

# 온수, 증기 동시 발생형 가스엔진 열병합발전의 배열회수 특성: 100 kW급 모형 실험

안 준<sup>†</sup>, 김 혁 주, 최 규 성, 송 대 석  
한국에너지기술연구원

## Heat Recovery from a 1 MW Class Gas Engine CHP System: 100 kW Class Model Test

Joon Ahn<sup>†</sup>, Hyouck Ju Kim, Kyu Sung Choi, Dae Seok Song

**ABSTRACT:** The present study has been conducted to develop a heat recovery system for a 1 MW class gas engine based cogeneration system. In the cogeneration system, heat is recovered from two parts, which are jacket water and exhaust gas. The heat from the jacket water is recovered by a plate type heat exchanger and used for the room heating and/or hot water supply. The heat from the exhaust gas is used to generate steam. For both of the heat recovery devices, 1/5 scaled tests are performed and the data are compared to the conventional correlations for the design.

**Key words:** Cogeneration (열병합), HRSG (열회수 보일러), Heat transfer (열전달)

### 기 호 설 명

- $D$  : 튜브 직경 [m]
- $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]
- $Nu$  : Nusselt 수,  $h D / k$
- $Re$  : Reynolds 수,  $u D / \nu$
- $T$  : 온도 [ $^{\circ}C, K$ ]
- $T_{c,i}$  : 판형열교환기 저온부 입구온도 [ $^{\circ}C, K$ ]

### 그 리 스 문 자

- $\nu$  : 동점성 계수 [ $m^2/s$ ]

### 1. 서 론

현재 우리나라는 제2차 전력수급 기본계획을 수립하여 2017년까지 2,700 MW의 전력을 소형 열병합발전을 통해 공급할 계획을 갖고 있다. 지금까지 소형열병합발전은 주로 아파트 단지 등에 보급되어 왔고 대부분 200~500kW의 작은 용량 수준으로 2,700MW의 목표를 달성하기에는 한계가 있다. 따라서 목표를 달성하기 위해서는 1~5MW급의 가스엔진 열병합발전 시스템이나 5~10MW급의 소형가스터빈 열병합발전 시스템이 적극적으로 보급되어야 한다. 본 연구에서는 1MW급의 가스엔진을 바탕으로 열병합시스템을 구성하는 데 가장 핵심이 되는 기술인 배열회수 기술을 개발하고자 한다.

1MW에서 10MW급에 해당하는 소형 열병합 시스템의 경우 규모면에서 공동주택보다 대형 병원, 주상복합 건물, 자립형 공장, 온천 리조트 등

<sup>†</sup> Corresponding author  
Tel.: +82-42-860-3328; fax: +82-42-860-3098  
E-mail address: jahn@kier.re.kr

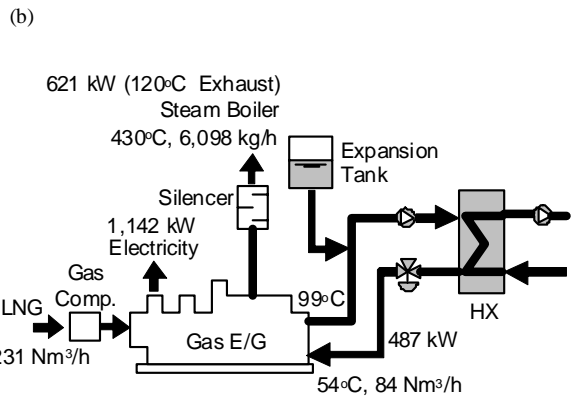
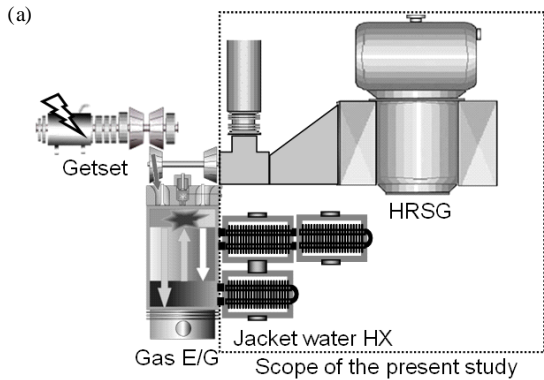


Fig. 1 Gas engine CHP system; (a) system composition; (b) energy balance

에 주로 활용되고 있다. 이러한 경우 온수를 이용한 급탕, 난방 수요 이외에 증기 형태의 열수요가 있는 경우가 많아지게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1(a)에 보인 바와 같이 가스엔진의 엔진 냉각수의 열은 온수로 배가스는 증기의 형태로 배열을 회수하도록 시스템을 구성하였다.

