

실물 크기를 갖는 원통다관식 열교환기의 열전달 요구성능에 적합한 열교환 길이 결정

Determination of a Heat Exchange Length Suitable for the Required Heat Transfer Performance of a Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger

김장권*† · 오석형**

Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 22 August 2022, Revision received 06 October 2022, Accepted 06 October 2022)

Abstract : In this paper, in order to determine the actual heat exchange length suitable for the required heat transfer performance of STHEX by the trial and error method, a complete three-dimensional STHEX model with four heat exchange lengths was subjected to heat transfer numerical analysis as a realizable k-ε turbulence model. The pressure drop at the tube bundle and the shell side shows a non-linearly increasing or decreasing distribution when the heat exchange length of STHEX increases, respectively. Its maximum value satisfies both the performance requirements as well. The outlet temperature of the shell side and the tube bundle side decreases or increases as the heat exchange length increases, respectively. Moreover, STHEX with a length of 1300mm is closest to the required performance. On the other hand, the heat transfer amount of STHEX at the shell side and the tube bundle side increases non-linearly as the heat exchange length increases. In addition, for a given STHEX heat exchange length, the overall heat transfer coefficient is about 536-583 W/m²·°C.

Key Words : Approximation equation, Computational fluid mechanics (CFD), Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger (STHEX), Realizable k-ε turbulence model, Steady-state

1. 서 론

A_i, A_o : 관 내·외부 표면적 [m^2]

$C_{p,s}, C_{p,t}$: 쉘 및 관다발측 물 비열 [$J/kg \cdot ^\circ C$]

C_μ : 난류모델계수(= 0.09) [-]

D : 쉘과 관다발측 입구 직경 [m]

F : 보정계수 [-]

h_i : 관다발 내측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

*† 김장권(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-0412-023X) :
교수, 군산대학교 마린엔지니어링 전공

E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

**오석형(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084) :
교수, 군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(ORCID: http://orcid.org/0000-0003-0412-023X)
: Professor, Major of marine Engineering, Kunsan National University.

E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

**Seok-Hyung Oh(ORCID: http://orcid.org/0000-0002-2012-5084)
: Professor, School of Mechanical Convergence System Engineering, Kunsan National University.

- h_o : 관다발 외측 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
- k_w : 열전도도 [$W/m \cdot ^\circ C$]
- k : 난류운동에너지 [m^2/s^2]
- L : 열교환 길이 [m]
- \dot{m}_s, \dot{m}_t : 셸과 관다발측 질량유량 [kg/s]
- n_t : 관(pipe) 수량 [-]
- Δp_s : 입·출구 압력차 [Pa]
- ΔT_m : 대수평균온도차 [$^\circ C$]
- Q_{LMTD} : 대수평균온도차에 의한 전열량 [kW]
- Q_{shell} : 셸측 온도차에 의한 전열량 [kW]
- Q_{tube} : 관다발측 온도차에 의한 전열량 [kW]
- r_i, r_o : 관 내·외부 반경 [m]
- T_1, t_1 : 셸 및 관다발측 입구온도 [$^\circ C$]
- T_2, t_2 : 셸 및 관다발측 출구온도 [$^\circ C$]
- U_o : 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
- \bar{v} : 입구 평균속도 [m/s]
- ϵ : 난류소산에너지 [m^2/s^3]
- β : 열팽창계수 [$1/^\circ C$]
- μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서론

대부분의 원통다관식 열교환기(shell and tube heat exchanger, 이하 STHEX라 함)는 견고한 형상 구조와 쉬운 유지보수 때문에 에너지변환 시스템에서 사용하는 전체 열교환기 중 약 35~40% 이상을 차지하고 있다.¹⁻³⁾ 이에 따라 STHEX는 다양한 산업 분야에서 활용되는데, 특히 화력 및 원자력 발전소, 석유정제 및 화학 공정산업, 열회수시스템의 각종 응용 분야 그리고 선박이나 잠수함 등의 해상분야에서도 널리 사용되고 있다.

보통의 STHEX는 큰 원통형의 셸(shell) 내부에 다수의 분할된 배플(baffle)로 지지된 관다발(tube bundle)로 구성되어 있다. 또한 관다발 입·출구의 셸측에 설치되어 있는 물재킷(water jacket)은 셸측의 유로(flow path)와 관다발의 유로를 서로 분리시켜 준다.

지금까지 STHEX의 실험적 연구는 주로 완성품을 가지고 이루어지기 때문에, 일반적으로 많은 비용과 시간이 소요하게 된다.^{1,4)} 특히 새로운 STHEX를 설계해서 그 성능을 확인하기 위한 실험의 경우에는 시행착오 방법으로 접근하기 때문에 더욱 그렇다. 따라서 실험연구 대비 효율적인 비용의 대안으로 컴퓨터의 계산능력이 발달함에 따라 오늘날 전산유체역학(CFD)에 의한 수치해석 방법이 널리 이용되고 있다.⁵⁾

