

다양한 형상의 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 열성능 해석

손 영 석† · 신 지 영*

(원고접수일 : 2003년 3월 3일, 심사완료일 : 2004년 4월 23일)

Thermal Performance Analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger with Plate Fins of Various Shape

Young-Seok Son† · Jee-Young Shin*

Abstract : In this study, a highly efficient shell-and-tube heat exchanger with plate fins is considered to improve thermal performance of the conventional shell-and-tube heat exchanger. This type of shell-and-tube heat exchanger with plate fins of various shape is simulated three-dimensionally using a commercial thermal-fluid analysis code, CFX4.4. The effect of the shape of the plate fin on heat transfer characteristics is also investigated by the simulation. Plate fins of four different shapes, plane, plane-slit, wave, and wave-slit fins, are considered. The flow fields, pressure drop and heat transfer characteristics in the heat exchanger are calculated. It is proved that the shell-and-tube heat exchanger with plate fins is superior to the conventional shell-and-tube heat exchanger without plate fins in terms of heat transfer. The shape of the plate fin is important in the performance of a heat exchanger such as heat transfer and pressure drop.

Key words : Thermal Performance(열성능), Heat Exchanger(열교환기), Plate Fin(판형 흰), 3-D Simulation(3차원 모의계산)

1. 서 론

고체 벽으로 분리되고 온도가 다른 두 유체 사이의 열교환 프로세스를 수행하는데 사용되는 장치를 열교환기라 하며, 난방, 공기조화, 폐열회수, 화학공정 등 많은 공업응용분야에서 널리 이용되

고 있다.

열교환기는 일반적으로 구조와 유동배열에 따라 분류된다. 원통다관형 열교환기(shell-and-tube heat exchanger)는 열전달을 증진시키기 위해 원통축에 배풀(baffle)을 설치하여 두 유체의 흐름을 직교하도록 하는 형식이다. 원통다관형 열교

† 책임저자(동의대학교 기계공학부), E-mail : ysson@deu.ac.kr, T : 051)890-1648

* 동의대학교 기계공학부

환기는 고온, 고압에서 사용이 가능하고, 다양한 유체에 적용이 가능하며, 가격이 저렴하고, 다양한 크기의 제작에 널리 사용되고 있으나, 체적에 비해 열전달 성능이 떨어지는 단점이 있다^[1~3].

판형 열교환기(plate heat exchanger)는 여러 겹의 전열판을 포개어 설치하여 전열판들 사이로 유체가 서로 교대로 흐르게 함으로써 열교환을 하게 하는 형식이다. 전열판에는 주름(corrugation)이 있어서 레이놀즈(Reynolds) 수가 낮은 경우에도 난류를 유발하게 된다. 온도 차이가 매우 낮은 경우에도 적용이 가능하며, 오염의 영향이 적고, 구조가 간단하다는 장점이 있다. 또한, 단위 체적당 전열밀도가 높으며, 유지 보수가 편리하다. 그러나 사용온도 및 압력에 제약을 받게 되며, 강한 제결 압력을 지탱할 수 있는 구조물이 필요하다[1~3].

원통다관형 열교환기의 특성을 알아보기 위하여, 엿갈린 관군의 배열, 배풀 지지간격(baffle spacing), 배풀 형상에 관한 많은 연구^[4~7]가 있으며, 흰(fin)의 형상 및 위치에 따른 특성에 대해서 실험과 수치해석을 통한 연구가 있었다. Muley^[8] 등은 실험을 통하여 난류유동에서의 물결무늬 판(Chevron plate)을 갖는 판형 열교환기에서의 열전달 및 압력강하에 대해서 고찰하였으며, 수치해석방법을 통하여 수많은 흰의 형태에 대한 유동특성을 밝혔다^[9~12].

본 논문에서는 원통다관형 열교환기와 판형 열교환기의 장점만을 함께 취할 수 있는 판형 흰을 적용한 원통다관형 열교환기의 개발을 고려하였다. 즉, 기존의 원통다관형 열교환기의 최대 단점인 체적에 비해 열전달 성능이 떨어지는 점을 보완하기 위해 열전달 성능이 우수한 판형 열교환기의 개념을 도입하여, 원통 내부에 있는 관군(tube bank)을 판형 흰으로 연결하여 열전달 성능을 향상시키고자 하였다.

