

동일 전열면적을 갖는 용접식 판형열교환기와 관류형 열교환기의 성능 비교

함정균 · 김민준* · 안성국** · 조홍현***†

조선대학교 대학원, *한국냉동공조인증센터, **삼일산업, ***조선대학교 기계공학과

Performance Comparison of a Welded Plate Heat Exchanger and Shell and Tube Heat Exchanger with Same Heat Transfer Area

Jeonggyun Ham, Min-Jun Kim*, Sungkook An**, and Honghyun Cho***†

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Chosun University, Gwangju 61452, Korea

*Korea Refrigeration and Air Conditioning Assessment Center, Ansan-Si 15588, Korea

**R&D Center, Samil Co. Ltd, Jeongju 54843, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 61452, Korea

Abstract

In this study, the performance of a shell and tube heat exchanger (STHE) and welded plate heat exchanger (WPHE) was measured experimentally. The pass numbers of the STHE was changed by 1, 2 and 4. As a result, the WPHE showed 2.1 times higher heat exchange capacity than that of the STHE. In case of pressure drop, the STHE with 1 and 2 pass number has a lower pressure drop than the WPHE, while the STHE with 4 pass presented higher pressure drop than the WPHE. The performance index considering the heat exchange capacity and pump consumption power, showed in order of $STHE_{Pass1} > STHE_{Pass2} > WPHE > STHE_{Pass4}$ under the same flow rate. Therefore, when the WPHE was designed optimally under same operating condition with STHE, the maintenance fee and space can be reduced effectively by using the WPHE.

Key words: Shell and tube heat exchanger(관류형 열교환기), Welded plate heat exchanger(용접식 판형열교환기), Heat transfer rate(열전달량), Pressure drop(압력강하), Performance index(성능지표)

기호 설명

A	: 면적 [m^2]	D	: 직경 [m]
b	: 쉘브론 판의 골 깊이	D_h	: 수력직경 [m]
c_D	: 비열 [kJ/kg·K]	F	: 수정상수
		h	: 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
		k	: 열전도도 [W/m.K]
		m	: 질량유량 [kg/s]
		Nu	: 누셀트 수
		P	: 차압 [kPa]
		P_{pp}	: 펌프 소비동력 [W]
		Q	: 유량 [lpm]
		q	: 열전달량 [kW]

†Corresponding author

Tel: +82-62-230-7050, Fax: +82-62-230-7055

E-mail: hhcho@chosun.ac.kr

접수일: 2019년 11월 12일

심사일: 1차:2019년 11월 21일, 2차:2019년 11월 29일

채택일: 2019년 11월 29일

- Re : 레이놀즈 수
- T : 온도 [°C]
- T_{lm} : 대수평균온도차 [°C]
- U : 총괄열전달계수 [kW/m²·K]
- V : 유속 [m/s]
- μ : 점도 [Pa·sec]
- ξ : 성능지표
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- c : 저온측
- h : 고온측
- i : 입구
- l : 액체
- m : 평균
- o : 출구
- s : 표면
- trans : 전열판

1. 서 론

현대 사회는 화석연료를 기반으로 한 에너지 환경이 구축되어 있으며, 지속적으로 에너지 소비량이 증가함에 따라 지구 온난화, 이상 기후 등 환경적인 문제가 화석연료 사용에 따른 부작용으로 나타나고 있다[1]. 이를 해결하고 다음 세대에게 깨끗한 환경을 물려주고 친환경적 에너지 사용을 위한 변환을 위해 에너지 소비 저감과 규제 정책이 강화되고 있다[2]. 이러한 문제를 해결하기 위한 적극적인 방법으로 태양광, 태양열, 풍력, 지열 등 신재생에너지에 대한 기술개발이 활발히 이루어지고 있으나, 신재생 에너지원만으로 화석연료를 대체하기에는 어려운 실정이다[3-7]. 그러므로 지금 사용되고 있는 에너지기기에 대한 효율적인 에너지 사용과 관리가 필요하다.

특히, 열교환기는 열시스템을 구성하는데 필수적인 기기로서 냉각, 가열, 응축, 폐열회수 등의 목적을 위해 사용되며, 발전소, 화학플랜트, 선박, 건물공조, 식품산업 등 다양한 산업에서 널리 사용되고 있다[8]. 관류형 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger, STHE)는 안정적인 성능, 튼튼한 내구성, 유지보수의 용이성, 작은 압력강하 등의 장점과 오

