

알루미늄 다채널 평판관 증발기 내 냉매분배

김 내 현^{*}, 박 태 균^{*}, 한 성 필^{*}, 이 응 렬^{*}

인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 대학원

Distribution of Air-Water Two-Phase Flow in a Flat Tube Heat Exchanger

Nae-Hyun Kim^{*}, Tae-Gyun Park^{*}, Sung-Pil Han^{*}, Eung-Ryul Lee^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received July 3, 2005; revision received September 1, 2006)

ABSTRACT: The R-134a flow distribution is experimentally studied for a heat exchanger composed of round headers and 10 flat tubes. The effects of tube protrusion depth as well as mass flux, and quality are investigated, and the results are compared with the previous air-water results. The flow at the header inlet is stratified. For the downward flow configuration, the liquid distribution improves as the protrusion depth or the mass flux increases, or the quality decreases. For the upward configuration, the liquid distribution improves as the mass flux or quality decreases. The protrusion depth has minimal effect. For the downward configuration, the effect of quality on liquid distribution is significantly affected by the flow regime at the header inlet. For the stratified inlet flow, the liquid is forced to rear part of the header as the quality decreases. However, for the annular inlet flow, the liquid was forced to the frontal part of the header as the quality decreased. For the upward flow, the effect of the mass flux or quality on liquid distribution of the stratified inlet flow is opposite to that of the annular inlet flow. The high gas velocity of the annular flow may be responsible for the trend. Generally, the liquid distribution of the stratified inlet flow is better than that of the annular inlet flow. Possible explanation is provided from the flow visualization results.

Key words: Parallel flow heat exchanger(평판관 열교환기), Header(헤더), Two-phase distribution(2상류 분배), R-134a

기 호 설 명

c_p : 비열 [kJ/kgK]

D : 헤더 내경 [mm]

G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

h : 평판관 삽입깊이 [mm], 엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 유량 [kg/s]

T : 온도 [K]

x : 건도

하첨자

f : 포화액

g : 포화증기

i : 입구

o : 출구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

r : 냉매
 w : 냉각수

1. 서 론

알루미늄 평판관 열교환기는 루버핀과 평판관으로 구성된다. 공기는 루버핀 사이를 흐르고 냉매는 수력직경 1~2mm의 다채널 평판관 내로 흐른다. 이 열교환기는 전열성능이 기존 핀-관 열교환기보다 우수하여 자동차 응축기로 널리 사용되고 있고 가정용 공조기의 증발기로도 적극 검토되고 있다.

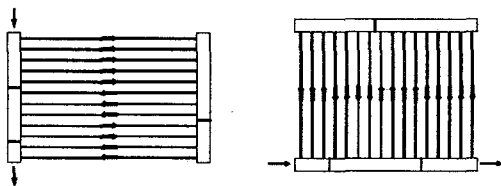
평판관 열교환기의 냉매측은 헤더에 여러 개의 평판관이 병렬로 연결된 구조로 되어 있다. 이는 냉매를 다수의 평판관으로 분지함으로써 관내 압력손실이 과대해지는 것을 막기 위함이다. 이 경우 각각의 평판관에 균일하게 냉매를 분배하는 것이 중요하다. 최근 일리노이대학 공조연구센터(ACRC)의 보고서⁽¹⁾에 따르면 평판관 열교환기를 증발기로 사용할 경우 냉매분배의 불균일에 따른 성능감소는 30%까지 된다고 한다. 증발기에서는 채널 벽면이 액막으로 덮여 있어야 증발이 제대로 일어나게 되므로 채널마다 액체가 균일하게 분배되는 것이 중요하다.

평판관 증발기는 공기측에 결로에 의해 생성된 응축액의 배출을 용이하게 하기 위하여, 평판관은 수직으로(헤더는 수평으로) 배열된다. 평판관의 수는 수십 개에서 많으면 수백 개가 되기도 한다. 이 경우 단일 패스로 열교환기를 구성하면 냉매측 유속이 너무 작고 냉매분배가 나빠지므로 헤더 내에 격막을 설치하여 다패스로 구성하는 것이 바람직하다. 증발기의 경우는 냉매가 증발하면서 유속이 증가하므로 흐름방향으로 패스당 평판관 수를 늘려나간다. 반대로 응축기의 경우는 흐름방향으로 패스당 평판관 수를 줄여나간

다. Fig. 1에 평판관 응축기 및 증발기 회로구성의 예를 나타내었다. 증발기의 경우 냉매는 상향류와 하향류를 반복함을 보여준다. 유동방향 외에 질량유속, 건도, 헤더 내로 돌출된 평판관의 삽입깊이 등도 채널간 유량분배에 중요한 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. Webb and Chung,⁽²⁾ Hrnjak,⁽³⁾ Lee and Lee⁽⁴⁾는 이 분야에 대하여 전반적인 리뷰 논문을 발표하였다.

헤더 내의 2상류 분지에 관한 논문 중 주목할 만한 연구는 다음과 같다. Watanabe et al.⁽⁵⁾은 내경 20mm의 수평 원형 헤더와 4개의 내경 6mm 수직 원형 분지관에 대하여 R-11을 사용하여 상향류 분지실험을 수행하였다. 실험은 질량유속 40~120 kg/m²s, 건도는 0~0.4 범위에서 수행되었고 헤더 입구의 유동형태는 성층류이었다. 그들은 건도가 증가할수록 후방 채널로 액체가 유입되어 유량분배가 나빠진다고 보고하였다. Tompkins et al.⁽⁶⁾은 수평 직사각형 헤더와 15개의 수직 평판관으로 이루어진 시험부에서 물-공기를 사용하여 하향류 분지실험을 수행하였다. 실험은 질량유속 50~400 kg/m²s, 건도 0~0.4 범위에서 수행되었다. 헤더 입구 유동형태는 낮은 질량유속에서는 성층류, 높은 질량유속에서는 환상류이었다. 그들은 낮은 질량유속(성층류)에서 좀더 균일한 유량분배를 얻을 수 있었다.

