

향온시설물에 대한 현열 및 잠열 에너지 회수시스템의 성능해석

박 병 규[†], 김 무 근^{*}, 김 근 오^{**}

[†] 한국기계연구원 열유체환경연구부, ^{*}인제대학교 기계자동차공학부, ^{**}인제대학교 기계공학과 대학원

Performance Analysis of Sensible and Latent Energy Recovery System for Thermally Controlled Facilities

Byung Kyu Park[†], Moo Geun Kim^{*}, Geun Oh Kim^{**}

[†]Department of Thermal, Fluid & Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

^{*}School of Mechanical & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering Graduate School, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

(Received August 21, 2000; revision received October 6, 2000)

ABSTRACT: A sizing of sensible and latent energy recovery system with condensing heat exchanger is important to the design of a thermally controlled facilities. The transient system simulation program TRNSYS 14.2/IISiBat has been used to evaluate the energy consumptions of a thermally controlled facilities which consist of boiler, chiller and condensing heat exchanger. The boiler and chiller are selected based on the annual peak loads and controlled to maintain the setting temperature of 14~17°C. Simulation shows that the amount of sensible and latent energy recovered by heat exchanger is almost 20% of total heating load.

Key words: Sensible and latent energy recovery system(현열 및 잠열 에너지 회수시스템), Energy performance simulation(에너지 성능모사), Thermally controlled facilities(향온시설물), TRNSYS program(Transient System Simulation 프로그램)

기 호 설 명

A_b : 보일러 전열면적 [m²]
 C_p : 비열 [kJ/kg°C]
 CAP : 열용량 [kJ/°C]
 h : 대류열전달계수 [W/m²°C]
 k : 열전도계수 [W/m°C]
 LHV : 저위 발열량 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량률 [kg/hr]
 \dot{Q} : 냉난방부하 에너지 [kJ/hr]

T : 온도 [°C]
 U : 총괄열전달계수 [W/m²°C]
 w : 질량률 [kg/hr]

그리스 문자

ϵ_f : 화염 방사율
 σ : Steffan-Boetzmman 상수
 ω : 습도비

하첨자

a : 공기
 b : 건물

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

- e* : 배기가스
- f* : 연료
- g* : 가스
- i* : 입구
- o* : 출구
- w* : 물

1. 서 론

화석연료를 사용하고 있는 에너지 소비 산업분야에서 배출되는 가스에는 황산화물과 질산화물이 함유되어 있어서 폐열 회수장치를 이용하여 많은 에너지를 회수할 경우 배기가스에 포함된 수증기가 노점 이하로 떨어져서 저온부식을 일으킨다. 따라서 대부분의 경우 배기가스 온도를 130℃ 이상으로 유지하는 현열 회수에 그치고 있는 실정이다. 그러나 최근에 티타늄 등의 내식성 소재의 개발과 코팅기술의 발달에 힘입어 배기가스의 온도를 50℃ 정도로 낮추어 현열뿐만 아니라 잠열 폐열도 회수할 수 있는 용축형 열교환기 기술이 개발되어 에너지 이용효율을 획기적으로 높이고 있다. 또한 이 내식성 열교환기를 사용하는 경우 배기가스에 포함되어 대기로 방출되는 입자상의 물질도 제거할 수 있어 환경문제 해결에도 도움이 되고 있다.

본 연구에서는 98년 1월~98년 12월 사이의 인천지역 기상자료를 이용하여 난방연료 및 열교환기 크기에 따라 특정한 형태의 항온시설물(Thermally Controlled Facilities)의 열적 동특성을 파악하고 또한 잠열을 포함한 폐열회수 열교환기의 에너지 회수 성능을 평가하고자 한다.

