

판형열교환기 핀 홀의 위치 및 유속에 따른 누수율 및 내부 유동 특성에 관한 실험적 연구

Experimental Study on Leak Flow Rate and Inner Flow Characteristics of Plate Heat Exchangers with Pin-hole Location and Mass Flux

송강섭(Kang Sub Song)¹, 백창현(Chanhyun Baek)², 김성우(Sung Woo Kim)¹,
김용찬(Yongchan Kim)^{3*}

¹고려대학교 기계공학과 대학원, ²고려사이버대학교 기계제어공학과, ³고려대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School Korea University, Seoul, 02841, Korea

²Department of Mechanical and Control Engineering, The Cyber University of Korea, Seoul, 03051, Korea

³Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul, 02841, Korea

(Received January 20, 2016; revision received March 31, 2016; Accepted: April 8, 2016)

Abstract Plate heat exchangers have been widely used in various fields because of their high heat transfer coefficients, small area of installation, and ease of maintenance compared to other heat exchangers. However, when plate heat exchanger is used for a long time, leak can occur due to inner crack. Therefore, it is important to understand the inner flow characteristics in plate heat exchangers. In this study, the inner flow characteristics and flow rate of plate heat exchanger were evaluated using various flow directions, pin-hole sizes, and Reynolds numbers. In downflow, initially most water flowed to the opposite of the inlet due to distribution region. Then it gradually had a uniform distribution due to chevron configuration. In upflow, it had a uniform flow consistently due to the dominant gravity effect. As the Reynolds number increased, the leak rate was decreased due to the inertia effect regardless of the flow direction.

Key words Plate heat exchangers(판형열교환기), Leak rate(누수율), Flow characteristics(유동특성),
Downflow(하향 유동), Upflow(상향 유동), Re(레이놀즈 수)

† Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

기호설명

D : 직경 [m]
 H : 골깊이 [m]
 L : 전열판 길이 [m]
 l : 골간격 [m]
 M : 체적유량 [m^3/h]
 P : 압력 [bar]
 Re : 레이놀즈 수
 S : 표준편차 [%]
 t : 시간 [min], 전열판 두께 [m]
 u : 속도 [m/s]
 V : 체적 [m^3]
 w : 전열판 폭 [m]
 y : 누수율 [%]

그리스 문자

β : 쉘브론 각도 [°]

μ : 점성 [$N \cdot s/m^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 Φ : 확장계수

하첨자

h : 수력
 i : 상호간

1. 서 론

오늘날 환경 문제의 심화로 인해 에너지 효율에 대한 관심이 증대되고 있다. 이로 인해 에너지 시스템의 고효율화를 위하여 구성 부품의 성능 향상에 대한 많은 연구가 활발히 진행되고 있다. 열교환기의 경우에는 높은 열전달 계수 및 유지관리 편의성 등의 장점을 가진 판형열교환기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있

으며, 적용사례도 여러 분야로 점차 증가하고 있는 추세이다. 판형열교환기는 쉘브론과 같은 형상의 얇은 판을 적층시켜 형성된 유로에 고온과 저온의 유체가 교차적으로 흐르도록 구성된 열교환기이다. 열교환기 표면에서 높은 난류도를 형성하여 열교환 효율이 높고 밀집된 구조로 설계되어 체적당 열전달량이 높은 장점을 나타내고 있다.

하지만 판형열교환기가 장시간 사용으로 인해서 노후화 된 경우 또는 설치시 과도한 체결력이 작용한 경우에 판과 판이 맞닿는 부분, 가스켓 근처 등에서 점부식 또는 크랙이 발생하여 핀 홀 또는 틈새가 만들어진다. 그 결과 판에 형성된 핀 홀 또는 틈새를 통하여 유체가 누수되는 현상이 발생하게 되며 이는 1차측과 2차측 유체의 혼수 및 성능저하를 유발하게 된다. 따라서 누수 현상을 진단하고 적절한 대책을 강구하기 위해서는 전열판에 핀 홀이 발생한 경우에 대하여 내부 유동 및 성능 특성의 변화를 체계적으로 고찰할 필요가 있다.