Vist and Pettersen⁽⁷⁾은 직경이 다른 두 개의 수평 원형 헤더(내경 8mm와 16mm)에 내경 4mm의 수직 원형 분지관이 10개 장착된 시험부에서 R-134a를 사용하여 분지실험을 수행하였다. 실험은 상향류와 하향류에 대하여 수행되었고 질량유속은 124~836 kg/m²s 건도는 0~0.5까지 변화되었다. 헤더 입구에서의 유동은 높은 질량유속을 제외하고는 성층류이었다. 그들은 하향류의 경우 대부분의 액체는 헤더의 앞부분에 있는 분지관으로 흐르고 상향류에서는 이와는 반대로 액체 대부분이 헤더 뒤쪽으로 흐른다고 보고하였다. 액체 유량분포는 건도가 감소할수록 개선되었고 질량유속에는 크게 영향을 받지 않았다. Lee and Lee⁽⁸⁾는 수직 직사각형 헤더(24×24mm)에 5개의 수평 직사각형 분지관이 설치된 형상에서 물-공기를 사용하여 분지실험을 수행하였다. 시험부 입구 유동형태는 환상류이었다. 유량분배는 분지관의 삽입깊이에 따라 크게 영향을 받았는데 삽입깊이가 증가할수록 헤더의 후방에 있는 분지관



(a) Flat tube condenser (b) Flat tube evaporator

Fig. 1 Refrigerant side circuiting.

으로 흐르는 물유량이 증가하였다. Lee and Lee⁽⁹⁾는 Lee and Lee⁽⁸⁾의 실험을 확장하여 분지관 위치가 유량분배에 미치는 영향을 검토하였는데 그 영향은 크지 않았다. Cho et al.⁽¹⁰⁾은 원형 헤더와 15개의 평판관으로 구성된 시험부에서 R-22를 사용하여 헤더방향과 냉매 주입관의 방향이 유량분배에 미치는 영향을 검토하였다. 질량유속은 60 kg/m²s로 고정되고 건도는 0~0.3까지 변화되었다. 수직헤더의 경우 대부분의 액체유량은 헤더의 전방으로 흘렀고 냉매주입방향은 별다른 영향을 미치지 않았다. 하지만, 수평 헤더에서는 냉매의 주입방향에 따라 유량분배가 크게 변화였다.

Kim et al.^(11,12)은 내경 17mm의 원형 헤더와 10개⁽¹²⁾ 또는 30개⁽¹¹⁾의 수직직경 1.32mm 평판관으로 구성된 시험부에서 물-공기를 사용하여 분지실험을 수행하였다. 실험은 상향류와 하향류, 무차원 평판관 삽입깊이(h/D) 0.0~0.5, 질량유속 70~130 kg/m²s, 건도 0.2~0.6 범위에서 수행되었다. 헤더 입구 유동은 환상류이었다. 실험결과 하향류에서는 평판관 삽입깊이의 영향이 현저하게 나타났다. 헤더 내로 평판관이 돌출되지 않은 경우($h/D=0.0$) 대부분의 물은 헤더 전방 채널을 통하여 흘렀으나 평판관 삽입깊이가 증가할수록 물은 헤더 후방으로 이동하였다. 또한 질량유속과 건도가 증가할수록 물은 헤더 후방으로 이동하였다. 하지만 상향류에서는 하향류와 반대로 대부분의 물이 헤더 후방으로 흘렀고 질량유속, 건도가 증가할수록 헤더 전방의 물유량비가 증가하

였다. 한편, 채널의 수가 감소함에 따라 유량분배는 개선되었다.

본 연구는 Kim et al.^(11,12)의 후속 연구로 물-공기 대신에 냉매 R-134a를 사용하여 10개의 평판관으로 이루어진 시험부에 대하여 질량유속 70~400 kg/m²s, 건도는 0.2~0.6 범위에서 유량분배 실험을 수행하였다. 시험범위에서 헤더 입구유동은 대부분 성층류로 관측되었다. 유사한 범위의 물-공기 실험⁽¹²⁾에서 헤더 입구유동은 환상류로 보고되었다. 이는 R-134a의 기액 밀도비가 0.011(0°C에서)로 공기-물의 값보다 9배 가량 크기 때문에 나타나는 현상으로 동일한 질량유속과 건도 일지라도 유동양식은 현저히 다를 수 있다. 질량유속과 건도에 유동방향(하향류와 상향류), 평판관 삽입깊이($h/D=0.0, 0.5$)가 미치는 영향도 검토하고 기존의 물-공기 실험 결과⁽¹²⁾와 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig.2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. Fig. 3에는 시험부의 상세도를 나타내었다. 시험부는 실제 평판관 열교환기를 모사하여 내경 17mm의

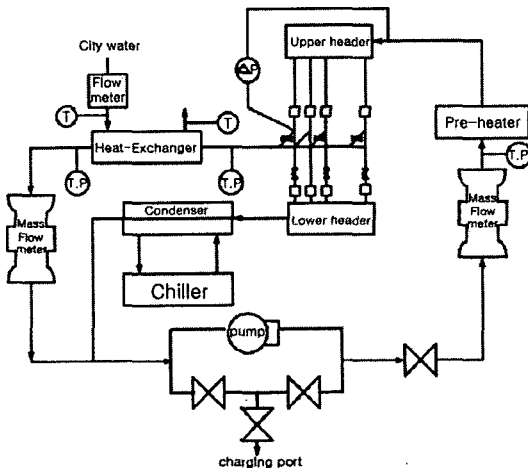


Fig. 2 Schematic drawing of the apparatus.

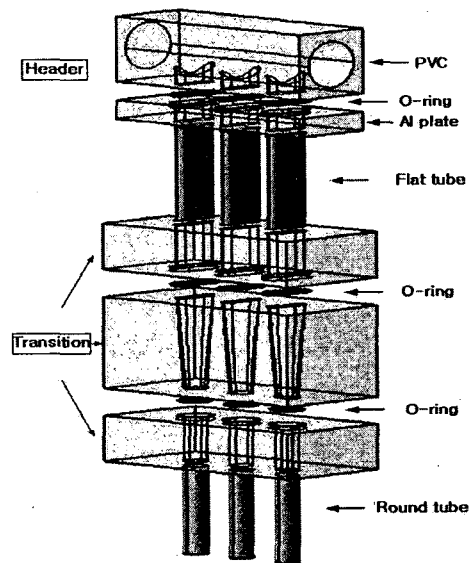


Fig. 3 Detailed drawing of the test section.

