

تحسين انتقال الحرارة باستخدام الانابيب المحلزنة

عجاج هلال زغير

المعهد التقني / الانبار

تاريخ القبول: 2012/4/3

تاريخ الاستلام: 2011/5/15

الخلاصة

يهدف البحث الحالي إلى دراسة تحسين انتقال الحرارة بالحمل ألقسري الطباقى داخل الأنابيب المحلزنة من الداخل (helical pipes) ومقارنة أداءها مع الأنابيب الاعتيادية (plain pipes). أنجزت الدراسة عدديا باستخدام برنامج (Fluent-CFD 6.3.26) لحل المعادلات الحاكمة ومن ثم حساب معامل انتقال الحرارة باستخدام آلية التحسين المستخدمة وكذلك حساب معامل الاحتكاك . تم في هذا البحث دراسة العوامل المؤثرة على تحسين انتقال الحرارة بالأنابيب المحلزنة والمتمثلة بنسبة المسافة الفاصلة SL (خطوة طول الانبوب) ، رقم رينولدز وكذلك الفيض الحراري المسلط على السطح الخارجي للأنبوب.

من نتائج الدراسة لاحظنا زيادة قيمة معامل انتقال الحرارة في حالة نقصان SL ، زيادة رقم رينولدز وزيادة كمية الفيض الحراري المسلط. تم تقييم أداء الأنابيب المحلزنة بالاعتماد على حساب نسبة التحسين Enhancement Ratio . تبين إن نسبة التحسين تزداد بزيادة قيمة رينولدز ونقصان نسبة المسافة الفاصلة SL وكانت أفضل نسبة تحسين (200%) عند حالة (SL=0.05) ورقم رينولدز يساوي 2000 و فيض حراري $3000W/m^2$. تم مقارنة النتائج مع البحوث السابقة وكانت النتائج متقاربة الى حد بعيد.

الكلمات الرئيسية: الحمل القسري، تحسين انتقال الحرارة ، الأنابيب المحلزنة، اشارة الجريان الطباقى، نسبة التحسين.

1. المقدمة

تعتبر أزمة الطاقة من أهم المشاكل التي يواجهها العالم، بسبب الزيادة الكبيرة والمستمرة في معدلات استهلاكها والنقص المتزايد في موارد الطاقة التقليدية وارتفاع أسعارها، لذا عمد الباحثون باتجاه زيادة كفاءة منظومات التبادل الحراري وتقليل حجمها من اجل تقليل معدلات استهلاكها للطاقة. الاعبارات الاقتصادية في الموارد والطاقة ولدت حافز لتوسيع الجهود في إنتاج مبادلات حرارية أكثر كفاءة (من ناحية استهلاكها للطاقة) وكذلك فانه في بعض التطبيقات المستخدمة في الفضاء والطيران فان حجم ووزن المبادل الحراري تعتبر من المتغيرات المهمة التي يجب أن يهتم بدراستها.

إن أكثر المتغيرات المؤثرة في تقليل حجم وكلفة المبادل الحراري هي معامل انتقال الحرارة وهبوط الضغط المتولد عبر المبادل وبالتالي قدرة الضخ المطلوبة. إن الطريقة الوحيدة لزيادة معامل انتقال الحرارة هي بتقليل المقاومة الحرارية للطبقة الثانوية ويتم ذلك بواسطة زيادة الاضطراب في التيار الرئيسي للمائع بحيث تدخل دوامات الاضطراب أكثر داخل الطبقة المتاخمة مؤدية إلى تقليل المقاومة الإجمالية الحرارية Overall Thermal Resistance . المشكلة في هذه العملية إن زيادة الاضطراب يؤدي إلى فقدان كبير في الطاقة والذي يعمل على زيادة هبوط الضغط الاحتكاكي في الأنبوب وهذا يؤدي إلى زيادة كلفة ضخ المائع (Pumping Power) لذلك فإن التصميم الأمثل يحتاج إلى عملية تقييم (Optimization) بين زيادة معامل انتقال الحرارة وكلفة الضخ. إن زيادة سرعة التبادل الحراري للمنظومات الحرارية وتقليل قدرة الضخ يمكن الإشارة له بطرق تحسين انتقال الحرارة (Enhancement of Heat Transfer) [1] .

في العموم فإن طرق تحسين انتقال الحرارة يمكن أن تقسم إلى مجموعتين أساسيتين : الأولى هي الطرق الذاتية (Passive Methods) والتي يتم التحفيز لانتقال الحرارة فيها بدون الحاجة إلى قدرة خارجية ومثال على ذلك السطوح الخشنة (Rough Surfaces)، السطوح الممتدة (Extended Surfaces) أو الأنابيب الملتوية (Coiled Tubes)، أو أدوات تدوير الجريان (Swirl Equipment) [2-5]. أما الطريقة الثانية فتسمى بالطريقة الفعالة (Active Methods) ويتم تحفيز انتقال الحرارة عن طريق قدرة خارجية وهذا يؤدي إلى استهلاك إضافي للطاقة لذا لا تستخدم إلا في التطبيقات التي لا يكون هناك أهمية لخسائر الطاقة.

قدم الباحث (Bergles , et. al.) [6] دراسة شاملة لأهم طرق تحسين انتقال الحرارة الذاتية والفعالة وتناولت طرق تحسين انتقال الحرارة في المبادلات الحرارية المستخدمة في محطات صناعة النفط والمراجل البخارية، وكانت هذه الدراسة من الدراسات المهمة في بداية الاهتمام بهذه التقنيات.

درج الباحثين (Kumar and Prasad) [7] والباحث (Webb) [8] المراحل التي حصلت في العقود الماضية لتطوير تقنيات تحسين انتقال الحرارة بصورة واسعة وتم تطبيقها في استخدامات المبادلات الحرارية في منظومات التتليج، المنظومات الصناعية، مسخنات الطاقة الشمسية ... الخ. هناك العديد من البحوث التي أنجزت لدراسة تأثير استخدام تقنيات تحسين انتقال الحرارة بالطرق الذاتية لبيان تأثير هذه التقنيات على توليد اضطرابات موضعية عن طريق حث جريان دوامي (Swirl Flow) وكنتيجة لذلك فإن سمك الطبقة المتاخمة يكون اقل مما يؤدي إلى تقليل الإعاقه الحرارية (المقاومة الحرارية) مما يؤدي إلى زيادة في معامل انتقال الحرارة. قدم الباحثون (Raineri et. al.) [9]مشاهدة عملية لانتقال الحرارة وهبوط الضغط في أنبوب محلزن من الداخل spirally tube لتحسين انتقال الحرارة ألقسري ووجد الباحثون ان مثل هذه الأنابيب تعجل بالانتقال من الجريان الطباقى إلى

الجريان الاضطرابي بأرقام رينولدز اقل من (2000) وما يرافق ذلك من زيادة في انتقال الحرارة. قدم الباحثون (Pimental et.al) [10] دراسة للمجري ذات الأسطح الخشنة ولاحظوا في دراستهم بان زيادة خشونة السطح الداخلي لهذه المجاري تؤدي إلى تحسين انتقال الحرارة .

