

판형 열교환기 크기에 따른 전열성능 비교에 관한 연구

박재홍
디에이치피이엔지

A Study on Thermal Performance Comparison between Large and Small Sized Plate Heat Exchanger

Jae-Hong Park
DHP Engineering

요약 판형 열교환기의 초기 개발 및 사용은 19세기 후반 유제품 내 존재하던 각종 바이러스의 살균에 대한 엄격한 법규 대응을 위해 시작되었고, 1920년대가 되어서야 본격적으로 상업화되었다. 이후 판형 열교환기의 기본 컨셉은 지금까지도 거의 변화가 없었지만, 고온, 고압 그리고 대용량 열교환에 적용되기 위해 설계 및 제작 방법들이 혁신적으로 발전하여 지금에 이르게 되었다. 현재의 형태와 같은 쉘브론 타입 주름 전열판의 개발은 1970년대 후반 오일 쇼크 이후 에너지 합리화 및 에너지 효율 향상을 위한 요구들이 강하게 제기되면서 시작되어 지금에 이르고 있다. 판형 열교환기의 개발 트렌드는 전열 효율이 좋으면서 압력강하가 낮고 또한 유체 분배가 잘되는 대형 전열판의 개발과 일치한다. 본 논문에서는 전열판 개발방향을 제시하고자 동일 골깊이와 주름피치를 가진 소형 전열판과 대형 전열판의 열성능을 각 채널(H, M, L type)별로 실험적으로 비교, 분석하였다. 실험결과, 대류열전달계수의 경우, 소형 전열판이 대형 전열판에 비해 H type의 경우 평균 16.5%, M type의 경우 25%, 그리고 L type의 경우 약 40% 정도 더 높았다. 압력강하의 경우는 소형 전열판이 H type의 경우 평균 19%, M type의 경우 46%, 그리고 L type의 경우 약 61% 정도 더 높은 것을 알 수 있었다. 이는 여러 예상되는 요인들 중 두 전열판의 유체분배부 차이에 의한 것으로 판단되었다.

Abstract The early development and use of plate heat exchangers (PHE) were in response to stringent statutory requirements from dairy products in the late 19th century, but PHEs were not exploited commercially until the 1920s. Since then, although the basic concept of PHEs has changed little, its design and construction have progressed significantly to accommodate higher temperatures and pressures, as well as large heat exchanging capacities. The development of current chevron-type corrugated heat plates has been ongoing since the oil shock in the 1970s to improve energy efficiency. The development trend of PHEs is consistent with the development of larger heat plates with better thermal efficiency, lower pressure drop, and good flow distribution. In this study, the thermal performance of small heat plates (PHE-S) and large heat plates (PHE-L) with the same plate depth and corrugation pitch were analyzed experimentally for each channel (H, M, and L type) to suggest development directions of heat plates. The test results showed that for the convective heat transfer coefficient, the PHE-S was on average, 16.5% higher in the H type, 25% higher in the M type, and 40% higher in the L type than PHE-L. In the case of the pressure drop, the PHE-S was 19% higher in the H type, 46% higher in the M type, and 61% higher in the L type than PHE-L. These results were attributed to the differences in fluid distribution areas between the PHE-S and PHE-L, among other potential causes.

Keywords : Plate Heat Exchanger, Heat Plate, Thermal Performance, Pressure Drop, Chevron Type, Distribution

*Corresponding Author : Jae-Hong Park(DHP Engineering)

email: gdays@naver.com

Received January 2, 2020

Accepted February 7, 2020

Revised January 15, 2020

Published February 29, 2020

1. 서론

판형 열교환기의 컨셉은 19세기 후반 유제품 내에 존재하던 각종 세균들을 살균하기 위해 개발되었다.

