

작동유체 변화에 따른 단일 랩어라운드 루프 히트파이프의 열전달 특성

목정찬* · 강석경* · 금강민* · 이정호*†

Heat Transfer Characteristics of Single Wrap-around Loop Heat Pipe for Different Working Fluids

Jungchan Moc*, Sukkyung Kang*, Gangmin Geum*, Jungho Lee*†

Key Words : HVAC system(공조 시스템), Loop heat pipe(루프 히트파이프), Wrap-around loop heat pipe(랩어라운드 루프 히트파이프), Heat pipe heat exchanger(히트파이프 열교환기)

ABSTRACT

A wrap-around loop heat pipe (WLHP) heat exchanger is mounted upstream and downstream of an HVAC cooling coil to lower the coil's sensible load and reduce reheat energy use. Prior studies have focused on exchange-level performance and economics, while single-channel wrap-around loop heat pipes have been evaluated mostly with R-134a, whose high global-warming potential (GWP = 1430) limits long-term suitability. Here we build a single WLHP with a 15° incline and compare four working fluids water, ethanol, acetone, and R-1233zd(E) under identical geometry and boundary conditions. The condenser water was held at 10 °C with a flow of 0.5 LPM, and the applied heat flux spanned 2.5–30 kW/m² for all fluids except R-1233zd(E), which was tested to 20 kW/m². The adiabatic-section temperature matched the saturation temperature inferred from pressure within 1.3 °C, with a mean difference of 0.2 °C, indicating stable saturated operation. Thermal resistance overlapped across fluids up to 7.5 kW/m², after which water became clearly superior. Water reached $R_{th} = 0.097$ K/W at 10 kW/m² and the study minimum of 0.054 K/W at 30 kW/m², while ethanol, acetone, and R-1233zd(E) tended to level near 0.10 K/W at mid to high heat flux. The evaporator heat-transfer coefficient for water rose sharply with heat flux, reaching 3.04, 3.47, and 3.66 kW/m² · K at 15, 20, and 30 kW/m². R-1233zd(E) increased monotonically to 2.55 kW/m² · K at 20 kW/m², whereas ethanol and acetone showed mid-range dips before recovering. Only water exhibited a sustained increase in condenser performance, attaining 3.05 kW/m² · K at 30 kW/m², while the other fluids remained within 1.2–1.6 kW/m² · K. These results quantify fluid-dependent behavior in a controlled WLHP and show that fluid choice materially affects performance.

1. 서 론

전 세계 에너지 수요의 지속적 증가와 기후변화의 가속은 건물 부문의 냉방·환기 수요를 확대시키고 있으며, 이에 따라 공조 시스템의 에너지 효율성은 환경적·경제적 관점에서 주요 이슈로 부상하고 있다⁽¹⁾. 건물 운영 에너지는 전 세계 최종에너지 소비량의 약 30% 내외를 차지하며⁽²⁾ 그중에서도 공조 시스템은 상업용 건물 에너지 소비의 절반 가량을 점유

한다^(3,4). 특히 외기를 실내로 유입하는 환기, 제습 운전에서는 냉각 코일에서 이슬점 이하의 낮은 온도로 냉각 이후 상대 습도를 낮추기 위해 재가열 공정이 요구된다⁽⁵⁾. 고온다습 기후권에서는 잠열 부하가 커지고, 이로 인해 냉각 코일의 용량과 소비 전력이 동반 증가한다. 따라서 냉방 부하를 낮추면서 제습 성능을 유지 및 향상시킬 수 있는 기술의 도입은 환경성과 경제성을 동시에 만족시킬 수 있는 방법이다⁽⁶⁾. 직선형 히트파이프를 공조 시스템의 사전 냉각 장치로 사용하는 것

* 아주대학교, 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Ajou University)

† 교신저자, E-mail : jungholee@ajou.ac.kr

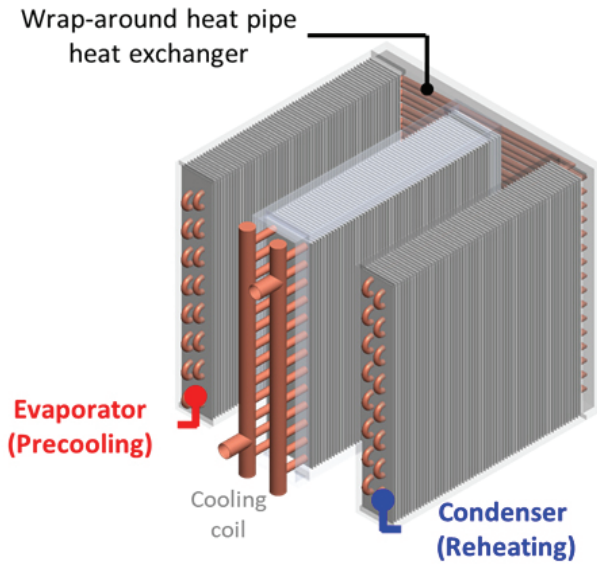


Fig. 1 Schematic of wrap-around loop heat pipe heat exchanger

은 추가적인 에너지 소비 없이 냉방 부하를 낮추어 에너지 소비를 유의하게 저감시킬 수 있다⁽⁷⁾. 하지만 직선형 히트파이프를 통해 사전 냉각하는 것만으로는 공조 시스템의 에너지 소비를 충분히 줄이기에 불충분하다는 한계가 있다⁽⁸⁾.

랩어라운드 루프 히트파이프 열교환기(Wrap-around Loop Heat Pipe Heat Exchanger, WHPHX)는 Fig. 1과 같이 공조 시스템의 쿨링 코일을 감싸는 U자 형태의 랩어라운드 루프 히트파이프(Wrap-around Loop Heat Pipe, WLHP)의 다발로 이루어진 열교환기로 추가적인 에너지 소비 없이 냉각 코일의 전단 증발부에서 외기를 사전 냉각할 뿐만 아니라 후단 응축부에서 재가열을 제공하는 방식으로 에너지 효율을 획기적으로 증가시킨다. 루프 형태의 히트파이프 내부에서 작동유체가 증발 및 응축을 통해 열을 수송하고, 중력 또는 모세관력으로 액상의 작동유체가 복귀하므로 외부로부터의 추가 펌핑 동력 없이 작동한다. 또한 덕트 내부 교차오염이 없고 기존 공조기에의 통합이 용이해, 현장 적용성 측면에서 강점을 갖는다. Jouhara 등은 고온 다습 환기 공정에 WHPHX를 적용했을 때 3 m³/s 기준 연간 약 134 MWh 절감과 단순 회수기간 약 0.1년을 제시하며 경제성을 입증하였다⁽⁹⁾. 또한 Jouhara 등은 R-134a를 작동유체로 하는 WHPHX를 공기조화기(Air Handling Unit, AHU) 환경에서 랩어라운드 루프 히트파이프 열교환기를 시험하여 공기 유속이 낮아질수록 유용도(Effectiveness, ϵ)가 높아짐을 보였고, R-134a를 적용한 단일 열 7루프 어레이에서 최고 약 27%의 유용도를 기록하였다⁽¹⁰⁾. Nethaji 등은 분리형 공조기에 에탄올 루프 히트파이프를 적용해 실증 시험을 수행하여, 시스템 성능 계수가 약 18에서 20퍼센트 향상되고 장치 통과 공기의 이슬점과 건구 온도, 제습 성능이 유의하게 개선됨을 보고하였다⁽¹¹⁾. Jouhara 등은 동일 형상인 WHPHX의 작동

유체로 물과 R-134a를 비교하여, 물을 사용할 때 열교환기의 유용도가 전반적으로 향상됨을 제시했고, 대표 조건에서 물은 약 23.6%, R-134a는 약 19.9%의 유용도를 기록하였다⁽¹²⁾. Hakim 등은 수직 배치의 U자형 핀 부착 히트파이프 열교환기, WHPHX를 한 열과 두 열로 구성해 비교 실험을 수행하여, 두 열 구성에서 시스템 성능 계수가 최대 39.9% 상승하고 실내 상대습도가 큰 폭으로 낮아짐을 제시하였다⁽⁸⁾.

