

셸-튜브 열교환기 튜브간 균일유속 분배를 위한 헤더 디자인 최적화 모델링

김명일, 김운용¹, 송원섭¹, 이동현*
 성균관대학교 화학공학과, ¹삼성정밀화학 생산기술센터
 (dhlee@skku.edu*)

Optimization Modeling of Shell-tube Heat Exchanger Header for Uniform Distribution of Velocities among Tubes

Myoung Il Kim, Won Seob Song¹, Woon Yong Kim¹, Dong Hyun Lee*
 Department of Chemical Engineering, Sungkyunkwan University
¹Production & Technology Center, Samsung Fine Chemicals Co., Ltd.
 (dhlee@skku.edu*)

서론

셸-튜브 열교환기는 장치산업에서 사용되는 열교환기의 가장 일반적인 형태로 오늘날 사용되고 있는 열교환기의 60% 이상을 차지하고 있다[1]. 일반적으로 열교환기 유로 내를 흐르는 유량은 균일하지 않고, 심지어 유체가 지나가지 않는 유로도 존재하여, 본래의 성능을 발휘할 수 없게 된다[2]. 헤더로부터 발생할 수 있는 유동의 비 균일한 분배현상은 국부 열 유동 변화의 원인이 되고, 전체 열전달 성능에 직접적으로 영향을 미친다[3]. 이에 따라 헤더에서의 유동 분배의 특성을 이해하고 이를 균일하게 개선하고자하는 노력이 꾸준히 이어져 오고 있다.

헤더의 유동 분배에 영향을 미치는 다양한 인자에 대해 검토하기 위해서는 전산유체역학(CFD)를 이용한 접근이 매우 유용하다. 따라서 이 연구에서는 상용코드(FLUENT 6.2)를 이용하여 헤더에 여러 개의 튜브가 연결된 열교환기에서의 유동 분배에 수치적인 접근을 시도하고 최적 형상을 도출하고자 하였다.

수치해석

계산형상은 셸-튜브 열교환기의 그림 1의 형태의 헤더를 3차원 면대칭 형태로 모델링하여 사용하였다. 이 헤더는 그림 1에서 보는 것과 같이 하나의 유입구와 튜브로 이어지는 754개의 배출구를 가지고 있다. 헤더의 내경은 1.05 m 이며, 내경 0.2477 m 의 유입구가 2:1 Ellipsoid head 중앙에 위치해 있다. 헤더의 총 길이는 0.924 m 이다. 754개의 배출구는 각각 25.4 mm의 내경을 가지고 있으며, 배출구 중심 사이의 간격은 31.75 mm 이다.

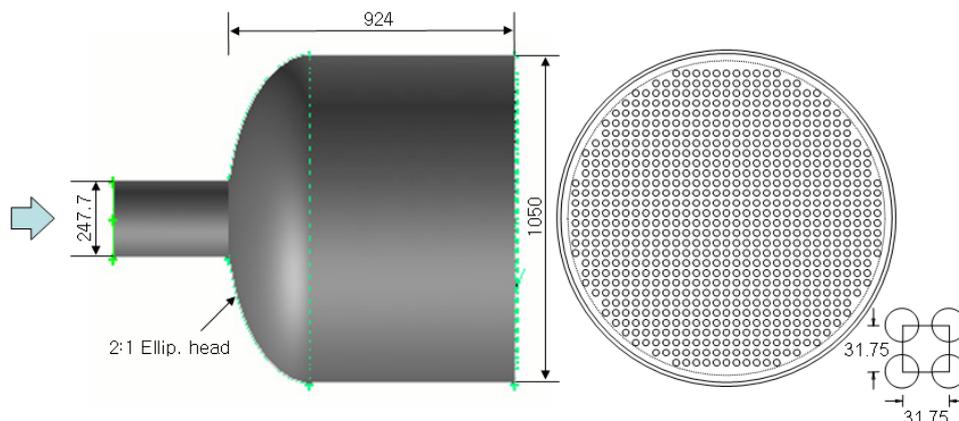


그림 1. 셸-튜브 열교환기 헤더의 형상, [단위 mm].

이와 같은 기본 형태에서 유입구의 위치와 모양, 헤더의 길이를 조절 가능한 변수로 두고 최적화 모델링을 실시하였다. 유입구의 위치는 기본 형태인 정면 중앙에서 측면으로 변경해 보았으며, 헤더의 길이는 0.924, 1.500, 1.848 m 로 변경하면서 유동 분배를 살펴 보았다. 계산을 위해 내부에 정사면체 3차원 mesh를 구성하였다.

