محاكاة تصميم مبخر صفيحي مدرفل يعمل بموائع التثليج البديلة لـ (R-12)

أ.م.د.طالب كشاش مرتضى* و علي داود سلمان علي**

تاريخ التسلم: ٢٠٠٣/١/٧
تاريخ القبول: ٢٠٠٣/٣/١٥

الخلاصة

تم خلال البحث الحالي بناء انموذج حسابي لمحاكاة تصميم مبخر صفيحي مدرفل اعتمد فيه على شريحة الانبوب المزعنف طوليا، حيث اعتمد الانموذج الرياضي المستخدم على حساب مجموعة من المتغيرات التصميمية منها الخواص الحرارية والفيزيائية لموائع التثليج المستخدمة، قيمة معامل انتقال الحرارة، هبوط الضغط ،استرداد الضغط، تأثير الزيت، تأثير شكل مقطع جريان مائع التثليج من خلال تحديد مساحة مقطع الجريان نسبة الى محيطه، ابعاد الزعنفة الطولية بالإضافة إلى ظروف العمل المثالية والمتمثلة بتعريف النشرة القياسية لعمل المنظومة الانضغاطية للثلاجة المنزلية كما تطلب تعريف بعض الظروف الحدية كدرجة حرارة سطح المبخر ودرجة حرارة الحيز المبرد الى اجراء الجانب العملي من البحث.

اعتمد الانموذج الحسابي على طريقة التكرار العددية لتخمين طول الشريحة والممثلة بالمسافة بين العقدتين حيث اجري التكرار لتخمين الطول بالاعتماد على الموازنة الحرارية.

لإظهار نتائج البحث تم اجراء مجموعة من المقارنات منها ما اعتمد على المقارنة بين الجانب النظري والعملي لثلاث من موائع التثليج[R-12,R-134a,R-600] ولمبخر سعة 117 watt حيث أظهرت النتائج ان اقصى قيمة لمعدل الانحراف بطول المبخر المصمم لم يتجاوز (14%)،كما تم اجراء مقارنة بين نتائج البرنامج الحاسبي المستخدم في محاكاة تصميم المبخر لاثنين من المبخرات سعة 117,152 watt والمصنعة من قبل الشركات المختصة حيث أظهرت نتائج المقارنة لاربعة من موائع التثليج [R-12,R-134a,R-600,R-600a] ان اقصى معدل للانحراف في طول المبخر كان بمقدار (7.3%) بينما اظهرت النتائج ان اقصى مدى للانحراف في حساب سعة المبخر كانت بمقدار (4.5%).

Abstract

In this present work computational models are fabricated , these model depended on the elements of longitudinal finned tube to design the roll bound evaporator.

The computational models consist of empirical and mathematical correlation beside values of each design variables and variable boundaries that is obtained from experimental tests.

The design variables values present heat transfer coefficient of refrigerants, pressure drop, pressure gain through the multi pass channel, oil effect, shape and cross section area as a ratio to it's boundary, dimensions of longitudinal fin where the variable boundaries present the experimental values for the evaporator's surface temperature and cooling space temperature.

The computational models depend on numerical iterative method to estimate the length of element between two nods (step), where these estimation depend on heat balance.

From the comparison between simulation program result with two roll bond evaporators that was manufactured by professional company it can be seen that computational result for 117 watt evaporator capacity are accurate within (7.3%) in length and (1.5%) in refrigeration capacity, while the comparison with 152 watt evaporator capacity it can be seen that computational result are accurate within (1.4%) in length and (4.5%) in refrigeration capacity.

* قسم التعليم التكنولوجي/ الجامعة التكنولوجية
** قسم هندسة المكائن والمعدات/ - -

https://doi.org/10.30684/etj.24.1A.8
2412-0758/University of Technology-Iraq, Baghdad, Iraq
This is an open access article under the CC BY 4.0 license http://creativecommons.org/licenses/by/4.0

المقدمة

يمثل المبخر ذي الصفائح المدرفلة المجمعة (Roll Bond Evaporator) احد انواع المبخرات الصفيحية (Plate Evaporators) والمستخدم بشكل خاص مع الثلاجة المنزلية كمبخر تذويب يدوي (Manual Defrost Refrigerator) بالإضافة لاستخدامات عديدة منها صناعة الثلج (Ice Maker) مبردات الماء (Water Cooler)، اذ يعمل هذا النوع من المبخرات بالحمل الحر في كسب الحرارة من الحيز المبرد مع وجود أنواع عديدة منه يتميز معظمها بالبساطة مع قلة استهلاك الطاقة (لعدم وجود مراوح أو مسخنات) بالإضافة إلى التميز بالأداء الجيد الذي ينعكس بالإيجاب على أداء المنظومة مقارنة بالأنواع الأخرى من المبخرات.

يتكون المبخر ذي الصفائح المدرفلة المجمعة (Roll Bond Evaporator) من صفيحتين متماثلتين غالبا ما تصنع من الألمنيوم النقي (pure aluminum 1050) تعامل هاتان الصفيحتان حراريا بتسخينهما إلى درجة حرارة معينة ومن ثم وباستخدام مكبس ذو قرص دوار من الفولاذ يتم دحرجته على كل من الصفيحتين لوضع بصمة مجرى مائع التثليج لكل منها على ان تكون البصمة ليست بالوضوح الشديد مع استخدام مادة حبريه تمنع الالتصاق (Antiadhesive Ink) لغرض منع التصاق سطحي المجرى عند مطابقة الصفيحتين لتكوين المجرى لمائع التثليج ومن ثم تسخين كلتا الصفيحتين إلى درجة حرارة معينة وتضغطان بشدة (100-150 bar) مع بعضهما على طول السطح عدا المجرى وبذا يتم أحكام التحام الصفيحتين وحفظ مقاومة التوصيل إلى أدنى حد، ولغرض توسيع مجرى مائع التثليج وتحت نفس الضغط للسطح يتم ضغط الهواء داخل المجرى ليتم تضخيم مقطع المجرى المستخدم لمرور مائع التثليج، يعتبر هذا النوع من اكثر أنواع المبخرات الصفيحية استخداما لكفاءته العالية لذا يستخدم على نطاق واسع مع الثلاجة المنزلية

يصنف المبخر ذو الصفائح المدرفلة المجمعة حسب شكله لأنواع عديدة أهمها :

- المبخر الصفيحي المستوي (أفقيا أو عموديا)
- المبخر بشكل حرف (U)
- المبخر النمطي (Classic Type Evaporator)

كما تصنف الأنواع أعلاه حسب شكل مقطع الجريان الذي قد يكون:-

a) مجرى غير مسطح من الجانبين (Double Side Inflated Panels (dsi))
b) مجرى مسطح من أحد الجوانب (One Side Flate Panels (osf))

يتميز المبخر الصفيحي المدرفل بكفاءة عالية عن بقية المبخرات لعدم وجود مقاومة حرارية بين انبوب مجرى مائع التثليج وبين الزعانف اذ تؤلف الزعانف في هذا النوع من المبخرات امتدادا لمعدن الانبوب.

اعتمد الانبوب المزعنف طوليا في بناء المبادلات الحرارية الصفيحية فقد قدم (Threlkled,1970) [1]مبادلا حراريا من هذا النوع مطلق علية (Bar fin) ممثلا المساحة الممتدة للانبوب بانها تعمل عمل الزعانف، اما (Vijay,1995)[2]فقد وصف المبادل الحراري (Convective Panal) ممثلا اياه بمجموعة من الانابيب الموصلة مع بعض بصفائح معدنية يتم لحامها مع الانابيب بحيث تعمل هذه الصفائح عمل الزعانف من خلال زيادة المساحة السطحية الخارجية للمبادل ومن ثم زيادة كمية الحرارة المنتقلة كما قدم كلا المصدرين مجموعة من العلاقات الرياضية والفرضيات المستخدمة لاجراء الحسابات لهذا النوع من المبادلات الحرارية،أما البحث الحالي فقد تم خلاله استخدام شريحة الانبوب في بناء المبخر بعد ان يتم تحديد نوع مائع التثليج العامل ومن ثم خواصه الحرارية والفيزيائية،معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج ضمن منطقة العمل المحددة، هبوط الضغط خلال أنابيب المبخر، تحديد تأثير الزيت على كل من معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط، تحديد مسار المبخر أن كان أفقيا أم شاقوليا، بالإضافة إلى تقسيم عدد مسارات مجرى مائع التثليج للتقليل من هبوط الضغط مع اهمال تأثير الوفر(frost) على انتقال الحرارة من السطح الخارجي للمبخر وذلك باعتماد شرط منع انتقال الكتلة عند اجراء محاكاة التصميم ليتم بذلك بناء المبخر من خلال تحديد العلاقات التجريبية والمعادلات المستخدمة في تحديد تلك المتغيرات التصميمية والتي تم اختيارها من خلال ظروف العمل الحدية المطبقة لكل معادلة.

ظرف التصميم القياسي للدورة

تم إخضاع تصميم المبخر ومن ثم الدورة الانضغاطية العاملة لظروف اختباريه مختلفة لغرض دراسة تأثيرها مع اعتماد الظروف القياسية المقدمة من قبل (ASHRAE,1979) [3]في ايجاد التصميم

* قسم التعليم التكنولوجي/ الجامعة التكنولوجية
** قسم هندسة المكائن والمعدات/ " "

الأمثل للمبخر، تتمثل الظروف القياسية المعتمدة لعمل المنظومة الانضغاطية للثلاجة المنزلية بالاتي:

$-23.3\ ^{o}C$ درجة حرارة التبخير

$54.4\ ^{o}C$ درجة حرارة التكثيف

$32.2\ ^{o}C$ درجة حرارة المحيط

$32.2\ ^{o}C$ درجة حرارة تحميص غاز مائع التثليج عند خط السحب

$32.2\ ^{o}C$ درجة الحرارة التي يبرد إليها سائل مائع التثليج (تبريدا مفرطا)

<u>آلية تصميم المبخر</u>

تم اعتماد الشريحة الموضحة شكل (1,2) المتمثلة بأنبوب مزعنف طوليا في تمثيل وحدة بناء المبخر مع استخدام مقاطع جريان بأشكال مختلفة على أن تتم آلية العمل من خلال:

١) اعتماد العقد (Nodes) شكل (3) لإيجاد طول الشريحة بعد تحديد أبعاد الشريحة كمدخلات عدا الطول المحدد بالمسافة بين عقدتين الذي يتم إيجاده من خلال موازنة الطاقة الموضحة بالمعادلات (1,2) مع استخدام الطرائق العددية ممثلة بطريقة التكرار (Tray And Error) لتحقيق الطول الصحيح للشريحة ضمن مدى انحراف معرف.

٢) ضمن ما تعتمد عليه موازنة الطاقة في (1) أعلاه هو معدل معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من سطح المبخر(تم اعتماد سطح المبخر بشكل مستو بدل المتعرج مع توقع نسبة خطأ 5 % [4]) الذي يدخل في تحديد المسافة بين عقدتين لذا يتم إدخال قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر للسطح الخارجي للمبخر من خلال اعتماد القيمة المحددة من قبل (Jordan)[5]، حيث يتم إيجاد أبعاد سطح المبخر بعد أن يتم تحديد شكله مع الأخذ بنظر الاعتبار كون الصفيحة أفقية أم شاقولية، ومن خلال إيجاد المسافات بين العقد وبتجميع الشرائح لانتاج الشكل النهائي للمبخر، تحدد أبعاد السطح التصميمية للمبخر ومن خلال مقارنتها بأبعاد السطح كمدخلات يتم تحديد نسبة الخطأ مع إيجاد معدل الأبعاد (إذا كانت الأبعاد خارج قيمة الانحراف المحدد) ومن ثم إعادة إجراء الحسابات مع أيجاد مسافات عقد جديدة، ولا يتم التوقف عن إجراء الحسابات إلا بتطابق أبعاد سطح المبخر التصميمية مع الأبعاد للمرحلة التي سبقتها وبذا يتم التأكد من صحة قيم المسافات بين العقد.