랜 역사를 통한 검증된 신뢰성 등의 이유로 산업분야에 사용되는 열교환기는 40% 이상을 차지하고 있다[8]. 하지만 작은 전열면적과 큰 체적, 낮은 열교환 성능 등의 단점을 가진다. 관류형 열교환의 성능은 외곽통 또는 관의 형상 개선을 통해 향상시킬 수 있다. Dizaji et al.[9]은 주름진 관류형 열교환기와 매끈한 관류형 열교환기의 특성을 비교하였고, 주름진 형상은 엑서지 손실이 NTU 증가를 야기하고 외곽통과 관이 모두 주름진 경우 엑서지 손실과 NTU는 약 17%-81%와 34%-60% 증가함을 보고하였다. 배플(baffle)의 경우 튜브의 지지 뿐만 아니라 유체가 튜브 다발을 지그재그로 흐르도록 유도하여 국부혼합과 난류 강도가 향상되어 열전달 성능을 개선시킬 수 있다[8, 10]. Ambekar et al.[11]은 단일, 이중, 삼중, 나선형, 꽃 형상 등 다양한 세그먼트형상의 관류형에 대한 CFD 해석 연구를 진행하였다. 그들은 단일 세그먼트 배플을 우수한 열전달계수를 제공하지만 큰 압력강하를 동반하기 때문에 이중 세그먼트 배플의 경우 온도변화의 영향성이 작으며 압력강하가 25%-30% 감소함으로 에너지 저감에 이바지할 수 있음을 언급하였다. Zhang et al.[12]은 중첩된 나선형 배플이 있는 오일냉각기(Oil cooler with helical baffle)과 세그먼트 배플이 있는 오일냉각기(Oil cooler with segmental baffle)의 성능을 실험적으로 비교하였고, 중첩된 나선형 배플이 있는 오일냉각기가 세그먼트 배플이 있는 오일냉각기보다 외곽통의 단위 압력강하 당 더 높은 열전달계수를 얻을 수 있음을 보고하였다.

판형열교환기는 낮은 유속에서도 난류를 유발하는 전열판이 적층된 열교환기로 관류형에 비해 열교환기 내부 구조는 복잡하여 넓은 전열면적을 가지며 우수한 열전달 성능을 갖는다[13]. 하지만 전열판 적층 방법에 따라 가스켓 판형열교환기(Gasket Plate Heat Exchanger), 브레이징 판형열교환기(Brazing Plate Heat Exchanger), 용접식 판형열교환기(Welded Plate Heat Exchanger, WPHE)로 구분된다. 가스켓 판형열교환기의 경우 가스켓의 재질에 의해 부식성이 강한 유체의 활용과 고온 환경에서 사용이 불가능하다. 브레이징 판형열교환기의 경우 전열판의 적층이 이중 금속을 이용해 전열판을 적층하기 때문에 가스켓 판형열교환기에 비해 우수한 내압성을 가지지만 이중 금속에 의한 용융점이 차로 인해 고온의 환경에서 전열판 적층면에서 금이

발생 등의 문제가 발생된다. Chang et al.[14]은 브레이징 판형열교환기의 가속수명 시험을 통해 브레이징 판형열교환기의 수명예측법과 수명주기를 제시하였고 브레이징 판형열교환기의 수명주기는 유체의 온도와 압력주기임을 언급하였다. 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기와 판형열교환기의 구조적 장점을 결합한 열교환기로 구조적으로 판과 외곽통의 구성으로 이루어진다. 용접식 판형열교환기는 Alfa Laval, Gea, Tranter 사 등을 중심으로 제품을 개발하여 판매하고 있으며 높은 열전달 계수와 낮은 제조비용, 40 bar 이상의 고압과 350℃ 이상의 고온의 환경에서 사용이 가능해 화학, 정유, 발전 플랜트 등 열시스템에 주로 활용되는 관류형 열교환기를 대체가 가능하다고 판단된다[15, 16].

본 연구에서는 용접식 판형열교환기의 열적 성능의 잠재성을 평가하기 위해 다양한 패스 수를 가지는 유사한 전열면적을 갖는 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 성능을 실험적으로 비교 고찰하였으며 다양한 산업계에 적용할 수 있는 고압식 용접식 판형열교환기 개발을 위한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 실험 방법

2.1 실험장치 및 실험방법

본 연구에서는 동일한 전열면적을 갖는 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 열성능을 비교하기 위해 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의

Table 1. Specifications of the shell and tube heat exchanger

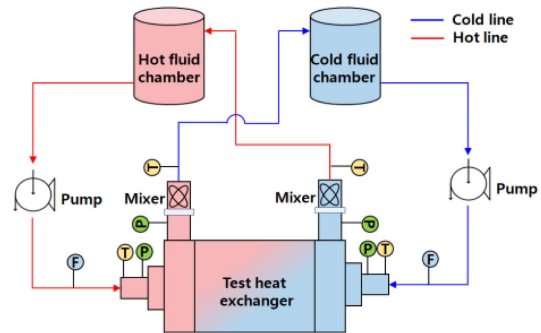
Specifications	Value	Specifications	Value
Shell diameter	0.2594 m	Pass number	1, 2, 4
Shell length	2268 m	Baffle number	2 m
Tube outer diameter	0.01905 m	Baffle height	0.1717 m
Tube inner diameter	0.01695 m	Baffle gap	0.806 m
Tube pitch	0.0254 m	Bundle diameter	0.2554 m
Tube number	72	Heat transfer area	10.42 m ²