계산에 사용된 유체는 프로필렌 고온 염소화 반응기에서 생성된 혼합가스이고, 이에 대한 물성 값과 각 경계의 조건을 그림 2에 정리하여 나타내었다. 단열 유동을 가정하여 열 전달에 대한 영향을 고려하지 않고, 해석 영역 내 모든 물성들은 그림 2에 나타낸 것과 같이 상수로 다루었다. 헤더 안쪽에서의 유동현상을 해석하기 위해 k-epsilon 난류모델을 적용하였다. 그림 2와 같은 면대칭 모형이며 유체가 기체상이기 때문에 중력 항은 무시하였다.

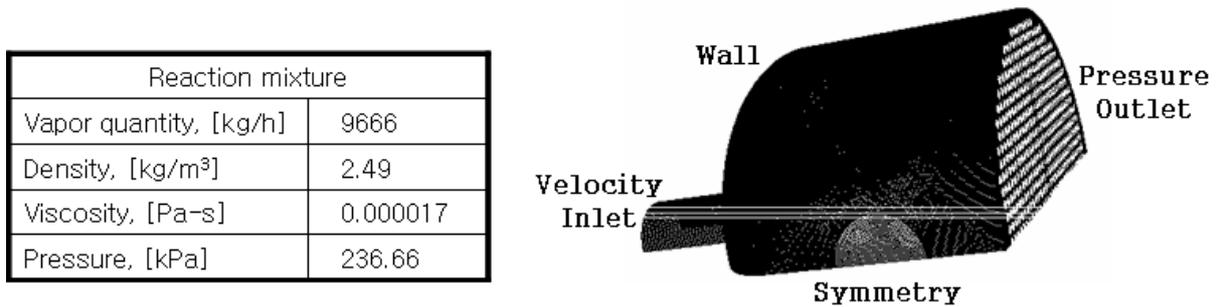


그림 2. 작동유체의 물성 값과 각 경계의 조건.

계산결과는 모든 항목에 대해서 residual property 값이 10⁻³ 아래의 값을 가질 때 수렴한 것으로 판단하였다. 약 2300번 반복계산에서 수렴된 결과를 얻어내었다. 예측된 결과를 같은 운전조건을 갖는 프로필렌 고온 염소화 반응기 후단에 위치한 쉘-튜브 열교환기에 적용하여 결과를 확인하였다.

프로필렌 고온 염소화 반응기에서 나오는 혼합가스는 여러 개의 증류탑을 거치면서 분리되어지는데, 이 때 효과적인 분리공정을 위해 일반적으로 반응기 후단에 쉘-튜브 열교환기를 사용한다. 하지만 혼합가스가 저속으로 통과하는 튜브에서 타르에 의한 막힘 현상이 발생하는 문제가 있다. 따라서 타르의 분포를 통해 유동 분배를 육안으로 확인할 수 있다.

결과 및 토의

그림 3은 헤더길이 0.924 m, 유입구가 정면 중앙에 있을 때의 해석결과이다. 유속분포를 살펴보면, 유량의 대부분이 중앙에 있는 튜브로 빠져나간 것을 확인 할 수 있다.

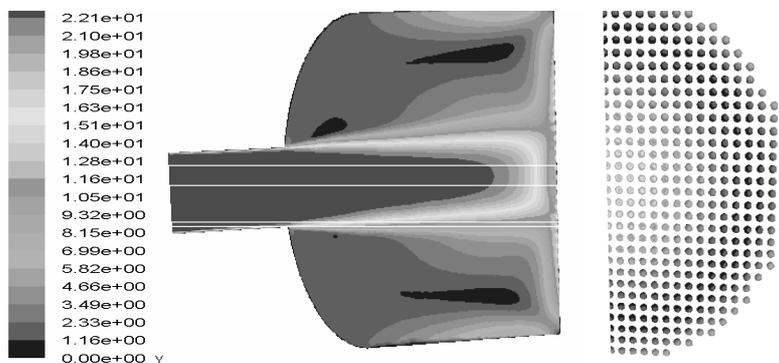


그림 3. 대칭면과 배출구에서의 유속 분포(헤더길이 0.924 m, 유입구 정면), [m/s].

그림 4는 기본 상태에서 (a)는 유입구의 위치만 측면 중앙으로 바꾸었을 때, (b)는 헤더 길이만 1.848 m로 늘렸을 때, (c)는 헤더길이 1.848 m에서 측면 중앙에 유입구를 갖는 헤더의 배출구에서의 유속분포를 나타낸 것이다. 그림 3과 비교해 보면 유입구의 위치를 측면으로 옮기거나 헤더의 길이를 늘이면 유속분포가 균일해지는 것을 알 수 있다. 헤더의 길이의 영향 보다는 유입구의 위치가 유속분포에 더 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.