خلال إجراء الحسابات يتم اعتماد موازنة الطاقة لمائع التثليج وذلك بتحديد فرق ثابت في كسر الجفاف شكل (3) والذي يمثل اعتماد قيمة ثابتة من الطاقة المكتسبة من قبل مائع التثليج لكل خطوة مع ملاحظة التغير في طول الخطوة الناتجة تبعا للظروف والخواص المحيطة، فيما يلي المعادلات المستخدمة في إجراء موازنة الطاقة :

$$m^{o}_{ref.}\,(H_{i-1} - H_{i}) = dq = U_{Ao}\,dA_{o}\,(T_{ref.} - T_{air}) \qquad (1)$$

حيث ان فرق المحتوى الحراري خلال خطوة واحدة

$$H_{i-1} - H_{i} = \delta H_{step} = con.$$
$$\therefore m^{o}_{ref.}\,\delta H_{step} = dq = U_{Ao}\,dA_{o}\,(T_{ref.} - T_{air}) \qquad (2)$$

U_{Ao} معامل انتقال الحرارة الإجمالي للشريحة مسند للمساحة الخارجية من سطح الشريحة ولإيجاد قيمته من العلاقة التالي[1]

$$U_{Ao} = \frac{1}{\frac{A_o}{Ap_i\,h_{ref.}} + \frac{A_o X_p}{A_{pm} K_p} + \frac{(1-\eta_{fin})}{h_{co}\left(\frac{A_{po}}{A_{fin}} + \eta_{fin}\right)} + \frac{1}{h_{co}}} \qquad (3)$$

ولإيجاد طول الشريحة (STEP) والممثل بالمسافة بين عقدتين من خلال تحديد فرق ثابت الانثالبي

$$\delta H_{step} = con.$$
$$\delta X_{i+1} = \frac{m^{o}_{ref.}\,\delta H_{step}}{U_{Ao}\left(\frac{dA_o}{\delta X}\right)(T_{ref.} - T_{air})} \qquad (4)$$

يحتوي الطرف الأيمن ضمن U_{Ao} على طول الشريحة δX_i اذ تستخدم قيمتها لتحديد قيمة معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج $h_{ref.}$ وبذلك يصبح طول الشريحة مجهول لكلا طرفي المعادلة (2)مما يتطلب استخدام إحدى الطرق التكرارية لإجراء الموازنة للمعادلة، لذا استخدمت طريقة التكرار البسيط مع تحديد نسبة الانحراف لعمل التكرار، ولتحقيق المعادلة (2)ومن ثم (3) تعوض

القيم للمتغيرات التصميمية التي يحدد البعض منها قبل البدء بمحاكاة البرنامج الحاسبي المعد لذلك بينما يتم إيجاد قيم القسم الآخر من خلال التمثيل الرياضي البرمجي المعد ضمنا مع البرنامج الرئيس.

التمثيل الرياضي للمتغيرات التصميمية

لبناء برنامج المحاكاة لدراسة تصميم المبخر المستخدم، اذ يتطلب هكذا برنامج القيم العددية للمتغيرات التصميمية التي لا يمكن ان نتنبأ بقيم البعض منها إلا من خلال إجراء التجارب أو بتمثيلها رياضيا (في حالة تهيؤ التمثيل الرياضي للمتغير) للتمكن من إيجاد قيمة المتغير التصميمي من خلال تحديد ظروف العمل، وفيما يلي التمثيل الرياضي لبعض المتغيرات التصميمية.

التمثيل الرياضي لمعدل تدفق مائع التثليج

لحساب معدل تدفق مائع التثليج في ظروف عمل مختلفة وذلك من خلال تحديد ظروف التشغيل [1]

$$m^{o}_{ref.} = \frac{PD.\eta_v.RPM}{\upsilon_3.60} \qquad (4a)$$

PD الإزاحة الحجمية للضاغط (piston displacement) ومقدارها $(PD = 5.1cm^3)$ للضاغط المستخدم [6]

υ_3 الحجم النوعي لمائع التثليج عند درجة حرارة الغاز داخل الاسطوانة ولصعوبة إيجاد درجة الحرارة تلك لذا يؤخذ

الحجم النوعي عند درجة حرارة خط السحب والتي عرفت حسب النشرة القياسية لـ(ASHRAE) [3] ($T_{section}$=32.3)

$$RPM = ns - s * ns \qquad (4b)$$

s نسبة الانزلاق (slip ratio) ومقدارها $s = 0.033$ (لكل الضواغط من النوع Magnetic filed) [6]

ولتحديد قيمة السرعة التزامنية ns

$$ns = \frac{f * 60}{P} \qquad (4c)$$

P عدد أقطاب المحرك الكهربائي للضاغط اذ حدد $(P = 2)$ للضاغط المستخدم [6]

f التردد الكهربائي للمصدر المستخدم $(f = 50HZ)$ ولحساب الكفاءة الحجمية الخلوصية (η_v) من العلاقة أدناه[7]

$$\eta_v = C_L\left\{1 - C_C\left[(R_C)^{1/n} - 1\right]\right\} \qquad (4d)$$

C_L معامل تصحيح تسرب مائع التثليج المحمص خلال كل من المكبس والصمامات مع الأخذ بنظر الاعتبار تأثير الخنق، حددت قيمة هذا العامل $(C_L = 0.8)$ [7]

C_C نسبة الخلوص الحجمي للضاغط وله قيمة $(C_C = 0.02)$ [6]

R_C نسبة الانضغاط حددت لهذا النوع من الضواغط حسب الظروف القياسية لعمل الدورة الانضغاطية المعرفة

$$R_C = \frac{P)_{54^\circ C}}{P)_{-23.3^\circ C}} \qquad (4e)$$

n الأس البولتروبي ولصعوبة التنبؤ بالقيمة الفعلية له التي تقع بين قيمة الأس الايزونتروبي (γ_{IS}) والواحد لذا اقترح المصدر [8] الاقتراب من القيمة الحقيقية من خلال العلاقة الآتية

$$n = \frac{1 + \gamma_{IS}}{2} \qquad (4f)$$

γ_{IS} الأس الايزونتروبي لإجراء الانضغاط ويمثل النسبة بين الحرارة النوعية بثبوت الضغط للمائع إلى بثبوت الحجم لنفس المائع تحت ظرف الغاز.

التمثيل الرياضي لمعامل انتقال الحرارة لمائع التثليج

يعتمد التمثيل الرياضي لمعامل انتقال الحرارة لمائع التثليج على مجموعة من المتغيرات التصميمية منها قطر الجريان للمائع والممثل بالقطر(D) في حال كون مساحة مقطع الجريان دائرية بينما يؤخذ القطر المكافئ (D_e) عند مقطع جريان بأشكال مختلفة [9]، وكما موضح بالعلاقة

$$D_{eq.} = \frac{4\,A_{sec.}}{PA.} \qquad (5)$$

ولتمثيل معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج حدد [10] ثلاث مناطق رئيسية لكل منها (المناطق) العلاقات التجريبية الخاصة لحساب معامل انتقال الحرارة

١) معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج في المنطقة ثنائية الطور

لتمثيل معامل انتقال الحرارة في منطقة التبخير تم اعتماد العلاقة التجريبية المقدمة من قبل(Shah) [11,12]، التي تطبق تحت شرط السطح المبتل لمحيط الأنبوب (The tube surface fully wetted) اذ يتحقق هذا الشرط للجريان الأفقي من خلال تحديد قيمة رقم فراود لسائل مائع التثليج $Fr_L \geq 0.04$ مع استثناء العمل بهذا الشرط للجريان الشاقولي شرط ان يكون الجريان ضمن مدى كسر الجفاف المحدد من قبل نفس المصدر، وفيما يلي وصف للعلاقة التجريبية

$$\psi = h_{TP} / h_L \qquad (6)$$

$$CO = \left(\frac{1}{X} - 1\right)^{0.8} \left(\rho_g / \rho_l\right)^{0.5} \qquad (7)$$

$$Bo. = q/\left(G * H_{fg}\right) \qquad (8)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2\, g\, D} \qquad (9)$$

$$h_L = 0.023\left[\frac{G(1-X)D}{\mu_l}\right]^{0.8} \Pr_L^{0.4} \frac{K_L}{D} \qquad (10)$$

$$\Pr_L = \frac{\mu_l\, cp_L}{K_L} \qquad (11)$$

$$G = \frac{m''_{ref.}}{A_{sec.}} \qquad (12)$$

يتم اختيار العلاقات لحساب معامل انتقال الحرارة بالاعتماد على تحديد بعض القيم وكما موضح

$\underline{FOR \quad N > 1}$

$$\psi_{nb} = 230\, Bo^{0.5} \; at \; Bo > 0.3 * 10^{-4} \qquad (13)$$

$$\psi_{nb} = 1 + 46\, Bo^{0.5} \; at \; Bo < 0.3 * 10^{-4} \qquad (14)$$

$$\psi_{cb} = 1.81\; N^{0.8} \qquad (15)$$

يتم تمثيل ψ بمساواتها بالقيمة الأكبر من نوعي الغليان كما موضح

$$at \quad \psi_{nb} > \psi_{cb} \Rightarrow \psi = \psi_{nb}$$
$$\psi_{cb} > \psi_{nb} \Rightarrow \psi = \psi_{cb}$$

$\underline{FOR \quad 0.1 < N \leq 1.0}$

$$\psi_{bs} = F\, Bo^{0.5}\; \exp\left(2.74\, N^{-0.1}\right) \qquad (16)$$

$$\psi_{cb} = 1.81\; N^{0.8}$$

$$at \; \psi_{bs} > \psi_{cb} \Rightarrow \psi = \psi_{bs}$$
$$\psi_{cb} > \psi_{bs} \Rightarrow \psi = \psi_{cb}$$

$\underline{FOR \quad N \leq 0.1}$

$$\psi_{bs} = F\, Bo^{0.5}\; \exp\left(2.47\, N^{-0.15}\right)$$

$$\psi_{cb} = 1.81\; N^{0.8} \qquad (17)$$

$$at \; \psi_{bs} > \psi_{cb} \Rightarrow \psi = \psi_{bs}$$
$$\psi_{cb} > \psi_{bs} \Rightarrow \psi = \psi_{cb}$$

$\underline{When}$

$$Bo \geq 11 * 10^{-4} \Rightarrow F = 14.7$$
$$Bo < 11 * 10^{-4} \Rightarrow F = 15.43$$

عند المجرى الشاقولي ولجميع قيم Fr_L ولمجرى أفقي وعند رقم فراود $Fr_L \geq 0.04$ يتم حساب N من العلاقة

$$N = CO \qquad (18)$$

أما قيمة N للمجرى الأفقي ولقيم رقم فراود $Fr_L \leq 0.04$

$$N = 0.38\; Fr_L^{-0.3}\; CO \qquad (19)$$

٢) معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج في المنطقة الانتقالية

يتم حساب معامل انتقال الحرارة في المنطقة الانتقالية (Transition Region) باعتماد معادلات التقريب الخطي [10] بين كل من قيمة معامل انتقال الحرارة عند نهاية المنطقة الثنائية الطور وبداية منطقة التحميص، وكما موضح

$$h_{tm.} = h_{TP}\,.\sin^2\theta + h_{sup.}\cos^2\theta \qquad (20)$$

$$\theta = \frac{\pi}{2}(1 - w) \qquad (21)$$

$$w = \frac{X - X_o}{1 - X_o} \qquad (22)$$

٣) معامل انتقال الحرارة لمائع التثليج في منطقة التحميص

استخدمت العلاقة التجريبية المقدمة من قبل(Hiller) مصدر[10] لحساب معامل انتقال

الحرارة لمائع التثليج في منطقة التحميص ولجريان لاطباقي كما ياتي

$$h_{sup.} = 0.0108 G_{ref.} cp_{ref.}^{1/3} \mu_{ref.}^{-2/3} \left(\frac{G_{ref.} D_l}{\mu_{ref.}} \right)^{-0.1375} \quad (23)$$

حيث حدد رقم رينولدز $\mathrm{Re}_{ref.} > 6000$

التمثيل الرياضي لتغير ضغط مائع التثليج

تتنوع قيم الضغط لمائع التثليج بين هبوط الضغط واسترداده تبعاً للحالة وكما يلي

١) هبوط ضغط مائع التثليج داخل أنابيب المبخر

خلال جريان مائع التثليج داخل أنابيب المبخر فان هبوطا في الضغط يصاحب جريانه حيث يحدد هبوط الضغط من خلال التمثيل الرياضي للعلاقة (التجريبية) المستخدمة اعتمادا على منطقة الجريان التي تصنف إلى

I. هبوط الضغط في المنطقة ثنائية الطور

- تم اعتماد الجريان المتجانس [10] لحساب هبوط الضغط خلال أنابيب المبخر حيث عرف كل من (Collier) [13] و(Wallis) [14] العلاقات الاساسية المستخدمة في حساب هبوط الضغط لهذا النوع من الجريان وبأجراء التعويضات والاشتقاقات الرياضية وبتطبيق مجموعة من الفرضيات تم الوصول الى المعادلات النهائية لمسببات هبوط الضغط والمتمثلة بكل من الاحتكاك، التعجيل، الجذب الارضي وكما موضح

$$-\left(\frac{dp}{dl}\right)_f = \frac{2 f_{TP} G^2}{D} \left(\vartheta_l + x \vartheta_{lg} \right) \quad (24)$$

$$-\left(\frac{dp}{dl}\right)_A = G^2 \vartheta_{fg} \frac{dx}{dl} \quad (25)$$

$$-\left(\frac{dp}{dl}\right)_G = g \cos\theta \frac{1}{\vartheta_l + x \vartheta_{fg}} \quad (26)$$

