

배관의 열손실에 의한 효율 예측법에 관한 연구

최창호/영산대학교 건축공학부 교수·공학박사

1. 서론

근년, 환경 문제와의 인식이 높아 짐과 동시에, 일반가정의 에너지 소비에 있어서도 한층 더 에너지 절약화가 요구되고 있다. 특히 1970년대 이후 에너지 소비성향은 위생적이고 쾌적한 생활문화의 보급과 함께 급탕 에너지 소비량의 증가 추세가 두드러지고, 에너지의 효과적 이용을 위해서는 급탕용 에너지의 절약화가 불가피하게 되었다.

급탕 시스템은 급탕기(열원), 급탕·급수배관(반송설비), 수전(단말기기)이 하나의 시스템으로서 기능하는 설비이기 때문에, 급탕설비의 효율적 에너지 이용을 고려하기 위해서는, 급탕설비 전체를 시스템으로서 파악해줄 필요가 있다. 이에 따라서 급탕기 자체에 관해서는, 각 급탕기 메이커들에 의하여 급속히 고효율화가 진행되어 왔고 그에 따른 기초 데이터의 축적이 되어 있다. 이에 반하여 급탕 배관 시스템(급탕배관과 수전을 포함)에 관한 총체적인 평가기준은 제대로 마련되어 있지않고, 이에 대한 기

초적인 데이터도 부족하기 때문에, 급탕 시스템 전체의 효율을 평가할 때마다 문제시 되어왔다.

이러한 배경에서, 본 연구에 앞서 급탕 시스템 효율의 해석용 기초 데이터의 취득을 목적으로 실제 주택의 급탕 시스템을 실험장치로써 재현하였고, 이것을 이용하여 급탕의 실제 사용을 고려한 급탕 소비 모드에 따라서 실험을 실시하여 그 실험결과를 정리한 바가 있다¹⁾²⁾.

그러나 급탕 시스템의 열효율을 평가할 경우에 있어서 배관의 재료, 구성 및 방식 등이 바뀌거나, 서로 다른 시스템간의 특성을 비교 평가할 때마다 실험을 해야 하는 문제가 따른다. 위와 같은 목적을 달성하기 위한 급탕 시스템을 실험장치로 재현하는데 필요한 비용과 시간, 인력 등을 고려하면 실험만이 항상 실용적·현실적으로 좋은 방법이라고 할 수는 없다.

따라서 에너지의 효율적 이용을 위한 검토 수단으로서 객관적이고 신뢰할 수 있는 급탕 배관에서의 열적 특성에 관한 계산방법의 구축

이 요구되어왔다.

위와 같은 배경에서 본 연구는 급탕 배관 시스템의 열손실을 수치계산으로 예측하는 방법에 관해서 검토한다. 검토 내용은 실험과 동일한 급탕 배관 시스템의 계산방법을 확립하고, 실험에서 얻어진 데이터를 본 연구에서 제시한 계산방법의 계산결과와 비교하여, 그 계산방법의 타당성과 신뢰도에 대하여 고찰한다.

계산 모델로서의 배관 시스템은 일반적인 급배수급탕 방식인 분기 방식과 최근 보급이 늘고있는 새로운 방식인 헤더방식의 두 방식으로 한다.

2. 비정상 급탕 배관의 열특성 계산법

2.1 배관의 비정상 전열계산의 기존연구

본 연구에서의 사용 기호를 표 1에, 기존 연구와 본 연구의 계산조건상의 상이점에 대하여 표 2에 나

타낸다.

栓에 따르는 배관내의 탕온(湯溫)

열손실의 계산법에 관한 기존의 연구로는 吉野(Yoshino)³⁾, 水野(Mizuno)⁴⁾ 등의 연구가 있다. 吉野의 계산법은, 정상상태의 열 콘덕턴스를 이용하여 근사적으로 비정상문제를 계산하는 것이다. 또한 水野는 수치 해석적으로 비정상문제를 계산함으로써 吉野의 계산법이 통상의 조건에서는 신뢰성이 있지만, 조건에 따라서는 오차가 커질 수 있다는 것을 지적하였다. 그러나 水野의 계산법은 유량을 고정된 것으로 단독 배관밖에 계산할 수 없는 결점으로, 분기가 있는 경우나, 실제 급탕 사용과 같이 단속적이고 유량이 변화하는 경우의 열손실은 구할 수 없다. 따라서 본 연구의 계산 방법은 위와 같은 기존 연구의 문제점을 개선할 수 있는 사항에 대하여 고찰한다.

표 1. 기호표

기 호	단 위	계산상의 의미
Q	[m ³]	온수 유량
A	[m ²]	관내 면적
U _w	[m/s]	관내 온수 유속
x	[m]	관측 방향 좌표
r	[m]	반경 방향 좌표
λ	[kcal/mh °C]	관재의 열전도율
c	[kcal/kg °C]	비열
ρ	[kg/m ³]	밀도
h _w	[kcal/m ² h °C]	관내 온수의 대류열전달율
T _{wo}	[°C]	급수 온도
T _w	[°C]	관내 수온도
T _{p, i}	[°C]	내, 외관의 내부온도

(첨자 w : 물, p : 내관, i : 외관, a : 외기)

표 2. 기존 연구와의 설정조건 비교

	문헌4의 연구	본 연구
(1) 배관시스템	단독배관	관 반경종류 보존재 분기있는 복수배관
(2) 급탕기 출탕온도	일정	가변
(3) 열류의 방향	관 반경방향만	관 반경방향과 관측 방향의 2방향
(4) 관내 온수	관 반경방향, 관측방향	좌동
(5) 관내 온수 흐름	일정한 흐름	좌동
(6) 열전달율	일정	좌동
(7) 개전시의 열대류	관측방향으로의 대류는 없다.	좌동
(8) 초기온도	주위온도와 같다. t = 0 ⇒ T _w = T _a	좌동
(9) 계산구속도	ΔX = U _w · Δt ΔX : 분할 배관장 Ut : 분할 계산시간 U _w : 유량 [m/s] Δt, ΔX, U _w : 고정	Δt = ΔX / U _w 동좌 Δt, ΔX, U _w : 가 변으로 한다.