درس الباحثون (Hibbs et. al.) [11] تأثير الجريان الثانوي الاضطرابي المحتث نتيجة خشونة السطح على الجريان المار بين ريش التوربين ولاحظ الباحثون انه تم تحقيق تحسين كبير لانتقال الحرارة .

أنجز الباحثان (Kim and Kim) [12] دراسة عددية لتقييم استخدام تقنية زيادة خشونة السطح الداخلي للقنوات وقد كانت آلية التقييم تعتمد على الزيادة الحاصلة في معامل انتقال الحرارة ومعامل هبوط الضغط.

أجريت العديد من البحوث في السنوات العشرة الأخيرة لتتناول هذه التقنيات والتركيز على تقييم أدائها بسبب زيادة كلفة الطاقة. قدم الباحث (Waleed) [13] مراجعة شاملة لهذه التقنيات والأفضلية لاستخدامها.

يهدف البحث الحالي إلى دراسة تأثير استخدام الأنبوب المحلزن المعرض إلى فيض حراري ثابت للسطح الخارجي للأنبوب على الحمل الحراري أقسري ومعامل الاحتكاك السطحي. سيتم تناول تأثير نسبة المسافة الفاصلة (SL)، ورقم رينولدز وتغيير قيم الفيض الحراري على المتغيرات أعلاه. كما سيتم مقارنة أداء الأنبوب في حالة استخدام تقنية ال تحسين هذه مع حالة الأنبوب الاعتيادي عن طريق حساب ما يسمى كفاءة التحسين.

2.المعادلات الحاكمة

تم دراسة تأثير استخدام الأنابيب المحلزنة (التي تحتوي على أخاديد Grooves) على عملية تحسين انتقال الحرارة. السطح الخارجي للأنبوب معرض إلى فيض حراري منتظم. صورة النموذج الحقيقي للأنبوب المحلزن مبينة في الشكل رقم (1) والشكل رقم (2). المعادلات الحاكمة والخاصة بحالة الحمل القسري داخل الأنبوب بدلالة الإحداثيات القطبية ثنائية الأبعاد لخصت بالمعادلات أدناه مع الأخذ بنظر الاعتبار الفرضيات أدناه لحل هذه المعادلات [14-16]:

- 1- الحالة مستقرة.
- 2- الجريان ثنائي البعد
- 3- المائع خاضع لقانون نيوتن للزوجية.
- 4- مائع لا انضغاطي
- 5- إهمال الخسائر الناتجة من اللزوجة ومصادر الطاقات الداخلية

6- تطبيق تقريب (Boussinesq) أي جميع خواص الهواء ثابتة ما عدا الكثافة

$$\rho \cong \rho_o * (1 + \beta * (T_o - T))$$

- معادلة الاستمرارية ثنائية الأبعاد :-

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

- معادلة الزخم باتجاه Radial-axis :-

$$\rho \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (V_r r) \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} \right) - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right] \quad (2)$$

- معادلة الزخم باتجاه Tangential-axis :-

$$\rho \left(V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_r V_\theta}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (V_\theta r) \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} \right) + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] \quad (3)$$

- معادلة الطاقة :-

$$\left(V_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \alpha \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r) \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right) \right] \quad (4)$$

بحل المعادلات أعلاه وإيجاد مركبات السرعة (V_r and V_θ) ودرجة الحرارة عند كامل نقاط الشبكة الحسابية يمكن استخدام هذه القيم لحساب معامل الاحتكاك ورقم نسلت من المعادلات أدناه :

$$Cf = 4f \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_r \cdot D_h}{\mu} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (7)$$

3. النمذجة العددية

استخدم البرنامج (FLUENT-CFD 6.3.26) لحل معادلات حفظ الكتلة وحفظ الزخم وحفظ الطاقة باستخدام طريقة الحجم المحددة (FVM) وذلك لبيان تأثير استخدام تقنية تحسين انتقال الحرارة على معامل انتقال الحرارة ومعامل الاحتكاك .الشكل الهندسي للأنبوب وتوليد الشبكة العقدية (Mesh generation) تم بناؤها باستخدام البرنامج الفرعي (Gambit 6-2.3.16) وكما مبين في الشكل (3) ولجميع نسب المسافة الفاصلة (SL=0.05, 0.1, and 0.15). تم حل معادلة الاستمرارية باستخدام الطريقة شبه الضمنية لتصحيح الضغط أو ما يسمى بالخوارزمية (Simple algorithm method) تتضمن طريقة الحجم المحددة تحويل المعادلات أعلاه إلى معادلات آنية يمكن بواسطتها إيجاد قيمة أي خاصية في مركز الحجم المسيطر بدلالة قيم الخاصية في النقاط المجاورة. جميع العمليات التكرارية للوصول إلى قيم السرعة ودرجات الحرارة في مجال الجريان تم حلها ضمناً وتطلب الوصول إلى عملية التقارب Convergence للحل العددي لأكثر من 1500 عملية تكرارية .

4. النتائج والمناقشة

في البحث الحالي تم دراسة تأثير عدة متغيرات على آلية تحسين انتقال الحرارة باستخدام الانابيب المحلزنة Helical pipes ، تمثلت المتغيرات بالاتي :

- تغيير رقم رينولدز بالمدى (100-2000)
- تغيير قيمة الفيض الحراري المسلط ($500-3000 \text{ W/m}^2$)
- تغيير نسبة المسافة الفاصلة (الخطوة \ طول الانبوب) أو SL وكمايلي :
(SL=0.05, 0.1, and 0.15)

توزيع درجات الحرارة ممثلاً بالخطوط الكنتورية مبين في الأشكال (4) و(5) عند فيض حراري 3000 W/m^2 ورقمي رينولد 500 و 2000 ولجميع نسب المسافة الفاصلة . في الأشكال (6) و(7) تم تقديم متجهات السرعة للحالات اعلاه ويمكن ملاحظة الدوامات المتولدة والتي تساعد على اختراق الطبقة المتاخمة وبالتالي تقليل المقاومة الحرارية وكنتيجة زيادة معدلات انتقال الحرارة .

