

열분석을 통한 열전용 보일러동 실내배관의 동파 가능성 예측

임병익, 정광섭*[†], 김영일*

서울과학기술대학교 주택대학원, *서울과학기술대학교 건축학부

Prediction of Possibility of Indoor Pipe Freezing in Heat Only Boiler Room through Thermal Analysis

Byoung Ik Lim, Kwang Seop Chung*[†], Young Il Kim*

Graduate School of Housing, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

*School of Architecture, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

Abstract

In a heat only boiler system of a steam power plant, outdoor air required for combustion is made to pass through indoor space for increasing the boiler efficiency. Due to heat generated by various equipments, temperature of the air that enters the boiler will increase resulting in combustion efficiency. If the outdoor air temperature is low, however, this will cause freezing and bursting of pipes which are filled with water. It is especially fatal to small diameter pipes and pipes connected to measuring instruments. The purpose of this study is find operation and outdoor conditions where this phenomena can happen and also establish preventive measures to avoid this problem.

Key words: Outdoor air(외기), Pipe(배관), Heat Only Boiler(HOB, 열전용 보일러), Freezing damage(동파), District heating(지역난방)

1. 서 론

열을 생산하는 지역난방설비동 내 열전용 보일러에 사용될 연소용 공기는 겨울철 영하의 공기를 실외에서 직접 흡입하지 않고 실내에서 실내공기와 함께 흡입하게 하여 연소용 공기로 사용토록 시스템이 구성되어져 있다. 이것은 겨울철

영하의 외기를 사용하지 않고 실내의 각종 발열장비 등으로 실내온도가 상승하는 실내공기를 외기공기와 함께 사용하여 보일러의 효율을 높이고자 하는 방법이다. 그러나 보일러의 효율을 높이려고 하는 이러한 방식으로 인하여 실내의 유틸리티 배관 및 각종 소구경으로 되어있는 계측기기 등이 저온의 외기공기로 동결될 수 있다. 본 연구에서는 동결 원인을 규명하기 위해 실내장비 발열량을 조사하고 분석하여 이론적인 실내 평균온도를 계산한다. 동파가 발생되고 있는 현장에 대해 여러 지점의 온도를 측정하고 현장 데이터를 수집하여 동파의 원인과 이에 대한 대책을 수립하는데 목적이 있다.

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-970-6561, Fax: +82-2-974-1480

E-mail: kschung@seoultech.ac.kr

접수일 : 2012년 8월 6일

심사일 : 2012년 8월 17일

채택일 : 2012년 8월 27일

2. 연구방법 및 범위

본 연구에서는 열전용 보일러에 사용될 연소용 공기를 실내공기로 이용시 실내온도의 상태를 연구 및 규명을 위해 장비 발열체를 조사하고 발열량을 계산하였다. 현장 검침 데이터와 실내 열손실량을 고려하여 실내온도를 분석하였다. 예측된 실내온도를 검증하기 위해 현장실측을 하여 비교, 분석하였다.

본 연구의 주요 내용은 다음과 같다.

- 1) 국내외 기존문헌을 참고한다.
- 2) 실내 발열장비를 조사, 분석한다.
- 3) 실내 열손실량을 계산하여 장비 발열량과 비교 분석한다.
- 4) 실내 온도를 추출하여 유틸리티 배관 등의 동결유무를 분석하고 이에 대한 대책을 제시한다.

3. 데이터 측정 방법 및 분석 개요

3.1 건물 개요

본 연구에서 제시하는 시설은 2000년대 중반에 준공된 수도권 경기지역에 설치된 열생산 시설이며, 건축은 PLC로 마감 처리된 구조이다. Fig. 1, 2에 나타내는 바와 같이, 실내에는 열전용 보일러실, 지역난방 펌프실, 수처리실 등으로 구성되어 있고, 열전용 보일러실의 층고는 20 m, 지역난방 펌프실의 층고는 10 m, 수처리실 등 기타 실의 층고는 5~6m이다.

한편, 외기온습도 설계조건은 국토해양부 고시기준을 따랐고 인근지역인 수원 지역을 적용하였다. 이에 대한 사항은 Table 1에 나타낸 바와 같다.

Table 1 Outside weather design conditions

Season	Dry bulb temp.(°C)	Wet bulb temp.(°C)	Relative humidity(%)
Winter	-12.4	-13.4	70

* Regulations of MLTM(Ministry of Land, Transport and Maritime Affairs)

3.2 발열장비 및 장비운전 모드 개요

3.2.1. 실내 발열 장비

열전용 보일러실과 지역난방 펌프실에 설치된 장비들 중 발열이 있는 장비가 있다. 그중 발열이 커 실내 온도에 영향을 끼치는 주요 장비는 Table 2에 나타낸 바와 같다.