2. 에너지 회수시스템

Fig. 1은 현열 및 잠열 에너지 회수시스템의 구성 개략도를 나타내고 있다. 이 시스템은 냉난방부하를 제공하는 항온시설물과 이 부하를 감당하기 위한 장치로서 보일러 및 냉방기와 폐열회수 열교환기, 분배기, 펌프 등으로 구성되어 있다. 또한 시스템을 연중 설정조건으로 유지하기 위하여 보일러, 냉방기 및 펌프를 제어하는 장치로 구성되어 있다. 수치 시뮬레이션을 수행할 때 사용되는 데이터 입력기와 데이터를 수집하는 출

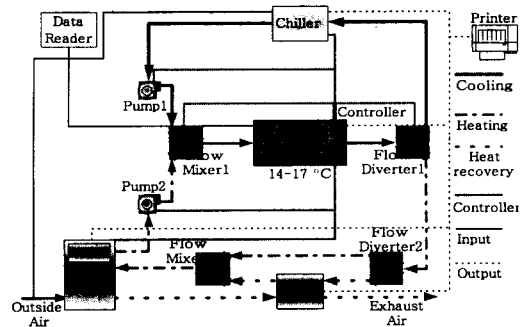


Fig. 1 Schematic diagram of sensible and latent heat recovery system.

력기가 시스템에 부가적으로 설치되어 있다.

2.1 냉난방부하 모델

2.1.1 냉난방공간의 구조

해석대상인 항온시설물은 어류양식장으로서 Fig. 2와 같이 크기가 24×61×3m인 단순 가건물 내에 하나의 크기가 5×10×1.5m인 수조가 1열에 10개씩 2열로 20개가 배열되어 있다.

항온으로 유지되는 수조와 수조가 설치되어 있는 단순모델 가건물의 냉난방부하를 계산하기 위하여 TRNSYS 14.2 버전(version)의 TYPE-12를 사용하였다.⁽¹⁾ TYPE-12는 단일영역 건물에 대한

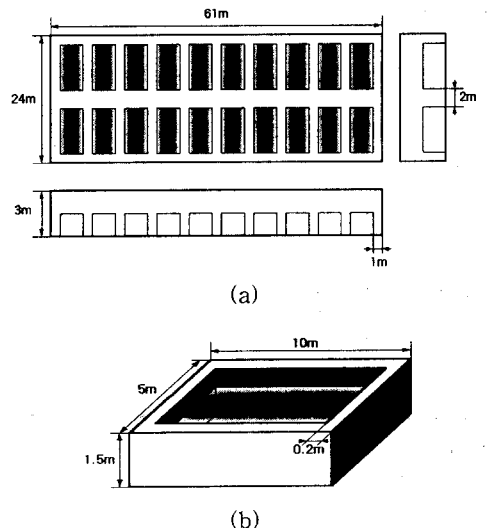


Fig. 2 Dimensions of the TCF model.

하여 건물의 냉난방부하를 포함한 에너지 흐름을 간이 해석모듈로서, 건물을 일괄시스템으로 간주 계산할 수 있는 모듈이다.

본 시스템의 냉난방부하를 계산하기 위하여 TYPE-12 모듈을 2개 사용하여 모델 가건물의 냉난방부하와 수조의 냉난방부하를 각각 계산하고 수조의 열손실을 모델 가건물의 에너지 획득으로 간주하였다.

Fig. 2(b)와 같은 크기를 갖는 건물내의 수조는 일정한 온도로 유지되도록 제어되며 본 연구에서는 동절기에 14℃, 하절기에 17℃로 설정하였다.

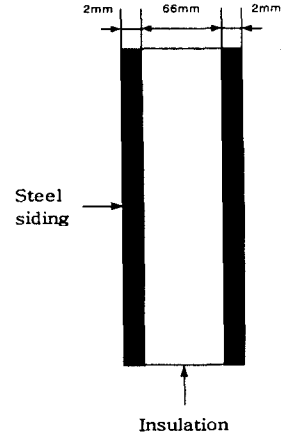


Fig. 3 Structure and dimension of the wall.

2.1.2 총괄열전달계수

모델 가건물의 벽체는 Fig. 3과 같이 두께 70 mm인 샌드위치 판넬로 되어 있으며 두께 2 mm 강판 사이에 두께 66 mm 단열재로 구성되어 있다고 가정하였다. 또한 실내외의 열전달계수는 각각 $h_i = h_o = 16.95 \text{ W/m}^2\text{℃}$ 로 동일하다고 가정하여 벽체의 총괄열전달계수값을 식(1)에 의하여 구하였다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{R_i + R_s + R_o} \quad (1)$$

수조의 벽체는 두께 200 mm인 중량 콘크리트 ($k=1.731 \text{ W/m℃}$)로 되어져 있다고 가정하였으며 벽체와 자유수면 및 바닥을 통한 총괄열전달 계수도 동일한 방법으로 계산하였다.