본 연구는 지식경제부의 에너지·자원기술 개발의 일환으로 진행되었고 개발 과제에서 채택한 원동기는 Waukesha 16V150LTD로서 엔진 공급사에서 제공한 자료<sup>(1)</sup>를 바탕으로 분석한 에너지 밸런스는 Fig. 1(b)와 같다. 엔진 냉각수 및 배가스에서 회수되는 열량은 각각 487 및 621 kW로서 본 연구에서는 약 1/5 스케일에 해당하는 100 kW급의 모형 실험장치를 제작하여 열회수 설계를 위한 실험을 수행하였다.

## 2. 열회수 설비 모형 및 실험 기법

### 2.1 엔진냉각수 열회수 실험장치

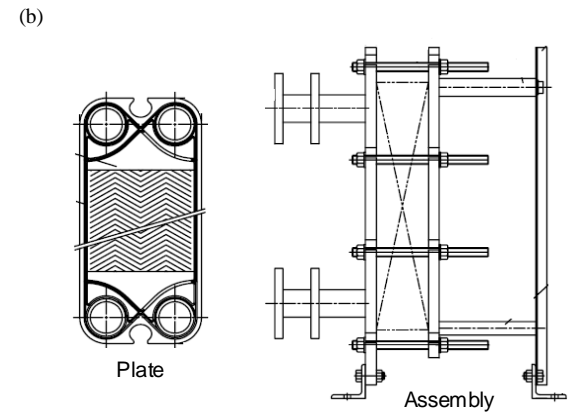
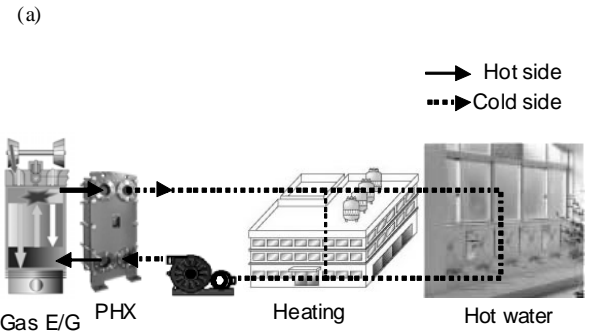


Fig. 2 Heat recovery from the jacket water; (a) system configuration; (b) heat exchanger

가스엔진을 이용한 열병합 발전에서 엔진 냉각수의 에너지는 판형열교환기를 이용하여 온수의 형태로 급탕 또는 난방에 활용하게 된다. 결과적으로 배열회수 시스템은 Fig. 2(a)와 같이 저온부의 유량이 엔진 냉각수에 비해 많은 상태에서 폐회로를 형성하며 열교환기 입출구 온도차가 고온부에 비해 작은 상태에서 운전하게 된다. 판형열교환기의 경우 같은 형태의 판을 여러 장 겹쳐 반복 사용하는 구조(Fig. 2(b))로 되어<sup>(2)</sup> 난방 및 급탕 목적을 위해 설계할 경우 고온부, 저온부의 유량, 온도차에 따른 열교환 특성이 고려되어야 한다.

본 연구에서는 급탕 또는 난방 조건을 모사하여 판형 열교환기의 성능을 파악하기 위하여 Fig. 3과 같이 고온부 및 저온부에 각각 폐회로를 구성하도록 실험장치를 고안, 제작하였다. 가스엔진의 냉각수는 약 10 t/h의 유량으로 98°C로 배출되고 본 실험에서는 1/5 용량에 맞추어 2 t/h의 유량으로 공급되도록 설계를 수행하였다.

