

유기랭킨사이클(ORC)을 위한 주전열면 열교환기의 채널주름비에 따른 유동 및 열전달특성

Experimental Investigation on the Performance of a Scroll Expander for an Organic Rankine Cycle

성민제(Min-Je Sung)¹, 안 준(Joon Ahn)^{2*}

¹국민대학교 대학원 기계공학과, ²국민대학교 기계시스템공학부

¹Department of Mechanical Engineering, Graduated School, Kookmin University, Seoul 136-702, Republic of Korea

²Department of Mechanical Systems Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Republic of Korea

(Received December 31, 2013; revision received February 14, 2014; Accepted: February 21, 2014)

Abstract A series of numerical simulation has been carried out to study thermo-hydraulic characteristics of a primary surface type heat exchanger, which is designed for the evaporator and condenser of a geothermal ORC. Working fluid is geothermal water at hot side and R-245fa, which is a refrigerant designed for ORC, at cold side. Amplitude ratio of the channel and Reynolds number are considered as design parameters. Nusselt number is presented for the Reynolds number ranging from 50 to 150 and compared to analytic solutions. The result shows that higher amplitude ratio channel gives better heat transfer performance within the range of investigation.

Key words ORC(유기랭킨사이클), Primary surface heat exchanger(주전열면 열교환기), Amplitude ratio(채널주름비), Friction factor(마찰계수), Nu(누셀트수)

* Corresponding author, E-mail: jahn@kookmin.ac.kr

기호설명

A : 채널진폭 [m]
 C_p : 비열 [J/kg-K]
 D_h : 수력직경 [m]
 f : 마찰계수
 H : 채널높이 [m]
 h : 대류열전달계수 [W/m^2-K]
 k : 열전도율 [$W/m-k$]
 L : 채널길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 ΔP : 압력강하 [Pa]
 q : 열전달률 [W]
 R^2 : 결정계수
 Re : Reynolds 수
 s : 채널너비 [m]
 T : 온도 [K]
 ΔT_{lm} : 대수평균온도차 [K]

μ : 점도
 ρ : 밀도

하첨자

b : 유동평균
 i : 입구
 o : 출구
 w : 벽면

1. 서론

한국전력의 보고서에 따르면 2012년 6월까지 우리나라 전력수급의 약 70%를 화력발전이 담당하고 있다. 그러나 전체 화력발전량 중 국내에서 생산되는 국내탄을 사용한 발전비율은 1%에 불과하며 나머지 99%에 해당하는 연료를 수입에 의존하고 있는 실정이다. 또한 화석연료의 고갈로 인한 유가상승은 우리나라에 재정적인 부담을 가중시키고 있다.⁽¹⁾

한정된 자원을 대체하고, 화석연료 사용으로 인한 지구온난화를 해결하기 위해 세계 각국은 신재생에너

그리스 문자

γ : 채널주름비

지의 개발 및 보급에 노력을 기울이고 있다. 신재생에너지 가운데 지열은 바이오매스, 대수력과 함께 가장 많은 에너지를 공급하고 있는 에너지원임에도 불구하고 우리나라에서는 화산활동과 관련된 고온성 지열에너지가 존재하지 않아 중요성이 상대적으로 저평가되어 왔다. 그러나 지열은 기상조건에 좌우되는 태양광이나 풍력과 달리 기존의 화력, 원자력발전과 함께 기저부하를 담당할 수 있는 장점이 있어 미국의 경우 2050년이 되면 지열이 기저부하의 10%를 담당할 것으로 전망하고 있다.⁽²⁾

우리나라에서 지열은 열펌프를 이용한 냉난방목적에만 활용되고 있으나 경북 포항이나 인천 석모도 지역에서 지온 증가율 40℃/km에 이르는 경제성을 갖춘 지열원이 나타나 있어 향후 지열발전을 기대할 수 있을 것으로 보고되고 있다. 지열발전을 위해서는 180℃ 이상의 고온이 필요한데 시추 비용 및 기술, 지열수 확보 등의 문제로 우리나라에서는 어려운 것으로 보고되고 있다. 180℃가 되지 않는 저온 열원의 경우 작동유체로 물 대신 냉매를 활용하는 유기랭킨사이클(ORC : Organic Rankine Cycle)을 적용할 수 있는데 2007년 미국 알래스카에서 74℃의 지열원으로 작동하는 ORC 기반 저온 지열 발전에 성공함으로써 국내 적용에 대한 기대감이 높아지고 있다.⁽³⁾

