

التصميم الحراري الأمثل لمبادل حراري نوع الاسطوانة والأنابيب وذو حواجز قطاعية باستخدام برنامج حاسوبي

نصير ضامن مخلف

مدرس مساعد

قسم الهندسة الميكانيكية /جامعة تكريت

الخلاصة

خطط لهذا البحث بناء برنامج محاكاة حاسوبي يهدف إلى التصميم الحراري الأمثل لمبادل حراري نوع الاسطوانة والأنابيب وفق شروط العملية الحرارية المطلوبة. أن الأسس المعتمدة للتصميم الحراري الأمثل تتطلب إدخال أبعاد أولية لهيئة المبادل الحراري، إذ يتم التحكم بها بواسطة البرنامج الحاسوبي لتلائم الظروف التصميمي للجريان الهيدروليكي.

تضمن البرنامج اختبار عدة أنواع من المبادلات الحرارية لتمكين المصمم من اختيار البديل الملائم لشروط العملية الحرارية، كما تم توضيح تأثير الظروف التشغيلية كالسرعة وهبوط الضغط على عملية انتقال الحرارة والجريان الهيدروليكي لهذه الأنواع للوصول إلى المدى التصميمي لتلك الظروف.

أظهرت النتائج المستحصلة من البرنامج الحاسوبي لأبعاد المبادل مع المواصفات القياسية لجمعية منتجي المبادلات الأنبوبية (TEMA) توافقاً جيداً وبنسبة خطأ لا تتجاوز (4%).

الكلمات الدالة

التصميم الحراري، مبادل حراري، الاسطوانة والأنابيب.

		الرموز المستخدمة
m^2	المساحة	A
m	المسافة الفاصلة بين حاجزين	BS
-	معامل تصحيح درجات الحرارة	cf
$kJ/kg.K$	الحرارة النوعية عند ثبوت الضغط	C_p
m	القطر	D
-	معامل الاحتكاك	f
$kg / s.m^2$	شدة التدفق الكتلي	G
$W/m^2.K$	معامل انتقال الحرارة	h
$W/m.K$	الموصلية الحرارية	K
m	الطول	L
K	المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة	LMTD
kg/s	معدل التصريف الكتلي	\dot{m}
-	عدد الأنابيب	N_t
-	عدد الحواجز	N_b
-	عدد ممرات الأنابيب	N_p
-	عدد نسلت	Nu
N/m^2	الضغط	P
-	عدد براندتل	Pr
m	خطوات الأنابيب	pt
W	مقدار الطاقة الحرارية المنتقلة	Q
-	عدد رينولدز	Re
K	درجة الحرارة المطلقة	T

W/ m ² .K	معامل انتقال الحرارة الإجمالي	U
m/s	السرعة	V
		الرموز اليونانية
kg/m ³	الكثافة الكتلية	ρ
kg/m.s	اللزوجة الديناميكية	μ
—	الفرق بين قيمتين	Δ
		الرموز التحتية
	حزمة الأنابيب	b
	الاتساخ الداخلي	id
	الاتساخ الخارجي	od
	المكافئ	e
	التخميني	est
	الداخل	i
	المتوسط	m
	الخارج	o
	جهة الغلاف	s
	جهة الانبوب	t
	جدار الانبوب	w

المقدمة

تعد تطبيقات انتقال الحرارة بين مائع وآخر من أكثر العمليات أهمية في المجالات الصناعية، لذا كان لابد من استخدام معدات خاصة لهذا الغرض، ومن أكثر المعدات شيوعاً في الاستخدام هي المبادلات الحرارية نوع القشرة والأنابيب والمبينة في الشكل (1). تتميز هذه المبادلات بالتصميم الجيد الذي يعطي أكبر مساحة سطحية ممكنة لانتقال الحرارة ضمن حجم صغير بالإضافة لاستيعابها كميات كبيرة من معدلات التدفق الكتلي للموائع وبضغوط كبيرة تصل إلى (600 psi)^[1]، وتستخدم كمسخنات أو مبردات أو مكثفات أو مبخرات في محطات توليد الطاقة الكهربائية ومنظومات التثليج ذات القدرات الكبيرة ووفقاً لظروف العملية الحرارية المطلوبة.

إن عملية اختيار مبادل حراري دون سواه يعتمد على طبيعة العملية الحرارية والظروف التشغيلية كفرق درجات الحرارة والضغوط ومعدلات التدفق الكتلي للمائع في جانبي الغلاف والأنابيب، وعلى مر السنوات بدأ العمل على تطوير أنواع مختلفة من هذه المبادلات وتحسين طرق تصميمها للارتقاء بالأداء الحراري لها كتقنية تجميع الأنابيب عند نهايتي المبادل وأشكال الحواجز المستخدمة وقد وضعت كافة المواصفات للمبادلات من قبل جمعية منتجي المبادلات الأنبوبية (TEMA)^[2].

نظراً للتطور الحاصل في تصميم نماذج رياضية حاسوبية لتصميم المعدات الصناعية، تم اعتماد هذه النماذج لتصميم المبادلات الحرارية والتي تهدف للتوصل إلى الأداء الحراري الأمثل لهذه المبادلات مع اختصار الجهد والوقت. إذ أنجز الباحث Michael^[3] برنامج حاسوبي بلغة (Matlab) لتصميم مبادل حراري نوع الأسطوانة والأنابيب مستخدماً نموذجاً حرارياً لإزالة الحرارة من مياه معالجة كيميائياً تمر خلال الأنابيب مع مياه تبريد تمر في جهة الاسطوانة، ويعتمد مبدأ البرنامج على إيجاد أبعاد ومواصفات المبادل وما يتوافق والحمل الحراري المطلوب، آخذاً بنظر الاعتبار كلفة المواد المستخدمة وتحديد حجم المبادل بالإضافة إلى تحديد هبوط الضغط لكل المائع في جهة الاسطوانة والأنابيب على حد سواء.

قام الباحث Edwards^[4] ببناء برنامج حاسوبي يبحث في التصميم الحراري للمبادلات الحرارية نوع الأسطوانة والأنابيب آخذاً بنظر الاعتبار تباين تأثير العوامل التصنيعية للمبادل كقطر الغلاف وطول الأنابيب والمسافة بين الحواجز وغيرها من العوامل على تحديد السرعة التصميمية وهبوط الضغط لجانبي الغلاف والأنابيب على حد سواء مع توافق المبادل المصمم مع المواصفات القياسية (TEMA) والتي اعتمدها الباحث في برنامجه.

استخدم الباحث العديد من العلاقات الارتباطية الخاصة بانتقال الحرارة وحسب طبيعة الجريان للموائع سواء كان جرياناً طباقياً أو اضطرابياً، أحادي الطور أو في حالة حدوث عملية التكتيف.

استناداً لما سبق فقد خطط في هذا البحث بناء برنامج حاسوبي يتيح للمستخدم الوصول إلى التصميم الحراري الأمثل لمبادل حراري نوع الاسطوانة والأنابيب ذو الحواجز القطاعية وما يتناسب والشروط الحدية للعملية الحرارية المطلوبة وفق أهداف محددة وهي كالآتي:

- 1- بيان تأثير تغير العوامل التصنيعية كعدد ممرات الأنابيب وترتيب الأنابيب في حزمة الأنابيب والمسافة بين الحواجز على تحديد المدى التصميمي للسرعة وهبوط الضغط في جانبي الغلاف والأنابيب.
- 2- دراسة أكثر من نوع من المبادلات الحرارية ذات الاسطوانة والأنابيب لتحديد المبادل الذي يتناسب والعملية الحرارية المطلوبة.
- 3- إجراء مقارنة بين الحسابات النظرية والمعايير القياسية للمبادلات الأنبوبية من خلال مخططات انسيابية.
- 4- بناء برنامج حاسوبي محاكي للتأثيرات المذكورة أعلاه لغرض التوصل إلى التصميم الحراري الأمثل للمبادل.

