

〈 論 文 〉

# 2상 횡유동을 받는 열교환기 관군의 진동특성

Vibration Characteristics of Heat Exchanger Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow

김 범 식\* · 박 태 철\*\*

Beom-Shig Kim and Tae-Chul Park

〈1994년 2월 28일 접수 ; 1994년 5월 7일 심사완료〉

## ABSTRACT

Two-phase cross-flow exists in many shell-tube heat exchangers such as nuclear steam generators, condensers and reboilers. An understanding of damping and of flow-induced vibration excitation mechanisms is necessary to avoid problems due to excessive tube vibration. In this paper, we present the results of experiments on normal-triangular tube bundles of pitch to tube diameter ratio,  $p/d$ , 1.22, 1.32 and 1.47. The bundle were subjected to air-water mixtures to simulate realistic mass fluxes and vapour qualities corresponding to void fractions from 5 to 99%. Damping, fluidelastic instability and turbulence-induced excitation are discussed. The behavior of damping and two vibration mechanisms are different for intermittent flows from for bubbly flows. The effect of pitch to tube diameter ratio and void fraction is dominant on damping and fluidelastic instability.

### 기 호 설 명

- $A$  : 유동면적
- $d$  : 관직경
- $L$  : 관길이
- $K$  : 유체탄성 불안정 상수
- $m$  : 단위길이당 관질량
- $\dot{m}$  : 질량유동률
- $p$  : 관피치
- $Q$  : 체적유량
- $S_F(f)$  : Power spectral density 함수
- $V$  : 유속
- $W$  : 실험대 폭
- $y$  : 응답진폭
- $\epsilon_g$  : 보이드율
- $\rho$  : 유체밀도

$\zeta$  : 감쇠비

### 하 침 자

- $g$  : 공기상태
- $l$  : 액체상태
- $r$  : 기준 겹 유체인자
- $\infty$  : 자유흐름

## 1. 서 론

대부분의 셸-관형 열교환기(예: 증기발생기, 콘덴서, 재생보일러 등)에 존재하는 2상 횡유동(two-phase cross-flow)은 관손상을 야기하는 주된 원인이며, 또한 2상유동의 관 가진력은 단상유동(single-phase)의 가진력보다 큰 것으로 밝혀졌다.<sup>(1)</sup> 열교환기의 성능은 관 주위를 흐르는 유속을 증가시킴으로써 높일 수 있지만, 유속의 증가는 관에 과도한 유동여기진동(flow-induced vibration)을 유발하여 관

\*정회원, 한국원자력연구소 보조장기기계분야

\*\*한국원자력연구소 울진3,4호기 기술관리실

손상을 초래한다. 그러므로 관손상을 사전에 방지하기 위해서는 열교환기의 설계단계에서 철저한 진동 해석이 수행되어야 하는데, 이때 2상 횡유동에서의 정확한 진동 가진기구의 파악과 충분한 자료가 요구된다.

2상 횡유동을 받는 열교환기 관군의 진동연구는 1980년대부터 시작되었다. Pettigrew와 Gorman<sup>(2)</sup>은 처음으로 공기-물 혼합물로 2상 횡유동을 모의하여 보이드율(void fraction) 40% 이하에서, Heilker와 Vincent<sup>(3)</sup>는 인접한 두 관 사이의 거리대 관의 직경비(pitch to tube diameter ratio:  $p/d$ )가 1.33인 관군을 갖고 보이드율 80% 이하에서, 그리고 Remy<sup>(4)</sup>는  $p/d=1.44$ 인 정삼각형 배열의 관군을 갖고 보이드율 65~80%에서 유동실험을 실시하여 관군의 거동을 고찰했다. 또한 공기-물 혼합물에서 Nakamura<sup>(5)</sup>는  $p/d=1.47$ 인 정삼각형 배열의 관군을 갖고 보이드율 20% 이하에서, Hara<sup>(6)</sup>는 보이드율 60% 이하에서 관군의 유동형태 및 임계유속을 고찰했다. Axisa 등<sup>(7)</sup>은 처음으로 증기-물 혼합물을 사용하여 증기발생기 U자형 관을 모의한  $p/d=1.44$ 인 정삼각형 관군의 유체탄성 불안정 상수를 측정하여 공기-물 혼합물에서의 결과와 비교했다. 이상의 연구동향에서 알 수 있듯이, 대부분의 연구는 저 보이드율 및 특정한  $p/d$ 에서 수행되었다.