2.2 기초 방정식에 의한 계산 모델

표 2의 조건에 의하여 관측 방향의 공간스텝(space step)을 Δx, 시간스텝(time step)을 Δt, 유량을 U_w로 하면, 배관내부의 온수흐름은 (1)식과 같은 관계가 항상 성립한다.

$$\Delta x = U_w \cdot \Delta t \quad (1)$$

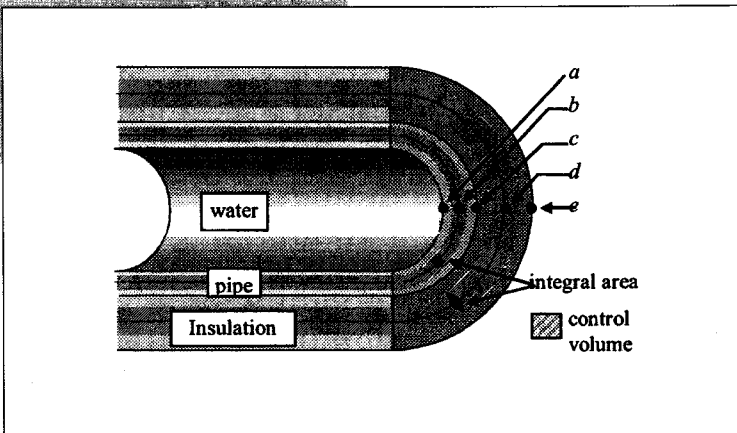
또한 관내 온수온도의 기초방정식은 (2)식으로 표현된다. 관내 온수온도가 배관벽·단열재를 경유하여 외기에 달하는 과정은 (3)식과 같이 표현된다. (그림 1, 그림 2참고).

급탕배관은 통상 온수가 상시 순환하고있지 않기 때문에, 閉栓, 開은 비정상상태로 고려하여야 한다. 이 비정상상태의 급탕배관에서의

표 3. 기초방정식

배관내부 온수온도(T_w)	$u_x \frac{\partial T_w}{\partial x} + \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{2h_w}{c_w \rho_w r_3} (T_p - T_w) \quad (2)$
배관벽(T_p) 단열재(T_i) 온도	$c_{pi} \rho_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial y} \right) \quad (3)$

그림 1 배관단면에서의 계산영역



의 부분을 「관단위」라고 하고, 배관 단부와 단열재 등을 포함해서「관내부」라고 부르기로 한다. 관내부의 기초방정식(9)을 각 관단위로 control·volume법에 의해 이산화 하는 시간 항의 차분에는 Crank-Nicholson Scheme5)를 쓴다. 이들은 각 관단위에 관한 3중 대각 행렬법(TDMA)으로 용이하게 풀수 있다.

여기에서 식(2)의 각 배관으로 유입되는 온수온도가 미지변수로 남는데, 단독 배관인 경우에는 각 배관의 입수온도를 고정하거나 임의로 줄수 있고, 이러한 방법은 水野에 의한 계산방법으로 해결할 수 있다. 그러나 입수온도가 변하거나 분기관에서의 유량변화에 의한 급탕온도가 변할 경우에는 별도의 설정을 도입할 필요가 있다. 따라서 배관방식에 따른 이중관헤더방식과 분기방식의 각각에 계산방법을

실제 계산에서는 $x=r\cos\theta$, $y=r\sin\theta$: 방위각, r : 반경 방향 거리에 의한 원통 좌표계의 (4)식을 채용한다.

(4)

$$c_{pi} \rho_{pi} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{pi} \frac{\partial T}{\partial r} \right)$$

표 4에 경계 조건을 나타낸다.
(4) 식로부터 관축 방향을 x , 반경 방향을 r 로 하여 2방향의 열평형 방정식은, 온도를 T 로 하여, (9)식이 된다.

(9) 식에서 x 는 그림 2의 i 방향

표 4. 경계조건

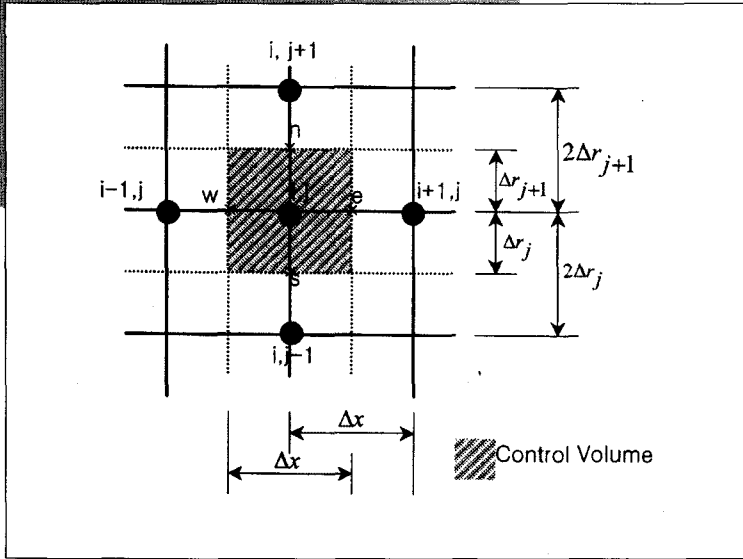
경계 부분	경계상의 계산식
I. 관과 관내 온수가 접촉하는 부분(그림1의 a)	관내 온수로부터 받아들이는 열량 $r = r_1 \Rightarrow \frac{\partial T_p}{\partial r} = \frac{h_w}{\lambda_p} (T_p - T_w) \quad (6)$
II. 관과 단열재가 접촉하는 부분(그림1의 c)	$r = r_3 \Rightarrow T_p = T_i$ 로서 $\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial r} = \lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial r} \quad (7)$
III. 단열재와 외기가 접촉하는 부분(그림1의 e)	실 공기로 손실하는 열량 $r = r_5 \Rightarrow \lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial r} = h_a (T_a - T_i) \quad (8)$

을, r 은 j 방향을 의미한다.