이러한 판형 흰을 적용한 원통다관형 열교환기에서 관측의 유체는 기존의 원통다관형 열교환기와 동일하게 유동하지만, 원통측의 유체는 기존의 원통다관형 열교환기와 달리 관군에 부착된 얇은 판형 흰 사이로 유동하게 되어 열전달 성능을 향

상시킨다. 그러므로, 적은 체적을 차지하며, 열전달 성능이 우수하고, 유지보수가 간편하며, 오염도와 점도가 큰 유체에도 적용 가능하다. 그리고, 판형 열교환기에서는 불가능한 고온, 고압에도 사용 가능하며, 적용 유체의 제한을 받지 않는다. 이러한 판형 흰을 적용한 원통다관형 열교환기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

본 논문에서는 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 열전달 성능을 상용 열유체 해석전용 프로그램인 CFX4.4^[13]를 사용하여 3차원 모의계산을 수행하고자 한다. 열교환기 내부의 유동 및 압력강하, 그리고 열전달 성능을 해석하고, 이 결과를 판형 흰을 적용하지 않은 기존의 원통다관형 열교환기의 열전달 성능과 비교하고자 한다. 또한 판형 흰의 형상에 따른 열전달 성능을 고찰하기 위해 표면에 주름이 없는 평면(plane)표면, 평면표면에 가늘고 긴 홈이 있는 평면-홈(plane-slit)표면, 표면에 주름이 있는 주름(wave)표면, 그리고 주름표면에 가늘고 긴 홈이 있는 주름-홈(wave-slit)표면의 4가지 형상의 판형 흰을 고려하였다. 이러한 다양한 형상의 판형 흰을 원통다관형 열교환기에 장착하였을 경우 열성능의 향상 정도를 규명하고자 한다.

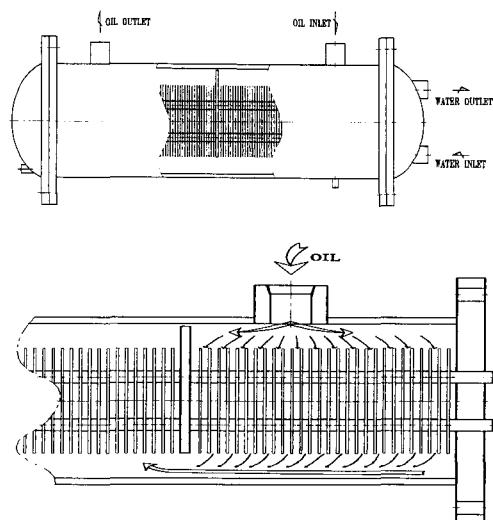


Fig. 1 Schematic of a shell-and-tube heat exchanger with plate fins

2. 해석

2.1 해석모델

본 논문에서 고려한 4가지 형상의 관형 흰을 갖는 열교환기에 대해 상용 열유체해석 전용 프로그램인 CFX4.4로 모의 계산하여, 유통장 및 속도장을 구하고 열전달 성능해석을 수행하였다. 성능의 비교를 위하여 관형 흰이 없는 기존의 열교환기에 대해서도 모의계산을 수행하였다.

본 연구에서 고려한 관형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 내부에 있는 수많은 관형 흰 때문에 열교환기 전체를 정확히 모델링하는 것은 과도한 격자수와 계산시간 때문에 현실적으로 불가능 하므로, 본 연구에서는 배플과 배플 사이의 일부분에 대해서만 모델링하였다. 해석을 위한 모델은 배플과 배플 사이 중간에 위치한 10개의 흰으로 구성되어 있고, 원통축과 관축이 각각 1패스 (pass)하여 직교유동을 하며, 배플에 의한 영향이 없는 것으로 간주하였다. 영역의 범위로 가로(x축), 세로(y축), 그리고 축방향(z축)의 길이는 각각 203.18 mm, 252.38 mm, 439.75 mm이며, 전체적인 모델링은 Fig. 2에 나타내었다.

기존의 관형 흰이 없는(no fin) 원통다관형 열교환기와, 모의계산에서 고려한 평면(plane)표면, 평면-홈(plane-slit)표면, 주름(wave)표면, 그리고 주름-홈(wave-slit)표면의 4가지 형상의 관형 흰에 대한 개략도는 Figs. 3~7과 같다. 관의 내경 및 외경은 각각 15.8 mm, 19 mm이고, 관 사이의 간격은 36 mm, 관 배열 각도는 60° . 그리고 관의 재질은 구리(열전도율 = 401

W/mK)로 하였으며, 23개의 관군으로 구성되어 있다. 관의 두께는 0.25 mm이며, 관 사이의 간격은 39.75 mm, 그리고 관의 재질은 알루미늄(열전도율 = $237 W/mK$)이다. 주름과 홈의 z축으로 높이는 10 mm이다.

