

ISSN: 1813-162X (Print) ; 2312-7589 (Online)

Tikrit Journal of Engineering Sciences

available online at: <http://www.tj-es.com>

TJES
Tikrit Journal of
Engineering Sciences

Abbas EF, Mohammed SS. Study the Effect of Granules Type of The Porous Medium on The Heat Transfer Enhancement for Double Pipe Heat Exchanger. *Tikrit Journal of Engineering Sciences* 2019; 26(4): 43-49

Ehsan F. Abbas
Shagul S. Mohammed

Kirkuk Technical College, Northern
Technical University,
Kirkuk, Iraq

Study the Effect of Granules Type of The Porous Medium on The Heat Transfer Enhancement for Double Pipe Heat Exchanger

ABSTRACT

The current study includes the effect of the type of porous medium on the heat transfer enhancement for double-pipe heat exchanger. Using the three types of the porous medium of balls (steel, ceramic and glass) with diameters (6.35, 6 and 7) mm respectively. The tests were carried out on a locally manufactured heat exchanger, consisting of a copper pipe with an inner diameter (20mm), an outer diameter (22mm) and a length of (1800mm), fixed inside a pipe made of galvanized iron with the same length of copper pipe with inner diameter (50mm) and thickness (5mm). The heat exchanger is insulated with a layer of glass wool to prevent leakage of heat to the area surrounding the exchanger. The tests carried out on the heat exchanger in four cases, the three cases for porous medium, also the case of exchanger without porous medium, and for all cases identical operating conditions, which is inlet temperature of hot, and cold water determined at (63 and 32)°C and the number of Reynolds from (1100 to 9750) for cold water and (415 to 7500) for hot water. The experimental results showed that the highest thermal conductivity was obtained when the ceramic balls were used, which was estimated to be approximately (219.302) W/°C and increased by (105.3%, 10.8%, 4.3%) for cases: without porous medium, glass balls and steel balls respectively. The effect of the pressure drop in the hot water side, was recorded the highest value for pressure drop when the ceramic balls were used and ranged from (0.5 to 19.5) mmHg and increased by (0.95%, 2.25%) when compared with the results of two cases for balls (steel and glass) respectively.

@2019 TJES, College of Engineering, Tikrit University

Keywords:

Heat Transfer
Porous Medium
Heat Exchanger
Two concentric pipes

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 09 Dec. 2018
Accepted: 09 April 2019
Available online: 25 Dec. 2019

DOI: <http://doi.org/10.25130/tjes.26.4.07>

دراسة تأثير نوع حبيبات وسط مسامي على تحسين انتقال الحرارة للمبادل الحراري ذي الانبوب المزدوج

احسان فاضل عباس / الجامعة التقنية الشمالية، الكلية التقنية كركوك، العراق

شاكرول ستار محمد / الجامعة التقنية الشمالية، الكلية التقنية كركوك، العراق

الخلاصة

تشمل الدراسة الحالية تأثير نوع الوسط المسامي على تحسين انتقال الحرارة لمبادل حراري مزدوج الانبوب متحدي المركز، باستخدام ثلاثة انواع من الوسط المسامي من الكرات (فولاذية، سيراميكية، زجاجية) باقطار (6.35، 6 و 7) mm على التوالي. اجريت الاختبارات على مبادل حراري مصنوع محلياً، ويتكون من انبوب النحاس بالقطر الداخلي (20mm)، والقطر الخارجي (22mm) والطول (1800mm)، وثبت داخل انبوب من الحديد المغلون بنفس الطول انبوب النحاس وبالقطر الداخلي (50mm) وبمسك (5mm). تم عزل المبادل الحراري بطبقة من الصوف الزجاجي لمنع تسريب الحرارة الى المنطقة المحيطة بالمبادل. تم اجراء الاختبارات على المبادل الحراري باربع حالات وهي الحالات الثلاث للوسط المسامي بالاضافة الى حالة المبادل بدون وسط مسامي وفي ظروف تشغيلية متشابهة تقريباً لجميع الحالات من حيث درجة حرارة دخول المائع الحار والبارد والتي حددت بـ (63 و 32) °C و مدى عدد رينولدز من (1100 الى 9750) للماء البارد و (415 الى 7500) للماء الحار. اظهرت النتائج المختبرية التي استخدمت فيها اربع حالات للمبادل الحراري، بان اعلى توصيل حراري قد حصل عليه عند استخدام الكرات السيراميكية والذي قدر تقريباً بـ (219.302) W/°C، أي بنسبة الزيادة (105.3، 10.8، 4.3)% عن الحالات بدون وسط مسامي، كرات زجاجية و كرات فولاذية على التوالي. اما بالنسبة لتأثير هبوط الضغط في جهة الماء الحار، فقد سجل اعلى قيمة لهبوط الضغط عند استخدام كرات سيراميكية والتي تراوحت من (0.5 الى 19.5) mmHg أي بنسبة الزيادة (0.95، 2.25)% عند المقارنة مع نتائج الحالتين للكرات (الفولاذية و الزجاجية) على التوالي.

