

준밀폐형 2상자연순환 회로 내에서의 유동 진동에 관한 실험적 연구

김종문* · 이상용**
(1998년 5월 25일 접수)

Experimental Investigation of Flow Oscillations in a Semi-closed Two-phase Natural Circulation Loop

Jong Moon Kim and Sang Yong Lee

Key Words: Two-phase Flow(2상 유동), Natural Circulation(자연 순환), Circulation Modes(순환 모드), Flow Patterns(유동 양식)

Abstract

In the present experimental study, the flow behavior in a semi-closed two-phase natural circulation loop was examined. Water was used as the working fluid. Heat flux, heater-inlet subcooling, and flow restrictions at the heater-inlet and at the expansion-tank-line were taken as the controlling parameters. Six circulation modes were identified by changing heat flux and inlet subcooling conditions ; single-phase continuous circulation, periodic circulation (A), two-phase continuous circulation, and periodic circulations (B), (C), and (D). Among these, the single-phase and two-phase continuous-circulation modes exhibit no significant oscillations and are considered to be stable. Periodic circulation (A) is characterized by the large amplitude two-phase flow oscillations with the temporal single-phase circulation between them, while periodic circulation (B) featured by the flow oscillations with continuous boiling inside the heater section. Periodic circulation (C) appears to be the manometric oscillation with continuous boiling. Periodic circulation (D) has the longer period than periodic circulation (B) and a substantial amount of liquid flows back and forth through the expansion-tank-line periodically ; this mode is considered the pressure drop oscillation. Parametric study shows that the increases of the inlet- and expansion-tank-line- restrictions and the decrease of inlet subcooling broaden the range of the stable two-phase(continuous circulation) mode.

기 호 설 명	기 호 설 명
A : 면적, m^2 C_I, C_{II}, C_{III} : 상수 D : 관 지름, m f : 관 마찰 손실 계수 h : 열전달 계수, W/m^2K K : 밸브 마찰 저항 계수 k : 열전도도, W/mK L, l : 길이, m	\dot{m} : 질량 유량, kg/m^2 $P-C(A), (B), (C), (D)$: 주기적순환 (A), (B),(C),(D) P : 압력, N/m^2 q'' : 열 유속, W/m^2 S : 복소수 U : 총괄열전달계수, W/m^2K u : 속도, m/sec δu : 교란 속도, m/sec

그리스문자

* 한국과학기술원 대학원 기계공학과
 ** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

ϵ : 속도 교란의 크기
 Λ : 상변화 경계

- ρ : 밀도 kg/m^3
- ζ : 감쇠비
- ω : 각속도, rad/sec

하첨자

- h : 가열기 비등
- c : 냉각기 응축
- l : 액상 구간
- t : 2상 구간
- 1, 2, 3 : 회로상의 각위치

상첨자

- : 시간 평균

1. 서 론

2상자연순환 회로는 가열기가 설치된 상승부와 응축기가 설치된 하강부의 유체 밀도차를 구동력으로 작동 유체가 회로 내를 순환하여 가열기에서 응축기로 열에너지를 전달하는 시스템으로서

펌프와 같은 기계적인 동력원을 필요로 하지 않는 장점을 가진다. 이와 같은 시스템은 열사이폰 리보일러, 태양열 집열기, 가스 터빈의 냉각 시스템, 전자소자 냉각 등에 널리 적용되고 있다. 또한 원자로의 냉각수 상실 사고와 관련하여서도 이러한 2상자연순환 현상이 나타나는 것으로 알려져 있다.^(1,2)

이러한 2상자연순환 회로는 그 기하학적 형태에 따라 Fig. 1과 같이 개방형 회로(open loop), 밀폐형 회로(closed loop) 그리고 준밀폐형 회로(semi-closed loop)로 구분할 수 있다.⁽³⁾

그 중에서 본 연구에서 다루는 준밀폐형 회로는 Fig.1 (c)와 같이 단열액상 구간에 팽창탱크(expansion tank)를 연결시켜 회로 내 압력을 일정하게 유지시킨 것으로, 가열량에 따라 회로 내 유체가 팽창탱크로 유출입 될 수 있도록 한 것이다. 따라서 개방형 회로(Fig. 1(a))의 경우와 같이 회로 내 유체 잔류량의 변화가 가능하고 유동이 탈이 발생할 수 있다. 그러나 개방형 회로와 다른 점은 가열량이 작은 경우 액체로 회로를 완전히 채운 상태에서 단상자연순환이 가능하다는 것

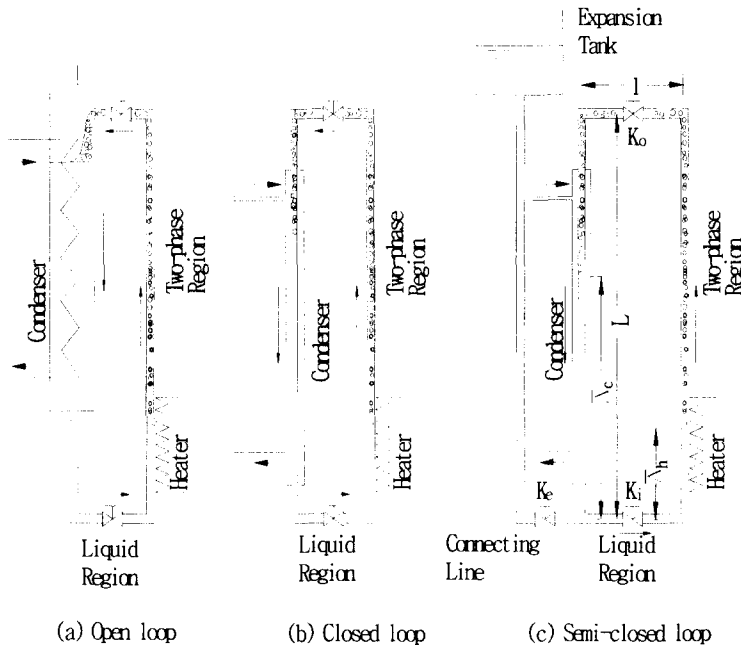


Fig. 1 Various types of the two-phase natural circulation loops.⁽³⁾

이다. 또한 팽창탱크의 설치 위치를 조절함으로써 회로 내 압력 조건을 변화시켜 안정된 상태에서 작동되도록 할 수 있다. 이 회로의 경우는 밀폐형 회로(Fig. 1(b))에서와 마찬가지로 기준점에서의 속도와 엔탈피 변동이 회로를 순환한 후의 값들과 연관되어 있고, 또한 유동 이론 해석시 팽창탱크 연결 부위에서의 유동이 고려되어야 하는 어려움이 있다. 즉, 회로와 팽창탱크를 연결하는 관 내부 액체의 관성력과 마찰저항 등이 고려되어야 한다.