홈은 가로(x축)방향으로 관과 관 사이에 각각 한 쌍씩 위치하는 것으로 가정하여, 가로(x축) 및 세로(y축)방향의 길이는 각각 11.82 mm, 12.09 mm이다. 또한 주름은 세로(y축)방향의 관열 사이에 위치하는 것으로 가정하였으며, 가로(x축)방향

의 길이는 계산 영역 전체의 크기로서 203.18 mm이며, 세로(y축)방향의 길이는 3.5 mm이다. 그러므로, 주름은 총 4개, 홈은 22쌍이 설치되어 있다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

CFX4.4에서는 지배방정식으로 연속방정식, 운동량방정식, 그리고 에너지방정식을 이용하여 이를 지배방정식은 다음 식과 같이 일반적인 식으로 표현될 수 있다.

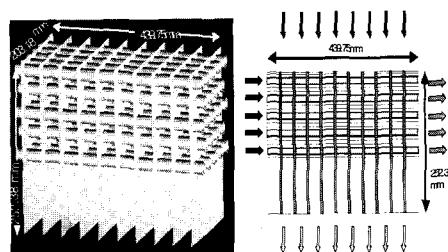


Fig. 2 Analysis model



Fig. 3 No fin

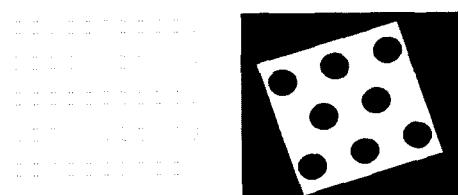


Fig. 4 Plane fin

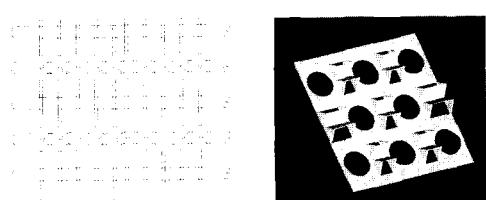


Fig. 5 Plane-slit fin

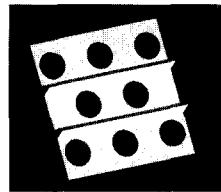


Fig. 6 Wave fin

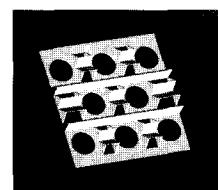


Fig. 7 Wave-slit fin

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \Phi - \Gamma \nabla \Phi) = S \quad (1)$$

여기서 t 는 시간, ρ 는 밀도, $\vec{U} = (U, V, W)$ 는 속도, Γ 는 확산계수, S 는 생성항(source)이며, Φ 는 일반변수이다. 즉, 일반변수 Φ 는 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식에서 각각 1, 속도 \vec{U} , 총엔탈피 H 를 나타낸다. 연속방정식, x , y , z 방향으로의 운동량방정식, 에너지방정식, 그리고 추가된 2개의 열역학적 상태방정식으로부터 미지의 변수인 속도(U, V, W), 압력(P), 온도(T), 밀도(ρ), 그리고 엔탈피(h)를 구한다. 난류유동인 경우 $k - \epsilon$ 모델을 사용하였다.

기존의 판형 흰이 없는 원통다관형 열교환기나 4가지 다른 형상의 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 열전달 성능비교를 위해 같은 크기 및 같은 경계조건을 사용하여 해석하였다. 좌표로서는 직교좌표를 사용하며, 격자로는 body fitted 격자를 사용하였다. 또한 비압축성 유동, 정상상태로 간주하였다.