배관을 구성하는 Δx (공간스텝)

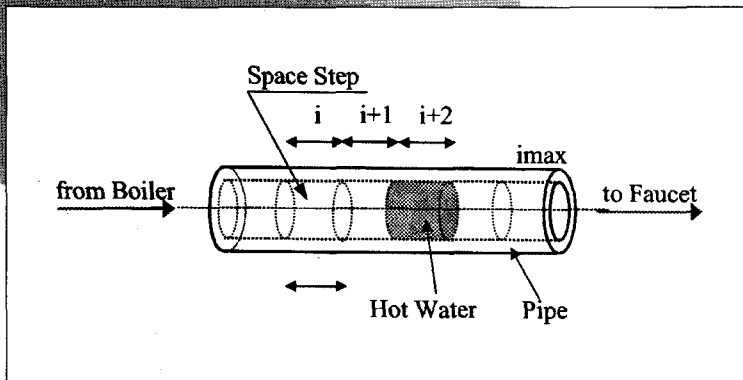
다음 절에서 설명한다.

그림 2. 관내경 방향(j)과 관축방향(i)의 점분법위



$$rc_{pi} \rho_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial t} = r \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial r} \right) \quad (9)$$

그림 3. 배관분할과 공간스텝



2. 3 이중관헤더방식의 계산법

실험 1) 2)에서 설정한 급탕 사용 모드(mode)에서는, 이중관헤더방식의 각 급탕배관에서 관내유속

은 (1)식과 (10)식의 조건에 의해서 Δx 가 초기에 결정되어 계산 진행과정에서도 변하지 않는다.

계산방법은 그림 4에서 나타내듯이, 각 시간스텝이 진행시킬 때마

$$Q \times \Delta t = A \times \Delta x \quad (10)$$

다 Δx 만큼의 온수부분이 하류방향의 관단위로 이동하여, 계산 시간 ($\Delta t = t \sim T + \Delta t$)동안, 배관으로부터 관 반경방향 및 관축 방향의 열 이동이 발생한다. 여기에서, 개전시에는 상류방향의 관내 온수가, 폐전시에는 현재위치의 관내 온수가 방열 하도록 설정함으로써 급탕 모드를 자동적으로 실현할 수가 있다.

2. 4 분기방식의 계산법

이중관헤더방식과 달리, 분기방식에서는 각 계통의 온수량은 일정 하더라도 그림 5에 나타내듯이, 각 급탕 계통에 따라 분기 또는 합류되는 곳의 유량(Δx)은 시시각각 달라진다. 따라서 앞에서 사용한 계산방법을 그대로 쓸 수는 없다. 유량이 변하는 곳은 다음 세 계산 방법을 생각할 수 있다. 첫 번째는 최대유량에 맞추어 Δx 를 설정하는 방법, 두 번째는 (1)식에서 변화유량에 따른 Δt 를 변화시키는 방법, 세 번째는 Δx 를 변화 시켜주는 방법이다. 이중에서 각 배관의 유량에 따라서 Δt 가 변화하면, 각 합류 부분에서의 계산상의 수온의 시간이 각각 다르기 때문에, 수온의 계산에 시간상의 보정이 필요하다. 각 계통관 및 합류관 모두를 동일 시간, 일정한 Δt 로 계산하는 방법이 배관마다 시간의 보정도 필요없고 계산법의 구축이 용이하다는 판단 하에 본 연구에서는 Δx 변화법을 이용한다.

그림 4. 이중관개시방식의 관내 온수 모델

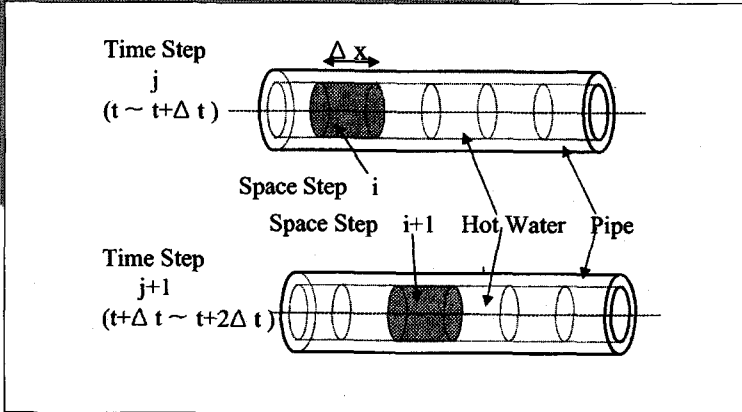
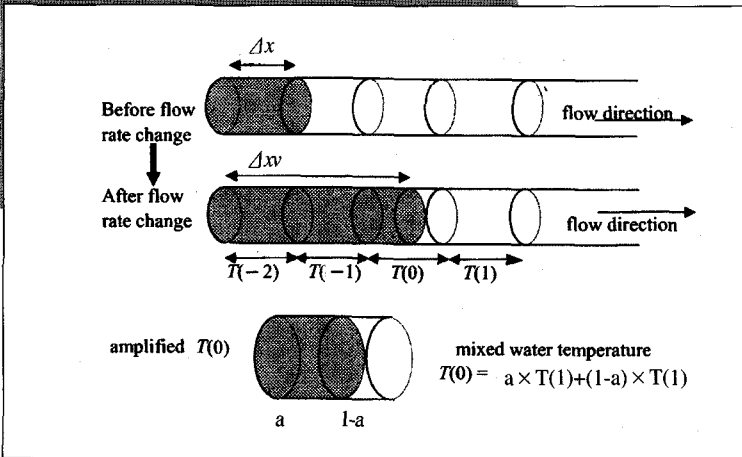


그림 5. 분기방식의 관내 온수 모델



Δx 변화법 : 식(10)에 있어서, 유량변화(Q)에 맞추어 Δx를 변화시킬 수 있다. 관내 온수가 이동 중에 유량이 변하는 경우의 관 단위 Δx는 그림5와 같이 유량의 변화량만큼을 Δx'로 표현해준다. Δx'와 Δx의 비율에 의해 발생한 를 알게되면 온수가 혼합되는 관단위 T(0)의 수온은 $T(0) = a \times T(-1) + (1-a) \times T(1)$

과 같이 주어진다. 그림 5의 관단위 T(0)에서는 T(-1)와 T(1)의 온수가 완전 혼합한다고 가정하는 것이다. 그림 6에서 Δx'변화법에 의한 계산 과정을 나타낸다.

2.5 각종 열량의 계산법

각종 열량은 온수의 온도차와 유

량으로부터 구해진다. 식 이후에서 언급되는 각 열량의 계산식을 (11)~(14)에 나타낸다.

