

이중관 열교환기의 유체 유입위치와 회전길이에 따른 유동특성

Flow Characteristic with Distance of Inlet Port and Rotating Length of Fluid in the Double Heat Exchanger

이승하* · 차동안** · 권오경***†

Seung-Ha Lee*, Dong-An Cha** and Oh-Kyung Kwon***†

(접수일 : 2013년 03월 28일, 수정일 : 2013년 05월 13일, 채택확정 : 2013년 05월 20일)

Abstract: The length and position of the inlet port on the double tube heat exchanger is analyzed by CFX ver.11 for studying the characteristic of its flow distribution. When the boundary conditions of the inlet temperature and mass flow rate were each 20 °C and 10 ~ 50 kg/min, 3 models that are based on the distance between the inlet port and the center of the heat exchanger(0, 5.025, 10.05 mm) were analyzed to find the uniformity of the flow rate. Based on the flow rate, 4 lengths (23.723, 33.890, 44.057, 57.274 mm) were used to study the flow distribution according to Reynolds Number. The results show that, when the distance from the inlet to the position of the center of the heat exchanger is 10.05 mm and the length is 57.274 mm, the flow distribution is the most unified.

Key Words : Double tube heat exchanger, Flow uniformity

— 기 호 설 명 —

D : 지름 [mm]
 FR : 유량비 [%]
 L : 길이 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/min]
 N : 개수
 W : 거리 [mm]
 S : 유량균일도

하첨자

Al-fin : 알루미늄 핀
ch : 채널
Cu : 동관
header : 이중관 열교환기 헤더부
i : i번째 채널
Ti : 티타늄
rotating : 유체의 회전구간
welding : 용접

*** 권오경(교신저자) : 한국생산기술연구원 에너지시스템 연구그룹

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

*이승하 : 고려대학교 기계공학과

**차동안 : 한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹

*** Oh-Kyung Kwon(corresponding author) : Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.

E-mail : kwonok@kitech.re.kr, Tel : 041-589-8528

* Seung-Ha Lee : Department of Mechanical Engineering, Korea University.

** Dong-An Cha : Energy Sytem R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.

1. 서론

양식어가에서는 일정한 온도의 물을 공급하기 위해 겨울에는 보일러를 사용하여 수온을 상승시키고, 여름에는 액체질소, 얼음 및 지하수 등을 이용하여 일시적으로 수온을 저하시키고 있다. 이는 양식어가의 경제적 부담과 석유에너지 수입 증가 뿐만 아니라 더 나아가 공해 및 환경오염 등의 문제점으로 직결된다. 따라서 적정 수온을 유지하고 기존의 유류보일러보다 에너지 비용이 저렴한 폐열 및 미활용 에너지를 이용한 다목적 고성능 히트펌프 개발이 대안이 될 수 있다.^{1, 2)}

히트펌프의 경우 양식장 수조의 물이 폐열 회수기를 거쳐 해수용 히트펌프로 들어가게 되면 양식어의 배설물, 사료 찌꺼기 등이 함께 히트펌프로 유입되어 열교환기를 오염시킨다. 양식장에서 사용되는 히트펌프는 오염속도가 매우 빨라 양식장 급수 설정온도로 가열 및 냉각이 불가능할 뿐만 아니라 시스템 작동이 불가능하게 된다. 히트펌프에 사용되는 열교환기 종류로는 이중관형과 판형 열교환기를 들 수 있다. 특히 판형 열교환기의 경우, 이중관형에 비해 성능은 우수하나 판과 판 사이의 간격이 매우 좁아 오염속도가 상대적으로 더 빨라서 히트펌프 시스템의 성능이 급격하게 저하된다. 또한 이중관형 열교환기의 경우 일반적으로 관내부에는 냉매가 흐르고 환상공간으로는 물이 흐르는 것이 일반적이다.^{3, 4)}

본 연구에서는 열교환기 세정을 위해서 일반적

인 이중관형 열교환기와는 형태가 다르게 관내부로는 물이 흐르고 환상공간으로는 냉매가 흐르는 열교환기 세정장치를 고안하였다.⁵⁻⁷⁾

본 연구에서 고안한 이중관형 열교환기는 Fig. 1과 같이 동관, 알루미늄 핀, 티타늄튜브가 혼합된 형태이며, 알루미늄 핀을 사용하여 전열면적을 넓게 한 티타늄 이중관 열교환기 내관에 특수재질의 스펀지 볼을 넣어 히트펌프 운전 중에도 자동적으로 순환하면서 오염을 제거하는 기능을 갖는 자동 세정 시스템이다.