الكلمات الدالة: انتقال الحرارة، وسط مسامي، مبادل حراري، الانبوبين متحد المركز.

الوسط مسامي في كثير من المجالات و التطبيقات الصناعية تعتمد اساس عملها على وسط مسامي مثل منظومات خزن الطاقة الشمسية و منظومات العزل الحراري وفي عمليات التبريد للملفات الكهربائية الضخمة في المكنات ذات توليد القدرة الفائقة و الانبوب الحراري و معدات التسخين في محطات القدرة و شبكة الانابيب في المبادلات الحرارية [2]. أجرى الباحث (et al. Sidhappa) [3] دراسة تجريبية لتحسين انتقال الحرارة بالحمل القسري بأدراج شريط ملتوي يحتوي على ثقب دائرية في الانبوب. حيث استخدم ثلاثة انواع مختلفة من شريط ملتوي و بنسبة الالتواء مختلفة (5.5, 6.5, 8.5)، كانت النتائج التي حصل عليها ضمن عدد رينولدز (2000 الى 12000) بان عدد نسلت يزداد مع زيادة عدد رينولدز و أعلى عدد نسلت التي حصل عليه عند ادراج شريط ملتوي بنسبة التواء (5.5) و معامل احتكاك تزداد عندما تكون نسبة التواء (5.5). قدم الباحث (Weis) [4] دراسة تجريبية و عددية لتحسين انتقال الحرارة في مبادل غلافي انوبي عن طريقة ادخال حشوات سلكية حلزونية الى حزمة الانابيب. استخدم اربعة قياسات مختلفة للخطوات بين حلقات الحلزونية (4.8mm, 6.4mm, 8mm, 9.6mm). وظهرت النتائج المقارنة بان معامل انتقال الحرارة تزداد في جهة الانابيب عند استخدام حشوة سلكية حلزونية ذات خطوة (9.6mm) و أعلى فاعلية حصلت عليها عند استخدام نفس الحشوة. تمت دراسة عملية انتقال الحرارة بالحمل الحر في اسطوانه مزعفة طولياً ذات مقطع مستطيل و مقطع مثلث بعدد 8 زعانف موزعه على زاوية (45°) من قبل الباحث (Kadhim) [5] ، حيث وضعت بزوايا ميل مختلفة يتراوح من (0°-90°). اجريت الاختبارات لحدود عدد رايلي يتراوح بين (1.68*10⁷ - 3.46*10⁸)، وباستخدام مدى للفيض الحراري يتراوح بين (279.24W/m² - 4418.84 W/m²). اظهرت النتائج بأنه كمية الحرارة المنتقلة بالحمل تزداد بزيادة عدد رايلي، وأعلى مقدار للحرارة منتقلة بالحمل عند حالة زعنفه المستطيلة بزوايا ميل (30°) و اقل مقدار عند زاوية ميل (60°) داخل المجرى الهوائي. اما الباحث (Ridha) [6] أجرى دراسة تجريبية لتحسين اداء المبادل الحراري ذي الانبوب المزدوج باستخدام اربعة نماذج من الانابيب الداخلية (انبوب املس، انبوب مزعنف نصف حلقي، انبوب مزعنف حلقي و انبوب مزعنف حلقي حلزوني). اجريت الاختبارات بنمطين من الجريان الموازي و المعاكس باستخدام الماء الحار و البارد كوسط ناقل للحرارة وضمن حدود عدد رينولدز يتراوح من (1000 الى 6000) لجريان المانع في الانبوب الداخلي و (500 الى 2250) لجريان المانع الاخر في الانبوب الخارجي. اظهرت النتائج التي تم الحصول عليها بأن أعلى معامل انتقال الحرارة بالحمل حصلت عند استخدام نموذج انبوب مزعنف حلقي حلزوني.

كما قام الباحث (Hussein) [7] باجراء دراسة تجريبية و عددية للحمل المختلط خلال وسط مسامي بين صفيحتين مائلتين بزوايا معينة و مسخنه بمصدر حراري من الاسفل و مبردة من الأعلى. و استخدم كرات الزجاجية كوسط مسامي قطره (12mm). وكانت النتائج التجريبية و العددية ضمن مدى (100 < Ra < 650 ، 5 < Pe < 100 ، 0° < θ < 90°) بان عدد نسلت يزداد بزيادة نسبة Ra/pe و كذلك مع زيادة ميلان الزاوية من 0° الى 90°.