그러나 STHEX는 큰 직경의 셸 속에 길이가 길고 지름이 작은 다수의 관들로 구성되어 있어 중형비 때문에 실물 크기로 수치해석의 모델을 만드는 것은 매우 어렵다. 실물 실물 크기의 해석모델을 만든다 해도 해석에 필요한 충분한 격자(mesh)를 생성하여 컴퓨터로 해석하는 데에는 많은 메모리와 빠른 속도가 필요하다. 따라서 지금까지 STHEX의 수치해석 연구는 주로 소형이나 매우 간단한 구조 형상에 국한되어 왔으며, 다공성 매체 모델 등 몇 가지 단순화 모델들이 도입되어 이루어져 왔다.^{1,6)} 이런 이유로 인해 실제 중·대형의 STHEX에서는 수치해석이 지금까지 거의 적용되고 있지 않다. 예를 들면, 복잡한 셸측 유로의 흐름을 최소 정확도로 예측하는데 필요한 격자수는 500개의 관다발과 10개의 배플이 있는 STHEX의 전체 모델에 대해 최소 1억 5천만 개가 필요하다고 보고되었다.^{7,9)} 이것은 엄청난 계산시간과 고성능의 컴퓨터가 필요하여 큰 비용이 발생한다는 것을 의미한다.

근래 들어서는 컴퓨터 성능도 급속히 발달하고 있고, 수치해석에 필요한 응용 소프트웨어도 매우 다양하게 개발되어 있어서 적당한 실물 크기의 STHEX에 대해서는 이제 정확한 모델링과 해석을 할 수 있는 환경에 이르게 되었다. 그동안 STHEX의 수치해석에 주로 사용한 난류모델은 RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes) 모델들을 중심으로 다양하게 사용되어 왔다.¹⁻¹³⁾

저자들은 지난 연구¹³⁾에서 두께 5 mm, 외경 457.2 mm인 큰 원통형 셸 속에 열교환 길이 4,000 mm, 관 두께 2.1 mm, 관 외경 19.05 mm를 갖는 226개의 관다발을 5개의 배플로 지지하여 실물

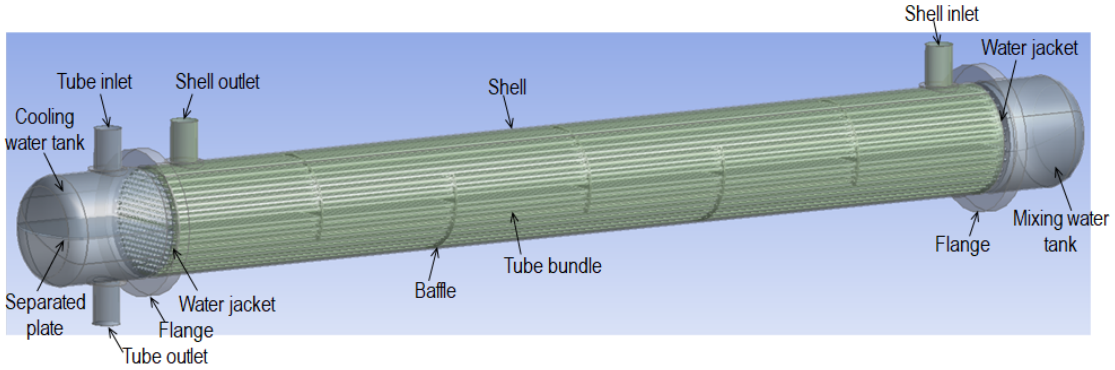


Fig. 1 Three-dimensional view and major name of STHEX

크기의 STHEX를 반쪽 해석모델로 만든 다음 열전달 성능을 검증하고자 유한체적법에 기초한 상용 소프트웨어인 SC/Tetra(ver.12)¹⁴⁾를 이용하여 3차원, 정상상태에서 온도에 따른 물의 부력과 중력을 고려하여 표준 $k-\epsilon$ 난류모델과 Realizable $k-\epsilon$ 난류모델들로 수치해석을 한 바가 있다. 그 결과, 해당 STHEX의 열교환 길이가 열전달 요구성능에 비해 과대하게 설계되었다는 것을 검증하였다.

따라서 이번 연구에서는 STHEX의 당시 열전달 요구성능에 적합한 실제 열교환 길이를 결정하기 위해 시행착오 방식으로 Realizable $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 열전달 수치해석을 시도하였다. 이 방식은 관다발의 열교환 길이를 계속 줄여가면서 각각의 STHEX를 모델링한 다음 이전의 연구¹³⁾와 같은 방법으로 수치해석을 하는 것이다. 이를 통해 최종 4가지 열교환 길이를 갖는 STHEX에 대해 열교환 길이의 변화에 따른 셸과 관다발측의 열전달계수, 출구온도, 압력손실 분포 등의 경향

을 분석하여 모 업체의 요구성능에 적합한 실제 STHEX의 설계 제원을 확정하면서 향후 연구자들 과도 이 사실을 공유하고자 한다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 이번 연구에서 사용한 STHEX의 3차원 모델링 형상을 보여주는 그림이다. 여기서 셸과 관다발측 유로는 서로 대향류(counter flow)를 나타낸다. 관다발측의 유동은 2패스(pass)로 설계되었으며, 셸측 유동은 5개의 배플에 의해 수직 방향으로 하강·상승하는 1패스를 구성한다. 또한 관다발을 고정하면서 셸측 유동을 제어하는 5개의 배플은 열교환 길이가 축소된 모델마다 같은 간격으로 배치하였다. 또 유체가 배플을 통과하는 단면적 비율은 약 20.13%이며, STHEX의 재질은 모두 스테인리스강(STS304TP)이다. 또 이번 4가지

