

자려 진동형 히트 파이프를 이용한 저온 폐열 회수 열교환기의 성능 실험

이 옥 현[†], 이 종 현, 김 종 수*

부경대학교 대학원, *부경대학교 기계공학부

Performance Test of Low Temperature Waste Heat Recovery Heat Exchanger Using Self-excited Oscillating Heat Pipe

Wook-Hyun Lee[†], Jong-Hyun Lee, Jong-Soo Kim*

Graduate School, Pukyong National University, Pusan 608-737, Korea

*Faculty of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan, 608-737, Korea

(Received May 17, 2000; revision received July 18, 2000)

ABSTRACT: In this study, low temperature waste heat recovery heat exchanger was developed using a principle of self-excited oscillating heat pipe. The heat exchanger of serpentine type was composed of extruded flat aluminum tube with 6 channels (3mm×2.75mm) and louvered fin. The heat transfer area density of heat exchanger was 331.9m²/m³. Working fluid is R141b and charge ratio was 40% by volume. Heat transfer rate and the effectiveness of heat exchanger was primary concern of this study. As a result, the effectiveness of heat exchanger was about 0.4-0.67, and recovered waste heat rate was about 4.5kW per one unit of heat exchanger.

Key words: Self-excited oscillating heat pipe(자려 진동형 히트 파이프), Waste heat recovery (폐열 회수), Heat exchanger(열교환기), Thermal resistance(열저항), Effective thermal conductivity(유효 열전도율), Effectiveness(유효도)

기 호 설 명

A_c : 단면적 [m²]
C : 열용량 [J/°C]
c_p : 정압 비열 [J/kg°C]
N : 관 수
Q : 열전달량 [W]
R : 열저항 [°C/W]
Re : 레이놀즈 수
T : 온도 [°C]

그리스 문자

ε : 유효도
λ_{eff} : 유효 열전도율 [W/m°C]

하첨자

c : 저온부
ci : 응축부 입구
co : 응축부 출구
cond: 응축부
eva : 증발부
hi : 증발부 입구
ho : 증발부 출구

† Corresponding author

Tel.: +82-51-620-6442; fax: +82-51-611-6368

E-mail address: lwhok@orgio.net

min : 최소

1. 서 론

오늘날 국내 산업은 에너지 자원의 부족 및 국내외의 환경 규제에 대응한 수출 산업화의 기반 구축이 절실하다. 특히, 비산유국이면서 에너지 자원의 대부분을 수입에 의존하고 있는 우리나라의 경우, 에너지 사용량의 증가에 따른 에너지 절약의 필요성이 절실히 인식되고 있으며, 그 근본적인 해결책의 하나가 에너지 소비량의 30%에 달하는 폐열을 효과적으로 회수하여 재이용하기 위한 폐열 회수기의 개발이 시급하다.

특히, 이러한 폐열의 상당한 부분을 차지하는 종래의 제조 단계의 가열 및 냉각 공정의 고효율 에너지 변환과 이송 및 화학 플랜트 등의 산업 공정에서의 폐열 회수 방법은 전열교환형태⁽¹⁾로서 대부분이 일본 및 유럽 등 선진국으로부터의 수입에 의존하고 있는 실정이다.

따라서, 고효율로서 폐열 회수가 가능하고, 저비용으로 제작이 쉽고 컴팩트한 폐열 회수기의 설계 및 제조 기술 개발이 요구된다.⁽²⁾

비교적 저온(100°C 미만)의 폐열⁽³⁾을 회수하는 방법으로는 히트 파이프식 열교환기 또는 열펌프 시스템의 이용 등이 있다. 특히, 배(排)가스의 폐열회수의 경우, 빠른 열적 응답성을 가진 히트파이프를 이용하는 것이 최적 기술로 평가되고 있다.^(4,6)

