

부채꼴 배플 형상 및 배열에 따른 원통다관형 열교환기의 성능 평가

정재규* · 이장우** · 박지홍** · 주성원** · 심현석*†

Performance Evaluation of the Shell and Tube Heat Exchanger with the Geometry and Arrangement of Fan-Shaped Baffles

Jae-Gyu Jeong*, Jang-Woo Lee**, Jee-hong Park**, Seong-Won Ju**, Hyeon-Seok Shim*†

Key Words : Shell-and-tube heat exchanger(원통다관형 열교환기), Fan-shaped baffle(부채꼴 배플), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력 강하), Thermal enhancement factor(열성능 계수)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the effects of fan-shaped baffle configurations on the heat transfer coefficient and pressure drop in a shell-and-tube heat exchanger. Usually, a shell-and-tube heat exchanger is equipped with plate-type baffles generating turbulent flow, enhancing heat transfer. However, a promotion in turbulence also leads to a rise in the pressure drop of the shell-side flow, resulting in higher operational costs for the heat exchanger. To investigate the effect of the baffle on the performance of the shell-and-tube heat exchanger, several designs of baffles were analyzed, including configurations without baffles, with single and double-segment baffles, and double, triple and quadruple fan-shaped baffles. Numerical simulations were conducted using ANSYS CFX 2024 R2. The results indicated that the conventional segment baffle had the highest heat transfer coefficient, pressure drop, and heat transfer rate. However, it is noted that some configurations of fan-shaped baffles showed the higher thermal enhancement factors than conventional baffles.

1. 서 론

원통다관형 열교환기(shell-and-tube heat exchanger)는 원통 측과 다관 측 유체의 온도 차를 이용하여 열을 교환하는 구조를 가진다.⁽¹⁾ 원통다관형 열교환기는 다양한 크기로 제작할 수 있으며, 가공 및 유지보수 비용이 저렴하다는 장점으로 여러 산업에서 널리 사용되고 있다.⁽²⁾ 대부분의 원통다관형 열교환기는 원통 측 유체의 열교환 성능을 향상시키기 위해 주 유동 방향에 수직으로 설치된 평판 형태의 세그먼트 배플(segment baffle)을 포함한다.^(3, 4) 그러나 세그먼트 배플로 인해 난류가 형성되면 원통 내부 유동에서 압력 강하가 발생하여 유체를 이송하기 위한 펌프의 동력이 증가하게 된다. 이는 열교환기의 운영비용을 상승시키는 문제를

초래할 수 있다.⁽⁵⁾ 또한, 세그먼트 배플은 각 구획에 사각지대를 형성하여 열교환기 내에 오염물이 쌓일 가능성이 있으며, 난류 유동에 의해 발생하는 관 진동은 열교환기의 수명을 단축시킬 수 있다.^(6, 7) 따라서 설계자들은 이러한 유체역학적 현상을 고려하여 배플을 설계해야 한다.

원통 측에 설치된 배플이 열교환기 성능에 미치는 영향에 대해 다음과 같은 연구들이 수행되었다. Ambekar 등⁽⁸⁾은 세그먼트 배플이 원통다관형 열교환기의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 분석하였다. 이들은 세그먼트 배플이 장착된 열교환기가 우수한 열전달 성능을 보이지만, 큰 압력 강하로 인해 과도한 동력 손실이 발생한다는 점을 보고하였다. Al-Darraj 등⁽⁹⁾은 디스크와 링 형태의 판 배플이 기존의 세그먼트 배플에 비해 낮은 압력 강하를 유도하며, 더 균일한

* 국립창원대학교 기계공학부(Changwon National University)

** (주)금아하이드파워(KUMAHYDPOWER CO., LTD)

† 교신저자, E-mail : hsshim@changwon.ac.kr

유속 분포를 제공한다는 점을 수치적으로 분석하였다. Marzouk 등⁽¹⁰⁾은 타공된 링 배플을 포함한 다양한 배플의 성능을 비교 분석하였으며, 그중 타공된 링 배플이 기존 세그먼트 배플에 비해 42% 높은 열전달률을 기록하며 가장 우수한 열전달 성능을 보였다고 보고하였다. El-Said 등⁽¹¹⁾은 곡선을 적용한 이중 세그먼트 배플 설계를 기존 세그먼트 배플과 비교하였다. 이들은 첫 번째 단을 주 유동 기준으로 블록하게, 두 번째 단을 오목하게 설계한 이중 세그먼트 배플의 경우 전체 열전달 계수가 약 23% 향상되고, 압력 강하는 약 12% 감소하는 것으로 나타났다고 밝혔다. Bi er 등⁽¹²⁾은 기존 세그먼트 배플과 삼중으로 구성된 세그먼트 배플의 성능을 수치적으로 분석한 결과, 삼중 영역 배플이 기존 세그먼트 배플에 비해 최대 6.75% 낮은 온도를 기록하였으며, 압력 강하는 최대 49% 감소한다고 보고하였다.

열교환기의 압력 강하를 줄이면서도 열전달 성능을 유지하기 위해 부채꼴 배플(fan-shaped baffle)이 최근에 제안되었다. Chen 등⁽¹³⁾은 실험을 통해 90°와 60°의 부채꼴 배플을 교차 배치한 이중 배플과 삼중 배플이 원통다관형 열교환기 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 그들은 삼중 부채꼴 배플과 이중 부채꼴 배플에 의한 압력 강하가 세그먼트 배플 대비 각각 20%와 16% 낮음을 보고하였으며 열전달 성능 역시 각각 43%와 22% 높음을 보였다. You 등⁽¹⁴⁾은 수치적 접근을 통해 세그먼트 배플과 이중 부채꼴 배플의 유동 특성과 성능을 비교 분석하였으며, 부채꼴 배플이 같은 압력 강하에서 대류 열전달 성능이 더 우수함을 보고하였다. He 등⁽¹⁵⁾은 원통형 다관형 열교환기에 장착된 세그먼트 배플, 헬리컬 배플(helical baffle)과 부채꼴 배플이 압력 강하에 미치는 영향을 수치적으로 분석하였다. 이들은 질량 유량에 비례하여 압력 강하가 증가함을 확인했으며, 헬리컬 배플과 부채꼴 배플은 세그먼트 배플과 달리 주 유동의 흐름 방향이 변하지 않아 유체 속도의 변화가 거의 없어 압력 강하가 감소한다고 보고하였다. 또한, 부채꼴 배플은 세그먼트 배플과 헬리컬 배플에 비해 압력 강하가 낮음을 보고하였다. Lai 등⁽¹⁶⁾은 실험을 통해 이중 부채꼴 배플의 배플 간격을 조정하여 열전달률과 압력 강하 변화를 분석하였다. 이들은 이중 부채꼴 배플이 세그먼트 배플보다 흐름 방향의 급격한 변화가 적어 압력 강하가 감소함을 확인하였다. 또한, 대류 열전달 계수 대비 압력 강하를 비교했을 때, 이중 부채꼴 배플이 세그먼트 배플보다 10~30% 높은 성능을 보였음을 밝혔다.

