https://doi.org/10.21289/KSIC.2023.26.2.255

쉘앤튜브형 열교환기의 단일 쉘 내 고온공기 열유동 특성 해석

Analysis on Characteristics of Thermal Flow of Hot Air in Single Shell of Shell and Tube-type Heat Exchanger

양영준*

Young-Joon Yang*

〈Abstract〉

The shell and tube-type heat exchangers have been frequently used in many industrial field because of its simple structure and wide operation conditions and so on. The purpose of this study is to investigate the flow characteristics in single shell of shell and tube-type heat exchanger according to velocity and temperature of hot air released from heat exchanger simulator through numerical analysis. As the results, the temperature was decreased in almost quadratic curve from top to bottom in single shell of the shell and tube-type heat exchanger. Further the changes of pressure and velocity in outlet according to change of inlet temperature were not observed. The cost for operating the shell and tube-type heat exchanger should be compared the supply cost of hot air with that of velocity in order to make a economic decision.

Keywords : Shell & Tube-Type Heat Exchanger, Single Shell, Hot Air, Thermal Flow, Operation Cost, Simulator

* 정회원, 교신저자, 경상국립대학교 자동차공학과, 교수
E-mail: yangyj@gnu.ac.kr

* Dept. of Automotive Engineering, Gyeongsang National University

1. 서 론

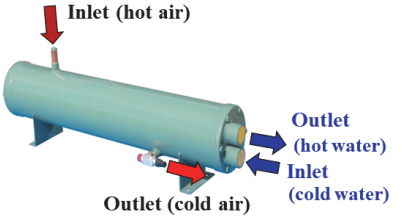
열교환기 시뮬레이터(simulator)는 각종 열교환기의 성능 검증 및 시험용으로 많이 사용된다. 쉘앤튜브형 열교환기(shell & tube-type heat exchanger)는 구조가 간단하고 제작이 용이하며 또한 넓은 운전조건 등으로 인하여 산업용 열교환기 중 약 60% 이상을 차지한다. 쉘앤튜브형 열교환기에 관한 연구로서, Jang 등[1]은 유한체적법(FVM)을 이용하는 ANSYS CFX을 통해 쉘앤튜브형 열교환기의 열유동해석을 수행하여 배플의 유무가 압력강하와 온도 차에 미치는 영향을 조사하였다. Lee 등[2]은 이중 쉘앤튜브형 배기가스 열교환기의 설계변수의 변화에 따라 열전달 및 마찰특성 변화를 알아보기 위해 CFD 및 RSM을 이용하여 최적화를 수행하였다. Jang 등[3]은 기존의 쉘앤튜브형 막가습기의 쉘측, 튜브측 및 쉘과 튜브측 모두에 각각 발포금속을 충진한 경우에 공급가스 유량의 변화에 대한 열전달과 물질전달의 특성 및 차압특성에 관하여 조사하였다. Yoo 등[4]은 휜튜브 열교환기와 쉘앤튜브형 열교환기의 성능 비교를 위해 성능예측을 위한 해석을 수행하여 총괄 열전달계수, 압축공기의 온도차, 압력손실 등의 비교 연구를 수행하였다. Ko 등[5]은 쉘앤튜브형 열교환기의 막응축 열전달 특성에 관한 실험연구로서 터보냉동기의 응축기 개발을 위해 여러 냉매를 이용하여 쉘앤튜브형 열교환기에서의 막응축 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다.

본 연구는 수치해석을 통해 고온공기가 열교환기 시뮬레이터에서 쉘앤튜브형 열교환기로 유입될 때 고온공기의 유속(유량) 및 온도 변화에 따른 단일 쉘 내 유동 특성을 조사하였다. 즉 쉘앤튜브형 열교환기의 단일 쉘 내 고온공기 유동으로 인한 쉘 내 압력강하 및 온도 변화 특성 등을 조사하여 열교환기 설계 기초자료를 취득하고자 하였다.