히트 파이프식 열교환기는 흰이 있는 히트파이프를 다수 배열하여 분리판에 의해 급·배기를 분할한 열교환기로, 열교환 면적에 비해 전열성능이 우수해 배가스와 접촉 면적을 줄일 수 있기 때문에 기존의 열교환기에 비해 크기가 1/2 정도로 작아지고 압력 손실도 줄일 수 있는 효과를 얻을 수 있다. 또한, 구조가 간단하고 전열성능이 히트 파이프의 개수에 비례하므로 설치가 용이하다. 특히, 열교환기 내의 1차 유체의 순환을 위한 별도의 구동력을 갖출 필요가 없으며 작은 온도차에서도 대량의 열을 수송할 수 있는 등의 좋은 장점을 가지고 있다.⁽⁴⁻⁵⁾

그러나, 이러한 히트 파이프식 폐열 회수 열교환기들에 관한 연구는 그 유용성에 비해 보고사례가 적은 편이며, 보고된 내용들도 대부분 해설적인 측면이 많다.⁽⁶⁻⁸⁾ 특히 배(排)가스의 폐열 회

수에 관한 실험적 연구 및 보고⁽⁹⁾ 또한 매우 미비한 실정이다.

Kim et al.⁽¹⁰⁻¹⁴⁾은 히트 파이프를 이용한 공조용 저온 폐열 회수 열교환기 및 자려 진동형 히트 파이프에 대한 연구를 수행하였다. 이러한 연구들에 사용된 히트 파이프는 대략 1mm의 내경을 가진 긴 세관으로 된 많은 턴(turn) 다발로 구성되어 있으며, 작동액의 축방향 진동 및 순환에 의해 잠열 형태로서 열을 전달한다는 측면에서 기존의 히트 파이프와는 다르다. 특히, 응축부에서 응축된 액을 증발부로 환류시키는 일이 없기 때문에 그 형상은 매우 간단하고, 세관경을 가지기 때문에 유연성을 가지고 있으며 고압에도 견딜 뿐만 아니라, 적은 비용 및 짧은 공정으로 그 제작이 가능 하는 등 기존 히트 파이프에는 없는 장점을 가지고 있다.⁽¹⁵⁾

따라서, 본 연구에서는 차세대 히트 파이프라 불리는 자려 진동형 히트 파이프식 폐열 회수기를 제작하여, 폐열 회수 열교환기의 열전달 특성, 열회수 성능, 열교환기 대수의 영향에 대하여 실험적으로 평가, 검토하였다.

2. 실험 장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험 장치는 크게 고온과 저온의 공기를 순환시키기 위한 풍동(wind tunnel), 시험부, 즉 폐열 회수를 위해 자려 진동형 히트 파이프의 원리를 이용하여 제작된 열교환기 및 데이터 처리 시스템으로 구성되어 있다.

풍동은 고온의 공기를 순환시키는 하단 증발부

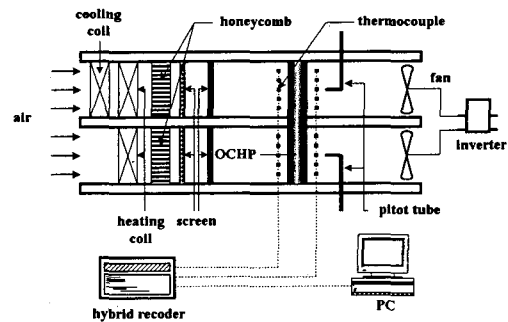


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

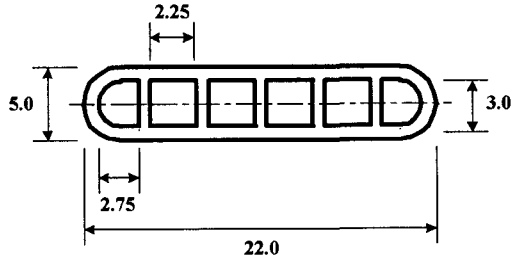


Fig. 2 Cross sectional area of test tube.