앞서 언급한 바와 같이, 부채꼴 배플은 기존 세그먼트 배플에 비해 압력 강하를 줄여 운영비용을 절감하고, 난류의 촉진으로 대류 열전달을 향상시키는 것으로 알려져 있다. 그러나 이러한 형상들에 관한 단편적인 연구만 진행되었을 뿐, 다양한 부채꼴 배플 형상이 열교환기 성능과 유동 특성에 미치는 영향을 체계적으로 비교 분석한 연구는 보고된 바 없다. 이에 본 연

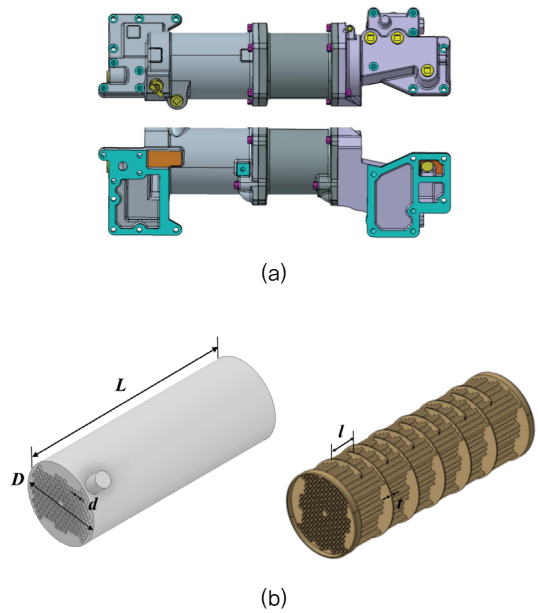


Fig. 1 Geometry of shell and tube heat exchanger

구에서는 다양한 부채꼴 배플 형상에 따른 성능을 분석하기 위해 삼차원 비압축성 정상상태 레이놀즈 평균 나비에-스톡스 해석(Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis, RANS)을 수행하였다. 성능의 정량적 비교를 위해 압력 강하, 대류 열전달 계수, 열 향상 계수를 성능 지표로 정의하였으며, 기존 세그먼트 배플과 더불어 부채꼴 배플 개수에 따른 원통다관형 열교환기의 성능 변화와 유동 특성을 심층 분석하였다.

2. 열교환기 형상 및 실험 장치

Fig. 1(a)는 본 연구에서 사용된 원통다관형 열교환기의 외부 형상을 나타낸 것으로, 해당 열교환기는 엔진의 윤활유를 냉각하기 위한 용도로 사용된다. Fig. 1(b)는 내부 형상의 예시를 나타낸 것으로, 하나의 주 유로와 유로에 수직한 배플을 가지는 기본적인 원통다관형 열교환기의 형태를 보이고 있다. Table 1은 원통다관형 열교환기의 상세 사양을 나타낸 것으로, 원통의 길이(L)와 직경(D)은 348mm과 126.9mm이며, 다관의 직경(d)은 6.35mm이며, 총 165개가 내장되어 있다. 배플의 두께(t)와 간격(l)은 1.2mm와 26.92mm이며, 배플의 개수(N_b)는 총 11개이다.

Table 1 Geometric parameters of shell and tube heat exchanger

| Parameter | Unit | Value |
|-----------------------------------|------|-------|
| Shell length(L) | mm | 348 |
| Shell diameter(D) | mm | 126.9 |
| Tube diameter(d) | mm | 6.35 |
| Baffle thickness(t) | mm | 1.2 |
| Baffle spacing(l) | mm | 26.92 |
| Number of tubes(N _t) | - | 165 |
| Number of baffle(N _b) | - | 11 |

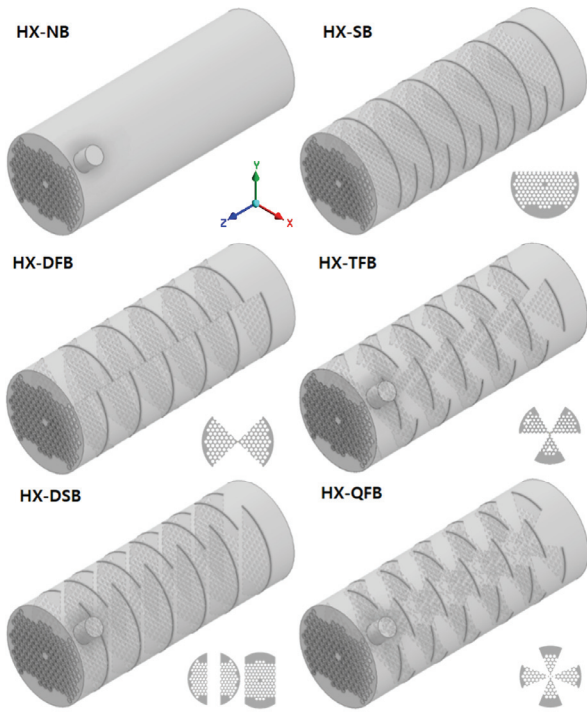


Fig. 2 Heat exchangers with configurations of baffles



Fig. 3 Experimental apparatus

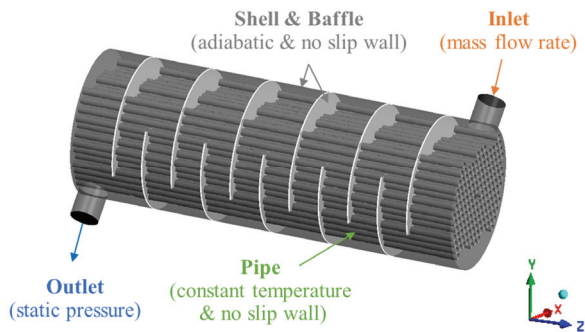


Fig. 4 Computational domain and boundary conditions

Fig. 2는 열교환기의 형상과 배플 형상의 예시를 나타낸 것이다. 배플이 없는 가장 기본적인 형태의 원통다관형 열교환기를 HX-NB(heat exchanger without baffle), 활꼴이 엇갈리게 배열된 형태의 배플이 장착된 열교환기를 HX-SB

(heat exchanger with segment baffle) 그리고 측면부와 중심부로 활꼴이 구분되어 엇갈리게 배열된 배플이 설치된 열교환기를 HX-DSB(double segment baffle)이라 명명하였다. 부채꼴 배플의 중심각이 90°, 60°와 45°이며, 각 단의 배플의 개수가 2, 3 그리고 4개인 배플이 설치된 열교환기를 각각 HX-DFB(double fan-shaped baffle), HX-TFB(triple fan-shaped baffle) 그리고 HX-QFB(quadruple fan-shaped baffle)이라 명명하였다. 부채꼴 배플은 첫 단을 기준으로 다음 단에서는 엇갈리게 배치하여 정면에서 바라보았을 때 서로 겹치지 않도록 하였다.

