한국에너지공학회지(1999), 제8권 제2호
Energy Engg. J(1999), Vol. 8, No. 2, pp. 233~241

자연순환회로를 이용한 대형 온수생산 시스템의 개발

반태곤 · 이주동 · 이상천* · 김영길**
영남대학교 대학원, *영남대학교 기계공학부, **(주)세코엔지니어링

Development of a Large-Scale Hot Water Production System Using a Natural Circulation Loop

Tae Gon Ban, Joo Dong Lee, Sang Chun Lee* and Young Gil Kim**
Graduate School, Yeungnam University,
**School of Mechanical Engineering, Yeungnam University*
***Saeco Engineering, Ltd.*

요 약

온수생산을 위하여 기존의 강제순환식이 아닌 자연순환식 회로를 이용한 대형 온수생산 시스템을 개발하였다. 그리고 이 시스템의 설계와 성능평가를 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 실용화 가능성을 제시하였다. 실제규모의 성능실험에서 주어진 기하학적 조건하에 시스템이 정상상태 운전 시 보일러 가열량(695 kW)일 때, 급수 유량이 0.3 *l*/s로 일정하게 순환함을 보였다. 그리고, 비정상상태로 작동 할 경우 순환유량이 0.4~0.6 *l*/s로 시스템이 불안정함을 실험을 통해 확인하였다. 개발된 프로그램과 대형의 온수생산 시스템의 성능평가의 비교·검증을 통하여 시뮬레이션 프로그램을 이용한 시스템 설계에 적용될 수 있음을 보였다.

Abstract — A large-scale hot water production system using a natural circulation loop was developed. A computer simulation program was developed to design and evaluate thermal performance of the natural circulation system for hot water production. An experimental apparatus was set up and was tested against various conditions to exhibit a stable operating region of the natural circulation loop. When the system was a stable state for heating rate (695 kW) and feed water was circulated at 0.3 *l*/s constantly. A unstable state was checked by experiment and that time flow rate was oscillated with 0.4~0.6 *l*/s. The result showed that the program can predict the thermal performance of the large-scale hot water system using the natural circulation loop and can be utilized to design the system.

1. 서 론

아파트와 대형빌딩 등 대규모 난방용 온수생산시스템에서는 증기보일러와 열교환기 그리고 순환펌프를 이용하는 강제순환 방식이 널리 사용되고 있다. 이 방식은 증기보일러, 열교환기, 응축수탱크와 순환펌프로 구성되어 있는데 증기 보일러에서 발생된 증기가 열교환기에서 냉수를 가열하여 온수를 생산한다. 그리고 냉각된 증기는 응축되어 증기트랩을 통하여 응축수 탱크로 회수된 후, 급수펌프에 의하여 보일러에 공급되는 순환사이클을 이룬다. 그러나 트랩을 통해서 배출된 응축수가 트랩 전후의 압력변화로 인하여 포화상태로 바뀌면서 포화액은 응축수 탱크에서 회수되지만, 포화증기는 대기로 비산(Flashing)하게 된다. 이 과정에서 포화증기의 비산과 응축수의 열손실에 의하여 에너지손실이 발생하는데 이 손실량은 보일러 가열량의 10% 이상에 해당된다. 특히 비산에 의하여 손실된 증기를 보전하기 위하여 보충수를 공급하여야 하는데 이것은 경도가 높아 관내 스케일 생성의 원인이 되어 배관의 수명을 단축시킨다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 자연순환회로를 이용한 대규모 난방용 온수생산시스템을 개발하는 것은 좋은 대안이 될 수 있다. 자연순환시스템은 중력장하에서 부력(Buoyant force)의 효과로 밀폐 또는 개방루프를 작동유체가 순환하면서 열에너지를 전달하는 시스템으로

서 열사이폰의 한 형식이다. 이를 활용하는 사례로는 열-사이펀 리보일러, 태양열 집열기, 가스터빈의 냉각시스템, 원자로 냉각시스템, 지열상승 등이 있다. 그러나 자연순환시스템은 작동조건에 따라 유동의 불안정성을 수반할 수 있기 때문에 시스템내 유동해석이 선행되어야 한다. 단상 또는 2상 자연순환시스템에서 기본적으로 존재하는 유동불안정성에는 밀도파 요동(Density wave oscillation), 음향파 요동(Acoustic oscillation), 열적 요동(Thermal oscillation), 압력강하 요동(Pressure drop oscillation) 등으로 대표되는 동적 불안정(Dynamic instabilities)과 Flow Excursion과 유동양식의 변동에 따른 불안정 등 정적 불안정(Static instabilities)이 있다(Boure *et al.*[1]). Grief *et al.*[2]은 정상상태 결과에다 미세 교란항을 부과하여 자연순환시스템의 안정성에 관한 연구를 수행하였으며, Creveling *et al.*[3]은 실험적 기법을 통하여 수직 Toroidal loop에서의 실험결과를 제공하였으며, 또 회로내에서 유량이 정상상태보다 증가하면 그와 더불어 마찰에 의한 압력강하가 증가하고 부력의 효과는 줄어들어 결국에는 초기의 정상상태로 되돌아오는 Self-correcting stable을 설명하였다. Chen and Chang[4]은 Variable-Area loop, 1차원 균질유동에 대한 각 보존방정식을 이용하여 회로내의 일정 질량유량에 대한 수위차, 2상영역 단면적의 변화가 2상 자연순환시스템에 미치는 영향을, Lee and Ishii[5], Wang *et al.*[6], 이와 이[7] 등은 2상 자연순환시스템내의 정적, 동적 불안정, 회로내의 전열특성 및 안정성에 대한 연구 결과를 제시하였다. 이러한 열-유동학적 불안정성은 시스템 전체에 기계적인 진동(Mechanical oscillation)을 유발시키며, 더 나아가서는 시스템에 대한 열적 제어(Thermal control)를 어렵게 만드는 요인으로 작용한다. 따라서 대형 온수생산시스템에서 자연순환회로를 효과적으로 적용하기 위하여서는 기하학적 형상에 따른 이러한 불안정성의 요인과 그에 대한 영향을 밝혀내고, 정상운전이 가능한 작동범위를 설정하여 열에너지를 지속적으로 공급할 수 있는 설계조건과 그 결과 자료가 제시되어야 한다.

