



링형 열교환기의 열전달특성에 관한 수치적 연구

동 와 룡,¹ 최 훈 기,² 유 근 종²

NUMERICAL STUDY ON HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS FOR RING TYPE HEAT EXCHANGER

W.R. Dong,¹ H.K. Choi^{*2} and G.J. Yoo^{*2}

Numerical analysis is performed to find flow and heat transfer characteristics for ring type heat exchanger. 3-D numerical predictions are carried out for the ring type heat exchanger system with Reynolds number varying in the range of 1,000 and 10,000. From the prediction, streamwise velocity, pressure drop, flow rate and heat transfer coefficient are analyzed. It is also found that characteristics of pressure drop and heat transfer generally follow well proportional variations of Re^m for the wide range of Reynolds number considered in this study.

Key Words: 링형 열교환기(Ring Type Heat Exchanger), 압력강하(Pressure Drop), 열전달계수(Heat Transfer Coefficient), 2차유동(Secondary flow)

1. 서 론

산업계에 적용되고 있는 열교환기는 기하학적 형상, 유체의 조건(유체의 상, 온도, 압력 등) 및 요량에 따라 다양한 종류로 나눌 수 있다. 전열면적이 넓고 액체와 액체간의 열전달인 경우에는 판형열교환기[1-4]가 많이 사용되고 있지만 고온, 고압 및 유기성 유체조건에서는 한계성을 가진다. 판형열교환기에 비하여 상대적으로 열전달 성능은 떨어지지만 다양한 유체의 운전조건과 기하학적 형상등 제약조건이 제한적이지 않은 Shell & tube형 열교환기가 가장 많이 사용되고 있다[5].

수중 추진체의 추진동력을 얻기 위하여 추진체내에 설치된 화학전지의 화학반응에 의하여 생성된 전력으로 추진을 하게 된다. 이러한 화학전지내의 화학반응은 발열반응으로 열이 지속적으로 생성되므로 외부에서의 냉각이 없으면 화학전지의 성능과 안전상에 큰 문제점이 나타난다. 따라서 화학전지 전해액의 냉각을 위하여 전해액과 냉각수사이에 1차 열교환기를 설치하여 열전달을 시켜 냉각을 한다. 1차열교환기의 냉각수는 온도가 상승하게 되므로 냉각수와 바닷물과의 2차 열교환기를 구성하여 고온의 냉각수에 포함된 열을 바닷물로 전

열하게 된다. 추진체는 일반적으로 단면이 둥근 원형으로 구성되어야 하며 추진 중에 열전달 성능이 뛰어나야하고 추진 중 저항도 적어야하는 제약이 따르게 된다. 이를 극복하기 위하여 shell & tube형 열교환기를 기본으로 하지만 추진체에 적합한 형상적 변환을 시킨 링형 열교환기의 적용이 필요하게 된다. 링형 열교환기의 기본형상은 Fig. 1과 같이 원형의 추진체 외부표면인 헬(Hull)에 사각홈을 원주방향으로 파고 홈 내부에 냉각수를 흘린 후 냉각수를 밀폐하기 위하여 헬과 동일재질을 압착하게 되면 헬내부로 마치 링 형상의 열교환기가 만들어진다.

추진체가 수중으로 움직이게 되면 차가운 바닷물은 헬 외부 표면과 직교유동을 형성하여 링내부 냉각수의 열을 빼앗는다. 링형 열교환기의 유로는 원통형의 곡관으로 구성되어 기존의 열교환기와 다른 유동특성을 가진다. 곡관내의 유체는 원심력에 의하여 단면내에 2차유동이 형성되어 주흐름속도가 바깥방향으로 치우치고 열전달 및 물질전달이 향상됨을 많은 연구들에 의하여 보았다[9]. 곡관 유동에서 중요한 인자는 Reynolds수와 곡률의 곱으로 구성되는 무차원수인 Dean수이며 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\kappa = Re \cdot \delta_h^{1/2} \quad (1)$$