이러한 선행 연구들은 WHPHX의 유용도와 공조 시스템의 COP 평가 등을 통해 해당 장치의 에너지 절감 효과를 입증하지만, WHPHX의 기본 단위인 단일 WLHP의 열전달 성능 및 작동 특성을 이해하는데 한계가 있다. 이에 단일 WLHP의 열성능을 평가하고 작동 특성을 이해하기 위한 연구도 일부 진행되어 왔다. Jouhara 등은 R-134a를 작동유체로 사용하며, 구리관으로 제작된 단일 WLHP의 열성능을 수냉 조건에서 평가했다. WLHP의 벽면 온도와 전열량을 측정해 유효 열저항 최저값 약 0.048 K/W를 제시했고, 고 열유속 구간에서도 비교적 안정적인 거동을 보였다⁽¹³⁾. Guo 등은 R-134a를 작동유체로 사용하며, 구리관으로 제작된 단일 WLHP에서 충전률, 관경, 경사각, 냉각수 온도의 영향을 체계적으로 평가했다. 충전률 50-60%, 관경 16 mm, 경사각 22°에서 최소 열저항 0.027 K/W를 달성했으며, 과충전 시 성능 저하와 경사 증가에 따른 성능 개선 경향을 확인했다⁽¹⁴⁾. 그러나 단일 WLHP를 대상으로 한 연구에서 작동유체는 주로 R-134a에 한정되어 있다. R-134a는 오존 파괴 지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0으로 공조시스템 및 히트파이프의 작동유체로 광범위하게 사용되었으나 1430에 달하는 높은 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP)로 여러 지역에서 단계적 감축·규제 대상이므로 장기 적용성에 제약이 따른다^(15,16). 따라서 WLHP 및 WHPHX에 작동유체로 적용하기 적합하며 GWP와 ODP가 낮아 장기적인 신뢰성과 친환경적인 대체 유체에 대한 탐색이 필요하다. 더불어 공조 운전 범위에서는 온도 차와 열유속이 낮아 유체에 따라 WLHP의 작동 거동이 달라질 수 있고, 이에 따라 전체 열저항과 국소 열전달계수 등 성능 지표도 크게 변동할 수 있다. 이런 이유로 동일한 WLHP와 실험 조건에서 적용 가능한 다양한 작동 유체를 비교하여 평가하고, 단열부 내부의 압력과 온도, 증발부와 응축부의 벽면 온도를 함께 측정하여 열성능을 정량적으로 평가하고 작동유체에 따른 차이와 작동 특성을 이해할 필요가 있다.

본 연구에서는 경사각을 부여하여 써모사이폰 형태의 단일 WLHP를 제작하였으며 물, 에탄올, 아세톤, R-1233zd(E)의 네 가지 작동유체를 대상으로 열성능을 비교하였다. 물, 에탄올, 아세톤은 직선형 히트파이프와 써모사이폰에서 열성능과 신뢰성이 검증된 작동유체로, 열성능이 우수하고 축적된 데이터가 풍부하다^(17,18). R-1233zd(E)는 ODP \approx 0, GWP \approx 1의 저 GWP 비가연 냉매로써 최근 히트파이프를 비롯한 다양한

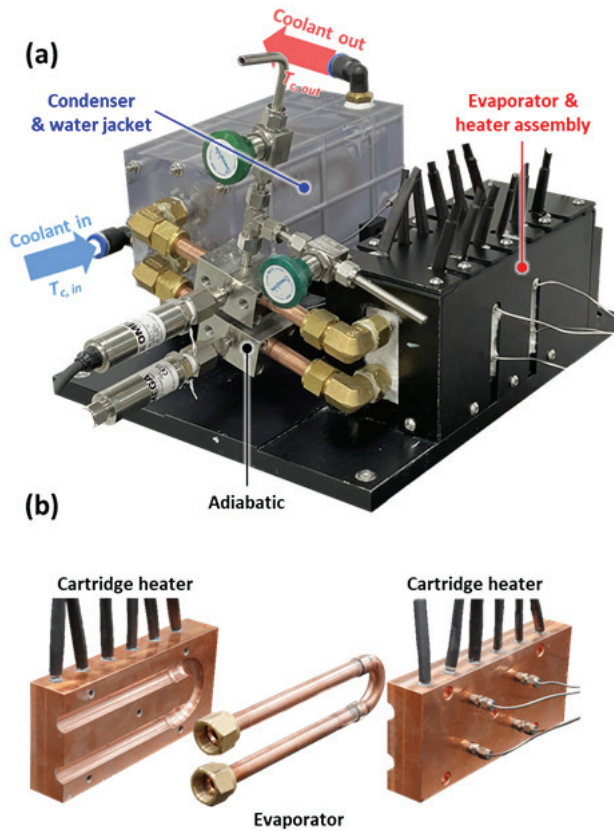


Fig. 2 Experimental single WLHP test section, (a) Assembled apparatus of the WLHP, (b) Heater blocks and evaporator tube

2상 열 수송 장치에 적용 사례가 증가하고 있어 WLHP 적용성 평가의 적절한 후보로 선정하였다^(19, 20). WLHP의 열성능과 작동유체 의존 메커니즘을 파악하기 위해 단열부 내부의 압력과 온도를 측정하고 증발부와 응축부의 벽면 온도를 측정하였으며, 이를 바탕으로 전체 열저항과 증발부 및 응축부의 대류 열전달계수를 산출하여 열성능을 정량화 하였으며, 작동 유체에 따른 작동 특성을 분석하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 단일 WLHP 및 열성능 실험부

시험부는 Fig. 2(a)의 사진에서 나타난 것과 같이 단일 WLHP 본체와 증발부 가열 블록, 응축부 워터자켓 그리고 온도 및 압력 측정을 위한 센서로 구성하였다. WLHP는 외경 12.7 mm, 내경 10.9 mm의 내부에 미세 구조가 없는 구리관으로 제작되었으며 증발부, 응축부, 단열부로 이루어져 있다. Fig. 3을 통해 WLHP의 형태와 크기를 도식화하여 나타내었다. 증발부와 응축부는 U자 형태의 동일한 형상으로 제작되어 상, 하단의 경로를 구성한다. 경로의 길이는 165 mm이며, 경로 간의 간격은 37.5 mm이다. 단열부 또한 상, 하단의 경로로 나뉘어져 각각 194 mm의 길이로 제작되었