앞서 언급한대로 본 연구에서는 배풀과 배풀 사이의 일부분에 대해서만 모델링하였으며, 입출구는 개방되어 있는 것으로 가정하였다. 입구측 경계조건으로는 규일한 속도와 온도를 주었고, 출구측 경계조건으로는 압력을 주고 나머지 변수는 출구에서의 구배를 0으로 주어 그 값을 계산하도록 하였다. 원통측 출구는 실제 관심영역인 관군이

있는 영역에서 충분히 길게 평판을 추가 설치하여 경계조건으로 구배가 0이라는 가정이 타당하도록 하였다. 열교환기에 유입되는 원통측 물의 온도는 353K로 하였으며, 관측 물의 온도는 293K로 하였다. 난류인 경우는 층류의 입구측 경계조건으로 주어진 속도의 10배를 속도 경계조건으로 주어 입구에서 난류유동을 만들었으며, $k - \epsilon$ 모델을 사용함으로 입구에서의 k 와 ϵ 값을 경계조건으로 주었다.

2.3 수치해석

본 논문에서는 열교환기의 유동장 및 열전달 현상을 해석하기 위하여 상용 CFD 코드인 CFX4.4를 사용하였다. CFX4.4에서는 유한체적법(finite volume method)^[14]을 사용하며, 압력장을 얻기 위해서는 SIMPLEC(SIMPLE Corrected)방법^[15]을 사용하였다.

수치계산에서는 일반변수 Φ 에 관한 보존방정식을 계산영역에 대해 적분하여 선형대수방정식으로 변환하였으며, 반복계산을 통해 해를 구하였다. 반복계산시 종속변수들의 수렴정도를 점검하기 위하여 다음 식과 같이 정의된 잉여치(residual) R 을 조사하였으며, 질량에 대한 잉여치가 10^{-6} 이하에도 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다.

$$R = \sum_{all\ domain} |\sum a_{nb} \Phi_{nb} + b - a_p \Phi_p| \quad (2)$$

여기서 하첨자 p 및 nb 는 각각 계산이 수행되는 격자점과 인접격자점을 표시하며 a 항은 이산화방정식의 계수를 나타낸다.

반복계산시 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 종속변수에 대하여 하향이완(under-relaxation)을 도입하였으며 온도와 속도에 대해서는 이완계수 0.5를 사용하였다. CFX4.4에서는 비엇갈림 격자(non-staggered grid)와 multi-block 격자구조를 사용하였다.

본 수치계산에서는 수렴된 해를 구하기 위하여 각 계산당 약 2000~5000회의 반복계산이 필요하였으며, Intel Pentium IV(CPU 2.0GHz, RAM 768MB)에서 약 2~3일의 계산시간이 소요되었다.

3. 결과 및 고찰

원통 및 관측 입구 유동에 따른 특성을 분석하기 위해 층류 및 난류유동에 대하여 해석을 수행하였으며, 레이놀즈 수의 정의는 다음과 같다.

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (3)$$

여기서 속도 V 는 관측인 경우 관 입구의 평균 속도이고, 원통측인 경우 판형 흰과 흰 사이 채널에서의 평균속도이다. 그리고 직경 D 는 관측인 경우 관의 직경이고, 원통측인 경우 판형 흰과 흰이 이루는 수직 채널의 수력직경을 사용하였다. 본 논문에서는 층류와 난류를 관 및 판형 흰과 흰 사이 채널에서의 입구 레이놀즈 수에 따라 구분

하였다.

판형 흰의 각각의 형상에 대해서는 동일한 경계 조건을 사용하였다. 이로부터 전체 계산영역 내의 유동장, 압력장, 온도장을 계산하고, 이를 근거로 열교환기의 성능을 나타내는 중요한 변수인 압력 강하와 총합열전달계수를 계산하였다.

3.1 층류유동 해석결과

관 및 원통측 입구에서 층류유동을 만들기 위해 관측과 원통측 입구에서의 속도가 각각 0.02 m/s 와 0.002 m/s로서 레이놀즈 수가 각각 424와 329일 때, 기존의 판형 흰이 없는 원통다관형 열교환기와 다양한 형상의 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 열전달 성능을 계산하여 그 결과