Table 1 Wall boundary conditions of STHEX

Surface Item	Wall boundary conditions			
	Shear stress	Heat transfer types		
		A	B	C
Shell	Free-slip	20℃	20℃	Adiabatic
Cooling water tank	Free-slip	20℃	20℃	Adiabatic
Mixing water tank	Free-slip	20℃	20℃	Adiabatic
Flange	Free-slip	20℃	20℃	Adiabatic
Water jacket	No-slip	No thermal resistance	Adiabatic	Adiabatic
Separated plate	No-slip	No thermal resistance	Adiabatic	Adiabatic
Baffle	No-slip	No thermal resistance	No thermal resistance	No thermal resistance
Tube bundle	No-slip	No thermal resistance	No thermal resistance	No thermal resistance

해석모델들의 열교환 길이는 각각 1,300 mm, 1,690 mm, 2,000 mm, 4,000 mm이다.

Table 1은 모든 STHEX의 해석모델에서 적용한 셸과 관다발측 주요 표면들의 경계조건 설정 내용들을 다룬 표이다. 이번 수치해석에서 각 표면의 전단응력 조건들은 STHEX의 외부 표면을 이루는 셸, 냉각수탱크, 혼합수탱크 및 플랜지 외피는 모두 Free-slip으로, 그리고 셸, 냉각수탱크, 혼합수탱크 및 플랜지 내피를 포함한 나머지 표면들은 모두 점착(no-slip) 조건을 적용하였다. 또 이와 같은 전단응력 조건들은 모든 해석모델에서 같게 적용하였으며, 단지 열전달 종류만 3가지로 변화시켰다. 여기서 모든 해석모델 외곽표면의 열전달 경계조건은 A형과 B형의 경우 20°C 상온으로 정하였지만, C형의 경우는 단열로 처리하였다. 또 셸과 관다발측의 유로를 구성하는 내부 접촉 부품들의 경계면 열전달 조건들은 열 저항이 없거나 단열로 정하였다. 특히 STHEX의 재질이 모두 스테인리스강으로 제작되었기 때문에 현실적인 A형이 가장 보편적으로 고려되지만, B형과 C형도 제작 시 충분히 고려할만하다.

한편, 수치해석을 위한 STHEX의 3차원 해석모델들은 모두 상용 소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 만들었으며, 모든 STHEX 모델들은 완전한 3차원 모델(full model)로 만들었다.

Table 2는 열교환 길이에 따라 STHEX의 해석모델이 갖는 비정형 격자의 총 요소(element)수와 총 교점(node)수를 각각 나타낸 표이다. 이것은 Table 1의 3가지 열전달 조건들을 수행하기 위해서 SC/Tetra¹⁴⁾의 전처리 기능으로 해석모델의 각 구성 요소들에 경계조건을 부여한 후 만든 결과이다. 내벽 및 관다발측 외벽이 내부유동과 만나

Table 2 Mesh characteristics of STHEX

Heat exchange length	Total element number	Total node number
1,300 mm	191,335,047	54,524,305
1,690 mm	182,459,808	53,960,900
2,000 mm	169,828,993	51,121,009
4,000 mm	265,912,564	86,655,435

는 막(film) 경계면이나 관다발측의 관로 내벽과 내부유동이 접하는 막 경계면들에는 해의 수렴성을 높이기 위해 2줄의 프리즘(prism)을 각각 넣었다. 그 결과, 무차원 벽 길이(y^+)는 모든 해석모델에서 $y^+ < 100$ 였음을 확인하였다.

2.2 수치기법

이번 연구에서 셸과 관다발측 입구의 질량유량에 적용한 난류운동에너지와 난류소산에너지는 각각 식 (1)과 식 (2)로 계산하였다.¹⁴⁾

$$k = 0.015 \overline{v^2} \quad (1)$$

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot k^{\frac{3}{2}} / (0.07D) \quad (2)$$

RANS 난류모델의 대류항(convection)과 확산항(diffusion)의 이산화(discretization) 처리에는 각각 2차 풍상 기법(2nd order upwind scheme)과 정확도가중치 기법(accuracy weighted scheme)을 적용하였다. 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며, 모든 물성값들에 대한 잔차값의 수렴기준은 1.0×10^{-4} 이하로 설정하였다. 이때 STHEX의 수치해석에 사용한 각종 물성값들의 제원은 Table 3과 같다.