자연순환 회로 내 2상유동에 관한 이론적 연구로는 Imura 등,^(4,5) 이동원,⁽³⁾ 김영률⁽⁶⁾ 등이 있고, 실험적 연구로는 Chexal 과 Begles,⁽⁷⁾ Fukuda 와 Kobori,⁽⁸⁾ Imura 등,^(4,5) Lee와 Ishii,⁽⁹⁻¹¹⁾ Aritomi 등,^(12, 13) Chiang 등,^(14,15) 그리고 경의수⁽¹⁶⁾ 등이 있다. 그 중에서 준밀폐형 회로에 대한 연구로는 이동원⁽³⁾과 김영률⁽⁶⁾의 해석 결과와 Lee와 Ishii⁽⁹⁻¹¹⁾의 실험 연구 결과 등이 있을 뿐 집중적인 실험 연구 결과가 부족한 실정이다.

2상자연순환 회로는 운전시에 발생하는 2상 유동 불안정(two-phase flow instability)에 의하여 그 운전에 많은 제약을 받으므로 이에 대한 연구가 선행되어야 한다. 이러한 2상 유동 불안정은 크게 정적 불안정(static instability)과 동적 불안정(dynamic instability)으로 나눌 수 있다.

정적불안정은 미소한 유동 변화에 의해 한 정상(평형) 상태에서 전혀 다른 정상(평형) 상태로 유동 조건이 바뀌는 현상으로서, 유동 양식의 변화에 의한 불안정, 이탈(excursive, Ledinegg) 불안정, 기포핵 생성에 의한 불안정(범핑(bumping), 가이저링(geysering), 처깅(chugging) 등) 등이 이에 속하는 것으로 알려져 있다. 반면 동적불안정은 전파 속도의 시간 지연과 궤환(feedback) 현상의 존재로 설명된다. 동적불안정 현상은 음향학적 불안정(acoustic instability), 압력강하 불안정(pressure drop instability), 밀도와 진동(density wave oscillation), 응축에 기인하는 불안정(condensation-induced instability) 등으로 구분할 수 있다. 이러한 유동 불안정에 대하여 Boure 등,⁽¹⁷⁾ Zvirin,⁽¹⁸⁾ Bergles,⁽¹⁹⁾ Greif,⁽²⁰⁾ Kakac과 Liu⁽²¹⁾ 등이 기존의 연구 결과(2상유동불안정의 종류와 연구방법 및 예측 결과 등)들을 정리한 바 있다.

본 연구에서는 준밀폐형 회로에서 우선 각 실험변수에 따른 순환모드(circulation mode)의 변

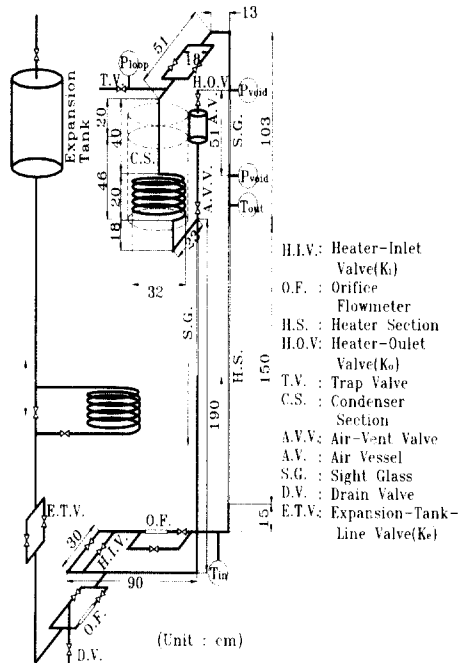


Fig. 2 Schematic diagram of semi-closed two-phase natural circulation loop.

화를 관찰하고 특히 팽창탱크 연결관의 유동 저항에 따른 유동의 안정영역의 변화를 살펴보았다. 이를 위하여 가열량 변화와 입구 과냉도(inlet subcooling)를 축으로 불안정선도(instability map)를 구성하였으며, 불안정선도 상에서 실험변수에 따른 각 순환 모드의 영역 변화를 살펴보았다. 특히 팽창탱크의 역할로 인하여 압력강하불안정이 나타날 수 있음을 정성적으로 고찰하였다.

2. 실험장치

실험 장치는 기본적으로 Fig. 2와 같이 가열기, 응축기, 그리고 팽창탱크로 구성되어 있다. 가열기 및 응축기를 포함한 2상자연순환 회로는 동관(내경 11.1mm, 외경 12.7mm)으로 구성되어 있다. 2상자연순환 유동 불안정은 가열기 입구, 가열기 출구, 그리고 팽창탱크 연결관에서의 유동 저항에 의해 많은 영향을 받는다. 따라서 이러한 유동 저항을 모사하기 위하여 가열기 입구, 가열기 출구, 그리고 팽창탱크와 연결된 분기관에 밸브를 설치하여 유동 저항을 조절할 수 있게 하였다. 회로에서 나타나는 유동 양식과 기공률(void

fraction)은 회로의 안정성을 판단하는데 중요한 역할을 한다. 이를 위하여 상승부와 하강부에 가시구간을 설치하였다. 그리고, 상승부의 가시구간 양단에서의 압력차를 측정하여 이를 기공률로 환산하였다. 회로 내의 압력은 가열기 상단에 차압 변환기를 이용하여 측정하였다. 가열기 입구와 가열기 출구에서의 유체 온도 측정을 위하여 열전대(J-type)를 설치하였다.

가열기는 가열 벽면 자체의 열용량의 영향을 최소화하기 위하여 직접가열 방식을 택하였다. 응축기는 직경 32 cm의 나선형태로 제작하여 냉각수조에 잠기도록 하였다. 따라서 나선형태의 코일관 내에서 2상유체가 응축되며 일정 온도로 유지되는 냉각수조의 냉각수에 그 응축열 및 응축 지점 이후의 단상유체의 현열을 전달한다.

가열기 입구 및 팽창탱크 연결관을 통한 유체의 속도 변화 역시 회로 내의 안정성 평가에 중요한 역할을 하므로 보정된 오리피스를 이용하여 두 곳에서의 유속을 측정하였다.