판형열교환기 내부 유동에 대한 연구는 다양한 분야에서 광범위하게 진행되었다. Jain et al.⁽¹⁾은 판형열교환기 각 유로간 유량 불균일에 대한 영향을 고찰하였으며, 판형열교환기 내 속도벡터 및 온도를 CFD를 통해 분석하였다. Sarraf et al.⁽²⁾은 유동 구조는 쉘브론 각에 민감할 뿐만 아니라 유량에도 민감함을 보였으며, 레이놀즈 수에 따른 마찰계수가 유동 패턴의 분류인 나선형유동, 횡유동과 연관이 있음을 보고하였다. Dovic et al.⁽³⁾은 판형열교환기 내 유체의 흐름을 글리세롤 수용액을 사용하여 레이놀즈 수에 따른 판형열교환기 내부 유동 변화를 가시화하였다. Focke et al.⁽⁴⁾은 판형열교환기의 유동패턴을 실험적으로 분류하여 정의하였다. Gherasim et al.^(5, 6)은 층류, 난류에 따른 쉘브론 타입 판형 열교환기의 유동을 실험 및 수치적 연구를 각각 수행하여 이를 비교 분석하였다.

대부분의 기존 연구는 판형 열교환기의 내부 유동을 수치적으로 고찰하고 있으며, 일부 실험적 연구의 경우에도 제한된 조건에서 내부 유동을 고찰하고 있다. 특히 누수가 있는 경우 판형열교환기의 내부 유동에 대한 체계적인 연구는 전무한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 판형열교환기에서 핀 홀의 위치, 유속 및 크기를 변화시켜가면서 누수율을 측정하고, 내부 유동 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 물대물 열교환 장치로 크게 고온부, 저온

부 그리고 시험부 세 부분으로 구성되어 있다. 여기서 고온부는 고온수의 열을 공급하는 1차측과 같은 역할을 하는 유닛이며, 저온부는 1차측으로부터 열을 공급받는 2차측 중온수의 역할을 하는 유닛이다. 고온, 저온부 항온조의 물은 인버터 펌프를 통해 설정 유량으로 시험부인 열교환기로 공급되어 열교환이 이루어진다. 또한 측정을 위해 열교환기 입출구에 부착된 압력계와 RTD 온도센서를 통해 각각 압력과 온도를 측정하며 누수 발생시 출구쪽 유량이 변하므로 유량계는 고온부, 저온부 입구쪽에 설치하여 유량을 측정하였다. 또한, 각각의 항온조는 누수 발생량을 수위의 변화를 통해 측정할 수 있도록 구성하였다.

실험에 사용된 열교환기 유로는 4개의 전열판을 적층시켜 하향 유동 유로 2개와 하나의 상향유동 유로로 구성하였다. 그리고 누수를 통해 내부 유동을 확인할 판은 안쪽에서부터 두 번째 판으로 하였다. 그리고 내부 유동을 확인하기 위한 지점은 Fig. 2와 같이 4행 4열로 총 16개의 위치를 선정하였다. 이는 인접판과 만

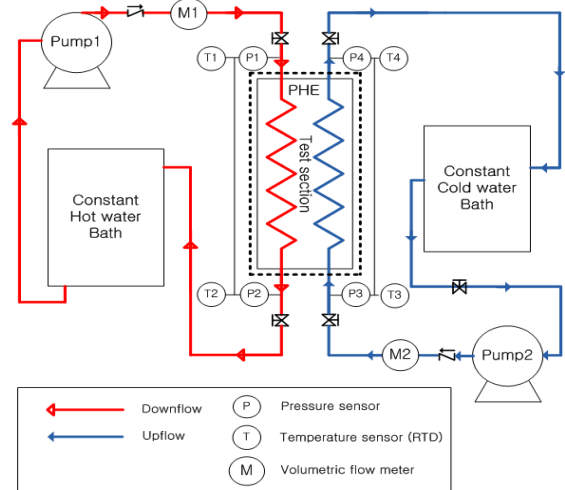


Fig. 1 Schematic of the experimental setup.