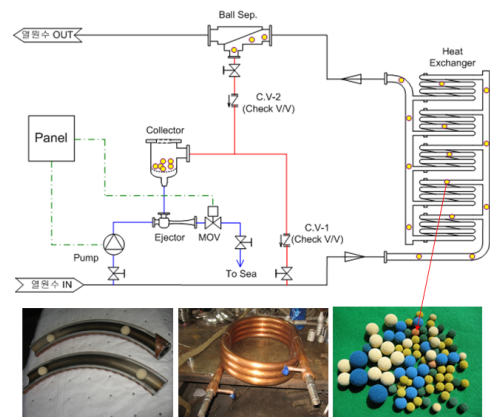


Fig. 1 Schematic diagram of automatic tube cleaning apparatus for double heat exchanger

이중관형 열교환기는 Fig. 2와 같이 유입된 유체(W_{inlet})는 헤더부에서 분지하고(L_{header}) 일정구간 회전을 한 후($L_{rotating}$) 알루미늄 핀 내부로 흐르도록

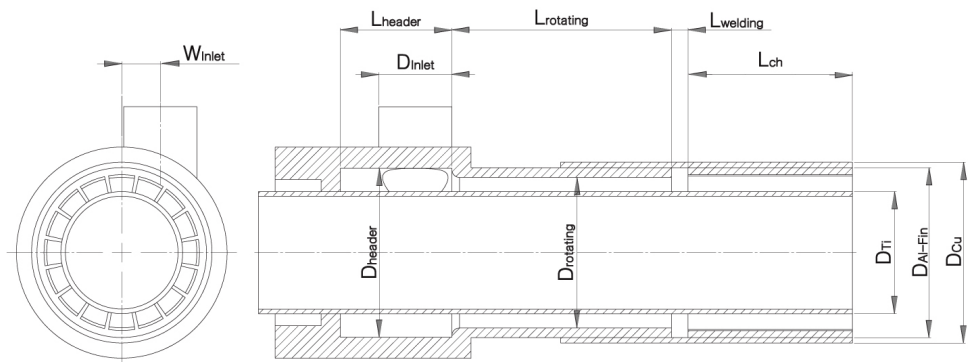


Fig. 2 Drawing of the double heat exchanger

고안된 구조이다. 이 때 알루미늄 핀 내 유체의 분포도를 확인하기 위해 유체의 유입위치(W_{inlet}) 및 회전구간 길이($L_{rotating}$)에 따른 유동특성을 CFD 상용코드인 ANSYS CFX ver.11⁸⁾을 사용하여 살펴 보았다. 이를 통하여 이중관 열교환기의 유체의 유입위치와 회전구간에 따른 최적 값을 도출하여 이를 설계에 반영하고자 하였다.

2. 해석영역 및 방법

2.1 해석영역

유량분배 및 유동특성을 파악하기 위한 주요 해석인자로는 아래의 2가지를 해석대상으로 하였다.

