

تأثير البارامترات الهندسية والهيدروليكية لمسخنات الماء الأنبوبية العمودية الصندوقية

د. م. سهيل مرشدة⁽¹⁾

الملخص

تؤدي المبادلات الحرارية دوراً مهماً في المنشآت الهندسية وتعدُّ أحد العناصر الأساسية في محطات الطاقة الكهربائية كمكثفات، ومسخنات مياه في أنظمة التدفئة ضمن منشآت المحطات، وكذلك من أجل تسخين الوقود السائل، وفي فروع مختلفة من الصناعة: الغذائية والكيميائية، حيث تستخدم لتسخين أنواع مختلفة من السوائل والمحاليل العاملة في عمليات الإنتاج التكنولوجية. قمنا ببحثنا هذا بدراسة تأثير البارامترات الهندسية والهيدروليكية التي تؤدي دوراً مهماً في تحديد سطح التبادل الحراري لمسخنات الماء الأنبوبية العمودية الصندوقية، ووجدنا أنه بزيادة قطر أنابيب المسخن يؤدي لانخفاض مساحة سطحه وانخفاض قيمة الضياعات الهيدروليكية وزيادة في ارتفاع أنابيبه، الأثر نفسه وجدناه عند ازدياد سرعة الماء. في حين زيادة الحمل الحراري للمسخن فإنه تزداد مساحة سطحه وعدد أنابيبه، كذلك النتيجة نفسها نلاحظها عند زيادة درجة حرارة خروج الماء، أو زيادة ضغط البخار حيث يؤدي لانخفاض كل من مساحة سطحه وارتفاع أنابيبه.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري - تكثيف - مسخن - بخار الماء.

(1) أستاذ مساعد في قسم هندسة الميكانيك العام - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة دمشق.

The Effect of Geometrical and hydraulically parameters of vertical shell and tube water heating exchanger

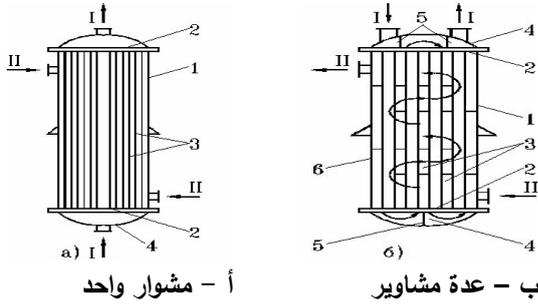
Dr. Suhel Marche⁽¹⁾

Abstract

Heat exchangers play an important role in engineering installations and are considered one of the essential elements in thermal power plants as condensers, and water heaters in heating systems within plant installations, as well as for the heating of fuels, and in various branches of industry: food and chemical industry, where they are used to heat different types of liquids and solutions Engaged in technological production processes. The effect of geometrical and hydraulic parameters those play an important role in determining the surface vertical shell and tube water heating exchanger have been studied, and found that by increasing the diameter of the water tubes of the heater decreasing the surface area and the value of hydraulic losses and increasing the height of its pipes, the same effect were found when increasing the water velocity. When the heat load increases its surface area and the number of its tubes increase, so the same result were observed when the water temperature increases, or the vapor pressure increases as it leads to a decrease in both the surface area and the height of its pipes.

Keywords: Heat exchanger - condensation - heater - water vapor.

⁽¹⁾Assist .Prof. in General Mechanical Dep. F.M.E.E. Damascus University.



الشكل (1)

تتبع قيمة معامل انتقال الحرارة ما بين الماء والبخار لنوعية جريان الطبقة المتكاثفة حيث يخضع نظام الجريان لسماكة الطبقة السائلة وطول قسم الأنابيب الذي تتم عليه عملية الجريان هذه.

نظام الجريان يمكن أن يكون صفائحياً أو مضطرباً، وذلك يتبع لقوة التوتر السطحي بين السائل المتكاثف وبخاره.

2. الحساب الحراري لمسخنات الماء الأنبوبية

العمودية الصندوقية:

يهدف الحساب التصميمي لمسخنات الماء إلى تحديد مساحة سطح التبادل الحراري، والذي يشمل تحديد ارتفاع الأنابيب وعددها في الشوط الواحد، والعدد الكلي لها، بالإضافة إلى تحديد القطر الداخلي لجسم المبادل وتوزع الأنابيب ضمن الحصىرة الأنبوبية، بالإضافة إلى معدل تدفق الماء.