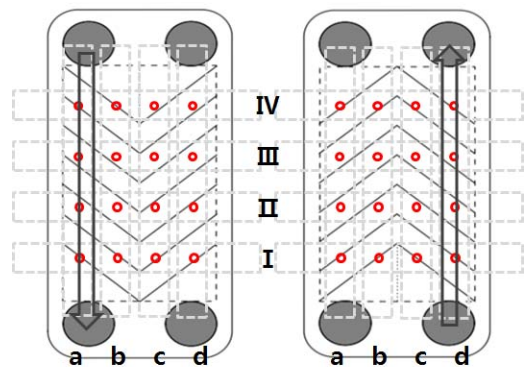


Fig. 2 Hole position in the plate.

Table 1 Specifications of the tested PHE

Plate type	Parameter	Value
Chevron-type plate	Plate length(L)	0.357 m
	Plate width(w)	0.103 m
	Chevron angle(β)	60°
	Plate thickness(t)	0.0006 m
	Corrugation depth(H)	0.0025 m
	Corrugation length(l)	0.01 m
	Enlargement factor(Φ)	1.141

나는 위치로 일반적으로 누수가 발생하기 쉬운 위치이기도 하며 유동패턴이 바뀌는 지점이므로 내부 유동 파악에 있어서 중요한 위치이다. 핀 홀은 지름 1.0~3.0 mm의 크기이며, 각 위치를 구분하기 위해 그림과 같이 행은 I~IV로, 열은 a~d로 명명하였다.

Table 1은 실험에 사용한 전열판의 형상수치이다. 각 전열판마다 핀 홀이 하나씩 형성되어 있으며 각 실험 완료 후 전열판을 교체해가며 핀 홀의 위치 및 면적에 따른 영향을 확인하였다. 동일한 유로 및 압력하에서 실험이 이루어져야 하므로 실험별 열교환기 체결력은 일정하게 유지하였다. 실험은 실험하고자 하는 유닛은 유량을 일정하도록 조절하며 반대쪽 유닛은 대기압 상태로 하여 압력에 의한 영향을 최소화 하도록 하였다.

2.2 실험결과 처리방법

유량은 보존되어야 하므로 동일한 핀 홀에 대해서 한쪽이 잃은 유량은 다른 쪽이 얻은 유량과 동일해야 한다. 그러므로 누수율은 펌프의 유동이 없는 안정된 반대쪽 유닛의 체적유량 변화량을 유로 입구의 체적유량으로 나눈 값으로 전체 대비 핀 홀을 통해 누수된 비율을 보여주는 수치이다. 이는 수위 변화로부터 체적유량 변화량을 구하여 식(1)을 통해 구한다. 또한 이는 관형열교환기 내부 유량과 비례하는 값이기 때문에 내부 유동을 파악할 수 있는 지표로 활용될 수 있다. 레이놀즈 수는 식(2)를 적용하여 계산한다. 여기서 직경은 관형열교환기의 수력직경을 적용하여 구한다. 수력직경은 식(3)을 통해 구하며 여기서 H_i 는 골 깊이에서 전열판의 두께를 뺀 값이며, ϕ 는 확장계수로 전체 전열면적을 투영된 면적으로 나눈 값으로 쉼브론 형상 등에 의해 증가한 표면적을 나타내는 지표이다.

$$y = \frac{\Delta V/t}{M} \tag{1}$$

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \tag{2}$$

$$D_h = \frac{2H_i}{\phi} \tag{3}$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \tag{4}$$

유동이 얼마나 균일한지를 보기 위해서 통계적 개념인 표준편차의 개념을 도입하였다. 여기서 표준편차는 i 지점에서의 누수율과 누수율 평균과의 차를 제곱한 값 평균의 제곱근으로 식(4)와 같다. 표준편차가 크다는 것은 전체적으로 평균과의 차이가 크음을 의미하게 된다. 이를 유동해석에 적용하게 되면 유동이 전체적으로 불균일함을 의미하며 이는 유동이 한쪽으로 치우쳐져 흐름을 나타낸다. 반대로 표준편차가 작다는 것은 유동이 전체적으로 고르게 분포하여 흐르고 있음을 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 하향 유동시 위치에 따른 특성