Table 3 Material properties of STHEX at 20°C

Terms	Water	Stainless steel (STS304TP)
ρ (kg/m^3)	998.2	7,930
C_p ($J/kg \cdot ^\circ C$)	4,183	502
k_w ($W/m \cdot ^\circ C$)	0.5991	16.3
μ ($kg/m \cdot s$)	1.016×10^{-3}	-
β ($1/^\circ C$)	2.07×10^{-4}	-

3. 계산 결과 및 고찰

3.1 압력강하 분포

Fig. 3은 STHEX에서 열교환 길이를 변화시켰을 때 셸과 관다발측에서 나타난 입·출구 정압차의 분포를 나타낸 그림이다. 관다발측의 압력강하

는 열교환 길이가 줄어들어 따라 관마찰 손실이 줄어들기 때문에 감소하지만, 셸측의 압력강하는 모든 해석모델에서 같은 5개의 배플수를 사용하였기 때문에 배플 사이의 간격이 좁혀지므로 증가하게 된다. 여기서 셸과 관다발측에서 각각 나타난 압력강하는 Table 1의 열전달 경계조건과 관계없이 비교적 비슷한 크기를 보인다. 그러나 실제론 각 경계조건에 따라 다른 온도 분포로 인해 부력이 서로 다르므로 무시할 만한 미세한 압력 차이는 존재하였다. 또 Fig. 3에는 임의의 열교환 길이에서도 압력강하를 쉽게 예측할 수 있도록 참고용 근사식을 상용 소프트웨어인 Table-Curve2D¹⁶⁾로 구하여 그림에 포함하였다.

Table 4는 이전 연구¹³⁾에서 주어진 STHEX의 요구성능을 나타낸 표이다. Fig. 3에서 열교환 길이가 1,300 mm인 경우 최대 압력강하는 셸측에서

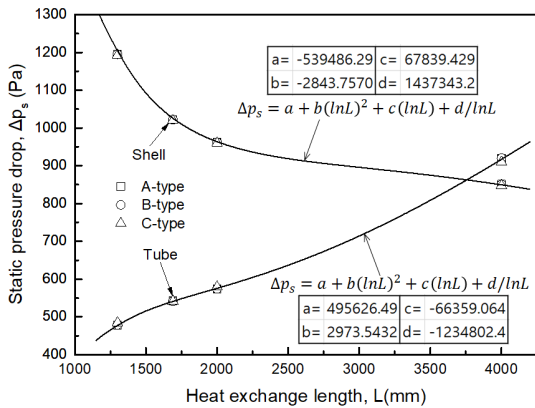


Fig. 3 Static pressure drop distribution versus heat exchange length

Table 4 Required specifications of STHEX

Terms	Shell side	Tube side
Water condition	Hot	Cold
Mass flowrate (kg/hr)	18,000	15,000
Operating pressure (kgf/cm ²)	2	2
Inlet temperature (°C)	50 (T ₁)	15 (t ₁)
Outlet temperature (°C)	40 (T ₂)	27.6 (t ₂)
Design pressure (kgf/cm ²)	5	5

최대 약 1200 Pa, 그리고 열교환 길이가 4,000 mm 인 경우 관다발측에서 최대 약 920 Pa를 나타낸다. 이 압력강하들은 모두 Table 4에서 주어진 작동압력 이하로 요구성능을 크게 만족하고 있다.

3.2 출구온도 분포

Fig. 4는 STHEX에서 열교환 길이를 변화시켰을 때 관다발과 셸측 출구의 온도 분포를 나타낸 그림이다. 관다발측에서 나타난 온도 분포는 셸측으로부터 열을 얻기 때문에 열교환 길이 증가에 따라 Table 1의 모든 경계 조건들에서 비선형적으로 증가한다. 여기서 경계조건 A형과 B형의 관다발측 출구온도는 모두 거의 같았지만 C형에서는 더 크게 분포한다. 이것은 A형과 B형의 물재킷과 분리판이 단열과 관계없이 온도변화의 영향을 받지 않는다는 것을 의미하나, 경계조건 C형은 STHEX의 외부가 단열 조건이므로 셸측의 열이