여기서, $Re = \rho U d_h / \mu$ 로 사각단면에서의 Reynolds수를 의

1 학생회원, 창원대학교 대학원 기계설계공학과

2 정회원, 창원대학교 기계설계공학과

* Corresponding author E-mail: rhapsodist99@changwon.ac.kr

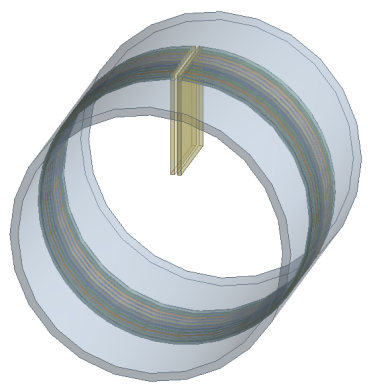


Fig. 1 Schematic of the ring type heat exchanger

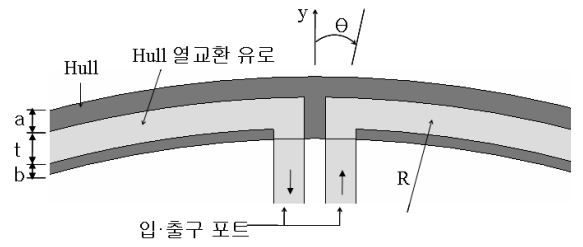


Fig. 2 Configuration of inlet port and outlet port

미한다.

링형 열교환기는 특이한 구조 및 곡관이 가지는 복잡한 유동특성과 적용대상이 제한적이므로 이에 대한 연구는 없는 실정이다. 본 연구에서는 링형 열교환기의 유동 및 열전달 특성을 연구하고자 한다.

2. 수치 해석 방법

2.1 해석대상

혈부의 링형상의 홈 내부채널(channel)의 고온 냉각수와 외부표면에 접하는 차가운 바닷물과의 열전달에 의하여 채널내부 냉각수가 냉각되므로 혈부의 전영역과 바닷물의 일부영역을 해석대상 영역으로 구성하였다. 혈부 내 벽면은 추진체로의 전열을 방지하기 위하여 단열을 시켰다. 열교환기의 입구 및 출구부의 형상과 혈에 만들어진 채널유로에 대한 정보는 Fig. 2와 같다.

전지의 용량에 따라 발열량의 크기가 다르므로 전지의 성능을 유지하기 위하여 적절한 온도유지가 필요하며 이를 위하여 상응한 냉각수량이 요구된다. 본 연구에서는 변화하는 발열량에 상응하는 입구유량(입구 물성치의 변화가 없으므로 입구유량변화는 Reynolds수로 표현가능)을 변화시키며(이 경우 상응하는 $8 \times 10^2 \leq Re \leq 8 \times 10^3$) 유동 및 열전달 특성해석을 실시하였다. 이때 곡률 $\delta_h = 0.04$ 로 일정하게 하였으므로 Dean수는 $1.6 \times 10^2 \leq \kappa \leq 1.6 \times 10^3$ 의 크기를 가진다.

2.2 지배방정식

링형 열교환기의 해석은 전도 및 대류의 복합적인 열전달 특성이 나타나므로 그에 상응하는 지배방정식이 요구되며 다음 식들로 표현된다.

연속방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{2}$$

운동량 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau}{\partial x_i} \tag{3}$$

에너지방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i e) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\lambda T) + p \frac{\partial}{\partial x_i} u_i \tag{4}$$

난류모델방정식(RNGk-ε방정식):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_i} k \right] + P_k - \rho \epsilon \tag{5-1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_i} \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} P_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon) \tag{5-2}$$

여기서,

$$\sigma_k = 0.7179, \quad C_{1\epsilon} = 1.42, \quad C_{2\epsilon} = 0.085, \quad \beta = 0.012$$

고체부의 전도방정식:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \tag{6}$$

식 (2)-(6)을 해석하기 위하여 해수 및 냉각수에 대한 유동 및 온도에 대한 경계조건은 Table 1,2와 같다.

2.3 해석방법

Hull은 Al6061계의 재질을 사용하였으며, 해수는 15°C의 온도에 대한 물의 물성치를 이용하였다. 냉각수의 경우 온도를 고려하였으며 식 (7)로 표현하였다.

$$Y = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (7)$$

해석을 위한 격자계는 혈부, 냉각수 유로영역 및 해수영역으로 나누어 구성하였으며 총 격자수는 1,919,652개 정도이다. Fig. 3은 냉각수 유로영역의 격자계를 나타낸 그림이다.

지배방정식(2)~(6)에 대하여 수치해석을 수행하기 위하여 본 연구에서는 상용프로그램인 CFX 11을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉각수 유로영역의 유동특성

Fig. 1에서와 같이 냉각수가 입구덕트에서 Hull에 만들어진 사각단면의 분지관으로 유입되는 유량의 편차를 확인하기 위하여 각 분지관 별 평균질량유량을 구하여 Fig. 4에 나타내었다. 각 분지관 별 유량편차는 거의 나타나지 않았으며 이런 결과를 근거로 곡관내 유동특성 및 열전달특성은 중앙분지관(채널'5')에서 구하였다.