يتم حساب مسخنات الماء الأنبوبية العمودية الصندوقية انطلاقاً من مجموعة من المعطيات، ولا بد أيضاً من بعض الفرضيات التصميمية لاستكمال إجراء عملية الحساب، وسوف يتم الإشارة إليها في حينه.

معطيات الحساب التصميمي:

1. كمية الماء المراد تسخينها.
2. درجة حرارة الدخول والخروج المطلوبة للماء.

1. المقدمة:

المبادلات الحرارية هي تلك الأجهزة التي تتحقق فيها عملية انتقال الطاقة الحرارية من أحد الناقلين إلى الناقل الآخر لعمليات حرارية مختلفة: تسخين - تبريد - غليان - تكاثف أو في العمليات الحرارية الأكثر تعقيداً كتلك العمليات الجارية في المجففات - المرطبات - أوعية الامتصاص... الخ. تصنف المبادلات الحرارية بحسب أسلوب انتقال الحرارة من الناقل الساخن إلى الناقل البارد: إلى مزجية أو سطحية، [1]، في الأخيرة يتم انتقال الحرارة من أحد الناقلين إلى الآخر عبر سطح التبادل الحراري الذي يكون غالباً سطوح جدران الأنابيب، ولكن بحسب طبيعة جريان كل من الناقلين بالنسبة لبعضهما بعضاً يمكن أن يكون جريان الناقلين متوافقاً، أو يكون الجريان باتجاهين متعاكسين، وهو الأكثر انتشاراً في مسخنات الماء [2]، التي يكون فيها اتجاه جريان كل ناقل متوافق مع الاتجاه الذي يسعى له هذا الناقل تحت تأثير تغير كثافته خلال جريانه على طول سطح التبادل في المسخن المائي، وعلى هذا فإن الناقل الحراري المراد تسخينه (في حالتنا الماء) يمر من الأسفل ونحو الأعلى وذلك ضمن الأنابيب، في حين يمر الناقل الحراري المعطي للحرارة (وهو هنا بخار الماء) خارج الأنابيب بالاتجاه المعاكس [2] الشكل (1). الأنابيب المستخدمة تكون إما مستقيمة أو بشكل حرف (U).

يتم في المكثفات العاملة على بخار الماء بشكل عام تكاثف صفيحي، في القسم العلوي من الجدران الشاقولية للأنابيب حيث تهبط إلى الأسفل بسرعة بطيئة ويكون جريانها ذا طبيعة صفائحية، وعند زيادة سرعة الطبقة المتكاثفة يتحول جريانها إلى مضطرب.

عدد مشاووير جريان الماء ضمن المسخن قد يكون

6,4,2,1

$$\Delta T_{lm} = \frac{t_{wout} - t_{win}}{\ln \frac{t_s - t_{win}}{t_s - t_{wout}}} \quad (4)$$

- يتعلق حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل من جهة كل من البخار والماء بدرجة حرارة سطحي الأنابيب، وهي قيم غير معلومة لهذه المرحلة من عملية التصميم، لذا نستخدم طريقة التقريب المتتالي لتحديد تلك القيم:

درجة حرارة سطح الأنابيب من جهة بخار الماء:

$$t_{f1} = t_s - \frac{\Delta T_{lm}}{2} \quad (5)$$

ودرجة حرارة سطح الأنابيب من جهة الماء:

$$t_{f2} = t_{f1} - 1 \quad (6)$$

- نحسب معامل انتقال الحرارة من جهة الماء وفق الخطوات الآتية:

• نحسب عدد رينولدز للماء ضمن الأنابيب:

$$Re_w = \frac{\rho_w \cdot V_w \cdot d_{in}}{\mu_w} \quad (7)$$

- نحسب عدد نوسلت لجريان الماء ضمن الأنابيب لحالة الجريان المضطرب ($Re > 10^4$) (وهو الأكثر انتشاراً في هذه المكثفات) من العلاقة:

$$Nu_w = 0.021 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{s2}} \right)^{0.25} \quad (8)$$

- نحسب معامل انتقال الحرارة من جهة الماء ضمن الأنابيب من

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot k_w}{d_{in}} \quad (9)$$

- نقوم بحساب معامل انتقال الحرارة من جهة بخار الماء وفق الخطوات الآتية:

• نفرض ارتفاع الأنابيب H .