من قيم السرعة ودرجات الحرارة يمكن حساب معامل انتقال الحرارة ممثلاً بعدد نسلت .الشكل (8) يوضح تغيير عدد نسلت مع تغيير رقم رينولدز ونسبة (مسافة فاصلة \ طول) SL مختلفة . إن عدد نسلت كمجموعة لابعدية تمثل معامل انتقال الحرارة يعتمد في البداية على ظروف الجريان والتي يمكن تمييزها من عدد رينولدز . في حالة كون الجريان داخل الانبوب طباقياً فإنه لا يحدث مزج بين جزيئات المائع الساخنة القريبة من الجدار وجزيئات المائع الباردة في منتصف الانبوب ويكون انتقال الحرارة بالتوصيل في هذه الحالة ويكون قليل نسبياً . ان حدوث عملية الامتزاج نتيجة استئارة حركة دوامية ولو كانت صغيرة فأنها تعمل على تكسير الطبقة المتاخمة التي تمثل الاعاقة لعملية التبادل

الحراري وبالتالي حصول عملية الامتزاج بين المائع الساخن والبارد وكنتيجة تحسين في عملية التبادل الحراري. **الشكل (8)** يوضح بان عدد نسلت يزداد مع زيادة رقم رينولد ولجميع قيم SL ويكون أعلى من تلك القيم للأنبوب بدون استخدام تقنية التحسين (plain Tube). إن الأخاديد (grooves) الموجودة داخل الانبوب تعمل كأنها زعانف داخل الانبوب وبالتالي فانها تعمل على احداث حركة دورانية مستمرة (Swirling motion) للمائع داخل الانبوب وبالتالي تزيد من عملية المزج Mixing للمائع الساخن عند الجدار مع المائع البارد وسط الانبوب وبالتالي تزيد من سرعة التبادل الحراري . ان معامل الاحتكاك Friction factor هو مقياس لخسائر الضغط داخل الانبوب والطاقة الحركية للمائع . يتمثل معامل الاحتكاك في **الشكل (9)** ونلاحظ انه بزيادة عدد رينولدز فان معامل الاحتكاك يتزايد وذلك بسبب زيادة الطاقة الحركية لجزيئات المائع بسبب الجريان الدوامي المتولد نتيجة وجود الاخاديد التي تعمل على احداث خلط لكتل المائع المتحركة وبالتالي الى زيادة زخم هذه الكتل . ونلاحظ أيضا من الشكل بانه كلما قلت نسبة المسافة الفاصلة لهذه الأخاديد SL فإن معامل الاحتكاك يكون أعلى .

من أجل التنبؤ بتأثير استخدام تقنية تحسين انتقال الحرارة في منظومات التبادل الحراري ، تم تقييم الأداء بالاعتماد على ما يسمى نسبة التحسين أو كفاءة التحسين والتي تمثل نسبة معامل انتقال الحرارة باستخدام تقنية التحسين الى معامل انتقال الحرارة بدون استخدام تقنية التحسين ويمكن تمثيلها بالمعادلة أدناه :

$$\text{Enhancement Ratio} = \frac{Nu_{\text{with enhancement}}}{Nu_{\text{without}}}$$

في **الشكل (10)** تم حساب نسبة التحسين للأنبوب المعزز باستخدام الأخاديد عند فيض حراري $Q=500\text{W/m}^2$ و $Q=3000\text{W/m}^2$ وعند نسبة مسافة فاصلة (SL) مختلفة وتبين زيادة نسبة تحسين انتقال الحرارة مع زيادة عدد رينولد، وتصل افض قيمة لنسبة التحسين الى (200%) عند نسبة مسافة فاصلة $SL=0.05$ وفيض حراري $Q=3000\text{W/m}^2$ وتزداد مع زيادة رقم رينولدز . تم مقارنة نتائج البحث الحالي لتقنية انتقال الحرارة المستخدمة مع ما توصل اليه الباحث (Ahmed A. Hussain) 2005 [17] ، وكانت النتائج متقاربة الى حد بعيد في مدى رقم رينولدز المستخدم في هذه الدراسة . كما موضحة في الشكل (11)

5. الاستنتاجات

من نتائج هذه الدراسة العددية يمكن تقديم الاستنتاجات التالية :

- 1- إن تقنية تحسن انتقال الحرارة الذاتية باستخدام الأنابيب ذات الأخاديد يمكن أن تحسن من معدلات انتقال الحرارة وتصل أفضل نسبة تحسن بزيادة في رقم نسلت تصل إلى (100%) بالمقارنة مع الأنبوب المستوي Plain tube بدون استخدام تقنية التحسين .
- 2- زيادة انتقال الحرارة وما يصاحبها من زيادة في معامل الاحتكاك يمكن تفسيرها بسبب تولد الجريان الدوامي Swirl flow بسبب الخشونة التي تحدثها الأخاديد في سطح الأنبوب الداخلي .
- 3- من تقييم أداء تقنية تحسن انتقال الحرارة تبين إن أفضل أداء يحصل عند أقل نسبة مسافة فاصلة (S/D=0.05) ويزداد بزيادة رقم رينولدز .