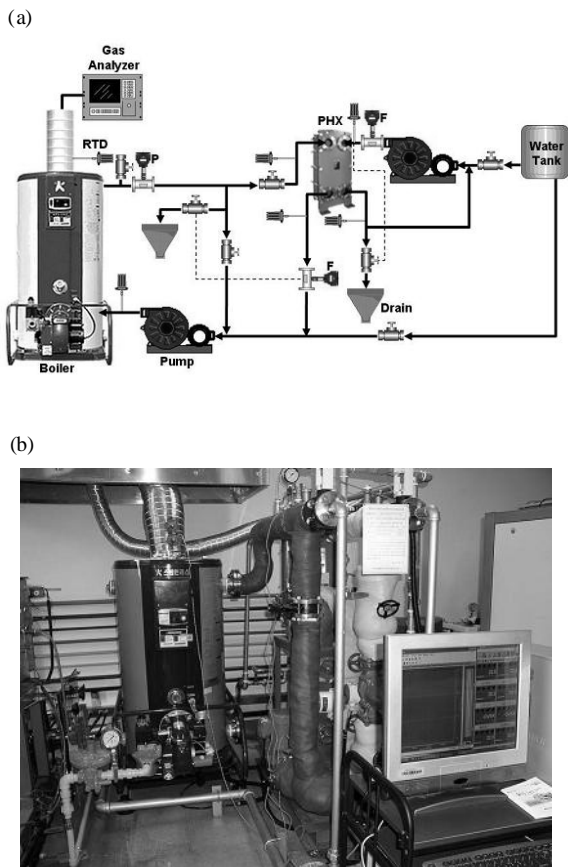


Fig. 3 Test rig for the jacket water heat recovery; (a) schematics; (b) photograph

가스엔진 냉각수에 해당하는 고온의 물은 해당 온도의 온수가 공급되도록 제어 장치를 수정한 온수 보일러(경동 나비엔 GTG1035)를 통해 공급하였다. 열병합 시스템에서 수용가에 해당하는 저온부의 경우에는 수용가에서 온수를 사용하는 조건을 열교환기 출구에서 일부 온수를 배출하는 것으로 구현하였고 배출량은 열교환기 입구 온도와 연계가 되도록 설계하였다. 보일러의 버너에 별도의 밸브를 설치하여 부분부하 조건에서 실험을 할 수 있도록 하였다.

설계 자료를 구축하기 위하여 엔진 및 수용가 부하에 따른 열전달 및 유동 특성을 측정하였다. 열교환기의 입구 및 출구 온도는 백금저항온도계(RTD)를 사용하여 측정하였다. 고온부와 저온부의 유량은 각각 열교환기의 고온부 출구 및 저온부 입구에서 전자식 유량계를 이용하여 측정하였다. 보일러의 배가스 출구에는 가스 분석기를 설치하여 연소 특성을 점검할 수 있도록 하였다.

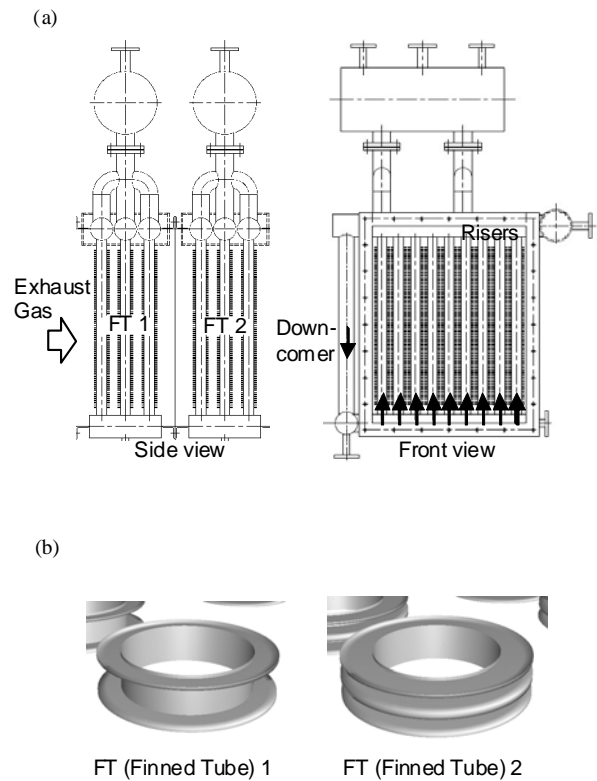


Fig. 4 Heat exchange module for the waste heat boiler; (a) schematics; (b) finned tube details