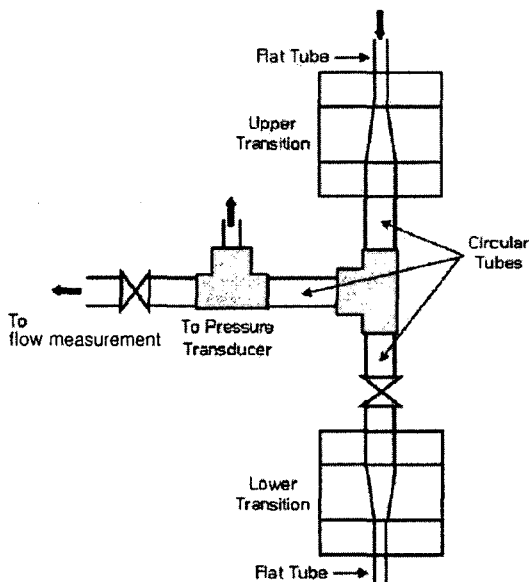


Fig. 4 Detailed sketch of the transition section.

상하부 헤더와 9.8 mm 피치의 평판관(10개)으로 구성되었다. 헤더는 가시화를 위하여 투명 PVC를 가공하여 제작하였다. 헤더 하부에는 평판관이 삽입될 수 있도록 알루미늄 블록을 장착하였고 알루미늄 블록과 헤더 사이에는 O-ring을 장착하여 기밀을 유지하였다. 시험부 중간에는 평판관과 6.0 mm 내경의 원관을 연결하기 위한 연결부가 두 곳 설치되었다. Fig. 4에 연결부의 상세를 나타내었다. 원관은 시험부 후방의 유량측정장치로 연결된다. 시험부 입구에는 헤더 내경(17 mm)과 같은 내경의 동관을 1 m 길이로 설치하여 발달된 유동이 시험부로 유입되도록 하였다.

시험부 전방에는 5 kW 용량의 예열기를 설치하여 유입냉매의 건도를 조절하였다. 시험부 하부헤더에서 유출된 2상 냉매는 응축기에서 응축된 후 마그네틱 펌프로 유입된다. 냉매유량은 펌프로부터 토출된 냉매 일부를 우회시켜 조절하였다. 예열기 전방에는 정확도 $\pm 1.5 \times 10^{-6}$ kg/s의 질량유량계를 설치하여 유량을 측정하였다. 질량유량계에는 액체상태의 냉매가 공급되는 것이 중요하다. 이를 위하여 항온 칠러를 사용하여 응축액의 과냉도를 조절하였다.

평판관 채널을 흐르는 유량은 밸브를 조작하여 시험부를 흐르는 유동을 유량측정부로 보내어 측

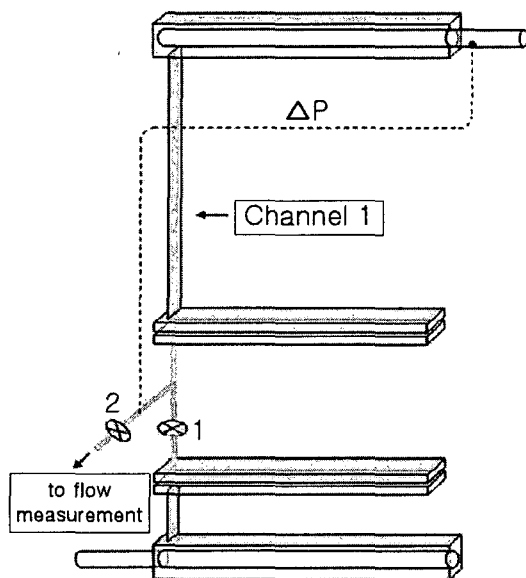


Fig. 5 A sketch illustrating the measurement of channel flow rate.

정하였다. Fig. 5에 유량계측 원리를 도시하였다. 시험부에는 하나건너 하나씩 총 5채널에 각각 두 개의 밸브(하나는 시험부에, 다른 하나는 유량측정부에)가 설치되어 있다. 일단 유량측정부의 밸브를 모두 닫고 시험부 밸브를 모두 열어 유동이 정상상태가 될 때까지 기다린다. 유동이 정상상태라고 판단되면 채널의 유량측정을 시작한다. 예를 들어 1번 채널의 유량을 측정하려면 1번 채널의 시험부 밸브를 닫고 유량측정부로 가는 밸브를 연다. 이때 유의할 점은 유량계측 전후에 채널 내 유량이 변해서는 안된다는 것이다. 이를 위하여 헤더 전방과 평판관 하부에 차압계를 설치하고 밸브를 조절하여 유량계측 전후에 이 차압이 일정하게 유지되도록 하였다. 실험 중 차압계의 변동은 측정치의 2% 내에서 유지되었다.

채널 내를 흐르는 액체유량과 기체유량을 측정하는 방법으로는 액체와 기체를 분리한 후 각각의 유량을 측정할 수도 있고 열교환기에서 2상 유체를 응축시킨 후 전체 유량과 열정산에 의해 계산된 건도로부터 구할 수도 있다. 물-공기 2상류와 같이 기액분리가 손쉬운 경우에는 첫번째 방법^(6,11)이 주로 사용되나, 냉매의 경우엔 두번째 방법⁽⁷⁾이 선호된다. 본 연구에서도 두번째 방법으로 채널 내 유량을 측정하였다. Fig. 6에 유량계

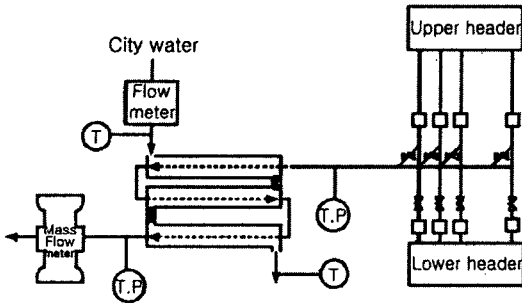


Fig. 6 Schematic drawing of the channel flow rate measurement section.