본 연구에서는 현재 건설중인 영광 원자력 3,4호기 및 울진 원자력 3,4호기의 증기발생기 관군의 배열형상인 정삼각형(normal-triangular) 관군에 대해 2상 횡유동 실험을 실시하였다. 실험은  $p/d=1.22$ , 1.32 및 1.47인 정삼각형 관군에 대해 액체상태로부터 보이드율 99%까지 변화된 2상유동에서 관이 불안정 상태에 도달할 때까지 유량을 점진적으로 증가하였다. 유동실험으로 부터  $p/d$ 가 상이한 3개의 정삼각형 배열 관군의 감쇠, 유체탄성 불안정(fluidelastic instability), 그리고 난류여기진동 가진(turbulence-induced vibration excitation) 등을 고찰하였다.

## 2. 실험시설

### 2.1 실험장치

실험은 0.3 m<sup>3</sup>/sec의 물과 0.5 m<sup>3</sup>/sec의 공기를 수용할 수 있는 2상 횡유동 실험시설에서 수행하였다. 실험시설은 원심펌프, 열교환기, 유량조절 밸브, 유량측정기, 실험대, 공기공급계통 및 배관으로 구성되어 있으며 상온, 상압에서 운전된다. 실험대는



Fig. 1 Test section, tube bundle, instrumentation and outlet piping of two-phase vibration test loop

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 관군, 공기-물 혼합기 및 관련 배관으로 구성되었다. 실험대 하단에는 최대한 유입되는 공기가 물속에 균질하게 섞이고 기포의 크기를 미세하게 만들 수 있도록 공기-물 혼합기(mixer homogenizer)를 부착하였다. 실험대는 114.3×600 mm의 사각단면이며, 실험대 양쪽 벽면에는 반쪽 관을 부착하여 벽면효과를 줄이고 유동면적을 일정하게 유지시켰다.

### 2.2 관군모형 및 측정장비

관군모형은 실제 열교환기 관의 주된 고유진동수와 동일하게 모의하고, 작은 유동면적에서 관을 충분히 가진할 수 있을뿐만 아니라 관군의 지지조건을 명확하게 하기 위해 고정-자유지지 형태의 단일 마디로 된 외팔보로 하였다(Fig. 2). 관은 길이 600 mm, 직경 13 mm, 두께 1.07 mm인 스텐레스강이며 두께 20 mm인 탄소강 관 지지판에 고정되었다. 단일관의 1차 고유진동수는 공기 중에서 약 33 Hz로서 실제 열교환기 U자형 관의 주된 고유진동수와 동일하게 하였다.

관의 거동은 2축 스트레인 게이지를 사용하여 측정하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 2축 스트레인 게이지는 관군의 상류쪽 두번째열, 중앙열 및 하류쪽 끝열에 위치한 선정된 관의 내부벽면에 부착하였다. 스트레인 게이지로부터 나온 진동신호는 테이프

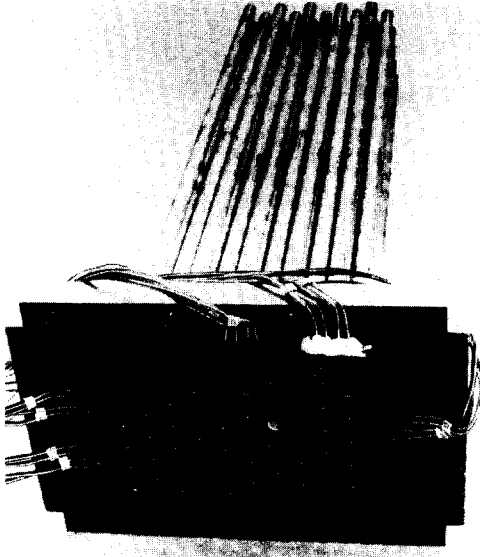


Fig. 2 Normal-triangular tube bundle showing several strain gage instrumented tubes and lead wires