Fig. 3~Fig. 6은 하향 유동시 핀 홀 지름이 1.5 mm 일 때 IV~I행에서의 위치에 따른 누수율을 각각 나타낸 것이다. 하향 유동은 일반적으로 1차측인 고온수 유동을 나타내는 경우로 상변화가 일어나지 않는 액상의 경우에는 운전조건 중 온도변화에 따른 영향은 무시할 수 있을 만큼 작았으며 유량변화에 따른 영향이 지배적이었다. 하향 유동의 경우 유로로 유체가 공급 되면 입구 쪽 부근에 있는 IV행의 경우 분배부의 영향이 지배적이므로 대부분의 유체가 입구에서 먼 쪽으로 쏠려 흐르는 경향을 보였다. 이후에는 쉼브론 형상, 가스켓, 중력의 영향이 작용하게 되면서 점차 유체의 쏠림현상이 완화되며 전체적으로 고르게 분포되는 경향

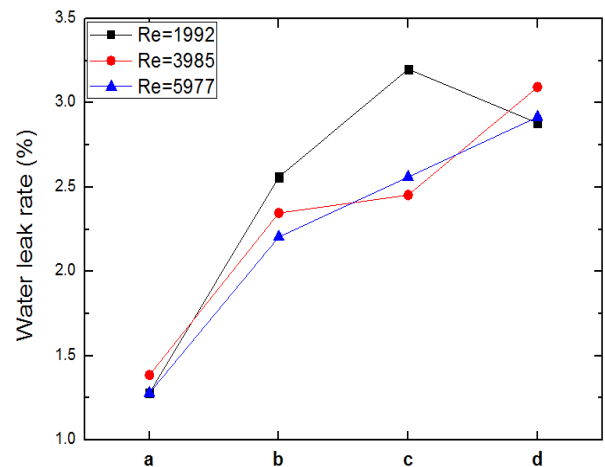


Fig. 3 Water leak rate at the row IV of downflow.

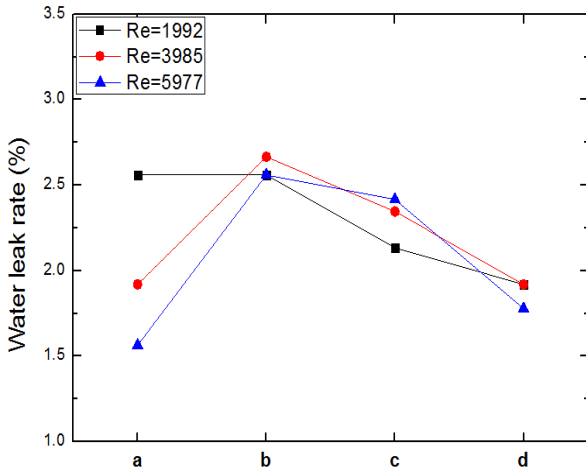


Fig. 4 Water leak rate at the row III of downflow.

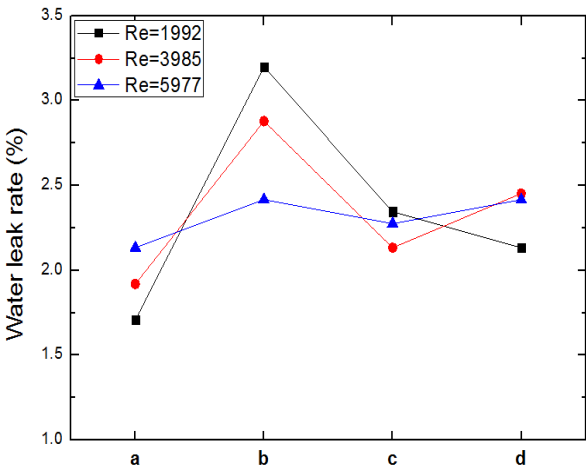


Fig. 5 Water leak rate at the row II of downflow.