와 저온의 공기를 순환시키는 상단 응축부로 되어 있으며, 각각의 개별 풍동에는 공기의 가열을 위한 히터(6.5 kW), 냉각을 위한 냉동 유닛(0.75 kW) 그리고 공기 유입을 위한 fan으로 구성하였다. 유입 공기의 회전성분의 감소 및 덕트 단면(320×280 mm)에서의 속도 균일화를 위한 허니컴(honeycomb)과 스크린을 설치하였으며 완전히 발달된 유동이 되도록 스크린에서 시험부까지 충분한 거리를 두었다.

풍동의 내·외부는 냉간 압연 강판의 재질로 되어 있고 세라믹 보드, 우레탄 보드, 실리콘 패킹 등으로 단열되어 있다.

실험에 사용된 히트 파이프의 단일 튜브 단면과 전체 제원을 각각 Fig. 2 및 Fig. 3에 나타내었다.

시험부로 사용된 자려 진동형 히트 파이프 열교환기의 크기는 세로 630 mm, 가로 365 mm, 두께 22 mm이고, 알루미늄 편평 압출관과 루버환으로 구성되며, 수력 직경이 2.66 mm인 6개의 채널을 가진 하나의 튜브를 일정 길이마다 아홉 번 밴딩(bending)한 서펜타인(serpentine) 구조로 되어 있다. 증발부(가열부)와 응축부(냉각부)의 면적비는 1 : 1로, 각각의 전열 면적은 1.68 m²이며, 단위체적에 대한 열전달 면적 밀도(Heat transfer area density)는 331.9 m²/m³이다.

풍동으로 유입된 공기의 속도는 송풍기의 회전수를 가변하여 조절하였으며, 풍속은 시험부를 지난 덕트의 단면에서 사각 격자 형태로 된 20개소에서 피토크관(pitot tube)로 측정하여 그 평균값을 데이터 처리에 이용하였다.

시험부에서의 입구 공기 온도는 증발부 및 응축부에 설치된 각각의 히터 및 냉동기의 용량을 가변하여 조절하였으며, 시험부에서의 입·출구 공기온도는 시험부 입출구에 각각 20개의 T형 열전대(φ0.2, 오차 : ±0.2% in full scale)를 덕트

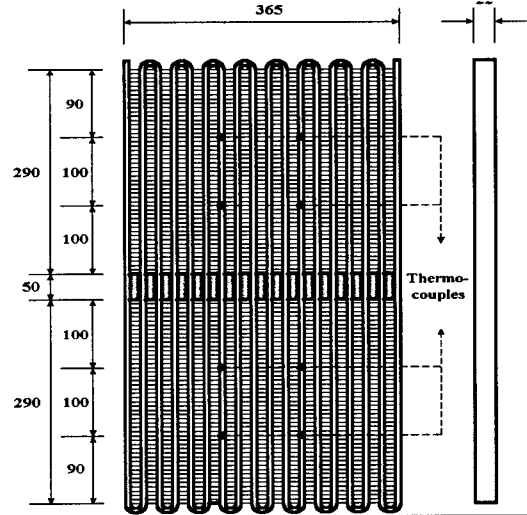


Fig. 3 Specification of waste heat recovery heat exchanger.

단면에 사각 격자 형태로 공기 흐름에 방해되지 않도록 설치하여 측정하였고, 그 평균값을 데이터 처리에 이용하였다. 또한, 시험부 표면 온도 측정을 위하여 길이 방향에서 단열부를 기준으로 100 mm 간격으로 증발부 2지점, 응축부 2지점에 각각 T형 열전대를 설치하였다. 각각의 측정된 온도는 데이터 로거(Yokogawa, DR230)를 통해 PC에서 처리되도록 하였다.

제작된 자려 진동형 히트 파이프 열교환기에 작동액을 충전하기 위해 로터리 펌프(RP)와 확산 펌프(DP)가 직렬로 연결된 진공 시스템으로 시험부를 3×10⁻³ torr. 상태에서 6시간 진공 한 후, 미소량 충전용 작동액 충전기(Taiatsu, HPG-10, 96)로 R-141b를 40(vol.%) 충전한 후, 용접하여

Table 1 Test conditions

Items	Conditions
Inlet air temperature in evaporating section(°C)	80, 90, 100, 110
Inlet air temperature in condensing section(°C)	32
Air velocity in evaporating section(m/s)	2.8
Air velocity in condensing section(m/s)	2.4, 3.8, 4.9
Number of heat exchanger	Unit 1, Unit 2

밀봉하였다.