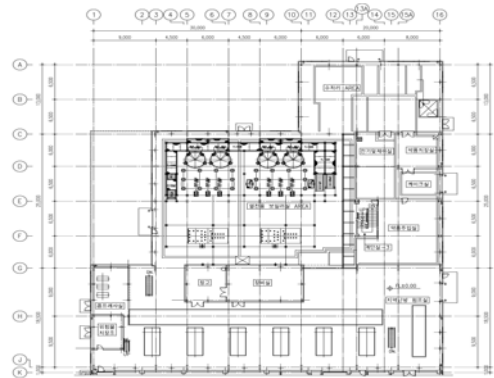


Fig. 1 Plan of district heating pump area

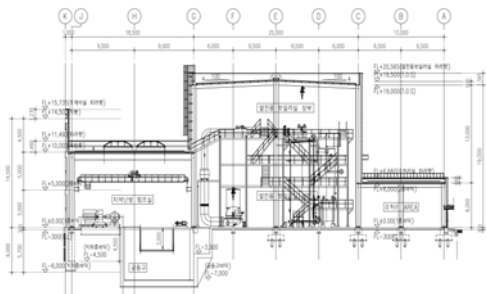


Fig. 2 Section of district heating pump area

Table 2 HOB equipments

Item	Number	Capacity	Remark
HOB radiation	2 set	68.8Gcal/hr	
DH return pump	2 set	2,100m ³ /hr×600kW	
DH heat storage tank pump	1 set	2,100m ³ /hr×600kW	
DH reserve pump	1 set	3,000m ³ /hr×860kW	spare
Coupling CW pump	3 set	80m ³ /hr×11kW	1spare
Air fan(F.D)	2 set	98,700m ³ /hr×340kW	

* DH pipe heat loss

* HOB radiation 0.32% of heat generated (subject to operation condition)

3.2.2. 운전모드

한국지역난방공사의 수도권지역 열원시설은 파주로부터 화성까지 이어지는 수도권 연계 열배관망이 구축되어 지역별 열이용 효율을 높이고 열공급의 안전성을 확보되도록 구성되어 있다. 이에 따라 열수용가의 열 사용량에 따라 Table 3에 나타난 바와 같이 각각 운전모드 별로 운전하도록 설정 되어있다.

Table 3 Operation mode

Case	Operation time	Equipment heat capacity	Pump operation	Capacity (kW)
1	Full year max. load normal operation (supply heat)	HOB 67Gcal/h	DH return pump accumulator pump	600x2 600
		Accumulator 66Gcal/h		
2	Full year max. load normal operation (no supply heat)	HOB 167Gcal/h	DH return pump DH supply pump Accumulator pump	600x2 860x2 600
		Accumulator 66Gcal/h		
3	Full year max. load (A zone emergency operation)	HOB 170.2Gcal/h	DH return pump DH supply pump Accumulator pump	600x2 860x2 600
		Accumulator 66Gcal/h		
4	Full year max. load (B zone emergency operation)	HOB 133Gcal/h	DH return pump	600x2
5	Full year max. load (C zone emergency operation)	HOB 126.5Gcal/h	DH return pump DH supply pump Accumulator pump	600x2 860x2 600
		Accumulator 66Gcal/h		
6	High load operation (Load rate 70~90%)	HOB 0~60Gcal/h	DH return pump Accumulator pump	600x2 600
		Accumulator 55.3~66Gcal/h		
7	Middle load operation (Load rate 40~60%)	HOB 0Gcal/h	Accumulator pump	600
		Accumulator 0~30Gcal/h		

본 연구에서는 운전모드 Case 중 가장 많은 열을 사용하는 겨울철 시기인 Case 3 포화년도 최대부하(A지사 비상)를 선택하여 예상운전 모드를 적용하여 발열량 및 손실량을 분석하였다. 또한

현지 운영요원들에 의해 작성된 장비운전 데이터를 접수받아 실제 운전상태도 비교, 검토하였고, 현장에 방문하여 직접 온도를 검침하여 운전사항을 조사하였다. 포화년도 최대부하시의 예상 발열장비는 Table 4에 나타난 바와 같고, 실제 운전데이터에 의한 발열장비는 Table 5와 같다. 이것은 외기온도 및 수용가의 열수요량에 따라 현장에서 운영자가 직접 제어하면서 데이터를 구축한 것으로 선정 적용하였다.

3.3 장비 발열량 및 손실량 산정식

3.3.1. 장비 발열량 산정식

보일러 운전시에 자체적으로 방열을 하는데 이에 대한 보일러 방열량은 보일러관계 업체의 데이터에 의해 발생량의 0.32%로 산정하였다.