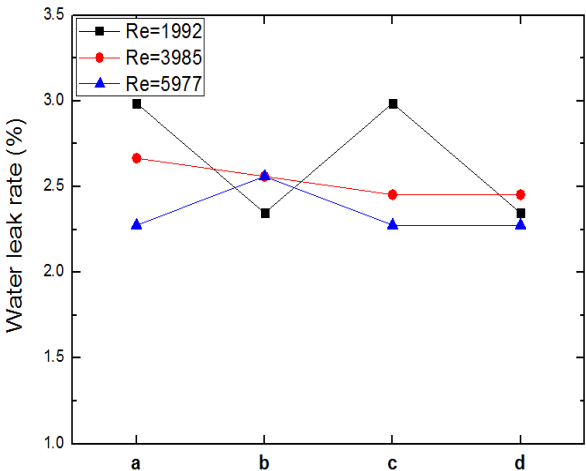


Fig. 6 Water leak rate at the row I of downflow.

을 보이게 된다. 이는 IV행에서 I행으로 유체가 흐름에 따라 열별 표준편차가 0.749%에서 0.205%로 점차 감소함을 통해 확인할 수 있다. 이러한 결과로부터 하향 유동의 경우 유체가 쉐브론 골을 따라 흐르는 횡유동 뿐만 아니라 인접판과 만나는 곳에서 발생하는 나선형 유동이 더해져 유체가 지그재그 형태로 흐르게 되어 전체적으로 유동분포가 균일해짐을 알 수 있다.

평균 누수율은 레이놀즈 수가 1,992, 3,985, 5,977일 경우 각각 2.45%, 2.35%, 2.24%로 레이놀즈 수가 증가할 경우 누수율이 점차 감소하는 경향을 보인다. 이는 핀 홀 크기의 한계 때문에 절대 누수량의 증가비율보다 핀 홀로 누수되지 못하고 핀 홀 외부에서 순환되는 유량의 증가비율이 더욱 크기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다. 또한 가장 많은 누수가 발생하는 지역은 분배부의 영향으로 (IV, d)로 누수율은 2.96%이었다. 반대로 가장 적은 지역은 분배부로 인한 유량의 쓸림 현상으로 인해 상대적으로 적은 유량이 흐르게 되는 (IV, a)로 누수율은 1.31%이었다. 열에 따른 누수율을 보면 a, b, c, d 각각 1.97%, 2.57%, 2.46%, 2.38%로 전체적으로 입·출구에 가까운 쪽보다는 중앙과 상대적으로 먼 쪽으로 유체가 많이 흘러감을 알 수 있고, 이는 초기 분배부의 영향이 지배적으로 작용한 결과라 볼 수 있다.

3.2 상향유동시 위치에 따른 특성

Fig. 7~Fig. 10은 상향유동시 핀 홀 지름이 1.5 mm일 때 I~IV행에서의 위치에 따른 누수율을 각각 나타낸 것이다. 상향유동은 일반적으로 2차측인 중온수의 유체에 해당하는 유동으로 상변화가 일어나지 않는 액상의 경우에는 운전조건 중 온도변화에 따른 영향은 무시할 수 있을 만큼 작았으며 유량변화에 의한 영향이

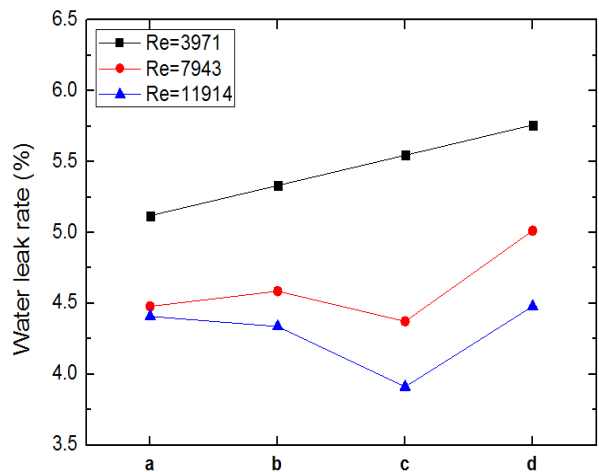


Fig. 7 Water leak rate at the row I of upflow.