2. 모델링 및 수치해석 방법

Fig. 1(a)에 열교환기 시뮬레이터(H&C SYSTEM Co. Ltd) 및 Fig. 1(b)에 쉘앤튜브형 열교환기를 나타내었다[6]. 시뮬레이터에서 생산되는 고온공기 범위는 40~150℃(±2%), 공기유량 범위는 최대

(a) Simulator



(b) Shell & tube-type heat exchanger

Fig. 1 Simulator and shell & tube-type heat exchanger

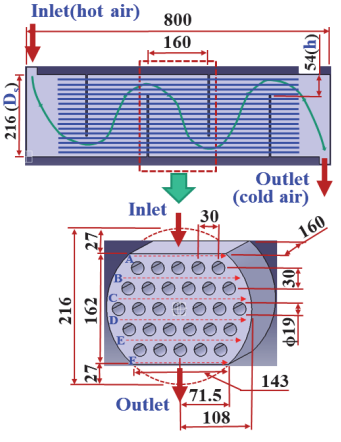


Fig. 2 Modeling

80 m^3/h이다. 또한 냉각수의 생산 온도 범위는 10~40℃(±2%), 냉각수 유량 범위는 최대 3 m^3/h 이다. 본 연구에서는 시뮬레이터로부터 생산되어 쉘앤튜브형 열교환기로 유입되는 고온공기에 대해 해석을 수행하였다.

쉘앤튜브형 열교환기 모델링을 Fig. 2에 나타내었다. 그림의 쉘앤튜브형 열교환기에서 쉘의 상단 좌측에서 고온공기가 유입되어 튜브 및 배플 사이를 통과하여 쉘의 하단 우측에서 유출하는 구조이다. 그림 하부에 배플과 배플 사이에 있는 튜브가 장착된 1개의 쉘 해석 대상을 나타내었다. 배플의 커트율(BCR, baffle cut rate)은 BCR = h/D_S × 100 (%)로서 여기서 h는 배플의 커트높이, D_S는 쉘 안지름이다. 열교환기 TEMA 기준에 따르면 BCR은 일반적으로 20~30% 범위가 되도록 설계한다. 따라서 본 해석에서는 BCR을 25%로 설정하였다. BCR 25%를 위해서는 배플의 커트높이를 한쪽 길이만 h=54mm로 설정해야 하지만 해석에서는 위 영역의 h=27mm에서 고온공기가 유입하고 아래 영역의 h=27mm에서 유출하는 것으로 근사화하였다. 또한 실제 고온공기는 쉘 내에서 유입 경사각을 가지고 튜브와 충돌하지만 본 해석에서는 직각 충돌로 가정하였다. 경사 각도에 따른 열전달 영향을 비교하는 것도 흥미로울 것이다. 그림 하부의 해석대상에서 A는 입구, F는 출구이며 B, C, D, E는 각각 튜브와 튜브사이 중간 지점의 위치를 나타낸다.

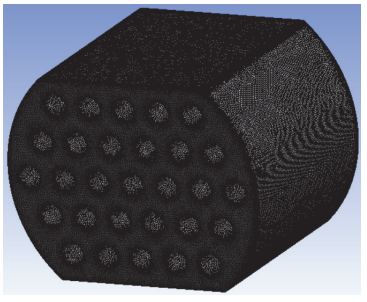


Fig. 3 Mesh

Table 1. Analysis conditions

Conditions	1	2	3	4
Inlet velocity of hot air (m/s) (Flow rate, m^3/h)	0.12 (10)	0.36 (30)	0.61 (50)	0.85 (70)
Inlet temp. of hot air (℃)	60	80	100	120
Temp. of surface tube (℃)	20			
BCR (%)	25			