• نحسب الطول المحول للأنبوب Z من العلاقة:

$$(t_s - t_{f1}) \cdot H \cdot A \quad (10)$$

- يجري انتقال الطبقة المتكاثفة من طبيعة الجريان الصفائحي إلى الجريان المضطرب عند القيمة الحرجة للطول المحول

فرضيات الحساب التصميمي:

1. ضغط بخار الماء المستخدم لتسخين الماء (P_s) حيث تتم عملية التسخين باستخدام بخار ماء مشبع جاف بضغط ثابت ومعلوم حيث يتكاثف البخار على السطح الخارجي للأنابيب.

2. تتراوح سرعة جريان الماء ضمن الأنابيب في المجال

$$1 < V_w < 4 \text{ m/s} \quad [2]$$

3. معلومية كل من القطر الداخلي والخارجي للأنابيب الماء.

خطوات الحساب التصميمي [3] و [4]:

للقيام بعملية الحساب سنعمد الخطوات الآتية:

- نحدد الخصائص الفيزيوقحرارية للماء ضمن الأنابيب (الكثافة، اللزوجة التحريكية، معامل التوصيل الحراري، عدد براندل، الحرارة النوعية) [5] عند درجة الحرارة الوسطية:

$$t_{w,m} = \frac{t_{w,in} + t_{w,out}}{2} \quad (1)$$

2- انطلاقاً من ضغط بخار الماء المعطى يتم تحديد بارامتراته من [5] وهي: أنتالبي دخول البخار وخروجه من المسخن، ودرجة حرارة الإشباع t_s ، وخصائصه الفيزيوقحرارية الكثافة، اللزوجة، معامل التوصيل الحراري، عدد براندل، الحرارة النوعية).

• نحدد الحمل الحراري للمسخن:

$$Q = G_w \cdot C_{Pw} (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (2)$$

• أما تدفق البخار:

$$G_s = \frac{Q}{h_{s,in} - h_{s,out}} \quad (3)$$

- نقوم بحساب فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي وهي لحالة المكثفات:

5% يعاد حساب معاملات انتقال الحرارة من جديد وفق القيم المحسوبة، ويعاد التحقق من جديد.

• يحسب سطح التبادل الحراري وفق العلاقة:

$$F = \frac{Q}{q} \quad (18)$$

• نحسب عدد الأنابيب الكلي:

$$N_t = \frac{4 \cdot G_w \cdot n}{\rho_w \cdot V_w \cdot \pi \cdot d_{in}^2} \quad (19)$$

• فيكون ارتفاع الأنبوب في التقريب الأولي H :

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{out} \cdot N_t} \quad (20)$$

تقارن قيمة H المحسوبة وفق العلاقة الأخيرة بالقيمة المفروضة في الخطوة 7، فإذا كان التباعد بين القيم أكبر من 5% يعاد الحساب حتى الوصول لدرجة الدقة المطلوبة.

• نقوم بتحديد الضياعات الهيدروليكية نتيجة جريان الماء ضمن الأنابيب وذلك بالعلاقة [2]:

$$\Delta p = \Delta p_T + \Delta p_M \quad (21)$$

Δp_T : المقاومة الهيدروليكية الناتجة عن الاحتكاك

والتي تتحدد بالعلاقة:

$$\Delta p_T = \xi \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho \cdot V_w^2}{2} \quad (22)$$

ξ : معامل المقاومة الاحتكاكية.

$$\xi = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (23)$$

Δp_M : المقاومة الهيدروليكية المكانية وتتحدد بالعلاقة:

$$\Delta p_M = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot V_w^2}{2} \quad (24)$$

$\sum \psi_i$: مجموع معاملات المقاومات المكانية بحسب تصميم

المبادل والتي تتعلق بطبيعة المقاومة (توسع، تضيق، دوران 180°)

وهو يساوي بحالة المبادل $\sum \psi_i = 18.5$ [2]

يبين الشكل (2) خطوات عملية الحساب.

$$Z_{cr} = 2300$$

• وفقاً لقيمة الطول المحول نميز الحالات الآتية:

➤ $Z < 2300$ تكاثف صفيحي لبخار الماء المشبع الجاف والجريان للطبقة المتكاثفة على الأنابيب والسطوح الشاقولية يكون صفائحياً، ويحسب عدد رينولدز من العلاقة:

$$Re_s = 3.8 \cdot Z^{0.78} \quad (11) \text{ ➤}$$

➤ $Z \geq 2300$ نظام الجريان مختلط للطبقة المتكاثفة

ويحسب عدد رينولدز من العلاقة:

$$Re_s = \left[253 + 0.069 \cdot \left(\frac{P_{gs}}{P_{fl}} \right)^{0.25} \cdot P_{gs}^{0.5} \cdot (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (12) \text{ ➤}$$