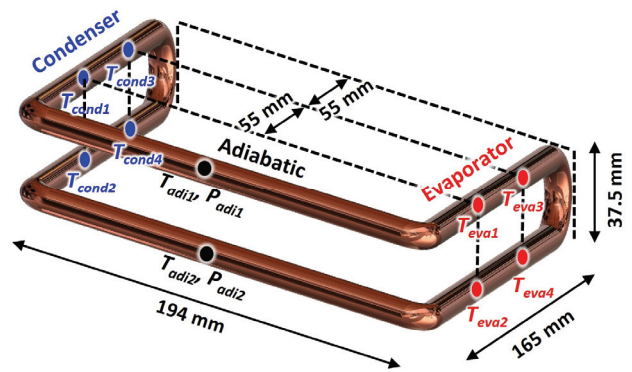


Fig. 3 Geometry of the single WLHP and measurement locations

다. WLHP는 내부 세척 및 작동유체 충전이 용이하도록 총 6개의 구리관으로 나누어져 모듈화 하였으며, 각각의 구리관은 피팅 및 과불소고무(Perfluoroelastomer, FFKM) 재질의 O-ring으로 결합되어 기밀을 유지하였다.

증발부는 Fig. 2(b)와 같이 총 12개의 카트리지 히터가 삽입된 구리 블록을 서멀 그리스(Grey ice 5100, Timtronics) 도포 후 밀착시켜서 가열하였다. 응축부는 워터자켓으로 감싸 냉각수를 통해 효과적으로 냉각할 수 있도록 하였다. 워터자켓의 냉각수 입구는 하단, 출구는 상단에 배치하여 냉각수가 워터자켓 내부를 가득 채우고, 안정적으로 유동이 형성될 수 있도록 하였다. 실험시 증발부, 응축부, 단열부 모두 유리섬유와 발포단열재를 통해 단열하여 히터와 냉각수를 제외한 열출입을 방지하였다.

온도 측정은 WLHP 증발부 및 응축부의 외벽 각각 4지점, 단열부 내부 2지점, 워터자켓의 냉각수 입, 출구 각각 1지점에서 측정하여 총 12지점에서 온도를 측정하였다. WLHP에 위치한 온도 측정 지점은 Fig. 3에 도식화하여 나타내었다. 증발부 외벽에는 T형 열전대(Omega Engineering, Inc)를 서멀 그리스(Grey ice 5100, Timtronics)로 부착하였다. 응축부 외벽의 온도 측정은 냉각수의 영향을 최대한 배제하고, 정확히 벽온도를 측정하기 위하여 T형 열전대(Omega Engineering, Inc)를 직접 응축부 외벽에 점 용접하였다. 단열부 내부의 온도 측정을 위해 단열부 중앙에 피팅을 통해 T형 열전대를 삽입하였으며 해당 열전대를 통해 WLHP의 포화온도를 측정하였다. 압력 측정은 단열부 중앙의 온도 측정과 동일한 위치 2지점에서 압력 트랜스듀서(Omega Engineering, Inc)를 통해 측정하여 WLHP 내부의 포화 압력을 측정하고, 포화온도와 비교하여 교차 검증하였다.

2.2 실험 장치 및 조건

Fig. 4는 단일 WLHP 열성능 실험을 위한 전체 실험 장치를 나타낸다. 증발부 열원 블록에 삽입된 12개의 카트리지 히터는 주 전원공급장치(N8741A, Keysight Technologies



Fig. 4 Overall test setup

Inc.)에 연결되어 전력이 인가되었다. 냉각수는 칠러(JC ONE KOREA, INC)를 통해 응축부 워터자켓에 공급되었으며 냉각수의 유량은 전자 유량계(LF620, TOSHIBA)를 통해 측정하였다. 단열부에 부착된 두 개의 압력계는 보조 전원공급장치(TDP-2003B, TOYOTECH)에 연결되어 전력을 공급되었다. 총 12개의 T형 열전대와 2개의 압력 트랜스듀서 그리고 전자 유량계는 DAQ(cDAQ-9185, National Instruments Corp.)에 연결되어 데이터를 수집하였다.

본 연구에서 작동유체는 물, 에탄올, 아세톤, R-1233zd(E)로 선정하였다. 4가지 작동유체의 GWP와 ODP를 포함한 기타 열 물성치는 Table 1에 나타나있다. Fig. 5를 통해 WLHP 열성능 실험의 조건을 시각화하였다. 작동유체의 충전률은 WLHP의 내부 체적에 대한 액체 상태의 작동유체가 차지하는 비율로 정의되며 모든 작동유체에서 동일하게 50%로 충전되었다. 경사각은 15°로 선정하였으며, 이는 작동유체 순환에 중력 보조가 가능하면서도 WHPHX 제작 시 적층형 배열을 고려해 작은 각도로 선정하였다. 냉각수는 10°C, 0.5 LPM의 온도와 유량으로 워터자켓에 공급되었다. 열유속은 2.5-30 kW/m²의 범위로 정하여, 공조 시스템에서의 운전 환경을 고려하였다. 예외적으로 R-1233zd(E)의 경우 높은 포화압력으로 인해 20 kW/m²의 열유속까지만 실험이 진행되었다.

2.3 실험 절차

각 실험에 앞서 WLHP 내부의 산화막과 유기물을 제거하기 위해 WLHP의 내부를 이소프로필 알코올, 아세트산, 아세톤으로 세척하였다. 이후 증류수를 사용하여 충분히 불순물을 제거하였다. 세척이 완료된 WLHP는 단열부 상단과 연결된 1/4" 스테인리스 튜브를 통해 진공펌프에 연결하여 내

Table 1 Thermophysical properties of working fluids.

Working fluid	T_{sat} (°C)	h_{fg} (kJ/kg)	σ (mN/m)	GWP	ODP
Water	100	2260	73	0	0
Ethanol	78.4	846	22	0	0
Acetone	56	518	25	0	0
R-1233zd(E)	18	195	13	1	0

부를 20 mTorr 수준의 진공 환경을 형성하였다. 진공펌프와 실험 장치 사이의 벨로우즈 밸브를 닫아 WLHP 내부 누설을 점검하였다. 진공 형성이 완료된 후 대기압에서 작동유체를 1시간 이상 끓여 불응축 가스를 제거하였다. 대기압에 해당하는 작동유체의 액체 및 증기의 온도 차이가 0.5°C 미만으로 유지되어 불응축 가스가 충분히 제거되었음을 확인하였다. 이후 목표 주입량과 동일한 체적의 주입관을 사용하여 작동유체를 WLHP 내부로 주입하였다. 작동유체 충전 후 WLHP는 응축부 워터자켓에 냉각수를 공급하여, 냉각수 입출구 온도가 동일한 정상상태를 확보한 뒤 열성능 측정을 시작하였다. 열성능 측정 실험은 낮은 열유속에서부터 단계적으로 증가시키며 진행되었으며 증발부 온도 기준으로 10분간의 온도에서 전, 후 5분간의 평균 온도 차이가 0.1°C 이하일 때 정상상태로 수렴하였다고 판단하여 열유속을 증가시켜 실험을 진행하였다.