Table 2. Specifications of the welded plate heat exchanger

Specifications	Value	Specifications	Value
Chevron angle	60°	Plate numbers	38 EA
Chevron pitch	0.014 m	Plate material	SUS 304
Chevron depth	0.0024 m	Plate size(W×L)	0.28×0.99 m
Plate thickness	0.006 m	Heat transfer area	10.53 m ²

전열면적은 10.42 m² 와 10.53 m²로 거의 동일하게 제작하였다. Table 1은 관류형 열교환기의 주요 재원을 보여준다. 관류형 열교환기는 1, 2, 4 패스를 가지는 3가지 형태가 사용되었다. 용접식 판형열교환기는 고온측 채널 19개, 저온측 채널 19개로 1 패스의 유로로 구성되어 있으며 용접식 판형열교환기의 주요 재원을 Table 2에 보여주고 있다.

Fig. 1은 열교환 성능실험 설비의 개략도와, 관류형 열교환기, 용접식 판형열교환기의 성능실험의 실험 사진을 보여준다. 본 연구에서 사용된 작동유체



(a) Schematics of experimental facility



(b) Shell and tube heat exchanger



(c) Welded plate heat exchanger

Fig. 1. Schematics and image of the experimental facility.

는 물이며 용접식 판형열교환기에서 열교환이 이루어진 고온유체와 저온유체는 각각의 챔버로 유입되어 열교환기의 입구측 온도와 동일하게 유지하였다. 열교환기 성능실험은 ANSI/AHRI STANDARD 401[17]의 액 대 액 열교환기 성능 평가 시험 방법을 참조하여 출구측에 정지형 혼합기(static mixer)를 설치하였다. 정지형 혼합기는 채널별 열교환된 유체의 혼합을 원활히 하도록 도와주는 역할을 하지만 차압의 증가를 야기하기 때문에 RTD 온도센서는 정지형 혼합기 후단에, 차압센서는 정지형 혼합기 전단에 설치하였다. 각 센서로 측정된 데이터는 정보수집기를 통해 실시간으로 수집 및 처리하였다. 사용한 측정기의 열교환기 성능 용량의 한계로 인해 저온과 고온측 온도는 10°C와 20°C로 유지하였다. 열교환기의 저온과 고온측 온도차, 유량차가 성능에 미치는 영향성을 조사하기 위해 저온측 유량은 300 lpm, 고온측 유량은 100 lpm에서 500 lpm으로 증가시켜 실험을 진행하였다. Fig. 3은 본 연구에서 측정된 저온측과 고온측 열교환량을 비교하여 보여주고 있다. 고온측과 저온측 열교환량은 2% 이내의 오차에서 재현되었으며 이를 통하여 고온측과 저온측 에너지 균형을 이룸을 확인하였다.

2.2 열전달 및 압력강하 계산

판형열교환기의 열전달 용량과 압력강하는 ANSI/AHRI STANDARD 401[17]을 따라 진행하였다. 열교환기의 열전달 용량은 고온측과 저온측 용량을 계산 후 평균을 사용하였으며 식 (1)-(3)과 같이 표현된다.

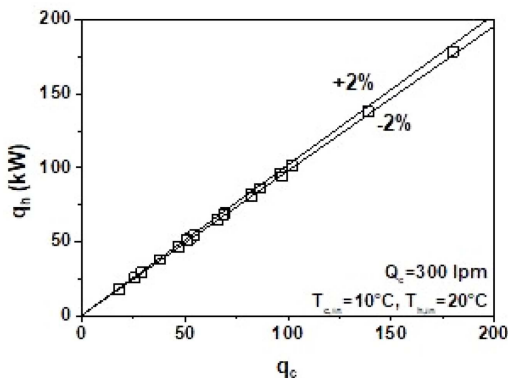


Fig. 2. Energy balance between hot and cold side capacity.

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{1}$$

$$q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{2}$$

$$q_m = \frac{q_h + q_c}{2} \tag{3}$$

총괄열전달계수와 대수평균온도차는 식(4)와 (5)를 이용하여 계산된다.

$$U = \frac{q_m}{A \Delta T_{lm}} \tag{4}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]}{\ln[(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \tag{5}$$

관류형 열교환기의 경우 패스 수에 따라 대수평균 온도차는 형상에 따른 수정상수가 필요하다. 식(6)은 대수평균 온도차의 수정상수에 대한 함수를 보여준다.

$$F = \frac{\left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \right] \ln \left(\frac{1 - P}{1 - PR} \right)}{\ln \left[\frac{A + B + \sqrt{R^2 + 1}}{A + B - \sqrt{R^2 + 1}} \right]} \tag{6}$$