Fig. 3은 열교환기 성능시험 장비를 나타낸다. 이 시험 장비는 윤활유를 작동 매체로 사용하는 열교환기의 성능을 평가하기 위해 제작되었으며, 윤활유와 냉각수를 이송 및 저장하기 위한 용적식 펌프와 탱크를 구비하고 있다. 고온의 윤활유 조건을 모사하기 위해 윤활유 전용 히터가 설치되어 있으며, 냉각수의 온도를 일정하게 유지하기 위한 칠러와 히터가 추가로 장착되어 있다. 시험 중인 열교환기의 입·출구에는 K-type 열전대와 압력계가 설치되어 있어 온도와 압력 측정을 통해 열전달률과 압력 강하를 계산할 수 있다. 또한, 열교환기 후단에 설치된 전자식 유량계를 통해 윤활유와 냉각수의 체적 유량을 측정할 수 있다.

3. 수치해석 방법

본 연구에서는 부채꼴 배플의 형상 및 배열이 원통다관형 열교환기 성능에 미치는 영향을 분석하기 위해 삼차원 정상상태 유동 해석을 수행하였다. 열교환기의 성능을 모사하기 위해 상용 CFD 코드인 ANSYS CFX 2024 R2를 사용하였다. 난류 모델은 벽 근처 유동의 정밀한 해석이 가능하고, 복잡한 유동 조건에서 우수한 예측 성능을 가지고 있는 $k-\omega$ SST 모델을 사용하였다.⁽¹⁴⁾

Fig. 4는 해석 영역 및 경계조건을 나타낸 것이다. 본래 원통 측 유동과 다관 측 유동을 모두 고려하여 해석함이 타당하나, 본 연구에서는 배플에 의한 원통 측 유동 특성이 주요 관심사임을 고려하여 원통 측 유동에 대해서만 해석을 수행하였다. Table 2는 작동 유체 물성치와 경계조건을 나타낸 것이다. 작동유체는 15W40 윤활유를 사용하였으며, 물성을 참고하여 밀도를 851 kg/m³, 비열을 2,330 J/kgK, 그리고 점성 계수를 0.01397 Pas로 설정하였다. 비열이 큰 냉각 유체인 물의 온도는 크게 변화하지 않음을 고려하여, 다관의 표면 온도는 입구와 출구의 평균온도인 89.2°C로 일정하게 유지된다고 간주하였다. 입구 경계조건으로는 체계에서 요구하는 실제 열교환기가 운전되는 열 부하 조건을 고려하여, 질량 유량 1.11 kg/s, 1.67 kg/s, 2.22 kg/s의 세 가지 조건을 설정하였으며, 출구 경계조건으로는 정압력 조건을 부여하였다.

Table 2 Boundary conditions and properties of working fluid

| | Parameter | Unit | Value |
|--------------------------|--------------------------|-------------------|----------------|
| Working fluid (15W40) | Density | kg/m ³ | 851 |
| | specific heat | J/kgK | 2,330 |
| | Dynamic viscosity | Pas | 0.01397 |
| | Thermal conductivity | W/mK | 0.1424 |
| Boundary conditions | Mass flow rate | kg/s | 1.11/1.67/2.22 |
| | Inlet temperature | K | 383 |
| | Outlet pressure | Pa | 0 |
| | Tube surface temperature | K | 362.2 |

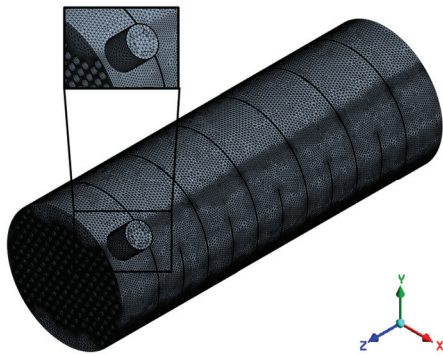


Fig. 5 Example of grid system

Fig. 5는 본 연구에 사용된 격자 계의 예시를 나타낸 것이다. 고체 벽면에서 유동의 해석을 위해 프리즘 격자를 배치하였으며, 복잡한 유동이 형성될 것으로 예측되는 배플 주변에는 조밀한 격자를 분포시켰다. 고체 벽면 부근 점성 저층의 직접 해석을 위해 y^+ 값을 2 이하로 설정하였다. 이 연구에서는 Table 3과 같이 해석 격자의 불확실도를 평가하기 위해 격자 수렴 지수(grid convergence index, GCI)에 대해 분석하였다. Fig. 4에 도시된 세 가지 다른 격자 계를 고려하였고, 설계 조건에서의 대류 열전달 계수와 압력 강하를 추정하였다. 가장 정밀한 격자 계로부터 얻은 외삽 상대 오차와 격자 수렴 지수는 각각 0.85%와 2.45%를 나타내었으며, 이는 합리적인 값으로 판단되었다. 이러한 결과를 바탕으로 모든 해석은 가장 조밀한 격자 계(N_3)를 사용하여 수행되었다.

수렴 기준으로는 모든 지배 방정식의 평균 제곱근 잔차(root-mean-square residuals) 값이 1.0×10^{-4} 이하이며, 질량 불균형(imbalance)은 0.01% 이하로 정의하였다. 계산은 Intel Zeon Gold 2.80 GHz 프로세싱 유닛과 MPICH2를 사용하여 30개의 작업으로 분할하여 데이터 전송을 수행하며 진행되었다. 각 케이스당 해석에서 소요된 시간은 약 110 CPU 시간이다.