측장치를 도시하였다. 유량계측장치는 동심원관 열교환기로 관내로는 냉매가 흐르며 관 외측의 냉각수에 의해 응축된다. 열교환기는 5개의 소구간으로 구분되어 채널간 유량변화에 따른 광범위한 열부하를 감당할 수 있도록 하였다. 유량측정 장치에서 온도는 냉매 입출구와 냉각수 입출구의 4곳에서 측정하였다. 측정의 정확도를 높이기 위하여 한곳의 온도를 5개의 열전대로 동시에 측정하였다. 냉매 입출구에서 절대압력도 측정되었다. 또한 냉매는 충분히 과냉시켜 유량계에 액체상태로 유입되도록 하였다. 채널 내 냉매의 건도는 다음 식으로부터 계산된다.

$$x = \frac{h_{ri} - h_f}{h_g - h_f} \quad (1)$$

$$h_{ri} = h_{ro} + \frac{\dot{m}_w c_{pw} (T_{wo} - T_{wi})}{\dot{m}_r} \quad (2)$$

여기서, 냉매출구 엔탈피 h_{ro} 는 측정된 온도와 압력으로부터 구해진다. 냉매유량은 정확도 $\pm 4.0 \times 10^{-6}$ kg/s의 질량유량계로 측정하였고 냉각수유량은 메스실린더로 측정하였다. 실험의 재현성을 확인하기 위하여 수 회의 반복시험을 수행하였다. 반복 실험결과 유량분포는 $\pm 10\%$ 내에서 재현이 가능하였다. 또한 시험부에 유입된 냉매유량과 각 채널에서 측정된 유량을 비교해 본 결과(유량을 측정하지 않은 채널은 앞과 뒤 채널의 평균값을 사용하였음) 5% 내에서 일치하였다. 본 연구에서 액체와 기체 유량데이터는 각 채널에 흐르는 유량을 평균 유량값(전체 유량이 각 채널에 균일하게 분배되었을 때 얻어지는 값)으로 나눈 '유량비'(liquid flow ratio와 gas flow ratio)로 나타내

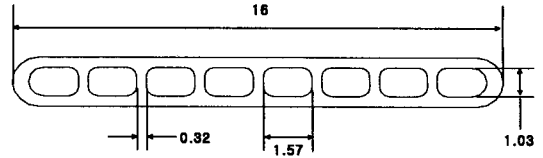


Fig. 7 Cross-sectional view of the flat tube used in this study (Unit: mm).

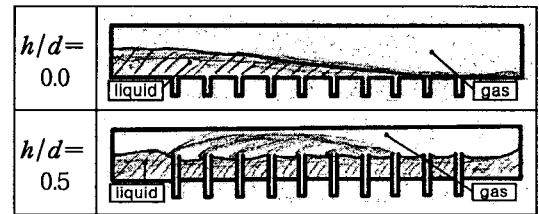
었다. Fig. 7에 본 실험에 사용된 평판관의 단면을 나타내었다. 수력직경은 1.32 mm이고 유동단면적은 12.24 mm²이다.

3. 실험결과 및 고찰

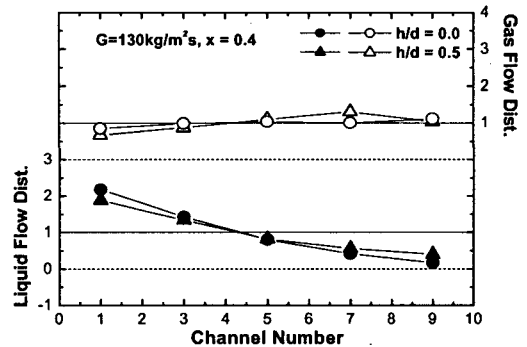
3.1 하향류

3.1.1 삼입깊이의 영향

본 연구에서 수행한 냉매의 하부분지 유동의 대표적 유동형태를 Fig. 8에 나타내었다. 본 데이터



(a) Typical R-134a flow pattern in a 10 channel header with downward configuration



(b) Corresponding liquid and gas distribution

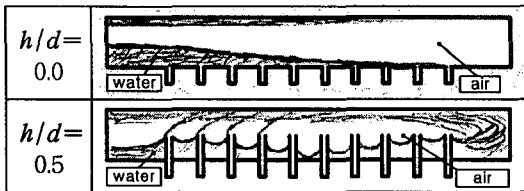
Fig. 8 Typical R-134a flow pattern in a upper 10 channel header with downward flow configuration and the corresponding liquid and gas distribution.

는 질량유속 $G=130\text{ kg/m}^2\text{ s}$, 건도 $x=0.4$ 에서 취득한 자료로 헤더 입구의 유동은 성층류이다. 평판관이 헤더 내로 돌출되지 않은 경우 ($h/D=0.0$), 액막의 두께는 흐름방향으로 감소함을 보여준다. 또한 대부분의 액체는 헤더 전반부 채널로 흐름을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 $h/D=0.0$ 에서 첫 번째 채널의 액체유량비는 2.2이고 점차로 감소하여 마지막 채널에서 0.2가 됨을 보여준다. 기체분배는 액체분배와 반대의 경향을 보인다. 즉, 액체유량이 많은 곳은 기체유량이 적고 액체유량이 적은 곳은 기체유량이 많다. 하지만 기체분배는 액체분배에 비해 훨씬 균일함을 알 수 있다.

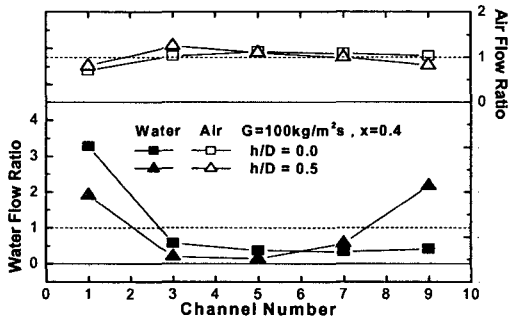
평판관이 헤더 내로 돌출하면 ($h/D=0.5$) 유동형태가 다소 바뀐다. 첫 번째 돌출부에 부딪힌 액체의 일부는 관 내로 흡입되고 일부는 관 상부에서 박리되어 헤더 후방으로 이송된다. 첫 번째 돌출부를 우회한 액체는 두 번째 돌출부에 부딪혀 일부는 흡입되고 일부는 관 상부에서 박리되어 헤더 하부로 이송된다. 박리된 액체는 헤더 후방에서 재부착한다. 이 과정은 박리될 액체가 더 이

상 없을 때까지 계속된다. 박리된 액체의 재부착 길이는 기체유속이 증가할수록 길어지리라 예상된다. 즉, 평판관은 유동박리를 통하여 액체를 헤더 후방으로 이송시키는 역할을 하는 것으로 판단되는데 이는 Fig. 8(b)의 유량분배 데이터로부터 확인할 수 있다. 이 그림은 첫 번째 채널의 액체유량비는 1.8이고 마지막 채널의 유량비는 0.5로 평판관에 의해 액체가 헤더 후방으로 이동하여 $h/D=0.0$ 인 경우에 비하여 유량분배가 개선됨을 보여준다.