و أجرى الباحث (Tahseen) [8] دراسة عملية لتحسين انتقال الحرارة بالحمل القسري الطباق في انبوب اسطواني مثبت بصورة افقية، استخدم نوعين من الوسط المسامي كرات الزجاجية قطره (10mm) و حبيبات من الحصى قطره (10mm) وباستخدام الفيض الحراري الثابت. وتبين من النتائج التي تم الحصول عليها بان توزيع درجات الحرارة الالبعديّة تقل بازدياد طول انبوب الالبعدي و تكون اقل قيمة بالنسبة للحصى وكذلك عدد

الرموز المستخدمة

A	مساحة المقطع
A _s	المساحة السطحية
C _c	معدل السعة الحرارية للمائع البارد
C _h	معدل السعة الحرارية للمائع الحار
C _{min}	معدل السعة الحرارية الصغرى
D _h	القطر الهيدروليكي
D _i	القطر الخارجي للانبوب الخارجي
d _i	القطر الداخلي للانبوب الداخلي
d _o	القطر الخارجي للانبوب الداخلي
h	معامل انتقال الحرارة بالحمل
L	طول المبادل الحراري
k _e	الموصلية الحرارية للمؤثر للوسط المسامي
k _f	المتوصلة الحرارية للمانع
k _s	الموصلية الحرارية للكرات المسامية
\dot{m}	التدفق الكتلي
ΔP	فرق الضغط
q _{act}	معدل انتقال الحرارة الحقيقي
q _{max}	اعظم معدل انتقال الحرارة
T _{bc}	درجة حرارة الظاهرية للمائع البارد
T _{bh}	درجة حرارة الظاهرية للمائع الحار
ΔT_{lm}	معدل فرق درجات الحرارة المتوسط اللوغارتمي
T _w	درجة حرارة جدار المبادل الحراري
UA	التوصيل الحراري
u _m	متوسط سرعة المانع
\dot{V}	معدل التدفق الحجمي
μ	اللزوجة الديناميكية
ρ	كثافة المانع

مجاميع الالبعديّة

f	معامل الاحتكاك
Ntu	عدد وحدات انتقال الحرارة
Nu	عددنسلت
Re	عددرينولد
Ra	عددرايلي
Pe	عددبكلت
ϵ	فاعلية المبادل الحراري
ξ	مسامية

1. المقدمة

تعرف المبادلات الحرارية بأنها تلك المعدات التي تبسط وتسهل عملية الانتقال حرارة والتبادل حراري بين المائعين، اي من مائع ذي درجة حرارة مرتفعة الى مائع ذي درجة حرارة منخفضة دون اختلاط المائعين ببعضهما. وتستخدم المبادلات الحرارية على نطاق واسع في كثير من التطبيقات مثل محطات الطاقة الحرارية، منظومات التبريد و التكييف، مصانع المعالجة الكيميائية، محطات الطاقة النووية و مصانع الالبان.... الخ. ويتم انتقال الحرارة في المبادلات الحراري بواسطة الحمل في مائع نفسه و بالتوصيل خلال الجدار الفاصل بين المائعين [1]. هناك العديد من الدراسات اظهرت بان استخدام المواد المسامية في تحسين انتقال الحرارة يعطي اداء افضل لانتقال الحرارة من التقنيات الاخرى و تعرف الاوساط المسامية ذات الموصلية الحرارية عالية كطريقة فعالة لتحسين انتقال الحرارة. يستخدم

الحرارة داخل المبادل الحراري. زود المبادل بصندوق السيطرة للتحكم بتشغيل المعدات الكهربائية في المبادل و السيطرة على درجة حرارة الماء الحار و جميع اجزاء المبادل الحراري مثبتة على هيكل حديدي مغلف بطبقات من الخشب.

3. النموذج الرياضي

لتحليل الانموذج الرياضي لانتقال الحرارة في المبادل الحراري، يتم فرض مجموعة من الفرضيات بحيث يكون الانموذج الرياضي الناتج بسيطاً يكفي للتحليل. فقد تم تقديم الفرضيات المبينة ادناه لايجاد صيغ لمعادلات الاتزان الحراري و معدل انتقال الحرارة و الشروط الحدودية :

1. يعمل المبادل تحت ظروف المستقرة (معدل الجريان، درجة حرارة دخول المائع).
2. المبادل معزولة مع المحيط بشكل محكم (عزل حراري مثالي).
3. لا يوجد مصدر حراري داخل المبادل.
4. تكون السرعة و توزيع درجات الحرارة في مقطع الجريان منتظمة لكلا المائعين.
5. مقاومة الجدار موزعة بشكل منتظم داخل المبادل.
6. مقاومة التوصيل الطولي في المائع والجدار مهملة.
7. لا يوجد التغيير الطوري للمائعين (التكثيف او التبخير).
8. المقاومة الحرارية الاجمالية ثابتة (مستقلة عن الزمن ، درجة الحرارة و اتجاه الجريان)
9. الخواص الفيزيائية ثابتة للمائعين خلال التبادل الحراري.
10. المساحة السطحية موزعة بشكل منتظم لكلا المائعين.