Table 4 Indoor heating equipment

Item	Number	Capacity	Remark
HOB Radiation	2set	68.8Gcal/hr	
DH Return Pump	2set	2,100m ³ /hrx600kW	
DH Heat Storage Tank Pump	1set	2,100m ³ /hrx600kW	
DH Reserve Pump	1set	3,000m ³ /hrx860kW	spare
Coupling C.W Pump	3set	80m ³ /hrx11kW	1spare
Air Fan(F.D)	2set	89,923m ³ /hrx340kW	
DH Pipe Heat Loss			

Table 5 Actual data of indoor heating equip.

Item	Number	Capacity	Remark
HOB radiation	2set	55, 50 Gcal/hr	
DH return pump	1set	2,100m ³ /hrx600kW	
Coupling C.W pump	3set	80m ³ /hrx11kW	1spare
Air Fan(F.D)	2set	89,923m ³ /hrx340kW	

DH pipe heat loss

보일러 운전시 각각의 펌프나 송풍기의 전동기에서 열이 발생하는데 부하율과 1시간당 사용률

은 100%로 계산하며 전동기의 효율은 펌프업체 데이터에 의해 94.5%로 선정하였으며 발열 계산식은 아래와 같다.

$$Q_m = \frac{M f_r u (1 - \eta)}{\eta} \quad (1)$$

- Q_m : 전동기 발열량 (kcal/h)
- M : 전동기의 용량 (kW)
- f_r : 부하율 (%)
- u : 1시간당 사용률 (%)
- η : 전동기의 효율 (%)

3.3.2. 지역난방수 배관내 발열량 산정식

지역 난방수 배관의 유체의 온도가 95~120℃ 이고, 이 배관내의 유체가 배관외부로 열을 방출하게 되는데 이에 대한 계산식은 아래와 같다.

가. 방열량 계산식

$$q_p = \frac{2 \pi (t_1 - t_2)}{R} \quad (2)$$

나. 전열저항

$$R = \frac{1}{h_i r_0} + \frac{1}{h_o r_{n+1}} + \frac{1}{\lambda_o} \ln \frac{r_1}{r_0} + \dots + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{r_{n+1}}{r_n} \quad (3)$$

$$h_i = \alpha_1 + \frac{1}{R_{f,1}}, \quad h_o = h_{oc} + h_{or}$$

다. 보온재의 표면온도

$$t'_2 = \frac{q}{2 \pi r_{n+1} h_o} + t_2 \quad (4)$$

- q_p : 배관 단위 길이당 방열량 (W/m)
- R : 전열저항 ($m \cdot ^\circ C / W$)
- $\lambda_o, \lambda_1, \dots, \lambda_n$: 열전도도 ($W / m \cdot ^\circ C$)
- h_i : 내부열전달계수 ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_o : 외부열전달계수 ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)
- α_{19} : 내부대류열전달계수 ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)
- R_f : 내부유체의 오염계수 ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)
- h_{oc} : 외부대류열전달계수 ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)
- h_{or} : 외부방사열전달계수 ($W / m^2 \cdot ^\circ C$)
- t'_2 : 보온재 표면온도 ($^\circ C$)

- r_1, \dots, r_n : 반지름 (m)
- t_1 : 배관내 유체 온도 ($^\circ C$)
- t_2 : 외부 온도 ($^\circ C$)

3.3.3. 실내 외벽체 및 지붕에서 손실되는 열량 산정

$$Q_w = k A (t_i - t_o) \quad (5)$$

- Q_w : 전달열량 (W)
- k : 열전도도 ($W / m \cdot ^\circ C$)
- A : 면적 (m^2)
- t_i : 실내온도 ($^\circ C$)
- t_o : 실외온도 ($^\circ C$)

3.3.4. 연소용 공기에 의한 열손실량 산정식

연소용 공기는 송풍기로 실내공기를 이용하는 데 이때 외기공기가 실내로 유입되면서 저온의 외기공기에 의해 열손실이 발생 되며 관계식은 아래와 같다.

$$Q_v = \frac{q_s}{C_p \rho (t_i - t_o)} \quad (6)$$

- Q_v : 풍량 (m^3 / s)
- q_s : 실내 열손실량 (W)
- C_p : 정압비열 ($KJ / kg \cdot ^\circ C$)
- ρ : 비중량 (kg / m^3)

4. 실내 발열량 및 손실량 분석

4.1 예상 운전모드에 의한 발열량 계산

4.1.1. 펌프의 전동기 발열량 계산

펌프의 전동기 발열량 계산시 지역난방 회수펌프, 지역난방 축열조 펌프, 지역난방 예비펌프를 적용하며 유체커플링 냉각수펌프는 발열량이 작으므로 적용에서 제외하였다.

펌프의 전동기는 지역난방 회수펌프 2 세트와 지역난방 축열조 펌프 1 세트, 지역난방 예비펌프 1 세트를 계산하였다. 이때 f_r (부하율)은 100%로 계산하며 u (1시간당 사용률)는 100%로 계산하며 효율은 94.5%이다. 이에 따라 펌프 전동기의 발열량은 154,814 W가 된다.