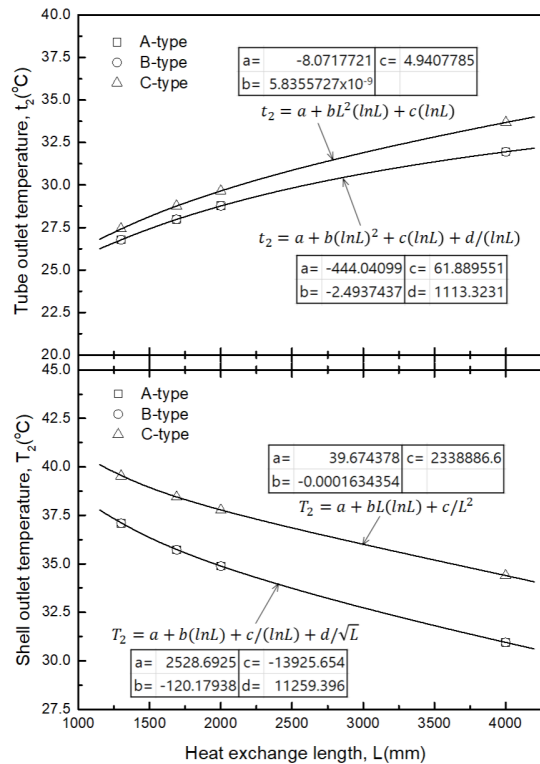


Fig. 4 Outlet temperature distribution versus heat exchange length

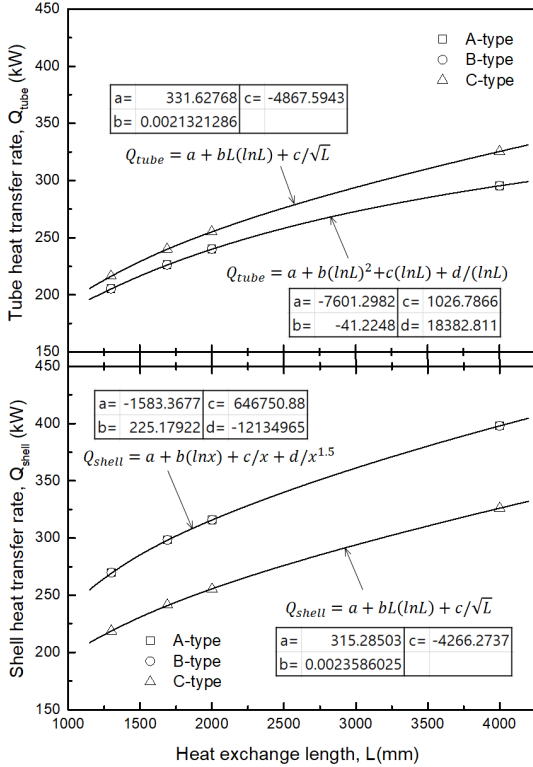


Fig. 5 Heat transfer rate distribution versus heat exchange length

외부로 빠져나가지 못하고 모두 관다발로 전해지기 때문이다.

또 셸측에서 온도 분포는 열교환 길이가 증가함에 따라 Table 1의 모든 경계조건들에서 비선형적으로 감소한다. 여기서도 경계조건 A형과 B형의 셸측 출구온도는 모두 거의 같았지만 C형에서는 더 크게 분포한다. 이것 역시 C형이 STHEX의 외부가 단열이므로 셸측의 열이 외부로 전혀 손실이 없기 때문이다. 한편, 열교환 길이가 1,300 mm의 경계조건 C형에서 주어진 STHEX의 각 요구성능 중 관다발과 셸측 출구온도는 약 27.42°C와 39.53°C로 각각 나타나므로 1,300 mm가 지난 연구¹³⁾에서 요구하는 출구온도에 가장 근접하였다고 볼 수 있다. 왜냐하면 열교환 길이가 계속 축소되면, 셸측 출구온도는 39.53°C보다 더 상승해 설정 40°C에 근접한 열교환 길이가 존재하더라도 관다발측의 출구온도는 이미 27.42°C보다 더 떨어

지게 되므로 요구하는 관다발측 출구온도 27.6°C를 더 만족시키지 못하기 때문이다. 따라서 현재 설계된 STHEX의 구성으로는 셸과 관다발측의 출구 온도조건을 정확히 일치시키는 열교환 길이를 찾는 것은 불가능하고 단지 질량유량의 변동을 통해서만 가능하다고 판단한다.

3.3 열교환 전열량 계산

Fig. 5는 STHEX의 열교환 길이가 변화함에 따라 셸과 관다발측에서 상호 열전달로 나타난 전열량 분포의 그림이다. 일반적으로 STHEX의 대향류에서 얻어지는 2패스인 관다발과 셸측 유동에서의 열교환 전열량¹⁵⁾은 각각 식 (3)과 식 (4)로 나타낼 수 있다. 위의 식들은 특히 Table 1의 C형에서 성립한다.

$$Q_{shell} = \dot{m}_s C_{p,s} (T_1 - T_2) = Q_{tube} = \dot{m}_t C_{p,t} (t_2 - t_1) \quad (3)$$

$$Q_{LMTD} = U_o A_o F \Delta T_m = U_i A_i F \Delta T_m$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{2A_o \ln(r_o/r_i)}{\pi L k_w n_t} + \frac{A_o}{h_i A_i}} \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

먼저 Table 1의 모든 경계조건에서 셸과 관다발측에서의 입·출구 온도차에 의한 전열량은 열교환 길이가 증가함에 따라 모두 증가하며, 경계조건 A형과 B형의 경우 같은 값을 나타내고, C형의 경우보다 관다발측에서는 더 작지만 셸측에서는 더 크게 분포한다. 여기서도 경계조건별로 전열량 분포를 나타내는 근사식들은 열교환 길이에 따라 전열량을 쉽게 예측할 수 있도록 그림에 표시하였다.

한편, Table 5는 STHEX의 열교환 길이별로 관다발측에서 잃어버린 전열량과 셸측에서 과대하게 얻은 전열량을 각각 나타낸 표이다. 관다발측에서 잃은 전열량은 열교환 길이가 증가함에 따라 서서히 증가하며, 특히 열교환 길이가 많이 증가한 4,000 mm에서는 STHEX의 외부가 단열인 경계

Table 5 Lost and over heat transfer rate of STHEX

Heat exchange length	Heat transfer rate (kW)	
	Tube (lost heat) / percentage (%)	Shell (over heat) / percentage (%)
1,300 mm	11.2 / 5.17	51.0 / 23.31
1,690 mm	13.8 / 5.75	56.7 / 23.47
2,000 mm	15.2 / 5.96	60.5 / 23.69
4,000 mm	30 / 9.22	71.9 / 22.05

조건 C형 대비 최대 약 9.22%를 나타내고, 셸측에서 얻은 과대 전열량은 열교환 길이가 증가함에 따라 점차 증가하여 경계조건 C형 대비 2,000 mm에서 약 23.69%로 가장 큰 값을 나타낸다. 이것은 STHEX의 외부온도가 20℃로 열교환을 하므로 셸측에서의 냉각이 관다발측 영향 이외에 더 추가되기 때문에 셸측 출구온도가 더 낮게 되어 전열량이 과대하게 예측된 결과이다.