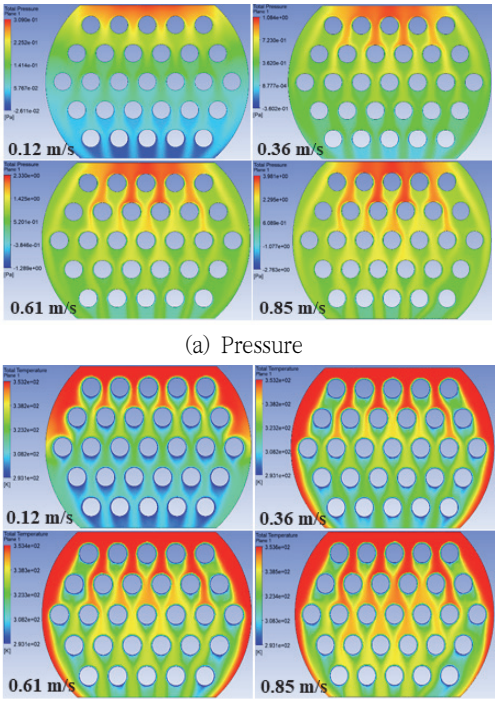
Fig. 3에 해석 격자(mesh)를 나타내었다. 격자 형태는 사면체(tetrahedron), 노드 수는 약 57만개, 엘리먼트 수는 약 300만개이다. 열전달은 순수 열전달만 취급하는 Thermal Energy, 난류모델로서 역압력 구배로 인한 유동박리 현상 예측에 많이 사용되는 SST(shear stress transport) 모델을 적용하였다. 반복해석에서 잔차는 10^{-8} 오더로 설정하였으며 해석 프로그램으로서 ANSYS Workbench를 사용하였다. 해석조건을 Table 1에 나타내었다. 시뮬레이터의 고온공기 유량 범위가 최대 80 m^3/h이므로 이를 20 m^3/h의 간격인 10, 30, 50, 70 m^3/h으로 설정하였다. 이를 해석대상 면적에 유입하는 속도로 환산하면 각각 0.12, 0.36, 0.61, 0.85 m/s에 해당된다. 해석 결과에 대한 고찰에서는 유입속도로 나타내기로 한다. 또한 시뮬레이터의 고온공기 온도 범위가 40~150℃이므로 고온공기 유입온도는 20℃ 간격인 60, 80, 100, 120℃로 설정하였다. 냉각수가 흐르는 튜브의 표면온도는 20℃로 고정하였으며 튜브의 개수는 직경 19.0mm의 총 29개를 설정하였다. 배플의 BCR은 상술한 바와 같다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig. 4에 고온공기 유입온도 80℃의 경우 유입

속도에 따른 형상을 나타내었다. Fig. 4(a)는 압력 분포로서 모든 경우 유입구에서 높은 압력, 유출구에서 낮은 압력분포가 관측된다. 또한 쉘 단면 중앙부가 양쪽 측면부보다 압력이 높다. 유입유속이 증가함에 따라 상부의 압력이 하부에 더 영향을 끼치고 있음을 알 수 있다. Fig. 4(b)는 온도분포로서 유속 0.12m/s의 경우에서 관측되는 바와 같이 다른 경우와 비교하여 유속이 낮으면 유입온도의 영향이 충분히 하부까지 끼치고 있지 않음을 알 수 있다. 모든 경우 유입온도는 쉘의 양쪽 측면에 더 높은 온도를 보이며 고온공기와 잘 접촉하는 튜브가 있는 반면 접촉이 원활하지 못한 튜브도 확인할 수 있다.

Fig. 5에 고온공기 유입속도 0.61m/s, 유입온도 80℃의 경우 쉘 내 위치에 따른 상대압력 변화를



(a) Pressure

(b) Temp.

Fig. 4 Images with respect to inlet vel. in case of inlet temp. 80℃.

나타내었다. 앞의 Fig. 2의 모델링에서 A~F 위치에서의 상대압력을 나타낸 것이다. 여기서 상대압력은 대기압(1atm)과의 비교이다. 그림에서 X축의 거리는 쉘의 중앙을 0, 좌측을 -, 우측을 + 로 표시한 것이다. 실선은 각 측정 데이타를 커브피팅한 것이다. 그림에서와 같이 쉘의 중앙에서 상대압력 편차가 크며 양쪽 측면에서 작다. 또한 A 지점에서 가장 크고 F 지점으로 갈수록 감소하고 있음을 관측할 수 있다.