본 연구에 사용된 계측 장치의 오차 한계와 그래프 작성시 사용된 실험 변수의 오차 한계는 다음의 표 1과 같다. 특히 가열기 입구에서의 유속과 팽창탱크 연결관에서의 유속은 실험값에 최소자승법을 이용하여 커브피팅(curve fitting)한 값을 이용하였다. 따라서 오차 범위는 커브피팅값과 실험값에서 가장 많이 차이 나는 값의 오차를 표기해 준 것이다.

Table 1 Error ranges of measurements

	Full Scale	Error Range
Heater inlet velocity, cm/sec	± 70	± 0.5
Expansion-tank-line velocity, cm/sec	± 150	± 2.5
Electric current input, Amps.	400	± 8
Voltage input, Volts	40	± 0.4
Temperature, °C	0 - 150	± 0.1
Heater inlet subcooling, °C	-	± 0.5 (continuous circulation)

실험에 앞서 회로와 팽창탱크에 작동유체를 충전한 후 비응축성 기체를 제거하였다. 비응축성 기체가 제거되면 냉각 수조의 온도, 가열기 입구와 출구의 밸브, 그리고 팽창탱크의 밸브를 고정 한 후 가열량을 변화시키면서 회로 내 유동 현상을 살펴보았다. 이 때 각 실험조건에 대하여 2분 동안 데이터를 수집하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 순환 모드

본 연구에서 관찰된 순환 모드(circulation mode)는 가열기 입구에서의 유동 저항, 팽창탱크 밸브의 유동 저항, 가열량, 그리고 응축기에서의 냉각수 온도 등에 따라 변화하였다. 실험조건이 변화하는 경우 순환모드 역시 변화하게 된다. 그러나 변화한 순환모드는 일정시간(3~5분)이 지나면 같은 주기 및 진폭을 유지한다.

Fig. 3에는 순환 모드를 파악하기 위하여 팽창탱크와 순환 회로 사이를 출입하는 유속, 가열기 입구에서 측정된 회로 순환 유속, 가열기 출구에서의 기공률, 그리고 가열기 입구와 출구 각각에서의 온도 및 회로 상단의 압력을 측정된 결과가 나타나 있다. 본 연구에서 파악된 순환 모드의 종류는 단상자연순환, 주기적순환(A), 2상연속순환, 그리고 주기적순환(B), (C), (D) 등이다.

먼저 낮은 가열량에서는 Fig. 3(a)와 같이 단상의 연속순환이 유지되며 매우 안정된 유동이 유지된다. 이러한 단상자연순환 현상은 이동원⁽³⁾의 계산 결과에서도 나타났다.

단상자연순환 상태에서부터 가열량을 증가시키면 Fig. 3(b)의 결과와 같이 가열기에서 주기적인 비등이 발생한다. 먼저 매 주기상의 초기에는 단상자연순환의 상태를 유지한다. 그러나 가열량이 충분하여 가열기 출구의 작동유체의 온도는 포화 온도에 이르고 마침내 가열기 상단에서부터 비등이 발생하기 시작하여 순식간에 아래 방향으로 가열기를 따라 확산된다. 이 때 가열기에서 갑작스런 비등 확산으로 인하여 가열기 하단의 단상 유체는 역방향으로, 그리고 가열기 상단의 유체는 순방향으로 각각 가속된다. 이 순간 발생된

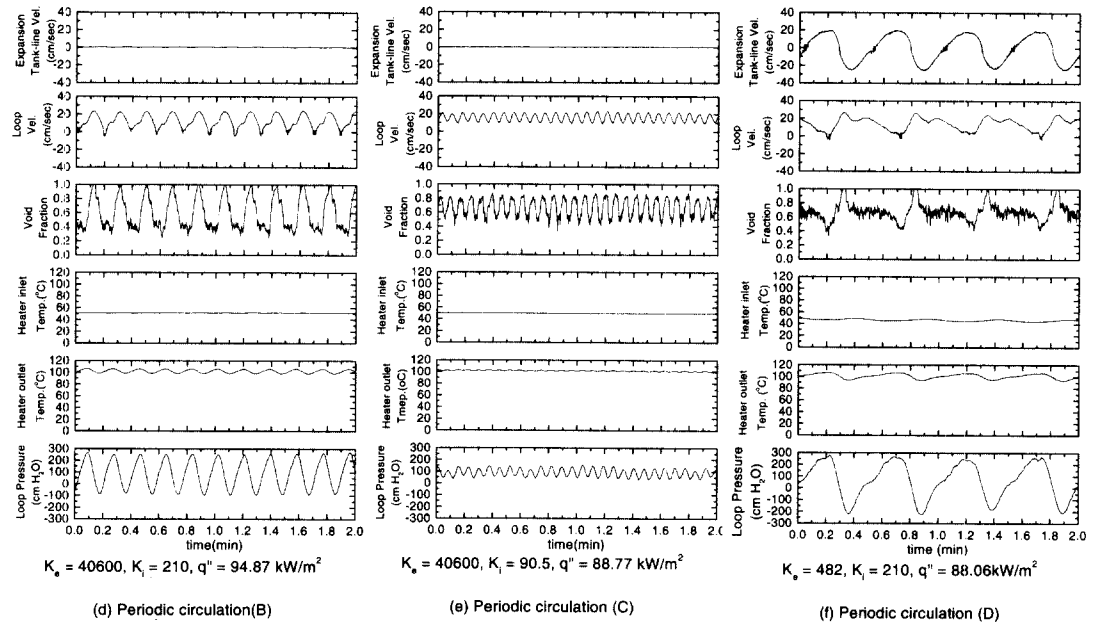
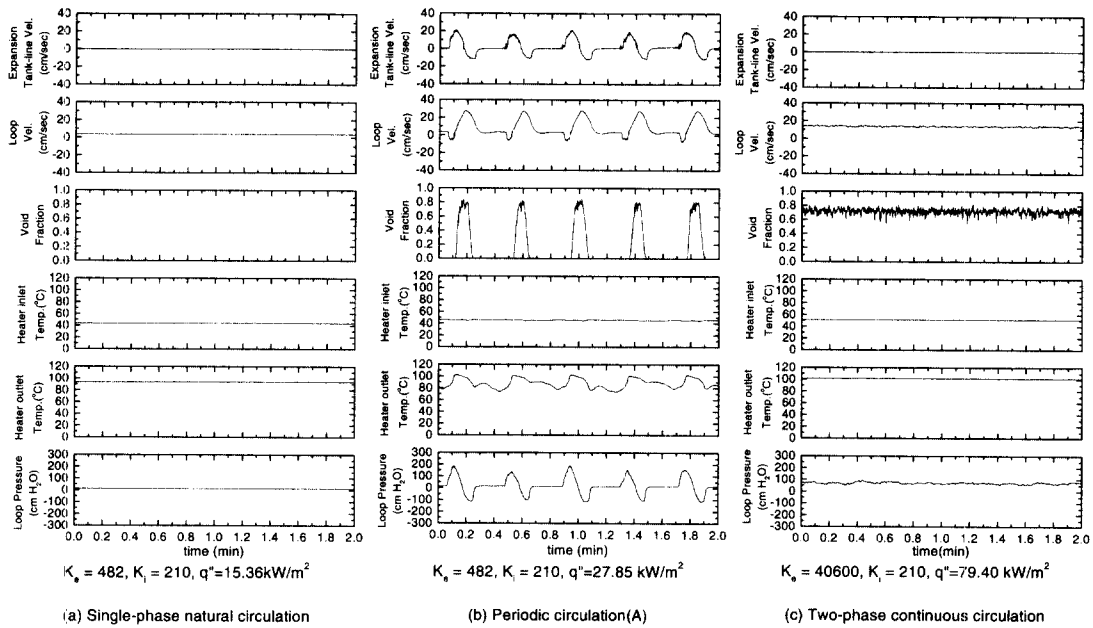