Fig. 9에는 $G=100\text{ kg/m}^2\text{ s}$, $x=0.4$ 에서 수행된 Kim et al.⁽¹²⁾의 물-공기 실험자료를 나타내었다. 이 경우 헤더 입구의 유동은 환상류임을 기억할 필요가 있다. 평판관이 헤더 내로 돌출되지 않은 경우 ($h/D=0.0$), 유동형태와 유량분배 데이터의 경향은 본 연구의 냉매의 경우와 유사하나 전방 채널의 물 유량비가 3.3으로 훨씬 큼을 알 수 있다. 평판관이 헤더 내로 돌출된 ($h/D=0.5$) 경우도 유동형태는 냉매의 경우와 유사하다. 하지만 유동의 재부착 길이는 냉매의 경우보다 훨씬 길어 박리된 물은 헤더 반대쪽 벽에 부딪힌 다음 후방으로부터 채널로 공급된다. 이는 물-공기의 기액 밀도비가 R-134a보다 훨씬 작아 동일한 질량유속과 건도일지라도 기체유속이 훨씬 크기 때문이다. 따라서 냉매에 비해 다량의 액체가 헤더 후방으로 이송되는데, Fig. 5(b)의 데이터는 $h/D=0.5$ 의 경우 마지막 채널에서 물 유량비는 2.1이나 됨을 보여준다. Fig. 8과 Fig. 9를 비교해 보면 전반적으로 성층류의 액체분배 특성이 환상류보다 나은 것으로 판단된다. Tompkins et al.⁽⁶⁾도 물-공기 하향류 실험에서 유사한 결론을 도출한 바 있다.



(a) Typical air and water flow pattern in a 10 channel header with downward configuration

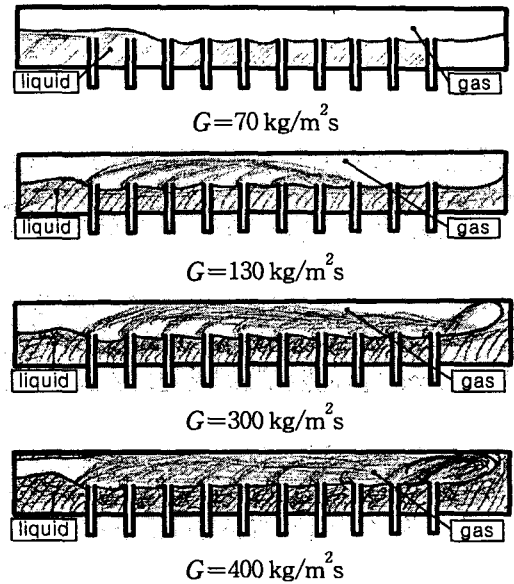
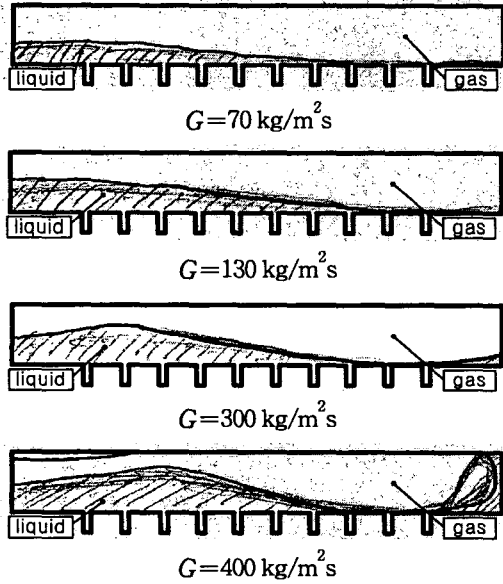


(b) Corresponding water and air distribution

Fig. 9 Typical air-water flow pattern in a upper 10 channel header with downward flow configuration and the corresponding water and air distribution.

3.1.2 질량유속 및 건도의 영향

Fig. 10은 삽입깊이가 다른 두 형상 ($h/D=0.0$ 과 0.5)에서 질량유속의 영향을 보여준다. 질량유속이 증가할수록 헤더 후방으로 액체가 이동하여 유량분배가 개선됨을 알 수 있다. 질량유속이 증가하면 액체의 운동량이 증가하여 액체가 헤더 후방으로 이송된다. 특히 헤더 내로 평판관이 돌출된 경우는 질량유속의 증가에 따라 평판관 상부에서 박리된 유동의 재부착 길이가 증가하여 액체를 헤더 후방으로 이송시킴을 보여준다. Fig. 10(c)의 데이터로부터 액체유량비의 채널간 표준편차



(a) Sketch of a flow in the header at $h/D=0.0$ for downward flow ($x=0.4$)

(b) Sketch of a flow in the header at $h/D=0.5$ for downward flow ($x=0.4$)

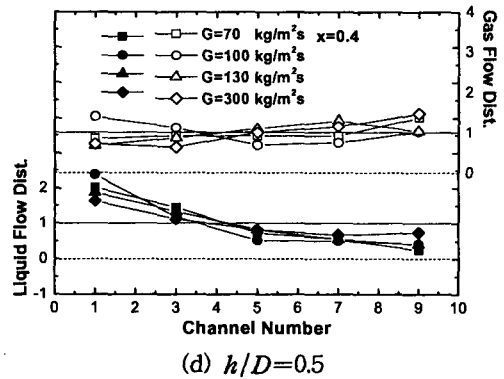
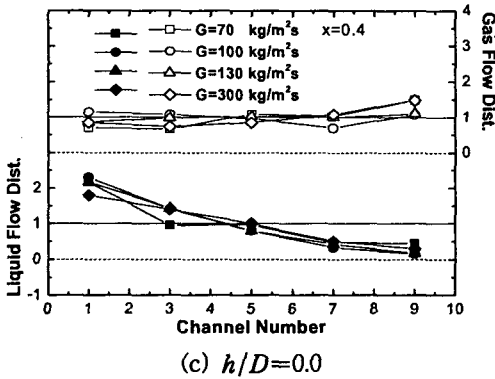


Fig. 10 Effect of mass flux on flow distribution for downward flow.