이 연구에서는 증기발생량 3 ton/hr인 산업용 보일러에 자연순환회로의 원리를 응용한 온수생산시스템을 구성하여 그 열적 성능을 평가하고, 본 시스템의 설계 및 실용화를 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하고자 한다.

2. 이론적 해석

자연순환시스템의 정적 불안정요인을 파악하고, 안정영역에 대한 설계자료를 확보하기 위하여 1차원 정상상태의 연속, 운동량, 에너지 방정식을 사용하여 각 구간별 압력강하 계산을 위한 시뮬레이션 식을 유도하였다. Fig. 1은 이 연구에서 대상으로 한 자연순환시스템의 개략도이다. 시뮬레이션 해석을 위하여 몇 가지 가정을 사용하였다. 첫째, 2상 유동 구간에서는 균질유동모델을 이용하고 둘째, 액상 자연순환이 일어나는 경우 액상의 밀도는 일정하며 셋째, 가열부에 가해지는 열량은 냉각부에서 모두 방열하며 넷째, 보일러내부 증기영역의 단면적이 급수관의 단면적에 비하여 상당히 크므로 보일러 내부의 수면에서 포화액상이 바로 포화증기로 변하는 Sharp interface 가정(Ramos *et al.*[8]) 등을 적용하였다.

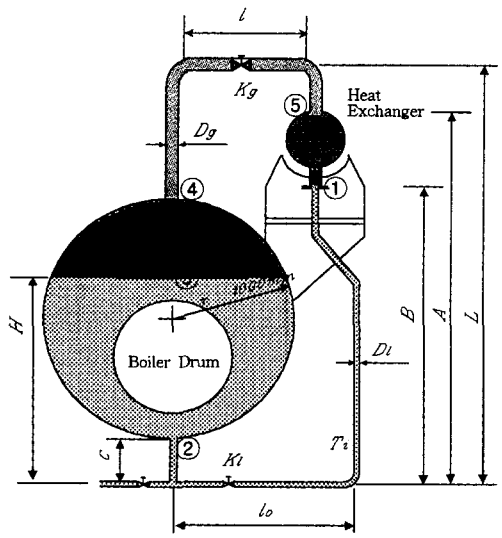


Fig. 1. Schematic diagram of the simulation model.

Parameters	Spec.
A	3.2 m
B	2.6 m
C	0.52 m
D_l (Feed water tube diameter)	0.065 m
D_g (Steam tube diameter)	0.125 m
l	1.2 m
l_o	3.85 m
L (Height of the system)	3.22 m
K_l (Loss coefficient of feed water tube valve)	20
K_g (Loss coefficient of steam tube valve)	10
T_i (Condensed water temperature)	90°C

각 구간별 유동영역에서 1차원 정상상태의 연속, 운동량, 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$u\frac{\partial \rho}{\partial z}+\rho\frac{\partial u}{\partial z}=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial P}{\partial z}=\rho u\frac{\partial u}{\partial z}+\rho g+\frac{f}{2D}\rho u^2 \tag{2}$$

$$u\frac{\partial i}{\partial z}=\frac{q''\zeta}{\rho A} \tag{3}$$

밀폐회로내를 작동유체가 순환하므로 운동량 방정식을 회로 전체에 대하여 적분하면 식(4)와 같다.

$$\oint dP=0,\ P_F+P_B=0 \tag{4}$$

즉, 마찰에 의한 압력강하와 작동유체의 밀도차에 기인하는 부력에 의한 구동력이 일치하는 유동조건을 정상상태 운전조건으로 설정하였다.

단열액상구간은 열교환기 출구에서 보일러 입구까지이며 Fig. 1에서 보면 ①-②구간이다. 식(1)의 연속 방정식으로부터

$$u_l=\text{const.} \tag{5}$$

이 구간에서 유체의 평균 체류시간과 압력강하치는 다음과 같다.

$$\tau_{12}=\frac{c+l_o+b}{u_l} \tag{6}$$

$$\Delta P_{12}=\rho_l g(c-b)+\frac{f_l}{2D_l}\rho_l u_l^2(c+l_o+b)+\frac{1}{2}K_l\rho_l u_l^2 \tag{7}$$

가열액상구간(보일러)은 보일러 입구에서 보일러 내부의 비등경계까지이며 ②-③구간이다. 이 부분의 속도는 액상의 밀도가 포화액체 상태로 일정하다는 조건으로

$$u_{lh}=u_l\frac{A_l\rho_l}{A_h\rho_f} \tag{8}$$

나타나며, 식(3)의 에너지 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$i_{lh}=i_l+\frac{q''_h\zeta}{u_l\rho_l A_l}(z-c) \tag{9}$$