유기랭킨사이클은 Fig. 1과 같이 펌프, 증발기, 팽창기, 응축기로 구성된다. 시스템에 따라서는 팽창 후에 남은 열을 재활용하기 위해서 재생기를 사용하기도 하지만⁽⁴⁾ 100℃ 이내의 저온을 활용하는 시스템에서는 사용하지 않는 것이 일반적이다.⁽⁵⁾ 저온의 열원을 활용할 경우 작동유체와 열원의 온도차가 감소하여 Fig. 1에 증발기, 응축기로 제시한 열교환기의 체적이 과도하게 커지게 된다. 앞서 언급했던 알래스카에 설치된 시스템의 경우 200 kW급의 체적이 6 m×2.5 m×3.5 m에 이르고 중량도 15톤이나 나간다. 이와 같은 문제를 해결하기 위해 증발기 및 응축기에 마이크로 가스터빈에 적용되는 주전열면 형태의 열교환기⁽⁶⁾를 적용하는 방안이 제안되었다.

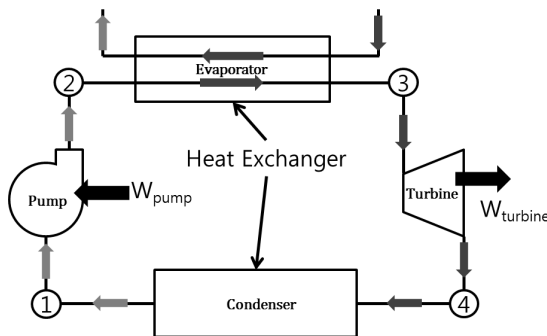


Fig. 1 Geothermal ORC system.

주전열면 열교환기는 주름진 채널로 구성되며(Fig. 2(a) 주름비,⁽⁷⁾ 꺾임각,⁽⁸⁾ 중횡비⁽⁹⁾)에 대한 연구 결과가 발표된 바 있다. 발표된 기존 연구들은 마이크로 가스터빈의 리큐퍼레이터를 대상으로 하고 있어 작동유체를 공기로 가정하였고 본 연구에서 관심이 있는 영역보다 높은 300에서 3,000범위의 Reynolds 수에서 해석 또는 실험이 수행되어 기존 연구 결과를 Prandtl 수 및 Reynolds 수의 범위가 다른 지열 ORC를 위한 증발기 또는 응축기의 설계에 직접 활용하기에는 무리가 있다. 또한 기존 연구에서는 벽면의 온도 경계조건으로 등온조건(또는 일정농도조건)을 부과하고 한 쪽 채널만을 대상으로 연구를 수행하였는데 층류 유동의 경우 경계조건에 따라 열전달 특성이 달라진다. 따라서 정확한 설계를 위해서는 지열수 측 및 냉매 측을 모두 포함하고 열교환의 전도를 고려한 복합열전달 해석 또는 실험이 필요하다.

이에 본 연구에서는 주전열면 열교환기에 대하여 ORC에 적용할 경우에 해당하는 Prandtl 수와 Reynolds 수에 대하여 복합열전달 해석을 수행하였다. 증발기와 응축기에서는 냉매 측에서 상변화가 발생하지만 본 연구에서는 단상유동에 대한 해석만을 수행하였다. 주전열면 열교환기의 열전달 특성에는 주름비, 꺾임각, 중횡비 등이 영향을 주는데 본 연구에서는 채널의 주름비가 열전달 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 수치해석 기법

본 연구에서 수치해석을 수행한 주전열면 열교환기는 Fig. 2(a)에 제시한 형태를 갖는데, 시작품의 Fig. 2(b)와 같이 채널의 주기는 9.53 mm이며 진폭은 0.65 mm를 기준으로 해석을 수행하였다. 열교환기의 특성 상 폭 방향으로 같은 형상이 반복되므로 본 연구에서는 1개의 유로만을 계산영역으로 설정하였고 유동방향으로는 입구영역을 고려하여 143 mm의 유로에 대하여 계산을 수행하였다.

주전열면 열교환기는 0.1 mm 수준의 두께를 갖는 박판으로 제작되므로 전도를 포함한 복합열전달 해석을 위해서는 많은 수의 격자가 요구된다. 본 연구에서는 최대 200만 개 이상의 육면체격자를 사용하여 격자계를 구성하였다(Fig. 3).