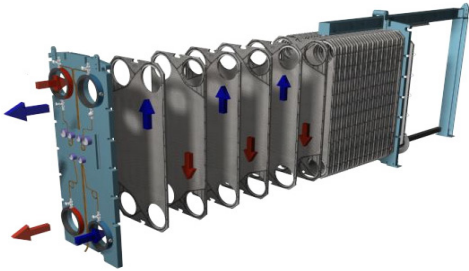


Fig. 1. Plate heat exchanger

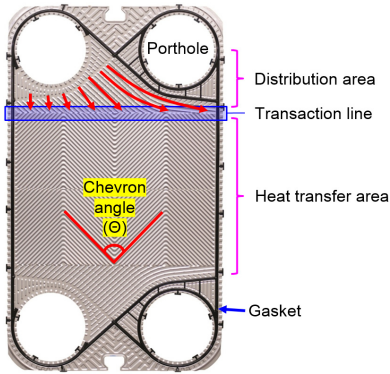


Fig. 2. Heat plate structure

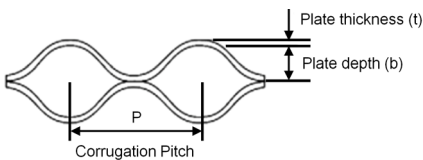


Fig. 3. Plate channel details

판형 열교환기와 관련된 첫 번째 특허는 독일의 Albrecht Dracke가 1878년에 취득하였다[1]. 그러나 그 당시 획기적인 발명품이라 여겨지던 판형 열교환기도 그 본격적인 상업화는 1920년대가 되어야 시작되었다. 이후 판형 열교환기의 기본 컨셉은 지금까지도 거의 변화가 없었지만, 고온, 고압 그리고 대용량 열교환에 적용하기 위해 설계 및 제작 방법들이 혁신적으로 발전하여 지금에 이르게 되었다.

판형 열교환기 구조는 비교적 단순한데 Fig. 1과 같이 여러 개의 전열판을 순서대로 배열하여 적층한 형태로

각각의 전열판과 전열판 사이에 유로가 형성되고, 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐르면서 열교환하게 된다.

전 세계적으로 판형 열교환기의 형태가 각종 산업 설비들의 대형화로 인해 갈수록 대용량이 요구되고 있다. 이런 요구에 부합하기 위해서는 판형 열교환기의 핵심인 대형 전열판의 설계기술과 이를 생산할 수 있는 제작기술이 뒷받침되어야 한다.

Fig. 2는 일반적인 전열판의 구성을 나타내고 있다. 유체가 들어오고, 나가는 포트홀(porthole), 유입된 유체를 전열부(heat transfer area)로 고르게 분배시켜주는 유체분배부(distribution area), 실질적인 열교환이 일어나는 전열부 그리고 유체의 실링(sealing)을 담당하는 가스켓(gasket) 등으로 나누어진다.

Fig. 3은 유로 채널(channel)을 나타내고 있다.

소형 판형 열교환기용 전열판의 구조는 대형 판형 열교환기용 전열판에 비해 다소 단순하다. 그리고 만약 판형 열교환기의 효율이 부족하다고 할 때 소형 판형 열교환기의 경우, 필요로 하는 전열판 장수 자체가 적기 때문에 전열판이 일부 추가되더라도 그 추가 비용이 전체 생산원가에서 차지하는 비율이 낮다.

그러나 대형 판형 열교환기는 우선 필요로 하는 전열판 장수가 많을 뿐만 아니라, 전열판 효율에 문제가 있을 경우, 그 결과는 소형 판형 열교환기에서 예상되는 것과는 비교가 되지 않는다. 이러한 이유로 대형 전열판에서는 구조적 안정성과 관계되는 부분의 설계와 함께 유체분배부의 설계가 매우 중요하다. 만일 유체분배에 문제가 있을 경우, 전열부 전체로 유체가 고르게 흐르지 못하고 일부 구간에서는 유체가 흐르지 않는 데드존(dead zone)이 발생하기도 한다. 요즘에는 유체분배부의 특성을 파악하기 위해 CFD 유동해석이 많이 활용되고 있다.

본 연구에서는 동일 골깊이(plate depth)와 피치(corrugation pitch)를 가지고 있는 소형 전열판과 대형 전열판에서 판형 열교환기 열설계의 핵심인 대류열전달 계수와 압력강하특성을 실험적으로 비교, 분석하여 그 결과를 제공함으로써 향후 판형 열교환기 전열판 설계에 도움이 되고자 한다.