Fig. 6은 STHEX의 열교환 길이 변화에 따라 식 (4)로 정의한 대수평균온도차의 분포를 나타낸 그림이다. 대수평균온도차의 분포는 열교환 길이가 증가함에 따라 모든 경계조건에서 감소하며, 전열량 손실이 없는 경계조건 C형의 대수평균온도차는 A형과 B형의 경우보다 더 크게 분포한다. 여기서도 경계조건 A형과 B형의 대수평균온도차는 같은 크기를 갖는다.

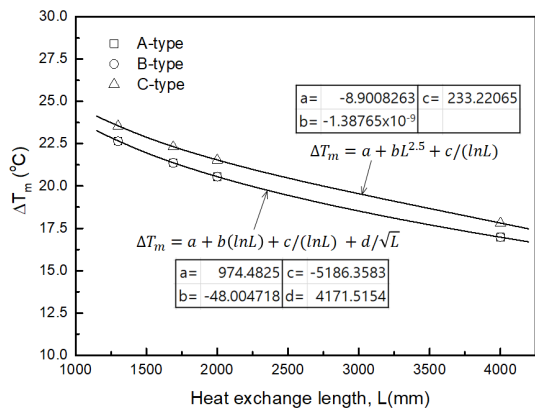


Fig. 6 Logarithmic mean temperature distribution versus heat exchange length

3.4 보정계수 분포

Fig. 7은 STHEX의 열교환 길이가 변화함에 따라 식 (4)로 정의한 보정계수의 분포를 나타낸 그림이다. 이 보정계수^{17,18)}는 2패스인 관다발측과 1패스인 셸측에 해당하는 식 (5)로 계산되었다. 보정계수는 셸과 관다발측의 패스 구성에 따라 달라지는 대수평균온도차를 바로잡기 위해서 사용하는 계수이다. 참고로 셸과 관다발측이 모두 1패스를 갖는 경우 보정계수는 1이 된다.

$$F = \frac{\left(\frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1}\right) \ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\ln\left(\frac{A+\sqrt{R^2+1}}{A-\sqrt{R^2+1}}\right)}, A = \frac{2}{P} - 1 - R \quad (5)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}, R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Fig. 7에서 STHEX의 외부가 모두 단열인 C형의 보정계수는 A형이나 B형의 경우보다 약간 작은 크기로 열교환 길이가 증가함에 따라 비선형적으로 감소분포를 보인다. 여기서도 A형과 B형의 보정계수는 거의 같은 크기를 나타낸다.

한편, Fig. 8은 식 (3)과 식 (4)가 서로 같다고 할 때, 경계조건 C형에서 셸과 관다발측의 전열량을 $U_o A_o \Delta T_m$ 으로 나누어 계산한 보정계수를 식 (5)의 패스공식으로 산출한 보정계수와 서로 비교한 그림이다. 이것은 STHEX의 외부가 모두 단열

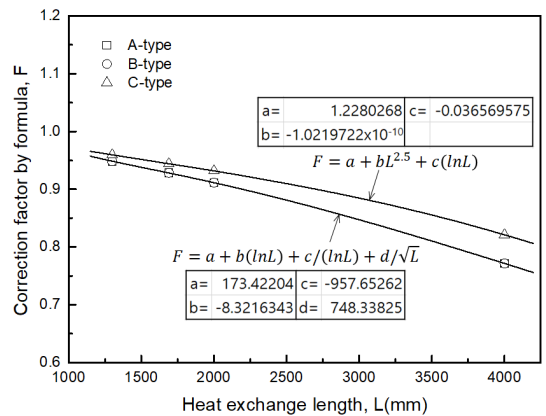


Fig. 7 Correction factor distribution versus heat exchange length

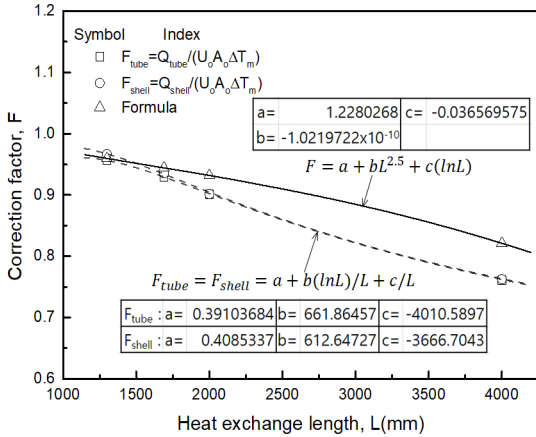


Fig. 8 Comparison of correction factor distribution versus heat exchange length

인 상태에서 셸과 관다발측에서 얻은 보정계수가 공식에 의한 보정계수와 어떻게 다른지 확인하기 위함이다. 열교환 길이 1,300 mm에서는 비교적 모든 보정계수가 비슷한 크기를 갖지만, 열교환 길이가 증가함에 따라 셸과 관다발측에서 얻은 보정계수가 공식에 의한 경우보다 더 작은 크기를 보이면서 감소함을 알 수 있다. 따라서 공식에 의한 보정계수가 실제 해석으로 예측된 보정계수보다 더 크게 예측된다고 볼 수 있다.¹⁸⁾