본 연구에서는 자려 진동형 히트 파이프 열교환기의 폐열 회수 성능을 평가하기 위해 우선 열교환기 한 대에 대한 실험을 먼저 수행한 다음, 두 대를 병렬로 조합하여 동일 실험 조건에서 실험을 하였다. Table 1에 실험의 조건들을 나타내었다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 히트 파이프로서의 열전달 특성

Fig. 4는 폐열 회수용 시험부 한 대(Unit 1)의 길이 방향에 따른 시간 평균 국소 외벽면 온도 분포를 나타낸 것이다. 가열부의 입구 공기 온도가 증가함에 따라 시험부의 표면 온도가 전체적으로 증가하며, 증발부와 응축부 사이의 온도차도 조금씩 증가함을 보였다. 본 실험에 사용된 시험부의 온도차는 대략 10°C 내외로 히트 파이프로서 비교적 양호한 성능을 나타내었다.

Fig. 5는 Fig. 4에서 나타낸 온도차로부터 히트 파이프의 성능을 열저항(R)으로 나타낸 것이다. 열저항은 증발부 표면에서 응축부 표면으로 단위 열량을 전달하는 데 필요한 온도차로서 식(1)과 같다.

$$R = \frac{(T_{eva} - T_{cond})}{Q_{cond}} \quad (1)$$

여기서, Q_{cond} 는 응축부로 전달된 열량, 즉 저온

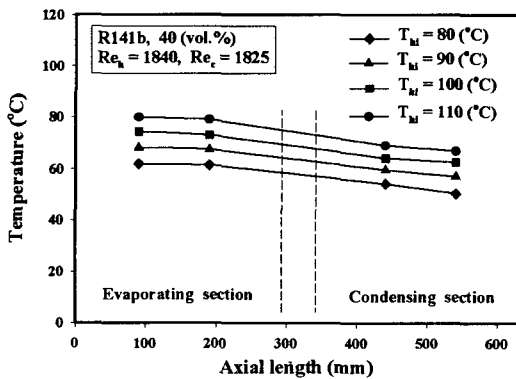


Fig. 4 Axial temperature profile of test section (Unit 1).

의 공기가 응축부를 통과하면서 회수한 열량으로 식(2)와 같이 구하였다.

$$Q_{cond} = m \cdot c_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

이상과 같이 열저항은 증발부와 응축부 사이의 표면 온도차가 작을수록, 응축부로 전달된 열량이 많을수록 작아진다. 그러나, Fig. 4와 Fig. 5의 실험 결과를 살펴보면, 폐열원의 온도가 증가함에 따라 증발부와 응축부 사이의 표면 온도차가 약간 증가하였음에도 불구하고 열저항이 감소하였다. 이것은 응축부에서 회수한 열량의 증가량이 증발부와 응축부 사이의 온도차의 증가량보다 많기 때문이다(Fig. 7 참조). 폐열 회수용 시험부 한 대의 열저항은 약 0.002°C/W로 전열 성능이 우수하였으며, 증발부 입구 공기 온도가 100°C 이상에서 열전달 성능이 우수할 것으로 판

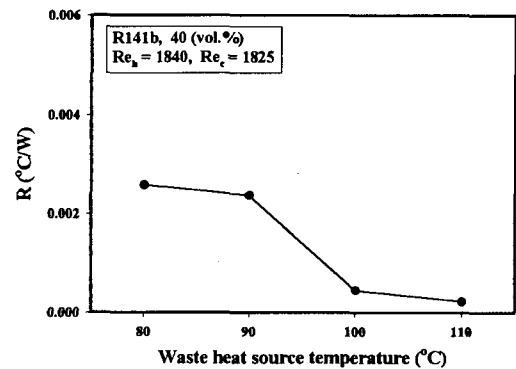


Fig. 5 Thermal resistance of test section.