Table 1 Summary of results for laminar flow cases

		No fin	Plane fin	Plane-slit fin	Wave fin	Wave-slit fin
Shell side	Inlet temp. ($T_{h,i}$), K	353	353	353	353	353
	Outlet temp. ($T_{h,o}$), K	346.6	346.5	346.2	346.2	345.9
	Decrease of temp. (ΔT_h), K	6.37	6.54	6.83	6.84	7.07
	Inlet press. ($P_{h,i}$), Pa	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07
	Outlet press. ($P_{h,o}$), Pa	0	0	0	0	0
	Press. drop (ΔP_h), Pa	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07
	Heat transfer rate (q_h), W	4653.7	4780.0	4990.4	5002.3	5169.6
Tube side	Inlet temp. ($T_{c,i}$), K	293	293	293	293	293
	Outlet temp. ($T_{c,o}$), K	305.3	305.5	306.1	306.3	306.5
	Increase of temp. (ΔT_c), K	12.28	12.48	13.15	13.35	13.47
	Inlet press. ($P_{c,i}$), Pa	0.727	0.719	0.753	0.727	0.753
	Outlet press. ($P_{c,o}$), Pa	0	0	0	0	0
	Press. drop (ΔP_c), Pa	0.727	0.719	0.753	0.727	0.753
	Heat transfer rate (q_c), W	4557.6	4631.5	4878.4	4952.5	4997.8
Log mean temp. diff. (ΔT_{lm}), K		50.62	50.43	49.95	49.84	49.66
Overall heat transfer coefficient (U), W/m ² K		181.2	185.9	196.8	198.9	203.9
$U/U_{no\ fin}$		1	1.026	1.086	1.098	1.125

Table 2 Summary of results for turbulent flow cases

		No fin	Plane fin	Plane-slit fin	Wave fin	Wave-slit fin
Shell side	Inlet temp. ($T_{h,i}$), K	353	353	353	353	353
	Outlet temp. ($T_{h,o}$), K	350.3	349.9	349.9	349.9	349.8
	Decrease of temp. (ΔT_h), K	2.72	3.10	3.12	3.12	3.20
	Inlet press. ($P_{h,i}$), Pa	2.22	2.32	2.85	3.95	4.62
	Outlet press. ($P_{h,o}$), Pa	0	0	0	0	0
	Press. drop (ΔP_h), Pa	2.22	2.32	2.85	3.95	4.62
	Heat transfer rate (q_h), W	19869.6	22667.7	22808.5	22828.8	23383.1
Tube side	Inlet temp. ($T_{c,i}$), K	293	293	293	293	293
	Outlet temp. ($T_{c,o}$), K	298.3	298.9	299.1	299.1	299.3
	Increase of temp. (ΔT_c), K	5.27	5.92	6.14	6.09	6.32
	Inlet press. ($P_{c,i}$), Pa	27.6	27.4	27.7	27.6	27.7
	Outlet press. ($P_{c,o}$), Pa	0	0	0	0	0
	Press. drop (ΔP_c), Pa	27.6	27.4	27.7	27.6	27.7
	Heat transfer rate (q_c), W	19547.9	21966.1	22776.3	22610.1	23433.4
Log mean temp. diff. (ΔT_{lm}), K		56.00	55.48	55.36	55.38	55.23
Overall heat transfer coefficient (U), W/m ² K		701.1	801.3	820.1	817.2	844.2
$U/U_{no\ fin}$		1	1.143	1.170	1.166	1.204

를 Table 1에 나타내었다.

관 내측과 외측의 열전달량이 차이가 나는 것은 열량을 기준으로 상대오차가 3.5×10^{-2} 이내면 수렴된 것으로 가정하였기 때문이다. 원통 및 관축 입구의 온도는 경계조건에서 주어진 값을 사용하였다며, 출구의 온도는 수치해석을 수행한 결과 얻어지는 각 흐름 사이 및 각 관의 혼합평균온도의 평균값을 출구온도로 이용하였다. 총합열전달계수를 구하기 위한 열량은 관 내측과 외측의 산술평균 열량으로 계산하였으며, 총합열전달계수는 관내를 기준으로 비교하였다.

평면표면 판형 흐름을 장착한 경우, 판형 흐름이 없는 기준의 열교환기의 총합열전달계수와 아주 미소한 약 3%의 차이가 있을 뿐이다. 이는 유동 방향과 흐름의 설치 방향이 평행하여 흐름이 유동 변화의 역할을 하지 못하고, 다만 증가된 면적으로서의 역할만 하기 때문이다.

평면표면에 가늘고 긴 흠이 있는 평면-흡 표면

판형 흐름을 장착한 경우, 흠을 통한 유동 혼합으로 인하여 흐름을 장착하지 않은 경우에 비해 약 9%의 총합열전달계수 증가를 보이며, 평면표면 판형 흐름과 비교 시에도 약 6%의 증가를 나타내고 있다.

주름표면 판형 흐름의 경우, 주름 위를 흐르는 유체의 교란으로 인해 흐름을 장착하지 않은 경우에 비해 약 10%의 총합열전달계수 증가를 보이며, 평면-흡 표면 판형 흐름과 거의 비슷한 열전달 성능을 보인다.