شكل 3 يوضح نموذج الجريان الموازي في المبادل الحراري المزدوج الأنابيب. كمية الحرارة المنتقلة داخل المبادل الحراري يحسب اعتماداً على طريقتين [1]:

1. موازنة الطاقة اعتماداً على قانون الاول للديناميك الحراري، ويعبر عنه كالآتي:

$$q = (\dot{m} c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad \text{----- (1)}$$

او

$$q = (\dot{m} c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad \text{----- (2)}$$

حيث :

$$\dot{m} = \rho v \quad \text{----- (3)}$$

2. معادلة معدل انتقال الحرارة، انتقال الحرارة ايضاً يمكن ان نعبر عنه كالآتي:

$$q = UA \Delta T_{lm} \quad \text{----- (4)}$$

حيث :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c1}) - (T_{h2} - T_{c2})}{\ln \frac{(T_{h1} - T_{c1})}{(T_{h2} - T_{c2})}} \quad \text{----- (5)}$$

بعد ذلك نجد التوصيل الحراري من خلال المعادلة (6) [11]:

النسبت الموقعي يزداد بزيادة عدد بكت في كلا نوعين من الوسط المسامي. قام الباحثان (Hill و Lafta) [9] بأجراء دراسة عملية لتحسين الانتقال الحرارة باستخدام وسط مسامي في مبادل حراري ذي الأنابيب المزدوج، واستخدم كرات من الالومينا كوسط مسامي بقطر (2.5mm). واجريت الاختبارات بثلاث حالات حيث استخدم وسط مسامي (داخل انبوب و خارج انبوب و في كلا انبوبين). أظهرت النتائج التي حصل عليها في حالة جريان المعاكس بان زيادة نسبة التدفق (معدل تدفق الماء الحار/معدل تدفق الماء البارد) يؤدي الى انخفاض فعالية المبادل الحراري لكل حاله، والفعالية باستخدام وسط مسامي اعلى مقارنة بالمبادل اعتيادي.

الغرض من الدراسة الحالية لمعرفة تأثير نوع المواد المسامية المستخدمة في الفجوة الحلقية لمبادل الحراري ذي انبوب مزدوج متحد المركز على الاداء الحراري للمبادل في حالة الجريان الموازي. لاجل ذلك فقد تم اختيار ثلاثة انواع من المواد المسامية ذات اشكال كروية و بأقطار متقاربة و هي كرات (سيراميكية، فولاذية و زجاجية) فتم مقارنة نتائج الاوساط المسامية مع مبادل الاعتيادي (بدون وسط مسامي).

2. الجانب العملي

المبادل الحراري المستخدم في الدراسة الحالية و مبين صورته الفوتوغرافية في شكل 1.



شكل 1 الصورة الفوتوغرافية للجهاز المستخدم

يتكون من انبوبين متحدي المركز، انبوب داخلي مصنوع من نحاس قطره (20mm) وطوله (1800mm) وسمكه (2mm) مثبت داخل انبوب من حديد مغلون قطره الداخلي (50mm) وسمكه (5mm) وبطول انبوب نحاس نفسه. لغرض الحفاظ على تبادل حراري للمائعين تم عزل الانبوب الخارجي بطبقة من الصوف الزجاجي بسمك (50mm)، و يحتوي المنظومة على مضختين احدهما لتدوير الماء البارد و الاخرى لتدوير الماء الحار بقدرة (0.5 hp) حيث ان مضخة الماء الحار مربوطة بخزان مفتوح معزول بصوف زجاجي بداخله مسخن كهربائي بسعة (3000 W) لتسخين الماء و بسعته (40 L) مصنوع من حديد مغلون، اما مضخة الماء البارد فأتها مرتبطة بالمصدر الرئيسي بانبوب قطره (12.7mm) مصنوع من حديد مغلون، كما تحتوي المنظومة على مقياسين لجريان التدفق الماء (Water flow meter) للسيطرة على التدفق الحجمي للماء البارد والماء الحار قبل دخولهما الى المبادل، وكذلك استخدم مقياسان لهبوط الضغط (Manometer) على شكل حرف (U) يحتويان على الزئبق لقياس هبوط الضغط على المسارين للماء البارد و الماء الحار. استخدام مسجل البيانات لدرجة الحرارة (Temperature data logger) يحتوي على 16 مزدوج حراري من نوع K موزع على طول المبادل في ثقبو بعمق (2mm) لقياس درجات

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu(1-\varepsilon)} \quad \text{----- (18)}$$

و يحسب هبوط الضغط من خلال [1] :

$$\Delta P = 4f \frac{L}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad \text{----- (19)}$$