يستند مبدأ التصميم الحراري لكافة أنواع المبادلات على تطبيق المعادلة العامة لانتقال الحرارة وهي تعبر عن الطاقة الحرارية المتناقلة للنظام الحراري للمبادل ويمكن التعبير عنها كالآتي:

$$Q = UA\Delta T_m \dots\dots\dots (1)$$

إلا أن المسألة المهمة في تصميم المبادلات تبقى في إيجاد المساحة السطحية اللازمة لانتقال الحرارة وذلك من استخدام الشروط الحدية للعملية الحرارية، ويعد معامل انتقال الحرارة الإجمالي العامل الأهم، ويتم إيجاده من معكوس المقاومة الحرارية الكلية للنظام الحراري والتي تعبر عن مجموع المقاومات الحرارية للمبادل وكالآتي:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k_w} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_{id}} + \frac{D_o}{D_i} \frac{1}{h_i} \dots (2)$$

إن قيمة أي معامل في المعادلة (2) يعتمد على طبيعة انتقال الحرارة سواء كانت بالتوصيل الحراري أو الحمل أو عملية تكثيف أو تبخير، كما تعتمد على الخواص الفيزيائية للمائع ومعدل التصريف الكتلي وطبيعة سطح انتقال الحرارة، وهذا العامل الأخير يعتمد على إيجاد مساحة انتقال الحرارة لذا فإن عملية تصميم المبادل وحسب المعادلة (1) تستند على المحاولة والخطأ.

أهم خطوات التصميم الحراري للمبادلات الحرارية [5]:

- 1- تحديد الواجب الحراري للمبادل من حيث الطاقة الحرارية المراد تناقلها، معدلات التدفق الكتلي ودرجات الحرارة للمائع المراد تبريده أو تسخينه.
- 2- تقرير نوعية المبادل المستخدم ويأتي هذا اعتماداً على الواجب الحراري المناط للمبادل وفرق درجات الحرارة.

- 3- اختيار قيمة لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي يساعد في ذلك وجود جداول تعطي قيم أولية مستندة على التجارب العملية للعديد من المبادلات.
- 4- إيجاد متوسط فرق درجات الحرارة ومن ثم إيجاد المساحة السطحية من المعادلة (1).
- 5- تقرير هيئة المبادل الأولية من حيث النوع وترتيب الأنابيب وعدد ممرات الأنابيب إضافة إلى تحديد مواصفات الأنابيب وأبعاده الرئيسية.
- 6- إيجاد معامل انتقال الحرارة الإجمالي من المعادلة (2) ومقارنته مع القيم الابتدائية وأتباع إحدى طرق المحاولة والخطأ.
- 7- إيجاد هبوط الضغط لجانبي الغلاف والأنابيب ومقارنته مع المعايير القياسية وهو بدوره يحدد عدد ممرات الأنابيب والمسافة بين الحواجز القطاعية.
- ولحساب متوسط فرق درجات الحرارة للمبادلات الحرارية لابد أولاً من حساب المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة (LMTD) الذي يعتمد على طبيعة جريان المائع خلال المبادل سواء كان جرياناً متعكساً أو بنفس الاتجاه، ولمبادل حراري ذي غلاف واحد وممر واحد للأنابيب ولجريان متعكس يحسب كالاتي [6] :

$$LMTD = \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln \frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}} \dots\dots\dots (3)$$

- ويبين الشكل (2) مواقع درجات الحرارة المشار إليها في المعادلة أعلاه.
- وللحصول على متوسط فرق درجات الحرارة لمبادلات ذات غلاف واحد ومتعددة الممرات للأنابيب يتم حساب حاصل ضرب المتوسط اللوغارتمي لفرق درجات الحرارة من المعادلة أعلاه بعامل تصحيح وكالاتي [6] :

$$\Delta T_m = cf * LMTD \dots\dots\dots (4)$$

وللحصول على معامل التصحيح (cf) لابد من التعرف على مجموعتين لابعديتين وهي كالآتي:

$$R = \frac{(T_i - T_o)}{(t_o - t_i)} \dots\dots\dots (5)$$

$$S = \frac{(t_o - t_i)}{(T_i - t_i)} \dots\dots\dots (6)$$

ولمبادل حراري ذو غلاف واحد وممرين للأنايبب يمكن حساب معامل التصحيح المشار إليه في أعلاه كالآتي [7]:

$$cf = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln[(1 - S)/(1 - RS)]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \dots\dots\dots (7)$$

يمكن استخدام العلاقة أعلاه لأي عدد زوجي من ممرات الأنايبب مع نسبة خطأ لا تتجاوز (2%) [7].

انتقال الحرارة وهبوط الضغط لجريان أحادي الطور خلال الأنايبب

إن الوسيلة الوحيدة لإيجاد معامل انتقال الحرارة بالحمل وهبوط الضغط لجريان أحادي الطور سواء لجانب الغلاف أو الأنايبب هي باستخدام الوسائل التجريبية بالاستعانة بطريقة التحليل البعدي لإيجاد علاقات تجريبية تربط ما بين مجاميع لابعدية والتي تتمثل بعدد نسلت (Nu) مقابل عدد رينولدز (Re) وعدد برانتل (Pr).

ولجريان طباقبي عندما يكون عدد رينولدز يتراوح بين $100 < Re < 2100$ يتم استخدام العلاقة الآتية [4]:

$$\text{Nu} = 1.86 \left[(\text{Re})(\text{Pr}) \left(\frac{D_e}{L} \right) \right]^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (8)$$

أما في حالة الجريان الاضطرابي عندما يكون $10^4 < \text{Re}$ يتم استخدام العلاقة الآتية [5]:

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (9)$$

إذ أن:

$$\text{Nu} = \frac{h_i D_e}{k_i} \dots\dots\dots (10)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_i D_e}{\mu} = \frac{G_i D_e}{\mu} \dots\dots\dots (11)$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k_i} \dots\dots\dots (12)$$

عند التصميم الحراري يجب تجنب حالة الجريان الانتقالي Transition Region والذي يحدث عندما يكون $2100 < \text{Re} < 10^4$ وإذا ما وجد فيمكن عندئذ تطبيق المعادلتين (8)، (9) إذ يؤخذ عدد Nu الأقل قيمة.

عند استخدام الماء فهناك تحفظ في حالة تطبيق المعادلات أعلاه لإيجاد معامل انتقال الحرارة له لذا يفضل حساب معامل انتقال الحرارة للماء كالاتي [5]:

$$h_i = 4200 [1.35 + 0.02 t_m] V_i^{0.8} / D_i^{0.2} \dots\dots\dots (13)$$

إذ تمثل t_m متوسط فرق درجات الحرارة للماء وهي بالدرجة المئوية أما القطر الداخلي D_i فيكون بوحدات المليمتر في المعادلة أعلاه.