4.1.2. 가압송풍기(FD FAN) 전동기의 발열량 계산

가압송풍기(FD FAN) 전동기의 발열량은 340 kW용량에 2대 운전하는 것으로 계산하였고 이때 f_r (부하율)을 100%로 계산하며 u (1시간당 사용률)도 100%로 계산하고 효율은 94.5%로 적용 하였다. 따라서 전동기의 발열량은 39,542 W로 산출되었다.

4.1.3. 보일러 자체 방열량 계산

보일러는 100% 운전하는 것으로 계산하고, 표면방열량은 0.32%로 산정하였다. 따라서 보일러의 표면방열량은 512,092 W값을 얻었다.

4.1.4. 지역난방수 배관에서의 방열량 계산

지역난방수 배관에 관련된 자료를 접수받아 배관내 방열량을 계산하면 Table 6과 같이 방열량 273,523 W의 결과를 얻었다. 이때 방열량 계산은 관내온도 115℃, 외기온도 -12.4℃로 기준으로 하였고, 보온 두께기준은 50 mm이며, 보온재는 규산칼슘 보온통 기준으로 하였다.

Table 6 Heat transfer of DH pipes

No.	d (A)	Insul. thickness (mm)	t_o (℃)	Pipe length (m)	Q (kcal/h)
1	750	50	-12.4	271.5	83,443
2	700	50	-12.4	7.3	2,095
3	650	50	-12.4	115.8	31,034
4	600	50	-12.4	49.8	12,400
5	550	50	-12.4	92.8	21,344
6	500	50	-12.4	27.5	5,803
7	450	50	-12.4	28.1	5,395
8	400	50	-12.4	26.4	4,541
9	350	50	-12.4	29.5	4,514
10	300	50	-12.4	7.1	1,001
11	250	50	-12.4	20.3	2,477
12	200	50	-12.4	164.8	16,810
13	150	50	-12.4	86.7	7,109
14	100	50	-12.4	116.6	7,113
15	80	50	-12.4	42.4	2,162
16	50	50	-12.4	244.1	9,764
17	25	50	-12.4	500.7	14,020
18	20	50	-12.4	125.1	3,128
19	15	50	-12.4	46.9	1,079
Total					235,230

4.1.5. 예상 운전모드에 의한 총발열량

이에 따라 예상 운전모드에 의한 총발열량은 펌프전동기의 발열량 154,814 W + 가압송풍기 전동기의 발열량 39,542 W + 보일러 자체 방열량 512,092 W + 지역난방수 배관 내에서의 방열량 273,523 W = 979,914 W로 나타났다.

4.1.6. 실내 외벽체 및 지붕에서 손실열량 계산

실내 열손실 부하는 실내온도를 국토부 기준에 따라 TAC 2.5%를 감안하여 -12.4℃로 기준하였다. 이때 실내온도를 0℃ 기준으로 계산하였다. 실내 벽체 열손실량은 68,147 W이다.

4.1.7. 연소용 공기에 의한 손실열량 계산

연소용 공기에 의한 열손실 부하는 송풍기 풍량 89,923CMH로 2대를 운전하여 실내공기 흡입 시 발생하는 외기공기 유입에 따른 열손실량으로서 실내온도 기준을 0℃ 기준으로 하였고 연소용 공기에 의한 열손실량은 746,821 W 이다.

4.1.8. 총열손실량

벽체손실열량 68,147 W + 연소용공기에 의한 열손실량 746,821 W = 814,968 W 이다.

4.1.9. 예상 운전모드에 의한 실내온도 분석

실외온도가 -12.4℃이하로 내려가지 않는다는 가정하에 분석하면 실내온도를 0℃로 유지 할 경우 열량이 164,946 W가 남는다, 따라서 실내온도는 0℃ 이상에서 유지되므로 평균온도가 영상의 온도가 된다는 결론을 얻었다.

4.2 실제 운전 데이터에 의한 발열량 계산

4.2.1. 펌프의 전동기 발열량 계산

실제 운전 데이터에 의한 장비의 발열량은 시간대별로 계산하였으며 그 결과는 Fig. 3과 같다. 펌프운전 시 부하량에 따라 속도로 제어를 하므로 상사법칙을 적용하여 모터발열량을 산정하였다. 100% 운전시 회전속도가 1,156 rpm으로 기준하고 동력은 600 kW로 기준하여 동력을 산정하였고 발열량 계산시 운전비율도 적용하여 산출하였다. 지역난방 회수펌프는 1대가 운전 상태이며

시간대별 가장 크게 나타난 발열은 아래 표에 나타난 바와 같이 오전5~6시 와 9~10시에 가장 크게 나타난 열량이 20,348 W이다. 발열이 크게 나타나는 시간대는 1시부터 시작해서 오전 10시까지 나타나고 이후로는 발열량이 점점 줄어드는 현상이다.