حيث أن f للجريان الصفائحي يحسب من [1] :

$$f = \frac{16}{Re} \quad \text{----- (20)}$$

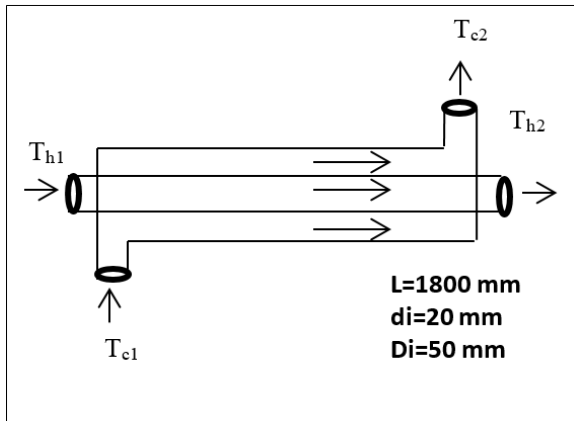
و للجريان المضطرب :

$$f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2} \quad \text{----- (21)}$$

ولايجاد معدل درجات الحرارة للمائع الحار والمائع البارد يعتمد على العلاقات التالية:

$$\bar{T}_{bh} = \frac{T_2+T_3+T_4+T_5+T_6+T_7+T_8+T_{16}}{8} \quad \text{----- (22)}$$

$$T_{bc} = \frac{T_1+T_{15}}{2} \quad \text{----- (23)}$$



شكل 3 مبادل حراري ذو جريان الموازي

4. النتائج والمناقشة

4.1 علاقة التوصيل الحراري بنسبة (Reh/Rec) في حالة الجريان الموازي.

الاشكال (4)-(A, B, C و D) والتي توضح علاقة التوصيل الحراري للحالات الاربع بدون وسط مسامي والاسواط المسامية الثلاث للكرات (الفولاذية، السيرامكية و الزجاجية) نسبةً الى (Re_h/Re_c) في مديات تدفق حجمي للماء البارد LPM (2, 4, 6, 7.5) وباستخدام نظام جريان موازي. اذ يلاحظ من الاشكال اعلاه بأن قيمة التوصيل الحراري تزداد بزيادة نسبة (Re_h/Re_c) و تزداد ايضاً مع زيادة التدفق الحجمي للماء البارد بالنسبة لجميع الحالات ولكن هنالك تفاوت في نسب الزيادات. كما يلاحظ ايضاً من الاشكال اعلاه بان علاقة توصيل الحراري بنسبة (Re_h/Re_c) للاسواط المسامية تكون اكثر انتظاماً من حالة بدون وسط مسامي من حيث الزيادة التدريجية لقيم التوصيل الحراري ويرجع ذلك الى ان في حالات الوسط المسامي يكون التبادل الحراري اكثر انتظاماً لان حبيبات الوسط المسامي تقوم بخزن قسم الطاقة الحرارية بداخلها وتتبادل القسم الاخر مع الماء البارد، اما في حالة بدون الوسط المسامي فان التبادل الحراري يتم فقط مع الماء البارد. لوحظ من حالة بدون وسط مسامي في الشكلين (A و B) بان قيم للتوصيل الحراري فيها اقل من الحالات الوسط المسامي الى حد نسبة (Re_h/Re_c) اقل من (1) تقريباً ولكن تزداد

$$UA = \frac{q}{\Delta T_{lm}} \quad \text{----- (6)}$$

عدد وحدات انتقال الحرارة للمبادل الحراري يمكن ان يحسب بتقسيم التوصيل الحراري على ادنى سعة الحرارية، و ذلك يعطي [10]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad \text{----- (7)}$$

و نجد فاعلية المبادل الحراري من خلال العلاقة الاتية [1]:

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h1}-T_{h2})}{C_{min}(T_{h1}-T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2}-T_{c1})}{C_{min}(T_{h1}-T_{c1})} \quad \text{--- (8)}$$

و تحسب المسامية من خلال [12] :

$$\xi = \frac{V_f}{V_t} \quad \text{----- (9)}$$

معامل انتقال الحرارة بالحمل على جانبي المبادل الحراري يحسب من خلال [13 و 14] :

$$h = \frac{q}{A_s (\Delta T_w - T_b)} \quad \text{----- (10)}$$

و

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad \text{----- (11)}$$

حيث D_h للفجوة الحلقية [15] :

$$D_h = 4 \frac{(\frac{\pi}{4})(D_i^2 - d_o^2)}{\pi(D_i + d_o)} = D_i - d_o \quad \text{----- (12a)}$$

بينما D_h للانبوب الداخلي [15] :

$$D_h = d_i \quad \text{----- (12b)}$$

و يتم حساب عدد نسلت في حالات الوسط المسامي من خلال [9] :

$$Nu = \frac{h D_h}{k_e} \quad \text{----- (13)}$$

حيث k_e [16] :

$$k_e = k_f \left(\frac{k_s}{k_f} \right)^{A+B \log \left(\frac{k_s}{k_f} \right)} \quad \text{----- (14)}$$

$$A = 0.280 - 0.7571 \log \xi, \quad B = -0.057$$

و يحسب عدد رينولدز من خلال [13] :