가. 열교환기의 중심과 유체의 유입위치의 거리 (W_{inlet} : 0, 5.025, 10.05 mm),

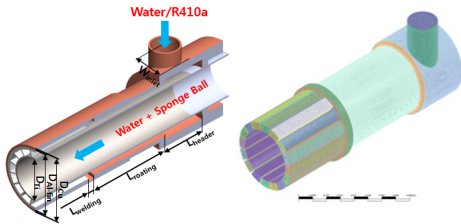


Fig. 3 Figure of mesh

Table 1 Specifications of the modeling

Parameters	Size (mm)
D_{Al-Fin}	44.26
D_{Cu}	47.10
D_{header}	44
D_{inlet}	19.10
$D_{rotating}$	44
D_{Ti}	31.79
L_{header}	29.11
$L_{rotating}$	23.723, 33.890, 44.057, 57.274
$L_{welding}$	4.35
W_{inlet}	0, 5.025, 10.05

Table 2 Effect of mesh numbers

Node	2,686,641	2,849,099	3,072,374
Pressure drop (Pa)	10.592	10.636	10.658

나. 입구로부터 유입된 유체가 회전하는 거리 ($L_{rotating}$: 23.723, 33.890, 44.057, 57.274 mm)이다.

입구로부터 유입된 유체는 알루미늄 핀에 의해 16개의 채널로 분배가 되어 출구로 나간다. 본 연구는 외관 유체의 분배 및 유동특성을 살펴보기 위한 것이므로 해석의 간소화를 위해 이중관 열교환기의 외관 및 채널의 일직경이(42.87 mm)만 고려하였다. Table 1은 이중관 열교환기의 상세 치수를 나타낸 것이다.

2.2 지배방정식

해석 모델의 계산영역은 다음과 같이 가정하였다.

가. 이중관 열교환기 내부의 유체 유동은 정상 상태이다.

나. 이중관 열교환기 내부의 유체 유동은 난류 유동이다.

다. 작동 유체는 비압축성 유체이다.

수치해석에 사용된 지배방정식으로는 식(1) 연속방정식과 식(2), (3) 운동량 방정식 그리고 식(4), (5) 에너지 방정식을 사용하였다. 각각의 방정식은 CFX에서 제공하는 2차항 이상의 정확도를 가지는 High resolution scheme을 사용하였다. 또한, 열유동 해석에 가장 널리 쓰이는 standard k- ϵ 난류모델을 사용하였다.

The Continuity Equation :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

The Momentum Equations :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (3)$$

The Energy Equation :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(u_i (\rho c_p T + \rho \frac{u_i^2}{2}) \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i \tau_{ij} \right) \quad (4)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (5)$$

Table 2는 격자수에 따른 압력강하를 나타낸 것으로 격자수가 가장 큰 경우와 비교하였을 때 오차가 0.21%이므로 계산시간, 정확도 등을 고려하여 2,849,099 개의 격자를 사용하였다. Table 3은 수치 해석에 사용된 조건을 나타낸 것이다.

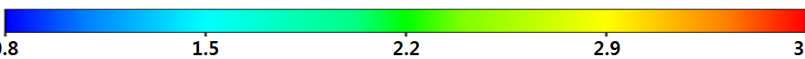
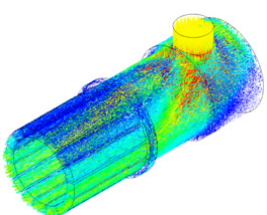
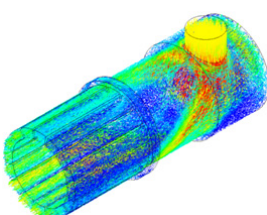
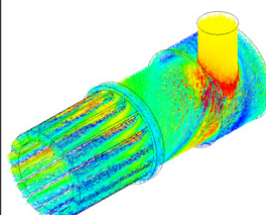
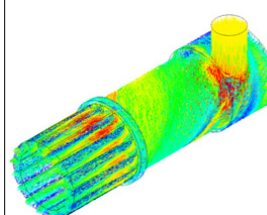
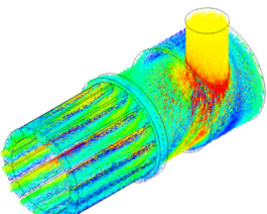
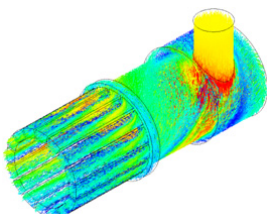
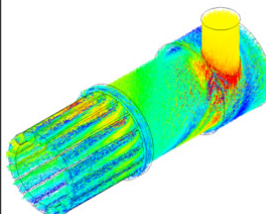
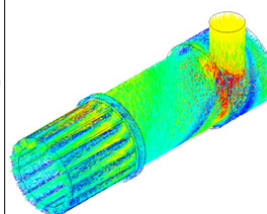
Table 3 Numerical conditions