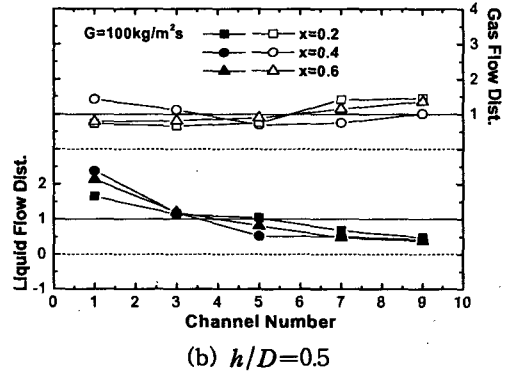
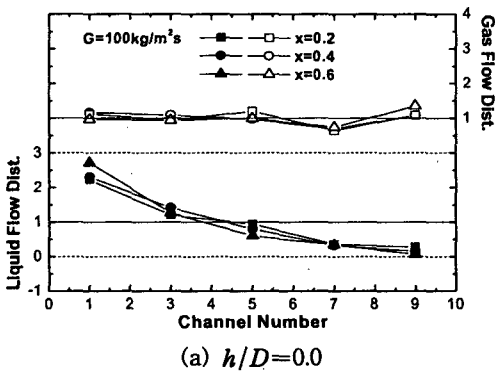


Fig. 11 Effect of quality on flow distribution for downward flow.

를 구해 보면 $h/D=0.0$ 인 경우는 유량증가에 따라 $0.35 (G=70 \text{ kg/m}^2\text{s})$ 에서 $0.31 (G=300 \text{ kg/m}^2\text{s})$ 로 감소함을 알 수 있다. 평판관이 돌출된 경우 ($h/D=0.5$)는 이 값이 0.36 에서 0.20 으로 더욱 현저히 감소한다.

Fig. 11에는 건도의 영향이 나타나 있다. 이 그림은 건도가 감소할수록 액체는 헤더 후방으로 이송되고 따라서 유량분배가 개선됨을 보여준다. 이는 건도가 낮을수록 액체의 분율이 커지고 따라서 더 많은 액체가 헤더 후방으로 이송되기 때문으로 판단된다. 액체유량비의 채널간 표준편차를 구해 보면 $h/D=0.0$ 인 경우는 건도의 증가에 따라 $0.37 (x=0.2)$ 에서 $0.53 (x=0.6)$ 으로 증가함을 알 수 있다. 평판관이 돌출된 경우 ($h/D=0.5$)는 이 값이 0.23 에서 0.36 으로 증가한다.

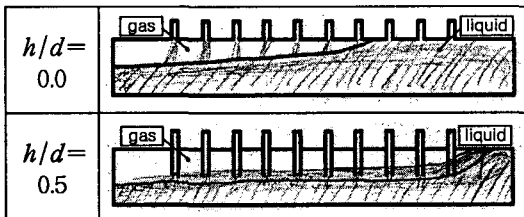
Kim et al.⁽¹²⁾은 물-공기 실험을 통하여 환상류에서의 질량유속과 건도의 영향을 검토하였다. 그들은 질량유속과 건도가 증가할수록 액체가 헤더 후방으로 이송된다고 보고하였다. 본 실험의 냉

매의 경우는 건도가 감소할수록 액체가 후방으로 이동하였다. 물-공기의 경우는 냉매에 비하여 기체유속이 월등히 크고 따라서 전단력이 지배적이 되어 액체가 헤더 후방으로 이송된 것으로 판단된다.

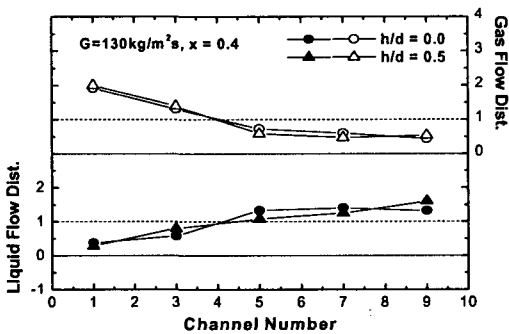
3.2 상향류

3.2.1 삽입깊이의 영향

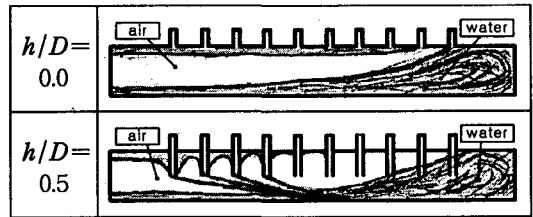
냉매의 대표적인 유동형태를 데이터와 함께 Fig. 12에 나타내었다. 본 데이터는 질량유속 $G=130 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 건도 $x=0.4$ 에서 취득한 자료로 헤더 입구의 유동은 성층류이다. 상향류에서는 하향류와는 달리 상당부분의 액체가 헤더의 후방으로 흘러 액막의 두께가 흐름방향으로 증가함을 보여준다. 헤더 하부를 흐르는 액막으로부터 헤더 상부에 위치한 평판관 채널로는 간헐적으로 액체가 공급되었다. 상부 채널로의 액체의 공급 유무는 평판관 채널 내에 형성된 흡입압력과 액막 계면으



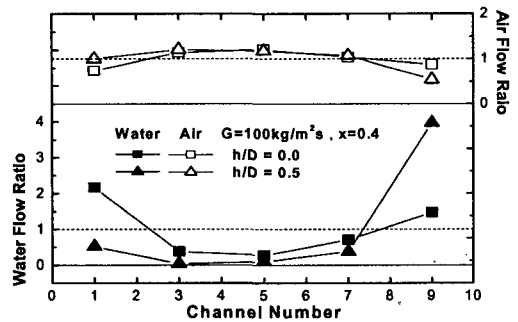
(a) Typical R-134a flow pattern in a 10 channel header with upward configuration



(b) Corresponding liquid and gas distribution



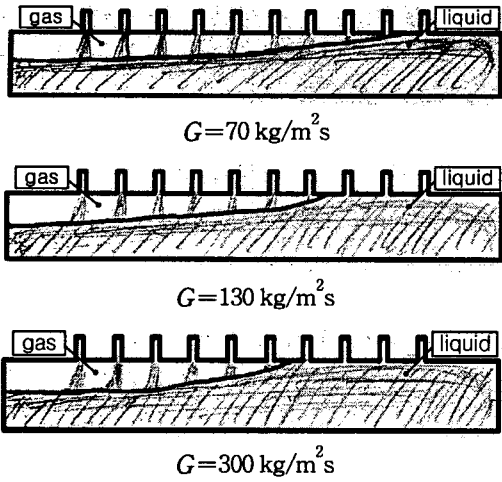
(a) Typical air-water flow pattern in a 10 channel header with upward configuration



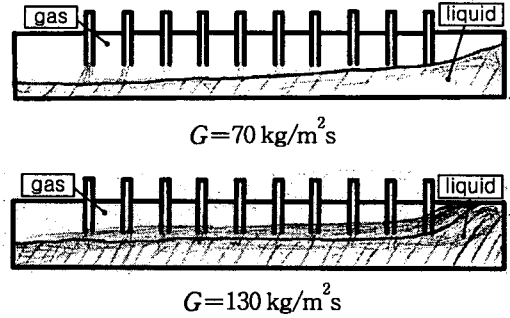
(b) Corresponding water and air distribution

Fig. 12 Typical R-134a flow pattern in a lower 10 channel header with upward flow configuration and the corresponding liquid and gas distribution.