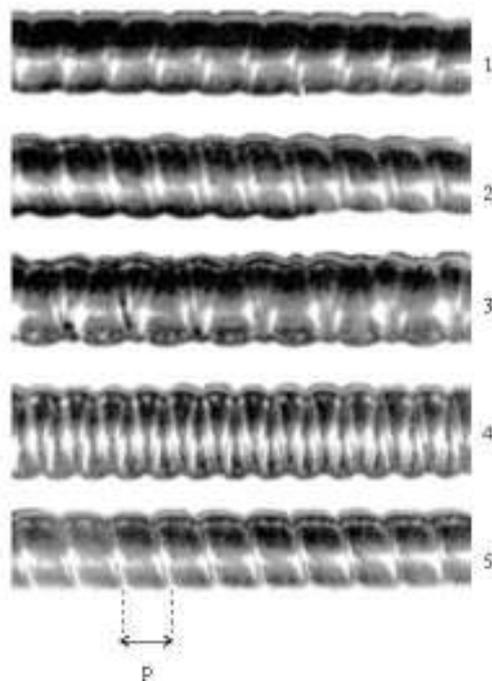
6. المصادر

- [1]. Saunders, S.A.E "Heat Exchangers" John Wiley & Sons, 2002.
- [2]. C. Yildiz, Y. Bicer, D. Pehlivan, Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers, Energy Conversion and Management Vol.39, pp.331–336, (1998).
- [3]. R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: Part II–Transition and turbulent flows, Transaction ASME, Journal Heat Transfer, Vol. 202, pp. 99–106, (1992).
- [4]. S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators, Solar Energy Journal , vol. 78 (4) ,483–494, (2005).
- [5]. V.K. Dhir, F. Chang, J. Yu, Enhancement of single phase forced convection heat transfer in tubes using staged tangential flow injection, Final Report; June 1987–December 1989, GRI–90/0134, (1990).
- [6]. Bergles A.E., Jensen M. K., and Manglik R. P., " Literature review of heat transfer enhancement technolgh for heat exchanger in gas fiered applications. Gas Research Institute Report, GR191-0146, 1991.
- [7]. Kumar, A., Prasad, B.N., "Investigation of twisted tape inserted solar water heaters-heat transfer, friction factor and thermal performance results". Renew. Energy Journal, Vol. 19, pp. 379–398, 2000.
- [8]. Webb, R.L., Principles of Enhanced Heat Transfer. John Wiley & Sons, New York, 1994.
- [9]. Raineri, Farina, pagliari "Experimental Investigation of Heat Transfer Augmentation and Pressure Drop for Laminar Flow in spirally Enhanced Tubes" Parma University, Italy 2003.
- [10]. Pimentel L. Cotta R. , and Kakac S., " fully developed turbulent flow in ducts with symmetric and asymmetric rough wall" Mechanical engineering department ,College of engineering ,university of Miami .Coral gables F133124 ,USA, (1999).
- [11]. Hibbs, R., Acharya S., Chen y., and Myrun T "Heat transfer in two pass internally ribbed turbine blade collant channel" J. of turbomachinery, Vol.120, July, (1998).
- [12]. Kim K. and Kim S. "Numerical optimization of Rib shape to enhance turbulent heat transfer ", proceeding of the 2nd international conference of computational heat and mass transfer, (2001).
- [13]. Waleed M. A., "Pressure drop and heat transfer enhancement of tabulator

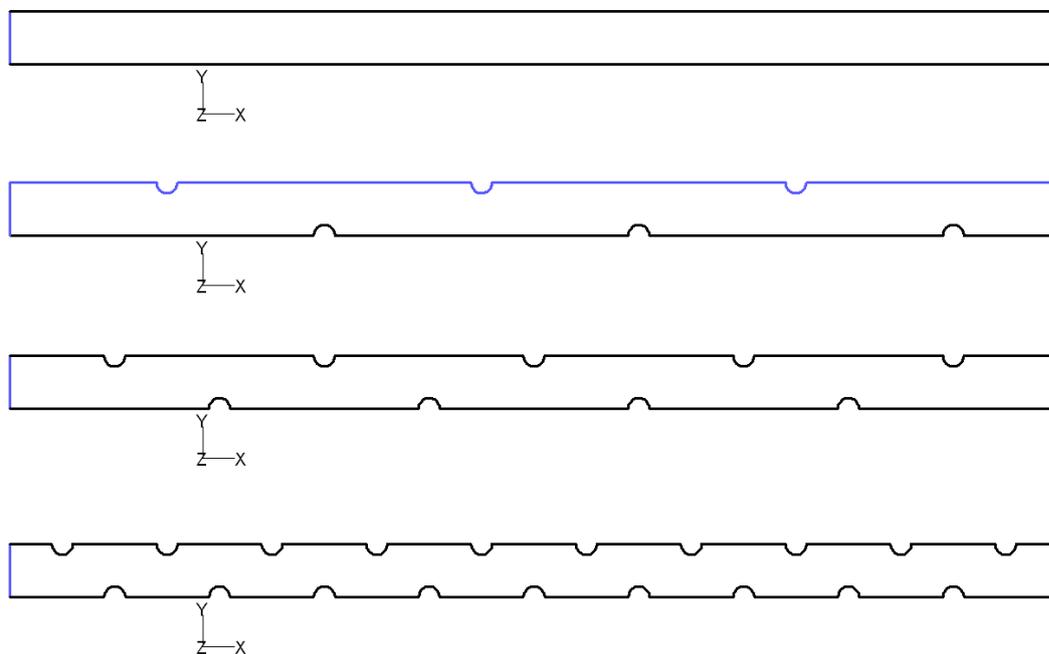
- inserted tubes: experimental work review". Journal of engineering. Al-Kufa University, Vol. pp., 2010
- [14]. Fluent 6.3.26, "FLUENT user's guide", Lebanon, Fluent Inc., USA, 2005.
- [15]. Pantankar SV., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow" Hemisphere McGraw-Hill, 1980.
- [16]. Launder B. E. and Spalding D.B., "The Numerical Computation of Turbulent Flows" Computer Methods in Applied Mechanics Engineering Vol. 3 PP. 269-289, 1974.
- [17]. Ahmed A.Hussain "Experimental Study on Heat Transfer Enhancement in Pipes Using Helical Wire Inserts", M.Sc. Thesis, University of Technology – Mechanical Engineering Dept.2005.