- ① 급탕기 출탕열량 :
급탕기출탕열량 = $\Sigma(\text{급탕기출탕온도} - \text{급수온도}) \times \text{유량}$ (11)
- ② 급탕 수전 출탕열량 :
수전출탕열량 = $\Sigma(\text{수전출탕온도} - \text{급수온도}) \times \text{유량}$ (12)
- ③ 손실 열량 :
무효열량 = $\Sigma(\text{사용가능하한온도 이하의 수전출탕온도} - \text{급수온도}) \times \text{유량}$ (13)
배관손실열량 = $\Sigma(\text{급탕기 출탕열량} - \text{수전 출탕열량})$ (14)

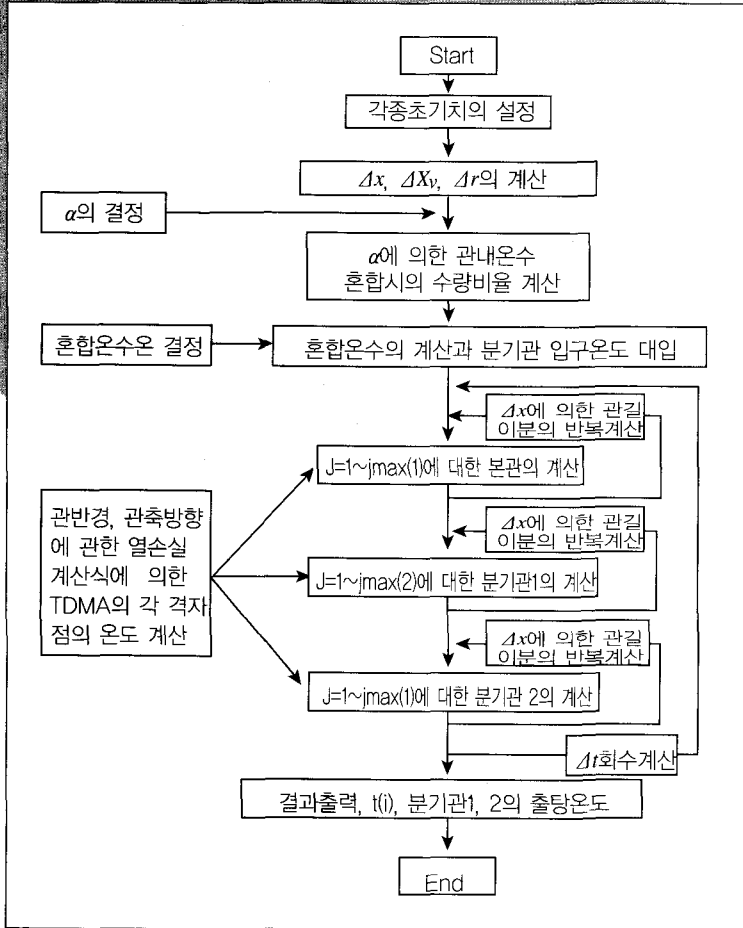
3. 실험결과와 계산결과의 비교

본 장에서는 실험에서 얻은 열량의 결과와 2장에서 계산모델과 3장의 각종 열량 유도식에 의한 열량 결과를 비교하여 계산 방법의 타당성을 정량적으로 검토한다.

3.1 출탕 온도 변화에 대하여

각 급탕 수전에서의 온수 온도의 변화는, 전체적으로 양 배관방식에서 급탕개시 직후의 출탕온도 상승, 급탕정지 이후의 관내 잔류 온수온도의 강하곡선에 있어서 실험과 계산의 결과가 잘 일치하고 있다(그림 7~그림 16참조). 각각의 계통별로 자세히 보면 이하와 같다(그림 7~그림 16에서 횡축은 시간을, 종축은 출탕온도를 나타냄).

그림 6 분기방식(Δx 변화법)의 계산 플로 차트(flow chart)



(1) 이중관헤더방식

부엌은 냉각 상태에서의 초기 급탕개시(0:30, 1:30, 2:30, 4:30, 6:30) 직후의 관내 잔류 온수온도 강하에 있어서 계산결과가 실험결과보다 약3℃정도 낮은 경향이 있다(↑부분). 이와 같이 계산과 실험이 차이가 나는 원인으로는

① 계산조건의 설정에서 급탕관의 열전도율을 과대(또는 과

소)평가,

② 모든 배관에 동일하게 부여한 관 표면 열전달율이 실험조건과 상이,

③ 관측 방향의 열손실(배관발단의 수전 결합부분)에 관한 경계조건에 있어서 계산모델과 실험장치의 차이 발생 등을 원인으로 볼 수 있다. 그러나 급탕종료 이후 약1시간 경과후의 관내 잔류 온수온도는 거의

일치하고 있다(점선부분).

그림 8에서 세면은 냉각상태에서의 급탕 종료후의 온도차이(↑부분와)와 급탕 종료 약1시간 후의 온수온도의 일치(점선부분)와 같이 부엌계통과 동일한 경향을 보인다.

그림 9의 세탁은 급탕개시 초기의 출탕온도가 계산은 곡선변화, 실험은 직선에 가까운 형상이다(↑부분). 이것은 계산의 관내 유속이 실험보다 낮은 경우에 예상 할 수 있는 현상이다. 또한 급탕 정지 후의 약 1시간 경과 후의 강하 온도에 계산결과가 약3℃정도 낮은 경향이 있다(점선부분). 이것 역시 부엌계통에서의 ①②③과 유사한 원인을 생각할 수 있다.

욕조의 급탕은 6시30분부터 약 20분간의 급탕이 이루어지며, 2차례의 샤워와의 동시 급탕 사용모드로 인하여 분기관에 유량변화와 함께 온수변화도 발생한다. 이 경우의 샤워와의 동시 사용에 의한 욕조에서의 미세한 온도 변화가 계산에서도 잘 재현되고 있다(점선부분). 또한 급탕 정지 후의 약 1시간 경과 후의 강하 온도가 거의 일치하고 있다(↑부분).