Table 3 grid convergence index

| Performance parameter | - | h [W/m ² K] | Δp [kPa] |
|---|------------------|--|---------------------|
| Number of nodes | $N_1/N_2/N_3$ | $4.61 \times 10^6 / 3.73 \times 10^6 / 2.62 \times 10^6$ | |
| Grid refinement factor | r_{21}/r_{32} | 1.2 / 1.2 | |
| Computed values for $N_1, N_2,$ and N_3 | $\phi_1/\phi_2/$ | 2,295/ | 357.19/ |
| | ϕ_3 | 1,987/ | 327.2/ |
| | | 1,925 | 315.8 |
| Apparent order | p | 9.541 | 5.715 |
| Extrapolated values | ϕ_{21ext} | 2,588 | 299.4 |
| Approximate relative error | e_{21a} | 3.19% | 3.59% |
| Extrapolated relative error | e_{21ext} | 0.67% | 2.00% |
| Grid convergence index | GCI_{21fine} | 0.85% | 2.45% |

4. 성능함수

원통다관형 열교환기의 열전달 성능을 평가하기 위해 대류 열전달 계수(convection heat transfer coefficient, h)를 성능함수로 정의하였으며, 이는 아래와 같이 정의된다.

$$h = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T} \quad (1)$$

$$\dot{Q} = m\dot{C}_{p,h}(T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (2)$$

$$A = N\pi dL \quad (3)$$

여기서 \dot{Q} 는 열전달률이며 A 는 관 직경을 기준으로 한 열교환 면적을 의미한다. \dot{m} 은 질량 유량, $C_{p,h}$ 은 정압 비열을 의미하고 $T_{h,in}$ 은 유힐유 입구 온도, $T_{h,out}$ 은 유힐유 출구 온도를 의미한다. N_f 는 원통 내 파이프의 개수이고 d 는 관 직경, L 는 관 길이를 의미한다. ΔT 는 대수 평균 온도 차(log mean temperature difference, LMTD)를 의미하며, 아래와 같이 정의된다.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (4)$$

여기서, ΔT_{max} 는 물 입구 온도와 관 벽의 온도의 차이 ($=T_{s,in}-T_w$), ΔT_{min} 은 물 출구 온도와 관 벽의 온도의 차이를 의미한다($=T_{s,out}-T_w$).

열전달 성능을 평가하기 위한 또 다른 인자로 열 성능 계수(thermal enhancement factor, TEF)을 선정하였으며, 이는 아래 식과 같이 정의된다.

$$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (6)$$

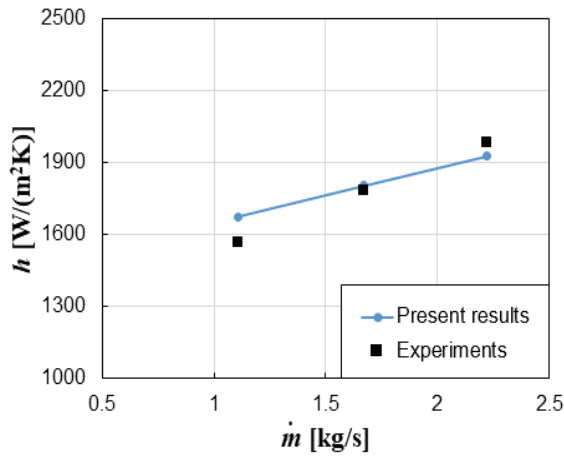


Fig. 6 Validation of present numerical results for h

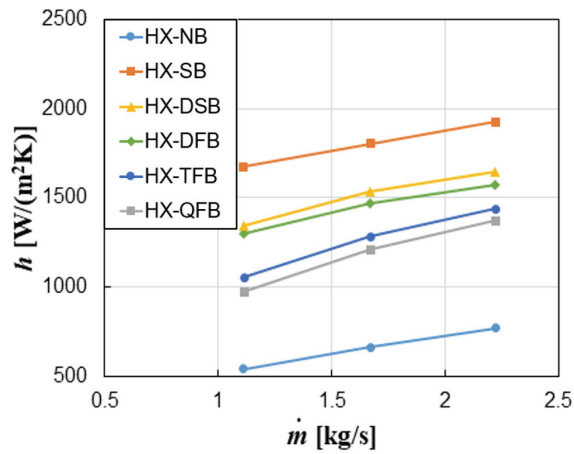


Fig. 7 Variations of h with mass flow rate for different baffle shapes

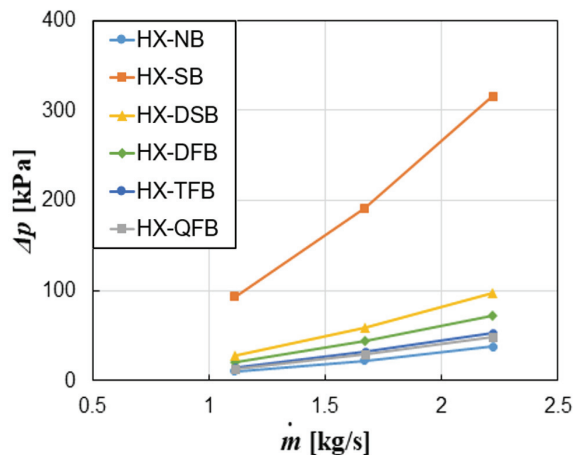


Fig. 8 Variations of Δp with mass flow rate for different baffle shapes

여기서, Nu 는 배플이 설치된 열교환기의 누셀트 수(Nusselt number), Nu_0 는 배플이 설치되어 있지 않은 HX-NB의 누셀트 수이다. f 는 배플이 설치된 열교환기의 저항계수(friction factor)이며, f_0 는 배플이 설치되어 있지 않은 HX-NB의 저항계수이다. 누셀트 수와 저항 계수를 계산하는 방법은 식 (7)과 식 (8)에 나타내었다.

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (7)$$

$$f = \frac{2\Delta p d}{\rho u^2 L} \quad (8)$$

여기서 k 는 유탄유체의 전도 열전달 계수(conduction heat transfer coefficient)를 나타낸다. Δp 는 원통 측 유체의 내부 압력 강하, u 는 원통 측 유체의 입구 속도를 의미한다.