여기서 A, B, P, R은 식 (7), (8), (9), (10)에 의해 정의된다.

$$A = \frac{2}{P} - 1 - R \tag{7}$$

$$B = \frac{2}{P} \sqrt{(1 - P)(1 - PR)} \tag{8}$$

$$P = \frac{T_{h,o} - T_{h,i}}{T_{c,i} - T_{h,i}} \tag{9}$$

$$R = \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{h,i}} \tag{10}$$

식 (6)은 수정상수가 0.75이상에서 유효하다. 수정된 대수평균 온도차는 식 (11)과 같다.

$$\Delta T_m = F \cdot \Delta T_{lm} \tag{11}$$

또한, 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 열전달계수는 식 (12)에 의해 계산하였다.

$$h = \frac{d/A_{trans}}{(T_l - T_s)} \tag{12}$$

이 때, T_i 와 T_s 은 입구측 액체와 관 표면의 온도를 의미한다. 온도를 무차원수인 Nusselt수와 Reynolds number는 식 (13)과 식 (14)에 의해 계산하였다.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k_m} \quad (13)$$

$$Re = \frac{\rho_l V D_h}{\mu_l} \quad (14)$$

여기서 D_h 는 관류형 열교환기 또는 용접식 판형 열교환기의 수력직경이며, 관류형 열교환기의 관측 수력직경은 D_{vi} 는 16.95 mm이고 용접식 판형 열교환기의 수력직경은 2b로 4.8 mm이다.

본 연구에서는 펌프의 효율이 80%로 가정하였으며 이때 펌프의 소비동력은 식 (15)에 의해 계산하였다.

$$P_{pp} = \frac{\dot{m}_h \Delta P_h}{0.8 \rho_h} \quad (15)$$

관류형 열교환기와 용접식 판형 열교환기의 종합적 성능을 평가하기 위한 펌프의 소비동력 대비 열전달 용량을 성능지수로 정의하였으며 이는 식 (16)와 같이 계산된다.

$$\xi = \frac{Q_m}{P_{pp}} \quad (16)$$

3. 실험 결과

3.1 열전달 성능 고찰

Fig. 3은 고온측 유량변화에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형 열교환기의 열교환량을 보여준다. 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 관류형 열교환기와 용접식 판형 열교환기의 열교환량을 증가하였다. 고온측 유량이 500 lpm일 때 관류형 열교환기의 경우 패스 수가 1에서 4로 증가함에 따라 최대 열교환량은 68.8 kW에서 80.8 kW로 증가하였다. 이는 패스 수의 증가에 의해 열교환 길이가 증가할 뿐만 아니라 각관에 유입되는 유량 또한 증가하기 때문에 높은 열전달계수를 얻을 수 있기 때문이다. 용접식 판형 열교환기의 경우 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 열교환량은 66.3 kW에서 161.8 kW까지 증가하였다.

한국지열에너지학회논문집

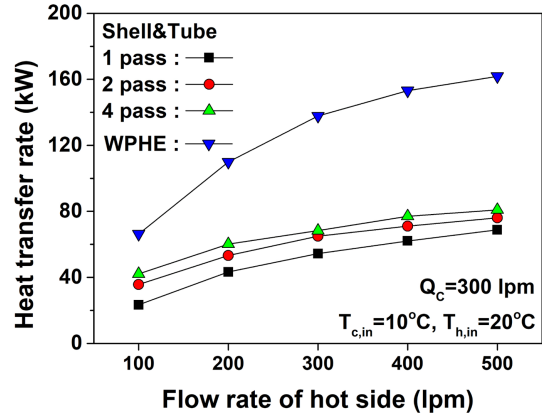


Fig. 3. Heat transfer capacity of STH and WPHE according to hot side flow rate.

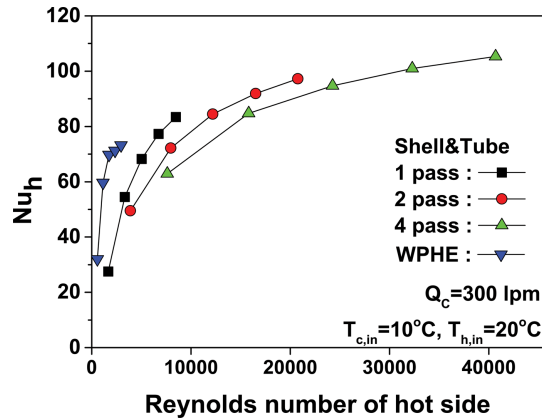


Fig. 4. Nusselt number of STH and WPHE according to Reynolds number.