급탕 정지 후의 강하 온도에 계산결과가 약2℃정도 낮은 경향(↑부분)이외 에는 양 결과가 잘 일치하고 있다

(2) 분기방식

분기방식은 전 계통에서 급탕 진행중의 출탕온도가 실험치가 항상 계산치 보다 조금 낮은 경향이 있어서, 계산은 60℃에 달하고 있지

그림 11 급탕기의 출탕온도이후의 배관내 온도 변화의 실험

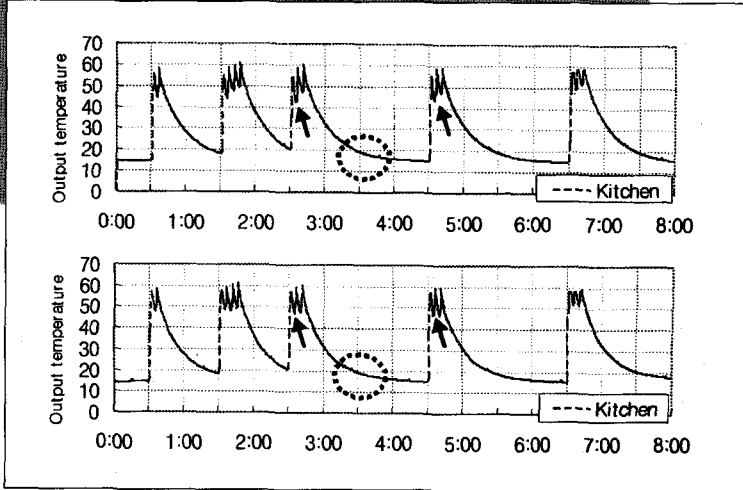
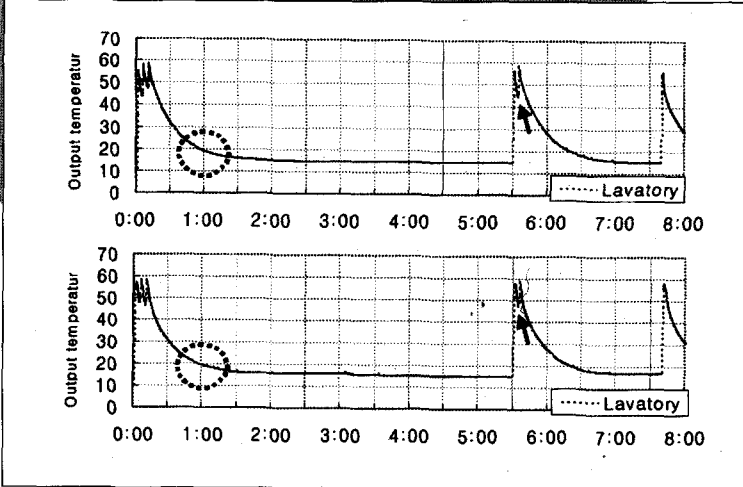


그림 12 세탁기의 출탕온도이후의 배관내 온도 변화의 실험



만 실험에서는 60℃에 달하기 전에 급탕을 정지하고 있다. 이것은 계산에서 설정한 관내유속이 실험보다 빠르게 이동한 경우에 나타날 수 있다. 이러한 경우는 계산조건에서 유속을 실험과 맞게 설정함으로써 개선할 수 있다.

그림 12에서 부엌은 앞에서 설명한 것과 같이 계산에서는 냉각 후의 재 급탕의 경우 항상 60℃이상의 피크를 보이고 있으나 실험에서는 60℃에 도달하지 못하고 있다(↑부분). 또한 심한 경우로서 계산 결과의 좌측 ↑부분(0:30 출탕)은

출탕온도가 65℃이르고 있는데 이 온도는 수전에서의 출탕온도라기 보다는 급탕기에서의 출탕온도가 가깝다. 이러한 경향은 다음의 두 항목에 기인하여 나타낸 것으로 사료된다.

- ① 급탕기에서의 출탕온수가 빠른 유속으로 배관을 지나서 수전에 도착하는 것.
- ② 급탕기에서의 출탕온수가 배관을 지날 때에 배관으로 부터의 열손실을 과소평가하여 계산한 것.

따라서 특히 다른 배관계통보다 부엌계통은 온도차가 많고, 계산상의 설정조건 등의 오차가 가장 많은 계통으로 판단된다.

그림 13의 세면은 수전에서의 급탕온도(↑부분)와 급탕 종료 약 1시간 후의 온수온도가 일치하고 있다(점선부분). 또한 부엌보다는 약한 경향을 보이기는 하지만 냉각상태(시각 0:00, 5:30)에서의 계산결과와 초기 급탕온도가 60℃를 초과하는 피크를 보이고 있다.

그림 14의 세탁의 출탕온도는 세면 계통과 유사한 경향을 보인다.

그림 15의 욕조는 이중관헤터방식과 거의 유사한 경향을 보이며 미세한 온도변화를 잘 재현하고 있다(점선부분).

급탕정지이후의 온도강하에 있어서는 계산결과가 약간 낮은 온도를 보인다(↑부분).

그림 15의 샤워는 분기방식 중에서 가장 실험과 일치하는 결과를 나타내고 있다.