2.1.3 열용량

항온시설물의 시간에 따른 열적 동특성은 식 (2)에 따라 변화하며 시설물의 열용량은 다음과

Table 1 Thermal capacitance and overall heat transfer coefficient of TCF

		Thermal capacitance (CAP) kJ/℃		Overall heat transfer coefficient (UA) W/℃
Housing	Panel	61,764	66,965	57,358
	Air	5,200		
Water bath	Wall	167,600	4,067,960	110,800
	Water	35,798		

같이 구하였다. 우선 가건물의 열용량은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 건물벽체인 샌드위치 판넬의 열용량(CAP_b)과 내부 공기의 열용량(CAP_a)의 합으로 구하였으며 수조의 열용량은 수조내 물의 열용량(CAP_w)과 수조 벽체인 콘크리트 열용량(CAP_c)의 합으로 구하였다. 각각의 열용량과 총괄열전달계수 값은 Table 1에 나타나 있다.

$$CAP \frac{dT_{TCF}}{dt} = UA(T_{amb} - T_w) - \dot{Q} \quad (2a)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{h,i} - T_{h,o})_{heating} \quad (2b)$$

2.1.4 보충수 공급에 의한 부하

수조내의 물은 양식어류의 배설물로 오염되므로 신선도를 유지하기 위해서 전체수량의 일정비율을 신선한 물로 보충하도록 하였다. 본 연구에서는 하루 동안 전체의 양이 교체되도록 보충수의 질량유량을 결정하였다. 새로 공급되는 동절기의 물의 온도는 5℃로 가정하여 이 보충수에 의한 난방부하도 수조내 물의 설정온도차로 결정하였다.

2.2 에너지 회수 열교환기 모델

2.2.1 에너지 회수 열교환기의 구조

본 시스템에서 채택한 열교환기는 현열 및 잠열회수가 가능한 형태로서 TRNSYS 14.2 버전의 TYPE-52 모듈을 변형하여 열교환기 패스수를

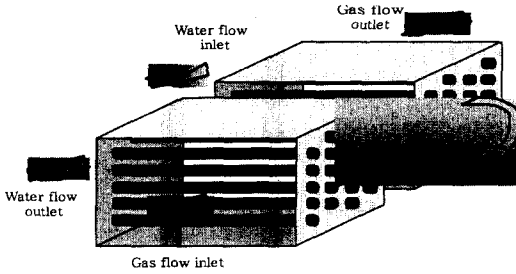


Fig. 4 Condensing heat exchanger configuration.

변수로 사용할 수 있도록 수정하였다.

Fig. 4는 공기가 통과하는 열교환기의 전면과 두 패스의 측면을 보여주고 있다. 그림에 나타난 것처럼 하나의 패스는 5개의 관이 4열로 엇갈림 배열을 하고 있으며 배기가스와 온수 사이의 열교환은 직교유동형태로 이루어지고 있다. 패스를 늘릴 경우에 한 패스를 통과한 온수가 다음 패스를 통과하도록 하였다. 폐열회수 열교환기의 매개변수에 관한 값이 Table 2에 나타나 있다.

열교환기를 지나면서 온도가 하강하여 입구측 공기상태의 이슬점에 도달하면 관 표면에서 물이 응축하게 되는데 이와 같은 관의 위치를 결정하여 건조상태의 관과 응축이 일어나는 관의 표면적의 비를 구하여 에너지 평형에 의해 식(3)과 같이 현열 및 잠열을 계산하게 된다.

$$\dot{Q} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (3a)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a (\omega_{a,i} - \omega_{a,o}) h_{fg} \quad (3b)$$

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{Q} - \dot{Q}_{lat} \quad (3c)$$

2.2.2 배기가스와 물의 질량유량을

열교환기에서 원관내를 흐르는 유체속도는 일반적으로 $u_w=0.2\sim 2\text{ m/s}$ 이며 배기가스의 전형적인 속도범위는 $1\sim 10\text{ m/s}$ 이다.⁽²⁾ 최대 난방부하에 따라 보일러의 용량을 결정한 후 화학평형식에 의하여 보일러의 최대 공급열량에 따른 공급공기의 양을 결정하게 되며, 과잉공기비에 따라 공급공기량과 배기가스량이 결정된다. 다음에 온수유량을 결정하기 위하여 열교환기 출구 배기가스 온도를 $50\sim 60^\circ\text{C}$ 범위에 맞추도록 시행착오에 의하여 결정하게 된다. 따라서 각 유체의 질량유량률로부터 평균밀도와 단면적을 이용하여 배기