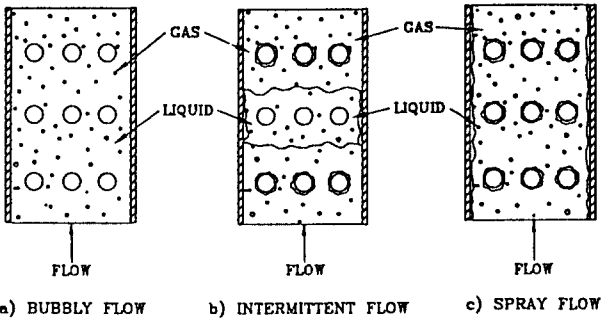


Fig. 3 Shell-side two-phase flow patterns of vertical flow channel

레코더, RMS 미터, 스펙트럼 분석기 및 소형 컴퓨터 등의 측정기기를 사용하여 기록 및 분석되었다.

### 3. 실험절차

#### 3.1 2상 유동인자 정의

2상유동의 성질들은 실험대 내에서 시간과 위치에 따라 변하지만, 본 연구에서는 유체밀도, 질량유동률(mass flux), 보이드율 등이 균질(homogeneous)하다고 가정하였다. 균질한 보이드율  $\epsilon_g$ 은 공기와 물의 체적유량으로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (1)$$

균질한 보이드율을 사용하여 자유흐름 상태에서의

유체밀도  $\rho$ , 유속  $V_\infty$  및 질량유동률  $\dot{m}_\infty$ 은 다음과 같이 계산된다.

$$\rho = \rho_l(1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g \quad (2)$$

$$V_\infty = \frac{(\rho_l Q_l + \rho_g Q_g)}{\rho A_\infty} = \frac{Q_l + Q_g}{A_\infty} \quad (3)$$

$$\dot{m}_\infty = \rho V_\infty \quad (4)$$

자유흐름 상태에서의 유체성질들은 관의 배열형상과  $p/d$ 에 따라서 관군 내부에서 변할 수 있다. 따라서 관의 배열형상에 관계없이 모든 관군에 사용가능한 기준 갭 유속(reference gap velocity)  $V_r$ , 기준 갭 질량유동률  $\dot{m}_r$ , 그리고 기준 유동단면적  $A_r$  등을 정의할 필요가 있다. 이들은 자유흐름에서의 유체성질로부터 다음과 같이 된다.

$$V_r = V_\infty \left( \frac{p}{p-d} \right) \quad (5)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_\infty \left( \frac{p}{p-d} \right) = \rho V_r \quad (6)$$

$$A_r = A_\infty \left( \frac{p-d}{p} \right) = WL \left( \frac{p-d}{p} \right) \quad (7)$$

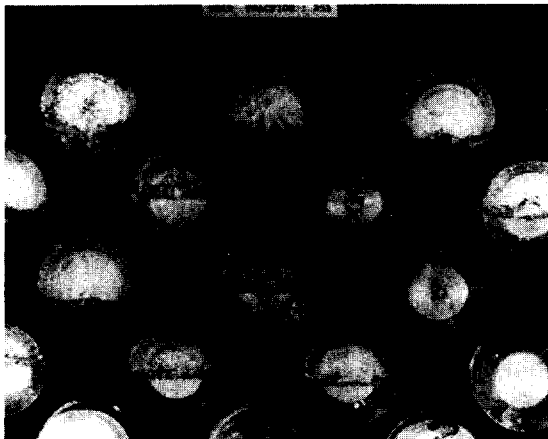
#### 3.2 유동영역(Flow Regime)

2상유동에서 실험유량의 유동영역은 관의 동특성에 중요한 영향을 미친다. 수직의 유동채널을 흐르는 2상유동은 Fig. 3과 같이 보이드율과 유속에 따라 3종류의 유동형태를 형성한다<sup>(8)</sup>.