3.5 열전달계수 분포

Fig. 9는 STHEX의 열교환 길이 변화에 따른 셸과 관다발측에서 해석된 대류 열전달계수 분포를 나타내는 그림이다. 열전달계수의 분포는 셸과 관다발측에서 경계조건(Table 1 참조)의 종류와 관계없이 모두 비슷한 크기를 보이며, 열교환 길이의 증가에 따라 관다발측의 열전달계수 분포는 서서히 감소하다가 4000 mm에서는 다시 증가하지만, 전체적으로 크기의 변화폭은 크지 않다. 그러나 셸측에서 열전달계수는 열교환 길이가 증가함에 따라 크게 비선형적으로 감소하는 분포 모습을 보이며, 크기 변화폭은 관다발측의 경우보다 상당히 크게 나타난다.

Fig. 10은 STHEX의 열교환 길이 변화에 따라 식 (4)로 계산한 총괄 열전달계수의 분포를 나타낸 그림이다. 총괄 열전달계수의 분포는 경계조건 종류와 관계없이 거의 같은 크기분포를 보이

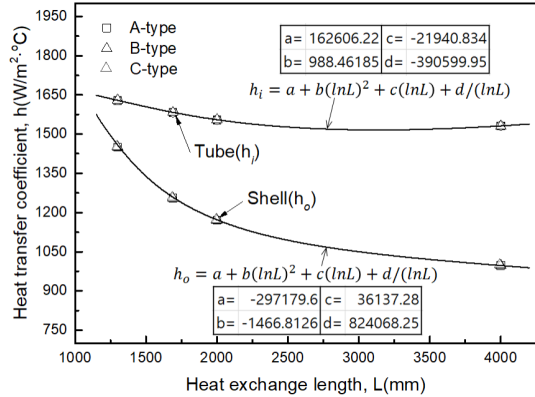


Fig. 9 Heat transfer coefficient distribution versus heat exchange length

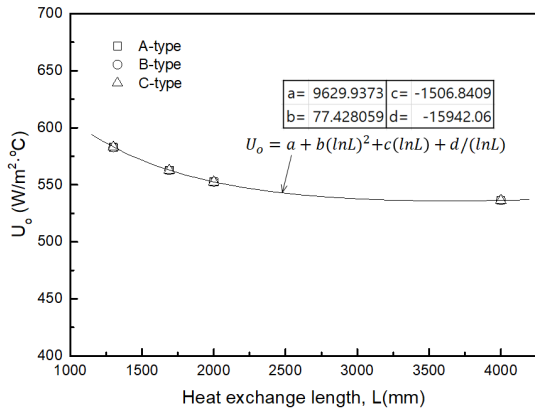


Fig. 10 Overall heat transfer coefficient distribution versus heat exchange length

며, 열교환 길이의 증가에 따라 주어진 2,000 mm까지는 큰 기울기로 감소하다가 4,000 mm까지는 서서히 감소하는 크기분포를 보인다. 또 주어진 STHEX의 열교환 길이에서 총괄 열전달계수는 약 536~583 W/m²·°C의 크기를 갖는다. 한편, 총괄 열전달계수는 식 (4)에서도 알 수 있듯이 STHEX를 사전 설계하는 데 있어 매우 중요한 변수가 된다. 만약 이를 정확히 예측할 수 있다면, 열교환기의 단면적을 쉽게 계산할 수가 있어 관다발 수와 그 밖의 여러 설계변수를 정확히 결정할 수가 있다. 이번 연구에서는 이를 위해 총괄 열전달계수를 열교환 길이가 주어지면 쉽게 예측할 수 있도록 근사식을 제시하였다.

Author contributions

J. K. Kim; Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Funding acquisition, Investigation, Project administration, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing. S. H. Oh; Methodology, Software, Resources.

4. 결 론

STHEX의 열전달 요구성능에 적합한 실제 열교환 길이를 시행착오 방식으로 결정하기 위해 총 4 가지 열교환 길이를 갖는 완전한 3차원 형태의 STHEX 해석모델을 Realizable $k-\epsilon$ 난류모델로 열전달 수치 해석한 결과는 다음과 같다.

1) STHEX의 열교환 길이가 증가할 때 관다발과 셸측에서 나타난 입·출구 압력강하는 각각 비선형적으로 증가하거나 감소하는 분포를 보이며, 그 최대크기는 요구성능에 모두 만족한다.