أما هبوط الضغط لجريان مائع أحادي الطور داخل أنابيب المبادل فيحسب من

المعادلة الآتية:

$$\Delta P_i = N_p \left[8f_t \left(\frac{L}{D_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho V_i^2}{2} \quad \dots\dots\dots (14)$$

إذ تمثل $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m}$ معامل تصحيح اللزوجة تبعاً لتغير درجات الحرارة خلال

المقطع العرضي للأنبوب، أما معامل الاحتكاك f_t فيتم تحديد قيمته من الشكل (3) إذ أن:

$m=0.25$ لجريان طباقى عندما $Re < 2100$

$m=0.14$ لجريان اضطرابى عندما $Re > 2100$

انتقال الحرارة وهبوط الضغط في جهة الاسطوانة

يمكن إيجاد معامل انتقال الحرارة لجريان أحادي الطور في جهة الاسطوانة باستخدام العلاقة التجريبية للباحث Kern [7] وهي ملائمة للتصميم الحراري الأولي للمبادلات الحرارية إذ اعتمد الباحث في طريقته على اعتماد جريانين رئيسيين في جهة الغلاف أحدهما جريان متقاطع عبر حزمة الأنابيب وجريان موازي للأنابيب عبر النوافذ الموجودة في الحواجز القطاعية وتوصل إلى العلاقة الآتية:

$$Nu = 0.36(Re)^{0.55} (Pr)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \dots\dots\dots (15)$$

إن المدى التطبيقي للمعادلة أعلاه ينحصر عندما يكون

$2000 < Re < 10^6$ ، أما هبوط الضغط للباحث نفسه فيحسب كالآتي [5]:

$$\Delta p_s = 8f_s \left(\frac{D_s}{D_e} \right) (N_b + 1) \left(\frac{\rho V_s^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \dots\dots\dots (16)$$

يتم تحديد f_s من الشكل (4) ولعدد رينولدز ونسبة قطع في الحاجز محددة.
أن (D_e) في المعادلة أعلاه تعني القطر المكافئ أو الهيدروليكي ويتم إيجاده حسب ترتيب الأنابيب، ولترتيب رباعي للأنابيب يحسب كالاتي:

$$D_e = 4 \left(pt^2 - \pi D_o^2 / 4 \right) / \pi D_o \dots\dots\dots (17)$$

أما لترتيب ثلاثي للأنابيب يكون كالاتي:

$$D_e = 4 \left(\frac{pt}{2} * 0.87pt - \frac{1}{2} \pi D_o^2 / 4 \right) / \pi D_o / 2 \dots\dots\dots (18)$$

يمكن تبسيط المعادلة أعلاه لتكون بالشكل الآتي:

$$D_e = \frac{1.1}{D_o} \left(pt^2 - 0.917 D_o^2 \right) \dots\dots\dots (18.a)$$

لحساب شدة التدفق الكتلي والسرعة الخطية ومن ثم عدد رينولدز لجهة الغلاف لابد من حساب أقصى مساحة للجريان المتقاطع مع حزمة الأنابيب وكالاتي:

$$A_s = \frac{(pt - D_o) D_s . BS}{pt} \dots\dots\dots (19)$$

إذ أن (pt) خطوة الأنابيب وغالباً ماتحسب كالاتي:

$$pt = 1.25 D_o \dots\dots\dots (20)$$

وأخيراً يمكن حساب شدة التدفق الكتلي والسرعة الخطية وعدد رينولدز وكالاتي:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$V_s = \frac{G_s}{\rho} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$Re = G_s D_e / \mu \quad \dots\dots\dots (23)$$

عند التصميم الحراري للمبادل يجب الأخذ بنظر الاعتبار بعض التعريفات المهمة

وهي كالآتي:

1- معامل الاتساخ: خلال تشغيل المبادلات الحرارية مع معظم السوائل وبعض الغازات تتكون ترسبات بالتدرج على سطح الناقل للحرارة، وهو ما يشار إليه بالاتساخ، وعند التصميم يجب إضافة معاملات تعبر عن المقاومة الحرارية الناتجة عن الاتساخ وقد وضعت العديد من هذه المعاملات في جداول خاصة وطبقاً لنوعية الموائع المستخدمة [6].

2- سرعة الموائع في المبادل الحراري: بتعاقب التجارب التي قام بها الباحثون باستخدام وسائل تجريبية لمبادلات حرارية قياسية تم تحديد المدى التصميمي لسرعة الموائع لجانبي الغلاف والأنابيب إلى الحد الذي لا تسبب فيه التعرية أو زيادة آثار الاتساخ وهذا المدى هو كالآتي [5]:

جانِب الأنبوب	جانِب الاسطوانة	
$2 \frac{m}{s} - 1$	$1 \frac{m}{s} - 0.3$	السرعة للسوائل
—	$2.5 \frac{m}{s} - 1.5$	للماء

أما السرعة للغازات فتعتمد على ضغط التشغيل وكثافة المائع وهي تتراوح من

$$(15 - 30) \frac{m}{s}.$$

3- هبوط الضغط: اعتماداً على الاختبارات العملية للمبادلات فإن القيم المقترحة تعطي قيم مناسبة لهبوط الضغط في المبادل وهي كالاتي:

هبوط الضغط

السوائل ذات لزوجة أقل من $(1 \cdot 10^{-3} \text{pa.s})$ 35 kPa

السوائل ذات لزوجة تتراوح من $(0.01 \text{ pa.s} - 1 \cdot 10^{-3})$ 70 kPa-50

4- الحواجز: إن نسبة القطع في الحواجز تتراوح من 15%-45% إلا أن نسبة القطع الحجازي الواقع بين 20% و 25% تعد الأنسب للتصميم الحراري للمبادل لأعطاءها معدلات انتقال حرارة جيدة وبدون إفراط في هبوط الضغط. أما المسافة بين الحواجز فتتراوح من $0.2D_s$ إلى D_s وعادة تكون المسافة الفاصلة من $0.3D_s$ - $0.5D_s$ الأنسب تصميماً.

5- قطر الغلاف الاسطواني الداخلي (D_s): للحصول عليه لابد أولاً من إيجاد القطر الخارجي لحزمة الأنابيب ويمكن استخدام العلاقة التجريبية الآتية^[5]:

$$D_b = D_o \left(N_t / k_1 \right)^{1/n_1} \dots\dots\dots (24)$$

إذ يمكن إيجاد k_1 و n_1 في المعادلة أعلاه من الجدول (1) ولترتيبين للأنابيب ثلاثي ورباعي، وبعد معرفة القطر الخارجي لحزمة الأنابيب يمكن احتساب السماحية المحيطية بين حزمة الأنابيب والغلاف من الشكل (5) وجمعهما يتم الحصول على قطر الغلاف الداخلي.

البرنامج الحاسوبي

نظراً لكثرة المتغيرات فإن إجراءات التصميم الحراري تعتمد على إعطاء بيانات أولية لمواصفات المبادل كأبعاد الأنابيب والمعدن المكون لها وعدد ممرات الأنابيب

رتبها داخل حزمة الأنابيب وإعطاء هذه البيانات بصورة تخمينية جيدة تعتمد بالأساس على الخبرة التي يتمتع بها المصمم والتجارب العملية السابقة. إن المواصفات الابتدائية هذه تتدرج ضمن حقل بيانات الإدخال للبرنامج الرئيسي، إضافة إلى الشروط الحدية التي تخص مائع التشغيل من درجات حرارة ومعدل تصريف كتلي، كما يتم إدخال درجتي حرارة الدخول والخروج للمائع الطارد أو المستقبل للحرارة، أما تصريفه الكتلي فيتم معرفته من الموازنة الحرارية بين المائعين.

إن البرنامج يتضمن أيضا اختبار أكثر من نوع واحد من المبادلات الحرارية طبقاً للمخطط البياني الموضح في الشكل (5) الذي يربط بين قطر حزمة الأنابيب الخارجي والسماحية المحيطية بين حزمة الأنابيب والغلاف، أما الإجراءات التنفيذية الأخرى في البرنامج الحاسوبي تتضمن إدخال المعادلات الخاصة بإيجاد معاملات انتقال الحرارة وهبوط الضغط للمائعين للحصول على معامل انتقال الحرارة الإجمالي والذي يقارن مع القيمة الابتدائية وبتابع طريقة نيوتن-رافسون للمحاولة والخطأ يتم استنتاج القيمة النهائية. كما يتيح البرنامج استخدام أكثر من مائع شرط إدخال المعادلات للخواص الحرارية والفيزيائية للمائع المستخدم، لقد تم كتابة البرنامج بلغة فورتران (77) ويوضح الشكل (6) المخطط الانسيابي للبرنامج الرئيسي.

النتائج والمناقشة

عند التصميم الحراري لأي مبادل يتم الاستعانة بنموذج تطبيقي لعملية حرارية لاستحصال النتائج، ويشير الجدول (2) إلى الشروط الحدية لأحدى التطبيقات الحرارية بين مياه تغذية مرجل بخاري معالجة كيميائياً تمر في جهة الغلاف ومياه تبريد مجهزة من برج تبريد تجري عبر الأنابيب وأن عملية التصميم ومناقشة النتائج قد استندت على هذا الأساس، كما يشير الجدول (3) إلى بعض نماذج الحسابات المستحصلة من برنامج المحاكاة الحاسوبي.