جدول الرموز

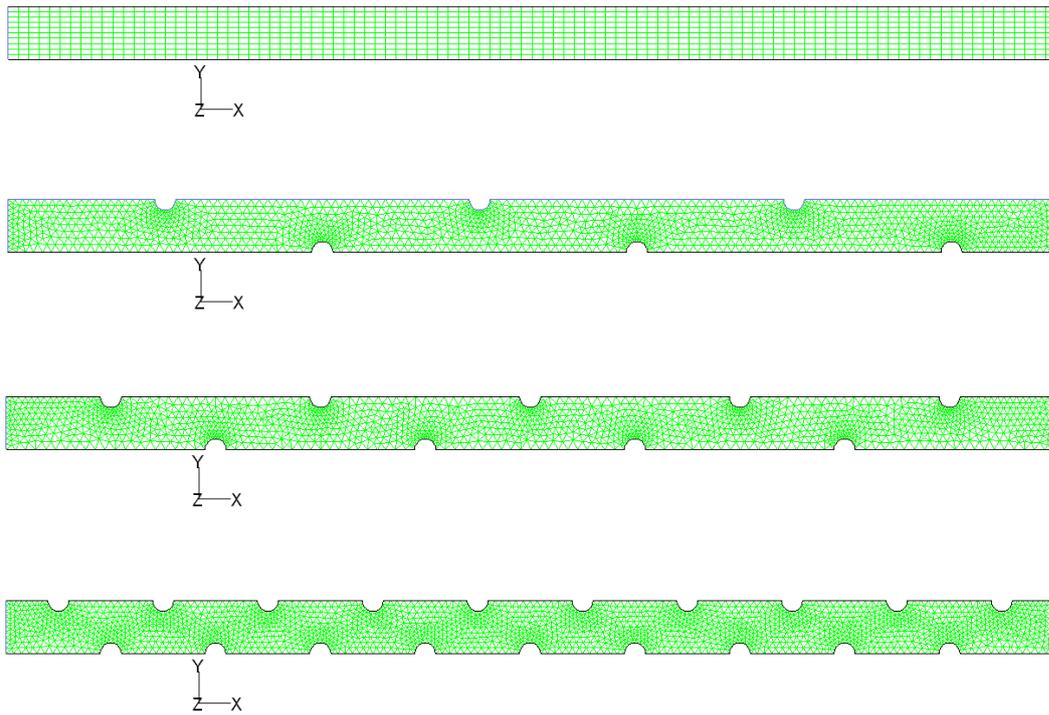
الوحدة	المعنى	الرمز
-	معامل الاحتكاك	C_f
m	القطر الهيدروليكي للمجرى	D_h
$W/m^2 \cdot ^\circ C$	معامل انتقال الحرارة بالحمل	h
$W/m \cdot ^\circ C$	الموصلية الحرارية	k
N/m^2	الضغط	P
-	رقم براندتل	Pr
W/m^2	الفيض الحراري	Q
$^\circ C$	درجة الحرارة	T
m/s	معدل السرعة بالاتجاه القطري	V_r
m/s	معدل السرعة بالاتجاه المماسي	V_θ
m	الاحداثي القطري	r
m	الاحداثي المماسي	θ
$1/^\circ C$	معامل التمدد الحجمي	$B=1/T_f$
kg/m^3	كثافة المائع	ρ
$kg/m.s$	اللزوجة الديناميكية للمائع	μ
-	رقم نسلت	$Nu = h \cdot D_h / k$
-	رقم رينولدز	$Re = \rho v D_h / \mu$
-	معامل الاحتكاك	$C_f = 4f$



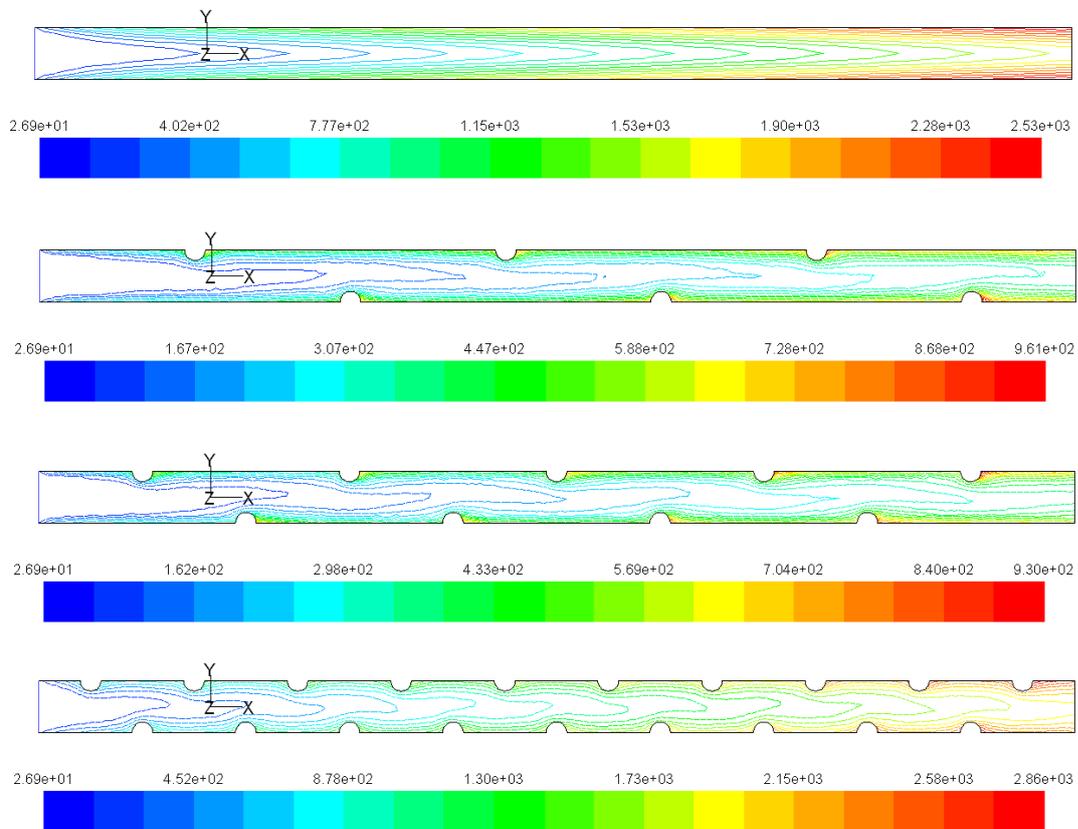
شكل (1): نماذج من الانابيب المحلزنة (Helical Pipes).