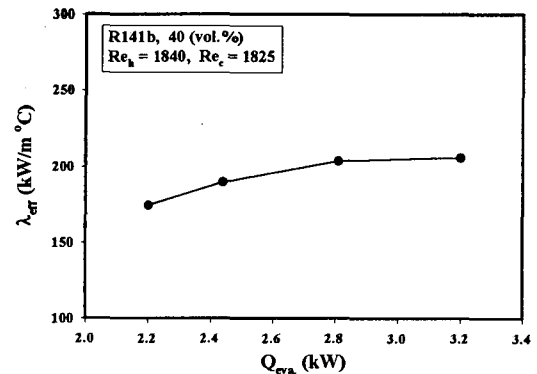


Fig. 6 Effective thermal conductivity of test section (Unit 1).

단된다.

Fig. 6은 시험부의 열전달 성능을 증발부의 열유속에 대한 유효 열전도율(effective thermal conductivity)로서 나타낸 것이다. 일반적으로 열전도율은 물질의 고유 물성치이다. 순수 물질인 경우, 열전도율은 온도의 함수로서 결정되는데, 순수 알루미늄의 열전도율은 400 K에서 약 240 W/m°C이다. 그러나, 알루미늄-프레온 히트 파이프의 열전도율은 알루미늄보다 몇 십 배 혹은 몇 백 배 높다. 이것은 히트 파이프의 유효 열전도율은 고정된 값이 아닌 히트 파이프의 재료 및 형상, 작동 유체의 종류, 증발부 및 응축부의 길이비 등과 같은 설계 변수와 작동액의 충전량, 경사각 및 열유속 등과 같은 운전 변수 등에 따라서 변하기 때문이다.⁽¹⁵⁾ 유효 열전도율 λ_{eff} 는 식(3)과 같이 정의된다.

$$\lambda_{eff} = \frac{L \cdot Q_{cond}}{N \cdot A_c \cdot (T_{eva} - T_{cond})} \quad (3)$$

여기서, L은 증발부와 응축부 사이의 길이이며, N은 관 전체 개수, 그리고 A_c 는 하나의 직관 히트 파이프에 대한 작동 유체의 유로 단면적이다. 단면적을 이렇게 정의한 것은 사용된 시험부의 관 두께(1.0 mm)가 얇아 거의 대부분의 열전달이 관의 전도보다는 작동 유체의 상변화 열전달에 기인하기 때문이다. 본 연구의 적용된 실험 범위에서는 열유속이 증가할수록 유효 열전도율도 증가하였으며, 일정 열유속 이상에서 증발부의 과열에 의한 드라이-아웃(dry-out)으로 열전달 성

능이 저하하는 임계 열유속 조건은 확인할 수 없었다. 그러나, 자려 진동형 히트 파이프에 대한 종래의 연구들⁽¹³⁻¹⁵⁾에 의하면 최대의 열유속을 갖는 최적 열유속이 존재한다. 즉, 증발부의 열유속이 너무 높으면 열전달 성능이 오히려 저하된다. 본 연구에서 결과로 나타난 유효 열전도율은 히트 파이프의 작동 온도를 78°C로 하였을 때, 최대 205.7 kW/m°C로, 순수 알루미늄의 약 850배 정도의 우수한 열전달 성능을 보였다. 여기서 작동 온도는 증발부와 응축부 표면 온도의 평균값을 말한다.