Fig. 3 Various natural circulation modes ($K_0 = 10.3$).

기체의 부피만큼 작동 유체는 회로에서 팽창탱크 연결관을 거쳐 팽창탱크로 빠져나가게 된다. 이때 가열기로 유입되는 유량이 감소하므로 가열기에서는 활발한 비등이 발생하며 가열기를 포함한 상승부에서는 계속해서 2상 상태가 유지된다. 이때문에 상승부와 하강부의 밀도 차이가 증가하게 되어 회로 내에서는 다시 순방향의 2상자연순환이 나타나게 된다. 그러나 이 때까지도 회로에서 팽창탱크로의 유출은 계속된다. 이와 함께 상승부에서의 건도(quality)가 계속 높아져서 응축기에서 응축량이 많아지면 회로의 압력은 갑자기 낮아지기 때문에, 가열기에서는 감압비등(flushing)이 나타나는 동시에 팽창탱크에서 회로 쪽으로 액체가 다량 유입되어 일부는 응축기로 나머지는 가열기로 이동하게 된다. 이러한 액체의 유입으로 회로의 가열기에서는 비등이 억제되어 회로는 단상자연순환으로 복원된다. 이 때 단상자연순환 모드로는 가열기를 통하여 들어오는 열이 충분히 제거되지 않기 때문에 다시 가열기 상단에서부터 비등이 발생한다. 이 순환 모드는 경익수⁽¹⁶⁾의 주기적순환(A)와 유사한 경향을 가진다. 그러나 한가지 큰 차이점은 경익수⁽¹⁶⁾의 경우와 달리 비등이 발생하지 않을 경우에도 잠복기가 존재하지 않고 단상자연순환이 유지된다는 것이다. 즉, 개방된 회로에서는 응축기에서의 수위가 회로 상부보다 낮을 경우 회로 상부가 작동 유체로 채워지지 않아서 단상자연순환 과정이 나타나지 않는다. 이러한 주기적순환(A)는 Chexal과 Bergles⁽⁷⁾의 유동양식(V)의 현상과 비슷하다. 아울러 상승부에서의 감압비등 현상은 Imura,^(4,5) 경익수,⁽¹⁶⁾ 그리고 Lee와 Ishii^(9,11)의 연구에서도 나타난다. 그러나 그들의 연구에서는 상승부를 따라서 2상유체가 상승하면서 정수압의 감소로 발생하거나 이와 함께 가이저링 현상이 복합되어 발생하는 것에 반해 본 실험과 같은 준밀폐형 회로에서는 응축기에서의 갑작스런 응축으로 회로 내부가 전반적으로 감압되어 나타난 현상이다.

가열량을 계속 증가시키면 회로를 출입하는 유속, 가열기 입구에서의 순환 유속, 상승부의 기공률, 가열기 입구와 출구의 온도, 그리고 회로 내의 압력 등이 Fig. 3(c)와 같이 비교적 일정하게 유지되는 안정된 2상연속순환이 나타난다. 경익수⁽¹⁶⁾는 이러한 순환 현상을 연속순환으로, Chexal과 Bergles⁽⁷⁾는 유동양식(VI)으로 구분하

였다.

한편 주기적순환(B)는 가열량이 더 증가한 경우에 나타나는 유동 진동이다. 상승부에서 2상 상태가 연속적으로 유지되면서 유동 진동이 지속되는 것이 주기적순환(A)와의 차이이다. 이 때의 진동 주기를 살펴보면 Fig. 3(d)에 나타난 것과 같이 12초 정도의 값을 가지며 주기적순환(A)에 비하여 짧다. 이 때의 주기는 유체가 회로를 일주하는 체류 시간과 유사하며, 이는 밀도파불안 정으로 판단된다. 경익수⁽¹⁶⁾의 결과에서도 주기적순환(A)와 주기적순환(B)는 가열기 출구에서의 건도 차이로 인하여 밀도파의 전파 속도가 다르기 때문에 주기적순환(B)의 유동 진동 주기가 주기적순환(A)에 비하여 짧게 나타났다. 또한 회로 상단에서의 압력과 가열기 입구에서의 유속이 동일위상(in-phase)을 가지는 것을 볼 수 있다. 이러한 순환 모드(주기적순환(B))는 Chexal과 Bergles,⁽⁷⁾ Fukuda와 Kobori,⁽⁸⁾ 그리고 Imura 등^(4,5)의 연구에서도 나타나 있다.