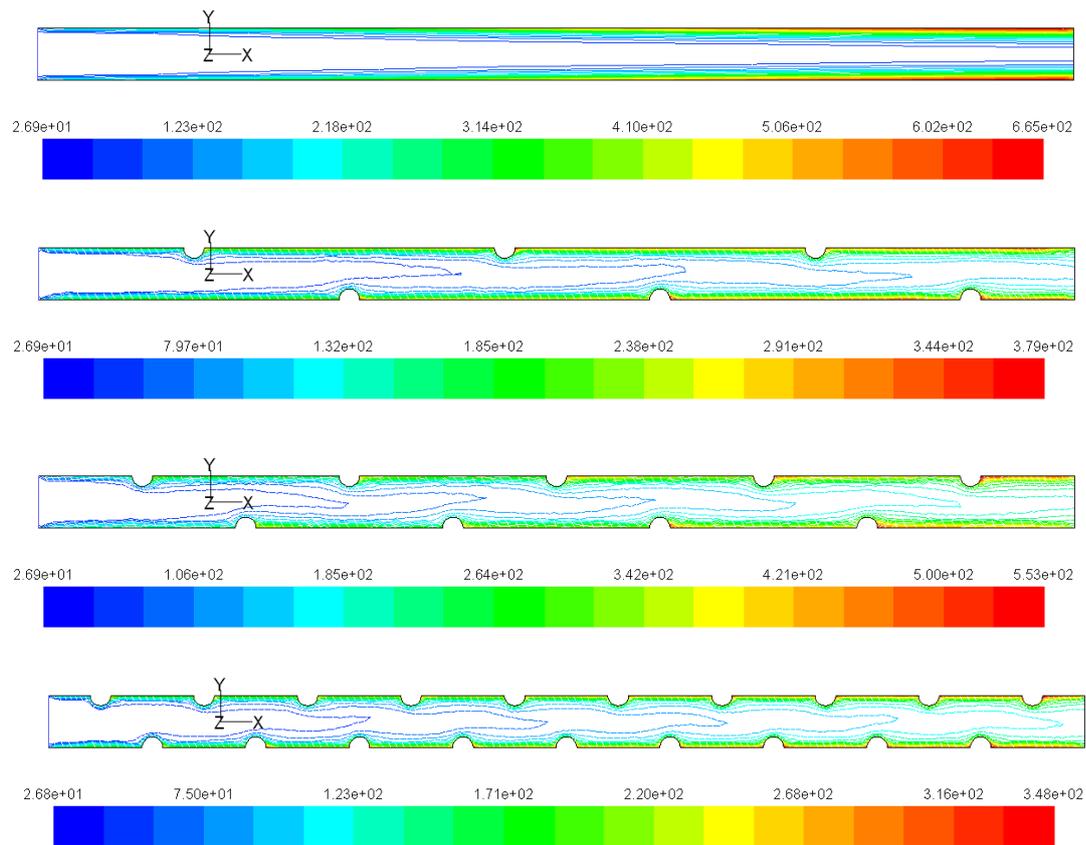
شكل (2): النموذج الفيزيائي للانبوب المحلزن بنسب مسافة فاصلة مختلفة



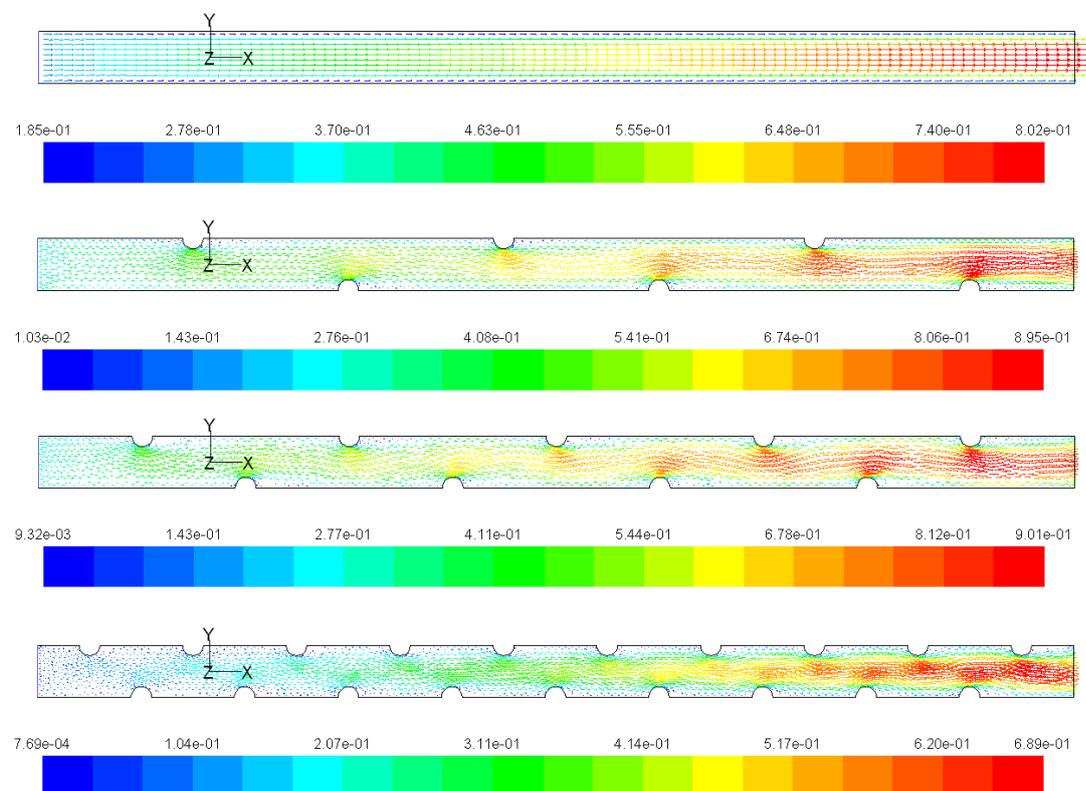
شكل (3): النموذج التوليد الشبكي للانبوب المحلزن بنسب مسافة فاصلة مختلفة.



