

두 급탕 시스템의 비교에 의한 열적 효율 고찰

최창호/영산대학교 건축공학부 교수·공학박사

1. 서론

급탕 시스템은 급탕기(급탕 열원), 급탕·급수배관(공급 및 환수설비), 수전(말단기기)이 하나의 시스템으로서 기능하는 설비이기 때문에, 급탕설비의 효율적 에너지 이용을 고려하기 위해서는, 급탕설비 전체를 시스템으로서 파악해 줄 필요가 있다. 급탕기 자체에 관해서는, 국내외의 각 급탕기 메이커별로 급속히 고효율화가 진행되고 있다¹⁾. 이에 반하여 급탕배관 시스템(급탕배관과 수전을 포함)에 관한 열적 효율평가 기준과 자료가 부족하기 때문에, 급탕 시스템 전체의 효율을 평가할 때마다 문제가 되어왔다. 따라서 본 연구에서는, 개별 중앙식 급탕 시스템에 관한 시험방법을 확립하고, 그에 따른 시험체를 제작하여 급탕 실험을 실시하였다. 실험은 급탕배관 시스템의 열효율 평가법의 제안을 위한 수치계산용 데이터의 수집을 목적으로 한다.

2. 급탕 시스템의 실험장치

본 장에서는 실험 조건, 장치의 구성, 제작 및 제어방법에 관해서 설명한다.

2.1 실험장치 등

본 실험장치는 주택용의 급탕 시스템과 급탕 사용모드를 완전히 재현할 수 있는 실험이 될 수 있도록 고안하였다. 그 때문에 장치는

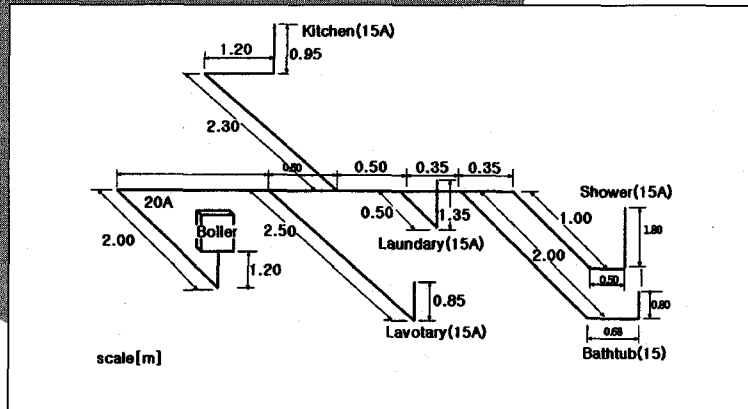
급탕기, 배관, 급탕수전, 급수 온도 제어장치, 장치제어 및 데이터 수집부와 같이 본 실험에 적합한 기능을 중심으로 이루어졌다.

각 장치의 사양 및 구성을 이하에서 설명한다.

(1) 배관 시스템

본 실험은 일본에서 이루어진 관계로 주택 평면은 일본의 집합주택의 개별 중앙식 급탕배관 시

(그림 1) 급탕배관 시스템의 배관구성도



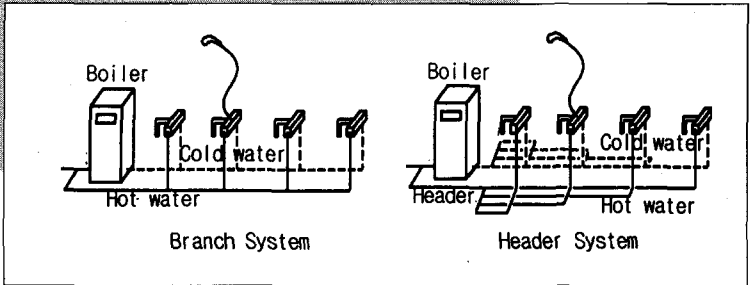
시스템을 대상으로 하여, 주택·도시정비공단의 주택 평면을 참고로 <그림 1>과 같은 배관계통을 결정하였다. 일본의 주택 평면을 채용하고 있으나 기본 형태가 한국과 비슷하고 본 연구의 목적인 급탕 배관 시스템에 있어서의 열효율 평가법의 제안을 위한 대상으로는 충분하다고 판단한다.

대상 배관방식은 종래의 분기방식과 새로운 2중관 헤더방식의 2종류로 하였다. <그림 1>의 평면을 기초로 분기방식, 2중관 헤더방식의 배관을 향온실내에 설치하여 실험하였다. 여기에서의 분기방식은 가장 일반적으로 사용되는 배관방식으로서, 급탕기 출구에서의 1개의 공통 주관이 있고, 도중에 각 사용별 급탕배관으로 분기되는 방식이다. 2중관 헤더방식은 각 사용별로 헤더에서부터 급탕수 전까지 독자 배관을 갖는 방식이다. 양 방식의 구성을 <그림 2>에서 나타낸다. 또한 이후부터의 Header는 2중관 헤더방식을, Branch는 분기방식을 칭한다.