## 2.2 열회수 보일러 실험장치

열회수 보일러는 1MW급 시스템 뿐 아니라 대형 시스템에도 대응할 수 있도록 수관식을 채택하였다. Fig. 4와 같이 증발관에 Fin을 설치하여 온도가 낮은 배가스로 증기를 발생시키면서도 시스템의 체적을 작게 유지하도록 하였고 증발관에서의 증발량을 정확하게 예측하기 위하여 Fig. 4(a)와 같이 모듈형태로 설계하였다. 증발관에 설치된 Fin은 연소배가스의 벌크 온도가 감소하는 하류에서 전열면적을 확대하여 수순환의 균형을 맞추도록 Fig. 4(b)와 같이 하류에 위치한 증발관에 Fin 밀도를 상류보다 2배 높게 하였다.

모형 실험장치는 크게 가스엔진의 배가스 조건을 만들어 주는 부분과 모형 열회수 보일러 부분으로 Fig. 5와 같이 구성하였다. 연료는 가스엔진과 같은 LNG로서 버너를 통해 연소되고 노통보일러를 거치면서 냉각되고 추가로 공기를 공급하

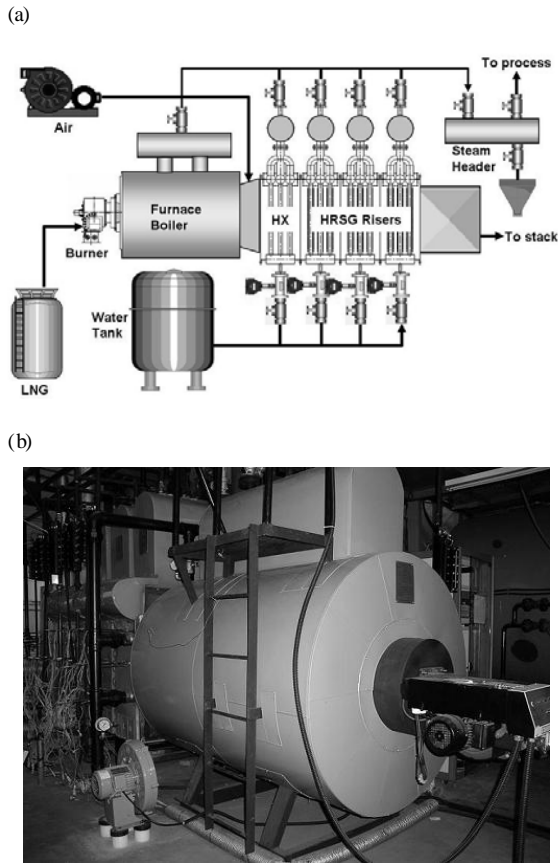


Fig. 5 Experimental setup for the waste heat boiler; (a) schematics; (b) photograph

여 가스엔진을 거친 배가스를 모사하도록 하였다. 실험 스케일은 실제 가스엔진의 1/5로서 100% 부하 조건에서 40 Nm<sup>3</sup>/h의 LNG가 공급된다. 연소를 통해 발생한 배가스량은 배가스 산소 농도 2%인 조건에서 완전 연소가 되었을 때 691 kg/h가 되고 가스엔진의 배가스의 1/5 유량을 확보하기 위하여 330 kg/h의 추가공기를 공급하였다.

가스엔진 배가스는 약 430°C로서 3열의 나관 (bare tube)로 이루어진 열교환기를 거쳐 fin-tube로 이루어진 모형 열회수 보일러에 공급된다. 모형 열회수 보일러에는 열전대를 설치하여 유동의 온도를 측정, 열설계 프로그램을 검증할 수 있도록 하였다. 또한 모듈에는 증기드럼의 수위와 연계하여 물을 공급하였으며 공급되는 물의 양을 측정하여 배가스 엔탈피 변화로부터 구한 증발량과 비교하였다.