사각단면을 가지는 곡관내 유동특성에 대한 연구는 Huang과 Gu등[9] 많은 연구가 수행되어져왔다. 곡관내의 유체는 곡률중심부로부터 바깥방향으로 작용하는 원심력과 곡률중심부로 작용하는 압력구배로 인하여 힘의 평형을 이루고 있다. 사각단면내의 중심영역은 주흐름방향 속도가 증가하여

Table 1 Boundary conditions for cooling water

대상	Domain	Boundary Condition
Flow	고체벽면	점착조건
	입구	일정유량 조건
	출구	Neumann 조건
Temperature	Hull 내벽	단열
	파이프 입구	일정온도(60℃)
	파이프 출구	Neumann 조건

Table 2 Boundary conditions for sea water

대상	Domain	Boundary Condition
Flow	Far Domain	Neumann 조건
	Hull 외벽	점착조건
	입구	일정속도 조건
	출구	Neumann 조건
Temperature	Far Domain	단열
	입구	일정온도(15℃)
	출구	Neumann 조건

물리량	A	B	C
밀도	9.521×10^{-3}	1.322×10^0	-3.075×10^{-3}
비열	3.039×10^0	-3.500×10^{-3}	1.366×10^{-5}
점성계수	4.757×10^{-2}	-2.345×10^{-4}	2.925×10^{-7}

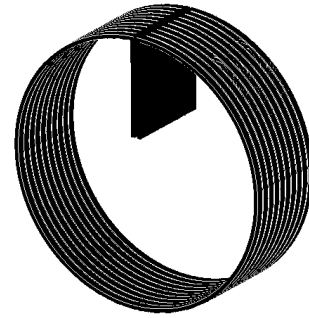


Fig. 3 Grid system for cooling water

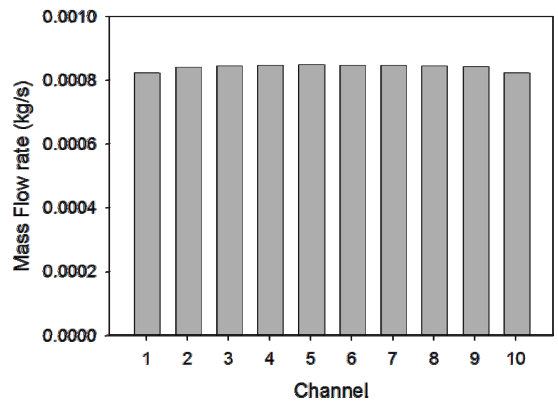


Fig. 4 Comparison of mass flow rate at each channel

상대적으로 원심력이 증가하게 되어 단면에서 바깥방향(Outer)으로 2차유동이 형성된다. 사각단면의 벽면근처의 유체는 점성에 의하여 속도가 떨어져 압력구배에 의하여 곡률중심부로 2차유동이 형성되어 2-pair의 와류가 형성됨을 Fig. 5에서 볼 수 있다.

사각단면내에서 형성된 2차유동에 의하여 단면중심영역의 운동량이 큰 유체는 바깥방향으로 전달되고 벽면근처의 운동량이 적은 유체는 벽면을 따라 안벽('Inner')부근으로 이동하여 주흐름속도는 작아져 Fig. 6과 같은 속도분포를 하게 된다. 이러한 주흐름 속도분포는 바깥벽근처에서 속도구배가 증가하여 마찰저항이 증가하고 열전달 및 물질전달의 상승을 초래한다.

본 연구에서는 사각덕트의 입구 유량변화(Reynolds수 변화)에 의한 유동특성을 파악하고자 한다. Fig. 7은 $800 \leq Re \leq 8,000$ 의 범위에서 Fig. 6의 A-A'선상에서의 주흐름 속도분포를 나타낸 그림이다. Reynolds수가 작은 경우 주흐름속도 분포는 사각단면 좌우로 거의 대칭적으로 나타났으나 Reynolds수가 증가할수록 최대속도가 바깥벽부근으로 이동하며 치우침 정도가 증가함을 볼 수 있다.