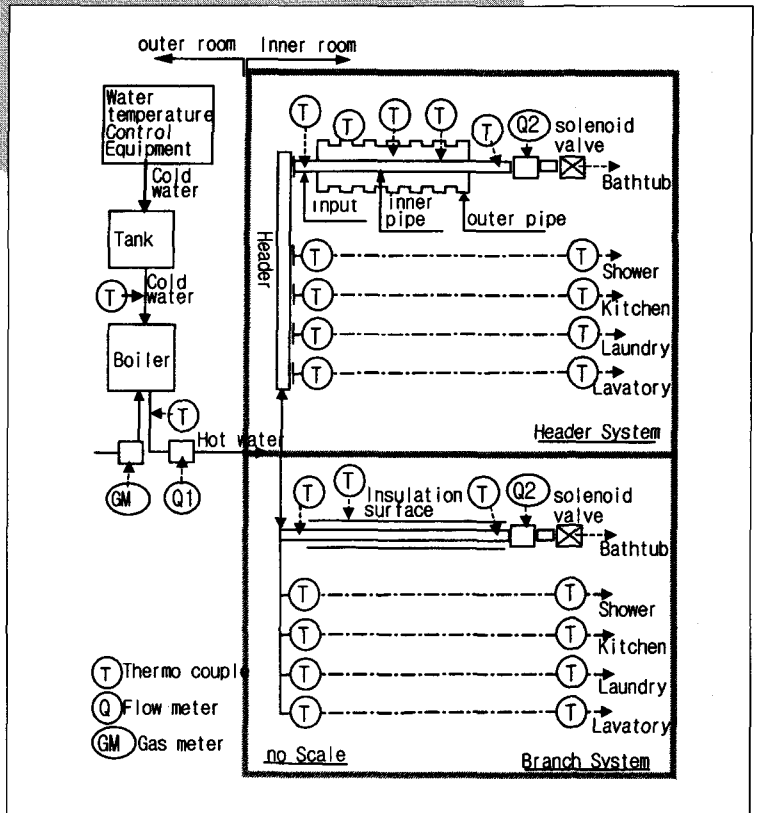
(2) 실험장치의 구성 및 데이터 측정 위치

실험장치의 배치 및 측정점을 <그림 3>에서 나타낸다. 측정장치는 향온실내와 향온실외의 2개 부분으로 나누어져 있다. 향온실내 배관계통(배관, 전자밸브, 헤더, 수전 등)을, 향온실외에는 온수 공급계통(급수온도 제어장치, 저수 탱크, 급탕기, 가스 미터 등)

(그림 2) 분기방식과 2중관 헤더방식의 비교도



(그림 3) 실험장치의 구성 및 측정 위치



을 설치하였다. 당연히 온수 공급계통은 외기의 영향을 받는다. 본 실험장치는 실제의 주택을 모델로 한 급탕배관 시스템 장치이기에,

구성·배치는 주택과 동일하다.

<그림 3>의 각 실험장치를 이하에서 설명한다.

A) 급탕기 : 옥외 벽걸이형의 순간식 가스 급탕기(Tokyo 가스, FT-364 RSA-Q)

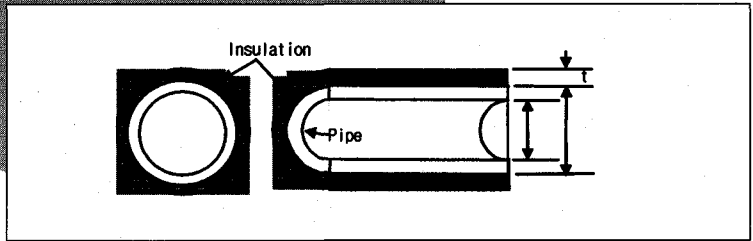
B) 배관 : 관재·관경의 사양을 <표 1>, <표 2>에서 나타낸다. <표 1>에서 보면, 2중관 헤더방식과 비교하여 분기방식은 동관을 사용하기 때문에 높은 열전달율을 갖고, 또한 <표 2>로부터는 분기방식에 비하여, 2중관 헤더방식은 얇은 관경을 사용하는 것이 특징으로 되어있다.

- 2중관 : Mitsubishi, XL PIPE (가교 polyethylene관 HC-10, HC-13) (polyethylene관 LS-22 B-O, LS-2.2 B-O)
- 피복동관: Mitsubishi Material, (A/L 1/2)

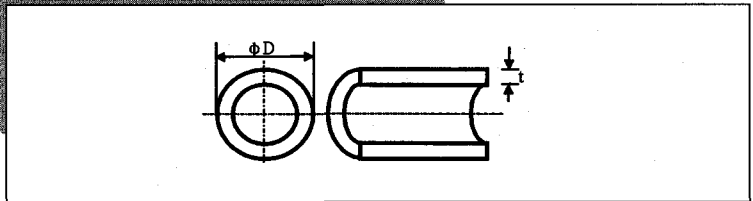
양 배관의 형상은 이하와 같다.
① 피복동관은 내부가 동관, 외부가 피복으로서 원통형의 일체화로 되어 있다(그림 4).

② 2중관 헤더방식은 내관이 원통형으로, 외관은 요철의 형상이다. 시공시에 내관을 외관 안쪽에 삽입함으로써, 외관과 내관의 사

(그림 4) 피복동관의 형상



(그림 5) 2중관 헤더방식의 내관의 형상



(표 1) 양 배관방식의 배관수단

| | 2중관 헤더방식 | | 분기방식 | |
|------|--------------|-----------------|------------------|-------|
| | 외관 | 내관 | 피복 | 동관 |
| 재질 | polyethylene | 가교 polyethylene | 저발포 polyethylene | 인탈산동 |
| 열전도율 | 0.32 | 0.32 | 0.055 | 291.6 |
| 비중 | 0.95 | 0.95 | 0.540 | 8.94 |
| 비열 | 0.50 | 0.50 | 0.550 | 0.092 |

(표 2) 양 배관방식의 배관경

| | 2중관 헤더방식 | | 분기방식 |
|----------|------------------------|------------------------|--------------------------|
| | 내관경(10A) | 외관경(13A) | 전계통(15A) |
| 욕조·샤워 | φd : 12.8 φD : 17.0 | φd : 24.6 φD : 30.6 | φd : 13.84 φD : 15.88 |
| 부엌·세탁·세면 | φd : 9.8 φD : 13.0 | φd : 22.2 φD : 27.4 | 피복두께: 3.0 |

φd:내경, φD:외경[mm], 10A, 13A, 15A 는 일본규격임

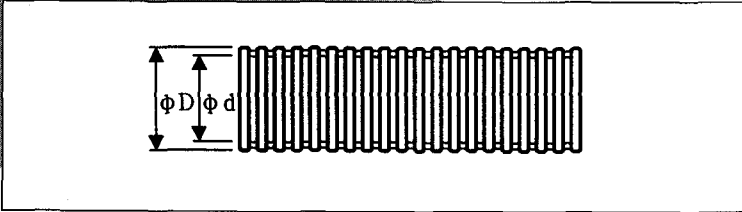
이에 공기층이 생긴다(그림 5), <그림 6>.