5. 결과 및 검토

본 연구에서 수행한 수치해석의 타당성을 입증하기 위해 성능시험 장비로 측정된 열교환기 출구 온도와 대류 열전달 계수(h) 값을 해석 결과와 비교하였다. Fig. 6은 유탄유 질량 유량 변화에 따른 해석 값과 실험값을 나타낸다. 본 연구의 계산값과 실험값은 1.1 kg/s에서 최대 6.9%의 오차를 보이며, 합리적인 범위 내에서 정량적인 값을 잘 묘사하는 것을 볼 수 있다. 앞서 3장에서 언급한 바와 같이 계산의 편의상 본 연구에서의 다관 측의 냉각 유체인 물의 온도는 일정한 것으로 간주하였다. 그러나 실제로는 $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 가량의 온도 편차가 발생하며, 냉각 유체의 온도 증가는 대류 열전달 계수 정의에 일부 영향을 미치므로 오차가 발생한 것으로 생각된다. 그럼에도 불구하고 본 연구에서 도출한 해석의 정량적인 결과는 비교적 납득할 만한 수준으로, 본 연구에서 수립한 수치 기법은 타당한 것으로 간주하였다.

Fig. 7은 질량 유량 변화에 따른 h 의 변화를 비교한 것이다. 모든 형상에 대해 질량 유량이 증가할수록 h 값 역시 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 타 문헌^(6, 7)에서도 확인된 바와 같이 난류 촉진에 의한 것이다. 평가된 형상들 중에서는 유량에 관계없이 HX-SB가 가장 높은 h 값을 보인다. 부채꼴 배플이 포함된 HX-DFB, HX-TFB과 HX-QFB는 각각 HX-SB보다 18%, 35%와 46% 낮은 값을 가진다. 이를 통해 부채꼴 형상의 배플이 설치된 열교환기가 기본적인세그먼트 배플이 설치된 열교환기보다 전반적으로 낮은 열 교환량을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 질량 유량 변화에 따른 압력 강하(Δp)의 변화를 비교한 것이다. HX-SB는 전 유량 범위에서 모든 형상 중 가장 높은 Δp 값을 가지며, HX-DSB는 주 운전 범위인 질량

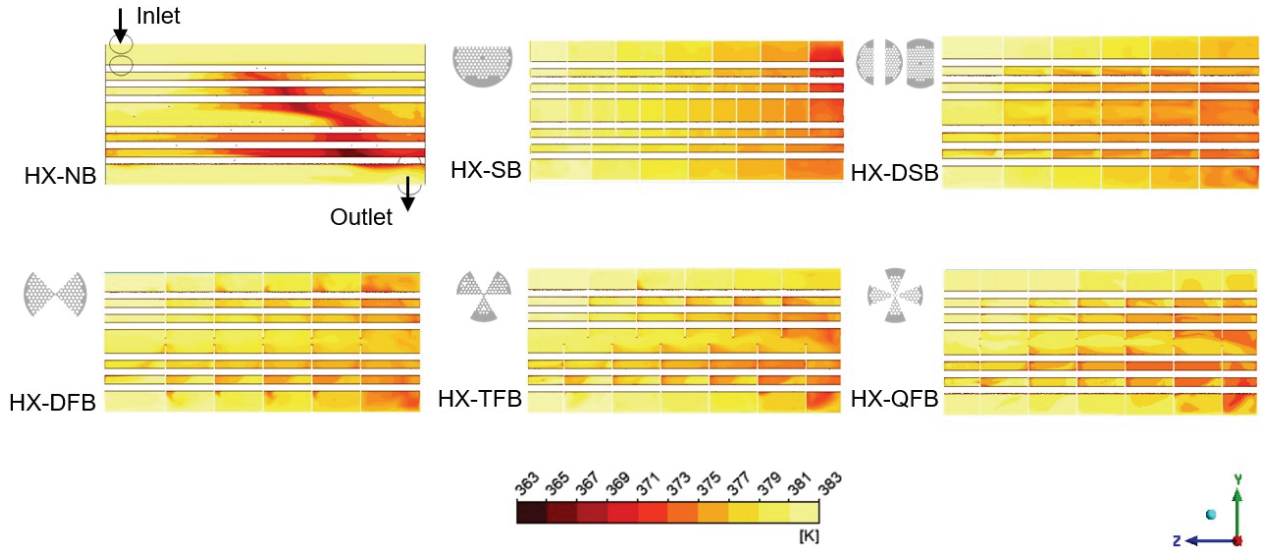


Fig. 9 Temperature contours(y-z plane at x=0) for different baffle shapes at 1.67 kg/s

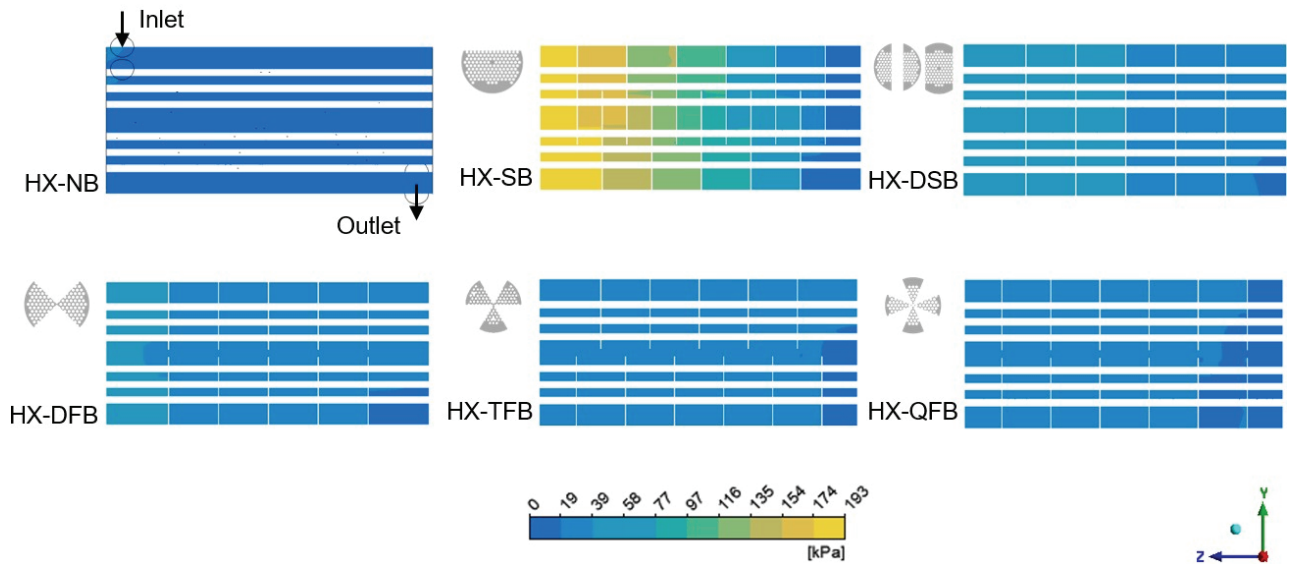


Fig. 10 Pressure contours (y-z plane at x=0) for different baffle shapes at 1.67 kg/s

유량 1.67kg/s 기준으로 HX-SB에 대비 약 69% 낮은 Δp 값을 나타낸다. 부채꼴 배플 형상인 HX-DFB, HX-TFB 그리고 HX-QFB에서는 각각 Δp 값이 HX-SB 대비 23%, 17%, 15%로, 확연히 낮은 것으로 확인된다. 즉, 평가된 범위 내에서 부채꼴 배플이 설치된 열교환기는 세그먼트 배플이 설치된 열교환기에 비해 더 낮은 압력 강하를 보이며, 그중 HX-QFB가 특히 가장 낮은 값을 가진다.