동일 전열면적의 작동환경에서 열교환을 수행시 용접식 판형 열교환기의 열교환량은 4 패스 관류형 열교환기에 비해 약 1.6배, 1 패스 관류형 열교환기에 비해서는 2.8배의 효과적인 열교환을 수행할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 4는 Re수 변화에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형 열교환기의 Nu수를 보여준다. 관류형 열교환기의 경우 패스 수가 1에서 4로 증가함에 따라 Nu수가 증가하였다. 패스 수의 증가는 관 내의 유속이 증가하기 때문에 동일 유량에서 보다 높은 Re수의 획득과 더불어 난류유발에 유리해진다. 1 패스의 경우 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가시 Re수는 1665에서 8866, Nu수는 27.5에서 83.4로 나타났으며 4 패스의 경우 Re 수는 6493에서 33716,

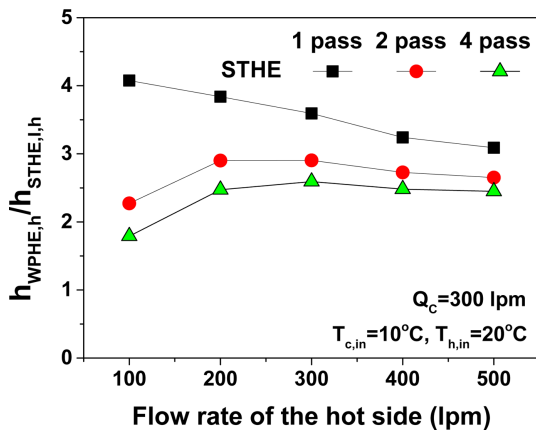


Fig. 5. Comparison of heat transfer coefficient ratio between STHE and WPHE according to hot side flow rate.

Nu수는 62.9에서 105.3으로 증가하는 것으로 나타났다. 반면 용접식 판형열교환기는 전열판의 주름진 형상에 의해 낮은 Re수에서 쉽게 난류가 유발되어 높은 Nu수를 얻을 수 있다. 용접식 판형열교환기의 경우 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 Re수는 559에서 2951로 증가하였으며, Nu수는 32.1에서 73.27로 나타났다. 용접식 판형열교환기의 열교환량에 비해 Nu수는 관류형 열교환기에 비해 낮게 나타났으나 용접식 판형열교환기의 수력직경은 관류형 열교환기에 비해 3.53배 낮기 때문에 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기에 비해 높은 열전달계수를 얻을 수 있다.

Fig. 5는 고온측 유량변화에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 열전달계수 비를 보여준다. 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기에 비해 동일 유량에서 높은 열전달계수를 얻을 수 있다. 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 열전달계수 비는 1 패스 경우 4.1에서 3으로 감소한 반면 2 패스와 4패스의 경우 고온측 유량이 100 lpm에서 200 lpm으로 증가시 2.3에서 2.9, 1.8에서 2.5로 증가 후 고온측 유량이 500 lpm으로 증가시 각각 2.65와 2.45로 감소하였다. 용접식 판형열교환기에 비해 관류형 열교환기는 유량 증가 대비 Re 증가가 크기 때문에 유량이 증가함에 따라 열전달계수 비는 감소한다. 본 실험에서 확인된 용접식 판형열교환기의 열전달 성능은 관류형 열교환기에 비해 최소 1.8배에서 최대 4.1배 높게 나타났다. 이는 용

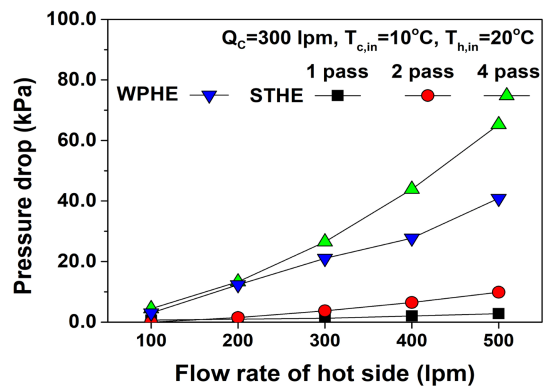


Fig. 6. Pressure drop of STHE and WPHE according to hot side flow rate.

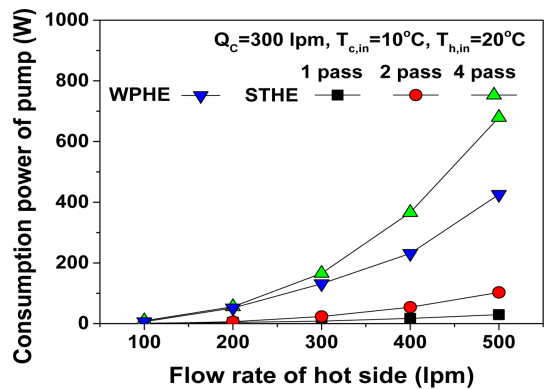


Fig. 7. Pump power consumption of STHE and WPHE according to hot side flow rate.

접식 판형열교환기가 관류형 열교환기에 비해 동일 유량대비 높은 열전달계수를 갖기 때문이며 동일 열전달량의 열교환기를 설계시 판형열교환기가 작은 전열면적을 필요로 하며 소형화가 가능하다고 판단된다.