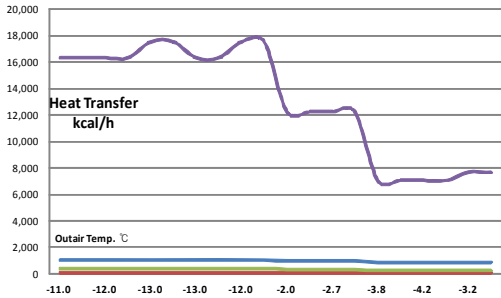


Fig. 3 Heat generation of DH pump

4.2.2. 가압송풍기(FD Fan) 전동기의 발열량 계산

가압송풍기(FD Fan) 전동기 발열량은 340 kW 용량에 2대를 운전하며, 가압송풍기를 부하량에 따라 토출댐퍼제어로 송풍량을 조절하므로 송풍량은 변화가 있지만, 동력변화는 없다. 이에 따라서 발열량을 계산하여 선정하였고 발열량은 8시~9시에 가장 큰 수치로 나온 30,709 W로 선정하였다.

가압송풍기-1 운전의 경우 13시에서 15시까지 보일러가 가동중지 되어 송풍기를 정지되므로 발열량은 제외시키고 가압송풍기-2 운전의 경우는 12시 이후 보일러가 가동중지 되어 송풍기를 정지되므로 발열량은 계산에서 제외하는 것으로 하였다 (Fig. 4).

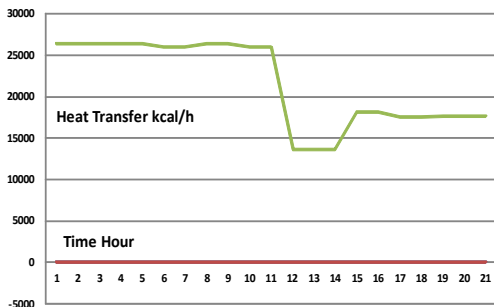


Fig. 4 FD fan motor heat transfer

4.2.3. 보일러 자체 방열량 계산

보일러 자체 방열량은 방열량을 Gcal/h당 운전 비율에 따라 방열량을 구분하여 선정하여 계산하였고, 시간대별 보일러 자체 방열량을 계산하였다. 여기에서 새벽 1시간대 이후로 방열량이 점점 크게 나타내고 그중에 오전 11시간대가 가장 방열량이 크므로 11시간대를 선정하여 계산한다 (Fig. 5). 이때 보일러의 열 생산량은 76Gcal/h 이며, 이에 따라서 방열량은 545,697 W로 계산되었다.

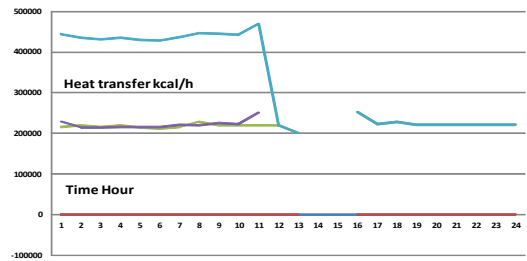


Fig. 5 Boiler heat transfer

4.2.4. 지역난방수 배관에서의 방열량 계산

지역난방수 배관 내에서의 방열량은 시간대별로 변화하는 외기온도에 따라 계산하였으나 외기온도에 따라 크게 변화는 없는 것으로 파악되었으며, 4시에서부터 8시 사이에 방열량이 가장 크게 나타나는 것으로 분석되었다 (Table 7).

따라서 총 배관열손실량은 외기온도가 가장 낮은 온도 -13.0°C인 274,845 W로 선정하여 적용한다.

Table 7 Heat transfer loss of DH pipes

Time	Out Air Temp. (°C)	Q (kcal/h)	Time	Out Air Temp. (°C)	Q (kcal/h)
1	-11.0	233,532	13	-4.0	221,743
2	-12.0	235,195	14	-3.0	219,890
3	-12.0	235,195	15	-2.0	222,681
4	-13.0	236,367	16	-2.0	222,681
5	-13.0	236,367	17	-2.7	222,681
6	-13.0	236,367	18	-3.9	221,627
7	-13.0	236,367	19	-3.8	221,627
8	-13.0	236,367	20	-4.9	223,295
9	-12.0	235,195	21	-4.2	222,308
10	-10.0	231,749	22	-3.5	220,485
11	-7.0	226,606	23	-3.2	220,285
12	-4.0	221,743	24	-3.2	220,285

4.2.5. 실제 운전 데이터에 의한 총발열량

펌프 전동기 발열량 20,348 W + 가압송풍기 전동기 발열량 30,709 W + 보일러 자체 방열량 545,697 W + 지역난방수 배관 내에서의 방열량 274,845 W = 871,600 W로 나타났다.