Domain	Surface	Setting	
Working Fluid (Water, R410a)	Inlet	Temp. (°C)	20
		Flow rate (kg/min)	10, 20, 30, 40, 50
	Outlet	Static pressure (Pa)	0
	Wall	Adiabatic	

2.3 해석방법

CFX-Mesh를 사용하여 격자를 생성하였고 유체와 고체간의 점성유동을 고려하여 Inflation을 주어 해석의 정확도를 높였다. 또한 해석의 정확도를 위하여 채널 사이에 격자를 3개 이상으로 주었다. Fig. 3은 해석영역의 격자계를 나타낸 것이다.

Table 4 Velocity distribution of fluid with W_{inlet} and $L_{rotating}$

			
Distribution with W_{inlet} (Fluid : Water)		(Fluid : R410a)	
			
$W_{inlet} = 0 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 33.890 \text{ mm}$	$W_{inlet} = 5.025 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 33.890 \text{ mm}$	$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 33.890 \text{ mm}$	$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 57.274 \text{ mm}$
Distribution with $L_{rotating}$ (Fluid : Water)			
			
$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 23.723 \text{ mm}$	$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 33.890 \text{ mm}$	$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 44.057, \text{ mm}$	$W_{inlet} = 10.05 \text{ mm}$ $L_{rotating} = 57.274 \text{ mm}$

2.4 유량균일도

이중관 열교환기의 유량분배를 정량적으로 파악하기 위하여 유량비(Flow rate ratio)와 유량균일도를 정의하였다. 식(6)은 전체 채널 중 각 채널에 분배되는 유량비이고, 식(7)은 표준 편차를 응용한 유량균일도이다.⁹⁻¹¹⁾

$$FR(\%) = \frac{m_i}{\sum_{i=1}^{N_c} m_i} \times 100 \quad (6)$$

$$S = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^{N_{ch}} \frac{m_i - m_{ideal}}{m_{ideal}} \right)^2 / N_{ch}} \quad (7)$$

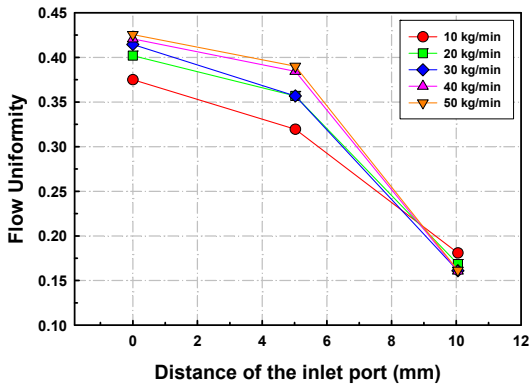


Fig. 4 Effect of distance of the inlet port on flow uniformity with mass flow rate

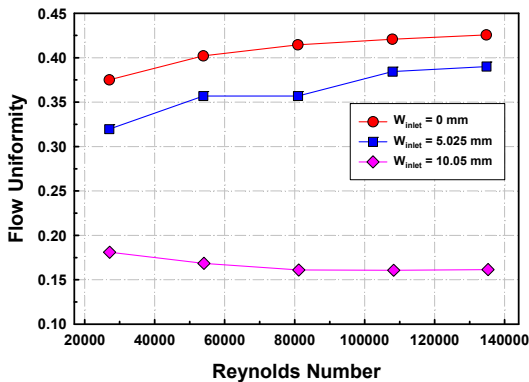


Fig. 5 Effect of Reynolds Number of flow uniformity with distance of the inlet port

3. 결과 및 고찰

Table 4는 이중관 열교환기의 유입위치의 거리 (W_{inlet}), 유체가 회전구간($L_{rotating}$), 작동 유체에 따른 유체의 속도분포를 나타낸 것이다. 유입위치가 더 멀수록, 유체의 회전구간이 길수록 각각의 채널에 균일한 속도로 유체가 분배되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 질량유량을 10 ~ 50 kg/min으로 변화시킬 때 유체의 유입위치에 대한 유량균일도를 나타낸 것이다. 유입위치가 가장 멀 때($W_{inlet} = 10.05$ mm) 유량분배가 더 균일한 경향을 보였다.