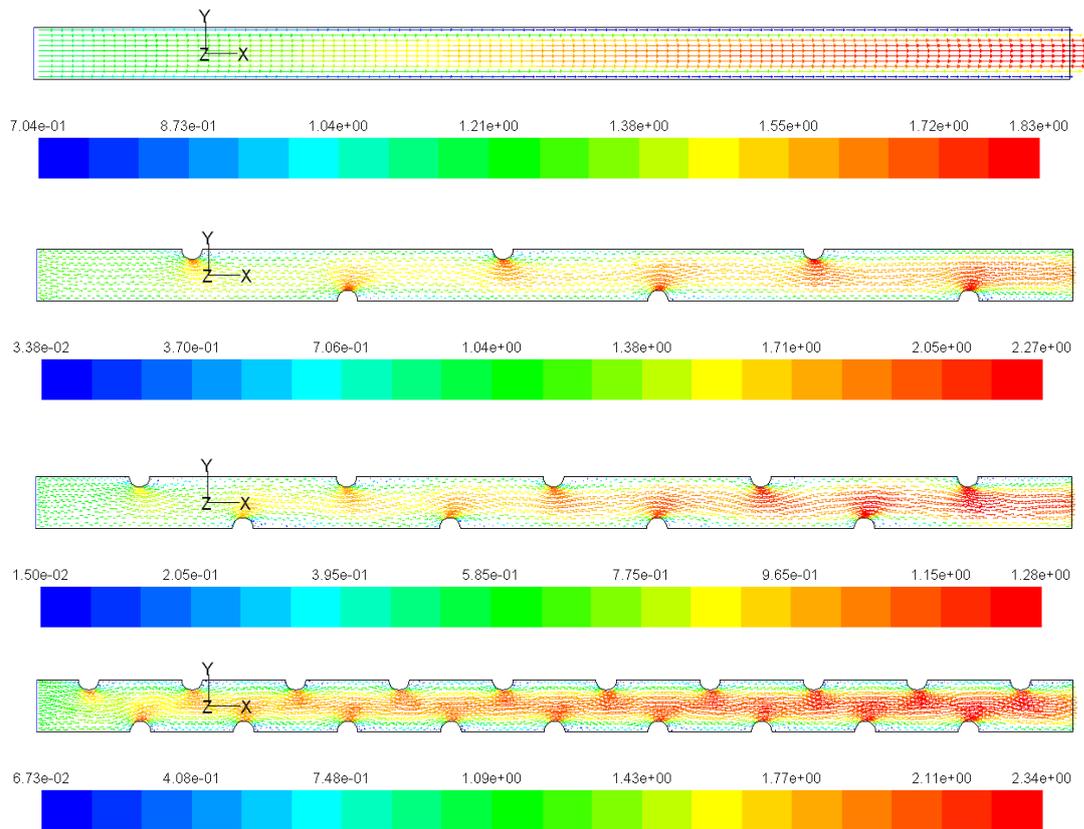
شكل (4): توزيع درجات الحرارة عند $(Re=500)$ و $(Q=3000)$.



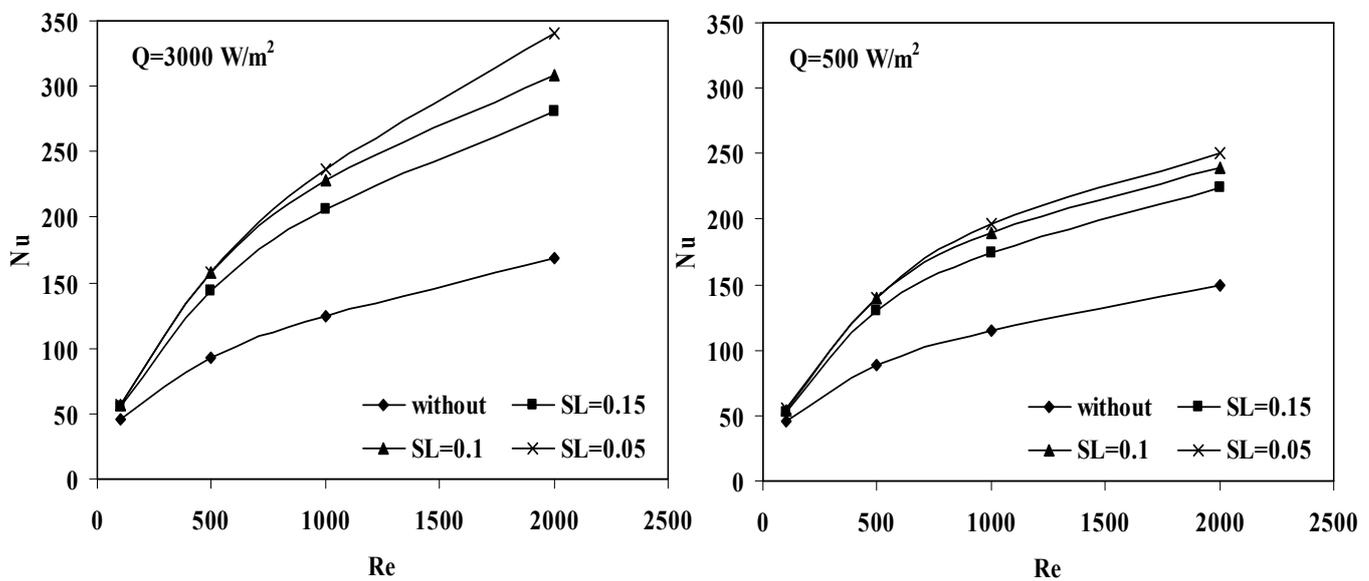
شكل (5): توزيع درجات الحرارة عند $(Re=2000)$ و $(Q=3000)$.



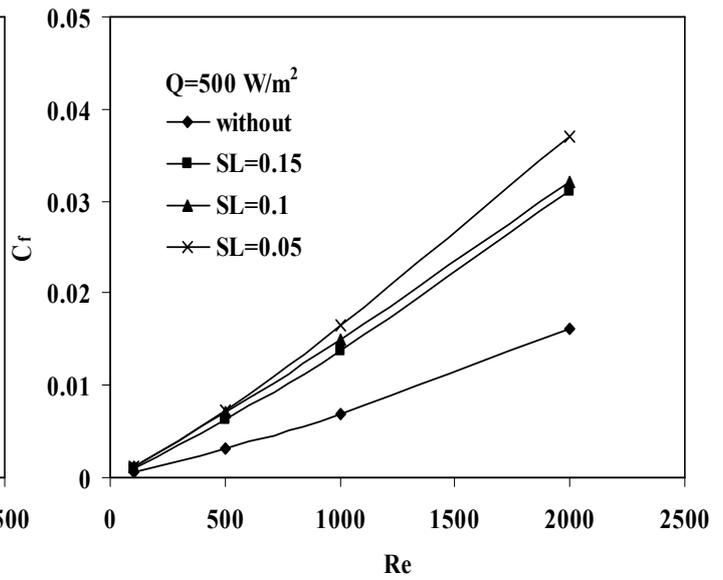
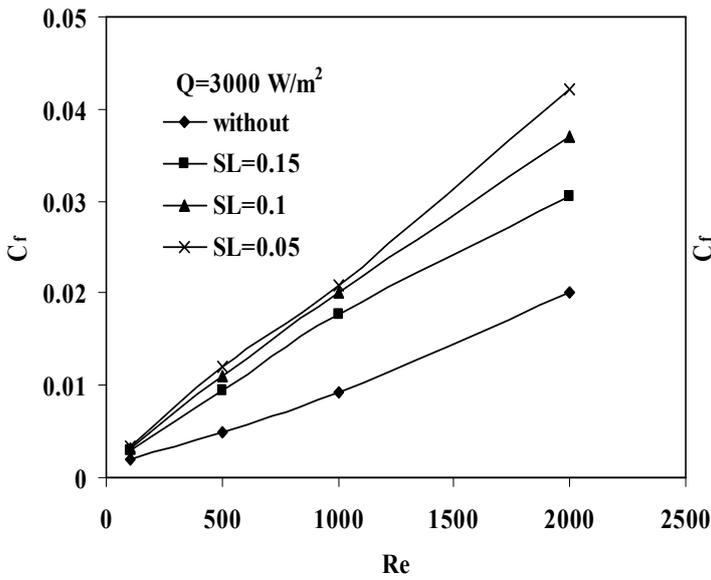
شكل (6): توزيع السرعة عند $(Re=500)$ و $(Q=3000)$.