2. 성능 테스트

2.1 테스트용 전열판 및 제품

일반적인 판형 열교환기에서 주어진 설계조건에 정확

히 맞는 전열 길이(thermal length)를 얻도록 설계한다는 것은 거의 불가능하다. 그러므로 열교환기 선정에 있어서 어느 정도의 over-surfacing이 필요하게 된다[2]. 이러한 문제를 최소화하기 위해서 Fig. 4(a), (b)와 같이 High θ (120°) 전열판과 Low θ (60°) 전열판 등 두 종류의 전열판이 개발되었으며, 두 종류의 전열판을 하나의 열교환기 내에서 조합하여 사용하기도 한다. 이 다른 두 종류의 전열판은 Fig. 4(c), (d), (e)와 같이 세 종류의 유로 채널(channel)을 형성시킬 수 있는데 High θ 채널, Mixed θ 채널(90°) 그리고 Low θ 채널 등이다. Mixed θ 채널은 High θ 전열판과 Low θ 전열판의 조합으로 만들어진다.

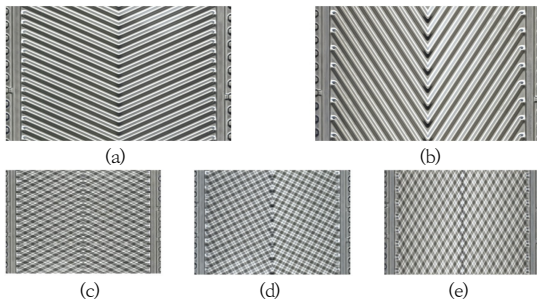


Fig. 4. Types of heat plates and flow channels
 (a) High θ Plate (b) Low θ Plate
 (c) High θ channel (d) Mixed θ channel (e) Low θ channel

본 연구에서는 대형 전열판과 소형 전열판을 이용하여 총 6종류의 테스트용 제품을 제작하였다. 대형 전열판과 소형 전열판의 High θ 전열판만을 이용한 H type 제품 2종류, 동일하게 Low θ 전열판만을 이용한 L type 제품 2종류, 그리고 High θ 와 Low θ 전열판의 조합인 M type 제품 2종류 등 총 6종류이다.

Table 1은 테스트용 제품에 사용된 전열판의 규격을 나타내고 있다. 두 모델 중 작은 모델(이하 PHE-S)은 현재 대부분의 산업 현장에서 가장 많이 사용되고 있는 모델 중 하나이다. 큰 모델(이하 PHE-L)은 그 사용범위가 작은 모델에 비해서는 다소 한정되어 있어 대규모 플랜트, 화력 및 원자력발전소 등 주로 대용량의 열교환이 필요로 하는 곳에 적용되고 있다.

Fig. 5는 두 전열판의 크기 비교를 보여주고 있다.

지금까지 대부분의 환경 열교환기와 관련된 연구는 Lab scale의 소규모 테스트이거나 CFD 해석 연구가 대부분이다[3-6]. 그러나 본 연구는 실제 현장에서 사용되는 제품들에 대한 Full scale 테스트를 바탕으로 하였다

때문에 보다 실질적인 정보를 제공할 수 있을 거라 생각된다.

Table 1. Comparison between small and large heat plate

Item	Small plate(PHE-S)	Large plate(PHE-L)
Size	400×980 mm	1200×1950 mm
Porthole	150 mm	450 mm
Plate depth(b)	3.0 mm	3.0 mm
Pitch(P)	10 mm	10 mm
Plate material	Stainless steel 304	
Plate thickness(t)	0.5 mm	
Chevron angle(θ)	60°, 90°, 120°	

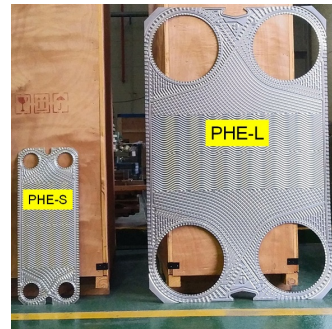


Fig. 5. Heat plates' size comparison

2.2 실험장치 및 실험방법

실험장치는 Fig. 6과 같이 수(water) 펌프를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 온수가 순환되는 회로와 냉수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. Fig. 7은 PHE-S의 성능 테스트 장면을 나타내고 있다.