앞서 기술한 바와 같이 계산 영역은 반복되는 열교환기 내부의 1개의 유로로 설정하였고, 주기적으로 반복되는 유로의 측면에 주기조건을 부과하였다. 또한 전열면이 상하 대칭적으로 쌓이는 구조이므로 상하면은 대칭조건을 주어 경제적인 계산이 되도록 하였다. 유로의 입구와 출구에는 각각 속도 입구조건과 압력 출구조건을 부과하였다.

본 연구에서는 수치해석을 위하여 상용 열전달 및 유

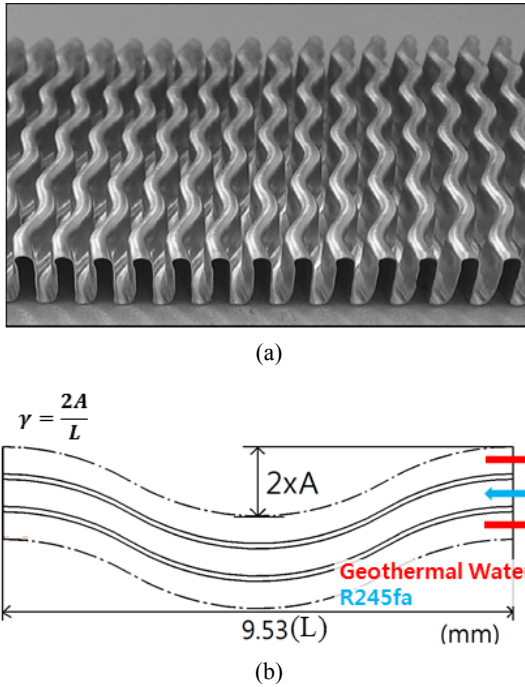


Fig. 2 Primary surface heat exchanger; (a) Photograph; (b) Cross-section in flow direction.

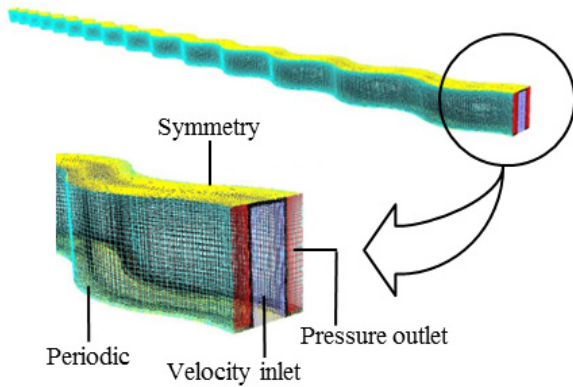


Fig. 3 Computational domain and boundary conditions.

체해석 프로그램인 ANSYS14 FLUENT를 사용하였다. 적용된 지배방정식은 연속방정식, 3차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식 및 에너지방정식을 사용하였으며, 연속방정식과 운동량방정식은 SIMPLE 해법으로 연결하였다. Reynolds 수가 작은 층류유동으로 별도의 난류모델은 사용하지 않았고, 복사열전달 또한 고려하지 않았다.

본 연구에서는 해석한 열교환기 채널의 종횡비는 5.686으로 일정하고, Reynolds 수와 함께 변수로 파악한 채널 주름비는 Fig. 2(b)에 정의하였다. 주름비가 열전달 특성

Table 1 Geometric parameters

Amplitude	Amplitude Ratio(2A/L)
0	0
1.3	0.136411
1.95	0.204617
2.6	0.272823

에 미치는 영향을 파악하기 위하여 총 4개의 주름비를 갖는 형상에 대해 수치해석을 수행하였다. 해석을 수행한 채널의 주름비는 Table 1에 정리하였다. Reynolds 수의 경우 지열수 측을 100으로 고정된 상태에서 냉매측의 Reynolds 수를 50에서 150까지 50간격으로 해석을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

주름비 및 Reynolds 수에 따른 열교환기의 성능특성을 비교하기 위하여 Nusselt 수와 마찰계수를 사용하였으며 다음과 같이 정의된다.