고온공기 유입속도 0.61m/s, 유입온도 80℃의 경우 쉘 내 위치에 따른 결과를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)에서의 평균상대압력은 Fig. 5에서의 각 압력 측정값들을 평균한 것이다. 평균속도 및 평균온도도 동일하게 평균한 값이다. 평균상대압력은 A 지점에서 F 지점으로 향할수록 거의 선형적으로 감소한다. 즉 고온공기 유동의 압력강하가 발생하고 있음을 알 수 있다. 평균속도는 A 지점에서 F 지점으로 향함에 따라 작지만 감소하다가 다시 증가한다. 이것은 A 지점의 평균속도는 하부로 가면서 쉘 단면적의 상대적 증가로 감소하는 것으로 예상된다. F 지점인 출구 근처에서 쉘 단면적의 상대적 감소로 속도가 다시 증가하는 것이 관측된다. 베르누이의 식(Bernoulli equation)

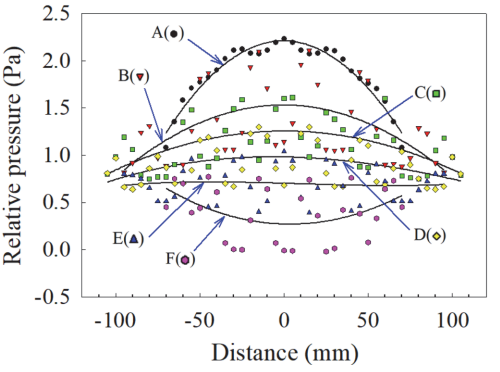
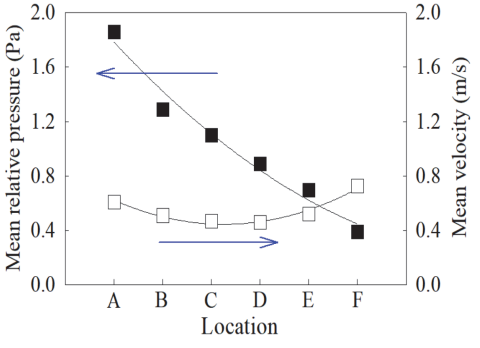


Fig. 5 Variations of relative pressure according to location in shell in case of inlet vel. 0.61m/s and inlet temp. 80℃

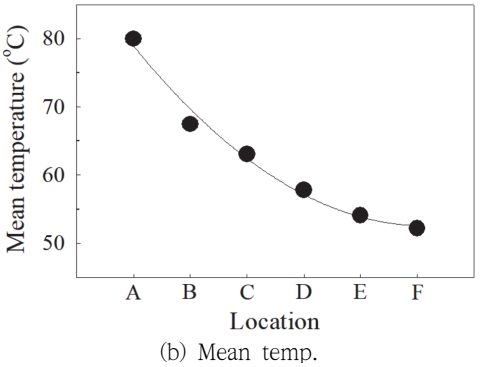
에 의하면 압력과 속도는 반비례 관계이다. 그림에서 D, E, F 지점은 베르누이의 식에 부합하지만 전체적으로 다른 양상을 보인다. 이것은 쉘의 형상 및 튜브 배열과 관계있는 것으로 판단된다. Fig. 6(b)에 평균온도를 나타내었다. A 지점의 최초 유입온도는 80℃이며 B 지점으로의 온도 강하 폭은 다른 지점과 비교하여 가장 크다. 그러나 E 지점에서 F 지점으로의 강하 폭은 가장 적다. 즉 상층부에 있는 튜브에서 열교환율 크지만 하층부에 있는 튜브에서의 열교환율은 그보다 작으며, 상층부에서 하층부로의 온도 감소는 거의 2차 곡선 형태인 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7에 고온공기 유입속도가 0.61m/s로 일정할 때 유입온도 변화에 따른 출구에서의 결과값을 나타내었다. 여기서 쉘이 좌우 대칭이므로 좌측은 생략하고 우측방향만 나타내었다. Fig. 7(a) 및 Fig. 7(b)에서의 상하 변동은 측정 위치가 튜브 바로 밑이거나 또는 위에 튜브가 없는 경우이기 때문이다. Fig. 7(a)의 출구 상대압력에서, 유입온도가 60℃ 및 120℃의 경우에도 유입온도 변화에 의한 쉘 출구에서의 상대압력 변화는 거의 없다. Fig. 7(b)의 출구 속도에서, Fig. 7(a)와 동일하게 유입온도 변화에 의한 쉘 출구에서의 속도 변화는 거의 없다. 즉 120℃의 높은 온도의 경우를 포함하여 유입온도 변화에 따른 출구압력 및 속도는 거의 변화하지 않음을 알 수 있다.