그림 9. 세탁의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

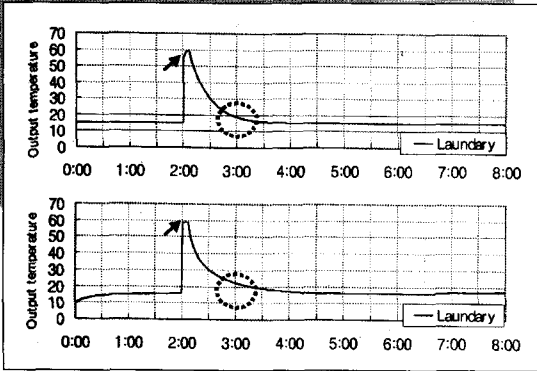


그림 10. 욕조의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

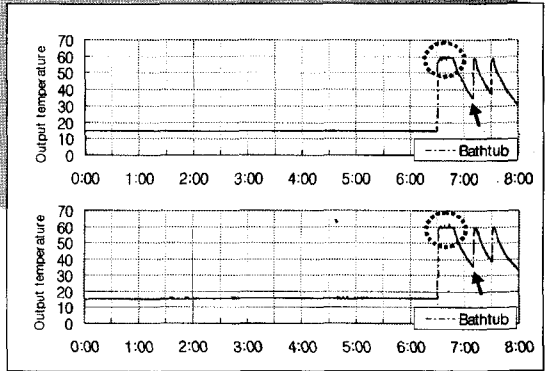


그림 11. 샤워의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

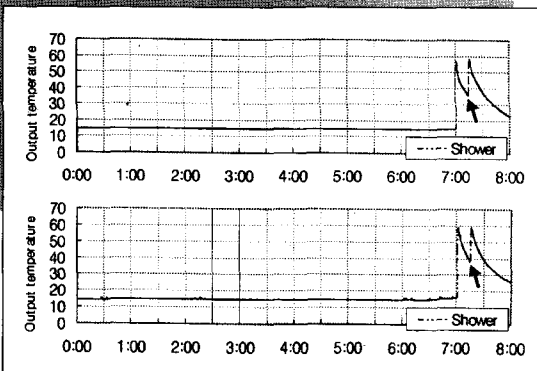


그림 12. 부엌의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

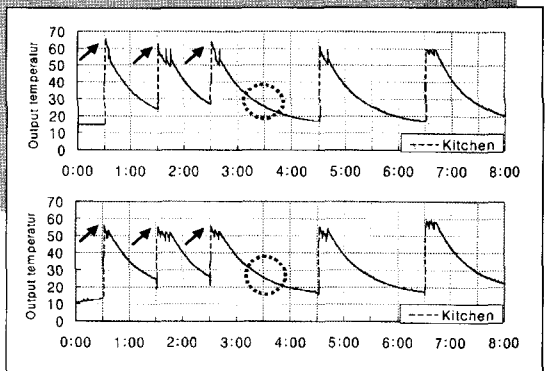


그림 13. 세탁의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

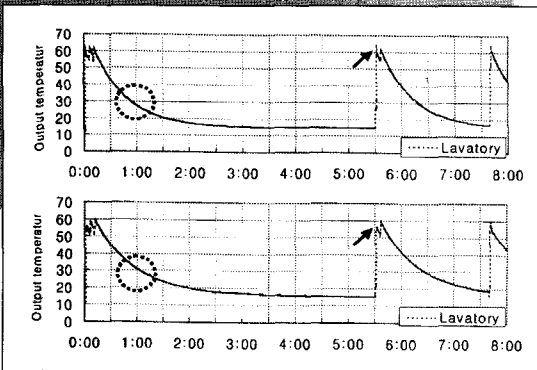


그림 14. 세탁의 출탕온도이중관 해더방식 상: 계산 하: 실험

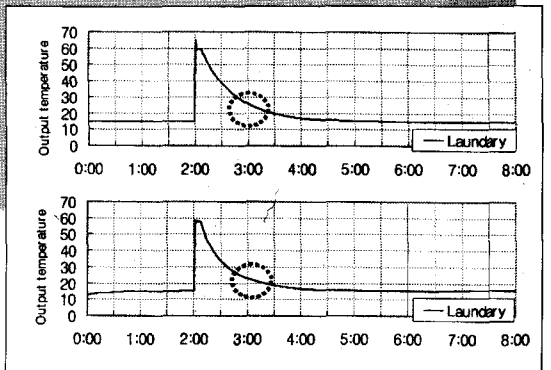


표 5. 욕조의 출탕량으로 이종관 헤더방식 실험 계산 오차 실험

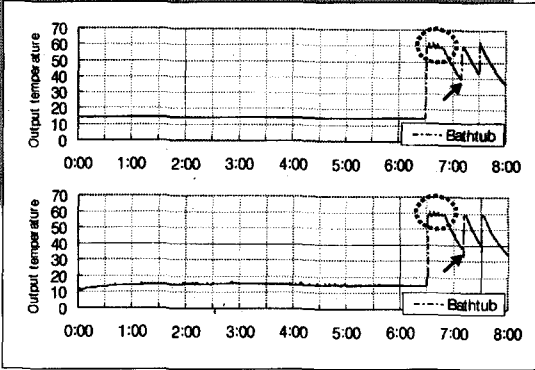
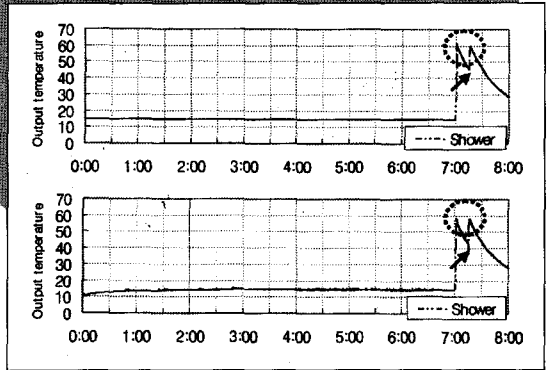


표 6. 샤워와 출탕량으로 이종관 헤더방식 실험 계산 오차 실험



3. 2 각종 열량에 대하여

사용회수, 사용 급탕량이 제일 많은 모드1의 결과를 예로 한다. 급탕 수전에서의 적산열량, 급탕기열량, 배관열량등의 각종 열량을 표 5, 표 7에, 모든 모드의 각 급탕 수전별 출탕 열량 및 상대오차를 표 6, 표 8에 나타낸다.

(1) 이종관헤더방식

(a) 각종 열량에 의한 계산 오차의 검토

각 급탕 배관 전후에서 얻은 각종 열량에 있어서 실험에 대한 계산 결과의 상대 오차는 무효열량이 약 20%(표 5의 부분), 이외의 열량에서는 $\pm 2\%$ (표5의 굵은 숫자)의 계산 정밀도를 나타낸다. 다른 열량의 오차에 비해서 무효열량의 오차가 크게 나온 원인으로는 무효열량 자체의 양이 적은 것에 기인한다고 본다. 표 5에서 보면 유효열량은 약 13700kcal, 수전출구는 약 14000kcal, 급탕기출구는 약 15000

표 5. 실험 계산결과에 의한 각종열량 열량(kcal)

실험	수전 적산열량		각종 열량			배관 효율
	유효	무효	수전출구	급탕기출구	배관방열	
욕조	8307.9		8307.9	8567.0	266.9	97.0
샤워	675.8	45.0	720.8	871.2	150.0	82.7
부엌	2573.7	110.7	2684.4	3108.0	433.6	86.4
세탁	977.0	61.8	1038.7	1236.8	202.7	84.0
세면	1171.7		1171.7	1245.7	78.6	94.1
합계	13706.1	217.5	13923.6	15028.7	1131.7	88.8
계산	수전 적산열량		각종 열량			배관 효율
	유효	무효	수전출구	급탕기출구	배관방열	
욕조	8360.4		8360.4	8628.8	268.4	96.9
샤워	652.4	32.5	684.9	836.0	151.2	81.9
부엌	2604.3	149.6	2753.8	3160.4	406.5	87.1
세탁	989.9	77.8	1067.6	1273.8	206.2	83.8
세면	1190.1		1190.1	1262.1	72.1	94.3
합계	13796.9	259.9	14056.7	15161.1	1104.4	88.8
오차	0.66	19.49	0.96	0.88	-2.41	0

kcal, 배관방열은 약 1100kcal로서 상대적으로 큰 값끼리의 비교로서 적은 양에 의한 오차 발생률은 적게 되는 반면에 무효열량과 같이 미소량(표 3의 실험 217.5와 계산

259.9, 표 5의 부분의 굵은 숫자)인 경우에는 비교대상의 양이 조금만 차이가 나도 상대적으로 오차는 커지게 된다.