Table 2 The parameters of heat exchanger component configuration

Parameter	Value
Number of pass	1~20
Number of tubes	5
Duct height	0.16 m
Duct width	0.32 m
Outside tube diameter	0.019 m
Inside tube diameter	0.018 m
Tube thermal conductivity (Titanium)	79 kJ/(hr·m·°C)
Tube spacing	0.05 m

가스와 온수의 평균유속을 구한다.

본 연구에서는 온수의 유속은 1.3 m/s 로 설정하였으며 배기가스의 유속은 5.8 m/s 로 설정하였다. 또한 온수의 유속을 변수로 하여 일반적인 유속범위인 $u_w=0.2\sim 2\text{ m/s}$ 를 계산하여 보았다.

2.3 보일러 모델

현열 및 잠열회수 열교환기의 열적 성능을 해석하기 위하여 배기가스 중에 포함되어 있는 수증기량을 구하여야 하므로 연료의 연소과정에 대한 화학평형방정식이 필요하다. 기존의 TRNSYS 14.2 버전에는 이와 같은 해석이 가능한 적절한 모듈이 없으므로 연료와 과잉공기의 양에 따라 수증기량 및 배기가스의 온도를 계산할 수 있는 보일러 모델을 개발하여 모듈을 새로이 작성하였다.⁽³⁾ 보일러 모델에 관한 매개변수값은 Table 3에 나타나 있다.

Table 3 The parameters of combustion process

Parameter	Value
Carbon number	1
Hydrogen number	4
Maximum boiler heat rate	830,000 kJ/hr
Boiler area	15 m ²
Set point water temp	90°C
Air specific heat	1.09 kJ/kg °C
Excess air	100%
Efficiency of boiler	0.9
Water mass flow rate	6596 kg/hr
Air mass flow rate	568 kg/hr

보일러에서 연료를 연소시킨 연소가스에서 보일러 내부 물로의 열전달은 식(4)⁽³⁾와 같이 표현될 수 있다.

$$Q = A_b \epsilon_f \sigma (T_g^4 - T_w^4) = (w_f LHV - w_g C_p T_e) \quad (4)$$

보통의 경우 $\Delta T_{ge} = T_g - T_e \cong 150^\circ\text{C}$ 정도이므로 좌변에 윗식의 관계에 의한 연소가스온도(T_g)를 배기가스온도(T_e)의 식으로 나타내어 식(4)에 대입하고 배기가스의 온도를 임의로 결정하여 좌변과 우변이 같게 될 때까지 배기가스온도를 수정 반복계산하여 배기가스온도를 결정하게 된다.

보일러는 수조내 물의 설정온도에 따라 온-오프(on-off) 제어가 이루어지며 보일러의 용량은 수조내의 물로부터 가건물 실내기로의 열전달에 의한 난방부하와 가건물 실내기로부터 실외기로의 열전달에 의한 난방부하로 결정하였다.

본 연구에서는 난방연료로서 기체와 액체연료를 각각 사용하였으며, 기체연료로는 액화천연가스, 액체연료로는 디젤유를 채택하여, 각각 주성분이 CH_4 , $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$ 라고 가정하였다.

2.4 에너지 회수시스템의 제어 및 운영

항온시설물의 온도와 안정적이고, 효과적인 에너지 회수시스템의 열적성능을 유지하기 위해서는 시스템의 제어가 필요하다.