2) 셸과 관다발측의 출구온도는 열교환 길이가 증가함에 따라 각각 감소하거나 증가하며, 길이 1,300 mm의 STHEX가 요구성능에 가장 가깝다.

3) 셸과 관다발측에서 STHEX의 전열량은 열교환 길이가 증가함에 따라 모두 비선형적으로 증가하며, 외부 표면을 모두 단열하지 않으면 셸측에서 예측한 과대 열량은 2,000 mm에서 최대 약 23.69%이고, 관다발측에서 잃은 열량은 4,000 mm에서 최대 약 9.22%를 보인다.

4) STHEX에서 1패스 셸과 2패스 관다발을 갖는 공식으로 주어진 보정계수는 실제 해석으로 예측된 보정계수보다 더 크게 예측한다.

5) 주어진 STHEX의 열교환 길이에서 총괄 열전달계수는 약 $536\sim 583 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}$ 를 나타낸다.

References

1. J. F. Zhang, Y. L. He and W. Q. Tao, 2009, "3D Numerical Simulation on Shell-and-tube Heat Exchangers with Middle-overlapped Helical

Baffles and Continuous Baffles - Part I : Numerical Model and Results of Whole Heat Exchanger with Middle-overlapped Helical Baffles", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 5371-5380.

2. A. S. Ambekar, R. Sivakumar, N. Anantharaman and M. Vivekenandan, 2016, "CFD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers with Different Baffle Segment Configurations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 999-1007. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.08.013)

3. L. He and P. Lib, 2018, "Numerical Investigation on Double Tube-pass Shell-and-tube Heat Exchangers with Different Baffle Configurations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 143, pp. 561-569. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.07.098)

4. M. R. Saffarian, F. Fazelpour and M. Sham, 2019, "Numerical Study of Shell and Tube Heat Exchanger with Different Cross-section Tubes and Combined Tubes", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, Vol. 10, pp. 33-46. (DOI:10.1007/s40095-019-0297-9)

5. M. M. A. Bhutta, N. Hayat, M. H. Bashir, A. R. Khan, K. N. Ahmad and S. Khan, 2012, "CFD applications in various heat exchangers design: A review", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, pp. 1-12.

6. E. Pal, I. Kumar, J. B. Joshi and N. K. Maheshwari, 2016, "CFD Simulations of Shell-side Flow in a Shell-and-tube Type Heat Exchanger with and without Baffles", *Chemical Engineering Science*, Vol. 143, pp. 314-340. (DOI:10.1016/j.ces.2016.01.011)

7. G. B. Leoni, T. S. Klein, and R. de A. Medronho, 2017, "Assessment with Computational Fluid Dynamics of the Effects of Baffle Clearances on the Shell Side Flow in a Shell and Tube Heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 112, pp. 497-506.

- (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.10.097)
8. J. Yang and W. Liu, 2015, "Numerical Investigation on a Novel Shell-and-tube Heat Exchanger with Plate Baffles and Experimental Validation", *Energy Conversion and Management*, Vol. 101, pp. 689-696.
(DOI:10.1016/j.enconman.2015.05.066)
 9. E. Ozden and I. Tari, 2010, "Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-tube Heat Exchanger", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 1004-1014.
 10. G. Y. Zhou, J. Xiao, L. Zhu, J. Wang and S. T. Tu, 2015, "A Numerical Study on the Shell-side Turbulent Heat Transfer Enhancement of Shell-and-tube Heat Exchanger with Trefoil-hole Baffles", *Energy Procedia*, Vol. 75, pp. 3174-3179. (DOI:10.1016/j.egypro.2015.07.656)
 11. B. C. Lee, H. K. Kang, M. S. Lee and S. W. Ahn, 2012, "Numerical Analysis of Fluid Flow and Thermal Fields in the Vertical Fluidized Bed Heat Exchanger", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 24-29.
 12. M. K. Dey, N. Parthasarathy and Y. W. Lee, 2020, "Numerical Analysis of Pressure Drop and Temperature in a Hairpin Heat Exchanger with Different Shell and Tube Bank Arrangements", *Journal of Advanced Marine Engineering and Technology*, Vol. 44, No. 4, pp. 288-297.
(DOI:10.5916/jamet.2020.44.4.288)
 13. J. K. Kim and S. H. Oh, 2021, "Validation of Performance Requirements for Heat Transfer of a Real Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger through Numerical Analysis", *Journal of Power System Engineering*, Vol. 25, No. 6, pp. 29-37.
(DOI:10.9726/kspse.2021.25.6.029)
 14. SC/Tetra(Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
 15. J. P. Holman, 1976, "Heat Transfer", 4th Edition, Tower Press, pp. 385-423.
 16. SYSTAT Software Inc., 2002, TableCurve2D, Ver.5.01 for Windows User's Manual.
 17. R. W. Serth, 2007, "Heat Transfer Principles and Applications", Elsevier Science and Technology Books.
 18. J. K. Kim and S. H. Oh, 2022, "An Estimation on the Heat Transfer Performance of a Full-scale Shell-and-tube Heat Exchanger according to the Change of Mass Flowrate", *Journal of Power System Engineering*, Vol. 26, No. 4, pp. 89-97.
(DOI:10.9726/kspse.2022.26.4.089)