يحسب معامل انتقال الحرارة من جهة بخار الماء بالعلاقة:

$$\alpha_s = \frac{Re_s}{\Delta t \cdot H \cdot B} \quad (13) \text{ ➤}$$

حيث A و B مركبان يتعلقان بنوع السائل ودرجة حرارة الإشباع. من أجل بخار الماء يتم تحديد هذه القيم من [5].

• نحسب معامل انتقال الحرارة الكلي من العلاقة:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{(d_{out} - d_{in}) \cdot x}{2k_m} + \frac{x}{\alpha_w} \quad (14)$$

$$\text{حيث } x = \frac{d_o}{A_i} = \frac{d_o}{d_i}$$

• نحسب كثافة التيار الحراري الوسطي من العلاقة:

$$q = U \cdot \Delta T_{lm} \quad (15)$$

يُعاد حساب درجتي حرارة السطح الداخلي والخارجي

وفق العلاقاتين:

$$t_{f1} = t_s - \frac{q}{\alpha_s} \quad (16)$$

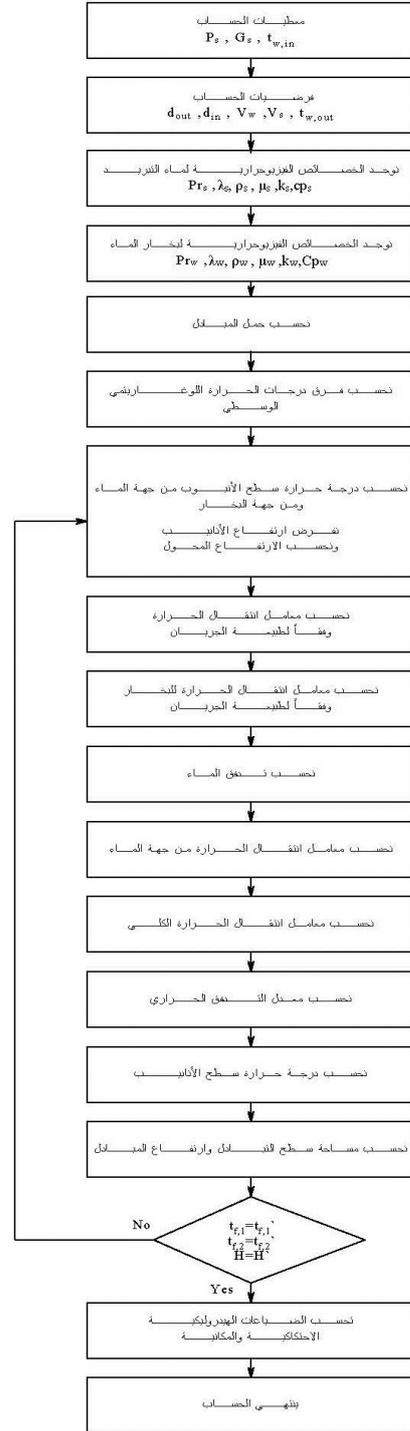
$$t_{f2} = t_w - \frac{q}{\alpha_w} \quad (17)$$

فإذا كان التباعد بين القيم المحسوبة ($t_{f,1}$ ، $t_{f,2}$) والقيم المفروضة ($t_{f,1}$ ، $t_{f,2}$) لقيم درجة حرارة السطح أكبر من

انطلاقاً من المعادلات السابقة تم حساب مساحة سطح التبادل الحراري لمسخن ماء متوضع بشكل شاقولي يستخدم البخار لتسخين الماء، حيث تتدفق المياه ضمن الأنابيب، بينما يمر البخار في الفراغ بين الأنابيب ضمن غلاف المسخن.

باعتبار أن عملية الحساب تتطلب حل عدد كبير من المعادلات تتضمن عدة حلقات تكرارية، فقد تم استخدام برنامج [6] EES لتنفيذ عملية الحساب، وكانت نتائج الحل اليدوي متطابقة مع نتائج الحل الرياضي.