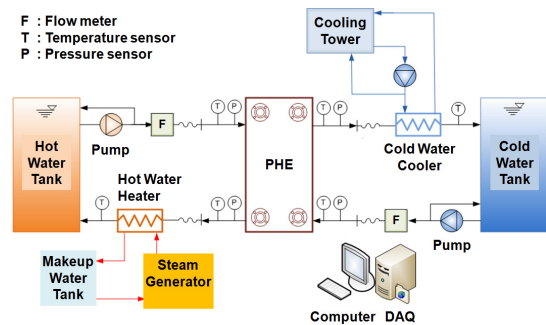


Fig. 6. Test facility schematic diagram

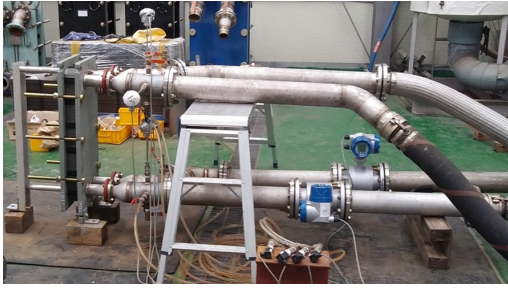


Fig. 7. Performance tests

각 열교환기에서의 열전달량은 입구와 출구사이에 설치된 검교정된 RTD(Resistance Temperature Detector)에 의한 온도측정값과 체적유량계(volume flowmeter)를 이용한 유량측정값으로 계산하였다. 또한 열교환기 입구와 출구사이에 차압계를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 데이터로그를 통해서 PC로 실시간으로 획득 및 처리하였다.

각 열교환기에서의 열전달량은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 밸브들로 유량을 조절한 다음, 각 RTD와 압력센서들로부터 3초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 유량 변화가 $\pm 2.0\%$ 이내, 각 RTD의 평균온도차가 $\pm 0.3\text{ }^\circ\text{C}$ 이하, 압력 변화가 $\pm 2.0\%$ 이내가 되면 정상상태라고 판단하였다[7,8]. 정상상태에 도달하면 15분 동안 3초 간격으로 데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 처리하였다.

본 연구에서는 온수의 온도를 $50.0\text{ }^\circ\text{C}(\pm 0.3\text{ }^\circ\text{C})$, 냉수의 온도를 $30.0\text{ }^\circ\text{C}(\pm 0.3\text{ }^\circ\text{C})$ 로 하였으며, 열전달 성능시험과 압력강하 시험에서 레이놀즈수의 범위는 실제 사용 범위인 2,000 ~ 10,000 사이로 하였다.

2.3 데이터 처리

본 연구에서 사용된 판형 열교환기는 직접적인 벽면 온도의 측정이 불가능하기 때문에 Farrell 등[9]이 제안한 수정된(modified) Wilson Plot 방법을 응용하여 열전달계수를 구하였다. 이 방법은 기존의 Wilson Plot 방법에 비해 적은 실험으로 보다 정확한 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

유체의 물성치들은 유체 입·출구온도의 평균온도에 의해 계산되어졌다. 그리고 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 대하여 $\pm 5\%$ 이내로 나타났다.

두 유체 사이에서의 총괄열전달계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (1)$$

Where, U denotes overall heat transfer coefficient ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), Q_{ave} denotes averaged heat duty(W), A denotes heat transfer area(m^2), ΔT_{LMTD} denotes log mean temperature difference($^\circ\text{C}$)

대수평균온도차(ΔT_{LMTD})는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 Eq. (2)와 같이 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (3)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (4)$$

Where, T denotes temperature($^\circ\text{C}$), w,h denotes hot water, w,c denotes cold water, i and o denote inlet and outlet, respectively

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{U}\right) = \left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) + \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) + R_{wall} \cdot A \quad (5)$$

Where, h denotes convective heat transfer coefficient($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), R_{wall} denotes wall resistance(K/W)

$h_{w,h}$ 와 $h_{w,c}$ 를 구하기 위해 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하였다.