ومن خلال تطبيق المعادلات الثلاث كانت نتائج المعادلة ٢٦ غير ذات أهمية على الناتج النهائي ضمن حدود عمل المنظومة، لذا تم إهمالها ليكون التمثيل الرياضي لمعادلة هبوط الضغط النهائية

$$\delta p = \frac{2 f_{TP} G^2 L}{D} \left(\vartheta_l + x \vartheta_{lg} \right) + \delta x G^2 \vartheta_{fg} \quad (27)$$

ولحساب معامل الاحتكاك للمنطقة الثنائية الطور باستخدام علاقة (Blasuius) [13]

$$f_{TP} = 0.079 \left[GD/\overline{\mu} \right]^{-0.25} \quad (28)$$

$\overline{\mu}$ معدل قيمة اللزوجة الدينامية والتي يمكن حسابها من علاقة (Dukler) [13]

$$\overline{\mu} = \rho_m \left[x \vartheta_g \mu_g + (1-x) \vartheta_l \mu_l \right] \quad (29)$$

ولحساب معدل الكثافة ρ_m للجريان الثنائي الطور من العلاقة الآتية [14]

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (30)$$

II. هبوط ضغط مائع التثليج في منطقة التحميص

وضح المصدر [10] ان هبوط الضغط لمائع التثليج في منطقة التحميص ناتج عن تأثير الاحتكاك الذي يمكن حسابه من علاقة Darcy-Weibach

$$-\left(\frac{dp_{ref.}}{dl}\right)_{fr.sup.} = f \frac{1}{D} \frac{G_{ref.}}{2\rho} \quad (31)$$

ولحساب قيم معامل الاحتكاك قدم المصدر علاقتين تستخدمان حسب مدى رقم رينولدز حيث ان

$$f = 0.3614 \mathrm{Re}_{ref.}^{-0.25} \; at \; \mathrm{Re} < 10^5 \quad (32)$$

$$f = 0.0032 + 0.221 \mathrm{Re}_{ref.}^{-0.237} \; at \; 10^5 < \mathrm{Re} < 3*10^6 \quad (33)$$

٢) خفض انحدار هبوط الضغط مع استرداد جزئي خلال تفرع مسارات مائع التثليج

لتجنب الهبوط الحاد في الضغط داخل أنابيب المبخر والناتج عن كل من الاحتكاك والتعجيل لمائع التثليج والذي يؤدي الى انخفاض كفاءة الدورة يتم اللجوء الى زيادة عدد المسارات شكل (4) لمجرى مائع التثليج مما يقلل من انحدار هبوط الضغط مع استرداد بعض الضغط (Static Regain) ضمن مناطق التفرع، حيث يتم حساب

قيمة الضغط المسترد خلال منطقة التوسع ولجريان ثنائي الطور من العلاقة الآتية [14].

$$P_3 - P_2 = \frac{G^2}{2\rho_l}\left(\frac{A_1}{A_2} - 1\right)\left[1 + x\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right] * \left(\frac{A_1}{A_2} + 1\right) \quad (34)$$

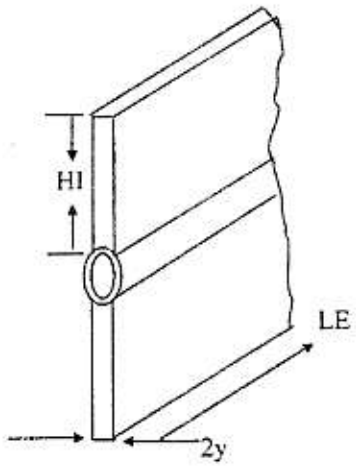
يكون تفرع مجرى المبخر متسلسلا وذلك بإضافة مسار واحد خلال كل تفرع، وبذلك يمكن كتابة المساحة

$A_1 = A_{sec.} * cn \ , \ A_2 = A_{sec.} * (cn-1)$ ،

وبالتعويض في المعادلة 34 ينتج

$$P_2 - P_3 = -\frac{G^2}{2\rho_l}\left[1 + x\left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1\right)\right] * \left(\left(\frac{cn}{cn-1}\right)^2 - 1\right) \quad (35)$$

حيث ان cn عدد مسارات المجرى $A_{sec.}$ مساحة مقطع الجريان ، حيث تكون قيمة هذه المساحة ثابتة على طول المبخر ولتقليل هبوط الضغط الحاد مع استرداد جزئي للضغط في الحنيات(Bends) تطبق آلية التفرع في تلك المناطق شكل (5) وبذا يمكن التقليل من أهمية الهبوط في الضغط في تلك الحنيات



<u>التمثيل الرياضي لتأثير الزيت</u>

ان معظم العلاقات المستخدمة في حساب معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط في حالة جريان مائع التثليج النقي (الخالي من الزيت) ولكن في حقيقة الأمر توجد نسبة من الزيت -0.2) (0.5% [15] ولحساب تأثيرها على معامل انتقال الحرارة من خلال العلاقة الاتية [16]

$$EF = 20.4\omega_o - 332\omega_o^2 - 0.061G' + 1.03 \quad (36)$$

كذلك فان وجود الزيت في مائع التثليج يؤدي الى انحدار اكبر في هبوط الضغط بسبب تأثير الزيت على لزوجة مائع التثليج، ولحساب هذا التأثير من خلال العلاقة الأتية [16]

$$PF = 5.43\,\omega_o + 1.01 \quad (37)$$

<u>التمثيل الرياضي لانتقال الحرارة من السطح الخارجي للمبخر</u>

بتمثيل شريحة المبخر الممثل بأنبوب مزعنف طولياً ولغرض إيجاد الكفاءة والفعالية لهذه الزعنفة استخدمت العلاقات المقدمة من قبل [2]

حيث تدخل قيم كل منهما في حساب الأبعاد النهائية للمبخر .

لحساب كفاءة الزعنفة الطولية من العلاقة

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh BHI}{BHI} = \frac{e^{BHI} - e^{-BHI}}{e^{BHI} + e^{-BHI}} * \frac{1}{BHI} \quad (38)$$

$$B = \sqrt{h_{CO}\,P/KA} \cong \sqrt{h_{CO}/Ky} \quad (38a)$$

أما لحساب الفعالية Effectiveness لهذا النوع من الزعانف

$$\varepsilon_{fin} = \sqrt{\frac{K}{h_{CO}\,y}} * \tanh BHI = \sqrt{\frac{K}{h_{CO}\,y}} * \frac{e^{BHI} - e^{-BHI}}{e^{BHI} + e^{-BHI}} \quad (39)$$

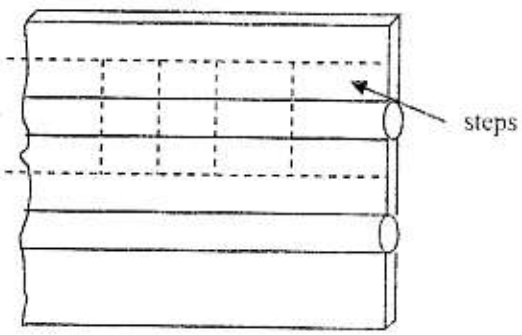
حيث تمثل الفعالية النسبة بين الحرارة المطروحة من الزعنفة الى الحرارة المطروحة من الانبوب بدون وجود الزعنفة، فقد حدد المصدر [2] اقل قيمة اقتصادية لفعالية الزعنفة $(\varepsilon_{fin} = 2)$.

لإيجاد طول شريحة المبخر والممثلة بالمسافة بين عقدتين، نحتاج لإدخال قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من السطح الخارجي للصفيحة h_{CO} حيث يتم ادخال هذه القيمة بالاعتماد على المصدر [5] والذي حدد قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من سطح المبخر الصفيحي العامل ضمن اجهزة التبريد المنزلية بـ 8.5155 to)

(14.1925 $W/m^2 .^0 C$) والتي تحسب كقيمة واحدة على طول الصفيحة ومن ثم يتم تجميع الشرائح المستخدمة في تصميم المبخر بهدف ايجاد الابعاد الخارجية للمبخر، حيث تمت معالجة السطح شبه المتعرج والمؤلف من مجموعة شرائح (كما موضح في الشكل ادناه) على انه سطح منبسط حيث تؤدي هذه الفرضية الى نسبة خطا (5%– 4) [4]

عند اجراء الحسابات تؤخذ بنظر الاعتبار مجموعة الفرضيات المقدمة من قبل المصدر [1] لتسهيل الحسابات وكما يلي :

- انتقال الحرارة ثابت مع الزمن
- ثبوت درجة الحرارة لقاعدة الزعنفة
- ثبوت معامل التوصيل الحراري لمعدن الزعنفة
- انتقال الحرارة بالتوصيل يتم خلال بعد واحد
- إهمال انتقال الحرارة من الحافة الخارجية للزعنفة
- تجانس درجة الحرارة على سطح الزعنفة
- معامل انتقال الحرارة ثابت للسطح الخارجي
- إهمال تأثير الوفر (Frost) على معامل انتقال الحرارة [17]



قدم المصدر [17] مجموعة من البحوث في تكوين الوفر على سطوح مستوية بدرجات حرارة منخفضة موضحا آلية تكون الوفر وتأثير ذلك على معامل انتقال الحرارة وتغير قيمتها خلال الانتقال المستمر للكتلة مما يعني امكانية اعتماد قيمة واحدة لانتقال الحرارة بالحمل الحر في حال منع انتقال الكتلة إلى سطح المبخر وهي حالة بداية التشغيل للمبخر الجديد.

النتائج والمناقشة

تم أجراء تحليل لنتائج النمذجة الحسابية وتحديد دقة عمل البرنامج بمقارنة النتائج العملية مع النتائج الحسابية ضمن عمل مبخرات صفيحية مدرفلة بسعات متباينة مع موائع تثليج مختلفة وكانت نتائج المقارنة كما يلي:

نتائج الأداء النظري للموائع البديلة

قبل الدخول في تحليل نتائج النمذجة الحسابية والعملية يمكن اعتماد بعض الاستنتاجات العامة من خلال تحليل نتائج الجدول (1) ، اذ تظهر تلك النتائج عمل المبخر بضغوط موجبة لكل من الموائع R-12 ، R-134a أما الموائع الهيدروكربونية R-600 ، R-600a فإنها تعمل بضغوط سالبة (Vacuum Pressure) وبذلك يمكن ملاحظة انخفاض كثافة البخار كلما انخفض ضغط التشبع المناظر لدرجة الحرارة المصممة لعمل المبخر وما لذلك من تأثير على السعة الحجمية، فنجد أن السعة الحجمية للمائع R-12 هي الأكبر بالمقارنة مع الموائع الأخرى رغم انخفاض التأثير التبريدي مما يتيح استخدام ضاغط ذي حجرة مكبس صغيرة نسبيا بالمقارنة مع الموائع الأخرى، فبملاحظة الشكل (6) وباعتماد السعة الحجمية للمائع R-12 كمرجع نجد عند درجة حرارة التبخير القياسية $-23.3\ ^oC$ أن السعة الحجمية للمائع R-134a تكون اقل بمقدار 3.9% مما يتطلب زيادة في سعة "حجرة" الضاغط بنفس النسبة ، أما المائع R-600a فان سعته الحجمية اقل بمقدار 47.6% وبذلك تتطلب المنظومة التي يستبدل فيها المائع R-12 بالمائع R-600a أن يوفر لها ضاغطا ذا إزاحة حجميه اكبر بنسبة 47.6% ، وبذلك يمكن الاعتماد على تحديد النسب في ايجاد البدائل المناسبة للضواغط مع تحديد سعة المنظومة بشكل دقيق .

نتائج النمذجة الحسابية للمبخر

باستخدام برنامج المحاكاة للمبخر أجريت سلسلة من التجارب النظرية لمعرفة العوامل المؤثرة على بناء مبخر ذي مجرى بمسار مفرد شكل (7) وآخر بمسارات متعددة شكل (8)،(9) ولأنواع متعددة من موائع التثليج ، فقد اعتمدت آلية تعدد المسارات خلال برنامج المحاكاة وذلك بتفرع مسار المبخر عندما يكون ميل خط هبوط الضغط بشكل كبير بحيث يؤدي تعدد المسارات للمجرى الى تقليل ميل هبوط الضغط وبالتالي الحفاظ على كفاءة الدورة من خلال عمل المبخر بضغط معتدل ودرجة حرارة مستقرة نسبيا.