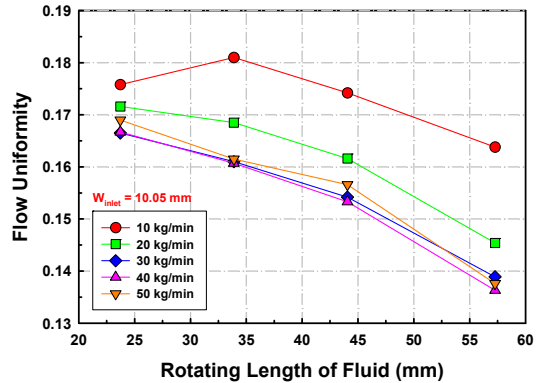


Fig. 6 Effect of rotating length of fluid on flow uniformity with mass flow rate

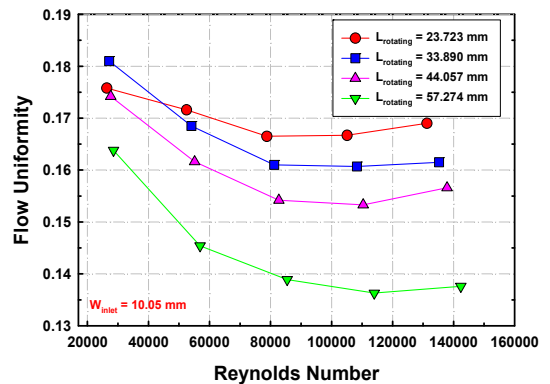


Fig. 7 Effect of Reynolds Number of flow uniformity with rotating length of fluid

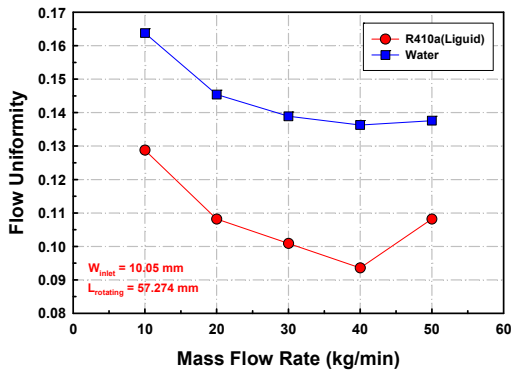


Fig. 8 Effect of mass flow rate on flow uniformity with working fluid

Fig. 5는 유체 유입위치를 0 ~ 10.05 mm로 변화시킬 때 레이놀즈수에 대한 유량균일도를 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 커질수록 유량균일도가 감소하는 경향을 나타내었다. 위 두 그래프를 통해 유입위치가 열교환기 중심으로부터 가장 멀 때 ($W_{inlet} = 10.05$ mm)의 유량분배가 균일함을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 유입위치를 10.05mm로 고정하고 유량을 10 ~ 50 kg/min으로 변화시킬 때 유체 회전구간 ($L_{rotating}$)에 따른 유량균일도를 나타낸 것이다. 유체의 회전구간이 길수록 유량분배가 균일한 경향이 나타났다. 그러나 질량유량이 10 kg/min에서 유체 회전구간이 23.723 mm일 때가 33.890 mm일 때보다 유량이 더 균일하게 나타난 것은 난류전단 응력이 23.723 mm일 때가 훨씬 적어 마찰속도가 적어져서 생기는 것으로 판단된다.