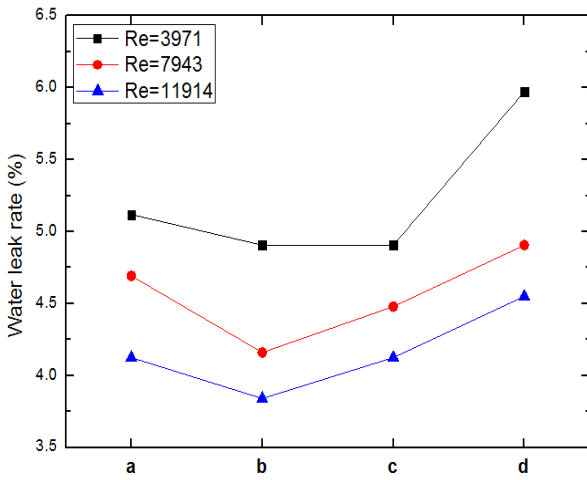


Fig. 8 Water leak rate at the row II of upflow.

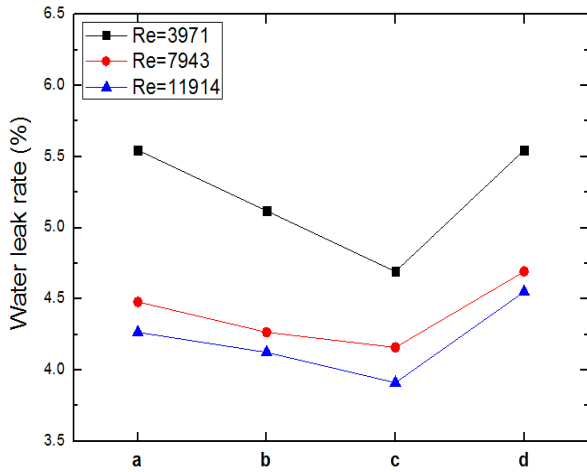


Fig. 9 Water leak rate at the row III of upflow.

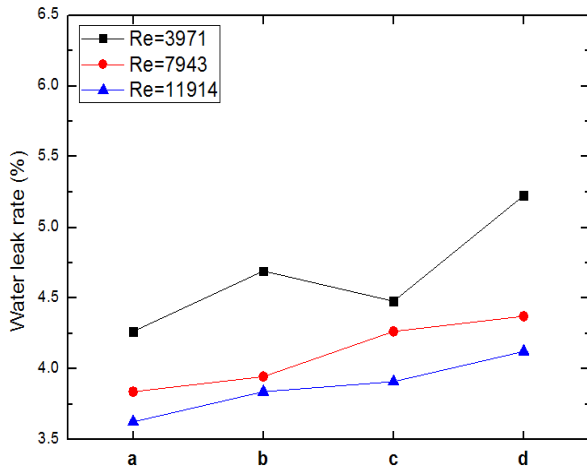


Fig. 10 Water leak rate at the row IV of upflow.

지배적이었다. 상향유동의 경우 유동방향과 중력장의 방향이 반대이므로 중력의 영향이 지배적으로 작용하여 위치에 따른 누수율 변화량이 크지 않았다. 이는 하향 유동의 열에 따른 표준편차의 평균이 0.434%이고, 상향 유동의 열에 따른 표준편차의 평균이 0.309%임을 통해 상향 유동이 하향 유동보다 전체적으로 유체의 분포가 균일함을 수치를 통해서도 확인할 수 있다. 이로부터 상향유동의 경우 쉘브론 골을 따라 흐르는 횡유동 뿐만 아니라 인접판과 만나는 곳에서 지그재그 형태로 흐르는 나선형 유동도 관형열교환기 내부에서 초기부터 전체적으로 많이 발생함을 알 수 있다. 입구 쪽 분배부의 영향도 적어 유체가 들어오는 쪽인 d열로 유체가 상대적으로 많이 흐름을 알 수 있다.

평균 누수율은 레이놀즈 수가 3,971, 7,943, 11,914일 경우 각각 5.14%, 4.42%, 4.13%로 레이놀즈 수가 증가함에 따라 누수율이 현저하게 감소한다. 이는 유로수가 적어 하향 유동에 비해 압력이 더욱 크지만 압력이 증가한 만큼 핀 홀 크기의 한계로 인한 절대 누수량이 그에 비례하여 증가하지는 않기 때문이다. 따라서 이로 인해 누수되지 않고 외부에서 순환되는 유량의 비율이 하향 유동보다 더욱 크기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다.