이 구간에서 유체의 평균 체류시간은

$$\tau_{23}=\frac{\Lambda_h-c}{u_{lh}} \tag{10}$$

로 주어지며, 비등경계(Λ_h)를 구하기 위하여 이 경계에서의 엔탈피가 포화액체 상태인 것을 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\Lambda_h=c+\frac{u_l\rho_l A_l}{q''_h\zeta}(i_f-i_l) \tag{11}$$

$$\Delta P_{23}=\rho_l u_l g\tau_{23}\frac{A_l}{A_h}+\frac{f_{lh}}{2D_h}\rho_l u^2_{lh}(\Lambda_h-c) \tag{12}$$

가열2상구간(보일러)은 비등경계에서부터 보일러 출구까지이며 Fig. 1에서 ③-④구간이다. 이 구간은 보일러 내부에 존재하지만 외부에서의 가열량이 없으며, 작동유체의 상태는 Sharp interface approximation법을 적용시킬 수 있으며 따라서 이 부분을 포화증기라 가정하여 밀도와 엔탈피는 일정하다고 보았다.

$$u_{th}=\frac{u_l\rho_l A_l}{\rho_g A_h}=\text{const.} \tag{13}$$

가열2상구간에서 엔탈피는 일정하다.

$$i_{th}=i_g=\text{ const.} \tag{14}$$

이 구간에서 유체의 평균 체류시간과 압력강하치는 다음과 같이 주어진다.

$$\tau_{34}=\frac{d-\Lambda_h}{u_{th}} \tag{15}$$

$$\Delta P_{34}=\rho_g u_{th} g\tau_{34}+\frac{f_{th}}{2D_h}\rho_g u^2_{th}(d-\Lambda_h) \tag{16}$$

단열기상구간은 보일러 출구에서 응축기입구까지이며 ④-⑤구간이다. 증기보일러출구의 작동유체는 포화증기 상태이며, 따라서 이 구간에서 유체의 평균 체류시간과 압력강하치는 다음과 같다.

$$\tau_{45}=\frac{(2L+l-a)-d}{u_{gi}} \tag{17}$$

$$\Delta P_{45}=\rho_g\left\{g(a-d)+\frac{f_{gi}}{2D_g}u^2_{gi}(2L+l-a-d)+\frac{1}{2}u^2_{gi}K_g\right\} \tag{18}$$

응축 구간(열교환기)은 열교환기 입구에서 출구까지이며 ⑤-①구간이다. 이 구간내에는 응축경계를 전후로 냉각2상과 냉각단상 영역으로 나뉘어 진다. 원통다관형(Shell-and-Tube type) 열교환기의 원통측(Shell side)으로 작동유체가 응축이 되어 과냉상태가 된다. 이 영역에서 원통측 유동에 대한 압력강하 해석은 Bell-Delaware법을 이용하였다. 이 등[19]에 의하면, Bell-Delaware법은 그 동안 실험되어진 방대한 자료를 기초로 하여 배플의 Leakage와 Bypass 흐름 그리고 관군의 기하학적 특성들의 효과를 고려하여, 이상적인 관군유동에서의 열전달량 및 압력강하를 먼저 계산하고 여기에 Bypass와 Leakage 유동특성에 관한 보정인자를 곱하여 주는 방법이다. 이 방법은 다른 것에 비하여 간편하면서 정확하기 때문에

널리 쓰여지고 있는데, 전체 압력강하 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P=\Delta P_c+\Delta P_w+\Delta P_e \quad (19)$$

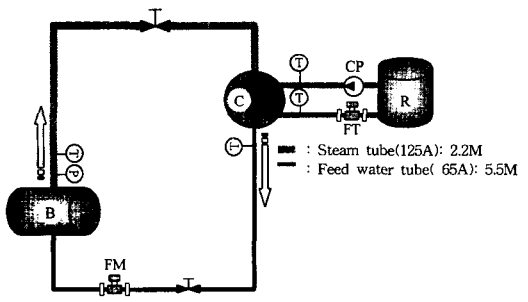
압력강하의 계산은 원통측의 작동유체가 관군을 통과할 때의 압력강하 ΔP_c와 배플 Window에서 일어나는 압력강하 ΔP_w, 그리고 입출구의 배플 간격에 영향을 고려한 압력강하 ΔP_e를 합한 값으로 나타난다. 그리고 Grant[10]의 경험식을 기초로, 2상유동에 대한 Chishlom의 상관식에 나타난 보정인자를 적용하여 Cross-flow zone과 Window-flow zone에서 압력강하치를 계산하였다.

3. 실제규모 자연순환시스템의 성능실험

3-1. 성능실험장치

자연순환시스템을 이용한 대규모 온수생산시스템을 개발하기 위하여 실제 규모로 시스템을 제작하여 열적 성능실험을 수행하였다. 가열부는 노통연관식 증기보일러(3.0 ton/hr), 냉각부는 원통다관형 열교환기(100만 kcal/hr)로 구성되어 있는데 그 개략도가 Fig. 2에 도시되어 있다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 시스템은 보일러와 열교환기의 원통측으로 구성된 밀폐회로와 열교환기의 관측과 온수저장 탱크 그리고 순환펌프로 구성된 온수순환회로가 있는데 밀폐회로내 실험장치의 총 높이는 3.2 m이다.

순환펌프는 원심식으로 열교환기의 관측으로 냉각수를 열교환시킨 다음, 가열된 냉각수를 온수저장탱크로 순환시키는 역할을 한다. 저장탱크는 높이 3.6 m의 원통형 모양으로 28톤의 온수 저장 능력을 가지고 있다. 나머지 본 실험장치의 기하학적 인자는 Fig. 1의 시뮬레이션 모델과 동일하다.