Fig. 9는 입구 질량 유량이 1.67 kg/s일 때 y-z 평면에서의 온도 분포를 나타낸다. HX-NB의 경우 다관이 집중하여 배치된 중심부에서는 온도가 가장 낮게 나타나지만, 원통 표면 부근에서는 높은 온도가 관찰된다. 결국, Fig. 7에서 볼 수 있듯이 입구와 출구 사이의 작은 온도 차로 인해 낮은 h 값을 보이며, 이는 유체 유동에 의한 혼합이 원활하지 않아

열 교환이 효과적으로 이루어지지 않음을 시사한다. HX-SB의 경우, 원통 내 유로가 구분되어 긴 이동 경로를 형성함에 따라 접촉 면적이 증가하여 열전달이 원활히 이루어져 출구에서의 온도 분포는 평가된 형상 중 가장 낮다. 반면, 부채꼴 배플이 설치된 열교환기(HX-DFB, HX-TFB, HX-QFB)의 경우 유로에 따른 구분된 온도 변화를 나타내지 않지만, 입구에서 출구로 유동이 지나면서 배플 주변에서 급격한 온도 변화가 발생함을 확인할 수 있다. 최종적으로 유로 끝단에서의 출구 온도는 HX-SB와 HX-DSB보다는 높지만, 그에 준하는 수준으로 낮아진다.

Fig. 10은 입구 질량 유량이 1.67 kg/s일 때 y-z 평면에서의 압력 분포를 나타낸다. HX-NB의 경우 내부에 방해 구조물이 없어 압력 변화가 거의 나타나지 않는다. 반면,

부채꼴 배플 형상 및 배열에 따른 원통다관형 열교환기의 성능 평가

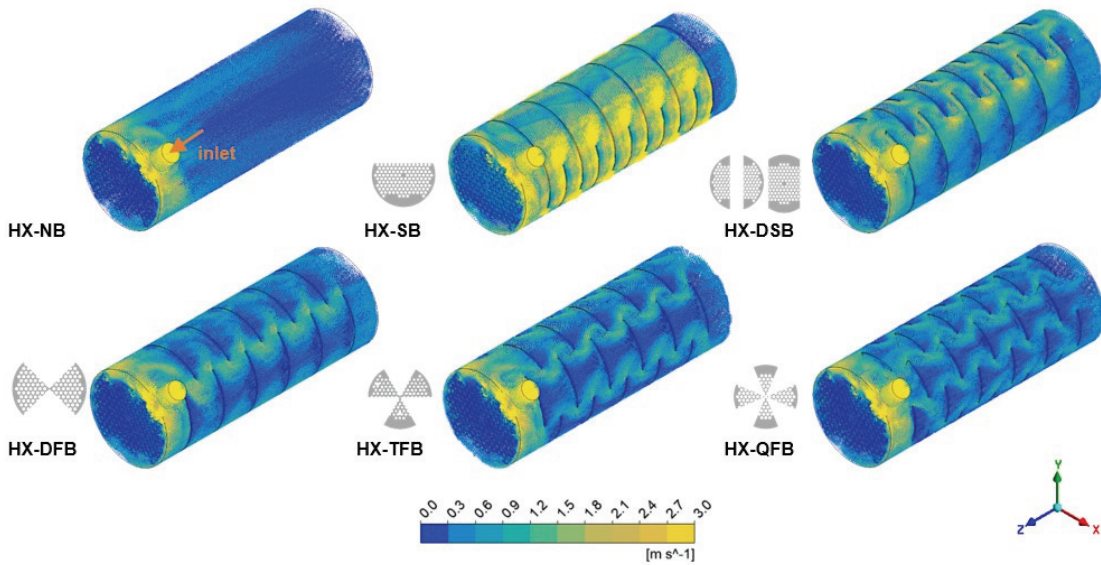


Fig. 11 Velocity vector distributions for various baffle shapes at 1.67 kg/s

HX-SB와 HX-DSB는 원통이 배플에 의해 단일 또는 복수의 유로로 구분되어 있어, 주 유동 방향인 횡 방향 유동이 차단되고 종방향으로만 유로가 형성되어 유체의 이동 길이가 증가한다. 더욱이, 배플의 끝단에서 급격한 선회에 의한 유동 손실에 의해 비교적 큰 압력 변화를 보인다. 부채꼴 배플이 설치된 열교환기의 경우 배플이 횡 방향 유동을 일부 방해하지만, 전체 원통을 유로로 활용하는 넓은 단면을 갖기 때문에 세그먼트 배플이 장착된 열교환기에 비해 압력 변화가 현저히 적다. 특히, Fig. 8에서 볼 수 있듯이 HX-QFB는 HX-NB에 가까운 Δp 값을 보여 배플로 인한 압력 강하를 최소화하는 효과를 보인다.

Fig. 11은 유량이 1.67 kg/s일 때 열교환기 내부의 3차원 속도 벡터를 보여준다. HX-NB의 경우, 내부 유속이 크지 않으며 입구부를 제외하면 내부에서의 속도 구배 또한 크지 않다. 이는 Fig. 7에서도 확인한 바와 같이, 유체 혼합에 의한 열 교환이 충분히 수행되지 않고 있음을 시사한다. 반면 HX-SB는 평가된 형상 중 유로 내에서 가장 높은 속도를 가지며, 특히 배플 끝단의 유동 선회 부에서 높은 속도 값을 나타낸다. 이는 배플 끝단에서의 높은 속도 에너지가 유로 내에서 큰 압력 강하를 유발하는 원인으로 작용할 수 있음을 의미한다.