③ 배관의 구성

항온실의 넓이 관계로 인하여, 2중관 헤더방식은 <그림 7>, 분기방식은 <그림 8>과 같이 배관구성을 하였다.

a. 2중관 헤더방식 : 각 배관이 사용 급탕 수전별로 5개로 분리되기 때문에, <그림 7>과 같이 헤더의 앞 방향에 5장의 판을 수직으로 나란히 세워, 각 배관이 그 판을 따라서 위 방향으로 뺏어 나가도록 구성하였다. 또한, 급탕기로부터 1.2[m]의 지점에 헤더를 설

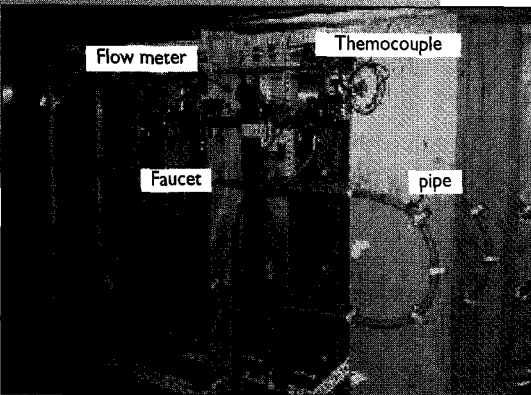
(그림 6) 2중관 헤더방식의 외관의 형상



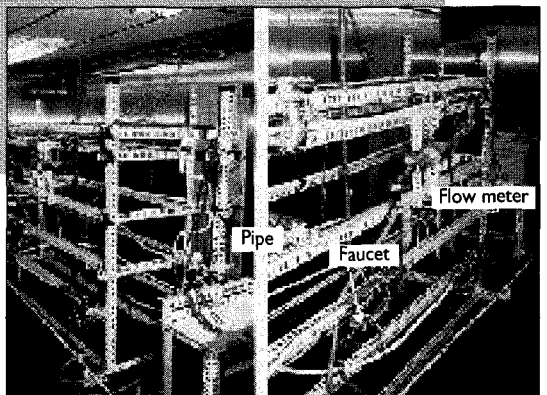
① 가열장치(heater) : 상도수 온도가 설정 계절수온보다 낮은 경우에 사용하여 상도수 온도를 올린다.

② 냉각장치(냉동기, 냉각탑) : 상도수 온도가 설정 계절수온보다 높은 경우에 사용하여 상도수 온

(그림 7) 2중관 헤더방식의 배관구성



(그림 8) 분기방식의 배관구성



치하여, 헤더로부터 각 수전까지의 배관길이는 분기방식의 경우와 동일하다.

b. 분기방식 : 급탕기로부터 나온 공통 주관이 아래에서부터 위로 향하여 진행해 가는 도중에, 각 용도별 배관으로 수평하게 분기하도록 구성하였다 (그림 8).

C) 급수온도 제어장치

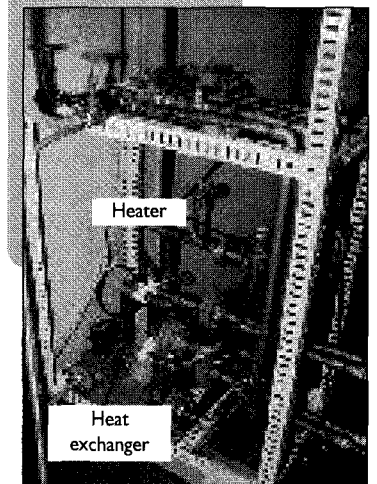
계절별의 열효율을 산출하기 위해서는 계절특성을 고려하여, 급탕기에 안정된 온도의 급수가 중요하다. 그 때문에 본 실험에서는 3계절(여름, 중간기(봄,가을), 겨울)

수온의 필요 온수량을 만들어 탱크에 저수하여, 급탕기에 그 계절에 적합한 급수가 이루어지도록 하였다(그림 10). 그와 같은 기능을 가지기 위해서 급수온도 제어장치를 저수 탱크(460[L]), 냉각장치(냉각기, 냉각탑), 가열장치(heater), 순환 펌프 등으로 구성하였다(그림 9). 저수 탱크로부터 안정된 수온을 급탕기에 공급하고, 급탕기로부터의 출탕온도는 제어판(control panel)에서 임의로 조절할 수 있다. 급탕의 개폐는 <표 4>의 급탕사용 모드에 따라서, 전자밸브로 작동시킨다. 급수온도 제어장치의 기능은 이하와 같다.

도를 내린다.

③ 평판형의 열교환기 : 가열장

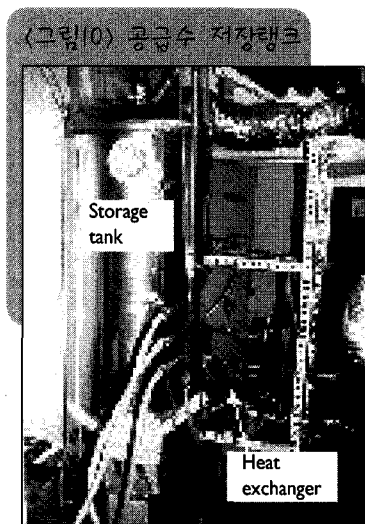
(그림 9) 열교환기



FD

치·냉각장치에 의해서 얻은 수온을 보다 설정 계절수온에 가까워지도록 미세 조절한다.

④ 저수탱크(460[L]) : 열교환기에 의해, 설정 계절수온으로 안정된 물을 급탕기에 공급하기 위해서 저장하여 둔다<그림 10>.



(3) 제어, 측정 및 데이터 수집

본 절에서는 장치제어, 데이터 측정과 데이터 수록에 관하여 설명한다<그림 3> 참조.

A) 제어 프로그램

본 실험은 일반 가정에서의 하루 온수사용을 시간적으로 모델화한 모드<표 4>에 따라서 급탕 ON/OFF가 자동적으로 이루어지고, 동시에 데이터를 취득할 수 있는 제어 프로그램을 작성하였다.