Fig. 7은 유입 위치를 10.05mm로 고정하고 유체 회전구간($L_{rotating}$)을 23.723 ~ 57.274 mm로 변화시킬 때 레이놀즈수에 대한 유량균일도를 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 114,000에서의 유량분배가 가장 균일함을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 유체의 유입위치가 10.05 mm, 유체 회전구간이 57.274 mm일 때 동일한 입구 조건에서 유체가 물과 냉매 R410a인 경우의 유량균일도를 비교한 것이다. 냉매인 경우가 물보다 유량분배가 훨씬 더 균일한 경향을 보였으며, 질량유량이 40

kg/min에서 유량균일도가 약 47% 향상되었다. 이는 두 유체의 점성계수와 열전도율의 열물성에 대한 차이로 유량균일도가 차이가 나타나는 것으로 판단된다. 이 때 냉매의 열물성치는 CFX에서 제공하는 Redich Kwong Wet Refrigerants에 기반을 두어 계산을 수행하였다.

4. 결 론

이중관 열교환기의 유량분배 특성을 파악하기 위하여 이중관 열교환기의 유체 유입위치 및 유체 회전구간에 대한 유량특성을 CFX를 통해 해석하였으며, 해석결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유입위치가 유량분배에 있어서 회전구간보다 더 큰 영향을 끼친다는 것을 확인하였다.

(2) 유량균일도는 열교환기의 입구중심과 중심거리(W_{inlet})가 10.05 mm일 때와 유체 회전구간($L_{rotating}$)이 57.274 mm일 때가 약 0.1376 ~ 0.1638로 가장 균일함을 확인하였다.

(3) 질량유량을 10 ~ 50 kg/min으로 변화시킬 때 작동유체가 냉매 R410a인 경우에 물보다 유량균일도가 약 27 ~ 46%까지 증가함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.(No. 20112020100120)

References

1. K. I. Choi, K. Y. Yoon, J. T. Oh, K. W. Park and H. K. Oh, 2000, "Development of High Efficient Heat Pump using Seawater Heat Source for Indoor Culture System(1)", 2000 Summer Annual Conference of SAREK, pp. 526-531.
2. K. I. Choi, K. Y. Yoon, Y. S. Son, J. T. Oh and H. K. Oh, 2000, "Development of High Efficient Heat Pump using Seawater Heat Source

- for Indoor Culture System(2)", 2000 Winter Annual Conference of SAREK, pp. 406-410.
3. S. Wongwises and M. Polsongkram, 2006, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of HFC-134a in a Helically Coiled Concentric Tube-in-Tube Heat Exchanger, Int. Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 658-670.
 4. S. Wongwises and M. Polsongkram, 2006, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of HFC-134a in a Helically Coiled Concentric Tube-in-Tube Heat Exchanger, Int. Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 4386-4398.
 5. O. K. Kwon and W. S. Seol, 2013, "Research and Development of Sea Water Heat Pump", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 7-13.
 6. D. A. Cha, S. H. Lee, O. K. Kwon and W. S. Seol, 2012, "Flow Characteristics of the Double Heat Exchanger with Distance of Inlet Port and Rotating Length of Fluid", Proceeding of the KSME, pp. 2787-2792.
 7. J. D. Kim and W. S. Seol, 2009, "An Experimental Study on Heat Exchanger for Optimizing Fouling Auto Removal Apparatus using Cleaning Ball", 2009 Spring Annual Conference of KSPSE, pp. 244-249.
 8. ANSYS Inc. CFX Release 11.0 Training Manual.
 9. M. S. Kim and K. S. Lee, 2006, "Performace Analysis on a Multi-pass Multi-branch Heat Exchanger According to Pass Arrangement", Trans. of the KSME B, Vol. 30, No. 8, pp. 741-748.
 10. M. J. Choi, O. K. Kwon and J. H. Yun, 2009, "Flow Distribution and Heat Transfer Characteristic of the Microchannel Waterblock with Different Shape of Inlet," Trans. of the SAREK, Vol. 21, No. 7, pp. 386-393.
 11. J. T. Choi, O. K. Kwon, J. H. Yun and Y. C. Kim, 2011, "A Numerical Study of the Effects of Heat Transfer and Fluid Flow on Tube Insertion Length in Computer-Cooling Radiators", Trans. of the KSME(B), Vol. 35, No. 2, pp. 145-152.