부채꼴 배플이 적용된 열교환기(HX-DFB, HX-TFB, HX-QFB)는 전체 원통을 유로로 공유하여, HX-SB나 HX-DSB에 비해 낮은 속도를 나타낸다. 이는 부채꼴 배플의 형상이 상대적으로 낮은 압력 강하를 보이는 요인 중 하나로 작용한다. 한편, 배플에 의해 생성된 유동이 적절히 혼합되어, HX-NB보다는 높은 유속을 유지하며 원통을 지나는 것을 확인할 수 있다. 결국, 이러한 난류 운동의 촉진으로 인해 Fig. 7에서 볼 수 있는 바와 같이 높은 h 값을 나타내는 것으로 이해된다.

Fig. 12는 원통다관형 열교환기의 성능을 정량적으로 표

현하기 위해 $h/\Delta p$ 의 수치를 형상별로 정리한 것이다. 공통으로 질량 유량이 증가함에 따라 $h/\Delta p$ 값이 감소하며, 이는 낮은 유량에서 압력 강하 대비 대류 열전달이 효과적임을 의미한다. 주목할 만한 점은 모든 유량 범위에서 부채꼴 배플을 가진 열교환기들이 기존 열교환기들(HX-NB, HX-SB, HX-DSB)에 비해 높은 $h/\Delta p$ 값을 가진다는 것이다. 질량 유량 1.67 kg/s를 기준으로 부채꼴 형상 배플인 HX-DFB, HX-TFB와 HX-QFB가 HX-SB 대비 각각 256%, 326%와 345%의 높은 $h/\Delta p$ 값을 나타내는 것을 확인할 수 있으며, HX-DSB와 비교했을 때도 각각 28%, 53%와 60%의 높은 $h/\Delta p$ 값을 보인다. 이는 부채꼴 배플이 동일 압력 강하 대비 높은 대류 열전달 성능을 보임으로써 보다 효율적인 형태임을 나타내며, 특히 HX-QFB는 $h/\Delta p$ 값을 기준으로 하였을 때 평가된 형상 중 가장 효율적인 형태임을 알 수 있다.

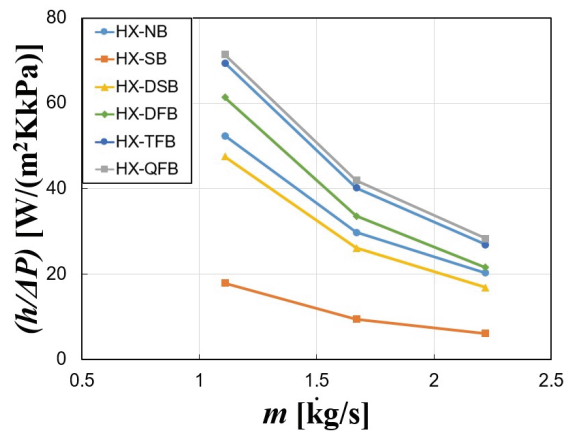


Fig. 12 Variations of $h/\Delta p$ with mass flow rate for different baffle shapes

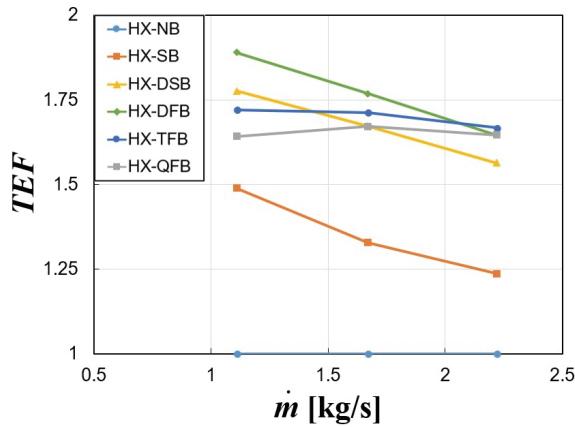


Fig. 13 Variations of TEf with mass flow rate for different baffle shapes

Fig. 13은 HX-NB의 각 유량에서의 성능을 기준으로 정의한 TEf 값을 나타낸 것이다. 기존의 HX-SB와 HX-DSB는 질량 유량이 증가할수록 TEf 값이 감소하는 경향을 보인다. 또한 평가된 유량 범위 내에서 HX-DSB는 HX-SB보다 일관되게 높은 TEf 값을 가지며, 이러한 경향은 Mohammadzadeh⁽¹⁷⁾의 결과와도 유사하다. 그들은 HX-DSB가 HX-SB와 달리 두 개의 연속적인 절단부를 갖고 있어, 유체가 원통 내에서 한 방향으로 급격히 꺾이지 않고 완만한 곡선을 따라 흐르기 때문에 와류 발생이 완화되고 사각지대 형성이 줄어든다고 설명하였다. 이로 인해 유동 혼합은 유지되면서도 국부적인 유속 상승과 압력 손실이 억제되어, 열 교환 성능 측면에서 HX-SB보다 더 우수하다고 언급하였다.

평가된 형상 중 HX-DFB는 2.22 kg/s를 제외한 모든 조건에서 가장 높은 TEf 값을 나타낸다. 특히 HX-DFB는 기존 산업계에서 성능이 우수하다고 알려진 HX-DSB보다도 높은 TEf 값을 보여 주목할 만하다. 이는 Fig. 7과 8에서 확인한 바와 같이 HX-DSB와 HX-DFB가 전 유량 범위에서 유사한 h 값을 보이지만, HX-DFB의 Δp가 상대적으로 낮기 때문으로, 보다 효율적인 열 교환 성능을 갖는 것으로 해석할 수 있다.

부채꼴 배플의 개수가 증가한 HX-TFB와 HX-QFB는 유량에 관계없이 유사한 TEf 값을 나타낸다. 이에 따라, 유량이 증가할수록 TEf 값이 급격히 감소하는 HX-DSB와 비교했을 때, 질량 유량이 1.67 kg/s를 초과하는 조건에서는 더욱 효율적인 열 교환 성능을 발휘함을 확인할 수 있다. 실제로 HX-TFB는 2.22 kg/s의 질량 유량에서 평가된 형상 중 가장 높은 TEf 값을 기록하였다. 이는 Fig. 8에서 보이듯 배플의 개수 수가 증가할수록 고유량 조건에서 압력 강하 증가율이 상대적으로 완만해지고, Fig. 7에서처럼 낮은 h 값을 가지더라도 상대적으로 우수한 열 교환 성능을 발휘하여 높은 TEf 값을 나타내는 것으로 판단된다. 이러한 결과는 유량 운용 범위에 따라 적절한 배플 형상을 선택하는 것이 열교환기의 성능을 좌우하는 중요한 인자가 될 수 있음을 시사한다.

