

# 작동유체가 수평관형 응축기 성능에 미치는 영향에 관한 모사

전 용 두, 이 금 배, 오 규 남, 김 진 경\*, 박 기 호\*\*, 정 대 현\*\*

공주대학교 기계자동차공학부, \*POSCO 건설, \*\*한국에너지기술연구원

## Simulation of the effect of working fluids on the horizontal tube condenser

Yong-Du Jun, Kum-Bae Lee, Jin-Kyong Kim\*, Ki-Ho Park\*\*, Dae-Hun Chung\*\*

Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 330-717, Korea

\*POSCO Construction Co., Ltd, Seoul, Korea

\*\*Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

**ABSTRACT:** Effective use of available energy sources is of general concern along with the issues of global warming and unstable oil price. As one of the effort to recover waste heat from industrial facilities effectively, researchers have interest in a technology called organic Rankine cycle(ORC), in which the working fluid is some organic liquid instead of water. Known to have poor efficiency already, this old technology is considered to give an innovative solution to utilizing low grade energy sources, by improving the efficiency. Nano fluidics, coatings and the use of additives are the examples of these efforts. In the present study, we present simulated performance of a horizontal tube type condenser geometry. N-hexanr and isopentane are compared to water vapor case under 1 atm and the inet cooling water temperature of 20℃. EES(Engineering Equations Solver) is used for the present work.

**Key Words:** Heat transfer coefficient(열전달계수), Heat transfer rate(전열량), Condenser(응축기) Reynolds number(레이놀즈수), Nusselt number(누셀트수)

### 기 호 설 명

$\dot{Q}$  : 총전열량 [W]      h : 대류열전달계수  
 $\dot{m}$  : 질량유량       $i_{fg}$  : 증발잠열  
 $C_p$  : 비열 [ kcal/kg ℃]      Nu : 누셀트 수  
 $U$  : 총합열전달계수      f : friction factor  
 $T$  : 온도 [℃]      Re : 레이놀즈 수  
 $A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]      Pr : 프란틀 수  
 $\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차

### 하첨자

cw : 냉각수      i : 전열관내부  
 in : 입구      o : 전열관외부  
 out : 출구      cond : 응축

### 1. 서 론

고효율 에너지 기기는 에너지의 효율적 이용을 위한 전제조건이라 할 수 있을 것이다. 우리나라의 경우 산업체로부터의 연도가스 열회수는 약 50% 정도인 것으로 조사된 바 있는데<sup>1</sup>, 회수율이

† Corresponding author  
 Tel.: +82-41-521-9251; fax: +82-41-555-9123  
 E-mail address: yjun@kongju.ac.kr

이렇게 낮은 이유 중 하나는 기술적 어려움과 함께 설비의 경제성이 떨어지기 때문이다. 한편, 건물의 냉난방 에너지원의 경우에는 화석연료를 사용하지 않고 연도가스 배열, 지열, 하천수, 태양열 등 저급열원을 활용하기 위한 기술적 대안들이 최근 활발하게 연구되고 있다. 이와 같은 저급 에너지원으로부터의 에너지 회수는 효율이 낮아 장치가 비대해지므로 경제성이 문제될 뿐만 아니라, 회수에너지의 형태가 열에너지에 국한되는 경우에는 사용처와의 연결성이 종종 문제가 된다. 그러나 최근 화석에너지의 고갈에 대한 우려와 함께 예는 저급 에너지원으로부터 별도의 동력사이클을 구동시킴으로써 최종 에너지 형태를 열에너지가 아닌 전기에너지로 얻는데 많은 관심이 집중되고 있으며, 이를 위해 전통적인 동력사이클의 작동유체로 냉매, 혹은 비등점이 낮은 유기물을 사용하는 ORC(organic Rankine cycle)에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그러나 성공적인 ORC 시스템의 개발을 위해서는 여러 가지 요소기술 및 시스템 기술이 필요하고, 특히 응축기, 증발기 등의 효율을 향상시키는 것이 관건이라 할 수 있다.

본 논문에서는 ORC의 응축기를 중심으로 작동유체에 따른 응축기 성능을 열역학적 자료 및 상관식을 이용하여 모사함으로써 작동유체 변경에 따른 장치의 성능변화에 대한 이해를 돕고자 하였다. 대상은 단일 수평관 응축기이다. 표면의 응축모델은 DWC(dropwise condensation)로 가정하였다.