에너지 회수시스템의 수조내 물온도를 유지하기 위하여 난방부하를 감당하는 보일러의 용량과 냉방부하를 감당하는 냉방기의 용량을 결정하여야 한다. Fig. 5에서 보듯이 수조내의 물로부터 실내기로의 열전달량은 실내기에서 실외기로의 열전달량과 동일하다는 조건을 사용하여 식(5)와 같은 관계식으로 보일러 및 냉방기의 용량을 산정하였다.

$$Q = \frac{(UA)_s \cdot (UA)_{TCF}}{(UA)_s + (UA)_{TCF}} (T_w - T_{amb}) \quad (5)$$

- ▷ 보일러 난방설비 용량 : 830,000 [kJ/hr]
- ▷ 냉동기 냉방설비 용량 : 490,000 [kJ/hr]

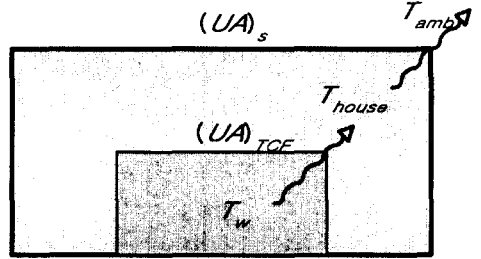


Fig. 5 Energy flow from heating space.

에너지 회수시스템의 열성능 향상에 따른 온도조건을 만족하기 위하여 필요한 보일러 및 냉방기의 냉난방 에너지 공급은 보일러, 냉방기 및 펌프의 on-off 제어 함수에 의하여 이루어진다. 이러한 보일러, 냉방기 및 펌프의 가동 제어조건은 수조내 물의 온도에 의존하므로 실질적으로 많이 적용할 수 있는 시설인 양어장의 온도조건을 바탕으로 다음과 같이 설정하였다.

- ▷ 보일러의 작동조건 : $T_w < 14^\circ\text{C}$
- ▷ 냉동기의 작동조건 : $T_w > 17^\circ\text{C}$
- ▷ 보일러 및 냉동기의 정지조건 : $14^\circ\text{C} \leq T_w \leq 17^\circ\text{C}$

3. 결과 및 고찰

3.1 연간 온도변화

Fig. 6은 98년도 인천 지역의 연중 외기 온도 변화 및 모델 가건물 내부의 실내기 온도와 제어된 수조의 온도 변화를 나타내고 있다. 그림에서

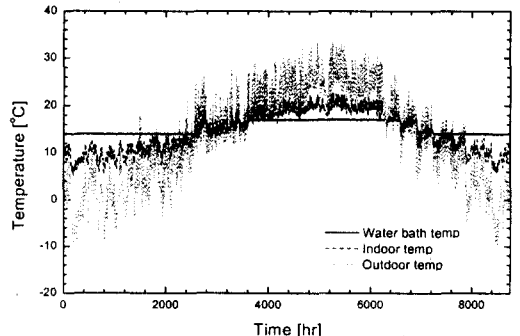


Fig. 6 Annual variations of water bath, indoor and outdoor temperature.

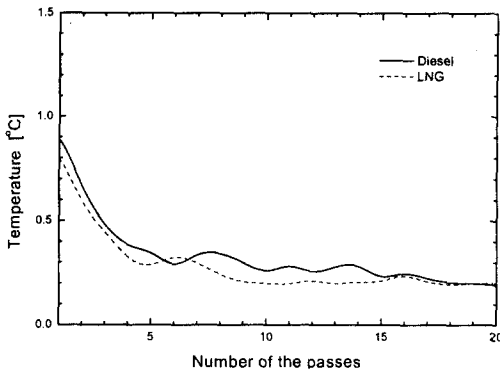


Fig. 7 Deviations from the setting temperature of water bath at the peak heating load.

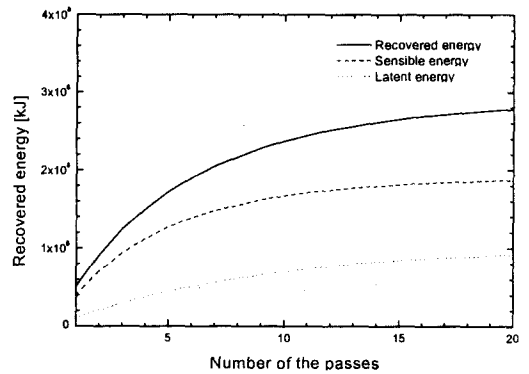


Fig. 9 Recovered total, sensible and latent heat for the number of HX pass.