لقد وضعت جمعية منتجي المبادلات الأنبوبية [2] جداول بالموصفات القياسية ولعدة أنواع من المبادلات الحرارية شملت الأقطار الداخلية للاسطوانة وترتيب وأعداد الأنابيب المرافق لها ولعدة تقسيمات من ممرات الأنابيب، وكخطوة مهمة للوصول إلى التصميم الحراري الأمثل للمبادل كان لابد من إجراء مقارنة بين هذه المواصفات والحسابات النظرية المستحصلة، إذ يشير الشكل (7) إلى هذه المقارنة وتظهر النتائج توافق جيد بين النتائج النظرية والقياسية وبنسبة خطأ لا تتجاوز (4%) لأقصى فرق وهذا راجع إلى كثرة المتغيرات التشغيلية للعملية الحرارية. إن المقارنة أعلاه تمت لترتيب أنابيب ثلاثي ولنوعين من المبادلات الأكثر شيوعاً في الاستخدامات الصناعية وهما المبادل ذو الصفائح المثبتة للأنابيب (Fixed Tube Sheet H.E.) والمبادل ذو الرأس الطافي داخلياً (Internal floating Head H.E.) ويوضح الشكل عدد الأنابيب عند قطر غلاف معين للنوع الأول أكثر من النوع الثاني وذلك لاحتواء الأخير على سماحية قطرية (Bundle diametrical clearance) بين حزمة الأنابيب والغلاف الداخلي أكبر لملائمة ربط الرأس السائب.

لكي تكون المقارنة أكثر شمولاً للمواصفات، تم إجراء مقارنة أخرى كما يشير الشكل (8) وهذه المرة لترتيب رباعي للأنابيب وبين مبادل من نوع الأنابيب المحنية عند إحدى النهايتين والمبادل ذو الرأس الطافي داخلياً وتوضح النتائج الفرق الملموس بين الحسابات النظرية والقياسية للنوع الأول، إذ يرجع السبب أن العلاقات التجريبية لا يمكن لها أن تخمن عدد الأنابيب بدقة لهذا النوع من المبادلات لوجود مسافة فاصلة لقطر الانحناء عند المركز، لذا يلجأ في هذه الحالة عند تصميم هذا النوع إلى تقليل عدد الأنابيب المستحصلة من المعادلات التجريبية بصف من الأنابيب عند المركز وذلك بتقسيم قطر حزمة الأنابيب على المسافة الفاصلة بين مركزي أنبوبين متجاورين (D_b/pt) [5].

إن من أهم العوامل الأساسية في عملية التصميم للمبادلات الحرارية ذات الغلاف والأنابيب هي السرعة الخطية في جانب الاسطوانة لما لها من تأثير على طبيعة الجريان

هيدروليكي بين الحواجز ويشير الشكل (9) إلى هذا التأثير عند تغيير المسافة الفاصلة بين الحواجز ولأربعة أنواع من المبادلات وتظهر النتائج قيم لمعدلات السرعة تصل إلى $(1.6 \frac{m}{s})$ عندما تكون نسبة المسافة بين الحواجز (20%) من قطر الغلاف الداخلي وتعد هذه السرعة كبيرة نسبياً وقد تلحق أضراراً بالأنابيب وخاصة عند المدخل نتيجة للاهتزازات الحاصلة، كما يشير الشكل إلى تناقص السرعة بشكل تدريجي عند زيادة المسافة الفاصلة بين الحواجز لكافة أنواع المبادلات المشار إليها في الشكل إلى أن تستقر ضمن مدى يتراوح من 0.22 إلى 0.28 لأنواع المبادلات الأربعة وذلك عندما تكون نسبة المسافة الفاصلة بين الحواجز (40%) من قطر الغلاف الداخلي وتعد هذه المسافة كبيرة إذ أن انسيابية جريان المائع عبر الحواجز تكون غير مثالية لوجود مناطق خلف الحواجز يستقر المائع فيها مما يؤدي إلى توليد جريان عكسي ودوامات عند عبور المائع الحاجز القطاعي.

يرافق تناقص معدلات السرعة عند زيادة المسافة بين الحواجز انخفاض في قيم هبوط ضغط خلال جريان المائع، كما يشير الشكل (10) الذي يوضح الفروقات بين هذه القيم لأنواع المبادلات المشار إليها سابقاً، ويظهر هذا بشكل كبير عندما تكون نسبة المسافة الفاصلة بين الحواجز (20%) و(30%) من قطر الغلاف الداخلي ويرجع السبب في ذلك إلى تأثير الأمرار الجانبي (By pass) لجزء من المائع خلال السماحية القطرية بين حزمة الأنابيب والغلاف الداخلي. تبدأ هذه الفروقات بالتناقص تدريجياً عند زيادة المسافة بين الحواجز، إذ يقل تأثير الجريان العكسي عند اصطدام المائع بحزمة الأنابيب مما يقلل كمية الأمرار الجانبي وتوجه المائع بانسيابية والتفافه حول الأنابيب.

إن العامل الأساسي الذي يؤثر بصورة مباشرة على عملية انتقال الحرارة هو معامل انتقال الحرارة وهو يتأثر بعدة عوامل منها، ويشير الشكل (11) تأثر هذا العامل بنوعية ترتيب الأنابيب والمسافة بين الحواجز. إذ يتناقص هذا المعامل عند زيادة المسافة بين الحواجز ويظهر الشكل أن للترتيب الثلاثي للأنابيب قيم أكبر من تلك التي للترتيب

الرباعي، إذ يزداد اضطراب الجريان للمائع في الجريان الاعتراضي العمودي على حزمة الأنابيب للترتيب الثلاثي منه عن الترتيب الرباعي.

52-40

كما للسرعة وهبوط الضغط تأثير واضح في عملية التصميم فالسرعة في جانب الأنابيب أثرها الفاعل خاصة عند استخدام الماء كوسيط تبريد، ويتم التحكم بمعدلات السرعة داخل الأنابيب عن طريق عدد التقسيمات لممرات الأنابيب كما هو مبين في الشكل (12) ويوضح الشكل عدم وجود فروقات ملحوظة بين أنواع المبادلات المستخدمة سوى عند عدد ممرات الأنابيب التي تتجاوز عشرة ممرات.

الاستنتاجات

- 1- تعد النمذجة الرياضية باستخدام الحاسوب من أهم الوسائل التعليمية التي تتيح للمستخدم الربط ما بين الأساس النظري والطرق التصنيعية للمبادلات.
- 2- يعطي الترتيب الثلاثي للأنابيب معاملات انتقال حرارة أكبر من تلك التي للترتيب الرباعي لكن في نفس الوقت يجب تجنب استخدام الموائع التي لها معاملات اتساخ كبيرة لهذا النوع من الترتيب.
- 3- إن تعدد العوامل التي تتحكم بحجم المبادل يلزم المصمم إعطاء قيم أولية ضمن مدى تصميمي مستنداً على تجارب عملية قياسية.
- 4- ينصح في عملية التصميم الحراري للمبادل تجنب حدوث تقاطع في خطوط توزيع درجات الحرارة لكلا المائعين في المبادل.
- 5- إن الأشكال البيانية الموضحة سابقاً لا تشمل كل التطبيقات الحرارية إلا أن الهدف منها هو التعرف على تأثير المتغيرات التشغيلية وكيفية الوصول إلى المدى التصميمي لها.
- 6- عند تصميم أي مبادل حراري لابد من تطابق الأبعاد المستحصلة من عملية التصميم مع المواصفات القياسية لجمعية منتجي المبادلات الأنبوبية [2].