## 2. 해석 조건 및 이론적 배경

본 해석을 위한 작동유체는 비등점이 상대적으로 낮은 유기작동유체와의 비교를 위하여 물, n-hexane, iso-pentane 를 고려하였다. 대기압 하에서 작동유체의 포화온도는 각각 100°C, 69.27°C 및 27.85°C이다. 전열관은 외경 15.88 mm, 두께 0.9 mm, 길이 90 cm의 구리관으로 하고 응축기 압력은 대기압, 냉수의 입구온도는 20°C, 체적유량은 0.1 gal/min, 그리고 표면의 응축모델은 DWC(dropwise condensation)로 가정하였으며, 각 내용은 Table 1에 요약하였다. 계산에 사용된

Table 1 해석 조건

Operating conditions		
Working fluid	Steam, n-Hexane, Iso-Pentene, R-22	
Pressure in the chamber	1 atm	
Cooling water	Inlet temperature	20°C
	Volume flow rate	5, 10, 20 liter/min
Geometric details		
Condensing tube	Material	Copper
	Outer diameter	15.88 mm
	Inner diameter	14.08 mm
	Length	90 cm

모형은 원통형 수평응축관을 포함하는 응축기로서 작동유체 증기가 응축기로 유입된 후 전열면 상에서 응축되며, 이 때 응축은 dropwise로 발생하는 것으로 가정하였다. 전열관은 응축수의 진행방향으로 세부구간으로 분할하여 열정산을 수행함으로써 길이방향의 세부적인 상태량을 파악할 수 있도록 하였다. (Fig. 1.1)

열전달 관계식 및 에너지 평형은 다음의 식에 의해 수행한다.

냉각수 측 총 전열량은

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{m}_{cw} C_{p,cw} (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \quad (1)$$

이고, 동시에 열교환기 입출구 온도를 안다고 가정하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\dot{Q}_{cw} = UA\Delta T_{lm} \quad (2)$$

여기서

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3)$$

이고,  $\Delta T_{lm}$ 은 대수평균온도차이다. 이다.

응축열량은

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cond} i_{fg} \quad (4)$$

이고, 열손실은 없는 것으로 가정한다.

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{cond} \quad (5)$$

한편, 냉각수 측의 열전달계수는 Gnielinsky 상관

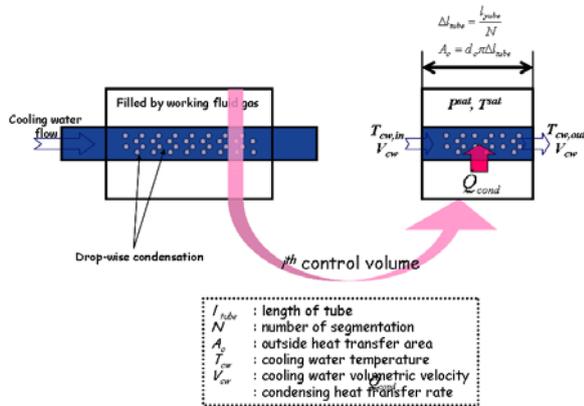


Fig. 1 System and control volume description

식<sup>2</sup>

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 - 1.27\sqrt{(f/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

그리고 작동유체에 대한 열전달계수는 Peterson과 Westwater<sup>3</sup>의 다음 상관식을 이용한다. 이 상관식에서는 유체의 표면장력과 관련된 성질, 과냉온도 등이 고려된다.

### 3. 결과 및 고찰

모사는 방대한 열역학적 데이터베이스가 제공되는 EES(Engineering Equations Solver)<sup>4</sup>를 사용하여 수행하였다. Table 1에 주어진 직경 및 길이를 갖는 응축전열관에 대하여 층류영역( $Re_D = 751$ )부터 난류영역( $Re_D = 30,045$ )까지 유량을

