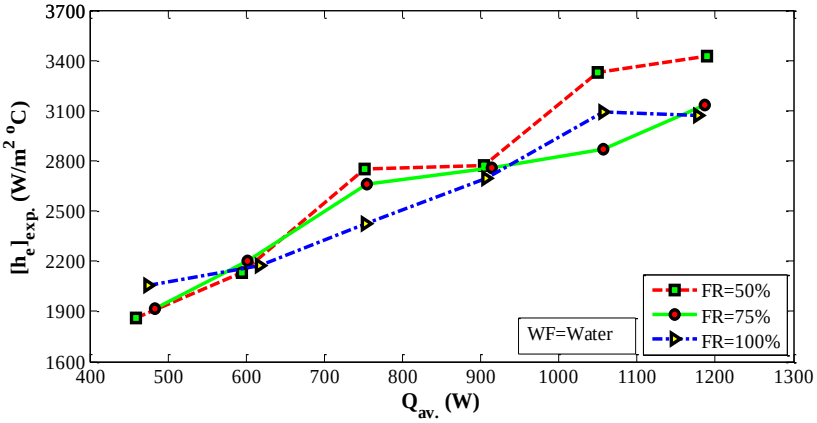
الشكلان (8) و (9) يظهران مقدار معامل انتقال الحرارة مع معدل درجة حرارة سطح المبخر ومعدل القدرة على التوالي لنسب الملء الثلاث فعندما تكون الطاقة الحرارية الداخلة أقل من (750 W) فإن نسبة الملء (100%) تعطي أقل معدل لدرجة حرارة سطح المبخر مع أعلى مقدار لمعامل انتقال الحرارة بين نسب الملء الثلاث ويرجع هذا السبب لزيادة التلامس بين السطح الداخلي للمبخر وسائل التشغيل بسبب انخفاض معدل تكون الفقاعات على السطح الداخلي, وعندما تكون كمية الطاقة الحرارية الداخلة أكبر من (1200 W) فإن نسبة الملء (50%) تعطي أفضل قيمة لمعامل انتقال

www.manaraa.com

الحرارة للمبخر. حيث يزداد معامل انتقال الحرارة مع ازدياد قيمة معدل القدرة وانخفاض نسبة الملء وهذا يتطابق مع ما لاحظه باحثون آخرون [5]. إن اعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة للمبخر تم الحصول عليها هي (3424 W/m^2 ^{o}C) وذلك عندما كانت نسبة الملء (50%) والقدرة الداخلة (1350 W).



الشكل (8): تأثير درجة حرارة سطح المبخر على معامل انتقال الحرارة عند نسب ملء مختلفة للمبخر



الشكل (9): تأثير تغيير معدل القدرة على معامل انتقال الحرارة للمبخر عند نسب ملء مختلفة

5-5: مقارنة النتائج العملية بالعلاقات النظرية والتجريبية لباحثين آخرين

إن تأثير نسبة ملء المبخر على معامل انتقال الحرارة باستخدام جهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon) وتحت تأثير كميات مختلفة للطاقة الحرارية الداخلة للمبخر دُرست بشكل عملي وإجراء مقارنة لمقدار معامل انتقال الحرارة بين النتائج العملية للبحث ونتائج معادلات عملية ونظرية لباحثين آخرين. علما أنه تم حساب معامل انتقال الحرارة للمبخر بشكل عملي باستخدام المعادلة ادناه:-