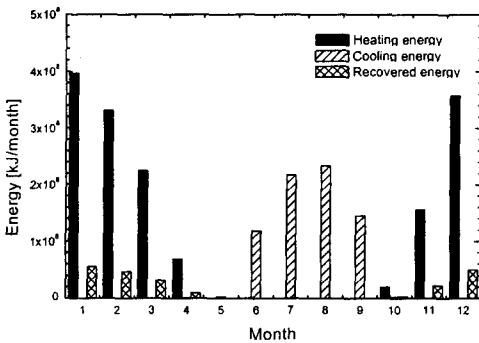


Fig. 8 Heating and cooling load of thermally controlled facilities and recovered energy by heat exchanger.

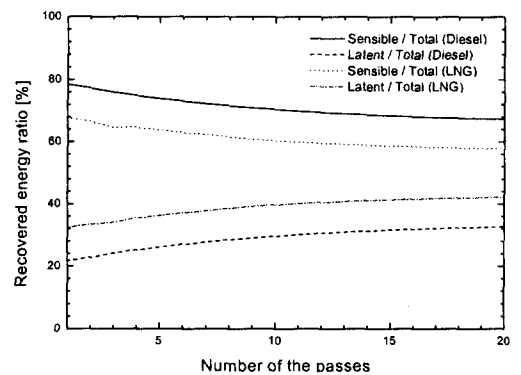


Fig. 10 The ratio of sensible or latent to total heat for the number of pass.

보통이 수조의 온도는 동절기에 14℃, 하절기에는 17℃로 잘 유지되고 있음을 알 수 있다.

최대 난방부하가 요구되는 경우에 수조의 온도는 설정된 온도를 만족시키지 못할 수 있다. Fig. 7은 열교환기 패스수에 따라 최대 난방부하시에 설정온도로부터 벗어난 정도를 나타낸다. 그림으로부터 8패스 이상의 열교환기가 설치된 경우에는 0.2℃내에서 제어됨을 알 수 있다.

3.2 월별 냉난방부하 및 회수열량

Fig. 8은 패스수가 8개이며 연료로서 디젤을 사용한 경우로서 항온시설물인 수조의 냉난방부하 및 현열 및 잠열 회수 열교환기에서 회수되는 에너지를 월별로 나타내고 있다.

난방부하와 냉방부하는 각각 1월과 8월에 가장

높게 나타났으며 10월중에는 난방에너지와 냉방에너지가 모두 이용되고 있음을 알 수 있다.

또한 난방부하 즉 난방에너지의 크기에 비례하여 폐열회수 열교환기로부터 회수되는 에너지도 증가함을 알 수 있다.

3.3 회수열량 및 배기가스온도 변화

Fig. 9는 동절기의 난방연료로서 디젤유를 사용한 경우에 폐열회수 열교환기의 패스수에 따른 난방기간 동안의 총회수에너지와 현열 및 잠열 에너지를 나타내고 있다. 열교환기의 패스수가 증가함에 따라 회수되는 총회수에너지도 증가하지만, 설비가 증가하는 반면 그 회수 증가율은 점차 감소하므로 적절한 패스수를 선정하여야 한다. 열교환기 패스수에 따른 현열과 잠열회수율

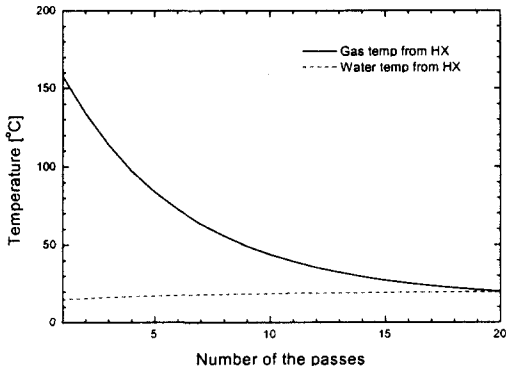


Fig. 11 Temperature variations of gas and hot water at HX outlet for number of HX pass.

을 비교하여 보면 Fig. 10과 같이 패스수가 증가함에 따라 잠열회수율이 상승하며 상대적으로 현열회수율은 감소함을 알 수 있다.

Fig. 11은 열교환기를 통과하여 배출되는 배기가스 출구온도와 열교환기를 통과한 온수 출구온도를 나타내고 있다. 배기가스 온도는 패스수 증가에 따라 처음에는 급격하게 감소하다가 감소율이 둔화되고 있다. 그러나 온수 출구온도의 상승률은 배기가스 온도의 감소율에 비해 상당히 작음을 알 수 있다. 그 이유는 배기가스에 비해 온수의 질량유량률과 비열이 상대적으로 크므로 패스수가 증가하더라도 온수온도는 크게 변화하지 않기 때문이다.