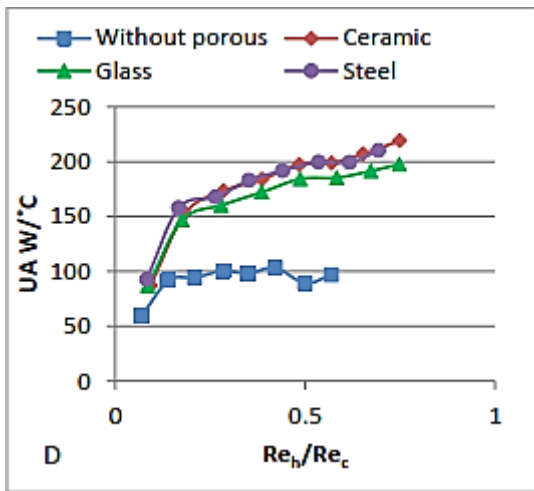
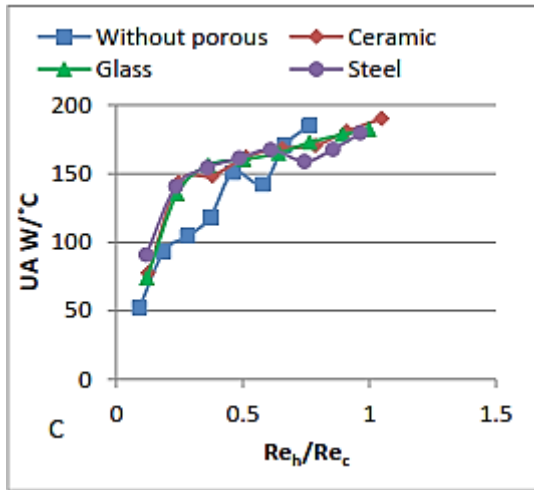
$$Re = \frac{\text{Inertia forces}}{\text{Viscous}} = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} \quad \text{----- (15)}$$

حيث :

$$u_m = \frac{V}{A} \quad \text{----- (16)}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{----- (17)}$$

وعند اضافة الاسواط المسامية الى المبادل الحراري نحسب عدد رينولدز من خلال [17] :

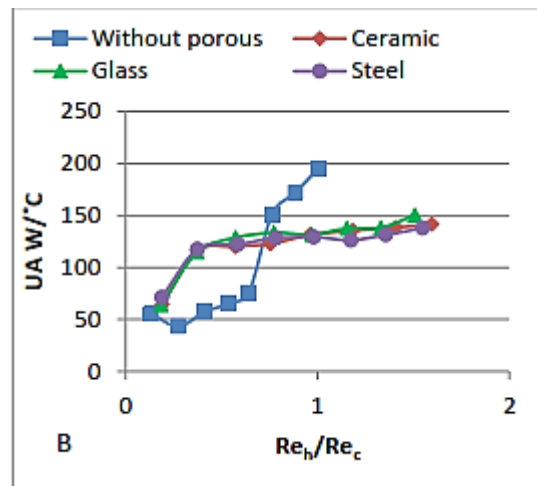
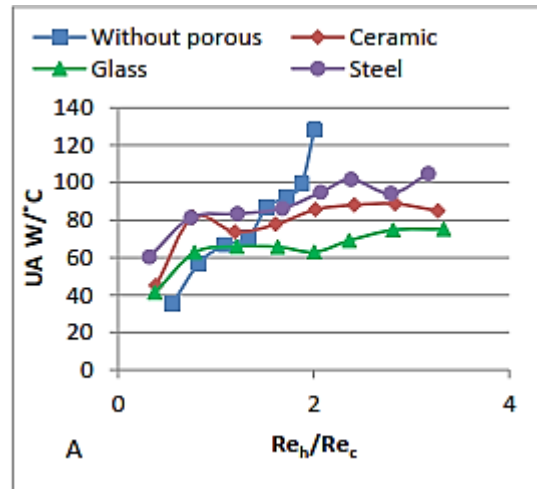


شكل 4 علاقة التوصيل الحراري بنسبة Re_h/Re_c للحالات بدون وسط مسامي وبوسط مسامي وعند اسلوب الجريان الموازي ولمعدلات تدفق الماء البارد:
A. 2 LPM, B. 4 LPM, C. 6 LPM, and D. 7.5 LPM

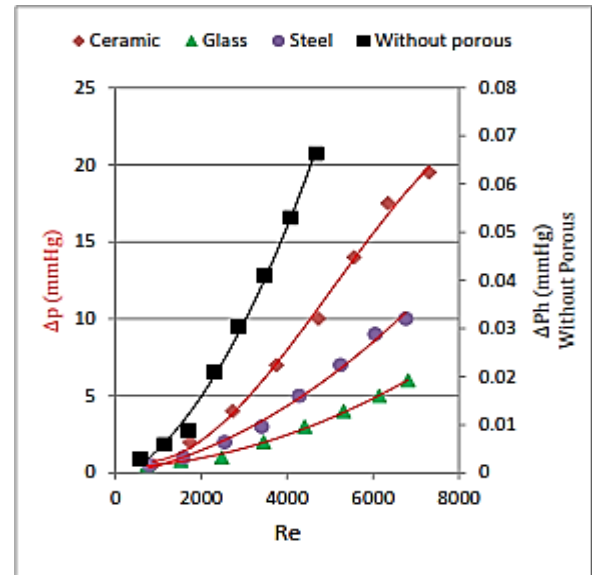
4.2 علاقة هبوط الضغط مع عدد رينولدز في حالة الجريان الموازي