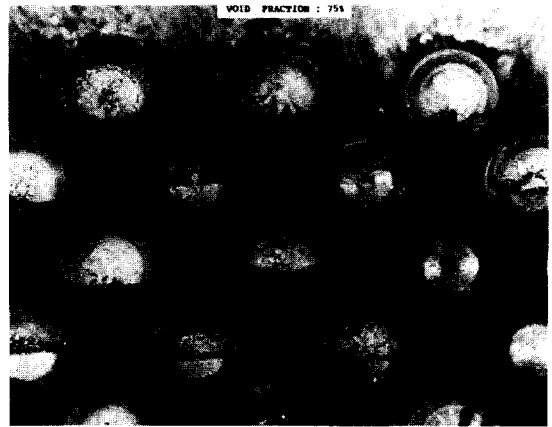
실험유동은 보이드율에 따라서 기포유동과 간헐적 유동 영역이 존재했다. 보이드율 50% 이하에서는 주로 기포유동(Fig. 3의 (a)에 해당)이었고, 보이드율 50~90%에서는 기포유동과 간헐적 유동이 교대로 발생하는 천이영역이었으며, 보이드율 90% 이상에서는 간헐적유동(Fig. 3의 (b)에 해당)이었다. 이 같은 유동현상은 사진촬영 및 육안관찰로 확인되었다. Fig. 4는 임계질량유동률의 1/2 유량에서 보이드율에 따른 관군 내부의 유동현상이다. 수직의 유동채널에서 발생하는 2상유동의 요동(fluctuating)하는 성질 때문에 유로가 선명하지 않았다. 사진촬영과 육안관찰로부터 관군 내부를 흐르는 2상유동은 Fig. 5와 같이 도시적으로 나타낼 수 있다. 2상 혼합물(공기-물)은 뚜렷하게 유선을 형성하며 관 사이를 흐르는 반면에 물은 주로 관의 상부구역 및 하부구역에 정체하고 있다.

#### 3.3 자료분석

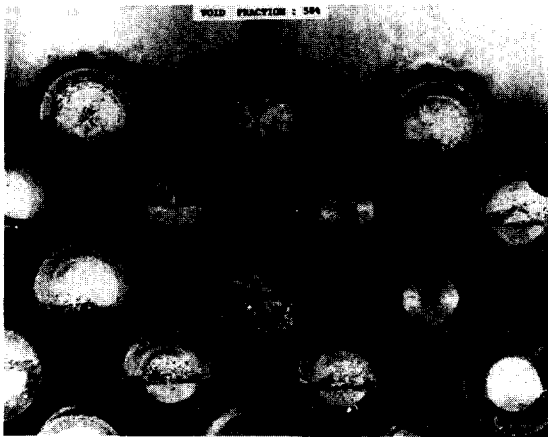
실험은 일정한 보이드율에서 질량유동률을 변화시키면서 수행하였다. 보이드율은 5~99%(특히 90%



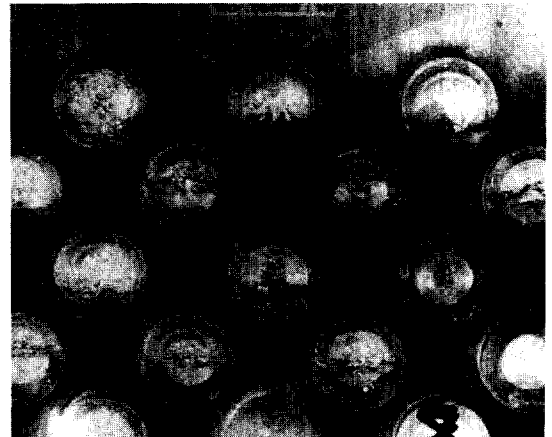
(a)  $\epsilon_g = 25\%$



(c)  $\epsilon_g = 75\%$



(b)  $\epsilon_g = 50\%$



(d)  $\epsilon_g = 90\%$

Fig. 4 Photograph of flow pattern of two-phase mixtures streaming through tube bundle

이상)에서 변화시켰으며, 질량유동률은 관에 유체탄성 불안정을 유발하는 임계질량유동률의 10~110%까지 증가하였다. 2축 스트레인 게이지로부터 나온 진동응답진폭은 RMS 미터를 사용하여 유동방향과 유동의 수직방향에서 측정하였다. 진동신호는 안정된 응답진폭을 얻기 위해 주파수 영역 4~100 Hz 사이에서 15~30초 동안 기록되었다.