그림 4. 배출구에서의 유속분포; (a) 헤더길이 0.924 m, 측면 중앙 유입구; (b) 헤더길이 1.848 m, 정면 유입구; (c) 헤더길이 1.848 m, 측면 중앙 유입구.

배출유속간의 표준편차를 계산하여 정량적인 유동분배 비교를 하였다. 표준편차가 작은 값을 나타낼수록 균일한 유동분배를 보이는 것으로 생각하였다. 그림 5는 헤더길이 1.3 m에서 예측된 배출유속의 표준편차를 보여주고 있다. 헤더길이 0.924 m에서 정면 중앙에 유입구를 가질 때, 배출유속 사이의 표준편차가 3.18로 계산된 것과 비교해 볼 때, 그림 5(d)와 같이 헤더길이만 1.3 m로 상승될 경우 표준편차 2.81로 표준편차가 소폭 낮아졌다. 그림 5의 (a), (b), (c)는 측면에 유입구를 가진 경우로 표준편차가 1이하로 크게 낮아졌다. 특히 (b)와 같이 유입구가 바깥쪽으로 치우쳐져 있을 때, 표준편차 0.75로 유동분배 개선에 더 효과적인 것을 알 수 있다. 이는 실제 열교환기 헤더에 적용하여 타르 분포의 변화를 통해 확인해 보았다. 헤더길이 0.924 m에서 정면 중앙에 유입구를 가질 때의 타르 분포가 바깥쪽의 배출구에 집중되었던 것에 비교할 때, 더 균일한 타르분포가 나타났다.

그림 5(f)는 측면에서 내부로 들어간 유입구가 바깥쪽으로 꺾어진 형태로써, 계산된 모델가운데 가장 낮은 표준편차를 보였다. 이는 그림 6을 통해 살펴보면, 유입구를 통해 분산된 유체가 Ellipsoid head 안쪽에 충돌한 후 되돌아 나오면서 분산 효과를 얻은 것을 볼 수 있다. 배출유속의 차이가 거의 없는 것을 그림 6에서 확인할 수 있다. 하지만 다른 헤더 모델과 비교해 볼 때 제작에 다소 어려움이 있을 것으로 판단된다.

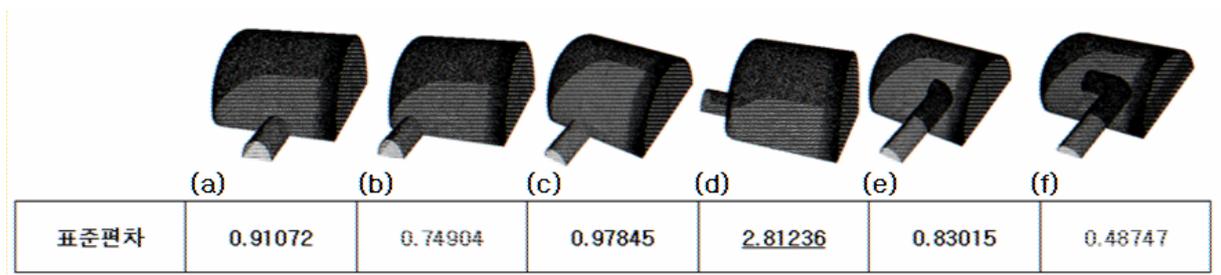


그림 5. 배출유속의 표준편차 비교 (헤더길이 1.3 m); (a) 측면중앙 유입구; (b) 측면 외측 유입구; (c) 측면 3/4지점 유입구; (d) 정면중앙 유입구; (e) 측면에서 유입구가 내부로 들어간 형태; (f) 측면에서 유입구가 내부로 들어가 바깥쪽으로 꺾인 형태.



그림 6. 측면에서 유입구가 들어가 바깥쪽으로 꺾어진 형태의 유속 분포, [m/s].

참고문헌

1. M. S. Peters, K. D. Timmerhaus and R. E. West, Plant Design and Economics for Chemical Engineers 5th ed., McGraw-Hill (2003).
2. J. K. Lee, Experimental Study on Two-phase Flow Distribution at Header-channel Junctions, Ph. D. thesis, KAIST (2005).
3. C. Choi, J. H. Lee, M. H. Kim, N. Cho and J. Lee, Transactions of the KSME B, **30**, 780 (2006).