التوصيات

- 1- استخدام لغة حاسوبية أكثر تطوراً تتيح للمستخدم رؤية هيئة المبادل وأشكال الجريان الهيدروليكي لاسيما في جانب الغلاف.
- 2- توسيع البرنامج ليشمل تطبيقات حرارية أخرى كعمليتي التكثيف والتبخير مع إدخال العلاقات التجريبية الخاصة بها.
- 3- استقصاء تجريبي لدراسة أداء مبادل عمودي نوع الاسطوانة والغلاف.
- 4- دراسة تجريبية لتقصي آثار الاتساخ لأنواع معالجات المياه في المبادل نوع الغلاف والأنابيب.

المصادر

1. Peery, R. H., Chilton, C. H., “Chemical Engineering Handbook”, 1977.
2. Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association, 8th Ed., New York, 1999.
3. Michael, A., Andrea, G. “Heat Exchanger Design”, Department of Mechanical Engineering, IUPUI, ME 414, Thermal-Fluid Systems Design Fall, 2004.
4. Edwards, J. E., “Process Modelling and Design of Shell and Tube Heat Exchangers”, UK CHEM CAD, Seminar – October 2001.
5. Coulson, J.M., Richardson, J. E., and Sinnott, R. K., “Heat Transfer Equipment”, Chemical Engineering, Vol. 6, 1985, pp. 511-587.

6- كريث، ف.، وبوهن، م. س.، "أساسيات انتقال الحرارة"، ترجمة، برهان محمود، احمد نجم الصبحة، بهجت مجيد مصطفى، الطبعة الأولى، مديرية دار الكتب للطباعة والنشر، جامعة الموصل، 1988.

7. Kern, D. Q., "Process Heat Transfer", 1950.

8. Wolverine Tube Heat Transfer Data Book "Construction of Shell and Tube Heat Exchangers", 1999, pp. 31-38.

9. Moody, L. F., "Friction Factors for Fluids inside Pipes", A. S. M. E., 66, 671, 1944.

الجدول (1) الثوابت المستخدمة في المعادلة (24).

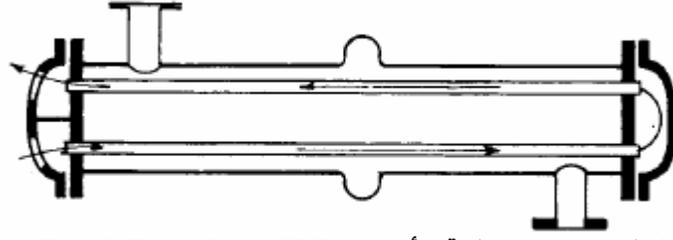
ترتيب ثلاثي $pt=1.25 D_o$					
عدد الممرات	1	2	4	6	8
k1	0.391	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
ترتيب رباعي $pt=1.25 D_o$					
عدد الممرات	1	2	4	6	8
k1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

الجدول (2) الشروط الحدية لنموذج تطبيقي لعملية حرارية.

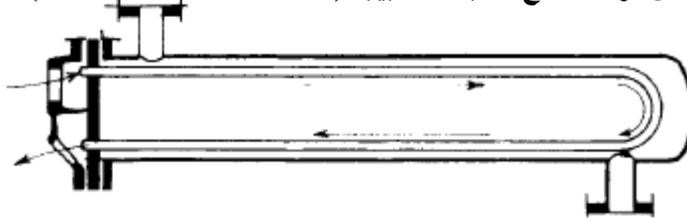
28 (kg/s)	معدل التصريف الكتلي للماء في جانب الاسطوانة
93.5 (kg/s)	معدل التصريف الكتلي للماء في الأنابيب
5678 (W/m ² .K)	معامل الانتساخ في جانب الاسطوانة
5678 (W/m ² .K)	معامل الانتساخ في جانب الأنابيب
95 °C	درجة حرارة الدخول للماء في جانب الاسطوانة
45 °C	درجة حرارة الخروج للمائع في جانب الاسطوانة
25 °C	درجة حرارة الدخول للماء في جانب الأنابيب
40 °C	درجة حرارة الخروج للماء في جانب الأنابيب

جدول (3) بعض نماذج الحسابات النظرية المستحصلة من برنامج المحاكاة الحاسوبي.

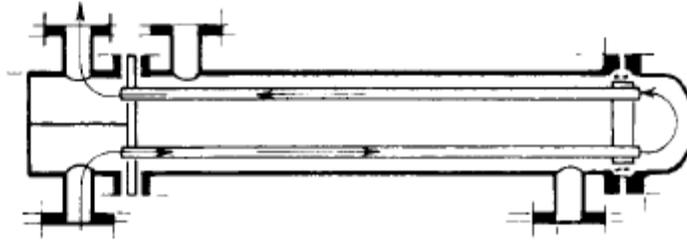
d	c	b	a	ترتيب المبادل في الشكل (1)
691.41	657.1	631.18	603.2	القطر الداخلي للاسطوانة (mm)
23.8	23.8	23.8	23.8	خطوة الأنابيب (mm)
4.83	4.83	4.83	4.83	طول الأنبوب (m)
345.7	328.54	315.5	301.6	المسافة بين الحواجز (mm)
19.05	19.05	19.05	19.05	القطر الخارجي للأنبوب (mm)
15.05	15.05	15.05	15.05	القطر الداخلي للأنبوب (mm)
504	497	491	485	عدد الأنابيب
25	25	25	25	نسبة القطع للحاجز (%)
12	13	14	15	عدد الحواجز
5867.25	5867.25	5867.25	5867.25	الطاقة الحرارية المنتقلة (kw)
45.19	54.45	63.1	74.46	هبوط الضغط في جانب الاسطوانة (kpa)
48.62	50.05	51.16	52.32	هبوط الضغط في جانب الأنابيب (kpa)
0.59	0.66	0.71	0.78	سرعة المائع في جانب الاسطوانة (m/s)
2.09	2.13	2.15	2.18	سرعة المائع في جانب الأنابيب (m/s)
2	2	2	2	عدد الممرات
1328.8	1344.6	1365.33	1383.13	معامل انتقال الحرارة الإجمالي (w/m^2) (k



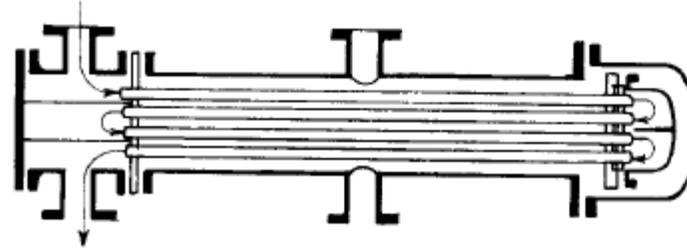
(أ) المبادل ذو الصفائح المثبتة للأنابيب (Fixed-Tube Plate H.E)



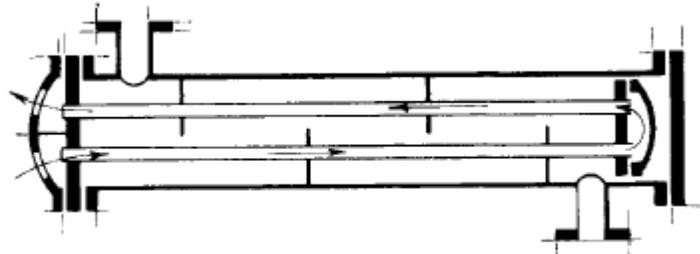
(ب) المبادل ذو الانابيب المحنية (U-Tube H.E)



(ج) المبادل ذو الرأس السائب الخارجي (Outside packed floating head H.E)