Fig. 6은 일정한 보이드율에서 질량유동률의 증가에 따른 관의 유동방향 응답스펙트럼이다. 관의 진폭은 저유량에서 점진적으로 증가하다가 임의의 유량에 도달하면 갑자기 커졌다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이, 약 4.0 Hz 이하의 주파수가 크게 나타났는데, 이것은 수직인 2상유동 실험시설에서 종종 나타나는 현상으로 유동의 흐름이 불연속 현상을 주기적으로 나타내어 실험시설을 가진하는 현상(jogging phe-

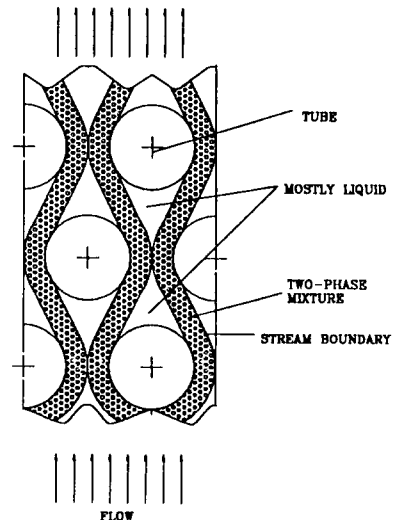


Fig. 5 Typical flow pattern of two-phase mixtures streaming through tube bundle

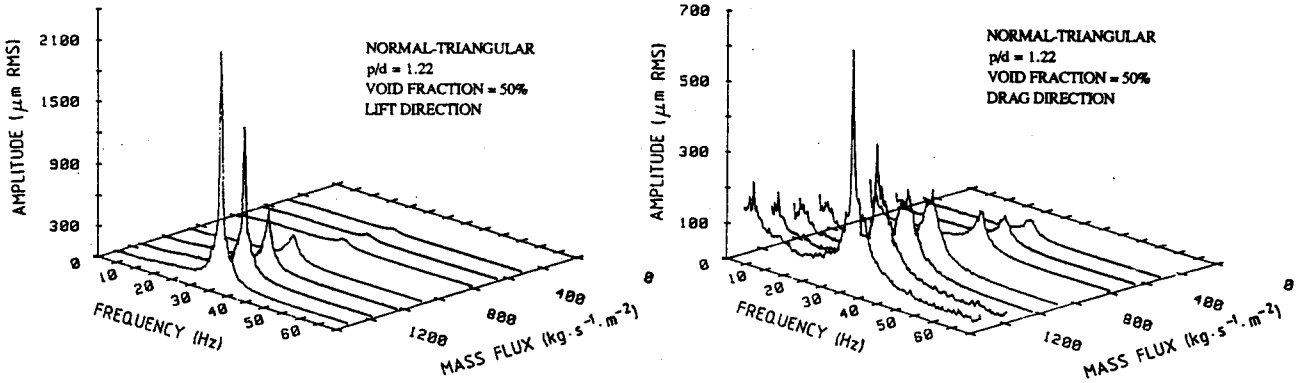


Fig. 6 Typical vibration response spectra for increasing mass flux including fluidelastic instability