그러나 무효열량이 시스템 전체

에서 차지하는 비율은 약 1.7% (=무효열량/수전출구열량)이고, 이것은 20%라면 최종적으로 0.3% (=1.7 × 0.2)의 오차로서 시스템 효율 전체에 차지하는 비중이 다른 열량에 비하여 미비한 양이다.

배관 방식의 열손실율을 나타내는 배관효율은 88.8%로 일치하고 있다.

(b) 급탕 계통별 오차

급탕 계통별 상대오차는 모든 모드에서 ±5%(표 6의 굵은 숫자)로서, 차이를 보이나, 시스템 전체로서는 약 ±1%(표 6의 부분) 정도로 실험과 계산결과는 잘 일치하고 있다. 특히 정밀도가 떨어지는 계통은 모든 모드에서 공통적으로, 급탕 빈도가 적고, 급탕량이 작은 샤워·세면의 2계통이고, 급탕 빈도가 적고 급탕량이 많은 욕조계통은 상대오차가 가장 작다. 이것은 단 시간 동안에 수전의 빈번한 개폐에 의한 오차가 없고, 약 20분간의 정상상태에 가까운 안정된 급탕이 이

루어지기 때문으로 판단된다.

(2) 분기방식

(a) 각종 열량에 의한 계산 오차의 검토

분기방식은 이중관헤더방식과

동일한 경향 및 결과이다. 무효열량의 오차는 약 20%(표 7의 부분), 이외의 열량에서는 ±2%(표 7의 굵은 숫자)의 계산 정밀도를 나타낸다. 무효열량(표 7의 실험 283.3와 계산 340.5, 표 5의 부분의 굵은 숫

표 7. 실험·계산결과에 의한 각종열량, 열량(kcal)

실험	수전 적산열량		각종 열량			배관 효율
	유효	무효	수전출구	급탕기출구	배관방열	
욕조	8211.3	0.0	8211.3	8631.7	420.4	95.1
샤워	665.1	17.9	683.0	796.5	113.5	85.8
부엌	2533.7	190.2	2723.8	3595.4	871.5	75.8
세탁	970.4	75.2	1045.6	1482.4	436.8	70.5
세면	1173.0	0.0	1173.0	1289.9	116.8	90.9
합계	13553.5	283.3	13836.8	15795.9	1959.1	83.6
계산	수전 적산열량		각종 열량			배관 효율
	유효	무효	수전출구	급탕기출구	배관방열	
욕조	8343.3	0.0	8343.3	8703.3	360.0	95.9
샤워	689.0	69.4	758.4	877.0	118.6	86.5
부엌	2565.6	189.0	2754.6	3537.6	783.0	77.9
세탁	974.9	82.2	1057.1	1436.2	379.1	73.6
세면	1171.8	0.0	1171.8	1275.9	104.1	91.8
합계	13744.7	340.5	14085.2	15830.0	1744.8	85.1
오차	1.41	20.19	1.79	0.21	-10.93	1.5

표 6. 실험에 대한 계산의 상대오차, 열량(kcal)

		욕조	샤워	부엌	세탁	세면	합계
M1 동기	실험	8307.9	675.8	2573.7	977.0	1171.7	13706.1
	계산	8360.4	652.4	2604.3	989.8	1190.1	13796.9
	오차	0.6	3.5	1.2	1.3	1.6	0.7
M2중간기	실험	6369.4	456.7	1414.6	456.9	451.2	9157.8
	계산	6260.8	443.0	1404.7	454.3	426.0	8988.7
	오차	-1.7	-3.0	-0.7	-2.5	-5.6	-1.7
M3 하기	실험	4311.3	206.1	450.4	171.7	291.6	5431.2
	계산	4309.9	209.8	448.0	166.7	278.6	5412.9
	오차	0.0	1.8	-0.5	-3.0	-4.5	-0.3

자)이 시스템 전체에서 차지하는 비율이 약 2.4% (=무효열량/수전출구 열량)이고, 이것은 최종적으로 0.5% (=0.2 × 2.4)의 오차로서 이중관헤더방식의 0.3%보다는 크지만, 시스템 효율 전체에 차지하는 비중이 다른 열량에 비하여 미비한 양이다. 배관효율은 1.5%의 오차로 역시 이중관헤더방식보다 크고, 이것은 분기방식의 Δt(1)식에 의하여 결정됨)가 0.3[sec]로 이중관헤더

방식의 0.1[sec]보다 크게 계산함으로써 인한 오차의 누적을 원인으로 본다.

(b) 급탕 계통별 오차

계통별 상대오차는 모든 모드에서 ±5%(표8의 굵은 숫자), 시스템 전체로서는 약 ±1%(표8의 부분)로, 이중관헤더방식과 마찬가지로 실험결과와 잘 일치하고 있다. 전체적으로 이중관헤더방식에 비하여 약간 오차가 큰 것 이외에는 유사한 경향이다.

는 이하와 같다.

1) 이중관헤더방식

- ① 전 계통에서 출탕온도의 변화는 실험과 계산의 결과가 거의 일치하고있다.
- ② 계산결과의 오차는 무효열량이 약20%, 이외의 열량에서는 ±2%로 계산결과의 정밀도를 갖는다.
- ③ 전체 열량에 관해서는 상대오차±1%, 계통별로는 ±0~5%

치가 항상 계산치 보다 조금 낮은 경향이 있다.