2.4 데이터 처리 및 불확도 분석

본 연구에서 측정된 온도 및 압력의 위치와 명칭은 Fig. 3에 표현되어 있다. 증발부 온도의 대표값(T_{eva}), 응축부 온도의 대표값(T_{cond}) 그리고 단열부 온도의 대표값(T_{adi})은 식 (1)-(3)과 같이 각 온도의 산술평균으로 정의된다.

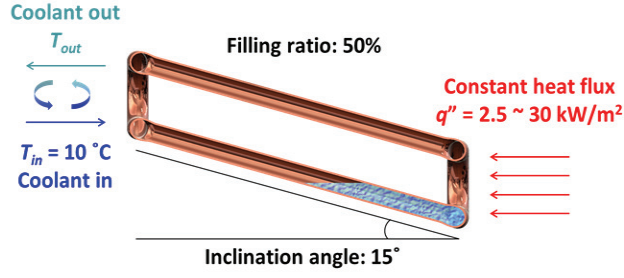


Fig. 5 Schematic of test conditions

$$T_{eva} = \frac{T_{eva1} + T_{eva2} + T_{eva3} + T_{eva4}}{4} \quad (1)$$

$$T_{cond} = \frac{T_{cond1} + T_{cond2} + T_{cond3} + T_{cond4}}{4} \quad (2)$$

$$T_{adi} = \frac{T_{adi1} + T_{adi2}}{2} \quad (3)$$

카트리지 히터를 통해 가열 블록으로 인가된 열전달률 (Q_{eva})은 전압과 전류를 통해 식 (4)와 같이 계산되었다.

$$Q_{eva} = V \cdot I \quad (4)$$

워터자켓으로 공급된 냉각수를 통해 회수된 열전달률 (Q_{cond})은 냉각수의 입구 및 출구 온도 차와 질량 유량, 비열을 통해 식 (5)와 같이 계산되었다.

$$Q_{cond} = \dot{m} C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (5)$$

공급된 열전달률과 회수된 열전달률이 잘 일치되어 실험이 엄밀히 진행되었는지 파악하기 위해 식 (6)과 같이 에너지 밸런스($E.B.$)를 계산하였다.

$$E.B. = (Q_{eva} / Q_{cond}) \times 100(\%) \quad (6)$$

본 연구에서 에너지 밸런스는 평균 99.4%였으며 모든 실험 범위에서 95.0-99.9% 내의 범위를 기록하여, 실험이 잘 단열된 상태로 엄밀하게 진행되었다고 판단하였다.

WLHP의 열성능을 평가하기 위해 순 열전달률(Q_{net})은 식 (7)과 같이 계산되었으며, 열유속 (q'')는 식 (8)과 같이 순 열전달률(Q_{net})을 열전달 면적(A)으로 나누어 계산되었다. 이때 본 연구에서 사용된 WLHP의 증발부와 응축부의 외부 면적이 동일하기에 구분 없이 A 로 표현하였다.

$$Q_{net} = \frac{Q_{eva} + Q_{cond}}{2} \quad (7)$$

Table 2 Result of uncertainty analysis

	R_{th}	h_{eva}	h_{cond}	q''
u_x	0.001-0.02 K/W	0.04-0.09 kW/m ² · K	0.001-0.02 kW/m ² · K	0.20-0.71 kW/m ²
$\frac{\delta u_x}{x}$	2.52-8.48%	2.46-8.20%	0.03-1.49%	2.35-8.20%

$$q'' = \frac{Q_{net}}{A} \quad (8)$$

WLHP의 열성능을 분석하기 위한 지표로 증발부 열저항 ($R_{th,eva}$), 응축부 열저항($R_{th,cond}$), 총 열저항(R_{th}), 증발부 열전달계수(h_{eva}), 응축부 열전달계수(h_{cond})가 사용되었으며 각각 식 (9)-(13)을 통해 계산할 수 있다.

$$R_{th,eva} = \frac{T_{eva} - T_{adi}}{Q_{net}} \quad (9)$$

$$R_{th,cond} = \frac{T_{adi} - T_{cond}}{Q_{net}} \quad (10)$$

$$R_{th} = R_{th,eva} + R_{th,cond} = \frac{T_{eva} - T_{cond}}{Q_{net}} \quad (11)$$

$$h_{eva} = \frac{Q_{net}}{A \cdot (T_{eva} - T_{adi})} \quad (12)$$

$$h_{cond} = \frac{Q_{net}}{A \cdot (T_{adi} - T_{cond})} \quad (13)$$

실험 결과의 불확도는 열저항(R_{th}), 증발부 열전달계수(h_{eva}), 응축부 열전달계수(h_{cond}), 열유속(q'')에 대해서 평가하였으며 식 (14)를 통해 계산된다⁽²¹⁾.

$$U_R = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (14)$$

계산된 불확도는 Table 2에 나타나 있다.