$$f = \Delta P \times \frac{D_h}{L} \times \frac{2}{\rho \cdot V^2} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2)$$

$$q = \dot{m} C_p \Delta T = h A \Delta T_{lm} \quad (3)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w,o} - T_{b,o}) - (T_{w,i} - T_{b,i})}{\ln((T_{w,o} - T_{b,o}) / (T_{w,i} - T_{b,i}))} \quad (4)$$

본 연구에서 해석을 수행한 열교환기의 경우 Reynolds 수가 작아 입구거리가 전체 유로에 비해 매우 작으므로 대부분의 유로에서 완전발달 유동이 형성되었다고 할 수 있다. 해석된 전열면의 가운데 부분인 지열수측 입구에서부터 66.71 mm에서 76.24 mm까지 한 주기의 결과를 분석하였다. 분석을 수행한 영역의 유동장과 온도장을 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 제시하였다.

유적선의 경우 Reynolds 수가 가장 높고 주름비가 커서 유동박리가 발생할 가능성이 가장 높은 Fig. 4(c)의 경우에도 유동박리가 관찰되지 않았다. Fig. 5의 우측에 제시한 유동방향에 수직한 단면에서 온도분포를 보면 Poiseuille 유동⁽¹⁰⁾에 가까운 유동 및 온도분포를 보이고 있다.

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)를 비교하면 Reynolds 수의 변화가 온도장에 미치는 영향을 알 수 있다. Reynolds 수가 증가하면서 냉매의 유속 또한 증가하게 되는데 이로 인해 추출된 범위의 평균적 온도가 Reynolds 수가 높을수록 낮게 나온다.

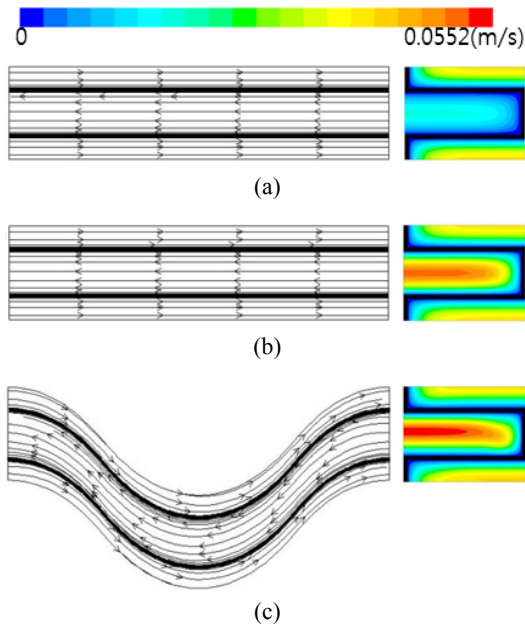


Fig. 4 Flow fields from CFD pathline(left) and stream-wise velocity(right); (a) $\gamma = 0$, $Re = 50$; (b) $\gamma = 0$, $Re = 150$; (c) $\gamma = 0.273$, $Re = 150$.

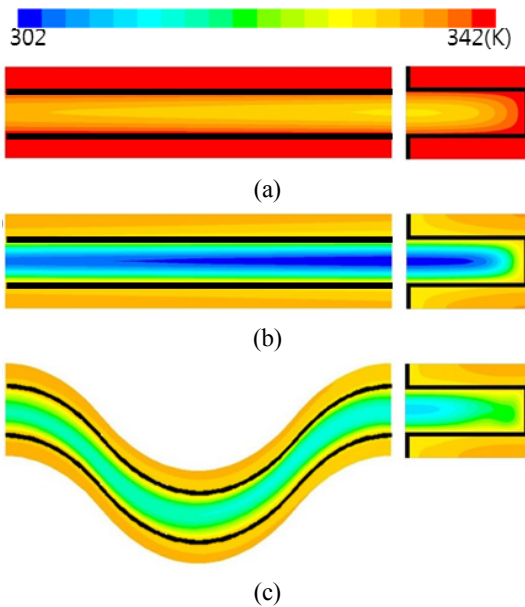


Fig. 5 In streamwise cross-section(left) and in stream-wise normal plane(right); (a) $\gamma = 0$, $Re = 50$; (b) $\gamma = 0$, $Re = 150$; (c) $\gamma = 0.273$, $Re = 150$.

Fig. 5(b)와 Fig. 5(c)를 비교하면 채널주름비의 변화가 온도장에 미치는 영향을 알 수 있다. 채널주름비는 열교환면적에 영향을 미치는데 열교환면적의 증가로 인해 냉매측의 온도가 상승하는 결과를 얻었다.