3.4 연료에 따른 공급열량과 회수열량

Fig. 12는 패스수에 따른 보일러 공급열량을 나타낸 것으로 패스수가 증가하면서 보일러의 공급열량은 전반적으로 감소한다. 또한 LNG가 디젤유를 사용한 경우보다 에너지 회수량이 많음을 알 수 있다. Fig. 13은 연료에 따라 현열 및 잠열 에너지 회수량을 비교한 그림으로 현열 회수량은 거의 동일하나 잠열 에너지 회수량은 기체연료인 LNG가 액체연료인 디젤유에 비하여 훨씬 많음을 알 수 있다. 이것은 동일한 열량을 얻기 위해 연료를 연소시킬 경우 LNG가 디젤유에 비하여 더 많은 수증기를 생성하기 때문이다. Fig. 14는 공급열량에 대한 회수열량의 비를 패스수에 따라 나타낸 것이며 LNG를 사용한 경우가 더 높게 나

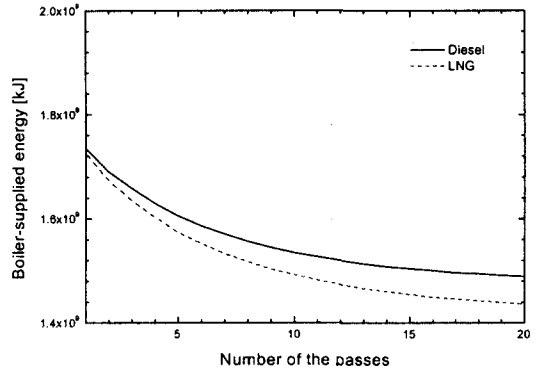


Fig. 12 Boiler-supplied energy for the number of HX pass.

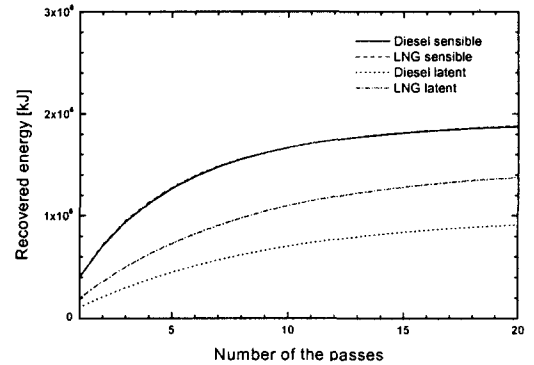


Fig. 13 Recovered sensible and latent heat for the number of HX pass.

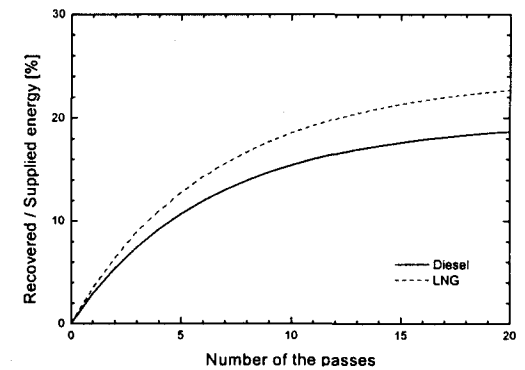


Fig. 14 The ratio of recovered energy to supplied energy for the number of pass.

타난다. 현열회수율은 같으나 잠열회수율의 차이에 의한 결과로서 잠열까지 회수할 수 있는 응축

형 열교환기를 사용할 경우에는 잠열회수량이 에너지 회수시스템의 성능을 좌우함을 알 수 있다.