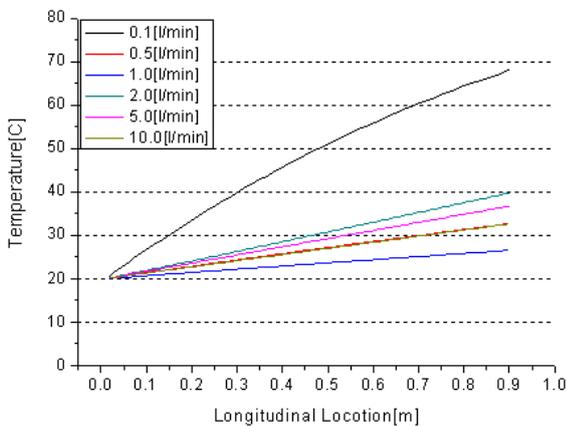


Fig. 2 Cooling water temperature inside the tube along the longitudinal location

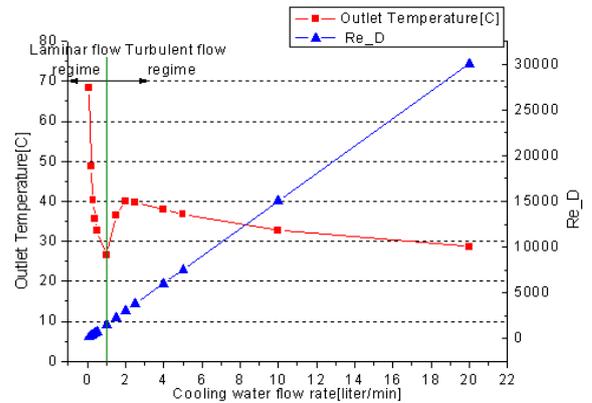


Fig. 3 Outlet temperature as a function of flow rates

변화시켜가면서 수치모사를 수행하였다. Fig. 2는 작동유체가 수증기인 경우 유량에 따른 흐름방향 위치에서의 응축수 온도변화를 나타낸다. 그림으로부터 응축수의 온도는 입구로부터 출구까지 거의 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있으나, 유량의 증가에 따른 온도구배의 변화는 초기의 저유량 범위(0.5 및 1.0 liter/min)에서는 감소하다가 이후 증가(1.0 ~ 2 liter/min)하고 다시 감소(2 liter/min 이상)하는 경향을 보였다. 이런 경향의 변화를 보다 상세히 관찰하기 위하여 유량변화에 따른 출구온도의 변화를 Fig. 3에 도시하였다. 그림에서 유량이 1 liter/min을 기준으로 유량이 적은 영역은 층류영역 그리고 많은 영역은 난류영역에 해당한다고 볼 수 있다. 출구온도는 층류영역에서 유량의 증가와 함께 감소하다가 난류로

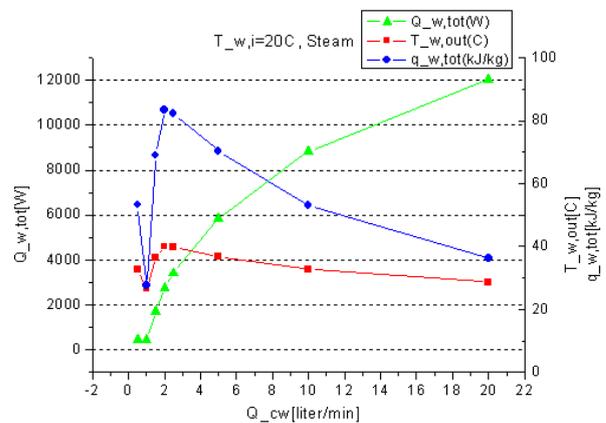


Fig. 4  $Q_{w,tot}$ ,  $T_{w,out}$  and  $q_{w,tot}$  at different flow rates ( $T_{w,i} = 20^\circ\text{C}$ , steam)

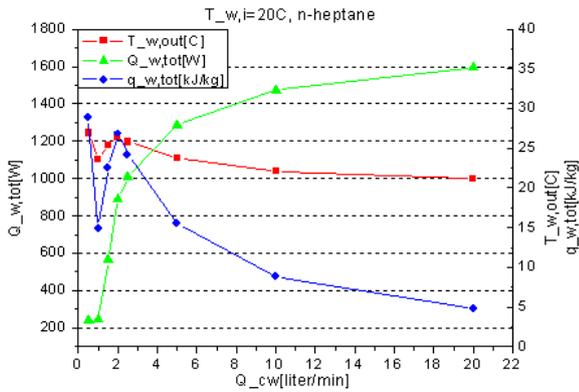


Fig. 5  $Q_{w,tot}$ ,  $T_{w,out}$  and  $q_{w,tot}$  at different flow rates ( $T_{w,i} = 20^\circ\text{C}$ , n-Heptane)

천이하면서 열전달 능력이 향상되었다가 유량이 더욱 증가하면 다시금 서서히 하강하는 경향을 보인다.