B) 측정

① 데이터 로거 : 각종온도, 온수량 등을 측정하여, 3초간격으로 데이터를 수록한다. (Yokogawa 전기, HR-2200)

② 유량계 : <그림 3>에 Q로 표시한 것으로, 급탕 진행시의 사용유량을 측정한다. 급탕 수전의 말단에는 출탕량 측정용의 유량계, 출탕온도 측정용의 온도계, 출탕 개폐제어용의 전자밸브등을 설치하였다<그림 11>. <그림 11>의 장치에서는 <표 4>의 급탕사용 모드에 의한 소요의 출탕량 측정, 출탕온도 측정, 급탕 ON/OFF 제어 등이 프로그램에 의해 동시에 이루어진다.

③ 열전대 : <그림 3>에 T로 표시한 것으로, 각종 온도를 측정하며, CC 열전대와 피복 CC 열전대의 2종류를 사용하고 각각의 측정 용도는 이하와 같다.

CC 열전대(동, 콘스탄탄) : 관 표면온도, 실내외 온도 등

피복 CC 열전대 : 관내온수 온도, 가스 온도 등

④ 가스 미터 : 그림 3에 GM로 표시한 것으로, 가스사용량을 측정. 펄스(pulse)발신을 전류로 변환하여 적산한다. (Sinagawa 계측기 제작소, WKDa-10 C, 습식)

C) 측정 항목 및 측정방법

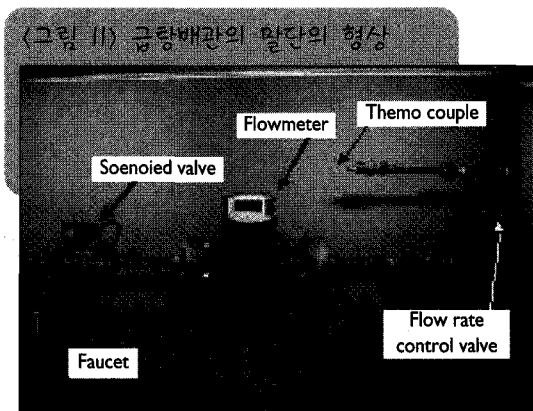
① 실험실 내외온도 : 배관이 놓여있는 항온실내 온도는 15℃로 설정하여 항온을 유지하였지만, 급탕기가 놓여 있는 실외 온도는 자연환기 상태로 측정하였다.

② 급탕기 출탕온도 : 급탕기로부터 실제로 출탕되는 순간의 온수 온도로서, 고정식 급탕기의 사용으로 출탕온도 제어는 가능하고, 본 실험에서는 60[℃]과 42[℃]를 채용하였다.

③ 사용 온수량 : 유량계(OVAL 용적식 유량계)를 공통용과 욕조용의 2대<그림 3>의 Q1과 Q2)를 준비하여, 공통유량계(Q1)는 급탕기의 입구, 욕조용(Q2)은 욕조배관의 말단에 설치하였다<그림 11>. 두 유량계의 오차를 확인하기 위해

서 보정(calibration)을 실행하였다.

보정은 유량을, 최대·최소 사이에 3 step(10[l/min], 6[l/min], 3[l/min])으로 하였고, 세 결과의 차가 0.5[%] 이내에서 안정



된 것을 확인하였다.

④ 동시사용의 유량 : 단독 급탕의 사용 온수량은 Q1의 유량계로부터 측정 가능하다. 그런데 본 실험의 급탕 사용 모드(표 4)에는 욕조와 부엌의 동시사용이 예정되어 있고, 욕조와 부엌의 동시 사용시의 각각의 유량을 산출하기 위해서 상기와 같이 욕조 급탕수전의 말단에 전용 유량계(Q2)를 설치하였다. 동시 사용시는 관내의 온수의 흐름을 비압축성 흐름(piston flow)으로 생각하여, 2개의 유량계의 차(Q1-Q2)로서 부엌의 온수량을 알 수 있도록 하였다.

⑤ 가스소비량 : 습식 가스 메터를 써서 측정하여, 표준상태의 가스소비량을 얻기 위해서 가스온도, 가스압력, 대기압, 가스소비량을 측정하였다. 유량의 순간치는, 가스 메터의 회전수를 펄스 신호에 변환하여, 그것을 아나로그의 전류신호로 변환한 것을 컴퓨터에 3초 간격으로 수록하였다. 그 결과를 (1)식과 같은 표준상태에 있어서의 용적유량으로 환산하였다.

(1)

$$Q_{sm} = \frac{273.17}{t_g + 273.17} \times \frac{H_o + H_g - H - s}{760} \times Q_g$$

(표 2) 가스소비량 계산기호

| | | |
|----------|-------------------|------------------|
| Q_{gm} | [m ³] | 표준상태의 가스소비량 |
| Q_g | [m ³] | 측정된 가스소비량 |
| t_g | [°C] | 가스온도 |
| H_a | [mmHg] | 대기압 |
| H_g | [mmHg] | 가스압력 |
| H_s | [mmHg] | H_o 에서의 포화수증기압 |

또한, 위 식에서 포화수증기압 H_s 는, 가스온도 (t_g)의 (2) 식으로 근사하였다.

(2)

$$H_s = 0.0279 \cdot t_g^2 + 0.036 \cdot t_g + 5.66$$

⑥ 배관 출입구의 온수온도

배관에서의 열손실을 계산하기 위하여 배관입구에서의 공급수 온도와 배관출구(수전)에서의 출탕온도를 측정하였다. 여기에서 2중관 헤더방식과 분기방식은 각각 상이한 배관방식으로 두 방식의 배관 출입구를 이하와 같이 정한다.

(표 1) 본 실험의 각 실험모드, 온도[°C]

| | 계 절 | 급수온도 | 급탕기 출탕온도 |
|-------|-----|------|----------|
| M1-60 | 동 기 | 8 | 60 |
| M2-60 | 중간기 | 14 | 60 |
| M3-60 | 하 기 | 20 | 60 |
| M1-42 | 동 기 | 8 | 42 |
| M2-42 | 중간기 | 14 | 42 |
| M3-42 | 하 기 | 20 | 42 |

a. 2중관 헤더방식 : 헤더의 출구온도를 배관의 입구온도로 하고, 2중관의 말단의 온수온도를 배관의 출구온도로 하였다(그림 12).