$$h_{exp.} = \frac{Q_{av.}}{\pi D_e L_e (T_{e,av.} - T_v)} \qquad (6)$$

إذ تمثل: ($Q_{av.}$) معدل الطاقة الحرارية التي تحسب من المعادلة التالية:-

$$Q_{av.} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{2} \qquad (7)$$

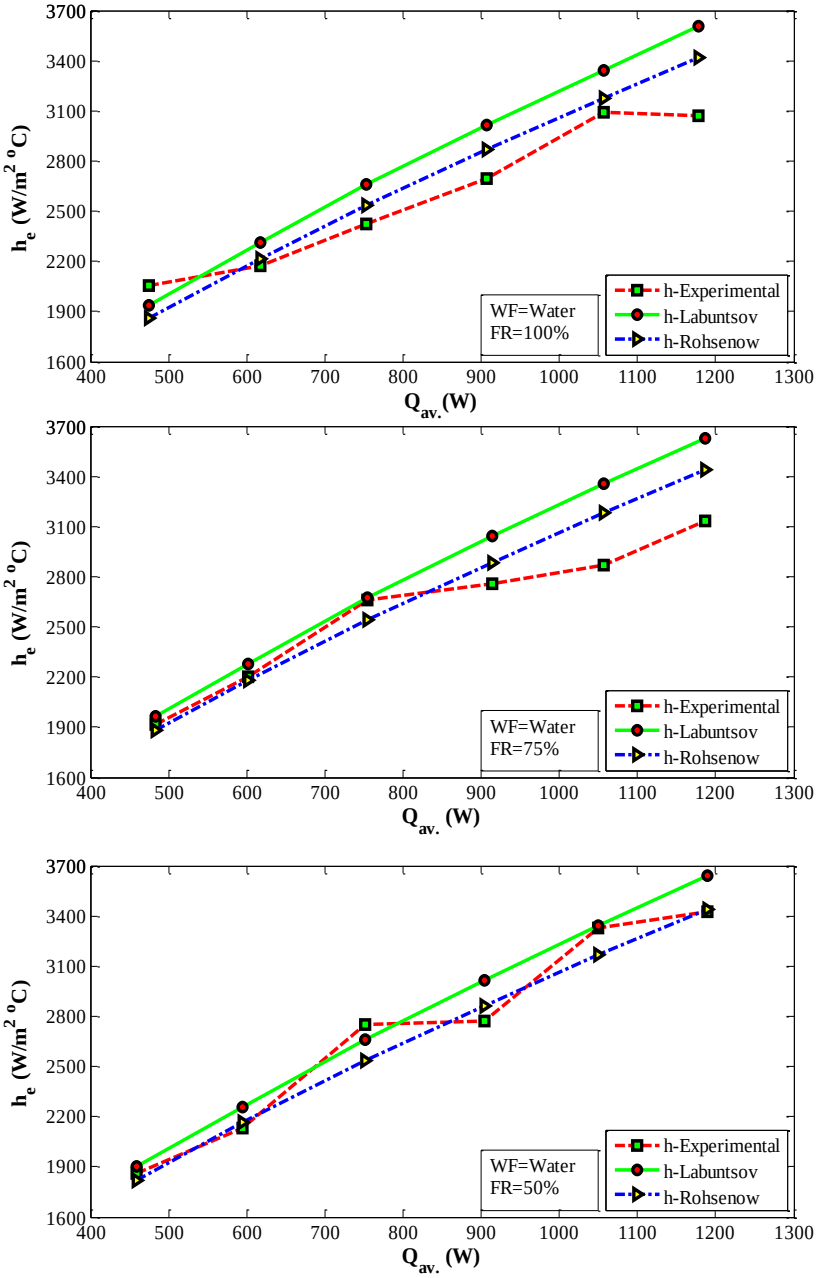
إذ أن: (Q_{in}) تمثل الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر أما (Q_{out}) فتمثل الطاقة الحرارية الخارجة من المكثف والتي يمكن حسابها من كمية ماء التبريد ودرجتي حرارتهِ الداخلة والخارجة وحسب المعادلة التالية:-