معطيات التصميم		
20 °C	t_{win}	درجة حرارة دخول الماء
10 $\frac{kg}{s}$	G_w	كمية الماء المطلوب تسخينها
80 °C	t_{wout}	درجة حرارة خروج الماء المطلوبة
فرضيات تصميمية		
1.5 bar	P_s	ضغط الإشباع للبخار
2 m/s	V_w	سرعة الماء ضمن الأنابيب
14 mm 16 mm	d_{in} d_{out}	قطري الأنابيب المستخدمة
4	n	عدد الأشواط
الحساب الحراري للمبادل		
50 °C	t_{wm}	1. تحديد الخصائص الفيزيولوجارية للماء عند درجة الحرارة الوسطية
4.182 $\frac{kJ}{kg.K}$	C_{pw}	
0.6304 $\frac{W}{m.k}$	k_w	
988 $\frac{kg}{m^3}$	ρ_w	
5.5 . 10 ⁻⁴	μ_w	
3.629	P_{rw}	
2639 $\frac{kJ}{kg}$	h_{sin}	
467.2 $\frac{kJ}{kg}$	h_{sout}	2. تحديد أنتالبي دخول وخروج البخار والخصائص الفيزيولوجارية له
111.4 [°C]	t_s	
60.7 $\frac{1}{m.°C}$	A	
0.00695 $\frac{m}{W}$	B	
1.594	P_{rs}	

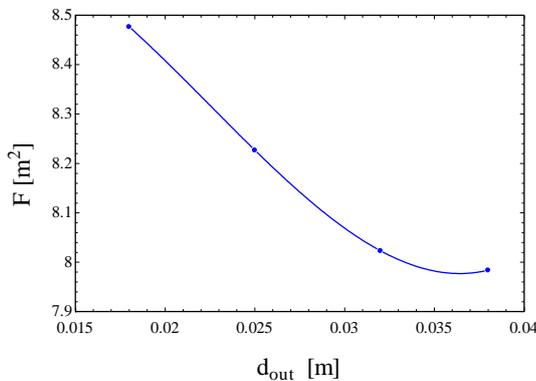


الشكل (2) المخطط الانسيابي لعملية الحساب
3. النتائج والمناقشة:

713 [kPa]	Δp_T	المقاومة الهيدروليكية الاحتكاكية
749.6 [kPa]	Δp	المقاومة الكلية

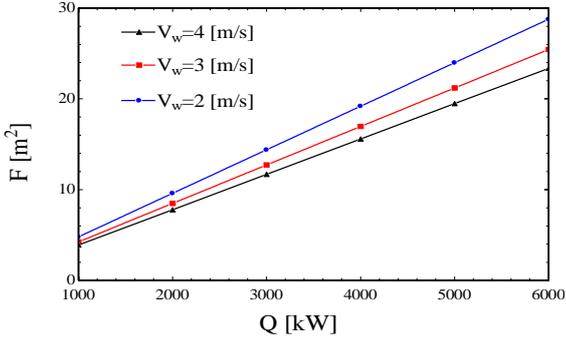
يبين الشكل (3) تأثير قطر أنبوب الماء في مساحة سطح التبادل الحراري، كما نلاحظ فإن زيادة قطر الأنبوب تؤدي لانخفاض مساحة سطح التبادل الحراري للمسخن وزيادة في ارتفاع الأنابيب، يفسر انخفاض مساحة سطح التبادل الحراري بزيادة قطر الأنبوب لزيادة معامل انتقال الحرارة من جهة البخار بينما تنخفض قيمته من جهة الماء، وباعتبار أن المقاومة الحرارية للبخار هي الأكبر، فإن معامل انتقال الحرارة الكلي للمبادل يزداد كما هو موضح في الشكل (4) ومن ثم تقل مساحة سطح التبادل الحراري للمبادل،

كما يبين الشكل (5) تأثير قطر الأنبوب في الضياعات الهيدروليكية للماء ضمن الأنابيب، كما نلاحظ فإن زيادة قطر الأنبوب تؤدي إلى انخفاض قيمة الضياعات الهيدروليكية حيث إنها تتناسب عكساً مع قطر الأنبوب.