P : Pressure Transmitter
T : Thermocouple(T type)
FM : Magnetic Flow meter
FT : Turbine Flow meter
B : Steam Boiler
C : Condenser(S & T)
R : Reservoir
CP : Centrifugal Pump

Fig. 2. Schematic diagram of the experiment apparatus.

Table 1. Specification of measure instruments.

Items	Manufacturer	Range	Error (%)
Pressure transmitter	Data instruments	0-100Psi	1
Thermocouple	Sentech	T type	0.1°C
Turbine Flowmeter	MEINECKE	0~50 m^3/h	2
Magnetic Flowmeter	Jung Engineering	0~10 m/s	0.5
Data logger	Fluke	20 ch.	0.1

시스템 내의 압력, 온도 및 유량등 성능평가실험의 기본인자를 측정하기 위하여 각 센서와 연결된 데이터 로거(Data logger), 연속기록장치, 컴퓨터를 이용한 데이터 획득장치를 설치하였으며, 실험 중 시스템의 운전상태를 확인하기 위하여 설치한 현장직독장치가 있다. 각 측정장치의 개략적인 설치 위치는 Fig. 2와 같다. 그리고 시스템에 부착된 각각의 계측장비의 특징 및 사양은 Table 1에 자세하게 나열하였다. 열전대를 이용한 유체의 온도측정시 각 지점마다 2개씩 열전대를 설치하여 각각의 산술 평균값을 그 지점의 온도로 취하였다. 급수관내의 응축수 순환유량 측정은 유량계에 의한 압력강하를 고려하여야 하므로, 회로내의 유동에 직접적인 영향을 미치지 않는 전자기형 유량계(Magnetic flowmeter)를 설치하였다. 전자기형 유량계는 균일하게 분포한 자속의 수직방향으로 도체가 통과하면 도체의 속도에 비례하여 기전력이 발생하므로 유량계 전후의 압력강하가 거의 없이 유체의 유량을 측정할 수 있다. 그리고, 연료의 저위발열량과 보일러 효율에 대한 내용 및 계산과정은 김 등[11]에 자세하게 나타나 있다. 시스템의 정상상태를 확인하기 위하여 보일러 수위와 응축수 순환관내 수위를 관측하는 수위계를 부착하였다. 이 수위는 수위 조절기 와 Level Transmitter에 의하여 데이터획득시스템에 기록된다.

3-2. 성능실험 방법 및 결과

자연순환을 이용한 대형 온수생산시스템에 대한 성능평가실험에서 기하학적 조건은 동일하며, 여러 가지 부하(가열량)에 대한 전체적 성능 시험을 하기 위하여 시스템 내부의 절대 압력(1, 2, 3, 4기압)을 증가시켜 가면서 실험을 수행하였다. 이 실험에서 시스템 전체가 안정상태에 도달하는데 1~2시간 정도의 예열 시간이 소요되었으며, 성능시험동안 시스템의 주요한 변수인 열교환기내의 온수 출 입구 온도, 보일러 급수온도, 보일러 내의 압력, 열교환기 온수순환량, 보일러 급수관 수위를 시간에 따른 변화를 측정하였다. 그리고 시스템이 보일러

가동 후 회로내의 절대압력이 원하는 상태에 도달하면 보일러 급수관의 밸브를 서서히 열어 자연순환회로내의 작동유체를 순환시켜 시스템의 정상 운전상태를 확인하였다. 성능실험은 자연순환 초기의 시스템의 상태, 정상상태 및 비정상상태로 나누어 수행하였다. 본 연구는 실험을 위한 축소 모형(Lab. scale)이 아닌 실제 난방용 온수 발생 장치에 적용되어지는 실제 스케일이다. 시스템이 폐회로로 구성되기 위한 냉각기 부착이 당연하나, 시간당 증기 발생량(3톤) 상응하는 대용량의 냉방장치를 설치하는 방법과 폐회로가 아닌 냉각수 유량을 시간당 50톤을 계속 공급하는 개회로를 구성하는 두가지 방법이 있으나 그 어느 방법도 실험 제반 여건상 설치가 불가능하며, 그 대신 28톤에 이르는 대용량의 냉각수 저장탱크를 자체 제작하여 저수조(Reservoir)역할을 하도록 하였다. 이런 연유로 인하여 열교환기의 입구온도가 시간에 따라 상승하였으며, 그러나 이러한 점이 실험의 성능규명에 직접적인 지장을 주지 않기 때문에 성능평가와 정상운전상태를 확인하는데 문제가 없었다. 수행된 다수의 실험이 모두 동일한 경향을 보였기 때문에 여기서는 가장 대표적인 실험결과만 제시하고자 한다.

3-2-1. 시스템 초기의 운전 결과

시스템 초기(회로내의 작동유체가 순환하기 시작할 때)의 운전 특성을 파악하기 위하여, 보일러 급수관의 순환 유량과 보일러 내의 압력의 변화를 관찰하였다. Fig. 3은 보일러 급수관의 순환유량으로서 운전 초기에 큰 진폭으로 진동하면서 시스템이 매우 불안정한 상황을 유지하다 시간이 차츰 지나면서 안정됨을 알 수 있다. 마찬가지로 Fig. 4는 시간에 따른 보일러내의 압력을 나타내었는데 초기에 압력이 급격히 감소했다가 다시 압력을 회복하는 현상이 주기적으로 나타남을 알 수 있다. 초기 불안정의 발생 원인은 작동유체 순환이전에 이미 열

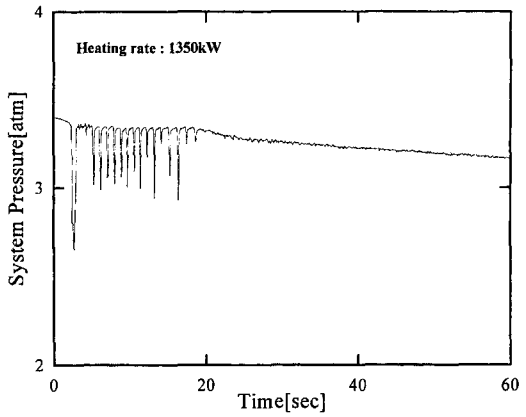


Fig. 4. Oscillation of pressure as a function of time at the beginning of system operation.