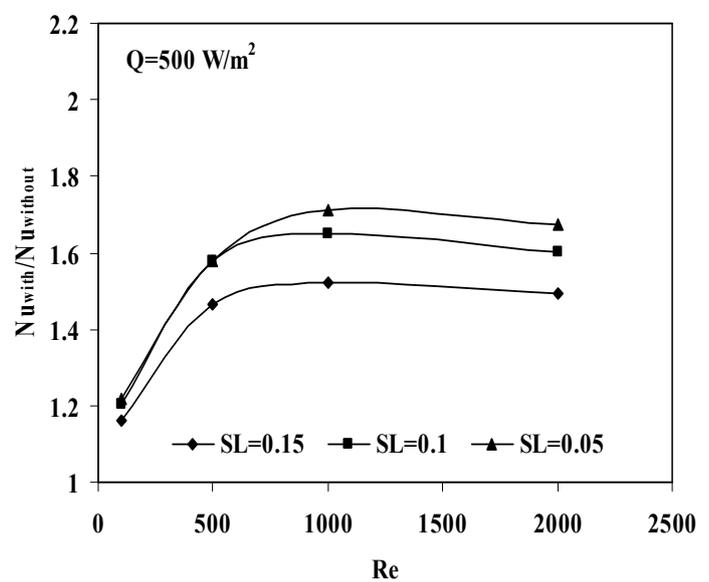
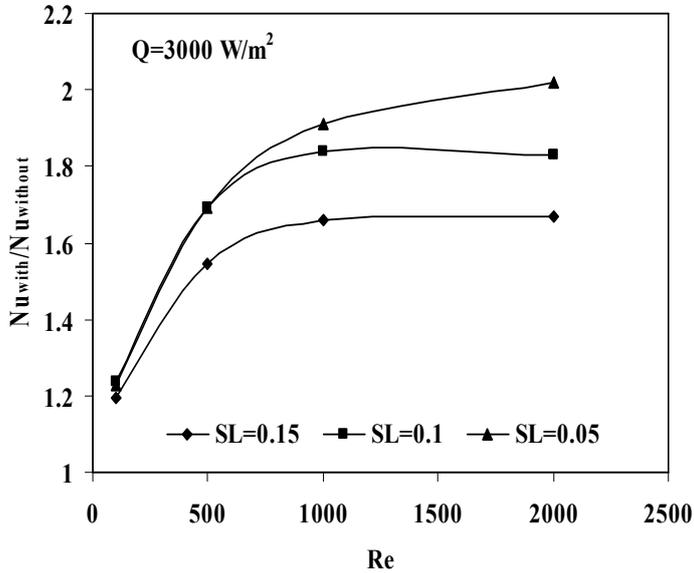
شكل (7): توزيع السرعة عند $(Re=2000)$ و $(Q=3000)$.



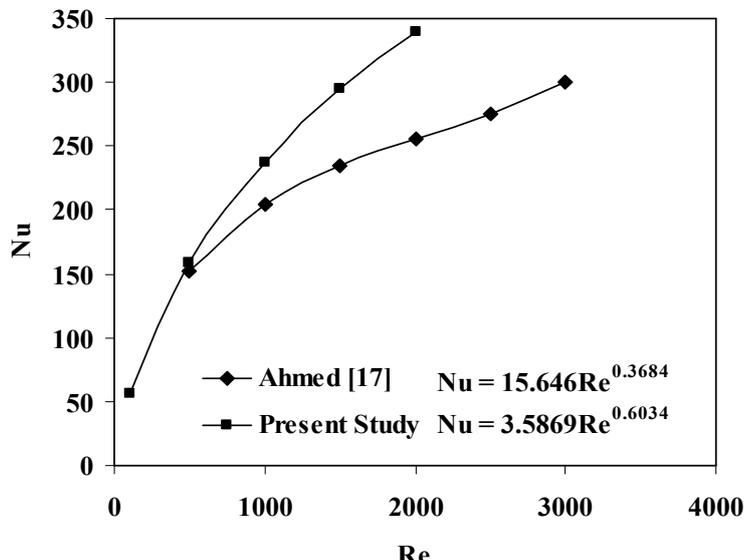
شكل (8): علاقة بين عدد نسلت مع رقم رينولدز.



شكل (9): علاقة بين رقم رينولدز مع معامل الاحتكاك .



شكل (10): نسبة تحسين انتقال الحرارة مع رقم رينولدز .



شكل (11): مقارنة البحث الحالي مع البحث السابق [17].

Heat Transfer Enhancement Using Helical Pipes

Ajaj Helal Zgayer
Technical Institute
Anbar

ABSTRACT

The enhancement of laminar forced convection inside helical pipes is studied numerically and compared with plain pipes. The study is achieved numerically using the (Fluent-CFD 6.3.26) software program for solving the governing equations. The heat transfer coefficient and friction coefficient are calculated using the enhancement technique and compared with the plain tube. In this research the factors that affect the enhancement technique using helical pipes are studied, these factors are the ratio of (pitch /pipe length) (SL), Reynolds number and the heat flux applied to the external surface of the pipe.

The results showed that there is an increasing in the heat transfer coefficient is related to the decreasing of (SL), increasing of Reynolds number and heat flux. The performance of the helical pipes is evaluated depending on the calculation of (Enhancement ratio), and it's found that the enhancement ratio increases as Reynolds number increases and (SL) decreases. It is found that the best enhancement ratio was (200%) at (SR=0.05), (Re=2000),(Heat flux=3000W/m²).The results are compared with the literature and there is a good agreement.