마찰계수를 Reynolds 수 및 종횡비의 함수로 표현한 관계식을 구하기 위하여 분석을 수행하였고 분석에 사용한 자료를 Fig. 6에 제시하였다. 결과를 바탕으로 데이터분석 프로그램인 Origin 8.6을 이용한 비선형 회귀 분석을 이용하여 마찰계수를 Reynolds 수와 종횡비의 함수로 표현한 다음과 같은 변수의 인과관계를 의미하는 결정계수를 기준으로 설계식을 정리하였다. 유도된 설계식의 적합성을 나타내는 결정계수인 R^2 값은 0.99로서 신뢰할만한 설계식이 유도되었다.

$$f^*Re = 68.1 + 0.096Re - 65.7\gamma + 7.02 \times 10^{-5}Re^2 + 1610\gamma^2 \quad (5)$$

$(50 \leq Re \leq 150, 0.0 \leq \gamma \leq 0.273)$

주름비에 따른 열전달 특성을 비교하기 위하여 Nusselt 수를 이용하였다. 완전발달층류유동에서의 일정한 채널종횡비를 가지는 직선형 사각덕트에서 채널 벽면에 일정열유속이나 일정온도를 주었을 때 Nusselt 수는 Reynolds 수에 관계없이 일정한 값을 갖는다. 그러나 두 개의 유체가 직접 열교환을 하는 경우 Fig. 7에서 보는 바와 같이 Reynolds 수가 커질수록 Nusselt 수 또한 증

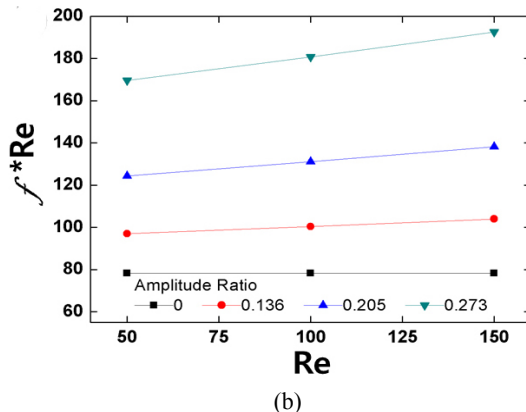
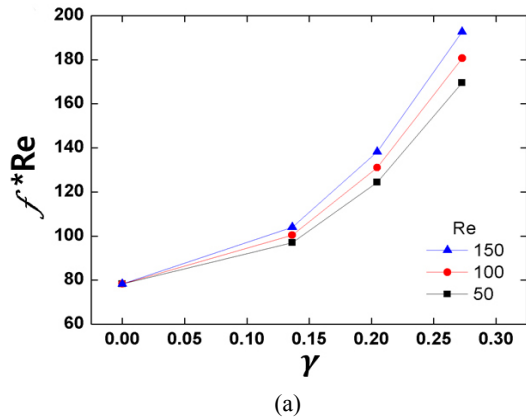


Fig. 6 Friction factor; (a) for $0 < \gamma < 0.273$; (b) for $50 < Re < 150$.

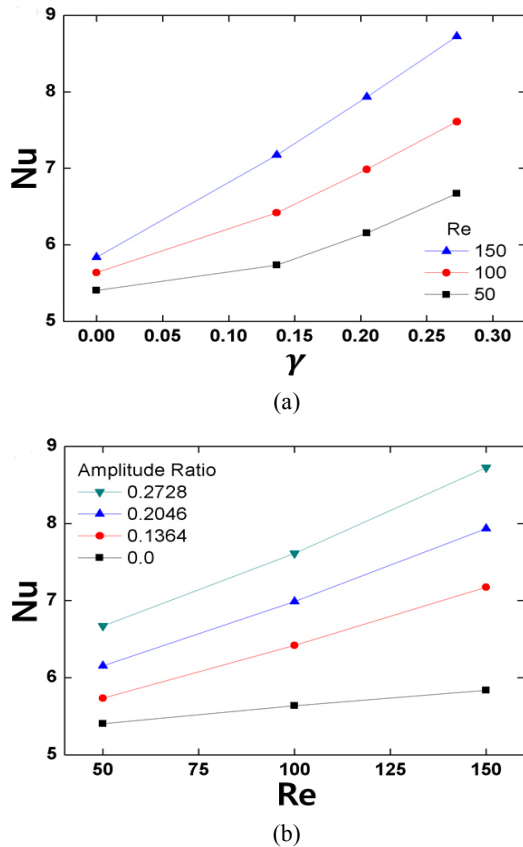


Fig. 7 Nusselt number; (a) for $0 < \gamma < 0.273$; (b) for $50 < Re < 150$.