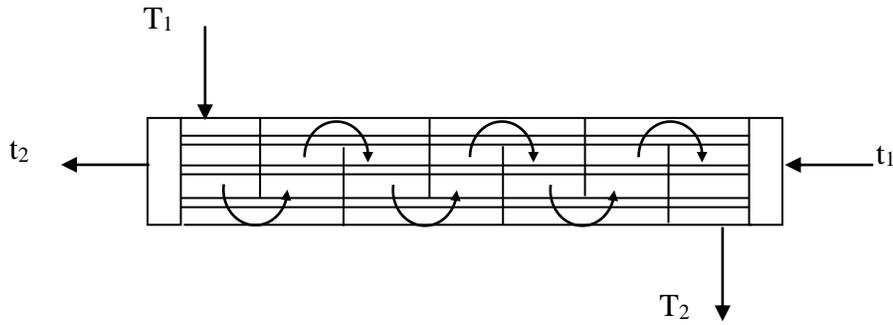


(د) المبادل ذو الرأس السائب الداخلي (Split-ring floating head H.E)

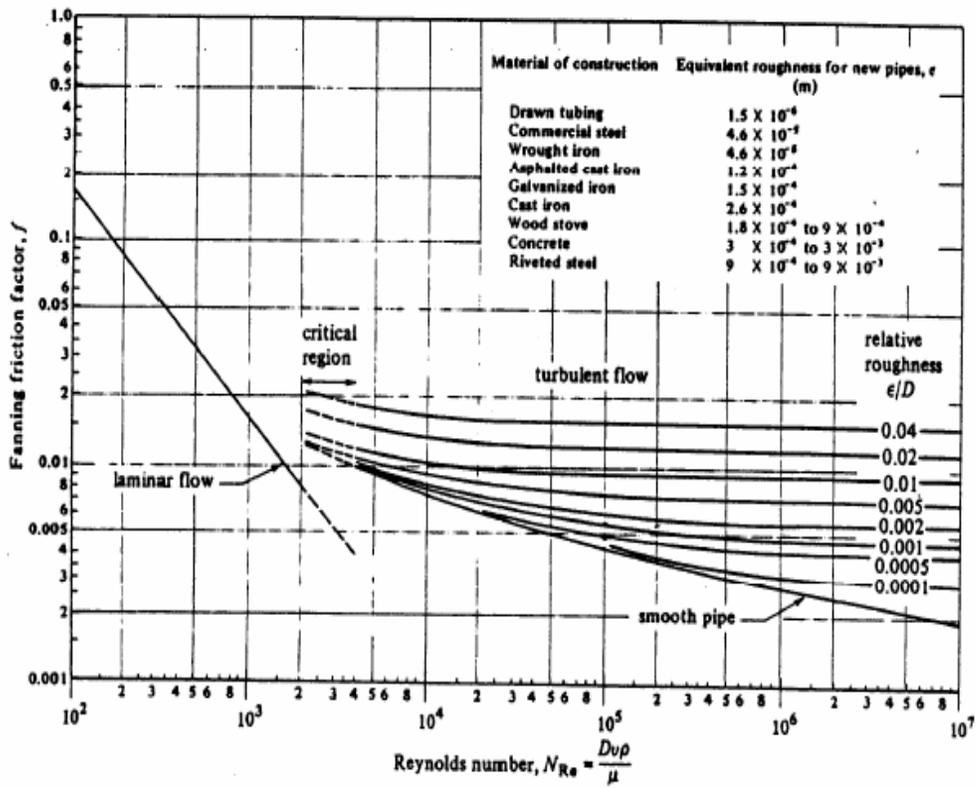


(هـ) المبادل ذو حزمة الأنابيب السائبة القابلة للسحب (Pull-through floating head H.E)

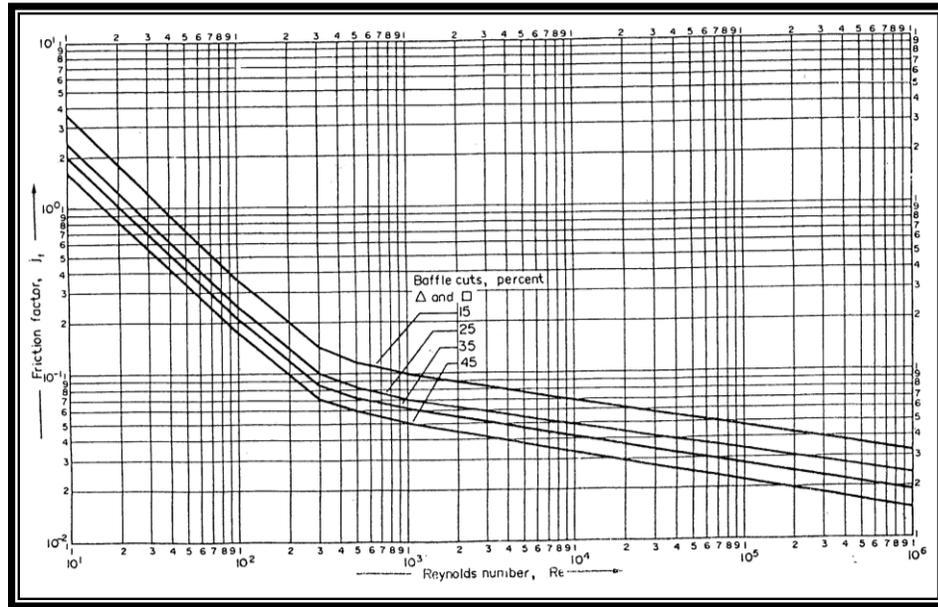
شكل (1) أنواع المبادلات الحرارية ذات الاسطوانة والأنابيب^[8].



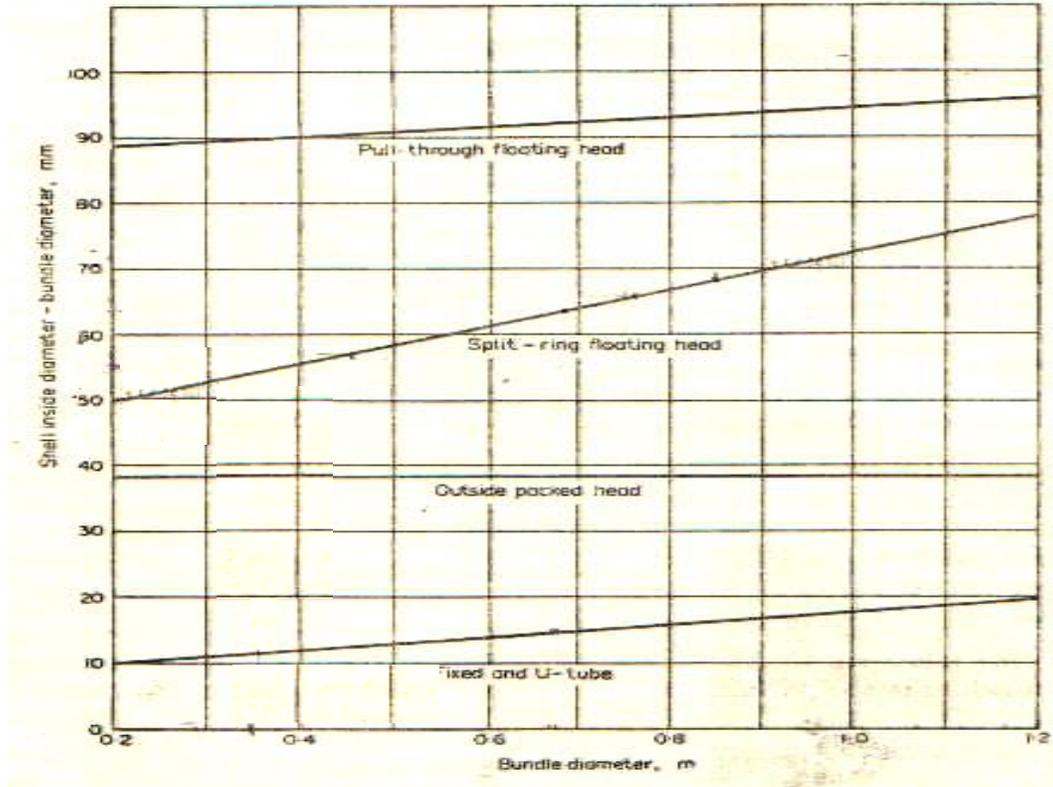
شكل (2) مبادل ذو غلاف واحد وممر واحد للأنايب وجريان عكسي.