شكل 5 يوضح هبوط الضغط من جهة الماء الحار في الاختبارات التي اجريت على المبادل الحراري باستخدام الوسط المسامي وبدونه وعند تدفق (7.5LPM) للماء البارد. اذ يلاحظ من الشكل المذكور بان قيمة هبوط الضغط لعدد رينولدز اقل من (1000) للماء الحار لجميع الحالات صغيرة جداً ومتقاربة ولكن مع زيادة تدريجية لعدد رينولدز تزداد قيمة هبوط الضغط وتفاوت كبير بين الوسط المسامي، حيث حصلت حالة الكرات السيراميكية على اعلى هبوط الضغط من بين الاوساط المسامية والذي يقدر بـ (19.5 mmHg)، بينما اعلى هبوط الضغط في الكرات الفولاذية لم يتجاوز عن (10mmHg) وفي الكرات الزجاجية كان بحدود (6mmHg). السبب في هذه التفاوتات الكبيرة لهبوط الضغط للاوساط المسامية يرجع الى عاملين وهما صغر قطر وخشونة السطح للكرات السيراميكية مقارنة بالنعين الاخرين مما ادى الى زيادة في عدد رينولدز لها على الرغم من ان الظروف التشغيلية كانت متشابهة الى حد كبير بين الاختبارات في جميع الحالات. اما في حالة بدون الوسط المسامي كان مقدار هبوط الضغط قليل جدا ولم تستشعر به المانوميتر وتم احتسابه من المعادلة (19) بسبب قصر طول المبادل الحراري والكثافة العالية للزئبق، حيث لم يتجاوز اعلى قيمة لهبوط الضغط عن (0.066mmHg).

قيمتها عن الحالات الاخرى بعد النسبة المذكورة و تصل الى (128 و 195) $W/°C$ للتدفق الماء البارد من (2 و 4) على التوالي، بينما اعلى قيمة للتوصيل الحراري للحالات الوسط المسامي لم تتجاوز عن (85 و 105) $W/°C$ للحالات (كرات زجاجية، كرات سيراميكية و كرات فولاذية) على التوالي لتدفق الماء البارد (2LPM)، في حين عند التدفق (4LPM) للماء البارد لوحظ بان هناك تطابق كبير في قيم التوصيل الحراري لهم عند طول نسب (Re_h/Re_c) وتراوحت من (138) $W/°C$ الى (150). اما عند التدفق (6LPM) للماء البارد لوحظ تناقص في قيم التوصيل الحراري لحالة بدون وسط مسامي عن الحالات الاخرى، بينما كانت هنالك تغير ملحوظ بالزيادة عند الحالات الوسط المسامي عن التدفقين السابقين للماء البارد بالاضافة الى تقارب كبير بينهما كما وضحت في التدفق (4LPM)، حيث تراوحت قيم التوصيل الحراري عند الاوساط المسامية من (179 الى 190) $W/°C$ كما موضح في الشكل (C-4). الشكل (D-4) يوضح تناقص كبير جداً في قيم التوصيل الحراري لحالة بدون وسط المسامي عند تدفق (7.5LPM) للماء البارد عن قيمتها في التدفقات التي ذكرت انفاً والتي لم تتجاوز قيمته عن (100) $W/°C$ ، بينما عند الاوساط المسامية فقد ظهرت بزيادة ملحوظة في قيم التوصيل الحراري وتجاوز عن (220) $W/°C$ للوسطين الكرات الفولاذية والسيراميكي واما التوصيل الحراري عند الوسط الكرات الزجاجية كان بحدود (198) $W/°C$. كما لوحظ ايضاً في الشكل (D-4) تطابق كبير بين الوسطين الفولاذي والسيراميكي على مدى لنسب (Re_h/Re_c) اكبر من (0.2) واصغر من (0.8)، في حين عند الوسط الزجاجي فان قيم التوصيل الحراري كانت اقل مما وصل اليه الوسط الفولاذي على طول نسب (Re_h/Re_c) للاختبار.