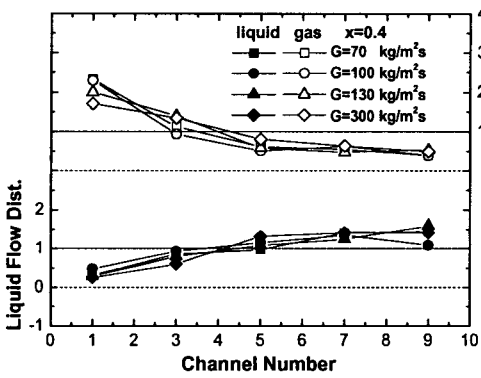
Fig. 13 Typical air-water flow pattern in a lower 10 channel header with upward flow configuration and the corresponding water and air distribution.



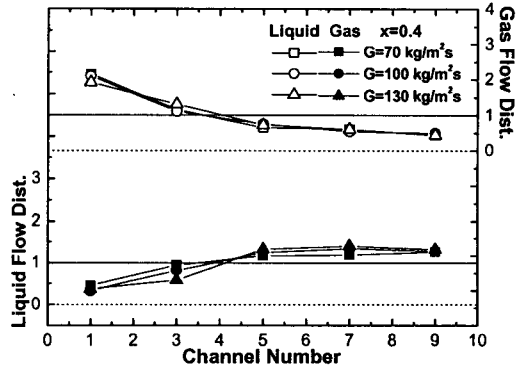
(a) Sketch of a flow in the header at $h/D=0.0$ for upward flow ($x=0.4$)



(b) Sketch of a flow in the header at $h/D=0.5$ for upward flow ($x=0.4$)

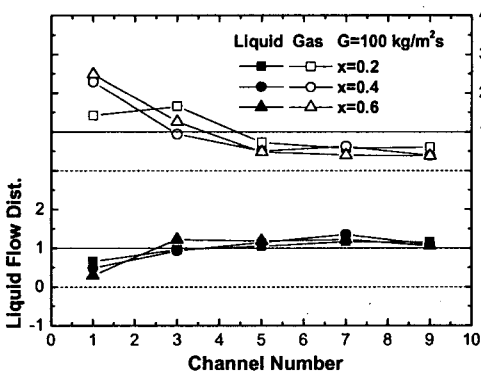


(c) $h/D=0.0$

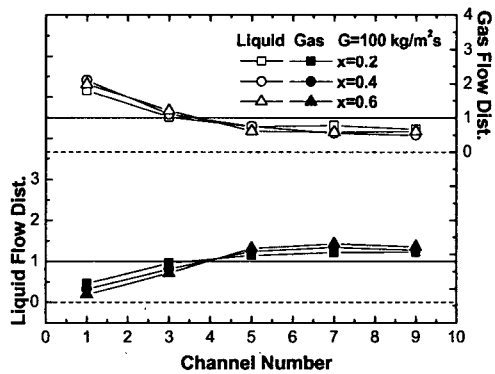


(d) $h/D=0.5$

Fig. 14 Effect of mass flux on flow distribution for upward flow.



(a) $h/D=0.0$



(b) $h/D=0.5$

Fig. 15 Effect of quality on flow distribution for upward flow.

로부터 채널 입구 사이의 거리와의 관계로부터 결정되리라 판단된다. 평판관 내 흡입 압력이 액막 계면으로부터 액체 흡입에 필요한 압력보다 크다면 채널로 액체가 이송될 것이고 반대로 작다면 기체만이 흡입될 것이다. 기체만이 흡입되면 액막의 높이는 점차 증가하게 되고(액막 계면과 채널 입구 사이의 거리가 감소함) 액체 흡입에 필요한 압력은 감소하게 되어 다시 액체가 흡입되기 시작한다. 액체 흡입이 시작되면 액막의 높이는 다시 감소하기 시작한다. 따라서 액막의 높이는 액체 흡입 여부에 따라 주기적으로 변화한다. 이러한 현상은 평판관이 삽입된 경우에도 동일하였다. Fig. 12(b)에는 유량분배 데이터를 나타내었다. 상향류에서는 하향류와는 달리 헤더 후방으로 많은 액체가 공급됨을 보여준다. 또한 평판관 삽입깊이가 유량분배에 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다.

Fig. 13에는 $G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $x=0.4$ 에서 수행된 Kim et al.⁽¹²⁾의 물-공기 실험자료를 나타내었다. 헤더 입구의 유동은 환상류이다. 환상류에서는 상부 채널에 액체가 공급되는 메카니즘이 성층류와는 현저히 다름을 보여준다. 평판관이 돌출되지 않은 경우($h/D=0.0$) 헤더의 상부를 흐르는 물은 헤더 전방 채널로 흐르고 헤더 하부를 흐르는 물은 헤더 뒤쪽으로 이동하여 후방으로부터 채널을 채워 온다. 유량분배 데이터를 보면 첫번째 채널에서 물 유량비가 2.2이고 점차로 감소하여 5번째 채널에서 0.4가 되고 그 이후로는 증가하여 마지막 채널에서 1.5이다. 즉, 냉매(성층류)와는 현저히 다른 유량분배 특성을 보여주는데 이는 헤더 상부 채널에 액체가 공급되는 메카니즘이 서로 다르기 때문이다. 헤더 내로 평판관이 삽입되면 유동형태가 다소 바뀐다. 스킷치에 나타나 있듯이 헤더 상부로 유입되는 물은 상부의 평판관에 부딪히고 상부에서 박리하여 헤더 하부에 부착한다. 박리된 물과 헤더 하부로 유입된 물은 헤더 뒤쪽으로 이송되어 후방으로부터 채널을 채워 온다. 삽입깊이 $h/D=0.5$ 인 경우는 물 유량비가 첫번째 채널에서 0.5이고 마지막 채널에서는 4.1로 증가한다. 따라서 환상류 흐름의 경우는 삽입깊이가 증가하면 더 많은 액체가 헤더 후방으로 이송됨을 알 수 있다. Fig. 12와 Fig. 13을 비교해 보면 전반적으로 성층류의 액체분배 특성이 환상류보다 나은 것으로 판단된다.