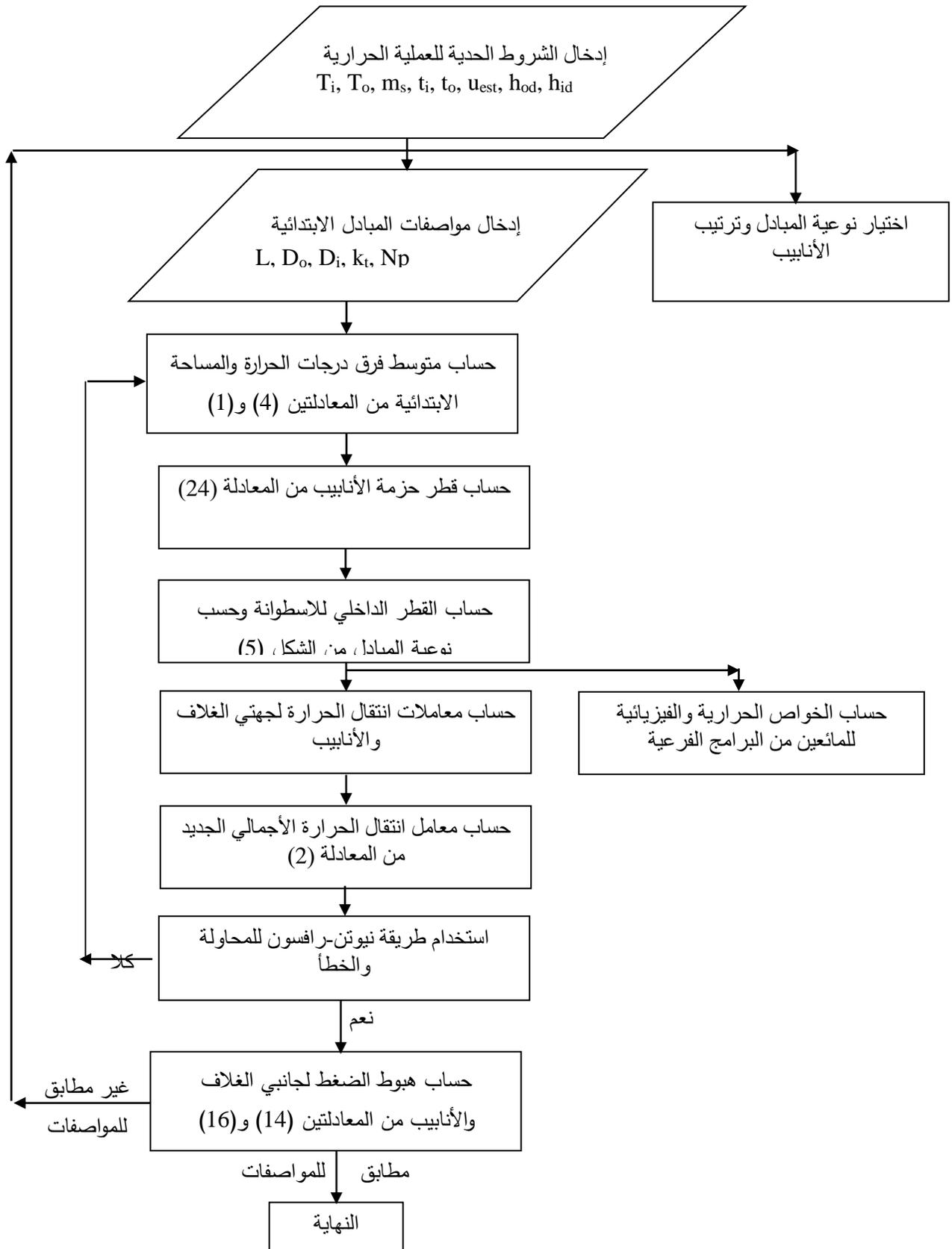
شكل (3) معامل الاحتكاك لجانب الأنايب^[9].



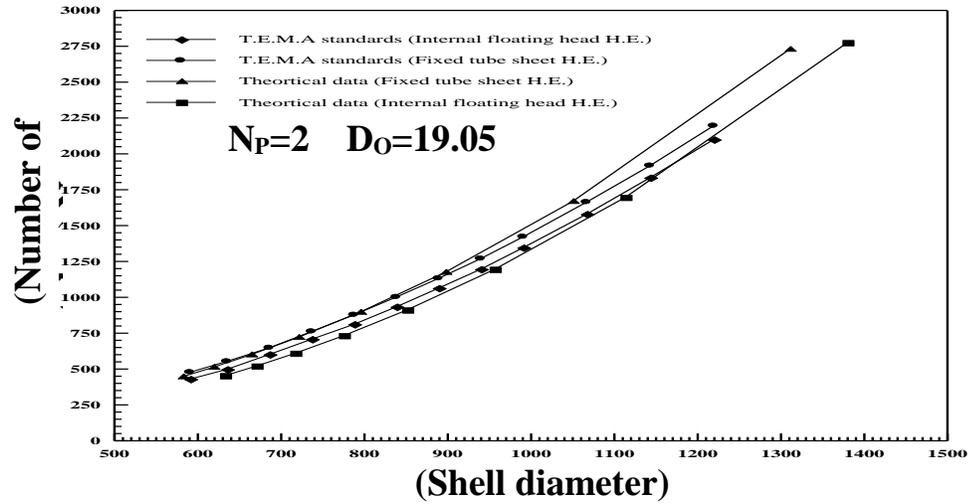
شكل (4) معامل الاحتكاك لجانب الاسطوانة [5].



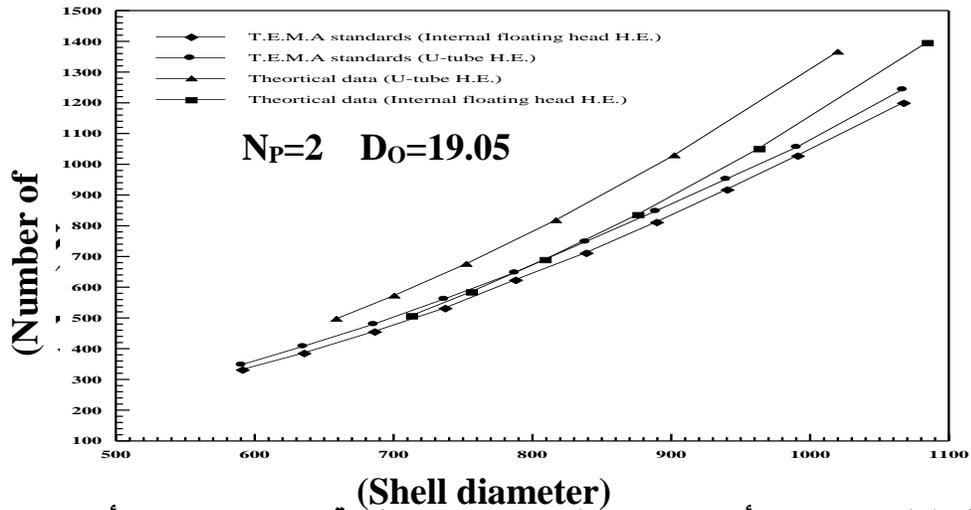
شكل (5) العلاقة بين القطر الخارجي لحزمة الأنابيب والسماحية القطرية بين الغلاف الداخلي وحزمة الأنابيب [5].