4.2.6. 실내 외벽체 및 지붕에서의 손실열량 계산

실내 외벽체 및 지붕에서 손실되는 부하는 시간대별로 실내온도 변화에 따라 열부하계산을 하였으며 결과를 분석하면 외기온도가 낮을수록 손실열량이 큰것으로 나타났으며, 이때 실내온도를 0℃ 기준으로 계산하였다 (Fig. 6).

따라서 총 실내벽체 열손실 부하량은 실내온도 0℃ 기준시 외기온도가 가장 낮은 온도 -13.0℃인 71,444 W로 나타났다.

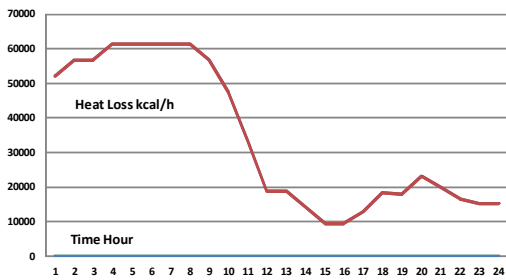


Fig. 6 Wall heat loss

4.2.7. 연소용 공기에 의한 열손실열량 계산

연소용 공기에 의한 열손실량 부하는 시간대별로 실내온도 변화에 따라 손실량을 계산 하였으며 결과를 분석하면 외벽체 및 지붕에서의 손실량처럼 외기온도가 낮을수록 손실열량이 큰 것으로 나타났으며, 이때 실내온도를 0℃ 기준으로 계산하였다 (Fig. 7).

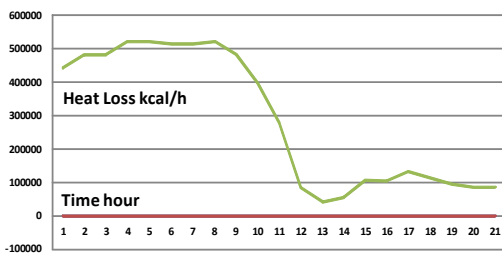


Fig. 7 Heat loss by outdoor air intake

따라서 총 연소용 공기에 의한 열손실량은 실내온도 0℃ 기준 시 외기온도가 가장 낮은 온도 -13.0℃인 607,546 W로 나왔다.

4.2.8. 총열손실량

벽체에 의한 열손실량과 연소용 공기량에 의한 열손실량을 합한 총 열손실량은 다음과 같다.

실내온도 0℃ 기준시 외벽체 손실량(71,444 W) + 연소용공기에 의한 손실량(607,546 W) = 678,990 W로 나타났다.

실제 운전데이터에 의한 열량을 분석하면 실내온도를 0℃로 유지하는 경우 실제 운전데이터에 의한 총발열량 (871,600 W) - 손실량(678,990 W) = 192,610 W

4.2.9. 실제 운전데이터에 의한 실내온도 분석

실외온도 -13.0℃ 기준으로 분석하면 실내온도를 0℃로 유지 할 경우 총발열량과 손실량의 차를 계산하면 192,610 W의 열량이 남는다, 이것은 실내 평균온도가 0℃ 이상에서 유지되는 것으로서 평균온도가 영상의 온도가 된다는 결론을 얻었다.

4.3 실내 총 발생열량 과 열손실량 분석

4.3.1. 예상 운전모드에 의한 발열량 및 손실 열량

예상 운전모드에 의한 발열량 및 손실열량을 계산하여 분석하면 Table 8에 나타난바 와같이 실내 평균온도가 영상의 온도로 유지되는 것으로 판단된다.

Table 8 Heat generation and loss for predicted operation mode

NO.	Heating equipment	Q(kcal/h)
1	DH pump motor	133,140
2	Fan motor	34,036
3	Boiler	440,320
4	DH pipes	235,230
5	Wall heat loss	-58,606
6	Outdoor air intake heat loss	-642,266
	Total	141,854

4.3.2. 실제 운전데이터에 의한 발열량 및 손실열량

실제 운전데이터에 의한 발열량 및 손실열량을 계산하여 분석하면 Table 9에 나타난바 와같이 실내 평균온도가 영상의 온도로 유지되는 것으로 결론을 얻었다.

Table 9 Actual heat generation and loss data

NO.	Heating equipment	Q(kcal/h)
1	DH pump motor heat transfer	17,499
2	Fan motor heat transfer	26,410
3	Boiler itself heat transfer	469,300
4	DH pipes heat transfer	236,367
5	Wall heat loss	-61,442
6	Outair intake heat loss	-522,490
	Total	165,644

4.3.3. 실내온도 분석

외기온도를 고정값으로 하여 발열량 및 손실열량을 계산하여 실내온도를 분석하였지만 실내온도가 0℃이하로 내려가지 않는다는 결론이 나왔다. 그럼에도 불구하고 실내배관이 동파하는 상황이 벌어졌으므로 이에 대해 실내온도를 명확하게 규명하기위해 현장을 방문하여 조사 및 실측을 하였다.