고온공기 유입온도가 80℃로 일정할 때 유입속도 변화에 따른 출구에서의 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8(a)의 상대압력에서 유입속도가 증가함에 따라 출구에서 상대압력도 증가한다. 유입

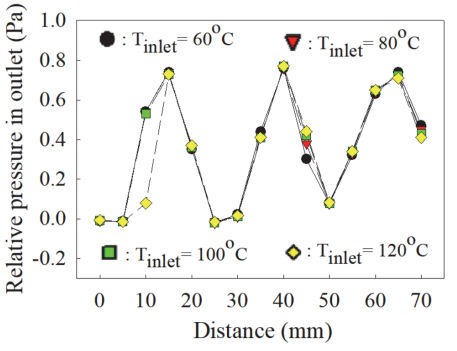


(a) Mean relative pressure and mean vel.

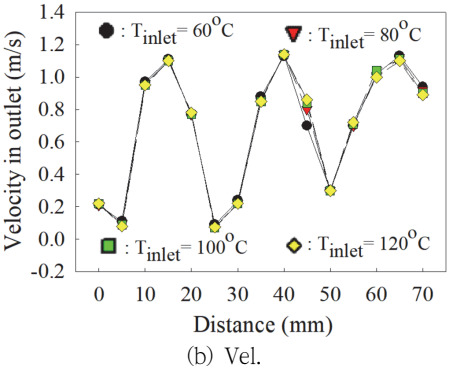


(b) Mean temp.

Fig. 6 Results according to location in shell in case of inlet vel. 0.61m/s and inlet temp. 80℃



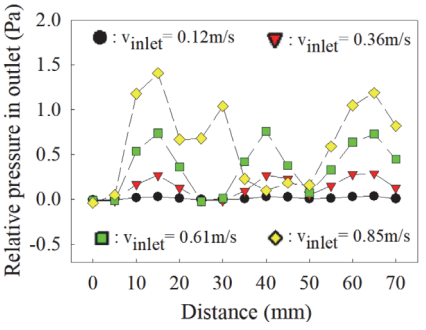
(a) Relative pressure



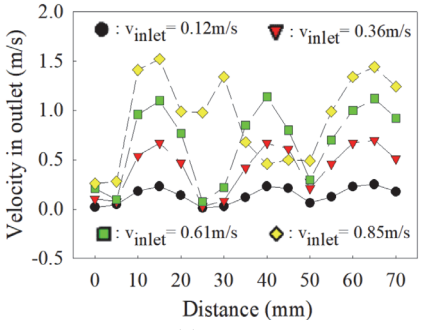
(b) Vel.

Fig. 7 Results in outlet according to inlet temp. in case of inlet vel. 0.61m/s

속도가 가장 작은 0.12m/s의 경우 거의 일정한 값을 보인다. Fig. 8(b)의 속도에서 유입속도가 증가함에 따라 출구에서 속도도 증가하고 있음을 확인할 수 있다. 여기서 측정값들의 변동은 Fig. 7에서와 동일하게 측정위치에 기인한다.



(a) Relative pressure



(b) Vel.

Fig. 8 Results in outlet according to inlet vel. in case of inlet temp. 80℃.