3. 실험결과에 의한 급탕 시스템의 각 효율의 검토

본 장에서는 실험결과와 해석을 위한 급탕 시스템효율의 정의, 실험 정밀도의 평가, 실험결과, 그 해석결과에 관해서 설명한다.

3.1 효율의 정의

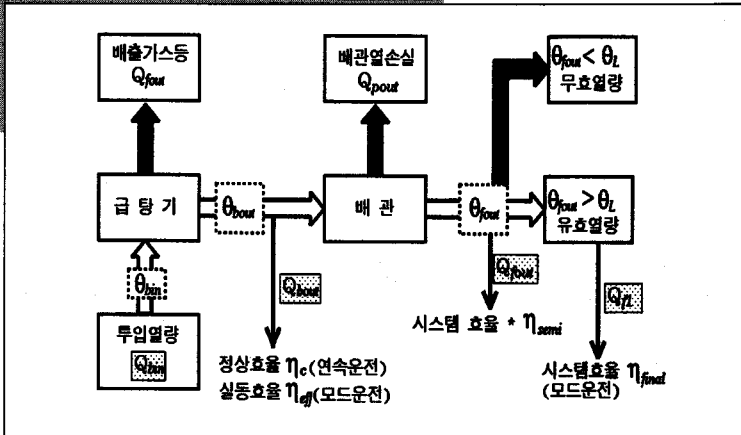
급탕설비에 관해서는 여러 효율을 생각할 수 있으나, 여기에서는, <그림 14>와 같이 급탕기 출구와 배관 말단을 기준으로 한, 이하의 4개의 효율 3을 검토하였다.

(1) 정상효율(η_c)

급탕기 출구에서 평가하며, 정상상태(정상상태의 판정은, 운전 개시후, 급탕기 출탕온도가 $\pm 0.5[^\circ\text{C}]$ 이내로 안정된 상태로 5분간 유지하는 것으로 하였다.)에서의 입력열량 Q_{bin} 과 급탕기 출탕열량 Q_{bout} 의 비를 정상효율로 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_c = \frac{Q_{bout}}{Q_{bin}} \times 100$$

(그림 14) 각 효율의 개념도



으로 하여, 그 전후의 위치에서 효율을 정한다. 그 4개 효율 사이에는 열손실의 요인이 되는 관계가 있어, 그 관계를 이하와 같이 나타낸다.

$$(\eta_c - \eta_{eff}) = (\text{냉각상태의 급탕기 열용량의 예열 열량})$$

$$(\eta_{eff} - \eta_{semi}) = (\text{배관의 방열손실})$$

$$(\eta_{semi} - \eta_{final}) = (\text{무효열량손실})$$

3.3 효율결과

(2) 실동효율 (η_{eff})

급탕기 출구에서 평가하며, 표 4에서 나타내는 급탕 사용부하 모드에 따라서 운전한 경우의 입력열량 Q_{bin} 과 급탕기 출탕열량 Q_{bout} 의 비를 실동효율로 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{eff} = \frac{Q_{bout}}{Q_{bin}} \times 100$$

(3) 시스템효율* (η_{semi})

배관 말단에서 평가하며, 급탕 사용부하 모드로 운전한 경우의 입력열량 Q_{bin} 과 출탕열량 Q_{fout} 의 비를 시스템효율*로 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{semi} = \frac{Q_{fout}}{Q_{bin}} \times 100$$

(4) 시스템효율 (η_{final})

배관 말단에서 평가하며, 급탕 사용부하 모드로 운전한 경우의

입력열량 Q_{bin} 과 급탕수전 Q_{fl} 의 비를 시스템효율로 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다. 출탕열량은 무효열량을 포함하지 않는다.

$$\eta_{final} = \frac{Q_{fl}}{Q_{bin}} \times 100$$

3.2 각 효율간의 관계에 의한 열손실에 대하여

<그림 14>에서 나타내듯이 급탕 시스템 4개의 효율은 배관을 중심

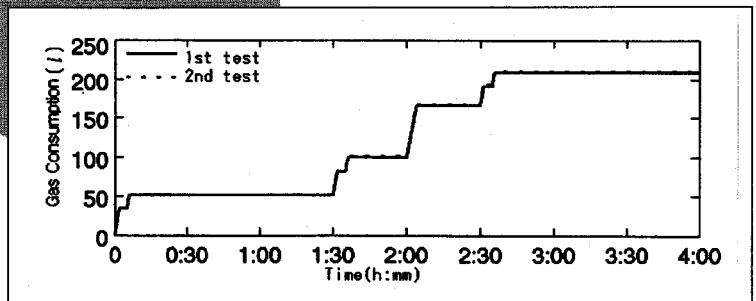
실험장치 및 결과의 재현성 확인으로서 입력열량, 출탕온도를 검토하였다.

① 입력 열량 Q_{bin}

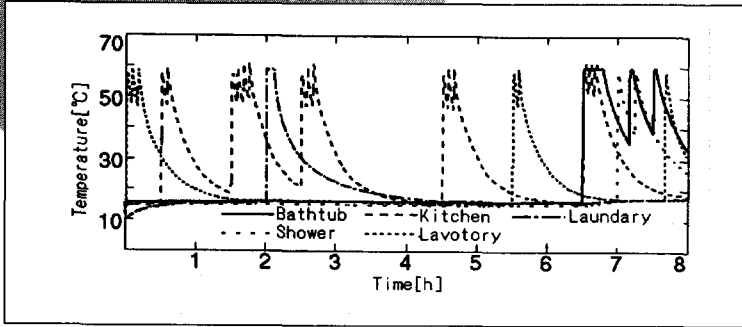
(가스소비량) : 급탕 사용부하 모드2를 4시간으로 줄여 2회 테스트하였다. 그 적산 가스량의 결과를 <그림 15>에서 나타낸다. 1회제와 2회제의 두 그래프는 거의 일치하고, 상대오차도 0.5[%] 이내이다(그림 15).