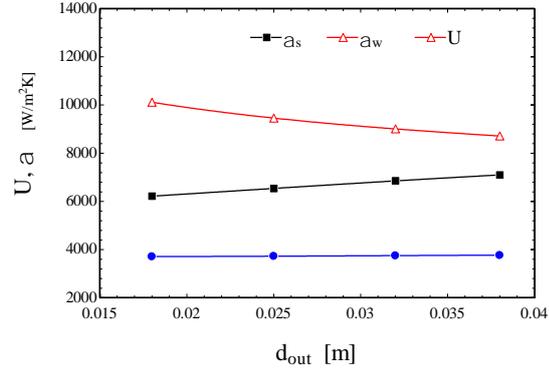


الشكل (3) تأثير قطر الأنبوب في مساحة سطح التبادل للمبادل

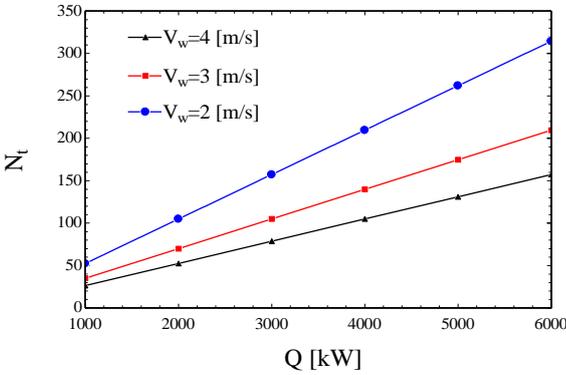
2509 kW	Q	3. حساب حمل المبادل
1.127 kg/s	G_s	4. حساب تدفق البخار المطلوب
56.13 [°C]	ΔT_{lm}	5. نحسب فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي
83.31 [°C] 82.31 [°C] 2.171 2.199	t_{f1} t_{f2} P_{rf1} P_{rf2}	6. نحسب درجة حرارة سطح الأنابيب
50568 240.1 $10812 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Re_w Nu_w α_w	7. نحسب معامل انتقال الحرارة من جهة الماء وفقاً لطبيعة الجريان
3407 2394 $6318 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Z Re_s α_s	8. نحسب معامل انتقال الحرارة من جهة البخار وفقاً لطبيعة الجريان بفرض ارتفاع الأنابيب $H = 2 m$
$3770 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	U	9. نحسب معامل انتقال الحرارة الكلي
$211644 \frac{W}{m^2}$ 76.89 [°C] 69.57 [°C]	q t_{f1} t_{f2}	10. نحسب التدفق الحراري لوحدة السطح ونعيد حساب درجة حرارة سطح الأنابيب
11.85 m ²	F	11. نحسب مساحة سطح التبادل الحراري للمكثف
132	N_t	12. نحسب عدد الأنابيب الكلي
1.793 m	H	13. نعيد حساب ارتفاع الأنابيب ونقارن مع القيمة المفروضة في الخطوة 9
<p>نعيد الحساب من جديد بفرض القيم التي حصلنا عليها في المرحلة الأولى، وهي:</p> <p style="text-align: center;">$H = 1.793 m$ $t_{f1} = 83.31 [°C]$ $t_{f2} = 82.31 [°C]$</p>		
<p>نحصل بنهاية المرحلة الرابعة من عملية التكرار على القيم الآتية لأبعاد المبادل بنسبة خطأ 5⁻ بين القيم المفروضة والقيم التي حصلنا عليها</p>		
1.82 [m]	H	ارتفاع المبادل
132	N_t	عدد الأنابيب الكلي
36.6 [kPa]	Δp_M	المقاومة الهيدروليكية المكانية



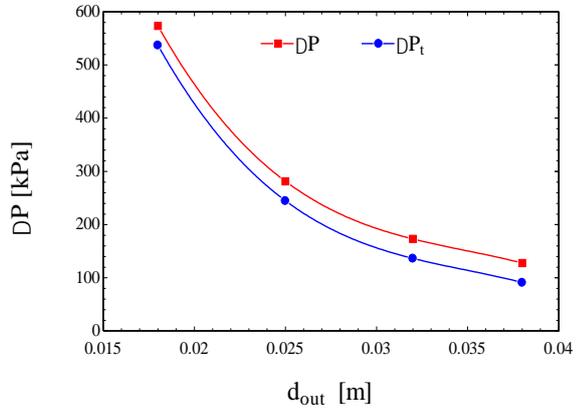
الشكل (6) علاقة الحمل الحراري للمسخن بمساحة سطح التبادل من أجل سرعة دخول مختلفة للماء



الشكل (4) تأثير قطر الأنبوب في معاملي انتقال الحرارة للماء والبخار وفي معامل انتقال الحرارة الكلي