3. 실험 결과

3.1 WLHP 온도 및 압력

Fig. 6은 각 작동유체 별 열유속에 대한 증발부(eva) 및 응축부(cond)의 평균 벽면 온도와, 단열부(adi)의 내부 온도

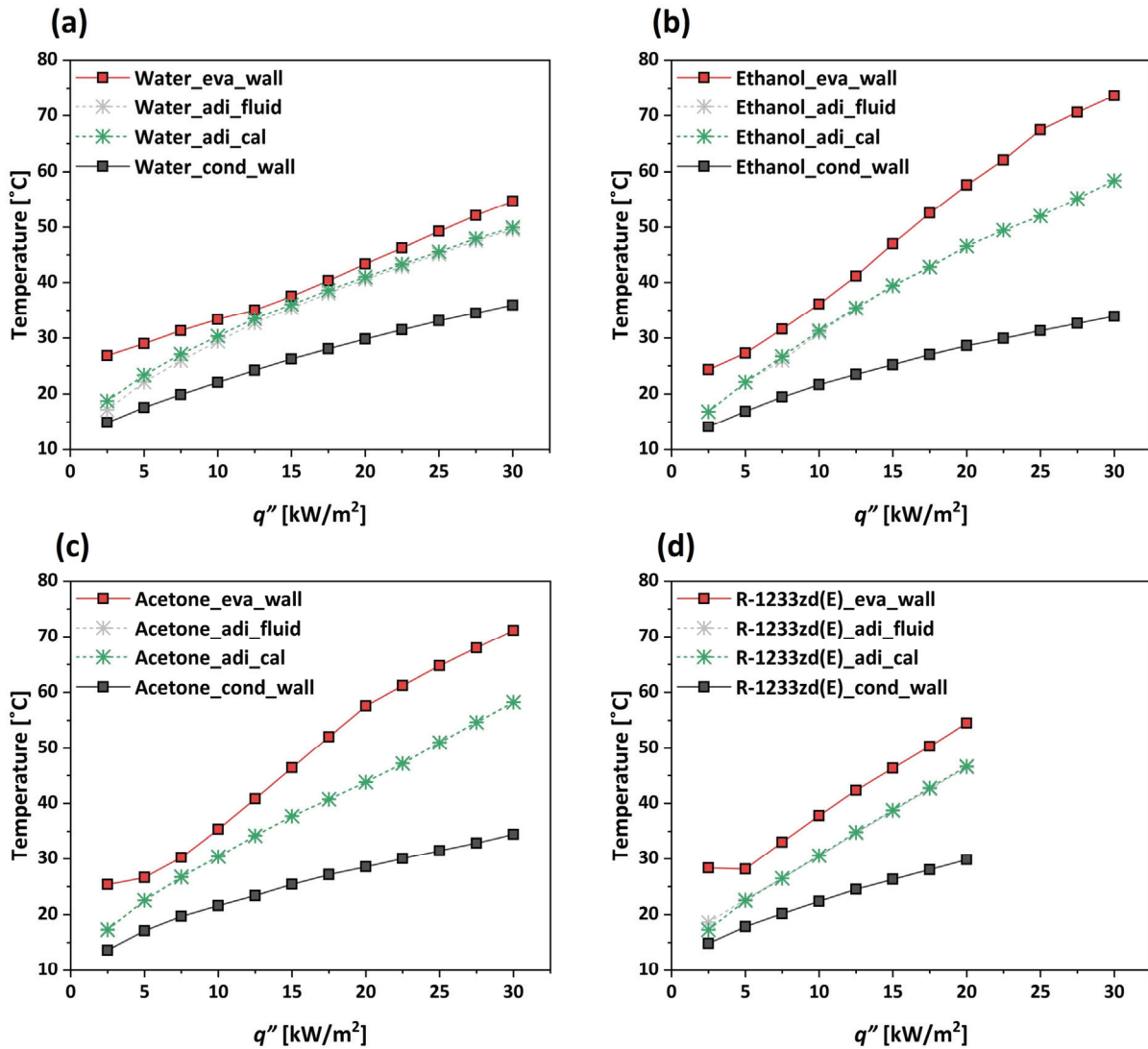


Fig. 6 Measured wall and fluid temperatures and pressure-derived saturation temperature as functions of heat flux. (a) Water, (b) Ethanol, (c) Acetone, (d) R-1233zd(E)

그리고 단열부 내부 압력으로부터 계산된 포화온도(adi_cal)를 나타낸다. 4가지 작동유체 모두에서 단열부 내부의 온도와 압력으로부터 계산된 포화온도의 차이는 1.3°C 이내였으며, 평균 0.2°C 이내로 일치하였다. 이는 실험 범위 내에서 과열 증기 혹은 과냉 액체가 발생하지 않고 포화상태를 유지하며 안정적으로 작동함을 의미한다.

열유속이 낮은 구간에서는 증발부 벽 온도와 응축부 벽 온도가 모든 작동유체에서 비슷한 수준으로 상승하며, 두 온도의 차이는 대략 10~15°C 범위에 머문다. 이 구간에서 아세톤의 증발부 벽 온도가 상대적으로 낮아 응축부와의 온도차가 가장 작게 관찰된다. 열유속이 중간 수준으로 증가하면 4가지 유체의 온도 곡선이 서서히 분기한다. 물의 경우 증발부 벽 온도의 증가율이 완만하고 응축부 벽 온도는 안정적으로 상승해 두 온도 사이의 차이가 15~20°C 수준으로 유지된다. R-1233zd(E)는 같은 구간에서 증발부와 단열부 사이의 온도

차가 점차 줄어들어 증발부의 온도 상승이 완만해지는 경향을 보인다. 에탄올과 아세톤은 중간 열유속에서 증발부 벽 온도가 단열부 온도에 비해 일시적으로 더 빠르게 상승해 두 온도 사이의 차이가 커지고, 응축부와의 온도차도 함께 증가한다.

고 열유속 영역으로 가면 작동유체 간 차이가 명확해진다. 물은 증발부와 응축부의 온도차가 대략 20~25°C에 머물러 가장 작게 유지되며, R-1233zd(E)는 25~30°C 범위로 뒤를 잇는다. 에탄올과 아세톤은 동일 조건에서 28~35°C 수준으로 관찰되어 상대적으로 큰 온도차를 보인다. 이때 물은 증발부와 단열부 사이의 온도차가 작고 응축부와의 접근이 잘 유지되며, R-1233zd(E)는 열유속이 더 커질수록 증발부의 온도 상승이 안정적으로 억제되는 양상이 계속된다. 반면 에탄올과 아세톤은 중간 열유속에서 증가했던 증발부와 단열부의 온도차가 고 열유속에서 다시 줄어드는 모습이 나타나 온도 곡선이 완만해진다.

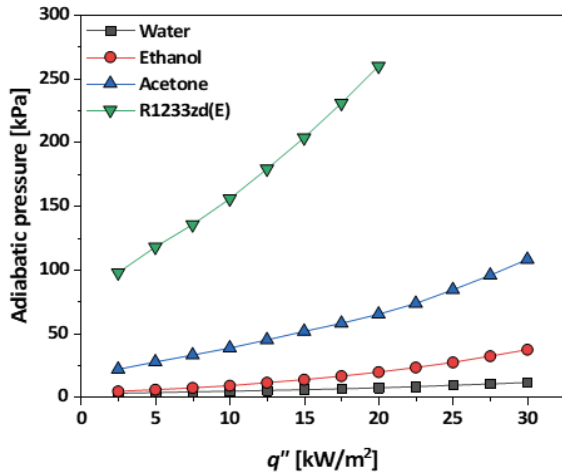


Fig. 7 Adiabatic pressure of WLHP

Fig. 7은 4가지 작동유체별 열유속에 대한 포화압력을 절 대압으로 나타낸다. 물과 에탄올은 전 범위에서 대략 2-40 kPa 수준의 낮은 압력으로 유지되었다. 아세톤은 12.5 kW/m² 이하에서는 50 kPa 이하이지만 열유속이 증가할수록 상승하여 고 열유속에서 대기압에 근접한다. 반면 R-1233 zd(E)는 동일 조건에서 약 90-260 kPa 범위의 포화압력을 보여 다른 유체 대비 높은 범위를 기록하였다. WLHP 내부의 압력이 작동 조건에서 대기압에 비해 너무 낮으면 미세 누설 시 공기 유입으로 인해 불응축 가스가 축적될 가능성이 높으며, 반대로 과도하게 높은 압력은 WLHP 배관 및 조인트에 가해지는 기계적 하중을 증가시킨다. WHPHX는 공조 시스템에 적용되어 비교적 낮은 온도와 열유속 범위의 환경에서 작동할 것으로 예상되기에 R-1233zd(E)는 대기압 수준의 실용적인 압력 범위를 자연스럽게 확보한다는 점에서 적용성이 높다고 판단된다.