4. 결론

본 연구에서 부채꼴 배플이 원통다관형 열교환기에서의 성능에 미치는 영향 파악하기 위해 삼차원 정상상태 RANS 유동 해석을 수행하였다. 해석기법의 타당성을 입증하기 위해 성능시험 결과와 비교한 결과, h 값이 1.1 kg/s에서 최대 6.9%의 오차를 보이며 만족할 만한 결과를 보여주었다.

평가된 형상 중 HX-SB의 경우 단일 유로에서의 긴 접촉 면적으로 인한 열전달의 증대로 h 값이 가장 컸으나, Δp 역시 가장 컸다. HX-DFB, HX-TFB와 HX-QFB의 경우 HX-SB에 비해 h 값은 각각 18%, 29%, 33% 낮은 값을 가지지만, Δp 값은 전체 유로를 활용하는 원통 유동의 특성 상 HX-SB에 비해 각각 77%, 83%, 85% 낮은 값을 보이며, 다소 낮은 열전달 성능 대비 상당 개선된 압력 강하 값을 보여주었다.

대류 열전달 성능과 압력 강하의 비율인 h/Δp 값을 비교한 결과, 부채꼴 배플의 형상들은 기존의 세그먼트 배플인 HX-SB와 HX-DSB와 비교하여 평가된 유량 범위 내에서 모두 높은 값을 가짐을 확인하였으며, 특히 HX-QFB는 1.67kg/s 기준 HX-SB와 HX-DSB에 비해 345%와 60%가 높은 월등한 성능을 가짐을 보여주었다. 이와 유사하게 부채꼴 배플이 장착된 열교환기들은 TEf 값 역시 높은 값을 나타내었으며, 평가된 형상들 중 HX-DFB는 저 유량인 1.1kg/s에서, 그리고 HX-TFB는 고 유량인 2.2kg/s에서 가장 우수한 성능을 가짐을 보여주었다.

본 연구의 결과는 열교환기 설계자들에게 배플의 설계와 관련된 유익한 정보를 제공할 수 있을 것으로 판단되며, 추후 열 교환 성능은 최대화하는 동시에 압력 강하를 최소화하는 배플의 설계 최적화를 수행할 예정이다.

후 기

본 논문은 교육부와 한국연구재단의 재원으로 지원을 받아 수행된 3단계 산학연협력 선도대학 육성사업(LINC 3.0)의 연구 결과입니다. 2023년도 교육부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 지자체-대학 협력기반 지역혁신사업의 결과입니다.(2021RIS-003)

References

- (1) Bhatt, D., & Javhar, P. M., 2014, "Shell and tube heat exchanger performance analysis.", International Journal of Science and Research, Vol. 3, No. 9, pp. 2319-7064.
- (2) Kapale, U. C., & Chand, S., 2006, "Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger.", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, No. 3-4, pp. 601-610.

- (3) El-Said, E. M., & Abou Al-Sood, M. M., 2019, "Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: a comparative experimental investigation." a comparative experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 150, pp. 803-810.
- (4) Yu, C., Zhang, H., Zeng, M., Wang, R., & Gao, B., 2020, "Numerical study on turbulent heat transfer performance of a new compound parallel flow shell and tube heat exchanger with longitudinal vortex generator." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 164, Article 114449.
- (5) Bichkar, P., Dandgaval, O., Dalvi, P., Godase, R., & Dey, T., 2018, "Study of shell and tube heat exchanger with the effect of types of baffles." *Procedia Manufacturing*, Vol. 20, pp. 195-200.
- (6) Zhang, J. F., Li, B., Huang, W. J., Lei, Y. G., He, Y. L., & Tao, W. Q., 2009, "Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles." *Chemical Engineering Science*, Vol. 64. No. 8, pp. 1643-1653.
- (7) Wang, Q., Chen, Q., Chen, G., & Zeng, M., 2009, "Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52 No. 5-6, pp. 1214-1222.
- (8) Ambekar, A. S., R. Sivakumar, N. Anantharaman, M. Vivekenandan, 2015, "CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations", *Applied Thermal Engineering*, VOL. 108, pp. 999-1007
- (9) Al-darraj, A. R., Marzouk, S. A., Aljabr, A., Almeahmadi, F. A., Alqaed, S., & Kaood, A., 2024., "Enhancement of heat transfer in a vertical shell and tube heat exchanger using air injection and new baffles. "Experimental and numerical approach. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 236, Article. 121493.
- (10) Marzouk, S. A., Abou Al-Sood, M.M., El-Fakharany, Magda K., & El-Said, Emad M.S., 2022, "A comparative numerical study of shell and multi-tube heat exchanger performance with different baffles configurations." *International Journal of Thermal Sciences* Vol. 179, Article 107655.
- (11) El-Said, Emad MS., Ammar H. Elsheikh., & Hamed R. El-Tahan., 2021, "Effect of curved segmental baffle on a shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance: Numerical investigation.", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 165, Article 106922.
- (12) Biçer, N., Engin, T., Yaşar, H., Büyükkaya, E., Aydın, A., & Topuz, A., 2020, "Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method." *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 155, Article 106417.
- (13) Chen, J., Zhao, P., Wang, Q., & Zeng, M., 2021, "Experimental Investigation of Shell-Side Performance and Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger with Different Flower Baffles", *Heat Transfer Engineering*, VOL. 42, NO. 7, pp. 613-626
- (14) You, Y., Fan, A., Huang, S., & Liu, W., 2012, "Numerical modeling and experimental validation of heat transfer and flow resistance on the shell side of a shell-and-tube heat exchanger with flower baffles." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 25-26, pp.7561-7569.
- (15) He, L., & Li, P., 2018, "Numerical investigation on double tube-pass shell-and-tube heat exchangers with different baffle configurations.", *Applied thermal engineering*, Vol. 143, pp. 561-569.
- (16) Lai, X. J., Li, R., Dai, Y., & Huang, S. Y., 2010, "Experimental study on integrated performance for flower baffle heat exchanger's distance between two flower baffles." *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 29, pp. 132-137.
- (17) Mohammadzadeh, A. M., Jafari, B., & Hosseinzadeh, K. 2024, "Comprehensive numerical investigation of the effect of various baffle design and baffle spacing on a shell and tube heat exchanger." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 249, Article 123305.