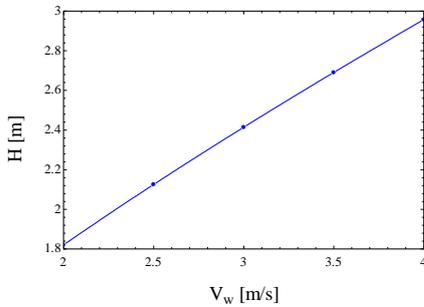


الشكل (7) علاقة الحمل الحراري للمسخن بعدد الأنابيب من أجل سرعة دخول مختلفة للماء



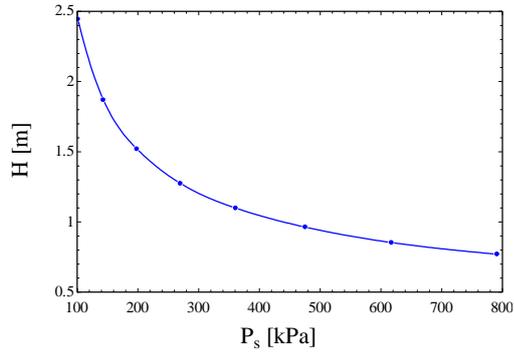
الشكل (5) تأثير قطر الأنبوب في ضياعات الضغط الاحتكاكية والكليّة

يبين الشكل (8) تأثير سرعة الماء ضمن الأنابيب في ارتفاع أنابيب المسخن، كما نلاحظ أنه بزيادة سرعة الماء فإن ارتفاع الأنابيب يزداد، يفسر ذلك كما ورد سابقاً عند حمل محدد فإن زيادة سرعة الماء تؤدي لانخفاض عدد أنابيب المسخن، ووفقاً للعلاقة (20) فإن ارتفاع الأنابيب يتناسب عكساً مع عدد الأنابيب.

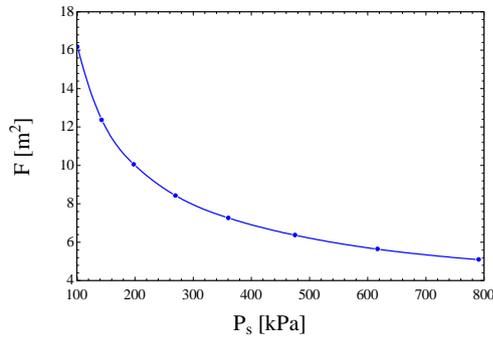


الشكل (8) تأثير سرعة الماء في ارتفاع المسخن

يبين الشكل (6) والشكل (7) تأثير كل من سرعة الماء ضمن الأنابيب وحمل المبادل في كل من مساحة سطح التبادل الحراري للمبادل وعدد الأنابيب، كما نلاحظ زيادة حمل المبادل فإن مساحة سطح التبادل الحراري وعدد أنابيب المبادل سوف تزداد، كما نلاحظ أيضاً أنه بزيادة سرعة الماء فإن مساحة سطح التبادل سوف تنخفض، يفسر ذلك بزيادة معامل انتقال الحرارة للماء ومن ثمّ معامل انتقال الحرارة الكلي.



الشكل (11) تأثير ضغط البخار في ارتفاع الأنابيب



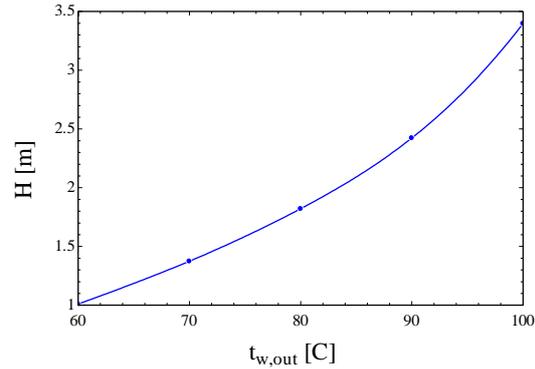
الشكل (12) تأثير ضغط البخار في مساحة

سطح التبادل للمسخن.