가하는 결과를 얻었다. 해석결과를 바탕으로 열전달 특성을 Reynolds 수와 중횡비에 대하여 다음과 같은 설계식을 도출하였으며 R^2 값은 0.99이다.

$$Nu = 5.15 + 0.0014Re^{1.26} + 3.58\gamma^{1.25} + 0.02Re^{1.26}\gamma^{1.25} \quad (50 \leq Re \leq 150, 0.0 \leq \gamma \leq 0.273) \quad (6)$$

4. 결론

본 연구에서는 지열 ORC에 적용하기 위한 주전열면 열교환기에 대하여 복합열전달 해석을 통해 채널주름비의 영향을 관찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마찰계수의 경우 채널주름비가 0인 직선의 관에서는 마찰계수와 Reynolds 수의 곱이 이론값과 동일하게 일정한 값이 나왔다. 직관이 아닌 파형채널에서는 채널 주름비가 상승할수록 Reynolds 수에 따라 값이 변하는 경향을 보였다.

(2) 층류 유동에서 Reynolds 수가 일정할 경우 직관

의 경우 경계 조건에 따라 일정한 값을 가지나 열전달의 경우에는 채널주름비와 Reynolds 수가 상승할수록 Nusselt 수가 상승하는 경향을 보였다.

(3) Nusselt 수와 마찰계수를 Reynolds 수 및 주름비에 따라 설계식으로 정리하였다. 유도된 설계식의 R^2 값은 0.99로써 신뢰할만한 설계식이 유도되었다.

Reference

1. KEPCO, 2012, Power Generation, KEPCO in Brief, pp. 45-52.
2. Baik, Y. J., Kim, M., Chang, K. C., Yoon, H. K., Lee, Y. S., and Ra, H. S., 2009, Analysis of HFC-245fa Organic Rankine Cycle for Geothermal Power Generation, Trans. KSGEE, Vol. 5, No. 1, pp. 1-6.
3. Kim, J. S. and Lee, C. K., 2007, A Study of the Influence of Condensing Water Temperature on Low Temperature Geothermal Power Generation, Trans, KSGEE, Vol. 3, No. 2, pp. 17-23.
4. Park, C. Y., Hong, W. K., and Kim, J. M., 2011, Thermodynamic Efficiencies of Organic Rankine Cycles with a Feed Liquid Heater or Regenerator, Trans, SAREK, Vol. 23, No. 10, pp. 662-669.
5. Eom, H. S., Yoon, C. S., Kim, Y. M., Shin, D. G. and Kim, C. G., 2012, Optimization Study on the Performance Analysis of Organic Rankine Cycle for Characteristics of Low Temperature Heat Sources, Trans, SAREK, Vol. 24, No. 1, pp. 51-60.
6. Jeong, J. H., Kim, L. S., Ha, M. Y., Kim, K. S., and Cho, J. R., 2008, Various Heat Exchangers Utilized in Gas-Turbine for Performance Enhancement, Int. J. Air-Cond. Ref., Vol. 16, No. 1, pp. 30-36.
7. Utriainen, E. and Sunden, B., 2002, A Numerical Investigation of Primary Surface Rounded Cross Wavy Ducts, Heat Mass Transf., Vol. 38, pp. 537-542.
8. Jang, I. H., Hwang, S. D., and Cho, H. H., 2004, Effects of Corrugation Angle on Local Heat/Mass Transfer in Wavy Duct of Heat Exchanger, Trans. KSME B, Vol. 28, No. 7, pp. 789-799.
9. Jang, I. H., Hwang, S. D., and Cho, H. H., 2005, Effects of Aspect Ratio on Local Heat/Mass Transfer in Wavy Duct, Trans. SAREK, Vol. 17, No. 6, pp. 569-580.
10. Kays, W., Crawford, M., and Weigand, B., 2005, Convective Heat and Mass Transfer 4th Ed., McGraw-Hill, USA, pp. 67-129.