② 급탕 수전에서의 출탕온도 : 모드1의 실험에 의한 각 급탕 수

(그림 15) 가스소비량



(그림 16) 급탕수전 출탕온도의 변동



전의 출탕온도 <그림 16>가 급탕 부하 모드 <표 4>와 동일하게 변동하고 있는 것이 확인되어, 재현성을 확인하였다.

3.4 각 효율의 평가

(1) 정상효율

본 실험에서 사용한 급탕기의 정상효율을 구하여 결과를 <그림 17>에 나타낸다.

일반적으로 기기의 정상효율이 라고 하면 각 메이커별로 독자적인 기준이 있어서 메이커가 다른 기

기의 정상효율의 절대평가는 실질적으로 불가능하다. 따라서 본 실험에서는 급탕기의 정상효율을 조사하기 위해서 유속을 5.5, 8.0, 10.5[L/min]의 3종류, 급탕기 출탕온도를 60, 42[°C]의 두 가지, 합계 6종류의 실험을 하였다. 정상 판정은 운전 개시후, 출탕온도의 변동이 ±0.5[°C] 이내로 안정된 상태가 5분간 유지되는 것으로 하였다. 정상효율은 출탕온도가 60[°C]의 경우에 평균 85.6[%], 42[°C]의 경우에 평균 84.5[%]을 나타내었다.

(2) 실동효율, 시스템효율*, 시스템효율

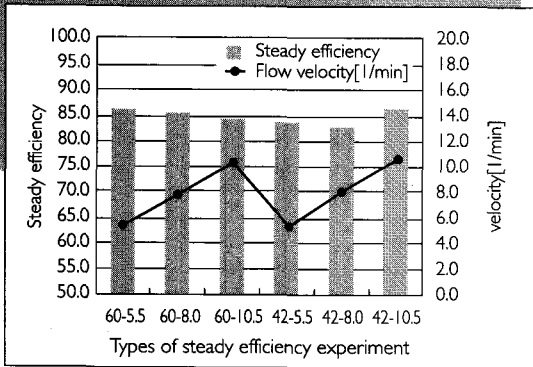
이후부터 쓰이는 각 효율은, 열량을 기초로 한 결과로부터 얻어진 값을 쓴다. 2중관 헤더방식과 분기방식에서의 각 효율을 그림 19에서 나타낸다.

실동 효율의 차이는 1.0~4.5[%]으로, 평균 2.9[%], 시스템 효율*의 차이는 2.2~6.0[%]으로, 평균 4.1[%], 시스템효율의 차이는 3.5~4.5[%]으로, 평균 5.0[%]가 된다.

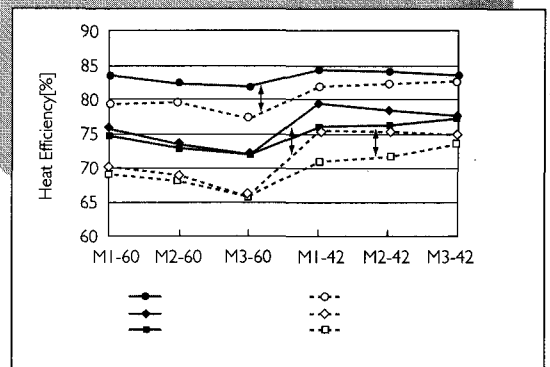
이 결과에 의하면, 모든 모드에서 2중관 헤더방식이 분기방식보다 효율이 높다는 것을 알 수 있다.

또한, 급탕기 출탕온도 60[°C] 사용의 모드에서는 급탕 사용 빈도수(동기·모드1>중간기·모드2>하기·모드3)에 따라서, 전체적으로 효율이 내려가는 경향이 명확히 보이지만, 42°C 사용의 모드에서는, 그러한 경향은 비교적 작게 나와 있다.

(그림 17) 출탕온도와 유속의 변화에 의한 정상효율



(그림 18) 양 배관방식에 있어서의 효율의 변화



3.5 각종 손실열량의 평가

(1) 양 배관방식의 배관 방열량, 무효열량의 구성 비율

급탕배관에서 발생하는 각종의 열손실을 <표 6>에 나타낸다.

열손실의 구체적인 내용을 설명한다.

(2) 분기방식과 2중관 헤더방식의 배관방열, 무효열량비

2중관 헤더방식과 분기방식에서

결과를, <그림 19>에서 나타낸다.

분기방식에 대한 2중관 헤더방식의 배관 방열량은 75~80%이고, 계절에 따른 온수 사용회수, 온수 사용량(동기·모드1)중간기·모드2)하기·모드3) 및 급탕기 출탕온도에 의한 영향은 작다. 이것에는 사용배관의 열전도율(표 1)이외에, 배관지름(표 2)의 영향도 강하게 받고 있다고 생각된다.

이에 반하여, 무효열량의 비율은 크게 변화하지만, 온수 사용회수에 비례하여 커지고 있고, 이러한 경우 역시 2중관 헤더방식이 유리하다.

(3) 출탕온도 60[°C]와 42[°C]의 배관방열, 무효열량비

급탕기 출탕온도 60[°C](100%)에 대한 42[°C]의 배관 방열량비,

무효 열량비[%]를

그림 20에 나타낸다.