교환기 내에 상당부분 증기가 응축되어 있으므로 급수밸브를 갑작스럽게 열면 응축수량이 급격하게 증가한다. 따라서 응축수 수위의 상승에 의하여 급수유량은 증가되는 현상을 나타내며, 어느 시간이 지나면 반대로 응축수량이 급수량에 못 미치므로 응축수 수위가 감소하는 효과를 나타낸다. 운전 초기의 이런 시스템내의 절대압과 보일러 급수량의 주기적인 반복은 시스템 내에 열적 불안정을 발생시킬 수 있으며, 이런 불안정 현상이 지속된다면 온수생산시스템의 안정성에 심각한 영향을 미칠 수 있다. 초기 불안정을 최소화하기 위하여 보일러 증기실내에서 증기가 발생하기 시작할 때 급수 밸브를 서서히 열면 이런 초기 불안정을 상쇄시킬 수 있다고 본다.

3-2-2. 정상상태 운전시

시스템 내의 기준압력이 1기압인 경우에 대한 결과가 Fig. 5 및 Fig. 6에 나타나 있으며 보일러의 가열량은

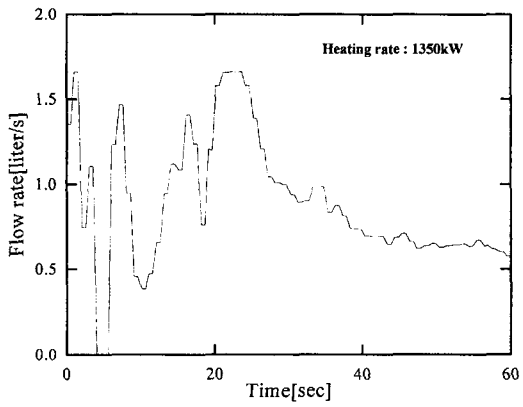


Fig. 3. Oscillation of flow rate as a function of time at the beginning of system operation.

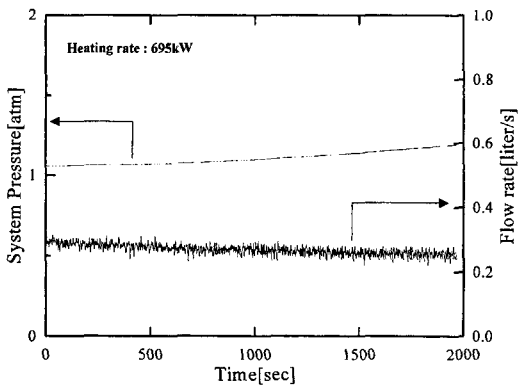


Fig. 5. Variance of pressure and flow rate as a function of time for the system pressure 1atm.

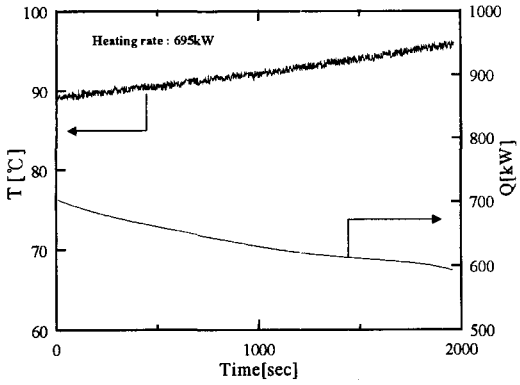


Fig. 6. Variance of condensed water temperature and cooling rate as a function of time for the system pressure 1atm.

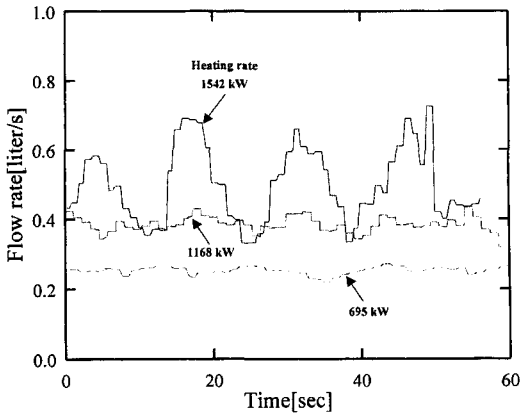


Fig. 7. Oscillation of flow rate as a function of time at the unstable state.