한편 Fig. 3(e)의 순환 모드는 입구 밸브 저항을 감소시킨 상태에서 열유속을 증가시켜 본 것으로 주기적순환(B)와 같이 비등이 계속 발생하면서 진동을 한다는 공통점이 있으나 주기가 현격히 짧다는 차이점 때문에 주기적순환(C)로 명명되었다. Lee와 Ishii⁽¹¹⁾는 간단한 2상자연순환 회로에 대한 다음과 같은 해석에서, 가열부에서의 집중가열원(point heat source)과 응축부의 집중열제거원(point heat sink)을 가정하였다.

$$C_I \frac{d^2}{dt^2} (\delta u_i) + C_{II} \rho_i \bar{u}_i \frac{d}{dt} (\delta u_i) + 2C_{III} (\delta u_i) = 0 \quad (1)$$

여기서

$$\delta u_i = \epsilon e^{st} \quad (2)$$

이고

$$C_I = (2L + l - \bar{\Lambda}_h - \bar{\Lambda}_c) \rho_l + (l + \bar{\Lambda}_h + \bar{\Lambda}_c) \rho_l \quad (3)$$

$$C_{II} = \frac{f_l}{D} (2L + l - \bar{\Lambda}_h - \bar{\Lambda}_c) + \frac{f_l}{D} (l + \bar{\Lambda}_h + \bar{\Lambda}_c) + K_i + K_o \quad (4)$$

$$C_{III} = (\rho_l - \rho_g) g \quad (5)$$

이다. 이 때 식 (3)은 관성에 해당하는 항이며, 식 (4)는 유동 저항에 해당하는 항이고, 식 (5)는 복원력에 해당하는 값이다. 식 (2)를 식 (1)에 대입하면

$$C_I S^2 + C_{III} \overline{u_I} S + 2C_{III} = 0 \quad (6)$$

를 얻는다. 이 때 진동 감쇠를 고려한 주기는

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (7)$$

로 나타나며, 여기서

$$\omega_n = \sqrt{2C_{III}/C_I} \quad (8)$$

$$\zeta = \rho_I \overline{u_I} C_{II} / \sqrt{8C_I C_{III}} \quad (9)$$

과 같다. Lee 와 Ishii⁽¹¹⁾의 모델링을 기초로 하여 본 장치에서의 진동 주기 ω_d 를 계산해 보면 4.2초 정도의 값을 가지는데 이는 Fig. 3(e)에 나타난 주기와 비슷한 값이다. 이러한 주기적순환(C)가 나타나는 조건에서 가열량을 증가시키면 진동 양식은 주기적순환(B)로 변화한다. 이는 가열량의 증가로 인해 출구에서의 기공률이 증가하고, 이로 인하여 유동 저항이 증가하여 진동 감쇠 효과가 크게 나타나기 때문에 주기적순환(C)가 사라지고 다시 주기적순환(B)가 나타난 것이다. 즉, C_{II} 값이 증가함에 따라 과감쇠(overdamping)되기 때문에 이러한 마노메타 진동은 사라지게 되는 것이다. Lee와 Ishii⁽¹¹⁾의 연구 결과에서도 가열량이 작은 경우에 마노메타 진동이 발생하였고 가열량이 증가하는 경우 밀도파 진동이 발생하였다. 이상과 같은 유동특성으로 비추어 보아 주기적순환(C)는 마노메타 진동으로 판단된다.

팽창탱크 연결관의 유동 저항이 감소하는 경우에는 회로 내에서 갑작스런 비등과 응축에 의하여 회로의 작동 유체는 팽창탱크로의 출입이 자유로워지며 이로서 회로 내 충전량의 변화가 자유로워진다. 이러한 경우에 Fig. 3(f)와 같은 주기적순환(D)가 발생하게 된다. 주기적순환(D)는 가열기에서 계속적인 비등이 유지되면서 주기적인 진동을 한다는 점에서 단상유동 과정을 포함하면서 주기적인 진동을 하는 주기적순환(A)와 차이가 난다. 또한 주기적순환(B)와의 차이점은 진동 주기가 길어졌다는 것과 회로의 압력과 가열기 입구에서 유속이 반대의 위상(out-of-phase)이라는 것이다. 이러한 반대의 위상을 가지는 것은 압력강하불안정의 경우에 나타난다. 주기적순환(D)는 다음과 같은 순서로 한주기를 구성한다. 먼저 가열부에서 비등이 계속되면서 순방향 순환과 함께 회로의 압력은 증가하고 이어 회로에서 팽창탱크로 유체가 유출된다. 회로압력 증가에

따라 가열기 입구에서의 유속은 감소하기 시작한다. 비등이 계속되면 가열기 입구에서 유체는 역방향으로 흐르게 된다. 그럴 경우에 가열기에서의 기체 발생량(기공률)이 증가하므로 구동력이 증가하여 회로 내 유체는 순방향 유동을 시작한다. 이 때 가열기에서 발생한 다량의 수증기를 포함한 2상 유체가 응축기로 유입되면 응축이 급격히 나타나서 회로내 압력이 감소한다. 이에 따라 팽창탱크에서 액체가 회로로 유입되므로 순방향의 순환은 계속 유지된다. 가열기 출구에서의 온도 변화를 살펴보면 정상상태 포화온도 이상으로 온도가 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 회로의 압력이 일시적으로 증가함에 따라 포화온도도 일시적으로 증가하기 때문이고, 압력의 감소 구간에서는 응축에 의하여 기준압력 이하의 상태가 일시적으로 유지되면서 포화 온도도 함께 낮아진다. 이 때 감압비등이 나타나는 것을 알 수 있다. 이 이후에도 이러한 현상이 반복되면서 주기적순환(D)가 계속해서 유지된다.

이러한 주기적순환(D)의 특성을 해석하기 위하여 김영률⁽⁶⁾의 계산 방식을 이용하였다. 2상 관내 유동의 압력강하를 예측함에 있어서 김영률⁽⁶⁾은 McAdams 등⁽²²⁾의 기상과 액상의 속도가 같다고 가정한 균질유동 모델을 이용하였지만 본 연구에서는 기상과 액상의 유속차이를 모델링한 Martinelli와 Nelson⁽²³⁾의 분리유동 모델을 이용하였다. 이 때 대기압하에서의 균질유동 모델은 분리유동 모델에 비하여 2상 구간에서의 압력강하를 대부분의 구간에서 크게 예측되는 것으로 알려져 있다.⁽²⁴⁾

응축부에서의 총괄 열전달 계수는 다음과 같이 결정된다.