أظهرت النتائج شكل (7) تميز المائع R-600 بمعامل انتقال حرارة كبير خلال الجريان في المنطقة الثنائية الطور يليه كل من الموائع R-600a، R-134a ثم R-12 اذ يتمثل هذا المائع بأقل قيمة لمعامل انتقال الحرارة مقارنة بالموائع المذكورة الأخرى ،من ناحية أخرى تجدر الإشارة إلى أن هبوط الضغط للمائع R-600 خلال منطقة الجريان الثنائي الطور تكون كبيرة جدا نسبة إلى الضغط العامل مما يهدد بانخفاض أداء المبخر والدورة الانضغاطية، كذلك يمكن ملاحظة الانحدار الكبير في درجة حرارة مائع التثليج عبر المبخر الذي يصل إلى اكثر من $5.5\ ^{o}C$ مما يؤثر سلبا على عمل المبخر بدرجة حرارة ثابتة ومستقرة، في حين يظهر كل من هبوط الضغط وانحدار درجة الحرارة للجريان ضمن مسار واحد لكل من الموائع الأخرى ضغط وانحدار درجة حرارة اقل.

أظهرت الدراسة شكل (8) سلوك معامل انتقال الحرارة عند استخدام مجرى المبخر بمسارات متعددة إذ نجد تقاربا في قيم معامل انتقال الحرارة ضمن نفس رقم المسار وتقلص فجوة الفارق لقيم معامل انتقال الحرارة عند جريانها بمسار واحد، كما يوضح الشكل (9) تقارب ميل خط هبوط الضغط للموائع المستخدمة بغض النظر عن مستوى ضغط التشبع العامل والمناظر لدرجة حرارة التبخر ضمن مجرى ذي مسار متفرع، وبذلك يمكن استنتاج التأثيرات المتعاكسة لكل من قطر الجريان وتفرع المسارات على كل من هبوط الضغط ومعامل انتقال الحرارة ،إذ نجد أن الفارق في انحدار الضغط قد انخفض مع ملاحظة وجود مناطق استرداد الضغط السكوني عند مناطق التفرع التي تظهر بشكل واضح من خلال درجة حرارة التبخير اذ تساعد هذه المنطقة (منطقة التفرع) بشكل جزئي في خفض ميل هبوط الضغط على طول المبخر وما لذلك من تأثير ايجابي في رفع قيمة الكثافة للبخار المحمص الداخل إلى الضاغط مما يزيد في معدل التدفق الكتلي لنفس الضاغط المستخدم ولنفس درجة حرارة المبخر.

تجدر الإشارة إلى الفرق الواضح في ميل هبوط الضغط لكل من المنطقة ثنائية الطور ومنطقة التحميص للمجرى المفرد شكل (7) وحتى في المجرى ذي المسارات المتعددة والموضحة في الأشكال اللاحقة إذ يؤدي احتكاك سائل مائع التثليج عند جريانه بشكل حلقي على سطح مجرى المبخر الداخلي إلى هبوط الضغط نتيجة اللزوجة الدينامية العالية له بالإضافة إلى هبوط الضغط بسبب التعجيل من خلال التحول الطوري لسائل مائع التثليج والتي يفقدها بخار مائع التثليج الجاري ضمن منطقة التحميص إذ يهمل عامل التعجيل في هبوط الضغط [10] دون تأثير مع تأثير ضئيل للاحتكاك بسبب اللزوجة الدينامية المنخفضة.

توضح الأشكال (10a....17a)، (10b....17b)النتائج الحسابية لمبخرين سعة (117,152watt) ولاربعة موائع تثليج فقد تم من خلال هذه الأشكال دراسة تأثير النسب الوزنية للزيت (0-5%) على أداء المبخر فنجد من خلال الأشكال (10a....17a) التأثير الإيجابي لنسب الزيت من 0% ولغاية 3% التي يبلغ عندها معامل انتقال الحرارة اكبر قيمة له ليظهر بعدها الانخفاض في معامل انتقال الحرارة عن اكبر قيمة له عند إضافة نسب وزنية اكبر ولكن الهبوط في كل الأحوال لا يتدنى إلى قيمة معامل انتقال الحرارة عند الجريان بمائع تثليج نقي، من جهة أخرى نجد التأثير السلبي للزيت من خلال علاقته الطردية مع منحني ميل هبوط الضغط خلال مسارات المبخر حيث تكون الزيادة باطراد دائم خلال جميع نسب الزيت التي يصل فيها ميل منحني هبوط الضغط الى أقصى قيمة له عند نسبة زيت 5% ليبلغ بذلك هبوط الضغط خلال مسار المبخر 117 watt مقارنة مع مائع التثليج النقي بمقدار 0.05bar على ان تبلغ هذه القيمة 0.08bar للمسار الواحد من المبخر 152watt اذ يعزى سبب زيادة هبوط الضغط إلى طبيعة الجريان التي تتمثل بجريان بخار مائع التثليج في وسط المجرى(Core) تاركا بذلك سائل مائع التثليج الذائب في الزيت يجري بالاحتكاك مع سطح المجرى وبتأثير اللزوجة الدينامية العالية التي يمتاز بها الزيت فان ذلك سوف يؤدي إلى زيادة الاحتكاك كما يمكن ملاحظة تأثير الزيت بشكل اكبر خلال مجرى المبخر 152watt الذي يتمتع بمحيط جريان اكبر من المبخر 117 watt مما يزيد من المساحة السطحية للاحتكاك وبالتالي زيادة هبوط الضغط خلال المسارات لكن وفي ذات الوقت يمكن ملاحظة تأثير المحيط الأكبر على معامل انتقال الحرارة والذي يظهر بقيم اقل عن مثيلاتها للمبخر 117watt.

نستنتج من الأشكال (10b....17b) أن طول المبخر عموما يقل عما هو عليه عند الجريان بمائع تثليج نقي لكن من خلال معرفة التأثير السلبي لهبوط الضغط على سعة المبخر اذ نجد تزامن انخفاض طول المبخر من خلال انخفاض السعة الحرارية له لاحظ الشكل (18) وبذلك يمكن أن نستنتج أن تأثير هبوط الضغط يؤثر على السعة والطول للمبخر بصورة عكسية ومؤثرة في حين يختفي تأثير معامل انتقال الحرارة بالزيادة الحاصلة

الذي يؤثر فقط على طول المبخر من خلال انتقال الحرارة الإجمالي إذ نجد ان زيادة قيمته لا تؤثر إلا بشكل ضئيل جدا بحكم موقعه من المعادلة العامة المستخدمة لحساب معامل انتقال الحرارة الإجمالي لكن يمكن ملاحظة تأثيره السلبي على طول المبخر في حالة انخفاضه بشكل كبير.

يوضح الشكلان (19) و (20) مقارنة كل من قيم معامل انتقال الحرارة، ميل هبوط الضغط ،انحدار درجة الحرارة مع طول المبخر لكل من الشكل التصميمي لمساحة مقطع الجريان الشبه بيضوية مرة وأخرى عند العمل بنفس المساحة للمقطع ولكن بشكل مساحة مقطع دائري حيث تم حساب مساحة مقطع الجريان وتطبيقها على مقطع دائري فوجد إن المحيط سوف يقل بنسبة 1 8.7% ومن خلال إجراء الدراسة لكلا المقطعين أظهرت النتائج أن معامل انتقال الحرارة للمقطع شبه البيضوي يكون اكبر بكثير منه للمقطع الدائري والسبب في ذلك معروف باعتماد المعادلات المستخدمة في حساب معامل انتقال الحرارة على قيمة الفيض الحراري (q) التي تكون اكبر خلال مساحة المقطع البيضوي منها للدائري بسبب كبر محيط المقطع البيضوي الذي يؤمن مساحة سطحية اكبر لنقل الحرارة، في ذات الوقت يمكن استدراك ان المجرى ذا المقطع الدائري يكون فيه ميل هبوط الضغط وانحدار درجة الحرارة بشكل غير كبير مما يؤمن استقرار في درجة حرارة المبخر، كما نجد إن عدد التفرعات للمجرى لم تتجاوز المسارين في حين ظهر ميل هبوط الضغط للمبخر ذي مساحة المقطع البيضوي بقيمة اكبر مع انحدار اكبر في درجات الحرارة الأمر الذي ساعد في تفسير وجود ثلاثة مسارات خلال مجرى المبخر، وبالرغم من ذلك كانت النتائج تشير إلى كفاءة المبخر ذي مساحة المقطع البيضوي فقد أظهرت الدراسة ان طول هذا المبخر يقل بمقدار 13% عن المبخر ذي المقطع الدائري مقابل انخفاض سعة التجميد له بمقدار 0.9% .

النتائج العملية

أجريت (51) تجربة عملية على الجهاز الاختباري وباستخدام مائع التثليج R-12 وبدائله R-134a، R-600، فقد أجريت التجارب ضمن ظرف مختبري ثابت ($32^{o}C$ درجة حرارة حيز الاختبار) اذ سجلت القراءات بعد وصول الجهاز إلى حالة الاستقرار لكل اختبار وذلك باعتماد التشغيل المستمر (Continuous Running Testing) لان الهدف من البحث هو تصميم المبخر وليس دراسة عمل المبخر، كما تم عزل المبخر لمنع انتقال الحرارة أو الكتلة للحفاظ على الاستقرار في الموازنة الحرارية للحمل مع تقليل فرص زيادة المحتوى الرطوبي داخل الحيز الذي قد يعرقل قياس درجة الحرارة على سطح المبخر بسبب نمو الوفر بالإضافة لعمله كعازل حراري، فقد تم توزيع مجموعة من المزدوجات الحرارية على مناطق مختلفة من سطح المبخر وعدد آخر في الحيز المبرد لمعرفة توزيع درجات الحرارة ضمن مراحل الاختبار المختلفة أظهرت خلالها النتائج ان الفرق بين درجة حرارة السطح ومعدل درجة حرارة الحيز المبرد تقع ضمن المدى ($3.39 - 6.78^{o}C$)، كما تم توزيع مجموعة من مقاييس الضغط في مناطق منتخبة من المنظومة بهدف تحديد ظروف التشغيل بالإضافة الى تحديد هبوط الضغط في الأجزاء الأساسية .

مقارنة بين النتائج الحسابية والعملية

أظهرت القراءات للتجارب العملية ضآلة الفرق لقيم هبوط الضغط المسجلة لمجموعة من موائع التثليج R-12، R-134a، R-600 بالمقارنة مع النتائج الحسابية لبرنامج المحاكاة، اذ تم الأخذ بهذه القيم لأهميتها في تحديد الأبعاد النهائية للمبخر، ومن خلال مقارنة طول المبخر المقاس (9.6m.) التي تمثل الطول الكلي للمسارات الفردية والمتفرعة ومقارنتها مع النتائج الحسابية بعد تغذية برنامج المحاكاة بظروف عمل كل اختبار، أظهرت النتائج ان اكبر قيمة لانحراف الأطوال الحسابية(التصميمية) عن الطول المقاس كانت بمقدار (28.7%) مع ملاحظة أن نتائج 15 تجربة من اصل 22 كانت بمعدل انحراف اقل من(20%)، اذ نجد ان نسبة الخطأ هذه منطقية إذا ما تم الاخذ بنظر الاعتبار ابتعاد نتائج بعض الاختبارات عن الظروف المثلى لعمل المنظومة،إهمال تأثير الزيت، استخدام العلاقات التجريبية في التمثيل الرياضي العام للمبخر بمدى انحراف قد يصل الى(20%).

وبهدف التأكد من دقة عمل البرنامج بالإضافة إلى التأكد من شموليته، تم إجراء سلسلة من التجارب النظرية باستخدام برنامج المحاكاة لنوعين من المبخرات أحدهما بسعة 117 watt عند عمله بالظروف القياسية مع المائع R-12 حيث استخدم هذا المبخر في التجارب العملية للبحث، كما تمت الاستعانة بمبخر آخر بسعة 152 watt ضمن عمله بالظروف القياسية مع المائع R-12 ، تمت تغذية البرنامج الحاسبي بمواصفات والقياسات الخارجية لكلا المبخرين بالإضافة إلى البيانات للضواغط العاملة مع هذه السعاة والتي حددت

(الضواغط) بالاعتماد على نوع مائع التثليج العامل ودرجة حرارة التبخير بالإضافة الى القدرة الحصانية اذ نجد أن مواصفات تلك الضواغط تكون ضمن الظروف القياسية لعمل الثلاجة المنزلية مما ساعد في أيجاد السعة التصميمية للمبخر من خلال جدول البيانات لتلك الضواغط، كما شملت تجارب التأكد من دقة عمل البرنامج استخدام موائع تثليج لم تستخدم ضمن الجانب العملي .

اظهر الجدول (2) النتائج لكلا المبخرين الممثلة بطول كل مبخر ضمن ظروف العمل القياسية المعتمدة، فقد أوضحت النتائج ان اكبر انحراف لطول المبخر سعة 117 watt كان بمقدار(11.9%)، أما سعة المبخر فكان اكبر انحراف لها بمقدار (1.75%).