4.2 폐열 회수용 열교환기의 성능

Fig. 7은 증발부의 입구 공기 온도 변화에 따른 폐열 회수용 시험부의 회수 열량을 나타낸 것이다. 설정된 폐열 온도가 증가함에 따라 회수되는 열량도 증가하였으며, 시험부 하나(Unit 1)로 얻을 수 있는 회수 열량은 대략 4.5 kW(3870 kcal/h) 정도였다. 시험부 대수를 2대(Unit 1+2)로 하였을 때는 약 1 kW(860 kcal/h) 이상의 열을 더 회수하는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 폐열원 온도에 따른 폐열 회수용 시험부의 유용도(effectiveness)를 나타낸 것이다. 유용도는 열교환기의 실제 열전달율(heat transfer rate)의 최대 가능한 열전달율에 대한 비로서 식(4)와 같다.

$$\epsilon = \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \quad (4)$$

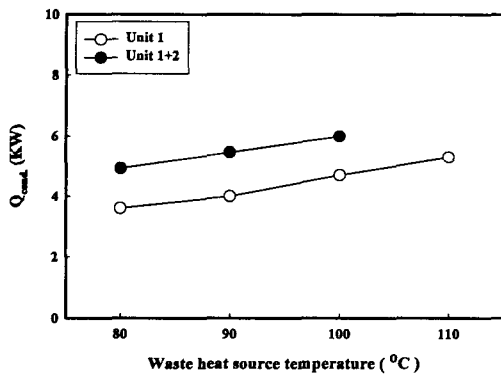


Fig. 7 Variation of heat transfer rate for waste heat source temperature.

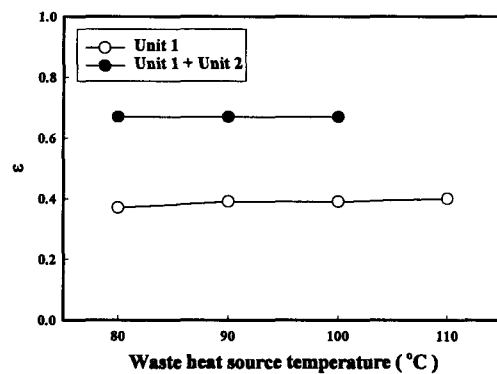


Fig. 8 Effectiveness for waste heat source temperature.

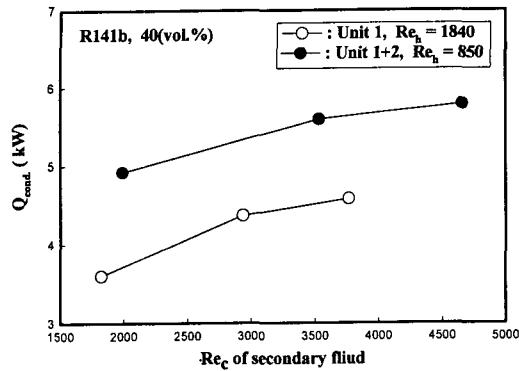


Fig. 9 Heat transfer rate for various Reynolds number of secondary fluid.

자려 진동형 히트 파이프의 원리를 적용하여 제작한 폐열 회수용 열교환기의 유용도는 폐열 온도 범위에서 열교환기가 한 대일 경우는 약 0.4이며, 두 대를 조합하여 설치했을 때는 대략 0.67 정도의 값을 나타내었다.

Fig. 9는 증발부에 유입되는 공기 온도는 80℃로 고정된 상태에서, 응축부 측의 2차유체 측, 공기측의 Re 수에 따른 열전달량을 나타낸 것이다. Re 수가 증가함에 따라 열전달량도 증가하였으나, 응축부의 공기측 Re 수가 같을 경우, 증발부의 공기측 Re 수가 증가함에 따라 열전달량이 감소하였다. 이것은 Fig 6에서도 언급했듯이, 증발부의 공기측 Re 수의 증가로 인한 증발부로 유입된 열유속이 히트 파이프의 안정 작동에 적합한 열유속 보다 높게 되면서 히트 파이프의 성능이 저하되었기 때문이라고 판단된다.

5. 결 론

자려 진동형 히트 파이프의 원리를 적용하여 제작한 저온용 가스 폐열 회수 열교환기의 열전달 특성 실험을 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 폐열 회수 열교환기의 성능을 폐열 온도에 따른 회수 열량, 열교환기의 유효 열전도율로 나타내었으며, 열교환기를 1대 및 2대 조합하여 설치하였을 때, 각각 약 4.5 및 6 kW(5,160 kcal/h)의 열량을 회수할 수 있었다.