3.5 온수유속에 따른 공급열량과 회수열량

Fig. 15는 패스수를 10개로 고정하고 연료로서 디젤유와 LNG를 사용했을 때의 온수유속에 따른 보일러 공급열량을 나타낸 것으로 0.4 m/s 이하에서 온수유속을 증가시켰을 경우 급격하게 공급열량이 감소하며 그 이후에는 공급열량의 완만한 감소를 보인다. 그 이유는 관내경이 0.018m 인 관내 유동에서 층류에서 난류로 천이되는 임계 Reynolds 수를 2300으로 하였을 때 온수유속은 0.128 m/s이며 난류가 완전 발달하는 Reynolds 수 4000일 때는 0.222 m/s이므로 층류에서 난류로 천이되는 과정 동안에 열전달의 상승으로 인한 것으로 여겨진다. 또한 약 0.8 m/s 이상의 온수유속에서는 충분히 발달한 난류강도 때문에 유속이

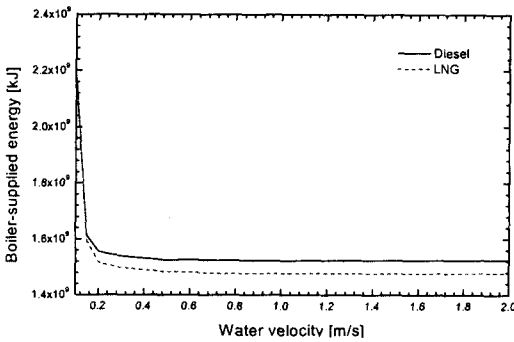


Fig. 15 Boiler-supplied energy for the water velocity.

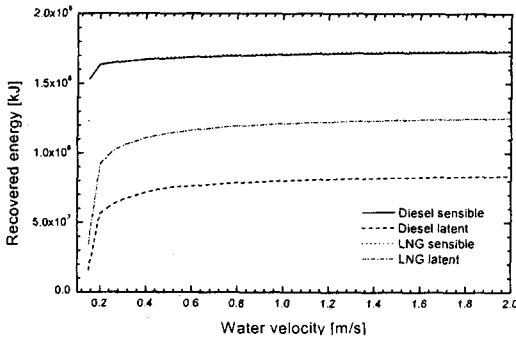


Fig. 16 Recovered total, sensible and latent heat for the water velocity.

증가해도 공급열량의 감소는 나타나지 않는다. 또한 공급열량은 디젤유를 사용했을 때 높으며 온수유속이 낮아 폐열회수량이 적은 부분에서는 LNG와 디젤유의 공급열량의 차이는 나타나지 않았다.

Fig. 16은 온수유속에 따른 현열 및 잠열 회수열량을 나타낸 것으로 최초 온수유속이 증가할 때는 현열회수열량과 잠열회수열량이 증가하며 증가율은 잠열회수열량이 더 크다. 그러나 일정 유속 이상이 되었을 때는 회수열량의 증가가 둔화되며 현열 및 잠열 회수열량이 일정하게 유지된다. 이는 폐열회수 열교환기에서 회수 가능한 열을 회수하여 온수유속의 증가 즉, 온수유량률이 증가하여도 더 이상 열을 회수할 수 없게 되기 때문이다. 또한 최초 온수유속이 증가할 때 현열회수열량의 증가보다 잠열회수열량의 증가가 크며 전체 회수열량의 증가는 잠열회수열량에 의존하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 결과로 시스템이 결정되면 그 시스템에 적합한 유속의 범위가 있으며 유속을 필요 이상으로 선정하였을 경우에는 온수의 유속을 유지하기 위한 동력이 더 필요하게 되므로 공급열량이 최저가 되는 최소의 유속을 선택하여야 한다. 본 연구에서는 온수유속을 1.3 m/s로 하여 적합한 유속범위에 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 열적 동특성 해석 프로그램인 TRNSYS 14.2 버전을 이용하여 특정 항온시설물에 대한 열에너지 해석을 수행하였다. 이 항온시설물은 난방부하에 사용되는 에너지를 획기적으로 절약하기 위하여 기존의 현열회수 열교환기와 달리 잠열회수가 가능한 폐열회수 열교환기를 설치하였으며, 설치된 열교환기 크기, 즉 패스수와 연료의 종류, 온수유속에 따라 항온시설물에 대한 난방에너지 공급량과 열교환기에 의한 회수 에너지를 계산하고 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 보일러 및 냉방기의 제어에 의하여 외기 온도의 변화에도 불구하고 항온시설물의 온도가 설정온도에서 잘 유지되었다.

(2) 열교환기 패스수의 증가에 따라 최대 난방부하시 설정온도로부터 항온시설물 온도의 변동