열교환기에서 측정된 전체 압력강하로부터 마찰압력강하는 다음의 Eq. (6)으로 계산된다.

$$\Delta p_f = \Delta p_{exp} - \Delta p_{port} \quad (6)$$

Where, Δp_f denotes frictional pressure drop(Pa), Δp_{exp} denotes total pressure drop(Pa), Δp_{port} denotes pressure drop(Pa) at a port

여기서 포트에서의 압력강하는 평균 포트속도로부터 Shah와 Focke[10] 등이 제안한 경험적 관계식인 Eq. (7)로 계산되어진다.

$$\Delta p_{port} = 1.5 \left(\rho \frac{u_{port}^2}{2} \right) \quad (7)$$

Where, ρ denotes density(kg/m^3), u_{port} denotes port velocity(m/s)

따라서 유동마찰에 의한 압력손실을 무차원수인 마찰계수 f로 나타내면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{D_h} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (8)$$

Where, f denotes friction factor, L denotes thermal length(m), D_h denotes hydraulic diameter(m), u denotes channel velocity(m/s)

3. 성능테스트 결과

3.1 열전달 특성

Fig. 8과 9는 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하여 구한 각 전열판별의 열전달 상관식으로부터 계산한 총괄 열전달계수(U_{cal})와 실험을 통해 구한 총괄열전달계수 (U_{exp})를 서로 비교하고 있다.

Fig. 8은 PHE-S에서 H type, M type 그리고 L type 에 대한 총괄열전달계수(U_{cal} , U_{exp})의 비교를 나타내고 있고, Fig. 9는 PHE-L에서의 비교그래프이다. 비교 결과 모든 경우에 대하여 두 총괄열전달계수는 $\pm 2\%$ 이내로 서로 잘 일치하였다. 이를 통해 본 연구에 적용된 수정된 Wilson Plot 방법이 판형 열교환기처럼 양 유체의 전열 면적이 동일하면서 판벽 측정이 어려운 경우에 적용할 수 있는 신뢰성 높은 방법임을 확인할 수 있었다.

Fig. 8과 9에서 알 수 있듯이 총괄열전달계수는 쉼브론각과 레이놀즈수가 증가할수록 커짐을 알 수 있다. 이는 쉼브론각이 증가할수록 전열판의 주름이 난류를 더욱 촉진시켜 열전달을 향상시키기 때문이다.

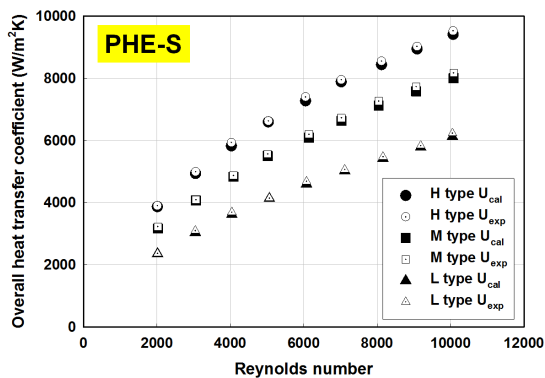


Fig. 8. Comparison of U_{cal} from Modified Wilson Plot method with experimentally measured U_{exp} in PHE-S

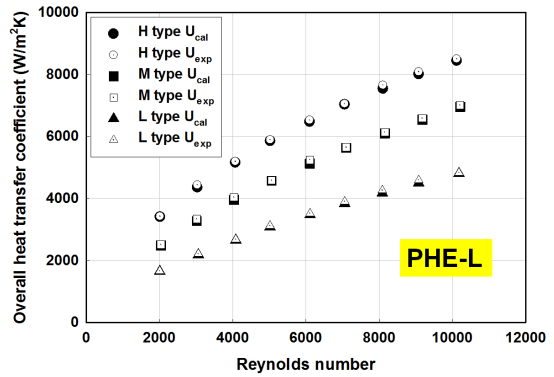


Fig. 9. Comparison of U_{cal} from Modified Wilson Plot method with experimentally measured U_{exp} in PHE-L