3.2.2 질량유속과 건도의 영향

Fig. 14에 질량유속의 영향을 나타내었다. Fig. 14를 상세히 살펴보면 질량유속이 증가할수록 후방 채널에 더 많은 액체가 공급되고 따라서 액체의 분배는 나빠지게 된다. Fig. 14(c)에 나타난 액체 유량비의 채널간 표준편차를 구해 보면 $h/D=0.0$ 인 경우는 유량증가에 따라 0.16($G=100 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서 0.25($G=130 \text{ kg/m}^2\text{s}$)로 증가함을 알 수 있다. 평판관이 돌출된 경우($h/D=0.5$)는 이 값이 0.16($G=70 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서 0.24($G=130 \text{ kg/m}^2\text{s}$)로 증가한다. Fig. 14(b)에는 $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 데이터가 나타나 있지 않다. 이 데이터는 측정이 되지 않은 것으로 추후 확인되었으나 없더라도 질량유속의 영향을 판단하는 데는 무리가 없다고 판단되어 다시 실험을 수행하지는 않았다.

Fig. 15에는 건도의 영향이 나타나 있다. 이 그림도 상세히 살펴보면 건도가 증가할수록 액체는 헤더 후방으로 이송되고 따라서 유량분배가 나빠짐을 알 수 있다. 액체유량비의 채널간 표준편차를 구해 보면 $h/D=0.0$ 인 경우는 건도의 증가에 따라 0.11($x=0.2$)에서 0.20($x=0.6$)으로 증가함을 알 수 있다. 평판관이 돌출된 경우($h/D=0.5$)는 이 값이 0.16에서 0.27로 증가한다.

Kim et al.⁽¹²⁾은 물-공기 실험을 통하여 환상류에서의 질량유속과 건도의 영향을 검토하였다. 그들은 질량유속과 건도가 증가할수록 더 많은 액체가 헤더 전방으로 이송된다고 보고하였다. 냉매의 경우는 질량유속과 건도가 증가할수록 액체는 헤더 후방으로 이송된다. 이는 전술한 바와 같이 물-공기의 경우에 기체유속이 현저하기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 원형 헤더와 10개의 평판관으로 이루어진 시험부에서 R-134a를 사용하여 유동방향, 평판관 삽입깊이, 질량유속, 건도 등이 유량분배에 미치는 영향을 검토하였다. 실험범위(질량유속 $70\sim 400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 건도는 $0.2\sim 0.6$)에서 시험부 입구유동은 성층류이었다. 또한 본 실험결과를 물-공기 환상류 실험결과와 비교하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 하향류의 경우 액체분배는 평판관 삽입깊이와 질량유속이 증가할수록, 건도가 감소할수록

개선되었다.

(2) 상향류의 경우는 질량유속과 건도가 감소할수록 액체분배가 개선되었다. 하지만 평판관 삽입깊이가 미치는 영향은 미미하였다.

(3) 하향류에서 건도가 액체분배에 미치는 영향은 헤더 입구의 유동형태에 따라 현저하게 달랐다. 헤더 입구 유동형태가 성층류인 경우 건도의 감소에 따라 액체가 헤더 후방으로 이송되었으나 기존 환상류에 대한 연구에서는 그 반대로 나타났다. 이는 환상류의 기체유속이 성층류에 비하여 현저히 크기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다.

(4) 상향류에서도 질량유속과 건도가 액체분배에 미치는 영향은 성층류와 환상류에서 현저히 달랐다. 성층류에서는 건도와 질량유속이 증가할수록 헤더 후방으로 액체가 이송되나 기존 환상류에 대한 연구에서는 헤더 전방으로 이송됨을 보여주었다.

(5) 본 연구결과를 기존 환상류에 대한 연구결과와 비교하여 보면 전반적으로 성층류의 액체분배 특성이 환상류보다 우수함을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 인천대학교 2005년도 자체연구비 지원에 의해 연구되었음.

참고문헌

- Bullard, C.W., 2002, Design trade-offs in micro-channel heat exchangers, ACRC Report #124.
- Webb, R.L. and Chung, K., 2004, Two-phase flow distribution in tubes of parallel flow heat exchangers, Heat Transfer Engineering, Vol. 26, pp. 3-18.
- Hrnjak, P., 2004, Flow distribution issues in parallel flow heat exchangers, ASHRAE Annual Meeting, AN-04-1-2.
- Lee, S. Y. and Lee, J. K., 2005, Aspects of two-phase distribution on header-channels assembly, Proceedings of the International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, CHE 2005-46, Engineering Conference International, Sep. 11-16.
- Watanabe, M., Katsuda, M. and Nagata, K., 1995, Two-phase flow distribution in multi-pass tube modeling serpentine type evaporator, ASME/JSME Thermal Engineering Conf., Vol. 2, pp. 35-42.
- Tompkins, D. M., Yoo, T., Hrnjak, P., Newell, T. and Cho, K., 2002, Flow distribution and pressure drop in micro-channel manifolds, 9th Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, R6-4.
- Vist, S. and Pettersen, J., 2004, Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 28, pp. 209-215.
- Lee, J. K. and Lee, S. Y., 2004a, Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 28, pp. 217-222.
- Lee, J. K. and Lee, S. Y., 2004b, Two-phase flow behavior inside a header connected to multiple parallel channels, Proceedings of 3rd International Symposium on Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Pisa, Italy.
- Cho, H., Cho, K. and Kim, Y., 2003, Mass flow rate distribution and phase separation of R-22 in multi-microchannel tubes under adiabatic condition, 1st Int. Conf. Micro-channels and Minichannels, pp. 527-533.
- Kim, N. H., Shin, T. R. and Sim, Y. S., 2006, Distribution of air-water two-phase flow in a header of aluminum flat tube evaporator, J. SAREK, Vol. 18, No. 1, pp. 55-66.
- Kim, N. H., Han, S. P. and Park, T. K., 2006, Two-phase distribution in a header of a parallel flow heat exchanger, 13th Int. Heat Transfer Conference, Sydney, Aug. 13-18.