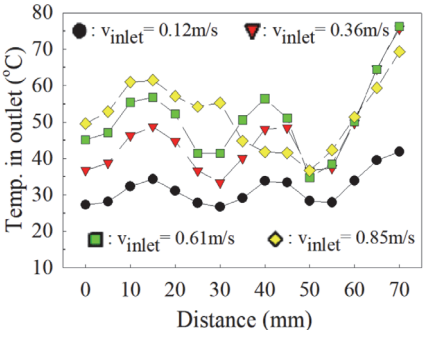
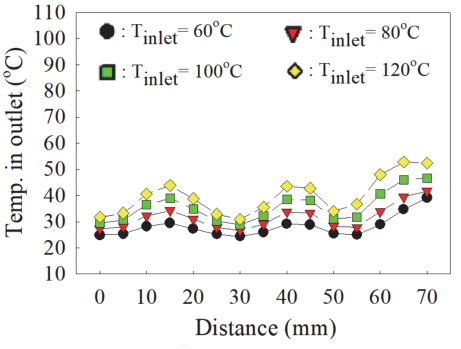


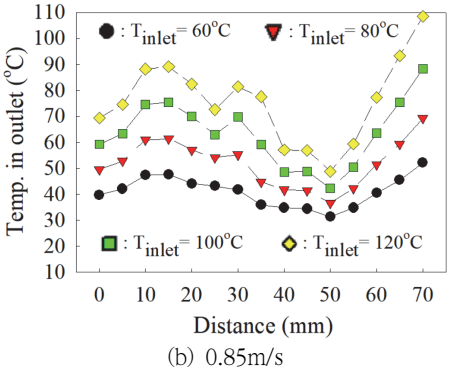
Fig. 9 Temp. in outlet according to inlet vel. in case of inlet temp. 80℃

열교환기에서 가장 중요한 인자는 온도이다. Fig. 9에 유입온도가 80℃로 일정할 때 유입속도 변화에 따른 출구 온도값을 나타내었다. 여기서 유입온도가 80℃로 일정함에도 불구하고 유입속도가 증가할수록 쉘의 출구온도는 전체적으로 증가하는 경향임을 알 수 있다. 이것은 쉘 중앙부에 가까울수록 이러한 경향이 강한 것으로 관측된다.

Fig. 10에 고온공기의 유입속도가 최저인 0.12m/s 및 최고인 0.85m/s의 경우 유입온도 변화에 따른 출구 온도값을 나타내었다. Fig. 10(a)의 0.12m/s의 경우 유입온도에 따른 차이가 크지 않다. Fig. 10(b)의 0.85m/s의 경우 유입온도에 따른 차이가 0.12m/s의 경우와 비교하여 상대적으로 크다. 즉 쉘 내 유동특성에 있어서 유입온도뿐만 아니라 유입속도도 온도변화에 영향을 끼치고 있음을 확인



(a) 0.12m/s



(b) 0.85m/s

Fig. 10 Temp. in outlet according to inlet temp. in case of inlet vel. 0.12m/s and 0.85m/s

할 수 있다. Fig. 10(a) 및 Fig. 10(b)의 모든 경우에 있어서 유입온도가 증가할수록 출구온도도 증가하는 특성이 관측된다. 이것은 예측 가능한 결과이다. 그러나 위의 결과는 유입온도가 서로 다르기 때문에 정확한 분석을 도출하기 쉽지 않다. 따라서 출구온도에서 유입온도를 고려한 형태로 변경할 필요가 있다.