$$Q_{out} = m^{\cdot} C_p (T_{out} - T_{in}) \qquad (8)$$

من خلال البحوث السابقة [1], وجد أن منطقة (nucleate boiling) هي الأكثر ظهورا في المبخر عندما تكون نسبة الملء أكبر من (30%), كذلك ومن خلال المخطط النموذجي لمنحني الغليان للماء الذي يبين مقدار الطاقة الحرارية الداخلة لحوض الغليان خلال وحدة المساحة والتي تتراوح ما بين (1×10^6-1×10^4 W/m^2) في حالة (nucleate boiling) في حين تراوح مقدار الطاقة الحرارية الداخلة لحوض الغليان (المبخر) في هذا البحث ما بين (4.2×10^4-1.9×10^4 W/m^2), لذلك اختيرت العلاقات التي تطبق على (nucleate boiling) لإيجاد معامل انتقال الحرارة وإجراء

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

مقارنة لها مع النتائج العملية التي تم الحصول عليها في هذا البحث. العلاقات التي اختيرت لإجراء هذه المقارنة هي للباحثين (Rohsenow) و (Labuntsov), حيث تعّد علاقة (Rohsenow) الأكثر استخداما وهي تعتمد على نوع مائع التشغيل ونوع السطح لحوض الغليان [14], اما علاقة (Labuntsov) فوجد أنها تمتلك تطابقاً كبيراً مع النتائج العملية لحوض الغليان بالمقارنة مع العلاقات الأخرى لباحثين آخرين[17].



الشكل (10): معامل انتقال الحرارة للمبخر ومعدل القدرة خلال السيفون الحراري الحلقي مقارنة بين النتائج العملية والنظرية لنسب ملء مختلفة للمبخر

إن المقارنة بين النتائج العملية لمعامل انتقال الحرارة داخل المبخر المأخوذة من المعادلة (6) والنتائج النظرية المأخوذة من المعادلتين (9) و (10) وُضّحت في الشكل (10) الذي يبين علاقة معامل انتقال الحرارة مع معدل القدرة لنسب الملء الثلاث باستخدام مائع التشغيل الماء إذ يمكن ملاحظة التقارب بين النتائج العملية والنظرية والذي يكون بشكل أفضل عند نسبة الملء (50%) بينما نلاحظ انحراف المنحني العملي لنسب الملء (75% & 100%) نحو التناقص عندما تزداد القدرة الداخلة.

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

$$h_{Rohsenow} = \frac{q^{2/3}}{\frac{C_{sf} \times h_{fg}}{C_{p,l}} \times \left\{ \frac{1}{h_{fg} \times \mu_l} \left[\frac{\sigma_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \right\}^{1/3} \times Pr^{1.7}} \quad (9)$$

$$h_{Labuntsov} = .075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{k_l^2 \times \rho_l}{\mu_l \sigma_l (T_s + 273)} \right)^{1/3} q^{2/3} \quad (10)$$

6- الاستنتاجات:

يمكن تلخيص الاستنتاجات لهذا البحث العملي بالنقاط التالية:

1. زيادة كمية القدرة الداخلة يؤدي إلى تقليل الوقت المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار (Start-up operation) لجهاز السيفون الحراري الحلقي (Loop Thermosyphon).
2. يؤدي ارتفاع كمية القدرة الداخلة إلى ارتفاع درجة الحرارة في الجزء العلوي للمبخر عندما تكون نسبة ملء المبخر (100%).
3. عندما تكون كمية القدرة الداخلة قليلة (Q_{in}<750 W) فإن نسبة الملء (100%) تعطي أداء أفضل لمعامل انتقال الحرارة بينما تعطي نسبة الملء (50%) أداء أفضل لمعامل انتقال الحرارة عندما تكون القدرة الداخلة كبيرة (Q_{in}>1050 W).
4. إن أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة للمبخر تم الحصول عليها بشكل عملي في هذا البحث بلغت (3424 W/m^2 ^{o}C) وذلك عندما كانت نسبة الملء (50%) والقدرة الداخلة (1350 W).
5. المقارنة بين النتائج العملية للبحث مع نتائج معادلات عملية ونظرية لباحثين آخرين أظهرت توافقاً جيداً.