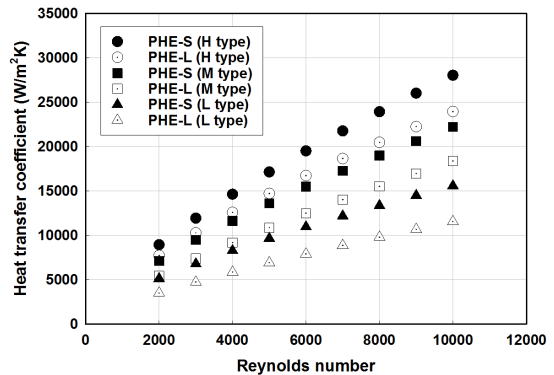


Fig. 10. Comparison of h value between PHE-S and PHE-L

그러나 여기에서 흥미로운 점은 PHE-S와 PHE-L의 제품 타입별(H, M & L type) 총괄열전달계수 값들을 동일 레이놀즈수에서 서로 비교해보면 Fig. 8의 PHE-S의 값이 모든 타입에 대해 Fig. 9의 PHE-L의 값보다 큰 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 10의 대류열전달계수를 비교해보면 보다 명확하게 그 차이를 알 수 있다. PHE-S가 PHE-L보다 H type의 경우 평균 16.5%, M type의 경우 25%, 그리고 L type의 경우 약 40% 정도 대류열전달계수가 더 높았다.

서론에서 기술한 바와 같이 본 연구에서 전열판을 선정할 때 전열판 크기는 다르지만 전열판의 골깊이와 피치가 동일한 제품을 선정하였다. 이는 두 전열판 모두 Fig. 3의 채널 형상이 동일하다는 것이고, 만약 채널 내로 흐르는 유속이 같을 경우 동일 레이놀즈수를 얻을 수 있기 때문에 전열판 크기와 상관없이 두 전열판의 대류열전달계수 값이 동일 또는 유사하게 나와야 한다. 그러나 상기

에 기술한 것과 같이 차이가 나고 있음을 알 수 있다.

이러한 차이를 만들 수 있는 원인으로 몇 가지를 예상할 수 있다. 우선 유체분배부의 형상, 즉 포트홀에서 유입되는 유체를 유체분배부에서 전열판 전체로 고르게 흐르게 하여(even distribution) 열교환이 전열판 전체에서 이루어지게 해야 하는데, 만약 유체분배부의 설계가 부족하면 전열판 중 일부에서는 유체가 흐르지 않거나 또는 흐르는 양이 부족하여 열교환이 충분히 이루어지지 않는 데드존이 발생할 수도 있다. 이런 현상은 대형 전열판이 소형 전열판에 비해 발생 가능성이 높다. 이러한 이유로 전열판 설계에서 구조적 안정성과 관계되는 부분과 함께 유체분배부의 설계가 매우 중요하게 다뤄진다.

다음으로는 조립치수의 차이를 들 수 있다. 판형 열교환기는 구조적 안정성을 확보할 수 있는 다수의 체결 볼트(tightening bolt)를 이용하여 열교환기를 조립한다. 조립치수는 전체 전열판의 개수, 전열판의 골깊이, 그리고 전열판 두께 등을 고려하여 계산되어진다. 이 때 만약 조립치수보다 덜 조립이 되면 전열판 채널의 형상이 커지게 되어 난류 효과가 저감되어 성능이 부족해지는 현상이 발생할 수도 있다. 반대로 조립치수보다 더 조립이 되면 열전달 측면에서는 수력저항이 줄어들어 난류효과가 상승하여 열성능이 증가되는 결과를 얻을 수 있겠지만 압력강하가 매우 큰 폭으로 증가할 수도 있다. 이는 압력강하가 유속의 제곱에 비례하기 때문이다. 그러나 과조임(over-tightening)은 무엇보다 전열판 자체에 영구 손상을 줄 수 있기 때문에 무조건 피해야 한다.

기타 원인으로서는 전열판 장수가 너무 많아 입구노즐로 유입되는 유체가 마지막 전열판까지 도달하지 못하여 (maldistribution) 발생하는 성능부족현상을 들 수 있다. 그러나 이러한 노즐에서의 유체분배문제는 열교환기 초기설계 단계에서 미리 고려하여 제거한다.

본 연구에서는 조립치수와 노즐에서의 유체분배문제는 무시할 수 있다. 이렇게 되면 유체분배부에 의해 이러한 차이가 발생한다고 볼 수 있다. 그러나 여기에서 중요한 점은 PHE-L의 열성능이 PHE-S에 비해 조금 부족하다는 것이지 전열판 자체가 잘못되었다는 것은 결코 아니다. 본 연구에서 얘기하고자 하는 것은 PHE-L에 개선할 만한 부분이 있어 보이고, 또한 개선을 통해 열성능이 좋아질 수 있는 가능성이 있다는 것이다.