بإجراء التجارب على المنظومة من خلال المحاكاة للبرنامج وباستخدام مبخر سعة 152 watt أظهرت نتائج المقارنة أن اكبر انحراف للطول الحقيقي للمبخر والطول المحسوب قد بلغ(16.48%) نسبة إلى الطول الأصلي والبالغ $9.4m$ مع تميز النتائج بتطابق عدد المسارات للمبخر والبالغة مسارين عدا نتائج المائع R-600 والذي ظهر بثلاث مسارات ضمن نتائج البرنامج التصميمي، كما أظهرت نتائج المقارنة للسعة المحسوبة تصميميا مع نتائج البيانات للشركة المصنعة بأن مدى الانحراف الأقصى (6.6%) من السعة الكلية، وبذلك نلاحظ ان النتائج التصميمية لبرنامج المحاكاة تكون اكثر واقعية من خلال التطابق مع النتائج العملية عند تطبيق الظروف التصميمية القياسية وذلك يعود الى ان اغلب أجزاء المنظومة العملية قد صممت باعتماد تلك الظروف .

الاستنتاجات

من خلال برنامج المحاكاة الحاسبي والنتائج العملية وباعتماد قيم المائع R-12 كمرجع تم استنتاج التالي:

١) باعتماد R-12 كمرجع نجد ان R-134a تنخفض السعة الحجمية له بمقدار3.9% بينما تنخفض للموائع R-600a,R-600 بمقدار 65.7%، 47.6% على التوالي، مما يستوجب زيادة حجم حجرة مكبس الضاغط المستخدم مع كل نوع من تلك الموائع بنفس نسبة الانخفاض بالسعة الحجمية للوصول الى السعة الحجمية للمائع R-12، اذ أظهرت النتائج دقة تحديد حجم حجرة المكبس من خلال اختبار هذه الطريقة مع كافة الموائع واثبتت تطابقا جيدا بالمقارنة مع بيانات الشركات المصنعة للضواغط.

٢) من خلال مقارنة النتائج التصميمية العملية والنظرية لـ 21 اختبار ولثلاث موائع R-600, R134a, R-12 على التوالي أظهرت نتائج تصميم طول المبخر ضمن نفس المواصفات لمبخر سعة (117 watt) والمصنع من قبل إحدى الشركات المختصة، حيث ظهر أن معدل الانحراف لم يتجاوز (14%).

٣) تم إجراء محاكاة التصميم لاثنين من المبخرات المصنعة من قبل الشركات المختصة ضمن السعات 117watt، 152watt وباستخدام موائع لتثليج (R-12,R-134a,R-600,R-600a) أظهرت النتائج ان معدل الانحراف لتصميم الطول للمبخر المصنع لم يتجاوز (7.8%)، أما معدل الانحراف الأقصى في سعة التثليج فكانت بمقدار (4.7%)، حيث تشير النتائج إلى اقتراب قيم النتائج التصميمية لبرنامج المحاكاة مع الواقع العملي للمبخرات المصنعة عند العمل بالظروف المثلى المعتمدة في تصميم هذه الأجزاء.

٤) أظهرت النتائج دقة تحديد حجم حجرة المكبس من خلال نسبة السعة الحجمية لمائع التثليج فقد تم اختبار هذه الطريقة مع كافة الموائع واثبتت تطابقا جيدا بالمقارنة مع بيانات الشركات المصنعة للضواغط.

٥) أظهرت نتائج محاكاة تصميم المبخر سعة 117watt ان معدل التدفق الكتلي يجب خفضه عند ابدال المائع R-12 بالموائع R-600a, R-134a, R-600 بالنسب التالية 18.8%، 65%،59.4%عند نفس درجة حرارة التبخير القياسية.

٦) أكدت النتائج النظرية ان جريان موائع التثليج ضمن مبخر بمسار واحد قد أظهرت تميز المائع R-600 بقيم معامل انتقال الحرارة مع انحدار كبير في الضغط مما يعني ضرورة تغيير عدد المسارات للمبخر لتجنب العمل ضمن كثافة منخفضة عند منطقة الدخول الى الضاغط .

٧) تشير النتائج النظرية الى ان تصميم المبخر الصفيحي ضمن سعات متباينة وموائع تثليج مختلفة لا يعطي نفس عدد المسارات، حيث يتحدد طول المبخر من خلال تحديد الأبعاد الخارجية لهيكل المبخر، مساحة مقطع الجريان

ومحيطه، شكل المقطع بالإضافة إلى أبعاد الزعنفة.

٨) أظهرت النتائج ان تحويل مجرى المبخر العامل بمساحة مقطع دائري إلى مقطع بيضوي بنفس المساحة يؤدي إلى زيادة في المحيط بمقدار 18.7% كما يحصل انخفاض في طول المبخر بمقدار 13% مقابل انخفاض بسعة التبريد بمقدار 0.9%.

References

1. Threlkeld, J. L., *"Thermal environmental engineering"*, 2nd Edition, prentice-Hall, Inc, 1970.
2. Gupta, V., *"Elements of heat and mass transfer"*, NEW AGE International publisher , 1995
3. ASHRAE Equipment Hand book, 1979.
4. لؤي عبد العزيز، " انتقال الحرارة بالحمل الحر من سطح مضلع "، رسالة ماجستير، قسم هندسة المكائن والمعدات، الجامعة التكنولوجية، ١٩٨٩.
5. Jordan, R. C., *"refrigeration and air conditioning "*, 2nd Edition. New Delhi. 1973.
6. Tropical series compressors, Matsushita refrigeration company, compressor division, 1979.
7. Hussein, R. M., *"A numerical simulation of a vapour compression refrigeration cycle using alternative refrigerants"*, Ph.D. Thesis, Baghdad university, mech. Eng. Depart., 1998
8. Sui, L., et al, *"Performance evaluation of a reciprocating compressor through blanked suction test data "*, ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 1, 1981.
9. Holman, J. P., *"Heat transfer "* McGraw-Hill Book comp, 1986.
10. Oskarsson, S. P., et al, *" Evaporator models for operation with dray, wet, and frosted finned surfaces part I: heat transfer and fluid flow theory "*, ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, 1990,pp (373-380).
11. Shah, M. M.,*"A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes "*, ASHRAE Transactions, Vol. 82, Part 2, 1976,pp (66-86).
12. Shah, M. M., *" Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study "*, ASHRAE Transactions, Vol. 88, Part 1, 1982,pp (185-196).
13. Collier, J. G., *"Convective boiling and condensation"*, McGraw-Hill, 1972.
14. Wallis, G. B., *"One-dimension tow phase flow"*, McGraw-Hill, 1969.
15. Tichy, J. A., *"An experimental investigation of heat transfer in forced - convection evaporation of oil - refrigerant mixtures "*, ASHRAE Transactions, Vol. 92, Part 2A, 1986,pp (450-459).
16. Schlager, L. M., et al, *" Evaporation and condensation of refrigerant-oil mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube "*, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 1, 1988,PP (149-166).
17. Hayashi, Y., *"Study of frost properties correlating with frost formation types"*, Journal of heat transfer, Vol.99, may 1977, PP (239-245).

جدول (1) مقارنة الاداء النظري لموائع التثليج ضمن الظروف القياسية المعتمدة

درجة الحرارة	الأداء الحراري	CFC-12	HFC-134a	HC-600	HC-600a
درجة حرارة التكثيف	ضغط التكثيف (bara)	13.71	14.69	5.56	7.68
درجة حرارة التبخير $-23.3^{O}C$ مع تحميص بخار مائع التثليج داخل المبخر بمقدار $5^{O}C$	ضغط التبخير (bara)	1.32	1.122	0.365	0.611
	نسبة الانضغاط	10.38	13.09	15.2	12.56
	الأس الايزونتروبي γ_{is}	1.129	1.1068	1.0905	1.0917
	الأس البولتروبي n	1.064	1.0534	1.0452	1.0458
	كثافة البخار الداخل إلى الضاغط (kg/m^3)	6.44	4.68	0.843	1.41
	التأثير التبريدي (kJ/kg)	140.6	186.04	367.4	336.3
	السعة الحجمية (kJ/m^3)	905.4	870	309.7	474.1

NOMENCLATURE

$= A$	مساحة	m^2
$= C$	حجم الخلوص	m^3
$= Cp$	حرارة نوعية بثبوت الضغط	kJ/kg.K
$= Cv$	حرارة نوعية بثبوت الحجم	kJ/kg.K
$= C_C$	نسبة الخلوص الحجمي للضاغط	—
$= C_L$	معامل تصحيح تسرب مائع التثليج خلال المكبس والصمامات	—
$= Cn$	عدد مسارات المبخر	—
$= D$	قطر الأنبوب	m
$= EF$	معامل تصحيح تأثير الزيت على معامل انتقال الحرارة	—
$= f$	تردد المصدر الكهربائي	Hz
$= g$	الجاذبية الارضية	m/s^2
$= G$	فيض الكتلة	$kg/m^2.s$
$= h$	معامل انتقال الحرارة	$W/m^2.K$
$= H$	المحتوى الحراري	kJ/kg
$= K$	الموصلية الحرارية	W/m.K
$= L$	طول شريحة المبخر	m
$= m^O$	معدل التدفق الكتلي	kg/s
$= n$	الاس البولتروبي	—
$= ns$	السرعة التزامنية	Cycle/min
$= P$	الضغط	N/m^2

$P\Delta$	قيمة التغير الكلي للضغط	
$= PA$	محيط الجريان	m
$= PD$	الإزاحة الحجمية للضاغط	m^3
$= Pf$	معامل تصحيح تأثير الزيت على هبوط الضغط	—
$= PN$	عدد أقطاب المحرك الكهربائي للضاغط	—
$= q$	فيض الحرارة	W/m^2
$= Q$	معدل الحرارة المنتقلة (سعة التثليج)	Watt
$= Rc$	نسبة الانضغاط	—
$=RPM$	السرعة الدورانية	Cycle/mi
$= S$	نسبة الانزلاق	—
$= T$	درجة الحرارة	K,°C,°F
$= u$	سرعة مائع التثليج	m/s
$= U$	معامل انتقال الحرارة الاجمالي	$W/m^2.K$
$V =$	الحجم النوعي	m^3/kg
$= x$	كسر الجفاف	—
$= 2y$	سمك الزعنفة	m

(SUBSCRIPTS)

= A	التعجيل
= a ,air	هواء
= bs	الغليان المشبع
= c	القيمة الحرجة
= C ,cond	تكثيف
= cb	غليان الحمل
= co	نسبة الى الحمل الحر من جهة الهواء
= eq.	مكافئ
= f	الاحتكاك
= fg	منطقة التبخير
= fin	زعنفة
= g	طور الغاز
= G	الجذب الارضي
= I	داخلي
= *l*	القراءة الحالية نسبة الى رقم العقدة
= *l*+1	القراءة اللاحقة
= is	ايزوثيرمي
= *l*	طور السائل
= m	قيمة متوسطة
= nb	الغليان النووي
= AO	مساحة سطحية خارجية
= pi	القطر الداخلي للانبوب
= pm	معدل القطر الداخلي والخارجي
= po	القطر الخارجي للانبوب
= r	نسبة القيمة الى القيمة الحرجة
= ref.	مائع التثليج
= s	سطح
= sec.	مقطع
= sup.	منطقة التحميص
= T	كلي
= **TP**	ثنائي الطور
= trn.	انتقالي
= v	حجم

(GREEK STYMPOLS)

$= \omega$	السرعة الدورانية	Cycle/s
$= \beta$	معامل التمدد الحجمي	1/k
$= \delta$	فرق الثغر للخطوة	——
$\mu =$	اللزوجة الديناميكية	Kg /m.s
$\overline{\mu} =$	معدل اللزوجة الديناميكية	Kg /m.s
$= \pi$	النسبة الثابتة	——
$= \psi$	معامل انتقال الحرارة ثنائية الطور	——
$= \eta$	الكفاءة	——
$= \rho$	الكثافة	Kg/m^3
$= \tau$	إجهاد القص	N/m^2
$\vartheta =$	الحجم النوعي	m^3/kg
$= \varepsilon$	الفعالية	——
$= \omega_o$	النسبة المولية للزيت في مائع	——

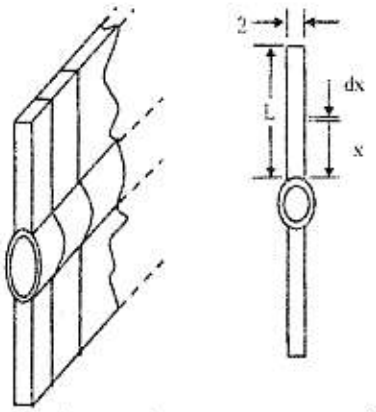
(DIMENSIONLESS GROUP)