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \quad (10)$$

본 연구에 사용된 나선형의 응축부는 Fig. 2에서 나타난 것과 같이 냉각수조 내에 설치되어 있다. 냉각수조는 왼쪽으로 개방되어 있으며 냉각수가 냉각수조 하단으로 유입된 후 냉각수조 상부에 설치된 배출구를 통하여 흘러나가는 구조이다. 그리고 나선형 응축부(코일)의 내경이 32cm이고 튜브 자체 직경이 1.27cm이므로 이 경우 실린더를 직교하는 유체로의 열전달로 생각해 주었다. 이 때 냉각수조에서 상승하는 냉각수의

유속은 1cm/sec 정도의 값을 가진다. 이러한 현상을 가진 관에서의 열전달 계수(h_o)는 Grimson⁽²⁵⁾이 제시한 관계식을 이용하였다. 한편 관 내부에서의 단상부에서의 열전달 계수는

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.6} \quad (11)$$

을 이용하였다. 응축구간에서의 내부 열저항 ($1/h_o$)은 다른 열저항에 비해 무척 작으므로 본 계산에서는 무시하였다. 또한 회로내에서의 단상 유체의 순환 속도는 10~15 cm/sec 정도의 값을 가진다. 이들 값을 이용하여 응축기에서 단상구간에서의 총괄 열전달 계수 U_1 은 400 W/m²K, 2상 구간에서의 총괄 열전달 계수 U_2 는 500W/m²K 정도의 값을 가지게 되며 본 계산에서는 이 값을 이용하였다. 응축부에서의 열전달 계수를 무척 크게 예측하는 경우, 회로를 순환하는 유체의 속도는 작게 예측된다. 이는 응축부에서 열전달이 활발하기 때문에 2상유동 구간이 줄어들고, 결과적으로 유동저항이 줄어들기 때문이다. 반대로 응축구간에서의 열전달 계수를 작게 예측하는 경우에는 응축구간에서의 응축 완료 길이가 길어지고, 결국에는 2상유동에 의한 유동저항이 증가하여 회로의 순환속도는 작게 예측된다.

본 연구에 나타난 주기적순환(B)와 주기적순환(D)의 특징을 구분하기 위하여 회로의 길이 방향 압력 변화를 구동력(driving force)과 압력강하항으로 나누어 생각해 보았다. 이 때의 구동력 항은 자연순환 회로의 상승부와 하강부의 밀도차에 의한 정수압의 차이이다.

가열량을 일정하게 유지시킨 상태에서 순환 유량에 따른 마찰 압력강하 변화와 구동력(수두)의 변화를 Fig. 4에 표시하였다. 이 때 주어진 각각의 가열량 및 과냉도 조건에서 두 곡선이 만나는 점(P-R, W-Z)에서 정상상태의 순환 유량이 결정된다. 아울러 회로의 유동 안정성 평가를 위하여 가열량과 과냉도를 축으로 순환 모드의 영역을 Fig. 5에 표시하였다. 순환모드는 가열기 입구에서의 유동 저항(K_i)과 팽창탱크 연결관의 유동 저항(K_e)에 따라 많은 영향을 받음을 알 수 있다.

압력강하불안정은 순환 유량 증가에 따라 회로

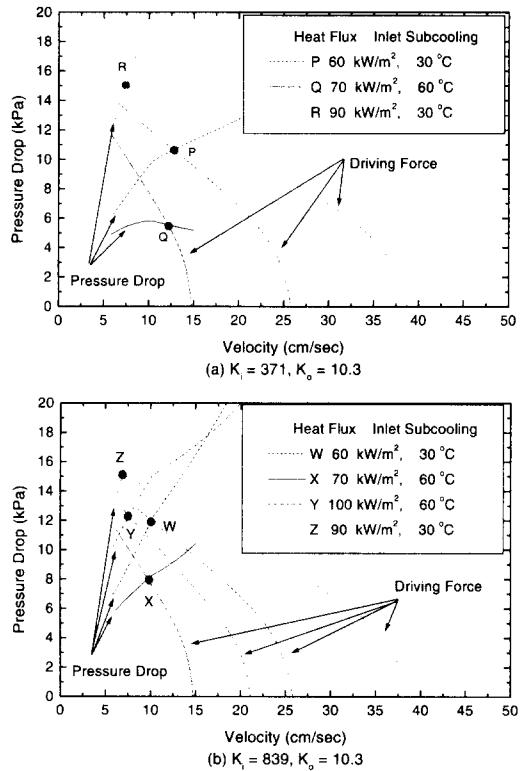


Fig. 4 Pressure drop and driving force curves with mass flow rate.

의 마찰 압력강하가 감소하는 부분에서 발생하고 밀도파불안정은 유량 증가에 따라 마찰 압력 강하가 증가하는 부분에서 발생한다.⁽²¹⁾

Fig. 5(a)의 2상연속순환 조건(점 P)에서의 압력강하와 구동력은 Fig. 4(a)의 점 P에서와 같이 압력강하의 기울기가 양이 되는 지점에서 만난다. 이 때 가열량을 증가시키면 Fig. 5(a)의 점 R과 같이 밀도파불안정(주기적순환(B))이 발생하며, 이는 Fig.4 (a)의 점 R과 같이 유량에 따라 압력강하가 증가하는 조건임을 확인할 수 있다.

그러나 Fig. 5(a)에서 2상연속순환이 유지되는 조건(점 P)에서 유체의 입구 과냉도를 크게하고 가열량을 증가시킬 경우에는 Fig. 4(a)의 점 Q와 같이 압력 강하가 감소하는 부분에 평형상태가 나타나게 되며 이 때 Fig. 5(a)의 점 Q의 위치에서 주기적순환(D)가 관찰되었다. 이 간단한 계산에서 취한 2상유동 모델과 응축기에서의 열전달 계수의 선정 등에서 다소의 불확실성은 있으나 점 P, Q, R의 상대적인 위치등으로 미루어 점 Q

에서는 압력강하 불안정의 발생가능성을 보여 준다.

결론적으로 본 연구에서의 팽창탱크가 서지탱크의 역할을 수행하고, 또한 회로의 압력과 가열기 입구 유속사이의 위상차, 회로의 진동주기, 그리고 간단한 모델링을 통한 압력강하 곡선과 구동력 곡선의 교차점위치 등 여러 가지 특징들을 종합하여 볼 때 본 실험 연구에서 나타난 주기적 순환(D)는 압력강하불안정으로 판단된다.