가. 운전장비

2012년 01월 12일 현장에서 실측하였다. 위치는 서울시 근교 수도권권인 경기도 용인지역으로 날씨는 맑고 외기온도는 -9℃였다. 장비운전사항은 Table 10에 표기한 바와 같다.

Table 10 Actual equipment list

Item	Amount	Capacity
H.O.B Radiation	2set	9Gcal/h, 57Gcal/h
DH Return Pump	1set	2,100m ³ /h×600kW
Air Fan(FD)	2set	85,909m ³ /h×340kW

나. 측정장비

현장사항은 유체가 정체되어있는 일부배관이 동파되어 있는 상태고 지상1층 보일러실내에 부압이 크게 형성되어 각각의 틈새로 공기가 유입되고 있었고 지하 Pit층에서도 기류가 형성되어 온도가 낮은 기류의 흐름을 느낄 수 있었다. 하지만 보다 자세한 자료를 위해 Fig. 8의 휴대용 온도계를 이용해 실측을 하였다.



Fig. 8 Thermometer

다. 측정위치

실내온도를 측정하기 위해 Fig. 9와 같이 위치 및 높이에 따라 6개 지점을 선정하였다. 측정 지점 6개 중 3개 지점은 연소공기 유입을 위한 루버댐퍼가 설치되어있는 장소이고, 2개 지점은 개구부가 있으며, 마지막 1개 지점은 설비 장비 출납을 위한 셔터문이 위치한 지점이다.

각 측정 지점 중 루버댐퍼가 위치한 높이 1.5m 지점의 평균 실내온도는 -2.0℃로 나타났다. 실내 발열량 및 손실열량 분석결과에 나타난바와 같이 기기의 발열량이 높아 실내 평균온도가 0℃ 이상인데도 불구하고, 루버댐퍼와 개구부가 위치한 지점의 평균 온도는 영하로 나타났다.

높이 6m 지점의 경우는 1.5m 지점보다 6.2℃ 상승한 4.2℃로 측정되었고, 15m 지점은 1.5m 지점보다 9.2℃가 높은 7.1℃로 측정되었다 (Fig. 10). Table 11에는 여러 지점의 높이에 따른 평균 온도를 나타내었다.

4.4 결과에 대한 분석

4.4.1. 예상 운전모드에 의한 실내온도 분석

실내의 발열량은 펌프 전동기에서 154,814 W, 가압송풍기의 전동기에서 39,542 W, 보일러 자체 방열량에서 512,092 W, 배관내의 방열량에서

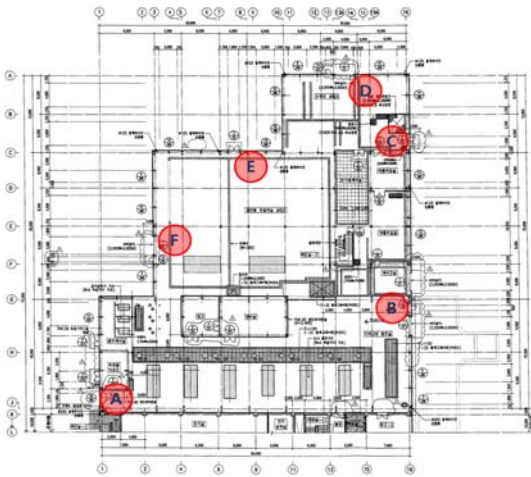


Fig. 9 The room temperature measurement locations HOB

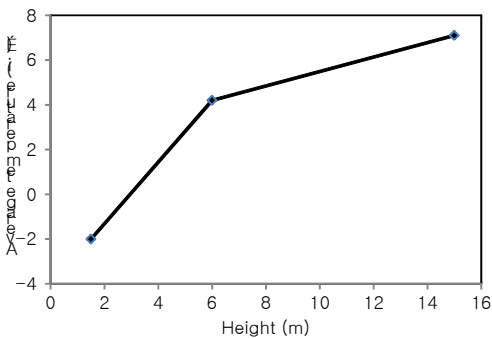


Fig. 10 Average temperature of HOB room with respect to height

Table 11 The average temperature in HOB room with respect to height

Measurement points	Measured temperature (°C)		
	Height 1.5 m	Height 6 m	Height 15 m
A	-5.0	3.3	6.5
B	-0.5	4.9	7.9
C	-1.5	4.2	7.2
D	-1.5	4.2	7.0
E	-2.5	3.8	6.8
F	-1.2	4.5	7.4
Average	-2.0	4.2	7.1

273,523 W로 나타났고, 이에 총발열량은 979,914 W 이다. 또한, 실내의 손실량은 실내벽체에서 68,147 W, 연소용 공기에서 746,821 W로 나타났고, 이에 총손실량은 814,968 W이다. 여기에서, 총발열량과 총손실량을 비교하면 실내에서의 총 열부하는 164,946 W이다. 따라서 발열량이 손실량보다 크기 때문에, 예상 운전모드에 의한 실내 온도는 0°C 이상인 것을 확인할 수 있었다.