695 kW이다. Fig. 5는 자연순환시스템이 정상상태에 이른 후 시스템 압력과 순환유량을 나타내었는데 시스템이 정상적으로 작동할 경우 회로내의 압력은 거의 일정하게 유지되며 시간에 따른 보일러 급수유량도 0.3 *l*/s로 거의 일정하게 순환함을 알 수 있다. 이 그림에서 나타난 유량의 미세변동은 냉각부인 열교환기 내에서 순간 증기의 응축량 변화에 따르는 것으로 유추할 수 있다. Fig. 6에서 보면 응축수 온도 즉, 시간에 따른 보일러 급수온도가 서서히 증가하는 것으로 나타났으며, 냉각부의 열교환기를 통한 열전달량은 시간이 지남에 따라 점점 감소함을 알 수 있다. 시스템내부의 절대압과 응축수 온도의 증가와 냉각부의 열교환량 감소원인은 앞에서도 언급하였지만 온수저장탱크에 냉각장치가 부착되지 않았기 때문이다. 즉, 시간이 지남에 따라 온수탱크내의 온도가 완만히 상승하므로 냉각부 열교환기의 입구온도가 서서히 증가하고 열교환기내에서 증기의 포화온도와 냉각수의 입출구 평균온도와의 온도차가 감소하므로 냉각수 순환유량이 일정할 경우 열교환량은 점점 감소하기 때문이다. 그러므로, 정상상태의 초기에는 보일러에서의 가열량과 냉각부에서의 냉각량이 동일한 상태인 열평형(heat balance)을 맞추더라도 시간이 지남에 따라 가열량이 증가하므로 시스템 내부의 압력과, 응축수 온도가 서서히 증가하는 결과를 초래하게 된다. 본 시스템이 실제로 적용되어질 경우는 정상상태에서 냉각부의 열교환량이 일정할 경우 시스템내부의 압력과 응축수 회수온도가 일정한 값을 유지하는데 문제가 없을 것이다.

3-2-3. 비정상상태 운전시

온수생산시스템이 비정상상태로 운전될 경우 시스템에 미치는 영향을 파악하기 위하여 보일러 가열량을 증가 시켜가면서 실험을 수행하였는데 시간에 따른 순환유량의 변화량을 Fig. 7에 나타내었다. 이 그림에서 유동이 안정상태가 아니며 순환유량이 불규칙적으로 변하는 Flow excursion을 나타내는 것을 알 수 있다. 정상상태 작동범위 보다 가열량이 커질수록 시스템이 불안정함을 알 수 있다. 가열량 1168 kW일 경우 불안정성이 심각해지기 시작하며 보일러 가열량이 더 증가한 경우 즉, 1542 kW일 때는 순환유량이 0.4~0.6 *l*/s 사이로 크게 진동함을 알 수 있다. 이런 유량의 급격한 변화는 배관시스템내에 급격한 온도 상승으로 인한 열적 불안정을 발생시킬 수 있다. 이러한 비정상상태 하에서 시스템 내부의 압력이 급격히 증가함을 Fig. 8에서 역시 알 수 있다. 이렇게 압력이 상승하여 시스템의 설정압력보다 증가할 시에는 보일러 가동이 중지되며 따라서 자연순환시스템의 연속적인 운전이 불가능하여 진다. 전체적으로 이런 불안정의 발생원인은 한마디로 열적 비평형에 의하여 발생된다고 할 수 있다. 이런 비평형과

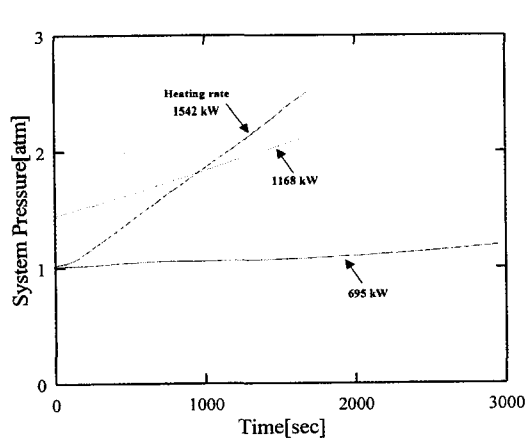


Fig. 8. Variance of pressure as a function of time at the unstable state.

비등·응축경계간의 수위차가 정상상태 작동조건보다 낮게 설정되어 있으므로 인하여, 응축 경계의 주기적인 변화가 보일러 급수량의 변화를 유발한다고 볼 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과의 비교 · 검증

시뮬레이션 프로그램의 언어는 Microsoft visual basic으로 Fig. 9에 이 프로그램 초기화면이 나타나 있다. 이 그림은 보일러, 열교환기등 각 구성요소의 배열 상황을 나타내며 보일러, 열교환기 설치높이 증기관 및 급수관의 직경, 보일러 급수 온도등을 입력하는 문자상자(Textbox)와 보일러 가열량의 범위와 밸브마찰계수창, 보일러 내부 충전량, 열교환기의 기하학적 인자를 입력할 수 있도록 되어 있다.

Fig. 10은 임의의 비등·응축간의 수위차를 설정한 다음, 보일러 가열량을 증가시켜가면서 구동력과 마찰에 의한 압력강하의 변화 값을 통하여 수치해(Numerical solution)를 구하는 방식이다. 그 결과로 Fig. 10에서 압력

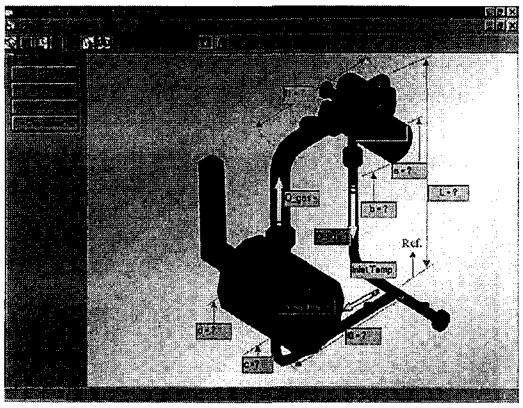


Fig. 9. Initial window of the simulation program.