3.2 불안정 선도(instability map)

팽창탱크 연결관의 유동 저항이 증가(Fig. 5(a),(b),(c)의 비교)함에 따라 2상연속순환이 유지되는 안정 영역이 넓어지는 것을 알 수 있다. 이는 팽창탱크 연결관의 길이가 증가하게 되면 회로의 안정영역이 넓어지는 김영률⁽⁶⁾의 해석 결과와 유사함을 알 수 있다. 즉, 팽창탱크 연결관의 관성력의 증가와 본 연구에서의 팽창탱크 연

결관의 유동 저항 증가가 모두 회로 내에서 발생한 유동 진동을 억제하는 쪽으로 작용하는 것임을 알 수 있다. 또한 팽창탱크 연결관의 유동 저항이 커지게 되면 안정영역이 넓어지면서 주기적 순환(D)의 영역은 점차로 줄어드는 반면 주기적순환(C)가 나타나기 시작하여 결국에는 주기적순환(D)는 사라지게 됨을 알 수 있다(Fig. 5(a)-(c)). 주기적순환(C)는 앞서 언급하였듯이 마노메타 진동으로서 순환유동 시에 발생하는 유동 저항이 증가하여 감쇠 효과가 크게 나타날 때(ζ 가 증가할 때)에는 이 순환모드도 점차로 사라짐을 예측할 수 있다. 이러한 이유로 주기적 순환(C)의 상태에서 과냉정도를 감소시키거나 가열량을 증가시켜 2상 유동에 의한 유동 저항을 증가시킬 때(즉, 식 (4)에서 C_{II} 가 증가하고 식 (9)에서 결과적으로는 ζ 가 증가하므로) Fig. 5(b)에서처럼 주기적순환(C)가 사라지면서 주기적순환(B)가 나타나는 것이다.

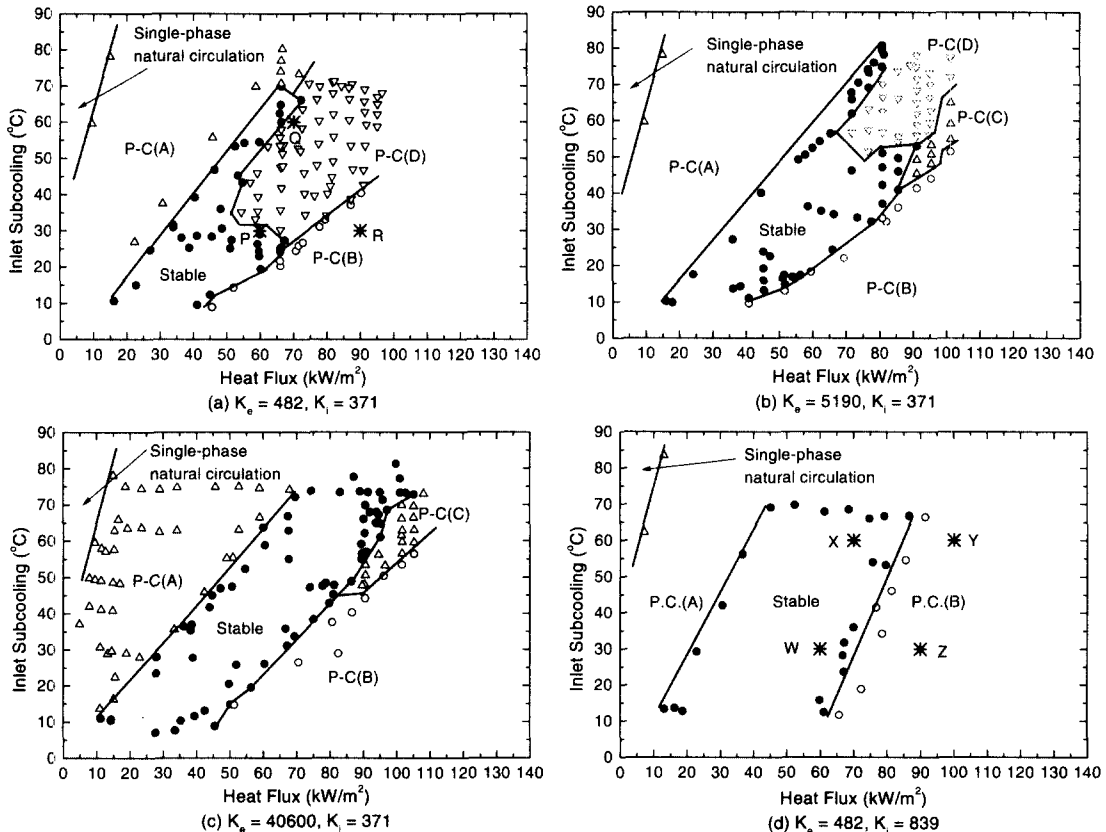


Fig.5 Effect of expansion-tank-line restriction on the flow instability($K_0 = 10.3$).

반대로 주기적순환(C)의 상태에서 가열량을 감소시키거나 과냉정도를 증가시키면 주기적순환(C)가 역시 사라지는 것을 볼 수 있다. 이는 가열량이 감소함에 따라 2상구간에서의 2상유체 밀도인 ρ_1 가 커지고 이로 인하여 C_{III} (식 (5))의 감소 정도가 C_{II} 의 감소 정도보다 현격하여 결과적으로 ξ 가 커지기 때문에 주기적 순환(C)가 사라지는 것이다.

Fig. 5(d)는 Fig. 5(a)에 비하여 가열기 입구의 저항이 증가한 경우이다. 이 때 Fig. 5(d)에서 가열량과 가열기 입구 과냉도를 변화시킬 때 마찰압력강하와 구동력의 변화를 Fig. 4(b)에 나타내었다. Fig. 5(d)상의 점 W-Z에 대해서는 Fig. 4(b)의 점 W-Z와 같이 마찰압력강하 곡선이 양의 기울기를 가지는 점에서 구동력 곡선과 만남을 알 수 있다. 따라서 Fig. 5(d)에서는 주기적순환(D)가 나타나지 않음을 알 수 있으며, 전체적으로는 안정 영역이 넓어짐을 볼 수 있다. 이는 가열기 입구의 유동 저항이 증가하는 경우 유동을 안정화한다는 Kakac와 Liu⁽²¹⁾의 연구 결과와 일치하는 것이다. 즉, 가열기 입구 유동저항의 증가는 유량에 따른 회로의 마찰압력강하 곡선에서 음의 기울기 영역의 감소를 가져오므로 결과적으로 압력강하불안정을 감소시키는 역할을 한다. 다시 말해서 가열기 입구의 유동 저항 증가는 주기적 순환(D)가 나타나는 영역을 줄이고 2상연속순환이 나타나는 영역을 넓힘을 알 수 있다. 또한 가열기 입구의 유동 저항의 증가는 밀도파 진동(주기적순환(B))의 발생을 억제하여 안정화에 기여하므로 Fig. 5(a)에 비하여 안정영역의 오른쪽 경계를 넓히게 한다. 따라서 가열기 입구의 유동 저항 증가는 총괄적으로 유동을 안정화시킨다는 기존의 연구 결과와 일치한다.