또한, 가장 많은 누수가 발생하는 지역은 쉘브론 형상 및 관성에 따른 영향으로 (II, d)이며 평균 누수율은 5.14%이다. 반대로 가장 적은 지역은 관성으로 인한 유량의 쓸림으로 인해 (IV, a)이며 평균 누수율은 3.91%이다. 이는 하향 유동에서 평균 누수율이 가장 적은 지역과 일치한다. 열에 따른 누수율을 보면 a, b, c, d 각각 4.50%, 4.43%, 4.40%, 4.93%로 하향 유동에서 나타나는 경향과는 다르게 상대적으로 입·출구에 가까운 방향으로 많은 유체가 이동함을 알 수 있다. 열교환이 일어나는 전열판을 기준으로 양쪽의 유체의 유동을 분석해보면 하향 유동과 상향 유동의 상대적으로 많은 유량이 흐르는 부분이 일치하며 전체적으로도 유동의 분포가 대칭적임을 알 수 있다. 따라서 이러한 대칭적인 분포는 관형열교환기 내부 위치에 따른 유량비를 전체적으로 일정하게 하여 열교환 효율 향상에 긍정적으로 작용할 것으로 보인다.

3.3 핀 홀 크기에 따른 누수율 특성

Fig. 11과 Fig. 12는 핀 홀 면적에 따른 누수율을 하향 유동, 상향 유동 각각에 대해서 레이놀즈 수 변화에 따라 나타낸 것이다. 핀 홀은 실험이 진행된 16개의 위치 중 전체평균과 오차 및 표준편차가 가장 작은 수치를 보이는 핀 홀, 즉, 평균과 가장 유사한 특성을 나타내는 핀 홀을 선정하여 실험을 진행하였다. 하향 유동의 경우 (IV, b)를, 상향 유동의 경우 (IV, d)를 각각 선정하였다.

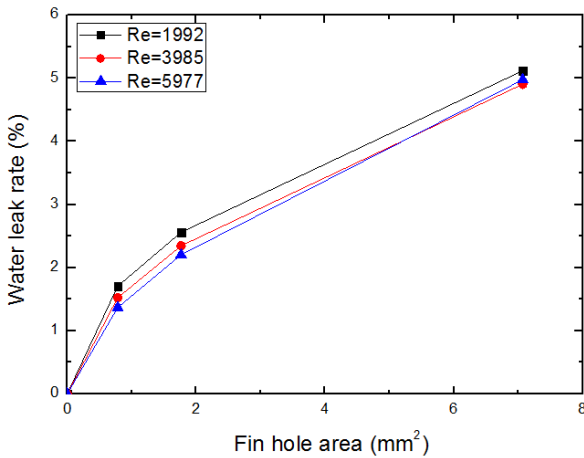


Fig. 11 Water leak rate with the fin hole size of downflow.

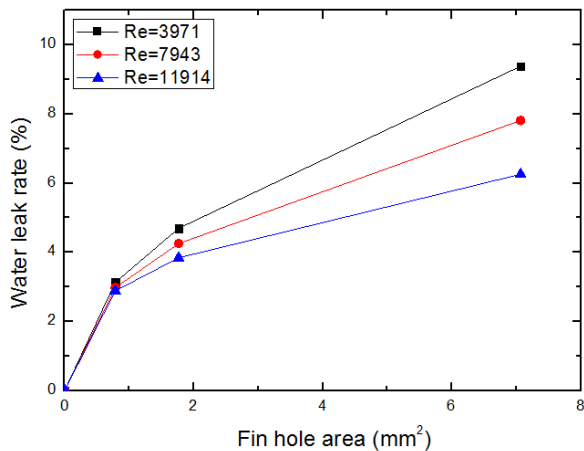


Fig. 12 Water leak rate with the fin hole size of upflow.