급탕기 출탕온도 60[°C]에 대한 42[°C]의 배관 방열량은 55~65[%], 무효 열량은 345~3156[%]이다. 이것의 이유로는 2중관 헤더방식의 M3-60에 대한 M3-42의 무효열량비가 3156[%]이고, 이것은 M3-60과 M3-42이 여름 시기로서, 사용량 및 회수가 가장 적은 경우로 M3-60에서의 무효열

(표 6) 양 배관방식의 배관방열량, 무효열량, 전열손실량[kcal]

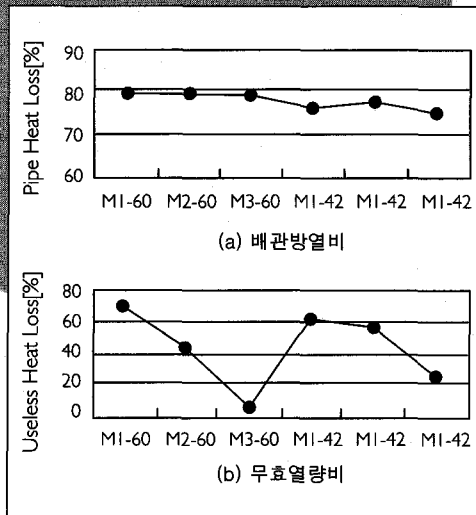
| | 2중관 헤더방식 | | | 분기방식 | | | 양 배관 방식의 비율[%] |
|-------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|----------------|
| | 배관 | 무효 | 합계 | 배관 | 무효 | 합계 | |
| M1-60 | 1528.2 | 199.8 | 1727.9 | 1916.6 | 286.1 | 2202.7 | 78.4 |
| M2-60 | 1196.4 | 52.6 | 1249.0 | 1499.3 | 122.5 | 1621.8 | 77.0 |
| M1-60 | 826.0 | 1.1 | 827.1 | 1044.9 | 23.8 | 1068.7 | 77.4 |
| M1-42 | 954.0 | 688.3 | 1642.3 | 1243.1 | 1102.1 | 2345.2 | 70.0 |
| M1-42 | 732.0 | 286.6 | 1018.6 | 942.8 | 505.9 | 1448.7 | 70.3 |
| M1-42 | 454.2 | 33.7 | 487.8 | 606.6 | 133.5 | 740.1 | 65.9 |
| 합계 | 5690.8 | 1261.8 | 6952.7 | 7253.3 | 2173.9 | 9427.2 | 73.8 |

급탕시스템의 열효율을 좌우하는 요인으로 배관을 타고 외부로 흐르는 열손실과 사용가능 하한 온도 이하로 떨어져서 버려지는 무효열량 손실을 들 수 있는데 <표 6>을 보면 배관 계통 이외의 급탕기나 급탕 사용모드등의 모든 조건이 동일한 실험을 하여도 큰 차이를 보이고 있다.

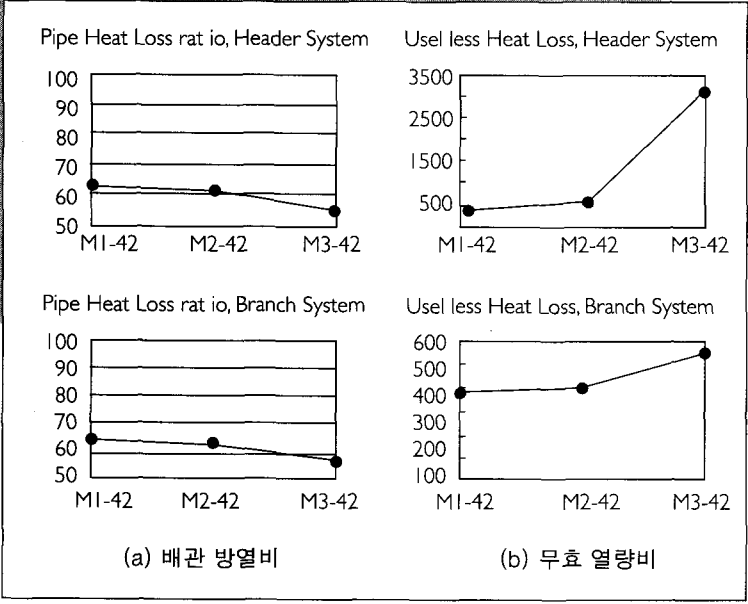
우선 전 열손실을 보면 2중관 헤더방식이 6952.7[kcal]이고 분기방식이 9427.2[kcal]로서 약 30[%] 정도의 차이가 있다. 이것은 배관 재료, 관 형태, 배관 방식(표 1, 표 2 참조)에 따라서 배관 계통에서의 열손실을 줄일수 있고, 더 나아가서는 전체 효율을 올릴 수 있는 원인을 제공할 수 있다. 이하에서 각

의 배관 방열량, 무효열량을 비교한

(그림 19) 분기방식과 2중관 헤더방식의 배관방열, 무효열량비



(그림 20) 출탕온도 60℃와 42℃의 배관방열, 무효열량비



의 그래프가 같은 경향을 보이고 있다. 이로써 급탕 배관에서의 열손실은 무효열량보다는 배관 방열에 의한 영향이 지배적이라고 생각할 수 있다. 이것은 급탕 효율적인 이용에 고려되는 배관 열손실이 급탕 사용형태보다 배관 재료, 배관 방식에 의하여 더 큰 영향을 받는다는 것을 설명한다.

(5) 출탕온도 60[℃]에 대한 42[℃]의 전 열손실비

배관 시스템의 전열손실(배관방열량+무효열량)을, 급탕기 출탕온도 60[℃]에 대한 42[℃]의 비율로서 <그림 22>에서 나타낸다.

2중관 헤더방식이 59~95[%], 분기방식이 69~106[%]이고, 양 배관 시스템에서 모두 출탕 온도가 낮은 (42[℃])경우가 에너지 절약적이라고 할 수 있고, 이 경향은 <표 6>, <그림 21>의 전열손실에서의 배관방열의 비율이 높은 것과 상통하고 있다.

량이 거의 “0”에 가까운 량 (1.1[kcal])이기 때문에 M3-42에서의 약간의 무효열량에 대해서도 비교적 크게 되는 것에 기인한다. 낮은 출탕온도(42[℃])의 설정에서는 배관 방열에 의한 손실은 적어지지만, 반대로 무효 열량에 의한 손실은 많아진다.