4. 결 론

본 연구에서는 준밀폐형 회로를 제작하여 2상자연순환 회로의 특징을 실험적으로 확인하였다.

(1) 순환 모드는 단상자연순환, 단상과 2상자연순환이 반복되는 주기적순환(A), 2상연속순환, 밀도파불안정인 주기적순환(B), 마노메타 진동인 주기적순환(C), 그리고 압력강하불안정을 나타내는 주기적순환(D) 등으로 나뉜다.

(2) 팽창탱크 연결관의 유동 저항이 작은 경우 주기적순환(D)가 나타났다. 그러나 팽창탱크 연결관의 유동 저항을 증가시킬 경우 주기적순환(D)는 점차로 사라지면서 순환 유동은 안정되며, 높은 과냉도와 높은 가열량 조건에서는 주기적순환(C)가 나타났다.

(3) 가열기 입구의 유동 저항이 커질 경우 주기적 순환(D)가 사라지면서 안정영역이 넓어진다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 기본연구사업 및 한국과학재단 지정 신행원차로연구센터(CARR)의 연구비지원에 의한 것입니다.

참고문헌

- (1) Chen, K. S. and Chang, Y. R., 1988, "Steady-State Analysis of Two-Phase Natural Circulation Loop," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 5, pp. 931~940.
- (2) Ramos, E., Sen, M. and Trevino, C., 1985, "A Steady-State Analysis for Various Area One- and Two-Phase Thermosyphon Loops," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 9, pp.1711~1719.
- (3) 이동원, 1993, "2상자연순환 회로 내에서의 유동 불안정에 대한 연구," 한국과학기술원 박사학위 논문.
- (4) Imura, H., Saito, Y. and Katsumata, Y., 1989, "Flow and Heat Transfer Characteristics in a Two-Phase Loop Thermosyphon," *Advances in Phase Change Heat Transfer*, Pergamon, New York, pp. 579~584.
- (5) Imura, H., Takeshita, K. and Nakamura, K., 1994, "Experimental Study on the Flow Instability in Two-Phase Loop Thermosyphons," *Proceedings of the Fourth International Heat Pipe Symposium*, University of Tsukuba, May 16~18, pp. 85~94.
- (6) 김영률, 1997, "밀폐형 2상자연순환 회로 내의 유동 불안정 현상 분석," 한국과학기술원 박사학위논문.

- (7) Chexal, V. K. and Bergles, A. E., 1973, "Two-Phase Instabilities in a Low Pressure Natural Circulation Loop," *AIChE Symp. Ser.*, Vol. 69, No. 131, pp. 37~45.
- (8) Fukuda, K. and Kobori, T., 1979, "Classification of Two-Phase Flow Instability by Density Wave Oscillation Model," *J. Nucl. Sci. Tech.*, Vol. 16, No. 2, pp. 95~108.
- (9) Lee, S. Y. and Ishii, M., 1988, "Simulation Experiments on Two-Phase Natural Circulation in a Freon-113 Flow Visualization Loop," NUREG/ CR-5082, ANL-88-1.
- (10) Lee, S. Y. and Ishii, M., 1990, "Characteristics of Two-Phase Natural Circulation in Freon-113 Boiling Loop," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 121, pp. 69~81.
- (11) Lee, S. Y. and Ishii, M., 1990, "Thermally Induced Flow Oscillation in Vertical Two-Phase Natural Circulation Loop," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 122, pp. 119~132.
- (12) Aritomi, M., Chiang, J. H. and Nakahashi, T., 1992, "Fundamental Study on Thermo-Hydraulics During Start-up in Natural Circulation Boiling Water Reactors(I) -- Thermo-hydraulic Instabilities," *J. Nucl. Sci. Tech.*, Vol. 29, No. 7, pp. 631~641.
- (13) Aritomi, M., Miyata, T., Horiguchi, M. and Sudi, A., 1993, "Thermo-Hydraulics of Boiling Two-Phase Flow in High Conversion Light Water Reactors -- Thermo-Hydraulics at Low Velocities," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 19, No. 1, pp. 51~63.
- (14) Chiang, J. H., Aritomi, M. and Mori, M., 1993, "Fundamental Study on Thermo-Hydraulics During Start-up in Natural Circulation Boiling Water Reactors(II) -- Natural Circulation Oscillation Induced by Hydrostatic Head Fluctuation," *J. Nucl. Sci. Tech.*, Vol. 30, No. 3, pp. 203~211.
- (15) Chiang, J. H., Aritomi, M., Mori, M. and Higuchi, M., 1994, "Fundamental Study on Thermo-Hydraulics During Start-up in Natural Circulation Boiling Water Reactors(III) -- Effect of System Pressure on Geysering and Natural Circulation Oscillation," *J. Nucl. Sci. Tech.*, Vol. 31, No. 9, pp. 883~893.
- (16) 경익수, 1994, "개방된 2상자연순환 회로 내의 유동 특성에 관한 실험적 연구," 한국과학기술원 박사학위논문.
- (17) Boure, J. A., Bergles, A. E. and Tong, L. S., 1973, "Review of Two-Phase Flow Instability," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 25, pp. 165~192.
- (18) Zvirin, Y., 1981, "A Review of Natural Circulation Loops in Pressurized Water Reactors and Other Systems," *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 67, pp. 203~225.
- (19) Bergles, A. E., 1981, "Instabilities in Two-Phase Systems," in : Bergles, A. E., Collier, J. G., Delhaye, J. M., Hewitt, G. F. and Mayinger, F., eds., *Two-Phase Flow and Heat Transfer in the Power and Process Industries*, Hemisphere, Washington, DC.
- (20) Greif, R., 1988, "Natural Circulation Loops," *J. Heat Trans., Trans. ASME*, Vol. 110, pp. 1243~1258.
- (21) Kakac, S. and Liu, H. T., 1991, "Two-Phase Flow Dynamics Instabilities in Boiling Systems," in : Chen, X. J., Veziroglu, T. N. and Tien, C. L., eds., *Multiphase Flow and Heat Transfer*, Hemisphere, Washington, DC.
- (22) McAdams, W. H. et al., 1942, "Vaporization Inside Horizontal Tubes-II--Benzene-Oil Mixtures," *Trans. ASME*, Vol. 64, p. 193.
- (23) Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., 1948, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water," *Trans. ASME*, Vol. 70, p. 695.
- (24) 이상용, 김병주, 김무환, 1993, "2상유동 열전달," 대영사.
- (25) Grimson, E. D., 1937, "Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks," *Trans. ASME*, Vol. 59, pp. 583~594.