Fig. 11에 고온공기 유입속도 0.61m/s, 유입온도 80℃ 경우의 쉘 내 온도 형상의 예(Fig. 2의 모델링 A~F)를 나타내었다. 튜브와 튜브사이 영역의 온도가 높으며, 튜브 바로 하부는 낮은 온도를 보인다. 또한 쉘 하부로 갈수록 온도가 감소한다. 본 해석대상 열교환기의 쉘의 양쪽 측면부는 튜브 영역과 비교하여 쉘의 하부에서도 높은 온도를 유지하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 12에 고온공기 유입속도 및 유입온도에 따른 결과 값을 나타내었다. 쉘의 입구(Fig. 2에서 A 지점)와 출구(Fig. 2에서 F 지점)에 대해 Fig. 7에서와 같이 쉘 중심에서 우측방향으로 각각의 모든 측정값에 대해 평균을 취하였다. Fig. 12(a)는 평균압력 강하차를 나타낸 것이다. 이것은 평균유입압력값에서 평균유출압력값을 뺀 값($\Delta P_m = P_{m(inlet)} - P_{m(outlet)}$)을 나타낸다. 모든 유입온도의 경우에 대해 유입속도가 증가함에 따라 압력강하가 증가한다. 즉 이것은 유입속도가 클수록 유입구와 유출구의 압력차가 증가하는 것으로서 유동의 일반적인 현상이다. 각 유입속도마다의 차는 0.24~0.25m/s로서 거의 일정하지만 유입속도가 높을수록 압력강하의 증가폭은 지속적으로 커진다. 또한 모든 유입속도의 경우 유입온도 증가에 따라 압력강하의 값이 작지만 점진적으로 증가하는 경향을 보인다. Fig. 7(a)에서 유입온도 변화에 대한 출구압력 변

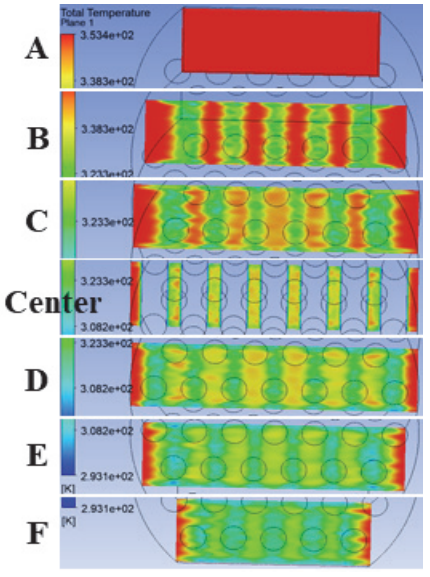


Fig. 11 Examples of temp. image in shell in case of inlet vel. 0.61m/s and inlet temp. 80℃

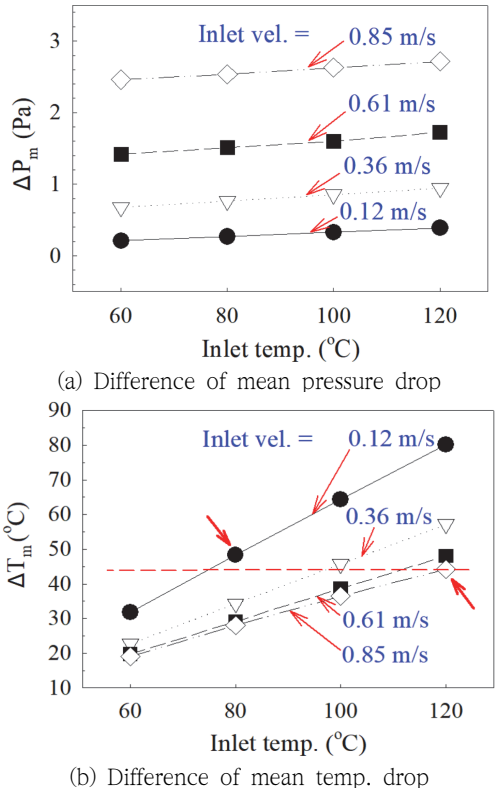


Fig. 12 Differences of mean pressure drop and mean temp. drop according to inlet vel. and inlet temp