3.2 열성능 및 작동 특성

Fig. 8은 4가지 작동유체별 열유속에 대한 WLHP의 열저 항을 나타낸다. 7.5 kW/m²까지의 저 열유속 범위에서 각각의 작동유체의 곡선이 거의 포개지며 유사한 값을 기록하였 으며, 비교적 아세톤이 가장 낮은 값을 보여 초기 구동 조건에서 유리한 특성을 보였다. 이후 열유속이 증가함에 따라 물의 열저항이 빠르게 낮아져 우위를 확보한다. 대표적으로 10 kW/m²에서 물은 약 0.097 K/W의 열저항을 기록하고 에 탄올, 아세톤, R-1233zd(E)는 0.11-0.13 K/W 수준에 그친 다. 고 열유속인 30 kW/m²에서 물은 본 연구에서 기록된 열 저항 중 가장 낮은 수치인 0.054 K/W를 기록하였다. 에탄올 과 아세톤, R-1233zd(E)는 중간 열유속 범위 이후 열저항이 대체로 0.1 K/W 수준에 머물렀다. Table 3은 증발부와 응축 부 열저항의 기여도를 전체 열유속 범위에 대해 평균한 결과

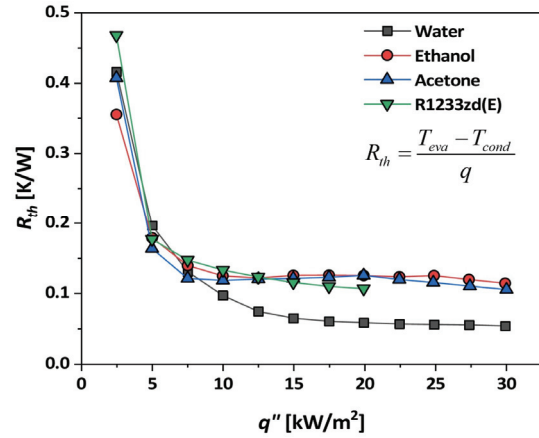


Fig. 8 Thermal resistance of WLHP

Table 3 Contribution of thermal resistance

	Water	Ethanol	Acetone	R-1233zd(E)
$\left(\frac{R_{th,eva}}{R_{th}}\right)_{avg}$	53%	49%	50%	46%
$\left(\frac{R_{th,cond}}{R_{th}}\right)_{avg}$	47%	51%	50%	54%

를 보여준다. 물은 증발부와 응축부가 각각 53%와 47%, 에탄 올은 49%와 51%, 아세톤은 50%와 50%, R-1233zd(E)는 46% 와 54% 수준으로 나타나 특정 구간에 의존적으로 성능이 결 정되지는 않음을 확인하였다. 이는 일반적인 히트파이프 및 서모사이폰에서 증발부 열저항이 응축부보다 낮은 경향과는 상반되며, 루프 히트파이프 특성상 높은 충전률로 작동유체 가 충전되며 증발부 표면 개질 부재로 인해 낮은 열유속에서 증발부 열저항이 상대적으로 크게 나타난 결과이다.

Fig. 9는 4가지 작동유체별 열유속에 대한 WLHP의 열전 달계수를 나타낸다. Fig. 9(a)에 나타나있는 증발부 열전달 계수는 물에서 가장 높고 상승 폭도 가장 크다. 10 kW/m² 부근을 지나면서 급격히 증가해 15 kW/m²에서 약 3.04 kW/m²·K, 20 kW/m²에서 약 3.47 kW/m²·K, 30 kW/m²에서 약 3.66 kW/m²·K로 유지된다. R-1233zd(E)는 열유 속 증가에 따라 꾸준한 단조 증가를 보이며 10, 15, 20 kW/m²에서 각각 약 1.38, 1.95, 2.55 kW/m²·K 수준이다. 반면 에탄올은 12.5-25 kW/m², 아세톤은 7.5-20 kW/m² 범위에서 일시적인 저하가 나타난다. 에탄올은 12.5 kW/m²에서 1.73 kW/m²·K로 정점을 찍은 뒤 25 kW/m² 부근에서 1.38 kW/m²·K까지 낮아졌다가 30 kW/m²에서 1.59 kW/m²·K 내외로 회복한다. 아세톤도 5-7.5 kW/m²에서 1.03-1.61 kW/m²·K까지 빠르게 오른 뒤 20 kW/m²에서 1.24 kW/m²·K 수준으로 둔화되었다가 30 kW/m²에서 약 1.86 kW/m²·K로 재상승한다. 이와 같은 거동은 중간 열유속 범위에서

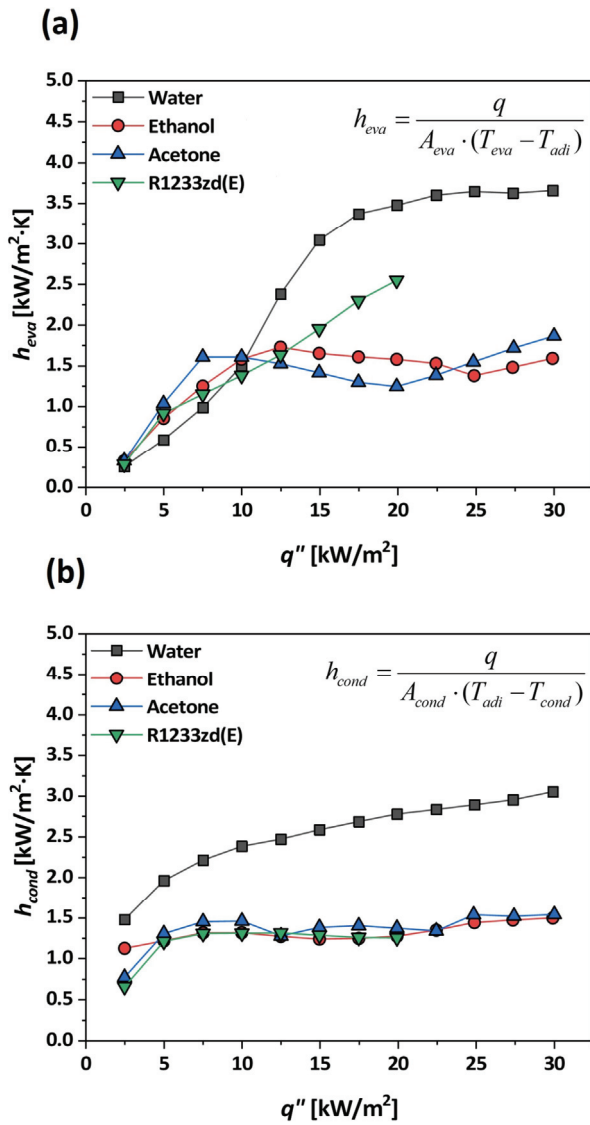


Fig. 9 Heat transfer coefficient of WLHP.
 (a) Evaporator heat transfer coefficient.
 (b) Condenser heat transfer coefficient