3.2 압력강하 특성

Fig. 11은 두 전열판에서 구한 압력강하결과를 바탕으로 구한 마찰계수를 나타내고 있으며, 그래프에 나타난

것과 같이 PHE-L의 마찰계수가 PHE-S의 마찰계수보다 낮은 것을 알 수 있다.

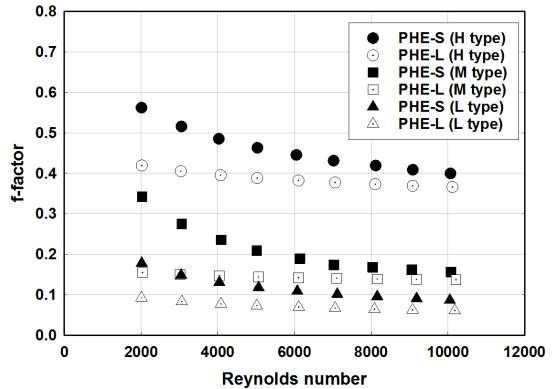


Fig. 11. Comparison of f-factor between PHE-S and PHE-L

이는 비교적 쉽게 예상할 수 있는 결과로, 일반적으로 열전달 성능과 압력강하특성은 서로 비례관계에 있다. 즉 열전달이 증가하면 압력강하도 증가하고, 반대로 열전달이 감소하면 압력강하도 감소하게 된다. 이러한 이유로 열교환기 개발 목표 중 하나는 열성능은 증가시키면서 압력강하는 감소시킬 수 있는 열교환기의 개발이다.

M type의 경우 High θ 전열판과 Low θ 전열판의 조합이기 때문에 압력강하특성이 H type과 L type의 중간 수준 정도가 나올 것으로 예상하였지만, Fig. 11에서와 같이 M type의 경우 전체 레이놀즈수에 대하여 H type 보다는 L type에 지배적인 영향을 받는 것으로 나타났다. 이는 Fig. 10의 대류열전달계수의 경향성과는 조금 다른 것으로, Fig. 10에서 두 모델 모두 M type의 대류열전달계수는 H type의 영향을 일부 더 받는 것처럼 보이지만 전체적으로는 H type과 L type의 중간값 정도가 나왔다.

M type의 이러한 특성은 실제 제품 설계에 매우 유리하게 작용할 수 있다. 일반적으로 대부분의 판형 열교환기 적용처는 H type 또는 L type 등 특정 전열판 한가지만을 요구하는 경우가 드물다. 대부분의 경우, High θ 전열판과 Low θ 전열판의 조합인 M type을 요구한다. 이럴 경우, M type을 적용하면 열전달은 H type에 가까우면서 압력강하는 L type에 가깝기 때문에 매우 효율적인 설계를 할 수 있다.

압력강하특성은 PHE-S가 PHE-L보다 H type의 경우 평균 19%, M type의 경우 46%, 그리고 L type의 경우 약 61% 정도 더 높은 것을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 동일한 골격이와 피치를 가지고 있는 소형 전열판(PHE-S)과 대형 전열판(PHE-L)에서 판형 열교환기 열설계의 핵심인 대류열전달계수와 압력강하특성을 실험적으로 비교, 분석하였다. 이를 위하여 대형 전열판과 소형 전열판의 High θ 전열판만을 이용한 H type 제품 2종류, 동일하게 Low θ 전열판만을 이용한 L type 제품 2종류, 그리고 High θ 와 Low θ 전열판의 조합인 M type 제품 2종류 등 총 6종류의 테스트용 제품을 제작하였다.

성능테스트 후 대류열전달계수를 구하기 위하여 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하였으며, 그 결과 수정된 Wilson Plot 방법은 판형 열교환기처럼 양 유체의 전열면적이 동일하면서 판벽 측정이 어려운 경우에 적용할 수 있는 신뢰성 높은 방법임을 확인할 수 있었다.