### 3. 결과 및 토의

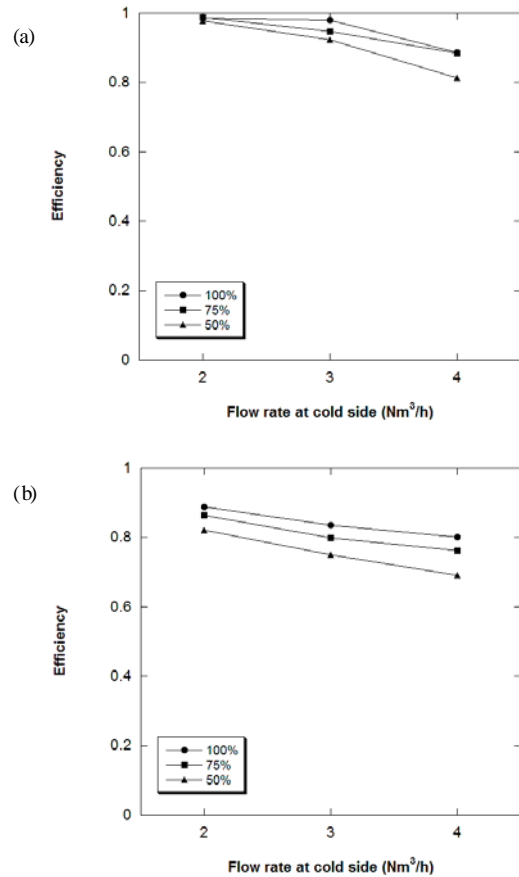


Fig. 6 Jacket water heat recovery performance; (a)  $T_{c,i} = 20^{\circ}\text{C}$ ; (b)  $T_{c,i} = 40^{\circ}\text{C}$

### 3.1 엔진 냉각수 열회수 특성

엔진 냉각수 열회수 모형에서 고온부의 경우 원동기로 사용하고 있는 엔진<sup>(1)</sup>이 부하에 따라 냉각수의 유량을 제어하는 방식을 취하고 있으므로 실험에서도 부하율 100%의 경우 2 Nm<sup>3</sup>/h, 50%의 경우 1 Nm<sup>3</sup>/h의 유량으로 열교환기에 공급하였다. 저온부의 유량이 고온부에 가까운 2 Nm<sup>3</sup>/h일 때 저온부 입구 온도가 낮은 20°C의 경우에는 열교환기의 효율이 거의 1에 가까운 결과를 볼 수 있다 (Fig. 6(a)). 저온부의 유량이 증가할수록 열교환기의 효율은 낮아져 저온부 유량이 고온부의 2배인 4 Nm<sup>3</sup>/h인 경우 부하율 50%에서 열교환기 효율이 0.8 부근까지 낮아진 것을 볼 수 있다.

난방 운전이나 부분부하 조건의 급탕의 경우와 같이 저온측 입구온도가 상온보다 높은 40°C의 경우 Fig. 6(b)와 같이 열교환기 효율은 더욱 낮아지게 된다. 저온측 급수 온도가 상온보다 높을

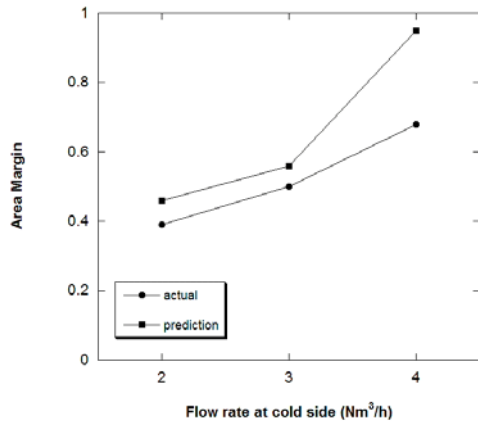


Fig. 7 Heat transfer area margin for the jacket water heat exchanger

경우 열교환기 효율이 엔진의 부하율에 보다 민감해지며 부하율이 50%인 조건에서 저온측 급수량이 가장 많은 4 Nm<sup>3</sup>/h의 경우 열교환 효율이 70%이하까지 낮아지는 것을 관찰할 수 있다.