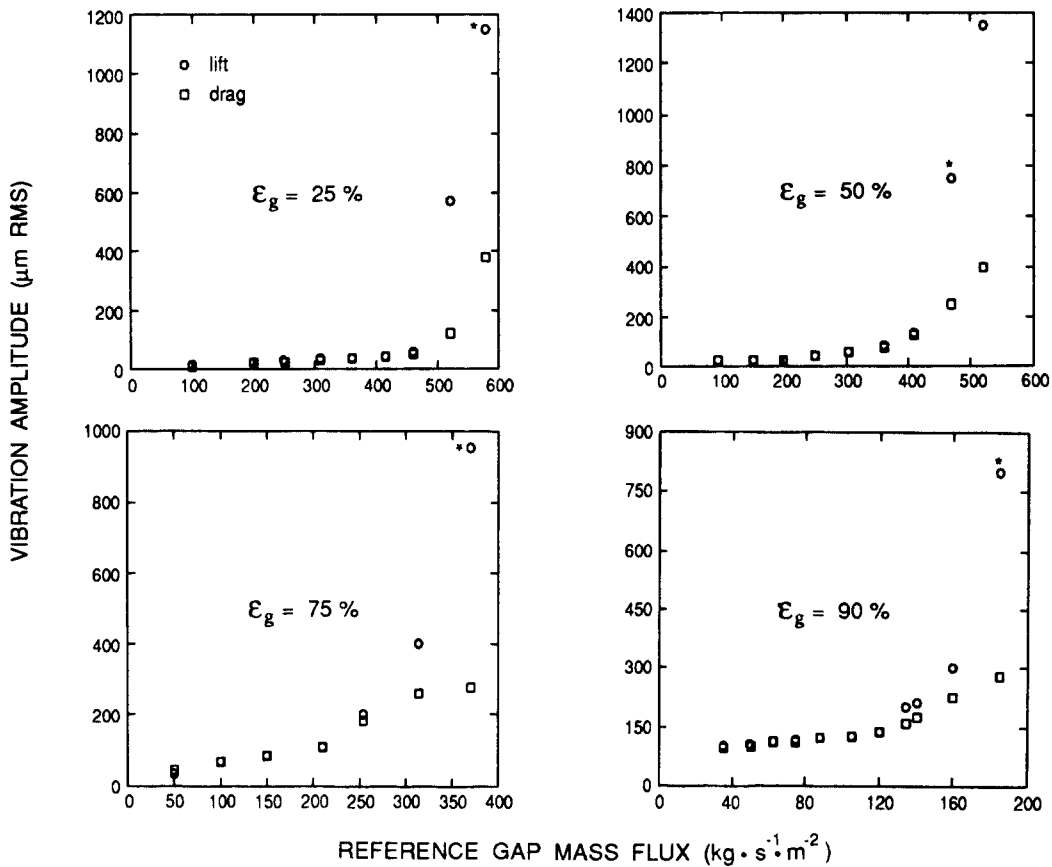


Fig. 7 Typical vibration response curves for normaltriangular tube bundle of  $p/d=1.22$  (\* : fluidelastic instability threshold)

nomena)으로 밝혀져서 응답진폭 측정시 high-pass 필터를 사용하여 제거하였다. Fig. 7은  $p/d=1.22$ 인 정삼각형 관군의 응답진폭이다. 저유량에서 관의 거동은 주로 난류유동에 의해 가진되어서 관의 진동방향에 관계없이 비슷한 진폭을 나타냈다. 그러나 유체탄성 불안정이 시작되는 질량유동률에서 관의 진

폭은 유동의 수직방향에서 더 크게 나왔다.

#### 4. 유동여기진동 가진기구 고찰

##### 4.1 감쇠

2상유동에서 관의 감쇠비 측정은 유동상태에서 수

행되기 때문에 쉽지 않다. 왜냐하면 정지된 유체에서는 2상유동 혼합물을 만들 수 없기 때문이다. 2상 유동에서 관의 감쇠비는 유동형태에 따라서 변했다. 유체탄성 불안정이 일어나는 부근의 질량유동률에서 관의 감쇠비는 감소하는 현상을 나타냈다. 그러므로 본 연구에서는 유체탄성 불안정이 일어나는 질량유동률의 1/2 유량 부근의 세 곳에서 감쇠비를 측정하여 평균값을 취했다. Fig. 8은 상이한 보이드율에서 관의 감쇠비에 대한 질량유동률의 영향을 보이고 있는데, 감쇠비는 임계질량유동률의 1/3~2/3 유량에서 크게 변하지 않았다.