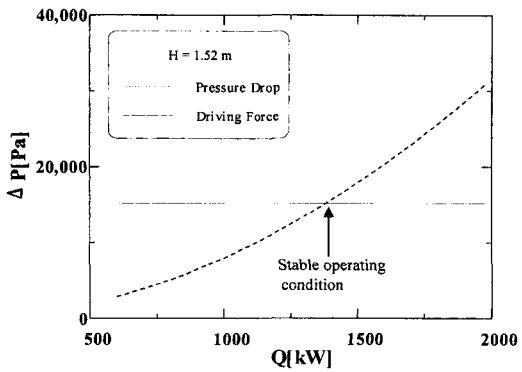
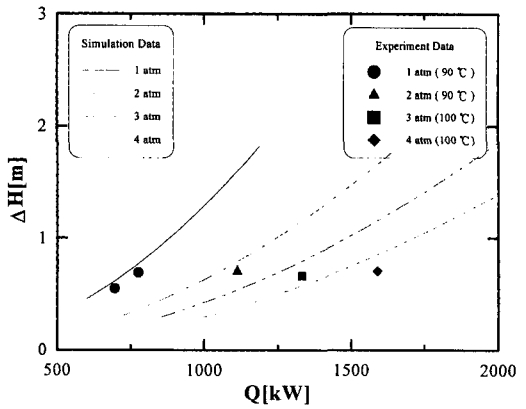


Fig. 10. Pressure drop as a function of heating rate for system pressure 3 atm.

강하(Pressure drop)와 구동력(Driving force)이 일치하는 지점이 시스템이 정상적으로 운전할 수 있는 작동조건 즉, 임의의 비등·응축간의 수위차에서 주어진 시스템이 정상적으로 운전 가능한 보일러 가열량(Q)으로 나타난다.

이 연구를 통해 개발된 자연순환시스템을 이용한 대형 온수생산시스템의 설계를 위한 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위하여 실제규모로 제작된 현 실험장치와 동일한 기하학적 조건과 보일러 가열량, 급수온도, 시스템 내의 절대압에 대한 결과를 비교 · 검토하였다.

Fig. 11은 현 장치에서 자연순환시스템이 안정적으로 작동할 때 비등·응축경계간의 수위차와 가열량과의 관계를 시뮬레이션 결과로 제시한 것으로 실험자료와 비교, 도시되어 있다. 시스템내의 절대압과 급수온도가 1atm, 90°C; 2atm, 90°C; 3atm, 100°C; 4atm, 100°C인 4가지인 경우에 대하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 11의 결과에서 시스템 내의 절대압을 증가시켜 가면서 실험을 수행한 이유는, 주어진 배관시스템을 변경하지 않고 온수생산시스템의 부하에 대응하기 위함이다. 시스템 내부의 절대압을 높게 설정하여 가동할 경우, 작동유체(증기)의 비체적 감소와 포화온도 증가로 동일한 수위차에서 정상상태 작동조건으로 주어진 식(4)를 만족시키기 위한 보일러 가열량(Q)이 증가한다는 것을 의미한다. Fig. 11에서 보면 시스템내부의 절대압이 낮을수록 시뮬레이션 프로그램이 정상상태 작동조건을 잘 예측하는 반면, 절대압이 높아지면 비등·응축 경계간의 수위차에 대한 예측치가 실험치 보다 높게 나타난다. 오차율은 10~20%



Heating rate (kW)	695	775	1112	1332	1589
Experiment data (m)	0.550	0.695	0.705	0.667	0.705
Simulation data (m)	0.617	0.770	0.791	0.796	0.851
Error ratio (%)	12.1	10.8	12.1	19.3	20.7

Fig. 11. Comparison of simulation data and experiment data for water label difference.

이내로 나타남을 알 수 있다. 이런 결과는 시뮬레이션 프로그램에서 마찰에 의한 압력강하치가 실제 시스템에서 보다 약간 높게 예측한 결과로 볼 수 있으며, 좀 더 정확한 설계를 위하여 응축 열교환기에 대한 압력강하 해석과 배관시스템에 설치된 각종 밸브의 손실계수(Loss coefficient)에 관한 정확한 기초자료가 주어져야 할 것이다. 그러나 대체로 만족할 만한 결과를 나타내고 있으므로 시뮬레이션 결과를 바탕으로 자연순환시스템의 설계가 가능하며 그 성능예측도 충분하리라 생각된다.

5. 에너지 절약효과

자연순환 시스템과 기존의 강제순환 시스템에 대한 에너지 절감율을 비교·분석하기 위하여 모든 조건을 동일하게 유지한 다음, 열교환기를 통한 온수 가열량이 1.1 백만 kcal/h일 때 각각의 시스템이 소비한 연료량의 비교를 통하여 에너지 절감율을 평가하였는데 자연순환 시스템은 증기의 비산(Flashing)에 의한 열손실이 없으며, 기타 방열, 전열손실의 감소로 시스템의 열효율은 식(20)에서 보는바와 같이 기존 시스템에 비하여 연료소비율 12.8% 절감효과를 거두었다. 그리고, Table 2에 각각의 시스템에 대한 입열과 출열에 대한 항목을 비교 나열하였다. 연료(경유)의 저위 발열량 및 보일러 열정산은 KS 규격에서 정한 바에 따라 입열과 출열을 계산하였으며, 계산과정은 김 등[11]에 자세하게 나타나 있다. 그리고 자연순환시스템 설치에 따른 부수적 효과는 서론에서도 밝혔듯이 급수 펌프 4 kW의 가동 정지에 의한 전기 절약과 아울러 용수 보충이 없으므로 용수 또한 약 10%에 해당하는 절수 효과가 나타났다.