Figure 7에는 실험을 통해 얻은 여유 면적률을 Kumar 상관식<sup>(3)</sup>에서 구한 열전달 계수를 바탕으로 예측한 값과 함께 제시하였다. 여유 면적률은 저온부 유량이 설계조건인 2 Nm<sup>3</sup>/h에서 벗어날수록 실제 실험에서 구한 값과 차이가 증가하는 경향을 보인다. 그러나 여유 면적률은 저온측의 유량이 증가할수록 증가하는 특성을 가지므로 탈설계점에서 열전달 면적이 부족한 경우는 발생하지 않을 것임을 알 수 있다. 설계점에서는 Kumar 상관식<sup>(3)</sup>에서 예측한 값과 실험값이 약 15%의 차이를 보인다.

### 3.2 열회수 보일러 성능 특성

본 연구에서 설계한 모형 열회수 보일러(Fig. 5)의 경우 Fig. 4에 제시한 바와 같이 유동방향으로 Fin의 밀도가 변화하므로 Ahn 등<sup>(4)</sup>의 논문과 같이 Zhukauskas 상관식<sup>(5)</sup>을 증발관 각 열에 대해 적용하여 설계를 수행하였다. 상관식으로 예측한 열회수 보일러의 유동방향 온도분포를 실험과 비교해 보면 (Fig. 8) 대체로 잘 일치하지만 Fin의 밀도가 변화하는 1번열과 4번열에서 실험을 통해 측정된 온도가 낮게 나타나는 것을 볼 수 있다.

증발관을 통과하면서 생기는 연소가스의 엔탈

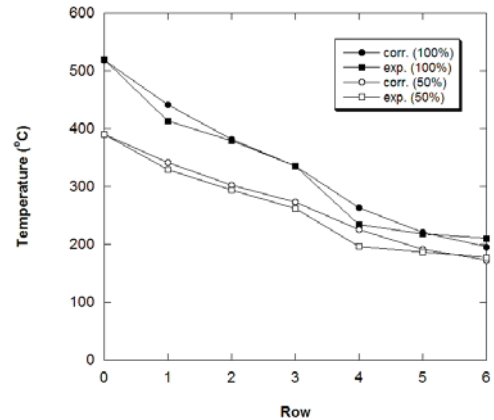


Fig. 8 Bulk temperature variation along the streamwise direction for the model HRSG

피 변화로부터 열전달계수를 구해보면 (Fig. 9) 상류에 위치한 열에 비해 Fin의 밀도가 증가하는 1번열과 4번열에서 열전달계수가 Zhukauskas 상관식에서 구한 값보다 큰 것을 알 수 있다. 이는 Fin의 밀도가 증가함에 따라 유동이 가속되면서 나타나는 현상으로 보이며 Fin 효율을 포함하여 정확한 원인을 규명하기 위하여 수치해석을 수행할 예정이다.

증발관을 통과하면서 생기는 연소가스의 엔탈피 변화로부터 구한 증발량과 급수량을 비교해보면 상류 측에 위치한 증발관 (Fig. 10(a))에서 급수량이 많은 것을 관찰할 수 있다. 이러한 경향은 부하율이 높을수록 심해지는데 증발관 출구에 액적류가 형성되어 액적이 드럼에서 완벽하게 분리되지 않고 배출되면서 생기는 현상으로 보인다. 특히 상류에 위치한 증발관의 경우 원주방향으로 열유속의 차이가 발생하면서 증발관 출구의 건도가 불안정해진 것으로 보이는데 이에 대해서는 증발관 출구에서 기포율을 측정하여 규명해 나갈 것이다.

### 4. 결론

본 연구에서는 1MW급 가스엔진 열병합 발전을 위한 열회수 장치의 1/5 스케일 모형실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 엔진 냉각수의 열을 회수하여 급탕 및 난방에 사용할 경우 50% 부분부하 운전 조건에서 저온측 유량에 고온측의 2배의 유량을 온수 온도인 4