(2) 히트 파이프의 적은 온도차에서도 대량의 열을 전달하는 특성으로 인해 열교환기의 응축부

와 증발부의 표면 온도 차이는 약 10℃ 정도로 나타났으며, 열교환기 1대의 유효 열전도율은 최대 순수 알루미늄의 약 850배였다.

(3) 폐열 온도 및 증발부와 응축부 공기의 Re 수의 증가에 따라 회수되는 열량도 증가하였으며, 열교환기가 1대일 경우의 유용도 ϵ 는 0.4, 2대일 경우는 0.67로 나타났다.

(4) 히트 파이프형 폐열 회수 열교환기의 설계에 있어 최대 열전달량을 나타내는 최적 유동 및 열적 조건에 대한 검토가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국과학재단(KOSEF, 과제번호 : 98M4-1506-00-01-2)의 지원으로 수행되었으며, 그 관계자 및 부경대학교 해양산업개발연구소(RCOID)에 깊이 감사드립니다.

참고문헌

1. Akira, Hirota, 1990, Air to air heat exchanger, Japanese Association of Refrigeration, Vol. 65, pp. 1214-1218.
2. Sengupta, S. and Lee, S., 1981, Waste heat utilization and management, Hemisphere publishing corporation, pp. 3-29.
3. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Polezhaev, Y. V., 1997, International encyclopedia of heat & mass transfer, CRC Press, pp. 1285-1287.
4. Peterson, G. P., 1994, An introduction to heat pipes, John wiley & sons, Inc., pp. 9-12.
5. Faghri, A., 1995, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, pp. 675-679.
6. Chun, W. P., Lee, K. W., Park, K. H., Lee, K. J., Kim, S. H. and Lee, K. A., 1999, Characteristics of waste heat recovery in thermal dryer of organic waste, Proceeding of 14th Workshop for the technique of energy saving, pp. 158-167.
7. Lee, Y. S., 1992, For air-conditioning heat exchanger using heat pipe, Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engine-

- ring, Vol. 21, No. 5, pp. 423-438.
8. Kang, D. S. and Na, J. H., 1993, The application technology of heat pipe for waste heat recovery, Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 1, pp. 43-49.
 9. Hsieh, S. S., Liauh, C. T. and Han, W. S., 1988, Thermal performances of heat exchangers applied to waste heat recovery systems, Applied Energy, Vol. 29, pp. 191-200.
 10. Im, Y. B., Lee, J. H., Lee, W. H., Kim, J. H. and Kim, J. S., 1999, Influence of working fluids on heat transfer characteristics of heat exchanger using oscillating capillary tube heat pipe for low temperature waste heat recovery, 99 Summer's Proceedings of SAREK, pp. 89-94, Korea.
 11. Kim, J. S., Lee, J. H. and Lee, W. H., 1999, The basic study on high temperature waste heat recovery heat exchanger using oscillating capillary tube heat pipe, Proceedings of 14th Workshop for the technique of energy saving, pp. 374-382, Korea.
 12. Ahn, Y. T., Lee, J. H., Lee, W. H., Kim, J. H. and Kim J. S., 1999, A study on the performance of oscillating heat pipe heat exchanger for low temperature waste heat recovery, 99 Autumn Proceedings of KSME, Vol. B, pp. 418-422, Korea.
 13. Lee, W. H., Kim, J. H., Kim, J. S. and Jang, I. S., 1999, The heat transfer characteristics of oscillating capillary tube heat pipe, 2th two-phase flow modelling and experimentation, Vol. 3, pp. 1713-1718, Pisa, Italy.
 14. Lee, W. H., Jung, H. S., Kim, J. S. and Kim, J. S., 1999, Flow visualization of oscillating capillary tube heat pipe, 11th international heat pipe conference, Vol. 2, pp. 131-136, Tokyo, Japan.
 15. Akachi, H., 1994, Looped capillary tube heat pipe, Proceedings of 7th general meeting conference of JSME, Vol. 3, No. 940-10, pp. 606-611.