- Engineering, Management and Science, **3** (11), 1051-1064.
- [3] Sidhappa, K. A., Hande, S. S., Patil, S. B. & Maske, V. R. (2016). Heat Transfer Enhancement by Using Twisted Tape Inserts with Circular Holes in Forced Convection. *International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology*, **3** (3), 1-7.
- [4] Weis, M. M., Abbas, E. F., & Ridha, A. S. (2018). Experimental and Numerical Study of Heat Transfer Enhancement in a Shell and Tube Heat Exchanger Using Helical Coiled Wire Inserts. *Tikrit Journal of Engineering Sciences*, **25** (2), 74-79.
- [5] Kadhim, S. K. (2010). Heat Transfer from Longitudinally Finned Cylinder with Different Inclination Angles Inside Adiabatic Duct. *Engineering and Technology Journal*, **28** (2), 53-62.
- [6] Ridha, T. A. (2017). An Experimental Study for Performance Enhancement of Double Pipe Heat Exchanger. Master in Technical Thermal Engineering, Refrigeration and Air Condition Department, Northern Technical University; Kirkuk; Iraq.
- [7] Hussein, A. M. (2006). An Experimental and Numerical Study of Mixed Convection Through porous medium Between Inclined Two Plates. *Tikrit Journal of Engineering Science*, **13** (4), 78-98.
- [8] Tahseen, T. A. (2007). Experimental Study for Heat Transfer Enhancement by Laminar Forced Convection from Horizontal Tube Heated with Constant Heat Flux Using Two Types of Porous Media. Paper presented at the One scientific Conference Technical Authority Educating, Baghdad.
- [9] Hilal, K. H., & Lafta, N. S. (2017). Experimental Study for Heat Transfer Enhancement by Using Porous Media in Double Tube Heat Exchanger. *AL-TAQANI*, **30** (1), E44-E59.
- [10] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*: John Wiley & Sons.
- [11] Holman, J. P. (2010). *Heat Transfer* (Tenth ed.). McGraw-Hill: Series in Mechanical Engineering.
- [12] Al_Joboury, O. K. A., Ali, O. M., & Yaseen, K. F. (2009). Experimental And Theoretical Study Of Natural Convection Heat Transfer Between Two Concentric Cylinders Filled With Porous Medium.



شكل 5 علاقة هبوط الضغط مع عدد رينولدز لجهة الماء الحار عند الجريان الموازي عندما يكون معدل التدفق الحجمي للماء البارد (7.5LPM)

5. الاستنتاجات

اجريت اختبارات على المبادل الحراري باستخدام ثلاثة انواع من الوسط المسامي في نظام جريان موازي وباستخدام الماء كوسط ناقل للحرارة وعند مقارنة نتائج المختبرية من حيث التوصيل الحراري وهبوط الضغط للاوساط المسامية نسبة الى النتائج التي حصلت للمبادل عندما اختبر في الحالة الاعتيادية أي بدون الوسط المسامي استنتجت مايلي:

1. بشكل عام التوصيل الحراري يزداد مع زيادة نسبة عدد رينولدز الحار الى عدد رينولدز البارد لجميع الحالات. حيث ان تأثير زيادة تدفق الماء البارد على زيادة التوصيل الحراري كان واضحاً.
2. استخدام الحشوات المسامية في تسخين الماء البارد لمديات تدفق اقل من (7.5LPM) في هذه الاختيارات كانت غير مجدية لان التوصيل الحراري لها اقل من حالة دون الوسط المسامي، الا ان الاستفادة منها اتضحت من التدفق المذكور، لان التوصيل الحراري ازداد بنسبة 100% عن دون الوسط المسامي.
3. استخدام الوسط المسامي في المبادل ادى الى زيادة هبوط الضغط في جهة الماء الحار، لان الاوساط المسامية تشكل عامل احتكاك اضافي للجريان بالاضافة الى ما موجود اصلاً من الاحتكاك الناتج من لزوجة المائع وخشونة سطح الانبوب. حيث ان اعلى نسبة زيادة هبوط الضغط حصل عند الكرات السيراميكية مقارنة مع وسطين مسامين و دون استخدام الوسط المسامي كانت بحدود (19.5mmHg)، حيث ازدادت بنسبة زيادة (0.95، 2.25)% مقارنة مع الكرات الفولاذية و الكرات الزجاجية.

6. المصادر

- [1] Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchanger, Selection, Rating, and Thermal Design*. Third Edition: CRC Press.
- [2] Rashidian, S., & Tavakoli, M. R. (2017). Using Porous Media to Enhancement of Heat Transfer in Heat Exchangers. *International Journal of Advanced*

- [16] Tavman, I. (1996). Effective Thermal Conductivity of Granular Porous Materials. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **23** (2), 169-176.
- [17] Rasheed, S. A. H. (2006). Mixed Convection Heat Transfer in Saturated Porous Media Inside a Circular Tube. Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, Mechanical Engineering University of Technology.
- Al-Rafidain Engineering Journal ,**17** (6), 65-75.
- [13] Latif, M. J. (2006). *Heat convection*: Berlin: Springer-Verlag.
- [14] Cengel, Y. A. (1998). *Heat Transfer: A Practical Approach* (Second ed.). McGraw Hill.
- [15] Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, M. S. (2012). *Principles of Heat Transfer*: Cengage Learning.