- ② 각종 열량에 있어서는 이중관헤더방식과 동일한 경향 및 결과이다. 무효열량의 오차는 약20%, 이외의 열량에서는 ±2%로 계산결과의 정밀도를 갖는다.
- ③ 계통별 상대오차는 모든 모드에서 ±5%, 시스템 전체로서는 약 ±1%로, 이중관헤더방식과 마찬가지로 실험결과와 잘 일치하고 있다. 전체적으로 이중관헤더방식에 비하여 약간 오차가 큰 것 이외에는 유사한 경향이다.

표 8. 실험에 대한 계산의 상대오차 열량(%)

		육 조	샤 워	부 욕	세 탁	세 면	합 계
M1동기	실험	8211.3	665.1	2533.7	970.4	1173.0	13553.5
	계산	834.3	689.0	2565.6	974.9	1171.8	13744.7
	오차	1.6	3.6	1.3	0.5	-0.01	1.4
M2 중간기	실험	6381.5	458.1	1421.9	456.1	418.0	9135.6
	계산	6267.5	479.7	1420.7	450.0	413.4	9031.3
	오차	-1.8	4.8	-0.01	-1.3	-1.1	-1.1
M3 하기	실험	4366.7	182.0	478.6	180.1	252.7	5459.9
	계산	4325.8	175.1	461.4	172.7	251.1	5380.1
	오차	-0.9	-3.8	-3.6	-4.1	-0.6	-1.5

3) 과제

또한 계통별 또는 배관방식별로 실험의 상대오차가 커지는 현상과 그의 원인을 이하와 같은 내용으로 판단하며 차후의 과제로 한다.

- ① 급탕중의 온수온도의 상승, 급탕 정지후의 강하에 있어서 실험과 계산결과의 오차가 배관 계통에 따라서 상이한 경향이 있었다. 이것은 실험의 완성도뿐만 아니라 계산조건의 설정에 실험조건을 보다 충실히 재연하여야겠다.
- ② 급탕시의 온수의 피크가 다른 것은 계산에서 설정한 관내유속이 실험보다 빠르게 이동한 경우에 나타날 수 있다. 이러한 경우는 계산조건에서 유속을 실험과 맞게 설정함으로써 개선할 수 있다.

4. 결론 및 과제

두 배관방식 모두의 전 계통에서 실험과 계산의 결과인 급탕개시 직후의 온도상승, 급탕 진행중의 출탕온도, 급탕 정지후의 관내 잔류 온수의 온도 하강 등이 전반적으로 잘 일치하고 있으며, 계산결과의 상대오차에 있어서도 만족할 수 있는 수치로 표현되었다. 구체적으로

의 범위에서 예측이 가능하다.

- ④ 특히 정밀도가 뒤떨어지는 계통은 급탕 빈도가 적고, 급탕량이 작은 샤워·세면의 2계통이고, 급탕 빈도가 적고 급탕량이 많은 육조계통은 오차가 적다.
- 2) 분기방식
 - ① 전 계통에서 출탕온도는 실험



③ 계산에서는 $\Delta t(0.1초, 0.3초)$ 와 Δx 를 충분히 작게 설정하였다. 그러나 퍼스널 컴퓨터에 의한 계산이라 하여도, 1~2시간의 계산시간은 현실적으로 용이하게 사용하기에는 무리가 있다. 따라서 계산 시간 단축을 위해 $\Delta t, \Delta x$ 를 크게 함으로 인하여 함께 커지는 오차의 변화를 파악하여 실용적인 $\Delta t, \Delta x$ 를 검토할 필요가 있다.

이상으로 급탕 배관 시스템의 열적 효율을 예측하는 계산방법에 대하여 소개하고, 실험결과와 계산결과를 비교함으로써 본 계산방법 및 결과의 신뢰도를 정량적으로 제시

하였다. 또한 실제 급탕사용에 의한 배관의 열방열량은 단순하게 길이에 비례하고 있지 않다는 사실에 근거하여^{1) 2)}, 그러한 배관의 열효율의 해석에 있어서 3장에서 나타난 본 연구의 계산방법은 주택용 급탕 시스템뿐만 아니라 그 밖의 다른 배관 시스템에도 충분히 적용 가능하다고 판단되는 예측수법으로서 앞으로의 급탕 시스템 설계에 적용할 수 있는 수준이라고 판단한다. 따라서 본 계산방법을 사용하여, 여러 형태의 급탕 시스템 및 급탕 사용 부하 모드의 설정에 대응해서 계통적으로 케이스 스터디를 축적하여, 알맞은 급탕 배관 시스템을 제안할 수 있으리라 기대한다.

참고문헌

1. 崔 利豪, 謙田 元康, 給湯設備設計用基礎データの検討 整備に關する研究 -第7報 住戶セントラル給湯システムの熱効率の検討 (1)-日本空氣調和・衛生工學會學術講演會論文集, 第1卷 P501-504, 1996/9/18
2. 崔 利豪, 謙田 元康, 給湯設備設計用基礎データの検討 整備に關する研究 -第9報 住戶セントラル給湯システムの熱効率の検討 (2)-日本空氣調和・衛生工學會學術講演會論文集, 第2卷 P805-808, 1997/8/28
3. 吉野 博, 住宅用給湯配管からの熱損失建築設備と配管工事(論文), P35-41, 1982/9
4. 水野 稔, 非正常溫水供給管の熱計算法, 日本空氣調和・衛生工學會論文集, P44~50, 1984
5. S.V.Patanker, computerによる熱移動と流れの數値解析, P54, 1985



열효율 높은 공조설비 다윈, 설치·운전 편리

열효율이 높고 설치 및 운전이 편리한 냉동 공조설비가 개발됐다.

(주)다윈에이씨(대표 오태수)는 최근 냉동 공조설비의 일종인 '공냉식 일체형 칠러'를 개발, 시장에 공급기로 했다.

이 제품은 일체형 타입으로 블레이징 타입의 SUS 판형 열교환기를 사용, 열효율을 높였으며 순환 펌프와 밀폐형 팽창탱크를 내장, 현장설치와 운전을 편리하게 해준다.

밀폐형 팽창탱크가 내장됨으로써 배관 사이클을 폐회로로 구성, 시스템을 설계할 수 있기 때문에 관내의 부식을 최대한 방지할 수도 있다고 회사측은 밝혔다.

(02)722-0541