$\left(\frac{1}{X}-1\right)^{0.8}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}$	= (عدد الحمل)	Co
$\frac{q}{G\,H_{fg}}$	= (عدد الغليان)	Bo
$\frac{G^2}{\rho_l^2\ g\ D}$	= (عدد فراود)	Fr
$\frac{\mu\ Cp}{K}$	= (عدد برانتل)	Pr
$\frac{\rho\ v\ D}{\mu}$	= (عدد ريينولدز)	Re
$\frac{Bo.\ \mathrm{Re}\ \mathrm{Pr}}{Nu}$	= (عدد جاكوب)	Ja
$\frac{h_{CO}\ L}{K}$	= (عدد نسلت)	Nu
$\frac{^2 g\,\beta(T_S-T_\infty)L^3}{K_a}$	= (عدد كراشوف)	Gr
$\underline{Gr * \mathrm{Pr}}$	= (عدد رالي)	Ra

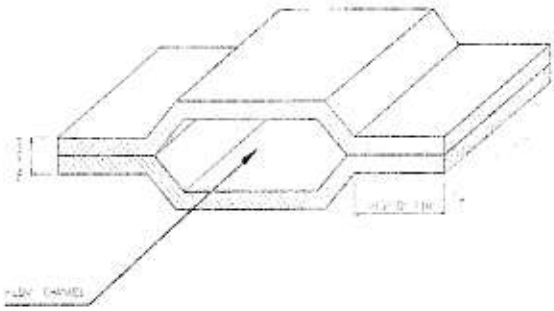
جدول (2) مقارنة نتائج البرنامج الحاسبي المتضمن تصميم مجموعة من المبخرات المستخدمة في التطبيقات العملية من خلال اعتماد الظروف القياسية ل [ASHRAE]

Ref. Type	Circuit Length measure (m)	Circuit Length calculate (m)	Error %	Ref. Capacity table (watt)	Ref. Capacity calculate (watt)	Error %	Compressor swept volume (cm^3)	Mass flow rate (kg/s)	Pressure drop (bara)	Ref. Effect (kj/kg)	Section Line density (kg/m^3)	Volumetric capacity (kj/m^3)	Evaporator type
CFC-12	9.6	10.75	11.9	116	117.7	1.465	5.1*	$1.06*10^{-3}$	0.0551	140.6	6.44	905.4	117 watt refrigeration capacity evaporator
HFC-134a	9.6	10.92	13.75	120	123.3	2.75	5.99**	$8.6*10^{-4}$	0.0496	186.04	4.68	870	
HC-600	9.6	9.48	1.25	/	107.1	/	15.3***	$3.7*10^{-4}$	0.0241	367.4	0.843	309.7	
HC-600a	9.6	9.83	2.3	112	111.66	0.3	9.97**	$4.3*10^{-4}$	0.03	336.3	1.41	474.1	
Standard error deviation Mean error			6.43 7.3			1.22 1.5							
CFC-12	9.4	10.95	16.48	162.7	151.9	6.6	6.58*	$1.37*10^{-3}$	0.0475	140.6	6.44	905.4	152 watt refrigeration capacity evaporator
HFC-134a	9.4	10.66	13.4	148	152.1	2.7	7.39**	$1.06*10^{-3}$	0.0413	186.01	4.68	870	
HC-600	9.4	9.35	0.53	/	133.11	/	19***	$4.6*10^{-4}$	0.0186	367.4	0.843	309.7	
HC-600a	9.4	9.48	0.83	142	135	4.9	12.06**	$5.2*10^{-4}$	0.0249	336.3	1.41	474.1	
Standard error deviation Mean error			8.32 7.815			1.955 4.7							

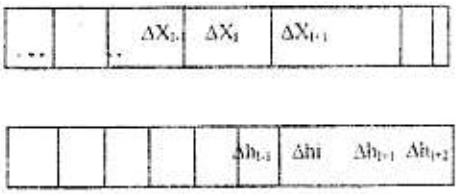
* Reference [58]
** Reference [61]
*** Calculated



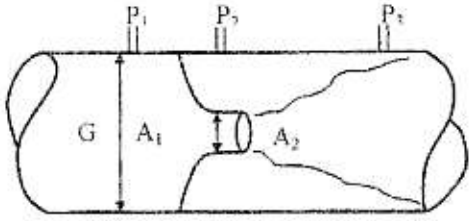
شكل (1) الشريحة المستخدمة في بناء المبخر مقطع



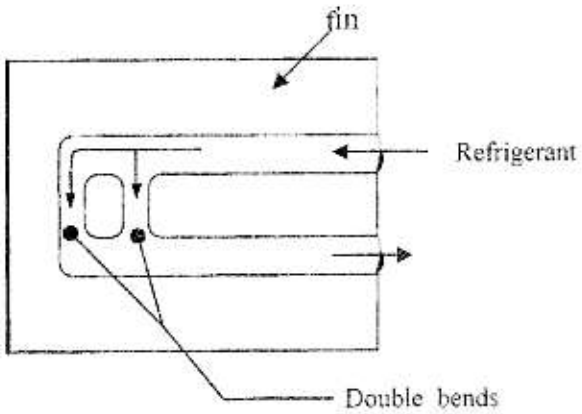
شكل(2) الشريحة بمجرى شبه



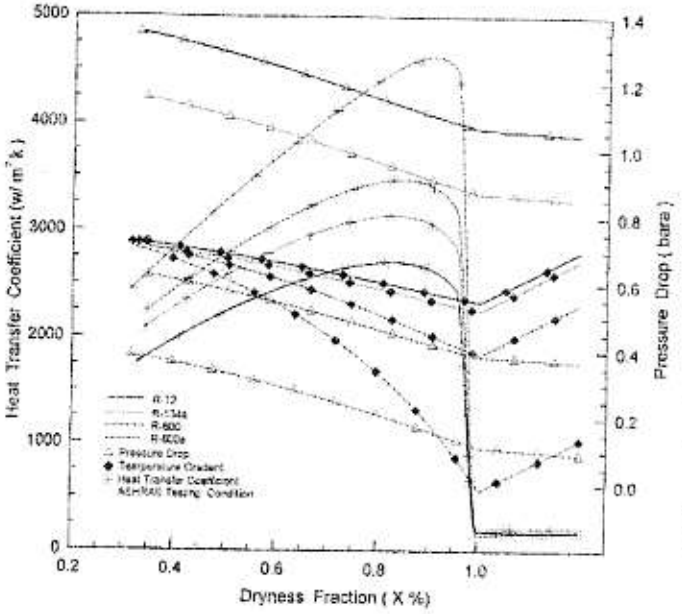
شكل(3) نموذج العقد المستخدم في بناء المبخر والذي يعتمد على



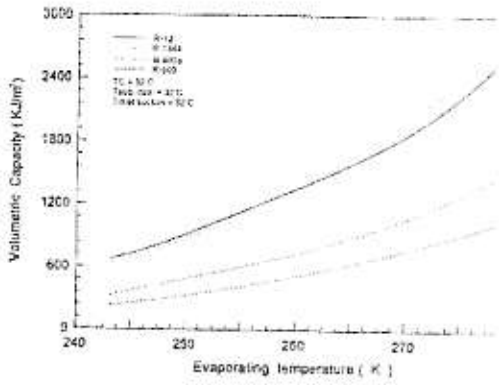
شكل (4) حريان المائع ضمن مناطق التوسع والتقلص



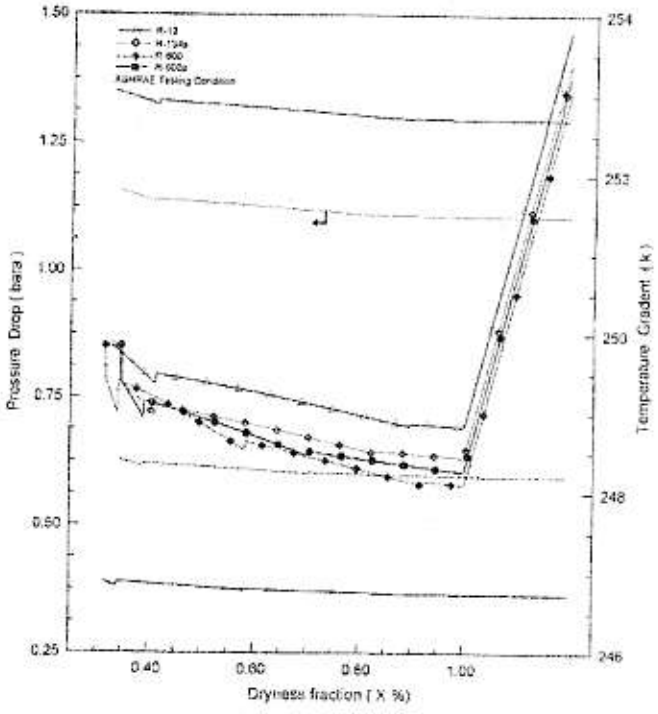
شكل (5) استخدام الحنية المزدوجة في تخفيض انحدار هبوط الضغط



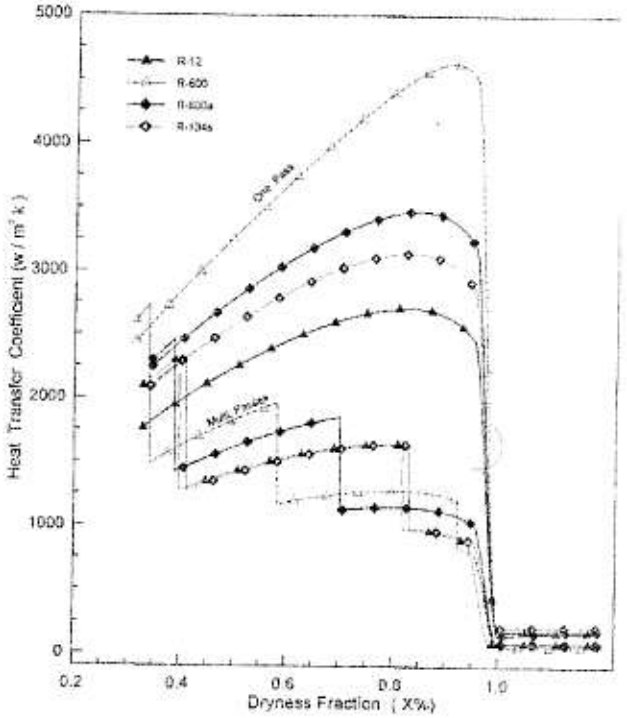
شكل (7) مقارنة كل من معامل انتقال الحرارة، هبوط الضغط والمدار درجة الحرارة لمجموعة من موائع التثليج العاملة ضمن مبخر ذي مسار مفرد



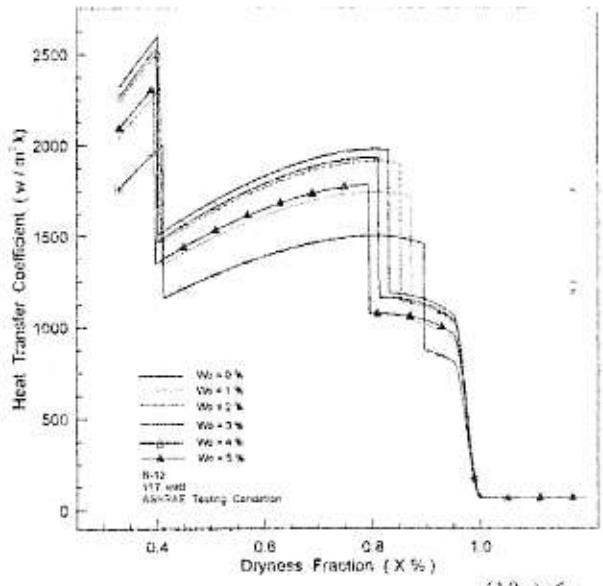
شكل (6) يوضح السعة الحجمية لمجموعة من موائع التثليج عند درجات حرارة تبخير مختلفة



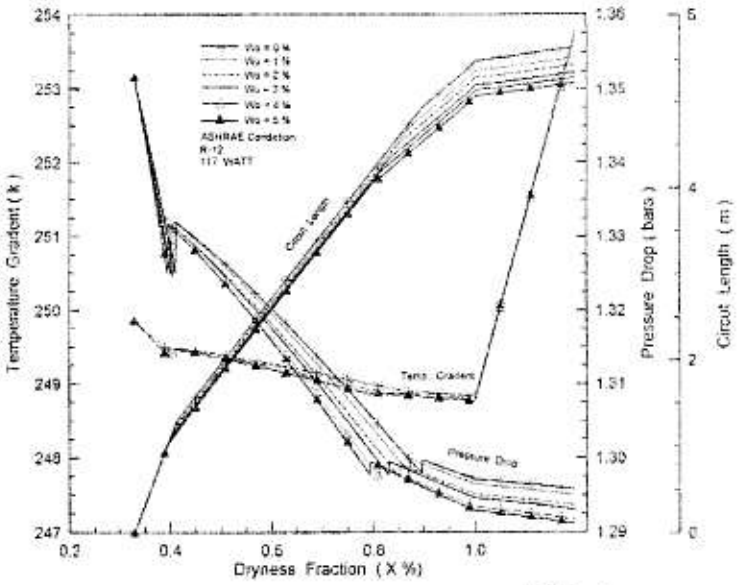
شكل (9) يوضح قيم كل من هبوط الضغط والمدار درجة الحرارة لمجموعة من موائع التثليج عند جريانها ضمن مبخر ذي مسارات متعددة