3.2 압력 강하 고찰

Fig. 6은 고온측 유량변화에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 차압을 보여준다. 용접식 판형열교환기는 1 패스와 2 패스 관류형 열교환기에 비해 높은 차압이 나타났지만 4 패스 관류형 열교환기에 비해 낮은 차압을 보였다. 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 1 패스 관류형 열교환기의 차압은 0.7 kPa에서 2.8 kPa로 증가하였고 4 패스 관류형 열교환기의 차압은 4.4

kPa에서 65.3 kPa 증가함을 보였다. 용접식 판형열교환기의 경우 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가 시 3 kPa에서 40.9 kPa로 크게 증가하였다. 패스 수의 증가는 Re 수와 채널의 관로의 길이를 증가시키기 때문에 차압은 증가한다. 용접식 판형열교환기의 경우 관류형 열교환기에 비해 낮은 Re를 가지고 채널길이는 짧지만 전열판의 주름진 형상에 의해 마찰계수가 관류형 열교환기에 비해 높기 때문에 높은 차압이 형성된다. 하지만 4 패스 관류형 열교환기의 경우 관 내 유속이 1 패스에 비해 4배 빠르며 관로 길이 또한 증가하며 용접식 판형열교환기에 비해 높은 차압을 형성하는 것으로 판단된다.

펌프의 소비동력은 열교환기를 사용하는 공정의 비용과 연관되기 때문에 낮은 소비동력은 공정단가를 낮추는데 이바지한다. Fig. 7은 고온측 유량증가에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 펌프 소비동력을 보여준다. 펌프의 소비동력은 차압에 의해 결정되기 때문에 실험결과 1-Pass < 2-Pass < WPHE < 4-Pass 순으로 나타났다. 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 1 패스 관류형 열교환기의 펌프 소비동력은 1.4 W에서 29.4W로 소폭 증가한 반면 4 패스 관류형 열교환기는 9.3 W에서 680.2 W까지 크게 증가하였다. 용접식 판형열교환기는 고온측 유량이 100 lpm에서 500 lpm으로 증가함에 따라 6.3 W에서 426.2 W로 증가하였다. 관류형 열교환기를 설계시 출구 온도를 높이기 위해 패스 수를 증가시키는 것은 효율적인 방법중에 하나이지만 과도한 패스 수의 증가는 오히려 차압 증가로 이어져 펌프 소비동력의 큰 증가를 야기함으로 설계시 이를 잘 고려할 필요가 있다.

3.3 종합적 성능특성 비교

열교환기의 성능은 열교환량과 차압에 의해 결정되며, 열교환량의 증가와 차압의 감소는 열교환기에 의한 유지보수 비용을 줄일 수 있다. 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 형상은 상이하기 때문에 열교환기의 성능을 비교하기 위해서는 열교환량과 차압을 함께 고려하여 비교할 필요가 있다. 이에 열교환기의 종합적 성능을 비교하기 위해 열전달계수와 차압의 비, 열교환기 용량과 펌프 소비동력의 비에 대한 성능지표의 비교를 수행하였다. Fig. 8은

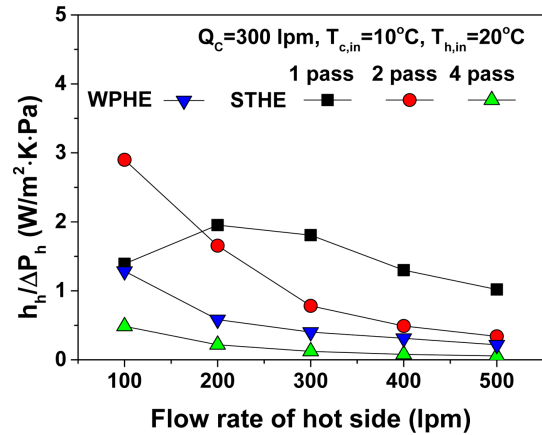


Fig. 8. Heat transfer coefficient-pressure drop index of STHE and WPHE according to hot side flow rate.