F_1=기존 강제순환시스템의 연료사용량(*l*/h)

F_2=자연순환시스템의 연료사용량(*l*/h)

$$\eta=\frac{F_1-F_2}{F_1}\times 100=\frac{172.7-150.6}{172.7}\times 100=12.8\% \quad (20)$$

6. 결 론

이 연구에서는 증기발생량 3(ton/hr)인 산업용 보일러에 자연순환회로의 원리를 응용한 온수생산시스템을 제작하여 그 열적 성능 및 적용 가능성을 평가하였다. 시스템의 초기 불안정 및 비정상 상태의 발생 원인과 정상 상태 작동을 위한 운전조건을 밝혀 냈다. 특히 배관의 기하학적 구조를 변경하지 않고 단지 시스템내의 절대압을 변화시킴으로서 가열량(온수발생 부하)을 증가시킬 수 있다는 것도 확인하였다. 또 시뮬레이션 프로그램의 예측치를 검증하기 위하여 동일한 기하학적 구조를 가지는 시스템을 구성하였다. 프로그램의 신뢰성 확보를 위해 성능 평가 실험과 시뮬레이션 결과치에 대한 비등·응축간의 수위차를 비교하였다. 오차율은 10~ 20% 이내로 나타났으며 전체적으로 시스템의 절대압이 높을수록 오차율이 증가함을 보였다. 이 시스템의 설계 및 실용화를 위한 시뮬레이션 프로그램의 개발을 통해 자연순환회로를 이용한 대형 온수생산 시스템의 설계와 성능평가가 가능하다는 사실을 확인하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 R&D 본부의 '96 에너지기술개발사업의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

Table 2. Comparison of a forced circulation system and a natural circulation system for energy saving performance test.

Items		Forced circulation system		Natural circulation system	
		kcal/h	%	kcal/h	%
Heat Input	Combustion heat of fuel	1,476,412	100	1,287,496	100
	Sensible heat of fuel	0	0	0	0
	Sensible heat of air	0	0	0	0
	Total	1,476,412	100	1,287,496	100
Heat Output	Heat exchanger rate in the condenser	1,153,508	78	1,154,717	89.7
	Heat loss of exhaust gas	104,358	7.1	94,408	7.3
	Heat loss of saturated water	112,223	7.6	-	-
	Imperfect combustion heat loss	-	-	-	-
	Radiant heat, the others	106,323	7.3	38,354	3
	Total	1,476,412	100	1,287,479	100

사용기호

A : Cross section area (m^2)
D : Diameter (m)
f : Friction factor
g : Gravity acceleration (m/s^2)
i : Enthalpy (kJ/kg)
K : Loss coefficient
P : Pressure (Pa)
q" : Heat flux (W/m^2)
Q : Heating rate (W)
T : Temperature (℃)
u : Velocity (m/s)
z : Length (m)
ΔH : Difference of boiling and condensing boundary (m)
ζ : Perimeter (m)
η : Fuel saving rate(%)
Λ_h : Boiling boundary
ρ : Density (kg/m^3)
τ : Residence time

하첨자

B : Buoyance
f : Saturated liquid
F : Friction
g : Saturated gas
h : Heating
i : Insulation
l : Liquid
12 : Adiabatic liquid-phase region
23 : Heating liquid-phase region
34 : Heating two-phase region
45 : Adiabatic gas-phase region

참고문헌

1. Boure, J.A., Bergles, A.E. and Tong, L.S.: "Review of Two-Phase Flow Instability", Nuclear Eng. and Design, Vol. 25, pp. 165-192 (1973).
2. Grief, R., Zvirin, Y. and Mertol, A.: "The Transient and Stability Behavior of a Natural Convection Loop", Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 684-688 (1979).
3. Creveling, H.F., DePaz, J.F., Baladi, J.Y. and Schoenhals, R.J.: "Stability Characteristics of a Single-Phase Free Convection Loop", J. Fluid Mech., Vol. 67, pp. 65-84 (1975).
4. Chen, K.S. and Chang, Y.R.: "Steady-State Analysis of Two-Phase Natural Circulation Loop", Int. J. Heat Transfer, Vol. 31, No. 5, pp. 931-940 (1988).
5. Lee, S.Y. and Ishii, M.: "Thermally induced flow Oscillation in Vertical Two-Phase Natural Circulation Loop", Nuclear Engineering and Design, Vol. 122, pp. 119-132 (1990).
6. Wang, F.S., Hu, L.W. and Pan, C.: "Thermal and Stability Analysis of a Two-Phase Natural Circulation Loop", Nuclear Science and Engineering, Vol. 117, pp. 33-46 (1994).
7. 이동원, 이상용: "2상 자연순환 회로내 유동의 정적 불안정", 대한기계학회논문집, Vol. 14, No. 4, pp. 920-926 (1990).
8. Ramos, E., Sen, M. and Trevino, C.: "A Steady-State Analysis for Variable Area One-and Two-Phase Thermosyphon loops", Int. J. Heat Transfer Vol. 28, No. 9, pp. 1711-1719 (1985).
9. 이상천, 조영우, 남상철: "원통다관형 열교환기에서 배플인자가 열전달에 미치는 영향", 대한기계학회논문집, Vol. 21, No. 1, pp. 185-194 (1997).
10. Grant, I.D.R.: "Flow and pressure drop with single-phase and two-phase on the shell side of segmentally baffled shell-and-tube exchangers", NEL Report, Report 590, National Engineering Lab. (1975).
11. 김영길, 이상천, 반태곤, 이주동외 7명: "밀폐회로를 이용한 무동력 급수시스템 보일러 개발", 산업자원부 보고서 (1998).