낮은 표면장력으로 인해 액막의 연속성이 약화되어, 국부적인 dry-out이 발생하고, 이후 더 높은 열유속에서 비등이 발생하며 액체 공급이 회복된 결과로 해석된다. 이러한 경향으로 인해 에탄올과 아세톤은 중간 열유속 범위에서 성능 개선이 지연되며, 같은 현상은 두 유체를 사용한 직선형 서모 사이폰에서도 보고된 바 있다⁽²²⁾. 에탄올과 아세톤의 증발부 대류 열전달 계수가 나타내는 이러한 경향으로 인해 전체적인 열성능에도 영향을 미쳐, Fig. 7에서 두 작동유체의 열저항이 중간 범위의 열유속에서 증가하였다가 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9(b)에 나타나 있는 응축부 열전달계수는 물에서만 열유속과 함께 지속적인 증가가 관찰된다. 물은 2.5 kW/m^2 에서 약 1.48 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$, 10 kW/m^2 에서 2.38 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$, 20 kW/m^2 에서 2.78 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$, 30 kW/m^2 에서 약 3.05 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$

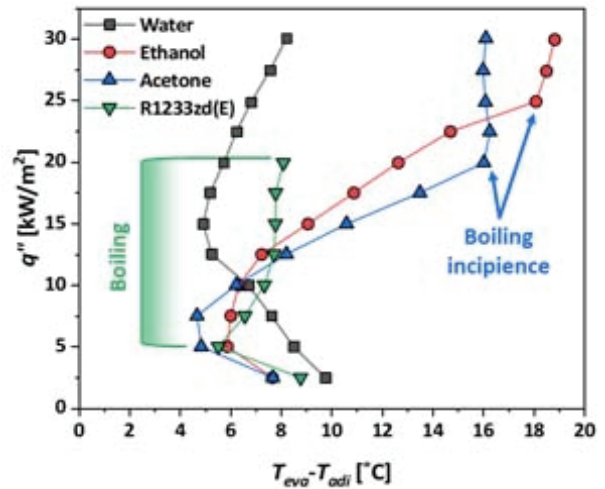


Fig. 10 Boiling curve of WLHP

· K까지 상승한다. 에탄올, 아세톤, 그리고 R-1233zd(E)는 1.2~1.6 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 의 비교적 좁은 범위에서 완만하게 변하거나 정체되는 양상을 보인다. 물만 증가가 지속된 이유는 동일 열량을 전달하는 데 필요한 응축량이 상대적으로 작아 표면의 건조 영역이 유지되거나, 다른 작동유체에 비해 얇은 액막을 형성하기 때문으로 판단된다. 반면 나머지 유체는 액막이 형성되기 쉬워 표면 열저항이 커지고, 응축부의 열전달 계수 증가가 제한된다.

작동유체에 따라 열성능과 경향에 차이가 발생하는 원인을 파악하기 위해 비등 곡선을 통해 작동 특성을 분석하였다. 비등 곡선은 Fig. 10을 통해 나타내었으며 WLHP에 적용하기 위해 증발부 벽면 온도와 단열부 내부 온도의 차를 가로축으로, 열유속을 세로축으로 작성하였다. R-1233zd(E)의 곡선은 낮은 과열도 범위에서부터 기물기가 급격히 커져 초기 비등 개시가 상대적으로 일찍 일어난다. R-1233zd(E)의 이른 비등 개시는 상대적으로 불리한 열 물성치를 지니고 있음에도, 훌륭한 증발부의 열성능을 기록할 수 있도록 돕는다. 에탄올과 아세톤은 높은 과열도에 도달한 이후에야 기물기가 급격히 커지며 비등이 개시되는 것을 확인할 수 있다. 비등이 개시되는 열유속은 앞서 증발부 대류 열전달계수가 감소하다가 다시 증가하는 열유속과 일치한다. 물의 경우 비등이 개시되는 지점이 관측되지 않지만 높은 증발 잠열 덕분에 증발만으로 작동함에도 낮은 과열도를 유지하는 것을 확인할 수 있다. 작동유체에 따라 비등 개시의 시점에 차이가 발생하는 주요한 원인은 포화압력의 차이에서 기인한다⁽²³⁾. 포화압력이 높아지면 유체의 표면장력은 감소하고, 증기 밀도는 증가하게 된다. 그 결과 작은 과열도에서도 핵 생성이 활발하게 진행되어 비등 개시가 진행된다. 반면 포화압력이 낮아지면 반대로 비등 개시를 위해 높은 과열도가 요구된다. R-1233zd(E)는 WLHP의 작동 조건하에서 대기압과 비슷하거나 그 이상의 높은 포화 압력을 기록하여 비등 개시에 유

리한 조건을 가지고 있지만, 물, 에탄올, 아세톤의 경우 WLHP의 작동 조건하에서 대기압보다도 낮은 포화압력으로 인해 비등 개시에 높은 과열도를 요구하게 되어 비등 개시가 늦춰지게 된다. 따라서 본 연구의 범위에서 관찰된 차이는 동일 형상과 경사각, 충전률 조건에서도 작동유체에 따라 열 성능과 작동 특성이 달라질 수 있음을 시사하며, 실제 설계에서는 목표 운전 범위와 허용 압력을 함께 고려한 작동유체 선정 및 WLHP 설계가 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 경사각 15°, 충전률 50%, 냉각수 10°C / 0.5 LPM 조건의 단일 랩어라운드 루프 히트파이프에 물, 에탄올, 아세톤, R-1233zd(E)의 4가지 종류의 작동유체를 적용하여 기존에 평가되지 않았던 작동유체에 따른 열 성능 및 열적 특성에 대한 분석을 진행하였다. 열 성능과 열적 특성의 분석을 위해 열저항과 열전달계수의 특징을 평가하였다. 본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) WLHP의 단열부 내부 온도와 내부 압력으로부터 계산한 포화온도는 전 구간에서 1.3°C 이내, 평균 0.2°C 이내로, 과열 증기 및 과냉 액체의 발생 없이, 포화상태에서 안정적으로 운전되었음을 확인하였다.
- 2) 열저항은 7.5 kW/m²까지 4가지 작동유체가 유사하되 초기 구동에서는 아세톤이 다소 낮았다. 열유속 증가와 함께 물의 성능 우위가 뚜렷해져 10 kW/m²에서 약 0.097 K/W, 30 kW/m²에서 본 연구 최저치인 0.054 K/W를 기록하였다. 에탄올, 아세톤, R-1233zd(E)는 중간 열유속 이후 대체로 0.10 K/W 수준에서 정체되는 경향을 보였다. 열저항 분석 결과, 모든 작동유체에서 증발부와 응축부의 열저항이 유사하게 나타나, 특정 구간의 열 성능이 지배적이지 않음을 확인하였다.
- 3) 증발부 열전달계수는 물에서 최대 3.66 kW/m² · K를 기록하였으며, 열유속이 증가함에 따라 증발부 열전달 계수도 증가하는 경향을 보였다. R-1233zd(E) 또한 열유속이 증가함에 따라 증발부 열전달계수가 증가하는 경향을 나타냈으나, 에탄올과 아세톤의 경우 각각 중간 열유속 범위에서 증발부 열전달계수가 감소하였다가 이후 다시 증가하는 경향을 기록하였다. 이는 낮은 표면장력과 증발 잠열로 인해 국부적인 dry-out이 발생하였다가, 비등이 개시되며 액체 공급이 활발해지며 다시 증발부 열전달계수가 증가하는 것으로 파악된다.
- 4) 응축부 열전달계수는 물에서만 열유속과 함께 지속적으로 증가했다. 물은 30 kW/m²에서 최대 3.05 kW/m² · K의 응축부 열전달계수를 기록하였고, 에탄올, 아세톤, R-1233zd(E)는 1.2-1.6 kW/m² · K의 좁은 범위

에서 완만하게 변하거나 정체되었다. 동일 열량 전달 시 물은 필요한 응축량이 상대적으로 작고 높은 표면 장력으로 액적 응축을 안정적으로 유지해 표면 열저항을 낮춘 반면, 나머지 유체는 액막 형성이 용이해 응축부 성능 개선이 제한되는 것으로 판단된다.