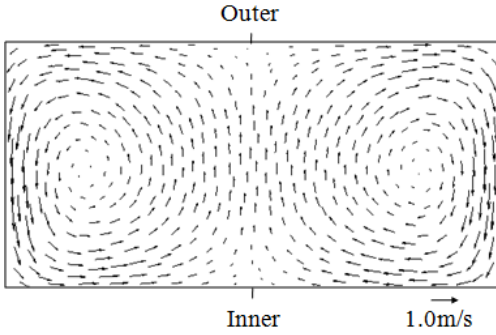


Fig. 5 Secondary flow pattern in a unit channel($\theta=270^\circ$)

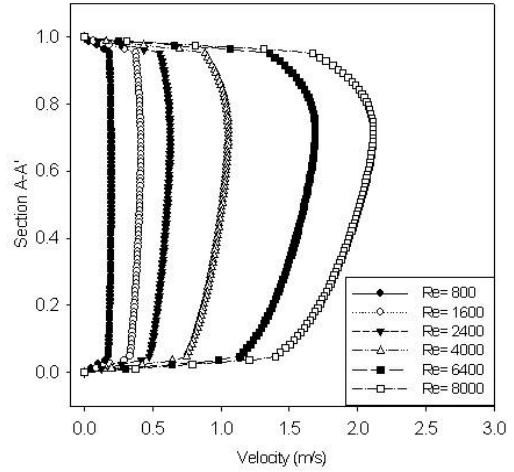


Fig. 7 Streamwise velocity profiles in a unit channel($\theta=270^\circ$)

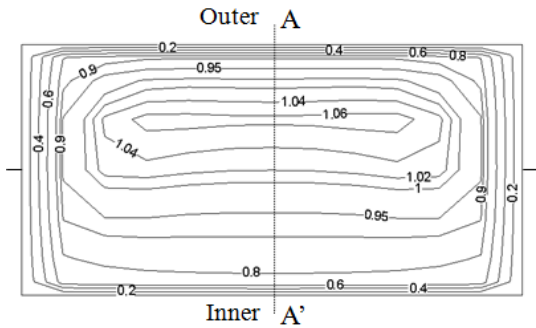


Fig. 6 Streamwise iso-velocity distributions in a unit channel ($\theta=270^\circ$, $Re=5000$)

열교환기의 설계에서 가장 중요한 인자는 압력강하와 열전달 성능이다. 압력강하의 정도를 표현하는 무차원수는 마찰인자(friction factor), f 이다. 마찰인자는 아래 식 (11)로 정의할 수 있다.

$$f = \frac{-(\Delta p/L)d_h}{\rho u_m^2/2} \tag{11}$$

Fig. 8은 Reynolds수의 크기변화에 따른 마찰인자의 크기를 그린 그림이다. Reynolds수가 증가할 수록 마찰인자는 감소함을 볼 수 있다. 이는 단면의 속도증가로 인하여 압력강하가 증가하지만 속도증가로 인한 모멘텀 상승이 더 증가함으로 마찰인자는 오히려 감소하게 된다.

3.2 냉각수의 열전달 특성

Fig. 9는 사각단면에서의 온도분포를 나타낸 그림이다. 바깥단면은 해수에 접해있고 안쪽은 단열상태이므로 대부분의 열전달은 바깥벽에서 일어난다. 냉각수 유로가 곡관이므로 Fig. 6에서와 같이 주회름속도의 분포와 비슷하게 온도분포도 바깥벽 주위에서 기울기가 증가하게 되어 열전달이 상승

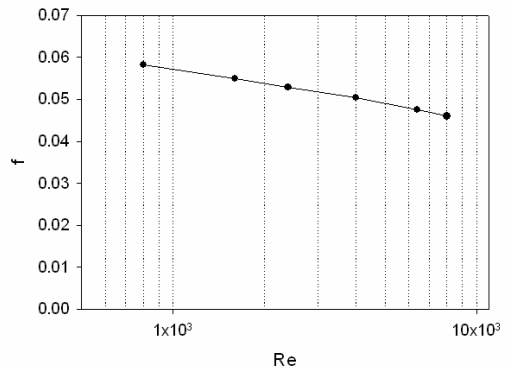


Fig. 8 Plot of the Fanning factor as increased Reynolds number

될 것으로 판단된다.

Fig. 10에 냉각수가 흐르는 사각단면의 곡관을 따라 열전달계수의 변화량을 나타낸 그림이다. 입구부근에서는 경계층이 형성되는 영역이므로 대류열전달계수가 큰 값을 가지며 경계층 두께가 증가할수록 그 크기는 감소하게 된다.

강제대류에서의 평균열전달계수는 Hilpert[8]등에 의한 Reynolds수와 Prandtl수와의 상관식으로 표현할 수 있다.

$$\bar{h} = \frac{k}{D} C Re_D^m Pr^{1/3} \tag{8}$$

식 (8)에서 Prandtl수, 형상및 열전도계수는 일정하므로 평균열전달계수는 Reynolds수의 함수로 표현된다. 하지만 곡관에서의 평균대류열전달계수는 곡률반경에 의한 영향을 고려한 Dean수의 표현한 식 (9)와 같이 표현할 수 있다.