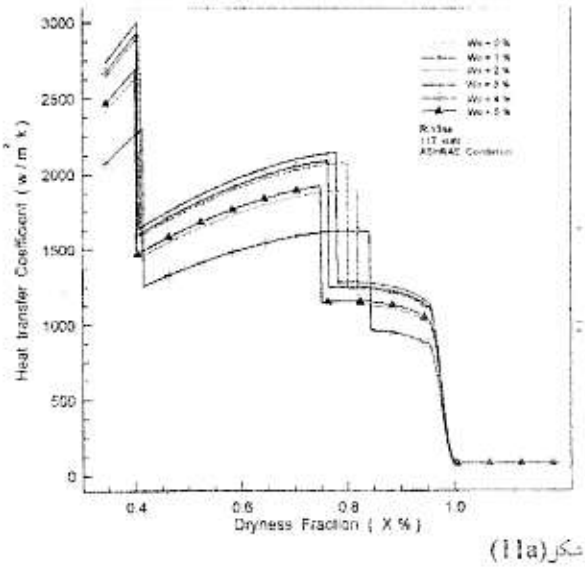
كل (8) مقارنة قيم معامل انتقال الحرارة لمجموعة من موائع التثليج عند العمل ضمن مبخر بمسار مفرد، وآخر متعدد المسارات



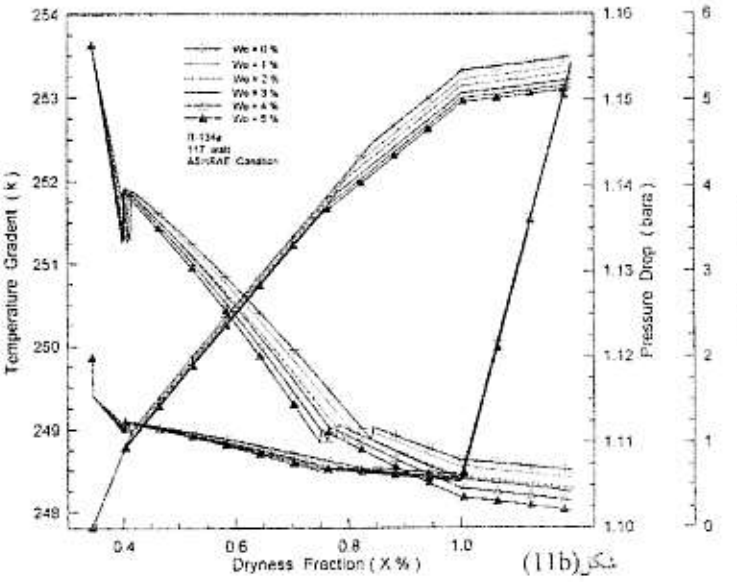
شكل(10a)



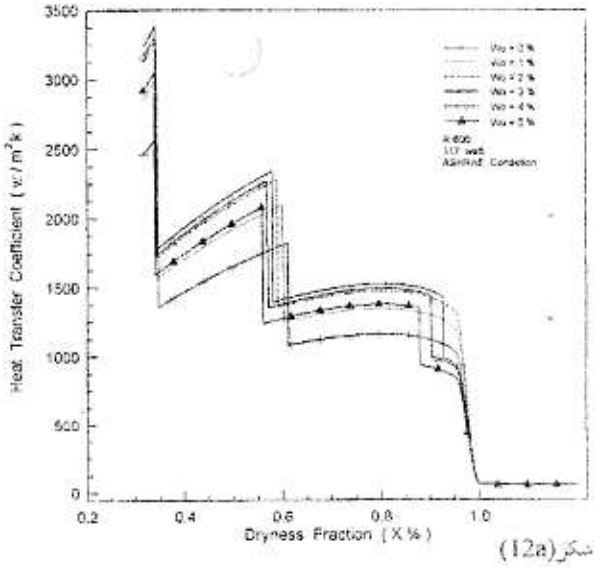
شكل(10b)



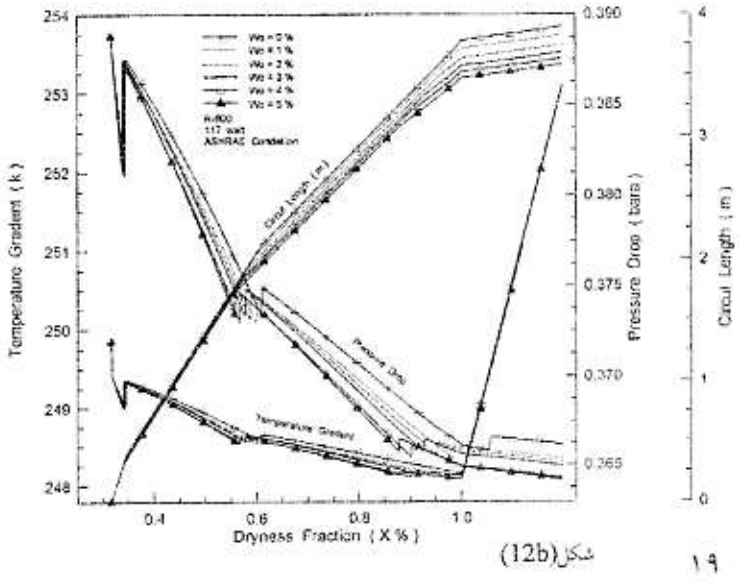
شكل(11a)



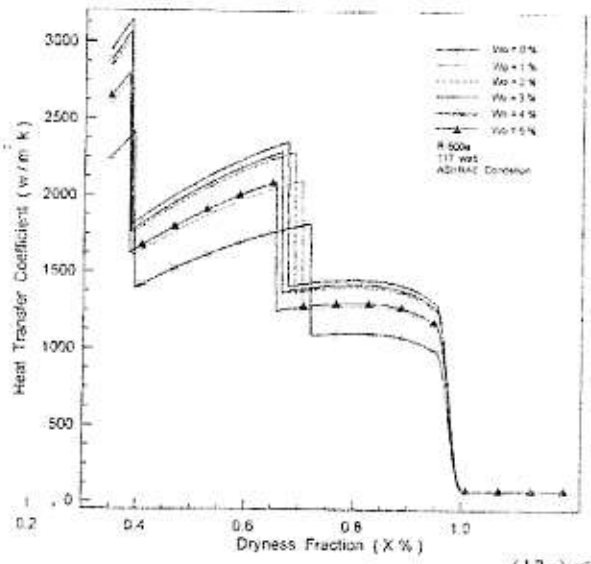
شكل(11b)



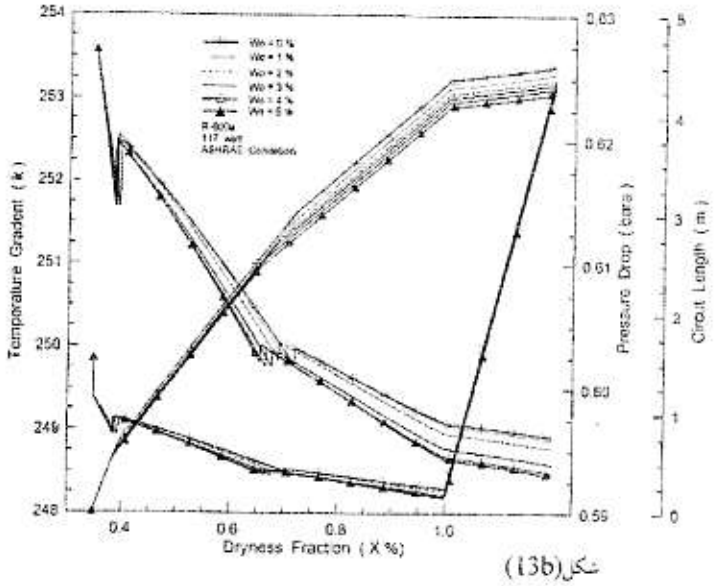
شكل(12a)



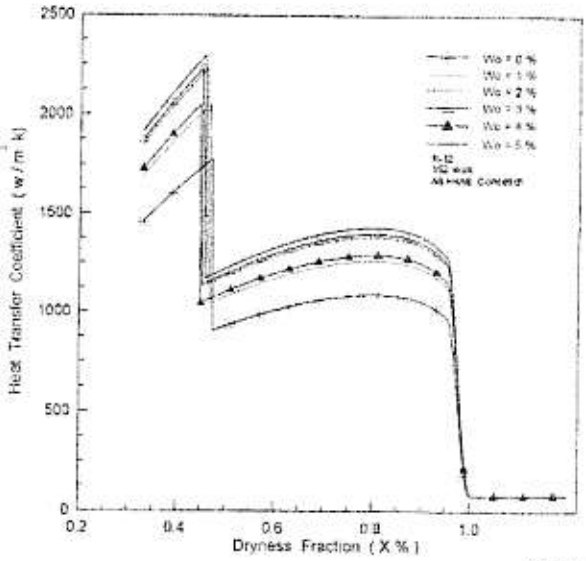
شكل(12b)



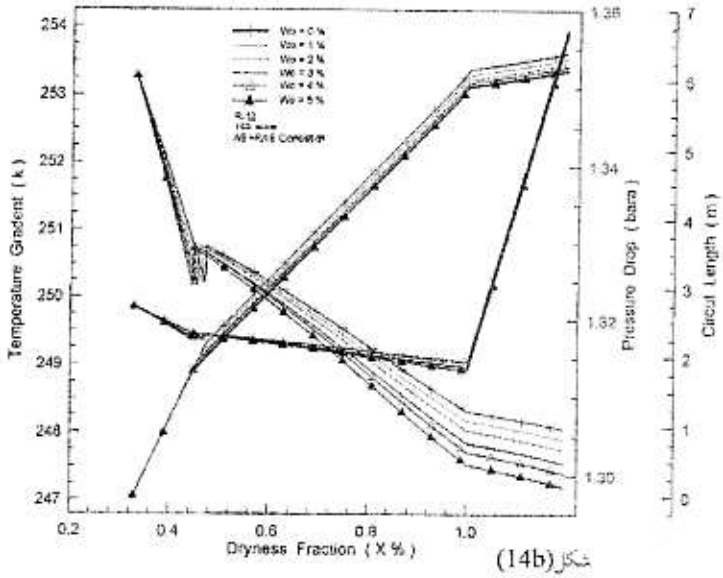
شكل(13a)



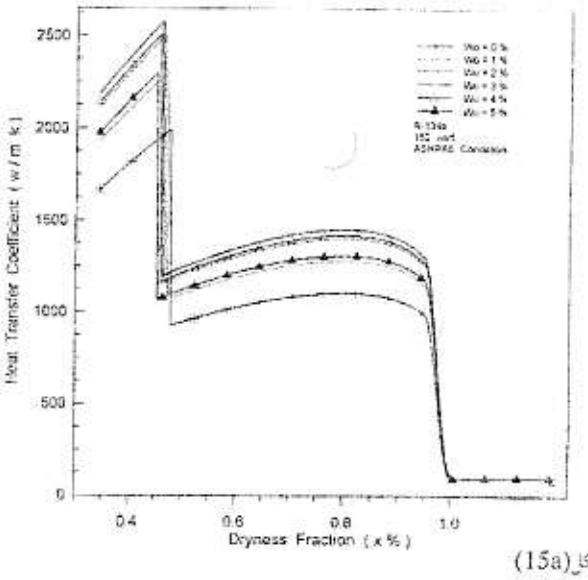
شكل(13b)



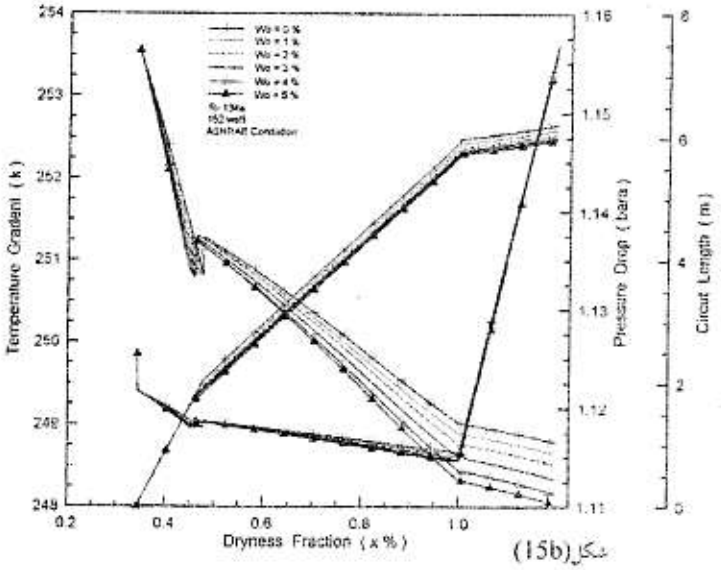
شكل(14a)