열전달의 경우, 소형 전열판(PHE-S)이 대형 전열판(PHE-L)보다 열전달 성능이 우수함을 알 수 있었다. 대형 전열판(PHE-L)의 열성능이 소형 전열판(PHE-S)보다 부족한 이유로 몇 가지 원인을 제시하였으며, 본 연구에서는 그중 유체분배부의 형상이 부족하여 전열판 전체로 유체가 고르게 분배되지 못하였기 때문인 것으로 판단하였다. 물론 이 부분에 대한 보다 정확한 진단은 향후 추가적인 연구가 진행되어야만 명확해질 것으로 보인다.

압력강하의 경우, 모든 경우에 대하여 쉘브론각과 레이놀즈수가 증가할수록 압력강하도 증가하였다. 이는 쉘브론각이 커질수록 전열판의 주름 형태가 유동에 대한 저항이 커지는 방향으로 나타나 있기 때문이다. M type의 압력강하의 경향성은 대류열전달계수와는 달리 전체적으로 L type의 영향을 많이 받는 것으로 나타났으며, 이는 대부분의 실질적인 적용처에서 효율적인 설계가 가능하다는 것을 의미한다.

References

[1] B. Magnusson and B. Samuelson, The Story of the Alfa Laval Plate Heat Exchanger and the Spiral Heat Exchanger, p.128, Norstedts Tryckeri, 1985, p.128.
 [2] L. Wang, B. Sundén and R.M. Manglik, Plate Heat Exchangers, p.269, WIT Press, 2007, pp.70-73.
 [3] S. H. Sohn, J. H. Shin, J. C. Kim, S. H. Yoon and K. H. Lee, "A Numerical Study on the Pressure Drop and Heat Transfer in the Hot Channel of Plate heat

Exchanger with Chevron Shape", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering*, Vol.30, No.4, pp.175-185, Apr. 2018.

DOI : <https://doi.org/10.6110/KJACR.2018.30.4.175>

[4] H. J. Kim, Y. K. Jung, H. S. Lee, J. I. Yoon and C. H. Son, "A numerical study on heat transfer and pressure drop of plate heat exchanger using at sea- water air conditioning with the variation of channel spaces", *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.38, No.6, pp.704-709, Jul. 2014.
 DOI : <https://doi.org/10.5916/jkosme.2014.38.6.704>
 [5] D. K. Kang, S. P. Kim, I. J. Hwang, J. H. Lee, T. W. Do and W. Y. Yeo, "A Numerical Analysis Study on Plate Heat Exchanger Heat Transfer Characteristic by Corrugation Angle and Pitch", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol.11, No.3, pp.154-159, 2012.
 [6] B. H. Kang and S. K. Han, "Effects of Plate Pitch and Chevron Angle in a Plate Heat Exchanger on Thermal Energy Performance", *Transactions of the Korean hydrogen and new energy society*, Vol.15, No.3, pp.194-200, 2004.
 [7] AHRI, 2015 Standard for Performance Rating of Liquid to Liquid Heat Exchangers, p.16, AHRI, 2015, p.8.
 [8] ASME, ASME PTC 12.5-2000 Single Phase Heat Exchangers, p.143, ASME, 2000, pp.39-41.
 [9] P. Farrell, K. Wert and R. Webb, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes", *SAE Technical Paper Series*, No.910197, Feb. 1991.
 DOI : <http://dx.doi.org/10.4271/910197>
 [10] R. K. Shah and W. W. Focke, Plate heat exchangers and their design theory, in Heat Transfer Equipment Design, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar(eds.), p809, Hemisphere Publishing, 1988, pp.227-254.

박재홍(Jae-Hong Park)

[정회원]



- 2001년 8월 : 부경대학교 공과 대학원 냉동공조공학과(공학석사)
- 2005년 2월 : 부경대학교 공과 대학원 냉동공조공학과(공학박사)
- 2005년 12월 ~ 2008년 5월 : 하이에이코리아 기술연구소 과장
- 2008년 6월 ~ 2017년 12월 : 엘에치이 기술연구소 이사
- 2018년 1월 ~ 현재 : 디에이치피 이엔지 이사

<관심분야>

열유체, 에너지 변환기기