보이드율은 관의 감쇠에 큰 영향을 미쳤다. Fig. 9는  $p/d=1.22$ 인 정삼각형 관군의 감쇠비를 보이드율로 나타낸 것이다. 유동방향의 감쇠비는 유동의 수직방향의 것보다 크게 나타났는데, 이같은 현상은  $p/d=1.32$  및  $1.47$ 인 정삼각형 관군의 경우도 동일했다. 대체로 2상유동에서 관의 감쇠비는 물에서의 감쇠비보다 상당히 커서 보이드율 40~80%에서 4.0~5.0%에 달했다. 보이드율이 감소할수록 관의 감쇠비는 감소하여 물에서의 감쇠비인 1.0~2.0%에 접근한 반면에, 보이드율 80% 이상에서 감쇠비는 공기중에서의 감쇠비인 약 0.2%에 접근하지 않고 훨씬 높은 2.0~3.0%에 달했다. 이것은 아마도 간헐적유동의 특성으로 공기속에 분포되어 있는 물이 관 주위에 정체되어서 감쇠비를 증가시킨 것으로 생각된다. 이같은 현상은  $p/d$ 가 작아질수록 더욱 심하게 나타났다. Fig. 10은 동일한 관군의 배열형상에서  $p/d$ 에 따른 관의 감쇠비를 비교한 것이다. 감쇠비는 동일한 보이드율에서  $p/d$ 가 작아질수록 증가하였다.

이것은  $p/d$ 가 작아질수록 인접한 관들 간의 유체동역학적 coupling 현상이 증가하기 때문이다.

4.2 유체탄성 불안정

관군내 단일 관의 유체동역학적 힘은 그 관을 에워싸고 있는 인접한 관의 거동에 의해 영향을 받는다. 이같은 현상은 유동유체에 의해 발생하는 유체동역학적 힘과 관의 관성, 감쇠, 그리고 탄성력 간에 상호 연동작용이 관의 변위 및 동위상에 비례하는 힘성분을 유발할때 가능하다. 즉, 관의 한 주기 운동 동안에 관이 유동유체로부터 흡수한 에너지가 관의 감쇠에 의해 소모된 에너지보다 더 커질때 일

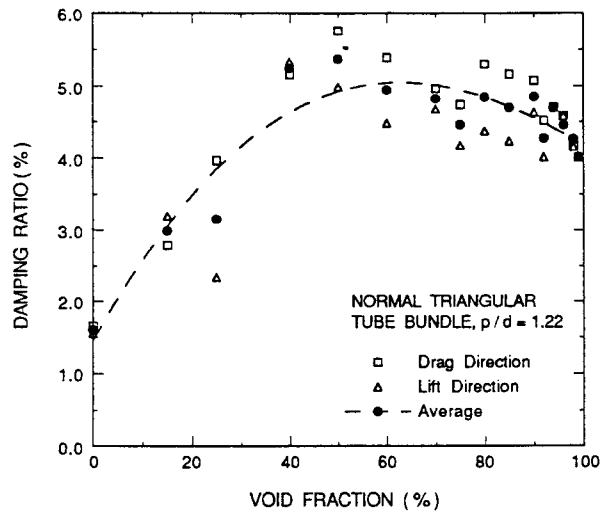


Fig. 9 Tube damping in two-phase cross-flow for normal-triangular tube bundle of  $p/d=1.22$