4.4.2. 실제 운전데이터에 의한 실내온도 분석
실내의 발열량은 펌프 전동기에서 20,348 W, 가압송풍기의 전동기에서 30,709 W, 보일러 자체 방열량에서 545,697 W, 배관내의 방열량에서 274,845 W로 나타났고, 이에 총 발열량은 871,600 W 이다. 또한, 실내의 손실량은 실내벽체에서 71,444 W, 연소용 공기에서 607,546 W로 나타났고, 이에 총손실량은 678,990 W이다. 여기에서, 총발열량과 총손실량을 비교하면 실내에서의 총 열부하는 192,610 W이다. 따라서 발열량이 손실량 보다 크기 때문에, 예상 운전모드에 의한 실내 온도는 0°C 이상인 것을 확인할 수 있었다.

4.4.3. 현장 실측에 의한 실내온도 분석
실내의 각 측정 지점 중에 루버댐퍼가 위치한 높이 1.5m 지점의 평균 실내 온도는 -2.0°C로 나타났고, 높이 6m 지점의 경우는 1.5m 지점보다 6.2°C 상승한 4.2°C로 측정되었으며, 15m 지점은 1.5m 지점보다 9.2°C가 높은 7.1°C로 측정되었다.

4.4.4. 실내온도 분석에 대한 결론
예상 운전모드, 실제 운전데이터, 현장 실측에 의한 실내온도 분석에서 나타난 수치를 확인하면 보일러 운전 시 가동되는 장비에서 발생하는 자체 발열량이 외벽체 및 외기공기 도입 시 발생하는 손실량보다 크기 때문에 실내온도가 영상의 온도를 유지하는 것으로 확인 할 수 있다. 그렇지만 현장조사와 실측을 통해 나타난 실내온도 분포도를 분석하면 실내 중앙부분 및 상부에는 영상을 유지하고 있으나, 외벽의 루버댐퍼와 개구부가 위치한 지점의 평균 실내 온도는 -2.0°C로 나타났으며, 이 현상이 개구부 및 바닥의 유틸리티 배관을 동파시키는 것을 알 수 있었다.

이렇게 평균 실내 온도가 -2.0°C 로 나타난 원인은 실내의 큰 부압으로 인하여 창문이나 출입문, 셔터, 기타 개구부를 통하여 유입되는 외부공기 때문이며, 이렇게 유입되는 공기로 인해 유체가 정체된 배관이 동결되는 것을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 열전용 보일러의 연소용 공기 이용 시 실내의 온도 상태를 규명하기위해 실내 장비 발열체를 조사하여 발열량을 계산하고, 실내 열손실량을 계산하여 발열량과 열손실량을 비교하여 실내온도를 분석하였다.

또한 실제로 현장 검침사항을 시간대별 데이터를 접수받아 실제 실내온도 분포도를 분석하였고, 이를 검증하기 위해 현장을 방문 실측을 하여 실내온도를 분석하였고 이에 다음과 같은 결론을 얻었다.

실측을 통해 외벽체의 평균온도가 -2.0°C 인 경우로 볼 때, 외벽의 루버댐퍼와 개구부 위치에 있는 배관은 동결가능성이 매우 크므로 외벽체의 평균온도를 영상의 온도로 유지하기 위해 부분난방이 필요하다. 그리고 배관 근처에는 루버댐퍼를 설치하지 않아야 하며, 연소용 공기흡입구 가까운

곳에 루버댐퍼를 설치하여 외기공기로 인하여 배관에 영향을 미치는 것을 최소화 하도록 하는 것이 필요하다. 또한 연소용 공기 흡입구를 공기의 온도가 약 7.1°C 인 보일러실 최상부(높이 15m 지점)에 설치하게 되면, 하부에 설비되어있는 유틸리티 배관의 동파를 최소화 할 수 있고, 상온의 연소용 공기를 이용할 수 있으므로 보일러의 효율 또한 높일 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Chung, K. S. et al., 2007, HVAC Equipment, Seongandang.
2. Shin, C. U., 1989. Air Conditioning System, Kimundang.
3. Inoue, 1989. HVAC Pocket Book, Hanmi.
4. Park, D. S., 2011, A study on the heat loss of heating piping system in apartment housing, Master thesis, Seoul National University of Science and Technology.
5. ASHRAE, 1991, ASHRAE Handbook - Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.