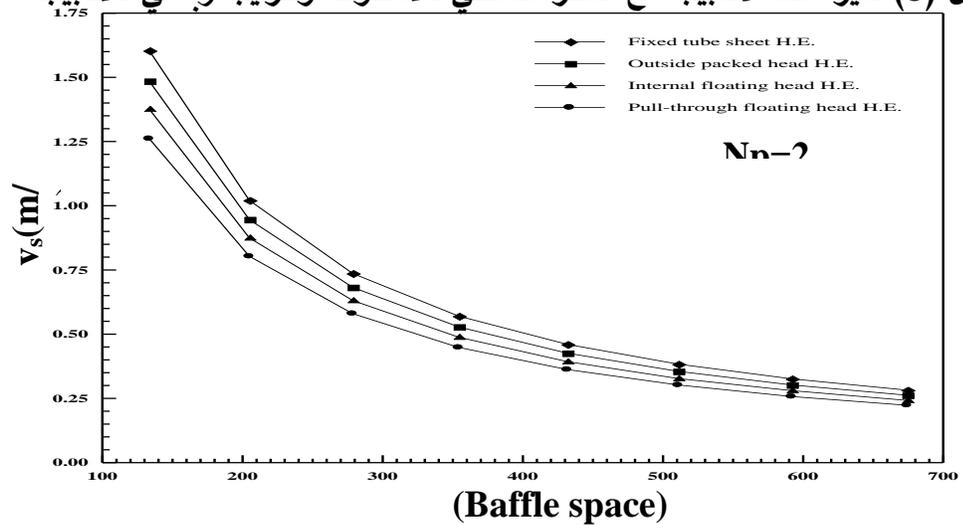
شكل (6) المخطط الانسيابي للبرنامج الحاسوبي.



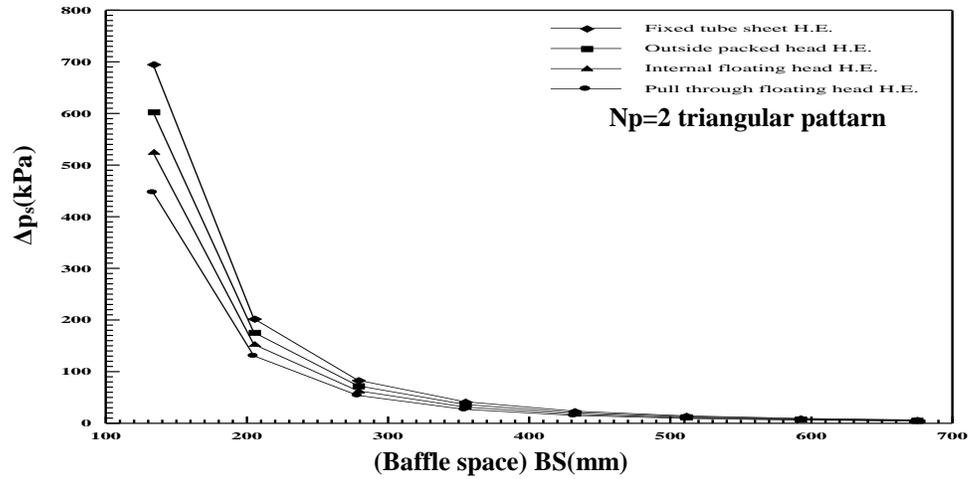
شكل (7) تغير عدد الأنابيب مع القطر الداخلي للاسطوانة ولترتيب ثلاثي للأنابيب.



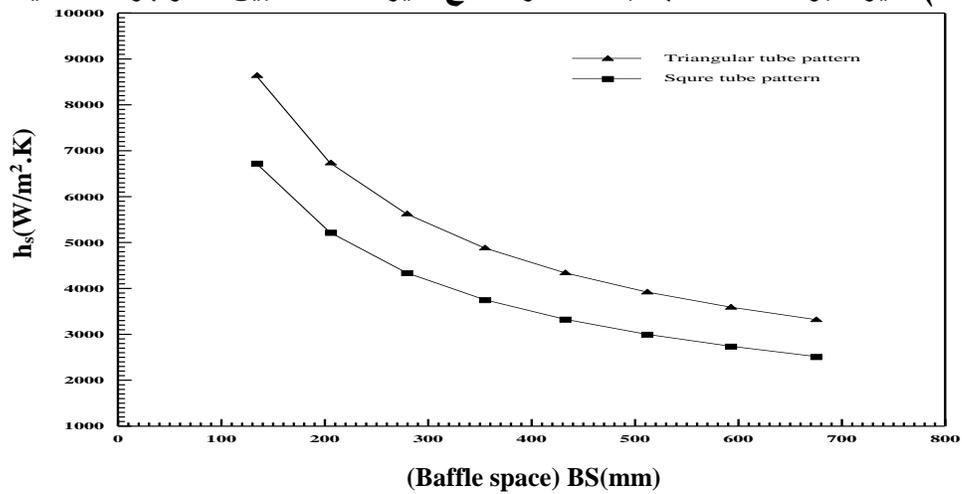
شكل (8) تغير عدد الأنابيب مع القطر الداخلي للاسطوانة ولترتيب رباعي للأنابيب.



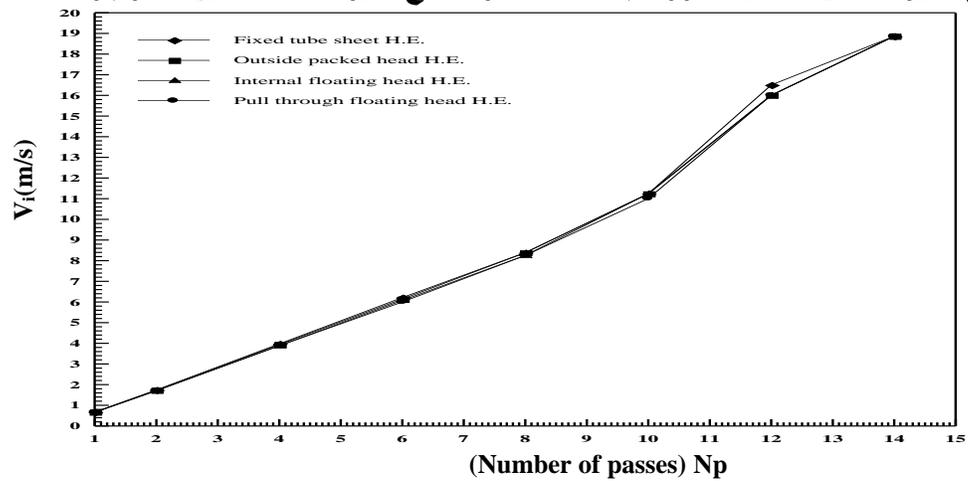
شكل (9) تغير معدلات السرعة لجانب الاسطوانة مع تغير المسافة بين الحواجز القطاعية.



شكل (10) تغير هبوط الضغط لجانب الاسطوانة مع تغير المسافة بين الحواجز القطاعية.



شكل (11) تغير معامل انتقال الحرارة لجانب الاسطوانة مع تغير المسافة بين الحواجز القطاعية.



شكل (12) تغير معدلات السرعة لجانب الأنابيب مع عدد ممرات الأنابيب.

OPTIMUM THERMAL DESIGN OF SEGMENTAL BAFFLES SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BY USING COMPUTER PROGRAM

Nassir D. Mokhlif

Assistant . Lecturer

Mech. Eng. Dept.-Tikrit University

ABSTRACT

It is planned for this research to build a simulation computer program aimed to optimum design of shell and tube heat exchanger according to thermal operation conditions.

The optimum thermal design requires entering a preliminary dimensions for heat exchanger configuration, and it is controlled by the program to fit the design condition for hydraulic flow.

The program includes testing different types of shell and tube heat exchanger to enable the designer from choosing suitable replacement for thermal operation conditions, It also show the effects of the operational conditions such as velocity and pressure drop on the heat transfer process and hydraulic flow for these types of heat exchangers to forfeit the design range of these conditions.

The concluded results of the program for the heat exchangers dimensions with the standard specifications of the tubular exchanger manufacturers association (TEMA) showed a good agreement with percentage error not exceeding (4%).

KEY WORDS

Thermal Design, Heat Exchanger, Shell and Tube.