خلاصة البحث:

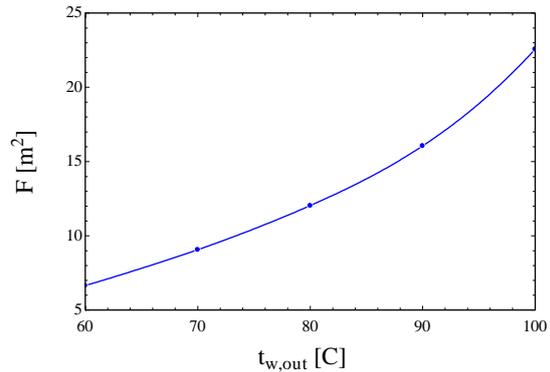
1. تؤدي زيادة قطر الأنابيب المستخدم لانخفاض مساحة سطح التبادل الحراري للمسخن وزيادة ارتفاع الأنابيب وانخفاض الضياعات الهيدروليكية.
2. بزيادة حمل المبادل تزداد مساحة سطح التبادل الحراري وعدد أنابيب المبادل.
3. بزيادة سرعة الماء فإن مساحة سطح التبادل سوف تنخفض.
4. زيادة درجة حرارة خروج الماء تؤدي لزيادة كل من ارتفاع الأنابيب ومساحة سطح التبادل الحراري.
5. زيادة ضغط البخار تؤدي لانخفاض كل من مساحة سطح التبادل الحراري له وارتفاع الأنابيب.

يبين الشكل (9) والشكل (10) تأثير درجة حرارة خروج الماء في كل من مساحة سطح التبادل الحراري وارتفاع الأنابيب، كما نلاحظ فإن زيادة درجة حرارة خروج الماء تؤدي لزيادة كل من ارتفاع الأنابيب ومساحة سطح التبادل الحراري له.



الشكل (9) تأثير درجة حرارة خروج الماء في ارتفاع

المسخن



الشكل (10) تأثير درجة حرارة خروج الماء في

مساحة سطح التبادل

تبين الأشكال (11) و(12) تأثير ضغط البخار في كل من ارتفاع الأنابيب ومساحة سطح التبادل الحراري، كما نلاحظ فإن زيادة ضغط البخار تؤدي لانخفاض كل من مساحة سطح التبادل الحراري له وارتفاع الأنابيب، يفسر ذلك أن زيادة ضغط البخار يؤدي لزيادة قيم الثابتين A و B ومن ثم يزداد معامل انتقال الحرارة للبخار، ومن ثم زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للمسخن، وهذا ينعكس بدوره على كل من مساحة سطح التبادل وارتفاع المسخن.

المراجع

- [1] Исаченко, В.П. Теплопередача: учебник для вузов /В.П. Исаченко В.А., Осипов, А.С. Сукомел. – М.: Энер-гоиздат, 1981. – 416
- [2] ИВАНОВ А. Н., БЕЛОУСОВ В.Н. Теплообменное оборудование предприятий: Учеб. пособие Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». СПб, 2013, с.166
- [3] Михайленко, Е. В. Тепловой и гидравлический расчёт теплообменного аппарата [Текст]: метод. указания / Е. В. Михайленко. – Ухта: УГТУ, 2013, 36 с.
- [4] Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Солнышкова Ю. С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата /- Иваново, 2013. – 124 с.
- [5] نديم مخيبر، سهيل مرشدة، مسائل في انتقال الحرارة، منشورات جامعة دمشق، 1996.
- [6] EES, Engineering Equation Solver, 2013.

Received	2020/05/11	إيداع البحث
Accepted for Publ.	2020/08/13	قبول البحث للنشر

الرموز المستخدمة في البحث

الرمز	التسمية	الواحدة
Cp	الحرارة النوعية عند ضغط ثابت	KJ/Kg.K
d	القطر	m
F	مساحة	m ²
G	معدل التدفق الكتلي	kg/s
H	ارتفاع الأنبوب	m
k	معامل التوصيل الحراري	W/mK
Nu	عدد نوسلت	-
P	ضغط	bar
Δp	فرق ضغط	bar
h	الانتالي	kJ/kg
w	السرعة	-
Q	كمية الحرارة	kW
q	كثافة التيار الحراري الواسطي	w/m ²
Re	عدد رينولدز	-
T	درجة حرارة	°C
V	سرعة	m/s
ΔT_{LMTD}	فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الواسطي	°C
ν	اللزوجة الحركية	m ² /s
α	معامل انتقال الحرارة بالحمل	W/m ² K
U	معامل انتقال الحرارة الكلي	W/m ² K
δ	سمائة جدار الأنبوب	m
ρ	الكثافة	Kg/m ³
ξ	معامل المقاومة الاحتكاكية	-
ψ_i	معامل المقاومة المكانية	-
	الدليل السفلي	
In	دخول	
Out	خروج	
S	بخار الماء	
W	ماء	