7- المصادر:

[1] Holman J. P., "Experimental Methods for Engineers", McGraw-Hill Book Company, Fifth Edition, New York, (1989).

[2] Eduardo Ramos, Mihir Sen and Cear Trevino, " A Steady-State Analysis for Variable Area One- and Two-Phase Thermosyphon Loops", Journal of Hear and Mass Transfer, Vol. 28, No. 9, (1985), Pp. 1711-1719.

[3] Juan G. Flores, "Copper Micro-Channel Loop Thermosyphon", M. Sc. Thesis, Engineering College and Technology of Ohio University, (2009).

[4] Yong Joo Park, Hwan Kook Kang, Chul Ju Kim, " Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon to the Fill Charge Ratio", Journal of International Heat and Mass Transfer, Vol. 45, (2002), Pp. 4655–4661.

[5] Chen K. S., Chen Y. Y., & Tsai S. T., "An Experimental Study of the Heat Transfer Performance of a Rectangular Two-Phase Natural Circulation Loop", Journal of Experimental Heat Transfer, Vol. 3, (1990), Pp. 27-47.

[6] Sateesh G., Sarit K. Das, Balakrishnan A.R., " Analysis of Pool Boiling Heat Transfer: Effect of Bubbles Sliding on the Heating Surface", Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, (2005), Pp. 1543–1553.

[7] Dube V., Akbarzadeh A., Andrews J., "The Effects of Non-Condensable Gases on the Performance of Loop Thermosyphon Heat Exchangers", Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 24, (2004), Pp.2439–2451.

[8] Bagha, A. B., Mahmood, S. L., Dr. Akhanda, M. A. R., "Heat Transfer Characteristics Inside an Evaporator of a Two-Phase Close Loop Thermosyphon with Semi-Circular Ribbed Evaporator Surface", IE(I) Journal–MC, Vol. 89, October (2008), Pp. 17-22.

[9] Chien C.C., Kung C.K., Chang C.C., Lee W.S., Jwo C.S., Chen S.L., "Theoretical and Experimental Investigations of a Two-Phase Thermosyphon Solar Water Heater", Journal of Energy, Vol. 36, (2011), Pp. 415-423.

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com

[10] Kannan M. and Natarajan E.,"Thermal Performance of a Two-Phase Close Thermosyphon for Waste Heat Recovery System", Journal of Applied Sciences, Vol. 10 (5), (2010), Pp. 413-418.
[11] John R. Thome, "Engineering Data Book III", Copyright by Wolverine Tube Inc., (2010).
[12] Masoud Rahimi, Kayvan Asgary, Simin Jesri, " Thermal Characteristics of a Resurfaced Condenser and Evaporator Closed Two-Phase Thermosyphon", Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 37, (2010), Pp. 703–710.
[13] David Reay and Peter Kew,"Heat pipes, Theory, Design and Applications", Published by Elsevier, Fifth Edition(2006).
[14] Yunus A. Çengel "Heat Transfer", A Practical Approach, Second Edition, Published by McGraw-Hill Companies, Inc., New York, (2003).
[15] Charles C. J. Vincent and Jim B. W. Koks, " Investigation of The Overall Transient Performance of the Industrial Two-Phase Closed Loop Thermosyphon", Journal of Heal and Mass Transfer, Vol. 35, No. 6, (1992), Pp. 1419-1426.
[16] Celata, G.P. and Mariani,"Critical Heat Flux, Post-Dryout and Their Augmentation", Department Energy Central Ricerche Casaccia, Roma (Italy), (1999).
[17] Hussam Jouhara, Anthony J. Robinson, " Experimental Investigation of Small Diameter Two-Phase Closed Thermosyphons Charged with Water, FC-84, FC-77 and FC-3283", Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 30, (2010), Pp. 201–211.

تم اجراء البحث في كلية ألهندسة = جامعة ألموصل

المنارة للاستشارات
www.manaraa.com