주름-흡 표면 판형 흐름은 흐름이 없는 경우와 비교 시 약 13% 증가하는 것으로 나타났으며, 평면표면 판형 흐름과 비교시 유동 교란 및 혼합으로 인해 약 10%의 열전달 증대효과를 볼 수 있다. 본 연구에서는 배플과 배플 사이의 열교환기 일부분에 대해서만 모델링하였으며, 입출구는 개방되어 있는 것으로 가정하였으므로 전반적인 압력강하는 미소하게 발생하고 있으나, 주름-흡 표면에서 가장 크게 나타나고 있다.

3.2 난류유동 해석결과

관 및 원통축 입구에서 난류유동을 만들기 위해 층류유동의 10배의 유속을 경계조건으로 하여, 관축과 원통축 입구에서의 속도가 각각 0.2 m/s 와 0.02 m/s 로서 레이놀즈 수가 4242와 3289인 난류유동인 경우, 기존의 판형 흰이 없는 열교환기와 판형 흰을 장착한 열교환기의 열전달 성능을 계산하여 그 결과를 Table 2에 나타내었다.

층류유동과 비교하여 유량의 증대로 인하여 관축과 원통축의 온도변화는 감소하지만 총합열전달계수는 증가함을 확인할 수 있다. 판형 흰을 장착하지 않은 열교환기의 경우, 난류유동의 총합열전달계수가 층류유동보다 약 3.9배 증가하였다.

평면표면 판형 흰을 장착한 경우, 판형 흰이 없는 기존의 열교환기의 총합열전달계수보다 약 14% 증가하였다. 층류유동과 비교하면 약 4.3배의 증가로서, 판형 흰 사이의 난류유동으로 인한 열전달 향상 효과가 크게 나타남을 알 수 있다.

평면-홈 표면 판형 흰을 장착한 경우, 난류효과와 흰과 흰 사이 유동 혼합으로 인하여 흰을 장착하지 않은 경우에 비해 약 17%의 총합열전달계수 증가 효과가 나타났다. 주름표면과 주름-홈 표면 판형 흰을 장착한 경우, 판형 흰을 장착하지 않은 경우에 비해 총합열전달계수가 각각 약 17%와 20% 증가하였다. 층류유동인 경우 주름표면이 평면-홈 표면보다 약간 높은 총합열전달계수를 갖는데 비해, 난류유동인 경우 약간 낮은 값을 갖는다. 이는 난류유동으로 유동이 복잡해짐에 따라 흰과 흰 사이의 유동 혼합이 열전달 성능 향상에 더 크게 영향을 미치기 때문으로 사료된다. 난류유동에서도 전반적인 압력강하는 미소하게 발생하고 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 다양한 형상의 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기의 열성능을 상용 열유체 해석전용 프로그램인 CFX4.4를 이용하여 3차원 모의계산으로 수행하였다. 이를 통하여 열교환기 내부의 유동 및 압력강하, 그리고 열전달 성능을 예측하였다. 판형 흰의 형상에 따른 열전달 성능을

고찰하기 위해 평면표면, 평면-홈 표면, 주름표면, 그리고 주름-홈 표면의 4가지 형상의 판형 흰을 고려하였으며, 각각의 해석결과를 기존의 판형 흰이 없는 열교환기와 비교 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기존의 판형 흰이 없는 원통다관형 열교환기에 4가지 형상의 판형 흰을 장착하여 모의계산함으로써 열교환기의 열전달 성능향상 정도를 확인하였다.

(2) 평면표면 판형 흰을 장착한 열교환기의 열전달 성능 향상효과가 가장 적게 나타났다. 이는 유동 방향과 흰의 설치 방향이 평행하여 흰이 유동 변화의 역할을 하지 못하고, 다만 증가된 면적으로서의 역할만 하기 때문이다.

(3) 평면표면에 주름을 주어 주름표면을 만들면 주름위를 흐르는 유체의 교란으로 인해 열전달을 촉진시켜 열성능이 향상되었다. 판형 흰의 표면에 홈을 만들면 흰과 흰 사이 유동의 혼합을 초래하여 열전달을 더욱 더 촉진시킨다는 것을 알 수 있었다. 그러므로 주름-홈 표면 형상의 판형 흰이 가장 우수한 열전달 성능을 보였다. 본 연구에서 고려한 조건에서는 전반적인 압력강하는 미소하게 발생하고 있으나, 주름-홈 표면에서 가장 크게 나타나고 있다.