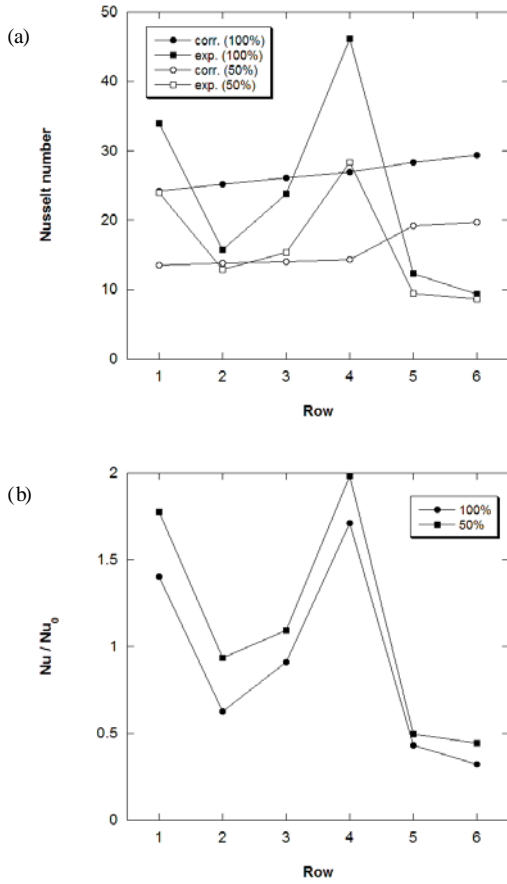


Fig. 9 Heat transfer characteristics of riser pipes; (a) Nusselt number; (b) normalized Nusselt number

0℃로 공급할 경우 최대 30%까지 열교환 효율이 저하되는 현상을 관찰하였다.

(2) 세브론 형태의 관형 열교환기를 온수 열교환에 이용할 경우 Kumar의 상관식으로 공학적 열설계가 가능한 것을 확인하였다.

(3) 수관식 열회수 보일러의 증발관에서 유동 방향으로 Fin의 밀도가 바뀔 경우 밀도가 증가하는 지점에서 열전달계수가 증가하는 경향을 보인다.

(4) 수관식 열회수 보일러의 경우 국소적인 열유속 변화가 큰 상류 증발관을 중심으로 급수량이 증발량보다 많은 결과를 관찰하였고 향상된 기수분리 기술이 필요할 것으로 보인다.

## 후 기

본 연구는 지식자원부의 에너지·자원기술개발 사업에 의해 지원되었으며 이에 감사드립니다.

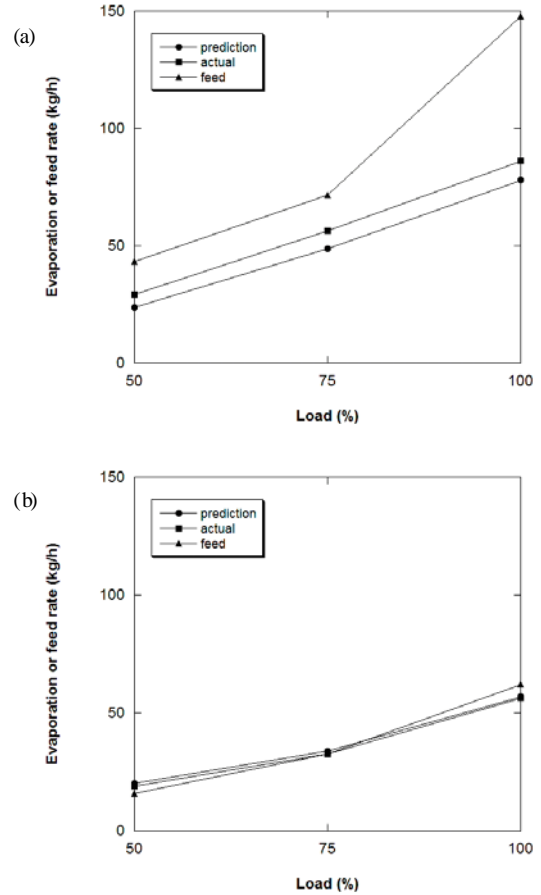


Fig. 10 Evaporation rate; (a) at finned tube 1; (b) at finned tube 2

## 참고문헌

1. Dresser Inc., 2006, Waukesha APG Series Gas Engine Catalog 1390-1530 BHP.
2. Taibong Industries Inc., Plate Heat Exchanger Catalog.
3. Kumar, H., 1984, The plate heat exchanger; construction and design, 1st U.K. Nat'l Conf. Heat Transfer, Paper No. 86.
4. Ahn, J., Kim, J. J. and Kang, S. B., 2007, Heat transfer module for Multi-burner water tube boiler: 0.5 t/h class model simulation; Proc. SAREK Winter Annual Meeting.
5. Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd Ed., John Wiley & Sons.