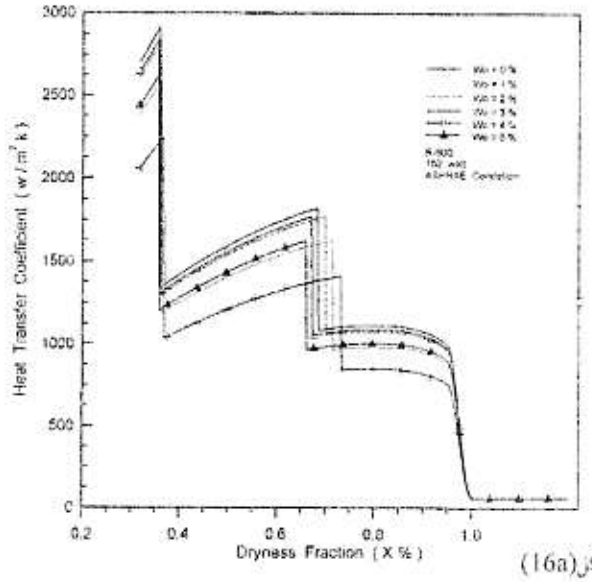
شكل(14b)



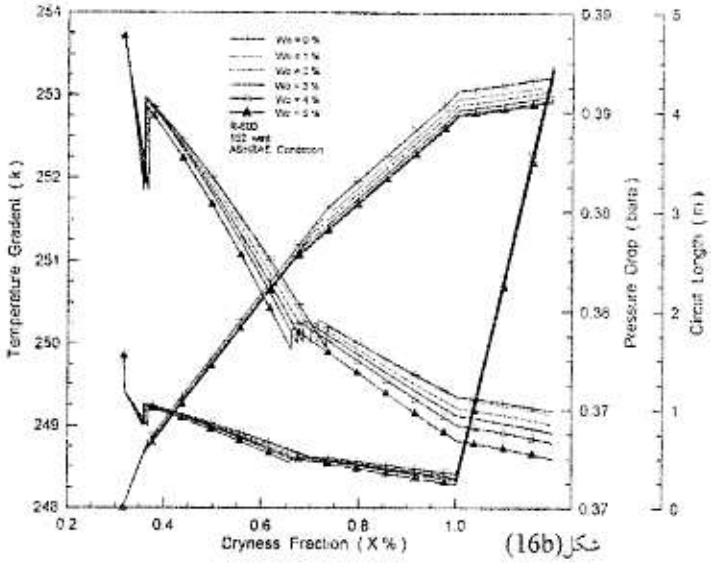
شكل(15a)



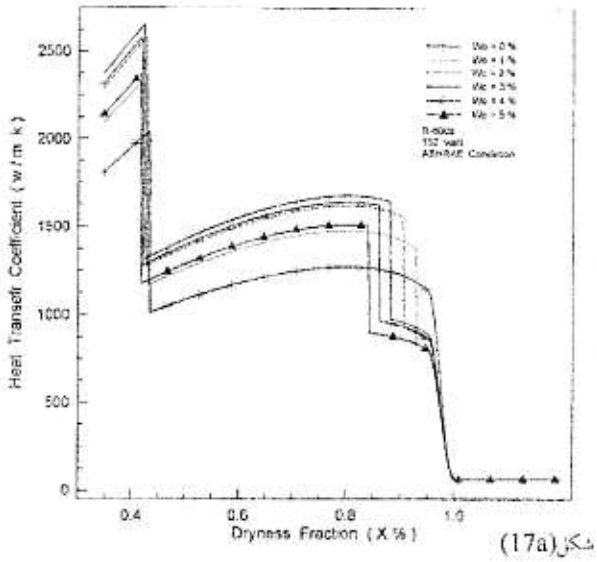
شكل(15b)



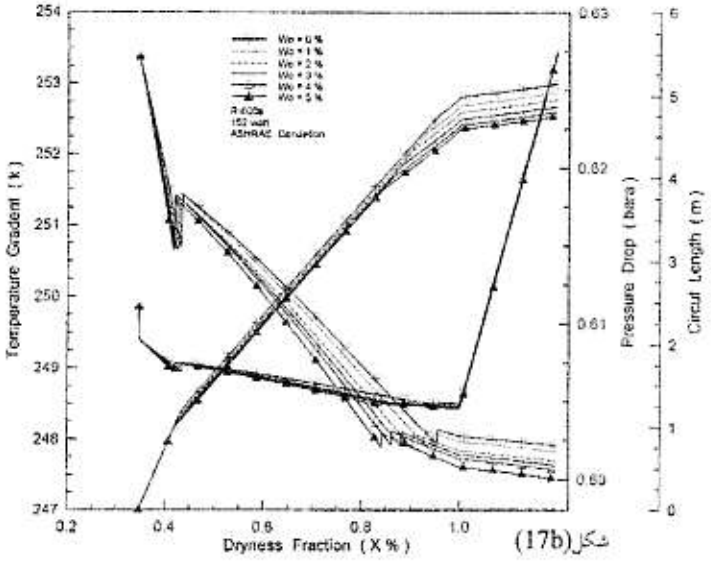
شكل(16a)



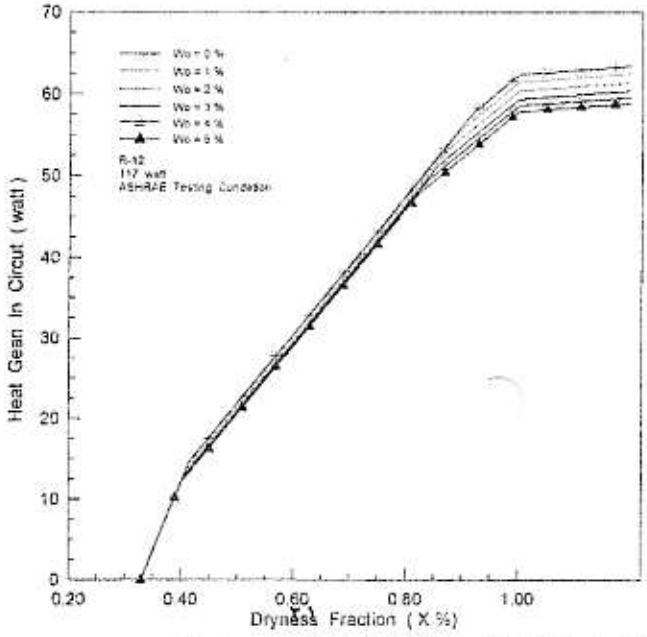
شكل(16b)



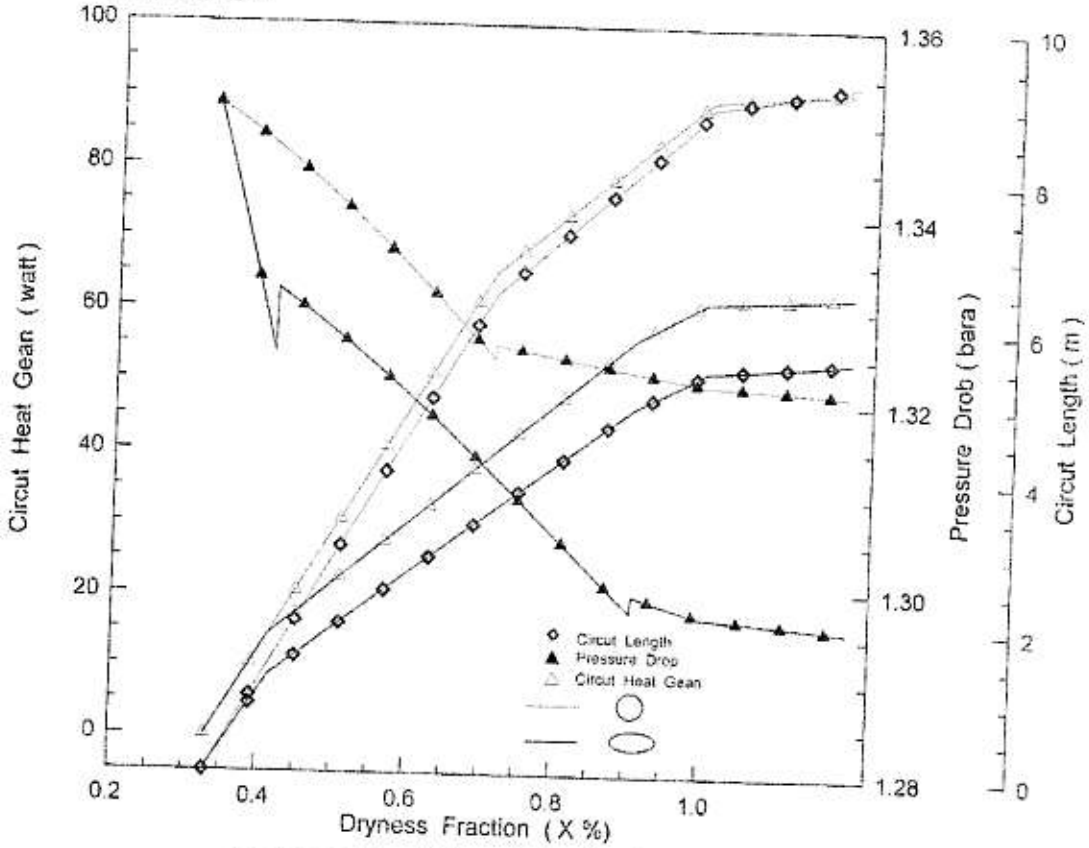
شكل(17a)



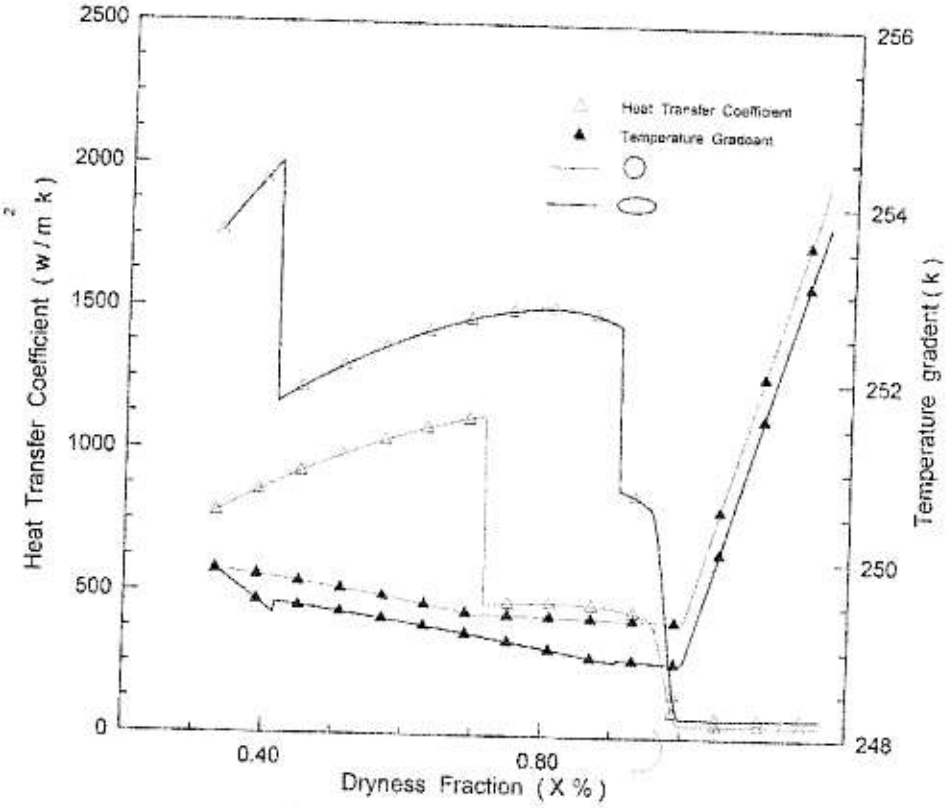
شكل(17b)



شكل (18) يوضح تأثير نسبة الزيت على كمية الحرارة الممتصة من قبل المبخر



شكل (19) يوضح تأثير شكل مقطع الجريان على كل من كمية الحرارة المتصة، هبوط الضغط وطول المسار للمبخر



شكل (20) يوضح تأثير شكل مقطع الجريان على كل من معامل انتقال الحرارة واختلاف درجة الحرارة لمائع التثليج خلال حريانه ضمن مسارات المبخر