(4) 다양한 형상의 판형 흰 장착으로 인한 열전달 성능 향상 효과는 속도가 증가할수록 더 크게 나타나며, 본 연구에서 모의한 부분적인 형상이 아니라 실제 전체적인 원통다관형 열교환기에서는 판형 흰 장착으로 인한 열전달 성능 향상 효과가 더욱 크게 나타날 것이다.

이러한 평면표면, 평면-홈 표면, 주름표면 및 주름-홈 표면 4가지의 판형 흰 형상에 따른 열전달 특성을 알아야 판형 흰을 적용한 원통다관형 열교환기 개발이 가능할 것이므로, 본 논문의 결과는 판형 흰을 장착한 원통다관형 열교환기 개발시 기초설계자료로 활용 가능하다.

후 기

본 연구는 과학기술부 및 한국과학기술평가원의 지

원을 받아 2003년도 원자력연구개발사업(과제번호 : M20362000001-03B0500-02310)을 통해 수행되었음.

참고문현

- [1] G. Walker, Industrial Heat Exchangers - A Basic Guide, 2nd ed., Hemisphere Publishing Co., New York, 1990.
- [2] S. Kakac and H. Liu, Heat Exchangers - Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, Florida, 1998.
- [3] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Wiley & Sons Inc., New York, 1996.
- [4] 이상천, 조영우, 남상철, “원통다관형 열교환기에서 배플인자가 열전달에 미치는 영향”, 대한기계학회논문집(B), 제21권, 제1호, pp.185~194, 1997.
- [5] H. Li and V. Kottke, “Visualization and Determination of Local Heat Transfer Coefficients in Shell-and-tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement by Mass Transfer Measurements”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 17, pp. 210~216, 1998.
- [6] M. Saffar-Avval and E. Damagir, “A General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for All Types of Shell and Tube Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, pp. 2501~2506, 1995.
- [7] H. Li and V. Kottke, “Effect of Baffle Spacing on Pressure Drop and Local Heat Transfer in Shell-and-tube Heat Exchangers for Staggered Tube Arrangement”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 1303~1311, 1998.
- [8] A. Muley and R. M. Manglik, “Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates”, Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 110~117, 1999.
- [9] Tony W. H. Sheui, S. F. Tsai and T. P. Chiang, “Numerical Study of Heat Transfer in Two-Row Heat Exchangers Having Extended Fin Surfaces”, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 35, pp. 797~814, 1999.
- [10] 김태용, 이재용, 김남진, 김종보, “주름형상 판형열교환기 채널에서의 열전달 특성 수치 해석적 연구”, 설비공학논문집, 제13권, 제7호, pp. 588~594, 2001.
- [11] 김선정, 정태현, 권순석, “루우버 위치가 루우버판 열교환기의 공기측 열전달에 미치는 영향”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제2권, 제2호, pp. 99~104, 1990.
- [12] 김은필, 박승하, “덤플형 열교환기의 열전달 특성에 관한 연구”, 대한기계학회 부산지부 춘계학술대회논문집, pp. 223~229, 1999.
- [13] AEA Technology, CFX-4.4 Manual, United Kingdom, 1997.
- [14] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Co., Washington, D.C., 1980.
- [15] J. P. Van Doormaal and G. D. Raithby, “Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows”, Numerical Heat Transfer, Vol. 7, pp. 147~163, 1984.

저자 소개



손영석 (孫永澤)

1960년 5월생. 1983년 부산대학교 기계공학과 졸업(공학사). 1986년 연세대학교 대학원 기계공학과 졸업(공학석사). 1994년 미국 The University of Texas at Austin 대학원 기계공학과 졸업(공학박사). 1986~1990년 한국원자력연구소 연구원. 1994~1997년 한국원자력연구소 선임연구원. 1997~현재 동의대학교 기계공학부 부교수.



신지영 (申智榮)

1967년 7월생. 1990년 서울대학교 기계공학과 졸업(공학사). 1992년 동대학원 졸업(공학석사). 1996년 동대학원 졸업(공학박사). 1996~1998년 현대엔지니어링 주식회사. 1998~1999년 서울대학교 정밀기계설계공동연구소. 1999~현재 동의대학교 기계공학부 조교수.