핀 홀 면적이 증가하게 되면 누수율은 핀 홀을 지나 는 유량이 증가하게 되므로 점차 증가하는 경향을 보이게 된다. 하지만 레이놀즈 수가 증가하게 되면 관성이 증가하므로 누수율은 대체적으로 감소하는 경향을 나타내게 되고 이는 하향 유동보다 상향유동에서 이러한 특징이 두드러지게 나타난다. 하지만 레이놀즈 수에 의한 영향보다는 면적 변화에 따른 영향이 더 지배적이다. 이러한 누수율을 실험결과를 통해 직경과 레이놀즈 수에 따른 상관식으로 나타내면 하향 유동, 상향유동 각각 식(5), 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$y = [-8.718 \times 10^{-5} (Re) + 2.093] \left(\frac{\pi}{4} D^2\right)^{[2.191 \times 10^{-5} (Re) + 0.453]} \quad (5)$$

$$y = [-4.885 \times 10^{-5} (Re) + 3.716] \left(\frac{\pi}{4} D^2\right)^{[-1.861 \times 10^{-5} (Re) + 0.578]} \quad (6)$$

이 상관식은 하향 유동의 경우 Re가 0~5,977인 범위에서, 상향유동의 경우 Re가 0~11,914인 범위에서 사용할 수 있으며 상관식을 사용하여 하향, 상향유동의 핀 홀 직경 및 유로의 레이놀즈 수에 따른 입구 유량 대비 평균누수율을 예측할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 판형열교환기 내 유동 특성을 확인하고자 핀 홀을 인위적으로 만든 후 유체를 흘려보내 누수율을 파악하였다. 유량이 증가할수록 누수되는 질 대량이 증가하게 되므로 핀 홀 발생시 판형열교환기 내 유체의 유동을 간접적으로 확인할 수 있다. 유체가 위에서 아래로 흐르는 하향 유동의 경우 초기에는 분 배부의 영향으로 인해 입구에서 먼 쪽으로 유체가 쏠 리는 현상이 발생하나 이후 웨브론 형상 등의 영향으로 인해 점차 균등한 분포를 보인다. 하지만 열에 따라 살펴보면 상대적으로 중앙 및 입·출구에서 먼 쪽으로 유체가 많이 흐르는 경향을 보인다. 상향유동의 경우 유동방향이 중력과 반대이므로 중력의 영향으로 초기부터 유체가 균일하게 흐르게 되지만 열에 따라 살펴보면 하향 유동과는 대조적으로 중앙 및 입·출구에 가까운 쪽으로 많은 유체가 흐른다. 이러한 경향은 유동 측면만 보았을 때는 인접한 전열관을 기준으로 유량분포가 대칭적인 특징을 나타내므로 열교환 효율에 있어서는 긍정적인 것으로 판단된다. 핀 홀 크기가 증가하게 되면 핀 홀을 지나는 유량이 증가하므로 누수율 또한 증가하게 된다. 또한, 레이놀즈 수가 증가하면 하향, 상향유동 핀 홀 크기에 상관없이 누수율이 감소하게 되는데 이는 핀 홀 크기의 한계 때문에 절대 누수량 비율의 증가보다 누수되지 않고 외부에서 순환되는 유량의 비율이 더욱 크기 때문으로 판단된다. 또한, 유동방향에 따라 핀 홀 크기 및 레이놀즈 수가 주어진다면 상관식을 통해서 전체 유량대비 누수되는 비율을 예측할 수 있다.

후 기

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20144010200770).

References

1. Jain, S., Joshi, A., and Bansal, P. K., 2007, A new approach to numerical simulation of small sized plate heat exchangers with chevron plates, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 129, pp. 291-297.

2. Sarraf, K., Launay, S., and Tadrist, L., 2015, Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 94, pp. 126-138.
3. Dovic, D., Palm, B., and Svaic, S., 2009, Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 4553-4563.
4. Focke, W. W. and Knibbe, P. G., 1986, Flow visualization in parallel-plate ducts with corrugated walls, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 165, pp. 73-77.
5. Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N., and Nguyen, C. T., 2011, Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger part I. Experimental investigation, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, pp. 1492-1498.
6. Gherasim, I., Galanis, N., and Nguyen, C. T., 2011, Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger. Part II : Assessment of laminar and two-equation turbulent models, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, pp. 1499-1511.
7. Kanaris, A. G., Mouza, A. A., and Paras, S. V., 2006, Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD Code, *Chemical Engineering and Technology*, Vol. 29, pp. 923-930.
8. Lee, J. and Lee, K., 2014, Flow characteristics and thermal performance in chevron type plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 78, pp. 699-706.