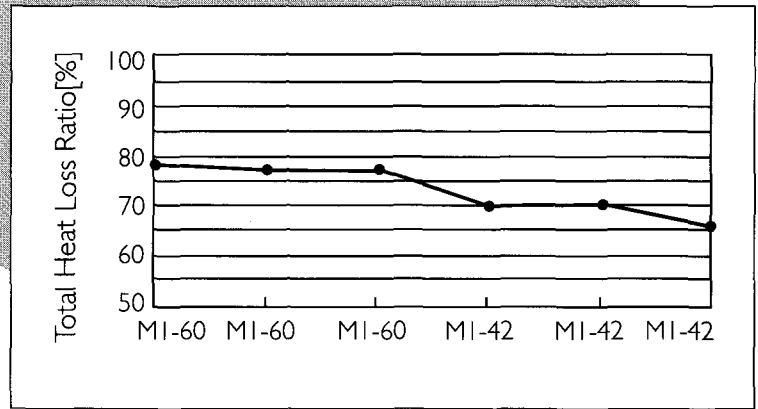
식:2173.9)보다 배관 방열(2중관 헤더 방식 :5690.8, 분기 방식:7253.3)에 의한 비율이 더 많기 때문에(특히 60[℃]온수 사용시), <그림 19>의 배관 방열량비의 그래프와 <그림 21>에서의 전열손실비

(4) 분기방식에 대한 2중관 헤더 방식의 전 열손실비

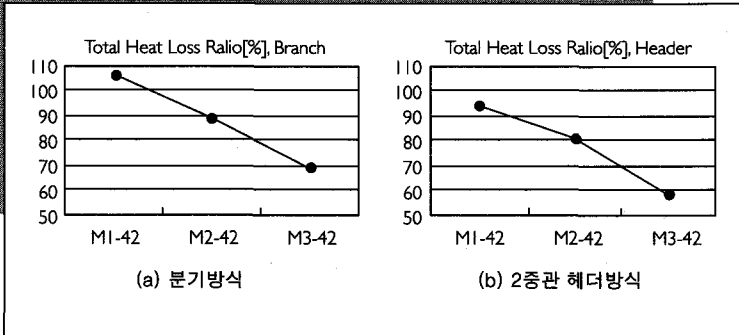
분기방식에 대한 2중관 헤더 방식의 전 열손실(배관방열량+무효열량)의 비율을 그림 21에서 나타낸다.

<표 6>에서 알 수 있듯이, 전 열손실의 안에서는 무효열량(2중관 헤더 방식 :1261.8, 분기 방

(그림 21) 분기방식과 2중관 헤더방식의 전열손실비



(그림 22) 출탕온도 60[°C]와 42[°C]의 열손실비 [%]



4. 결론

4.1 급탕 시스템 효율에 관한 실험 결과

본 연구는, 급탕 시스템의 열효율 평가에 있어서 종래의 부분적으로 또는 정성적으로만 연구되어진 내용을, 급탕 시스템을 전체적이고 정량적으로 나타낼 수가 있었다. 주된 결과는 다음과 같다.

- ① 2중관 헤더방식이, 분기방식보다 시스템효율에 있어서 5[%] 정도 높은 효율을 나타낸다. 이것은 2중관 헤더방식의 관경이 작고, 재료의 열성능이 우수하기 때문이다.
- ② 분기방식에 대한 2중관 헤더방식의 배관 방열량은 약80[%]이고, 급탕기 출탕온도 및 온수 사용회수나 급수온도와 같은 계절의 영향은 작다. 이에 대하여, 무효열량 손실은, 온수 사용회수의 영향을 크게 받는다.
- ③ 배관 시스템에서의 열손실에서는, 무효열량보다는 배관 방열에

의한 영향이 지배적으로 급탕 사용 형태보다 배관 재료, 배관 방식에 의하여 더 큰 영향을 받는다.

④ 실험과정에서는, 이번에 채용한 2중관은 10A, 13A로서 일반적인 동관(15A, 20A)보다 관경이 얇았음에도 불구하고 급탕 진행시에 유량의 심한 변동없이 설정유량이 설정시간에 흐름으로써 얇은 관의 사용으로 인한 온수대기 시간의 단축과 배관 열손실량의 경감을 기대할 수 있다는 결론을 얻었다.

4.2 연구의 의미와 평가

본 실험 연구가 기존의 연구와 차별화되고 그에 따른 성과가 갖는 의미는 이하와 같다.

- ① 주택에서의 실제의 온수사용을 가정한, 급탕 시스템을 위한 효율 시험법의 개발을 시도하였고, 전 자동화된 장치를 제작하여 신뢰성 있는 데이터를 얻었다.
- ② 현재, 급탕 배관의 주류로

되어 있는 피복동관의 분기방식과 함께, 최근 선진국에서 우수한 성능이 입증된 가교 polyethylene관의 2중관 헤더방식을 동일한 조건 하에서 실험을 하여 비교하였다. 2중관 헤더방식을 대상으로 급탕 설비를 완전히 갖춘 실험은 본 연구에서 처음으로 이루어졌다.

③ 기존의 연구에서는 급탕기와 배관을 따로따로 생각하여 효율을 산출하였지만 본 실험에서는 하나의 급탕 시스템을 완전히 일체화하여 정상효율, 실동효율, 시스템 효율*, 시스템효율의 모두를 산출하였고, 효율끼리의 관계를 명확히 하였다.

④ 배관 시스템에서의 열손실에의 영향요인을 무효열량, 배관방열, 사용 모드 등의 상세한 부분까지 검토하였다.

마지막으로 본 실험 결과는 급탕 배관 시스템의 열효율 평가법의 제안을 위한 수치계산용 데이터 수집의 목적을 충분히 수행하였다고 평가한다. 따라서 급탕배관 시스템의 열효율을 예측할 수 있는 계산방법을 구축하고 본 실험결과와 비교하여, 그 계산방법에 대한 타당성 검토를 차후의 과제로 한다.

참고문헌

1. (財)ベターリビング, 住宅の給湯システムマニュアル, 平成元年
2. 住宅用給湯設備システムの熱率試験法, 建材試験センター規格 JSTM V, 9103-1992
3. 淺野 賢二, 住宅用暖房・給湯熱源機器の省エネルギー性能評價方法, 建設省建築研究所, 1982