고온측 유량변화에 따른 열전달계수와 차압의 비를 보여준다. 고온측 유량이 100 lpm 일때 1패스 관류형 열교환기의 경우 관내 유동은 층류가 형성되어 2 패스 보다 높은 마찰계수를 가져 1패스와 2패의 차압은 0.7 kPa과 0.72 kPa로 거의 차이가 없었다. 하지만 열전달계수는 관류 유동이 난류인 2패스 관류형 열교환기가 1패스 관류형 열교환기에 비해 1.8배 높게 나타났다. 따라서 열 전달계수와 차압비는 2 패스 관류형 열교환기가 1패스 관류형 열교환기에 비해 높게 형성된다. 하지만 고온측 유량이 200 lpm 이상에서는 관류형 열교환기 모두 관내 유동이 난류가 형성되어 마찰계수는 유사하지만 패스 수의 증가에 의해 단위 관로당 열교환 길이가 긴 2 패스와 4 패스의 열전달계수와 차압비가 1 패스 관류형 열교환기에 비해 작게 나타났다. 관류형 열교환기는 용접식 판형열교환기에 비해 낮은 마찰계수를 갖지만 패스 수가 증가시 유속과 단위 관로 당 열교환 길이는 길어진다. 이는 단위 관당 열교환 성능을 향상시키지만 차압의 증가를 유발하며, 무분별한 패스 수의 증가는 열전달 성능 개선효과 보다 차압의 증가효과가 두드러져 오히려 종합적인 열교환 성능을 감소시킨다. 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기에 비해 마찰계수는 높지만 채널의 길이는 상대적으로 짧으며, 유량 증가에 따른 Re 수 증가율이 작기 때문에 유량이 증가함에 따라 용접식 판형열교환기의 차압 증가량은 작게 나타났다. 관류형 열교환기는 유량 증가시 용접식 판형열교환기에 비해 높은 Re 수를 얻을 수 있어 동일 유량에서 Nu수는

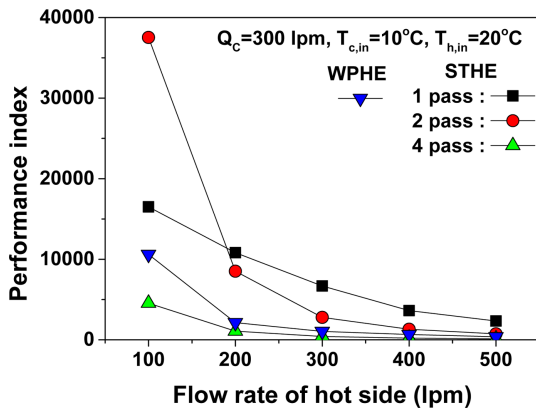


Fig. 9. Performance index of STHE and WPHE according to hot side flow rate.

크지만 용접식 판형열교환기에 비해 큰 수력직경을 갖기 때문에 동일 유량에서 열전달계수는 낮게 형성된다. 또한 유량의 증가에 따른 Re 수 변화가 커 열전달계수 향상 대비 차압의 증가가 크다는 부작용이 발생한다. 반면 용접식 판형열교환기는 유량 변화에 따른 Re 수 변화가 작기 때문에 유량변화에 따른 열전달계수의 민감성은 관류형 열교환기에 비해 작다. 그러나 용접식 판형열교환기는 큰 마찰계수를 가져 압력강하가 크게 나타난다. 이는 저유량인 경우 관류형 열교환기가 용접식 판형열교환기에 비해 열전달계수와 압력강하의 비는 높게 나타나지만 유량이 증가할수록 용접식 판형열교환기가 열전달계수와 압력강하의 비가 관류형 열교환기와 유사해 질 수 있음을 의미한다.

Fig. 9는 고온측 유량변화에 따른 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 성능지표를 보여준다. 성능지표는 열교환량과 펌프 소비동력의 비로 열교환기의 종합적인 성능을 비교할 수 있다. 성능지표가 높을수록 펌프의 소비동력 대비 열교환기 용량이 크음을 의미한다. 고온측 유량이 100 lpm일 때 1 패스 관류형 열교환기는 관내 층류 유동으로 인해 2 패스, 3 패스에 비해 높은 마찰계수를 가져 2패스에 비해 낮은 성능지표를 갖지만 4 패스의 경우 단위 관로 당 긴 열교환 길이로 인해 높은 차압을 가져 1 패스 관류형 열교환기에 비해 낮은 성능지표를 보였다. 고온측 유량이 200 lpm 이후부터 모든 관류형 열교환기는 관내 흐름이 모두 난류 흐름을 가져 마찰계수의 영향성 보다는 관내 유속의 영향성이 커서 성능지표는 1-Pass > 2-Pass > 4-Pass 순으로 나

타났다. 또한, 용접식 판형열교환기의 성능지표는 유량이 증가함에 따라 관류형 열교환기와 성능지표가 유사해짐이 확인되었다. 동일한 성능 지표에서 용접식 판형열교환기는 적은 유량이 소요되었고, 이는 동일 열교환량을 얻기 위한 펌프의 소비동력을 감소시킬 수 있음을 의미한다.

경제적인 관점에서 볼 때 용접식 판형열교환기는 적절한 용량선정이 이루어 질 경우 관류형 열교환기를 대체에 용이하다. Hajabdollahi et al.[18]의 연구에 따르면 가스켓 판형열교환기의 경우 관류형 열교환기에 비해 투자비용은 낮지만, 높은 압력강하로 인해 운영비용이 높음을 언급하였으며, 관류형 열교환기에 비해 시스템 투자 및 운영비용은 13% 적어짐을 보고하였다. 용접식 판형열교환기의 경우 가스켓 판형열교환기에 비해 보다 고온, 고압의 환경에 사용하기 때문에 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기는 보다 두꺼운 봉재와 판재의 사용과 가공단가의 증가로 제품 단가는 증가할 것으로 판단된다.