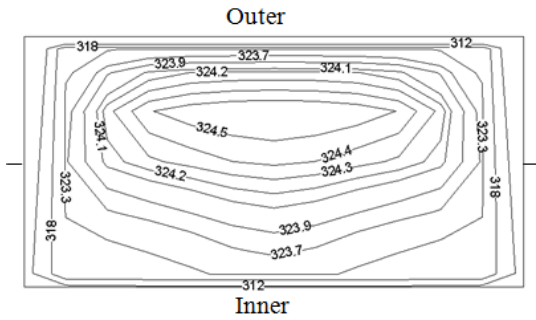


Fig. 9 Iso-temperature contours at 270° section in a unit channel

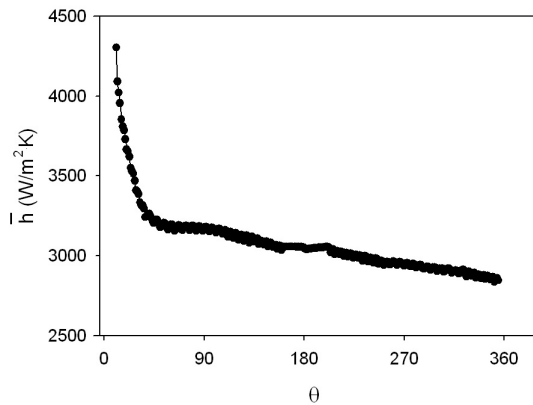


Fig. 10 Variation of the heat transfer coefficient along the curved channel.

$$\bar{h} = C \cdot (\kappa \cdot \delta_h^{-1/2})^m \quad (10)$$

Fig. 11은 Dean수의 변화에 따른 평균대류열전달계수를 나타낸 그림이다. 1차 선형 회귀식을 이용해 식 (10)의 상수를 구하면 $C = 3.8932$, $m = 0.9978$ 로 Dean수와 평균열전달계수는 선형적으로 증가함을 볼 수 있다.

4. 결 론

직사각형 형상인 단면의 유로를 가진 코일형 열교환기의 유동 및 열전달특성을 수치해석으로 구했다. 원심력에 기인된 2차유동에 의하여 주흐름속도는 바깥벽으로 치우치게 되고 이로 인하여 관의 마찰과 열전달계수가 증가함을 볼 수 있었다.

후 기

본 논문은 2008년도 2단계 두뇌한국(BK21) 사업의 지원에 의하여 수행되어졌으며 이에 감사드립니다.

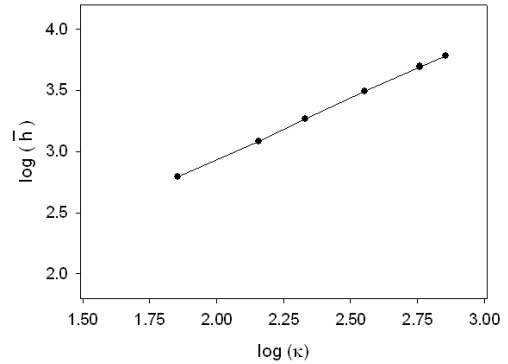


Fig. 11 Plot of the averaged heat transfer coefficient as increased Reynolds number

참고문헌

- [1] 1996, Ciofalo M., Stasiek J. and Collins M.W., "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-II. Numerical simulations," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.39, No.1, pp.165-192.
- [2] 1999, Muley A. and Manglik R.M., "Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates," *Tran. of the ASME*, Vol.121, pp.110-117.
- [3] 2000, Strelow O., "A general calculation method for plate heat exchanger," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol.39, pp.645-658.
- [4] 2002, Rao B. P., Kumar P.K. and Das SS. K., "Effect of flow distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger," *Ch. Engineering and Processing*, Vol.41, pp.49-58.
- [5] 1994, 민희동, 열교환기 이론과 설계, 영풍문고.
- [6] 1995, Saffar-Avval M. and Damangir E., "A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.38, No.13, pp12501-2506.
- [7] 1997, Gaddis E.S. and DGnielinski V., "Pressure drop on the shell side of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles," *Che. Engineering and Processing*, Vol.36, pp.149-159.
- [8] 2005, Eryener D., "Thermoeconomic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchangers," *Energy Conversion&Management*, Vol.47, pp.1478-1489.
- [9] 1989, Huang, W., and Gu., D., "A Study of Secondary Flow and Fluid Resistance in Rectangular, Helical Coiled Channel," *Int. Chem. Eng.*, Vol.29, p.480.