- 5) 비등 곡선을 통해 R-1233zd(E)는 낮은 과열도에서도 기화기가 빠르게 증가해 비등 개시가 이르게 관찰됨을 확인하였으며, 이는 증발부 성능의 꾸준한 향상으로 연결되었다. 에탄올과 아세톤은 높은 과열도에 도달한 이후에야 비등이 본격화되어 중간 열유속에서 증발부 성능이 일시적으로 둔화되었다. 물은 본 실험 범위에서 명확한 비등 개시 지점이 관찰되지 않았으나 높은 증발잠열 덕분에 증발 작동 시에도 낮은 과열도를 유지했다.
- 6) 압력 측면에서 물과 에탄올은 전 구간에서 대략 2-40 kPa의 낮은 절대압력을 유지하여 미세 누설 시 불응축 가스 유입에 주의가 필요함을 확인하였고, R-1233zd(E)는 약 90-260 kPa 범위로 실용적인 압력범위를 확인할 수 있었다. 이는 WHPHX 적용 시 목표 열유속 뿐만 아니라 허용 압력 범위를 함께 고려한 적절한 작동유체 선택이 중요하다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 연구비 지원을 받았으며 한국에너지기술평가원의 에너지수요관리핵심기술 프로그램(과제번호: 20212020800270)으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

- (1) Santamouris, M., 2016, "Cooling the Buildings—Past, Present and Future," *Energy and Buildings*, Vol. 128, pp. 617-638.
- (2) Asim, N., Badiei, M., Mohammad, M., Razali, H., Rajabi, A., Haw, L. C., and Ghazali, M. J., 2022, "Sustainability of Heating, Ventilation and Air-Conditioning (HVAC) Systems in Buildings—An Overview," *International Journal of Environmental Research and Public Health*, Vol. 19, No. 2, pp. 1016.
- (3) Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., and Pout, C., 2008, "A Review on Buildings Energy Consumption Information," *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 3, pp. 394-398.
- (4) Eidan, A. A., Najim, S. E., and Jalil, J. M., 2017, "An Experimental and a Numerical Investigation of HVAC System Using Thermosyphon Heat Exchangers for Sub-Tropical Climates," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 114, pp. 693-703.

- (5) John, D. A., 2016, "Wrap-Around Heat Pipes in Humid Climates," *ASHRAE Journal*, Vol. 58, pp. 28-38.
- (6) Cuce, P. M., and Riffat, S., 2015, "A Comprehensive Review of Heat Recovery Systems for Building Applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 47, pp. 665-682.
- (7) Abd El-Baky, M. A., and Mohamed, M. M., 2007, "Heat Pipe Heat Exchanger for Heat Recovery in Air Conditioning," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 4, pp. 795-801.
- (8) Hakim, I. I., Sukarno, R., and Putra, N., 2021, "Utilization of U-Shaped Finned Heat Pipe Heat Exchanger in Energy-Efficient HVAC Systems," *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 25, pp. 100984.
- (9) Jouhara, H., 2009, "Economic Assessment of the Benefits of Wraparound Heat Pipes in Ventilation Processes for Hot and Humid Climates," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, Vol. 4, No. 1, pp. 52-60.
- (10) Jouhara, H., and Meskimmon, R., 2010, "Experimental Investigation of Wraparound Loop Heat Pipe Heat Exchanger Used in Energy Efficient Air Handling Units," *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 4592-4599.
- (11) Nethaji, N., and Mohideen, S. T., 2017, "Energy Conservation Studies on a Split Air-Conditioner Using Loop Heat Pipes," *Energy and Buildings*, Vol. 155, pp. 215-224.
- (12) Jouhara, H., and Meskimmon, R., 2018, "An Investigation into the Use of Water as a Working Fluid in Wraparound Loop Heat Pipe Heat Exchanger for Applications in Energy Efficient HVAC Systems," *Energy*, Vol. 156, pp. 597-605.
- (13) Jouhara, H., and Ezzuddin, H., 2013, "Thermal Performance Characteristics of a Wraparound Loop Heat Pipe (WLHP) Charged with R134a," *Energy*, Vol. 61, pp. 128-138.
- (14) Guo, C., Wang, T., Guo, C., Jiang, Y., Tan, S., and Li, Z., 2022, "Effects of Filling Ratio, Geometry Parameters and Coolant Temperature on the Heat Transfer Performance of a Wraparound Heat Pipe," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 200, pp. 117724.
- (15) Sethi, A., Becerra, E. V., and Motta, S. Y., 2016, "Low-GWP R134a Replacements for Small Refrigeration (Plug-In) Applications," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 66, pp. 64-72.
- (16) Aprea, C., Greco, A., Maiorino, A., Masselli, C., and Metallo, A., 2016, "HFO1234ze as Drop-In Replacement for R134a in Domestic Refrigerators: An Environmental Impact Analysis," *Energy Procedia*, Vol. 101, pp. 964-971.
- (17) Kang, S., and Lee, J., 2025, "Confinement Effect in Two-Phase Closed Thermosyphon," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 164, pp. 108938.
- (18) Seo, J., and Lee, J., 2025, "Effects of Working Fluid on Thermal Performance and Impact Force of Two-Phase Closed Thermosyphon at Low Heat Flux," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 167, pp. 109311.
- (19) Zhao, R., Zhang, Z., Zhao, S., Cui, H., Liu, Z., and Liu, W., 2021, "Experimental Study of Flat-Disk Loop Heat Pipe with R1233zd(E) for Cooling Terrestrial Electronics," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 197, pp. 117385.
- (20) Wu, L., Chen, J., and Wang, S., 2022, "Experimental Study on Thermal Performance of a Pulsating Heat Pipe Using R1233zd(E) as Working Fluid," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 135, pp. 106152.
- (21) Moffat, R. J., 1988, "Describing the Uncertainties in Experimental Results," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, No. 1, pp. 3-17.
- (22) Kim, J. S., Kim, Y., Shin, D. H., You, S. M., and Lee, J., 2021, "Heat Transfer and Flow Visualization of a Two-Phase Closed Thermosiphon Using Water, Acetone, and HFE7100," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 187, pp. 116571.
- (23) Rainey, K. N., You, S. M., and Lee, S., 2003, "Effect of Pressure, Subcooling, and Dissolved Gas on Pool Boiling Heat Transfer from Microporous Surfaces in FC-72," *J. Heat Transfer*, Vol. 125, No. 1, pp. 75-83.