화는 거의 관측되지 않았지만 여기서 압력강하(⊿P) 즉 최초압력에서 최종압력을 뺀 값에서는 차이가 관측된다. 이것은 고온경기의 경우 온도가 압력에 영향을 미치는 것을 의미하는 것으로서, 이상기체 상태방정식 $\Delta P=\rho R\Delta T$에서 알 수 있는 바와 같이 압력과 온도의 비례관계에 부합하는 것을 확인할 수 있다. 본 해석대상의 쉘앤튜브형 열교환기에서 ⊿P와 ⊿T의 관계를 도출하여 설계 기초자료를 취득하는 것도 흥미로울 것이다. Fig. 12(b)는 평균온도 강하차를 나타낸 것($\Delta T_m=T_{m(inlet)}-T_{m(outlet)}$)이다. 그림을 고찰하면 유입온도가 증가할수록 평균온도 강하차도 증가한다. 이것은 공급된 열과 20℃인 초기 튜브의 관계에서 유입온도가 높을수록 공급된 열과 튜브 사이에 충분한 열교환없이 방출되는 열이 많다는 것을 의미한다. 또한 앞의 평균압력 강하차의 결과와 비교하면 다른 경향이 관측된다. 즉 평균온도 강하차는 모든 유입온도의 경우에 대해 유입속도가 증가함에 따라 평균온도 강하차는 감소한다. 이것은 본 해석조건 중에서 가장 높은 120℃를 부여하더라도 유입속도가 0.85m/s인 경우 얻을 수 있는 평균온도차는 유입속도 0.12m/s, 유입온도 80℃의 경우보다 더 작을 수 있다는 것을 나타내고 있다. 즉 유입온도를 높여 에너지를 많이 사용함에도 불구하고 얻을 수 있는 평균온도 강하차는 적을 수도 있음을 의미한다. 따라서 본 해석대상의 열교환기 설계 시 목표로 하는 온도차를 설정하고 그에 맞는 유입온도와 유입속도를 결정해야 할 것으로 예상된다. 결과적으로 유입온도와 유입속도의 비용을 서로 비교하여 경제적인 결정을 내려야 할 것으로 판단된다.

4. 결 론

수치해석을 통해 쉘앤튜브형 열교환기의 쉘 내 고온공기의 유동특성을 조사하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

그 결과 본 형상의 쉘앤튜브형 열교환기는 쉘의 양쪽 측면에서 더 높은 온도분포를 보이고 고온공기와 접촉하는 튜브는 각 튜브 위치마다 다르다. 쉘 상층부에서 하층부로의 평균온도 감소는 거의 2차곡선 형태로 변한다. 유입온도의 변화에 따른 출구압력 및 출구속도 변화는 거의 없다. 또한 본 해석을 통해 쉘 내 압력강하(△P)와 온도강하(△T)의 관계를 확인하여 해석대상의 쉘앤튜브형 열교환기에서 설계 기초자료 취득 가능성을 확인하였다. 결과적으로 쉘 내에 유입되는 고온공기의 공급 비용과 공급속도(즉 공급유량) 비용을 서로 비교하여 경제적인 운전조건 결정이 가능함을 확인하였다.

참고문헌

[1] B. H. Jang, S. P. Kim and K. H. Lee, “A Numerical Analysis for the Performance Improvement of a Channel Heat Exchanger,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, vol. 11, no. 2, pp. 159-164, (2012).

[2] J. W. Lee, K. H. Shin, S. Choi, B. Y. Chung and B. S. Kim, “Design Optimization of Dual-Shell and Tube Heat Exchanger for Exhaust Waste Heat Recovery of Gas Heat Pump,” Transaction of Korean Society of Mechanical Engineers C, vol. 3, no. 1, pp. 23-28, (2015).

[3] H. S. Jang, M. H. Kim and S. K. Park, “Study on the Characteristics of Membrane Humidifier with Porous Metal Foam,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 41, no. 7, pp. 632-637, (2017).

[4] S. H. Yoo, S. G. Park, J. H. Jeong and J. P.

Yoon, “Comparison of Various Heat Exchanger Performances in order for Air Compressor Intercooler Application,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 32, no. 1, pp. 73-81, (2008).

[5] J. W. Ko, S. Y. Jang and D. S. Jeon, “A Study of Film Condensation Heat Transfer Characteristics on Shell and Tube Heat Exchanger using R1234ze(E) and R1233zd(E),” Korean Society of Mechanical Engineers 2017 Conference, pp. 2301-2305, (2017).

[6] Y. G. Lee, “A Study on Improvement of Cooling Performance in Heat Exchanger of Shell & Tube Type,” Dept. of Automotive Engineering Graduate School, Gyeongsang National University, (2009).

(접수: 2023.01.11. 수정: 2023.03.02. 게재확정: 2023.03.08.)