3. 결 론

본 연구는 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 성능을 비교하기 동일한 전열면적을 갖는 관류형 열교환기와 용접식 판형열교환기의 성능실험을 수행하였다. 동일 유량에서 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기에 비해 우수한 열전달량을 갖지만 상대적으로 차압이 큼이 확인되었다. 용접식 판형열교환기의 열전달계수는 관류형 열교환기에 비해 최소 1.8배에서 최대 4.1배 형성되었다. 관류형 열교환기는 패스 수의 증가로 열교환량과 열전달계수를 향상시킬 수 있지만 과도한 증가는 열전달 성능 향상대비 과도한 차압 증가를 야기한다. 이로 인해 펌프의 소비동력은 1-Pass < 2-Pass < WPHE < 4-Pass 순으로 나타났다. 종합적으로 열교환기 성능 고찰 시 동일 유량에서 용접식 판형열교환기는 1-Pass, 2-Pass 관류형 열교환기에 비해 낮은 성능지표를 갖지만, 4-Pass 관류형 열교환기 보다 높은 성능을 가졌다. 하지만 용접식 판형열교환기는 관류형 열교환기와 동일한 성능지표를 갖기 위해 요구되는 작동유체의 유량이 작기 때문에 펌프의 소비동력을 줄일 수 있기 때문에 유지비 저감에 이바지 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업통산자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(No. 20172010105410)과 중소기업청 기술혁신개발사업(S2474030)의 지원을 받아 수행된 연구과제입니다.

References

1. M. I. al Irsyad, M. I. Halog, and R. Nepal, 2019, Renewable energy projections for climate change mitigation: An analysis of uncertainty and errors. *Renewable energy*, Vol. 180, pp. 536-546.
2. S. Baruch-Mordo, J. M., Kiesecker, C. M. Kennedy, J. R. and Oakleaf, J. J. Opperman, 2019, From Paris to practice: sustainable implementation of renewable energy goals, *Environmental Research Letters* Vol. 14, pp. 024013.
3. Y. Tong, H. Lee, H. Kang, and H. Cho, 2019, Energy and exergy comparison of a flat-plate solar collector using water, Al₂O₃ nanofluid, and CuO nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 159, pp. 113959.
4. S. K. Sansaniwal, V. Sharma, and J. Mathur, 2018, Energy and exergy analyses of various typical solar energy applications: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 82, pp. 1576-1601.
5. T. T. Tran, and D. H. Kim, 2018, A CFD study of coupled aerodynamic-hydrodynamic loads on a semisubmersible floating offshore wind turbine. *Wind Energy*, Vol. 21, No. 1, pp. 70-85.
6. D. Moya, C. Aldás, and P. Kaparaju, 2018, Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 94, pp. 889-901.
7. P. Moriarty, and D. Honnery, 2019, Global renewable energy resources and use in 2050. In *Managing Global Warming*. Academic Press, pp. 221-235.
8. A. Arani, and A. Moradi, 2019, Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 157, pp. 113736.
9. H. S. Dizaji, S. Jafarmadar, and S. Asaadi, 2017, Experimental exergy analysis for shell and tube heat exchanger made of corrugated shell and corrugated tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 81, pp. 475-481.
10. L. Huadong, and V. Kottke, 1998, 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, No. 10, pp. 1303-1311.
11. 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.
12. J. F. Zhang, S. L. Guo, Z. Z. Li, J. P. Wang, Y. L. He, and W. Q. Tao, 2013, Experimental performance comparison of shell-and-tube oil coolers with overlapped helical baffles and segmental baffles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 58, No. 1-2, pp. 336-343.
13. T. M. A. Elmaaty, A. E. Kabeel, and M. Mahgoub, 2017, Corrugated plate heat exchanger review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 70, pp. 852-860.
14. M. S. Chang, T. K. Park, B. J. Sung, and B. O. Choi, 2015, Life prediction of brazed plate heat exchanger based on several accelerated life test data. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 29, No. 6, pp. 2341-2348.
15. O. P. Arsenyeva, L. L. Tovazhnyanskyy, P. A. Kapustenko, and G. L. Khavin, 2016, Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 105, pp. 763-773.
16. J. Klemes, O. Arsenyeva, P. Kapustenko, and L. Tovazhnyanskyy, 2015, *Compact Heat Exchangers for Energy Transfer Intensification: Low Grade Heat and Fouling Mitigation*. CRC Press, Boca Raton
17. ANSI/AHRI Standard 401(SI), *Performance Rating of Liquid to Liquid Heat Exchanger*, 2015.
18. H. Hajabdollahi, M. Naderi, and S. Adimi, 2016, A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 92, pp. 271-282.