Fig. 4는 유량변화에 따른 총전열량  $Q_{w,tot}$ (W), 출구온도  $T_{w,out}$ ( $^\circ\text{C}$ ) 그리고 냉각수 단위질량당 총전열량  $q_{w,tot}$  (kJ/kg)의 변화를 나타내고 있다. 모사 결과에 따르면 총전열량은 유량 증가에 따라 지속적으로 증가하는 것으로 나타났다. 그러나 출구온도와 단위질량당 총전열량은 층류 영역에서 유량증가에 따라 감소하다가 난류영역에서는 급격히 증가하며 이후에는 유량증가에 따라 그 값이 감소하는 경향을 보였다. 이는 비에너지 전달측면에서 가장 효율적인 운전조건이 존재한다는 점을 보여준다는 점에서 의미가 있는 것으로 보인다. 또한 난류영역에서 출구온도가 가장 높은 경우는 대체로 단위질량당 총전열량이 가장 많은 경우와 일치하는 것으로 나타났다.

Fig. 5와 6은 동일한 운전조건(1기압, 입구온도  $20^\circ\text{C}$ )을 유지한 상태에서 포화온도가 상대적으로 낮은 n-Heptane과 isopentane로 작동유체를 변경하였을 경우 응축관 전열특성을 모사한 결과이다. 유기물 작동유체의 경우 지금까지 알려져 온 것처럼 전열능력 면에서 차이가 남을 알 수 있다. 증기의 경우 단위질량당 전열량은 난류영역에서 최고 83.35 kJ/kg이나, n-Hexane과 isopentane의 경우에는 각각 26.83 kJ/kg(32%) 및 6.23 kJ/kg(7.5%)로 나타났다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 에너지의 효율적 이용을 위한

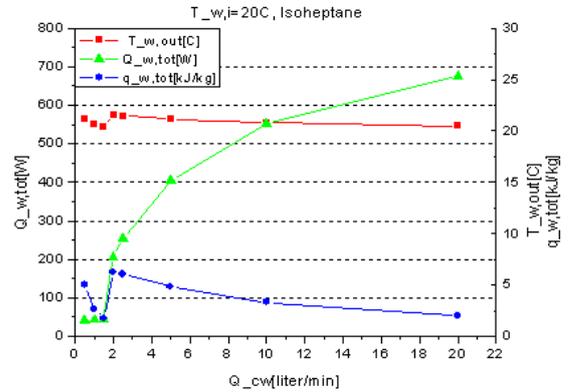


Fig. 6  $Q_{w,tot}$ ,  $T_{w,out}$  and  $q_{w,tot}$  at different flow rates ( $T_{w,i} = 20^\circ\text{C}$ , isopentane)

폐열이용기술로서 고려되고 있는 ORC의 응축기 성능에 대한 모사를 시도하였다. 모델은 단일 수평관으로서 외경 15.88 mm, 두께 0.9 mm, 길이 90 cm 동관을 대상으로 하였다. 압력 1기압 하에서 작동유체인 물, n-Hexane 그리고 isopentane에 대한 성능을 모사함에 있어 응축모델은 DWC로 가정하여 냉각수 유량변화에 따른 전열특성을 관찰하였다. 본 모사를 위한 도구로는 작동유체에 대한 열역학적 자료를 활용할 수 있는 EES를 사용하였다. 본 모사연구로부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 총전열량은 유량증가에 따라 단순증가하는 경향을 보이나, 출구온도 및 비전열량은 유동영역에 따라 경향이 다르게 나타났다.
- (2) 층류영역에서는 유량증가에 따라 출구온도 및 단위질량당 전열량이 감소한다.
- (3) 난류영역에서는 초기에 유량증가에 따라 출구온도 및 비전열량이 증가한 후 감소하는 경향을 나타내며, 비전열량이 최대가 되는 유량범위가 존재한다.
- (4) 유기물 작동유체의 경우 유량변화에 따른 성능변화 경향은 같으나, 전열성능은 낮아진다. 본 모사조건인 경우 (단순히 작동유체를 바꾼 경우) 최대 비전열량은 n-Hexane의 경우 증기의 32%, Isopentane의 경우에는 7.5% 정도로 나타났다.

#### 후기

이 논문은 한국에너지기술연구원의 지원으로 작

성되었습니다.

### 참고문헌

1. Park, I. H, Park, J. T. and Yoo, S. Y., 2002, An investigation study on fact of waste heat of domestic industry, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp.811-816.
2. Gnielinsky, V., 1976, Int. Chem. Eng. Vol. 6, pp. 359-368.
3. Peterson, A. C. and Westwater, J. W., 1966, Chemical Engineering Prog. Symp. Ser. Vol. 63, pp. 135-142.
4. Engineering Equations Solver(EES), F-Chart Software 2008.