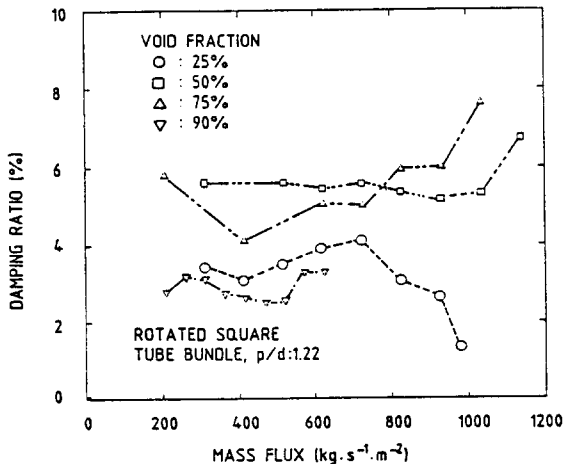


Fig. 8 Effect of mass flux on tube damping for different void fraction

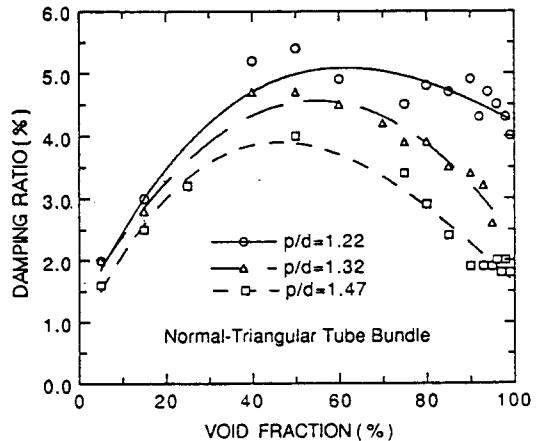


Fig. 10 Tube damping showing the effect of pitch-to-diameter ratio for same arrays of tube bundle

어났다.

관의 전장에 걸쳐서 일정한 기준 값 유속  $V_r$ 을 받는 관군의 경우에 Connors<sup>(9)</sup>는 수정유속,  $V_r/fd$ 과 질량-감쇠 매개변수,  $2\pi\zeta m/\rho d^2$ 로, 유체탄성 불안정을 다음과 같이 수식화 했다.

$$\frac{V_r}{fd} = K \left( \frac{2\pi\zeta m}{\rho d^2} \right)^n \quad (8)$$

여기서,  $V_r$ 은 기준 값 유속,  $f$ 는 유동속에서 관의 고유진동수,  $m$ 은 부가질량이 포함된 단위길이당 관의 질량,  $\zeta$ 는 유동속에서 관의 감쇠비이다.  $n$ 은 질량-감쇠 매개변수의 지수로서 0.5로 알려졌다<sup>(10)</sup>. 질량유동률은 관군의 진동응답치로부터 측정하는데, Fig. 7의 별표(\*)로 표시된 곳이 해당 보이드율에서 관의 임계질량유동률이다. 이론적으로 임계질량유동률에서 관의 진폭은 매우 커져야 하지만 실제적으로는 2상유동의 성질과 비선형성 때문에 잘 정의되지 않는다. 대체로 저 보이드율에서는 임계질량유동률이 잘 정의되지 않는다. 그러므로 본 논문에서는 관의 진폭이  $750 \mu\text{m}$  이상이 될때의 질량유동률을 임계 질량유동률로 잡았다. 이것은 실제 열교환기 관의 지지조건에 해당하는 양단고정인 경우에  $250 \mu\text{m}$ 와 동일한 유체동역학적 힘을 가는 진폭이다. 실제 열교환기 관의 외경과 관 지지대 구멍 사이의 간극은  $330 \mu\text{m}$ 이므로 실험 기준치  $750 \mu\text{m}$ 는 관이 관 지지대 구멍에 충돌을 피할 수 있는 진폭이다.

Fig. 11은 정삼각형 배열형상에서  $p/d$ 에 따른 유체탄성 불안정 결과이다. 실험결과는 대체로 두 영역으로 구분되었다. 보이드율 80~90% 부근에서 식

(8)의  $2\pi\zeta m/\rho d^2$  항의 지수  $n$ 이 크게 변하여 보이드율 80~90% 이하 및 이상에서 각각 0.5 및 0.1 이하로 나타났다. 이같은 현상은 보이드율에 따른 유동영역의 변화에 기인하는 현상으로 예상되는데, 앞서 언급했듯이 보이드율 80~90% 영역은 기포유동에서 간헐적유동으로 바뀌는 천이구역에 해당한다. 기포유동에서 유체탄성 불안정 기구는  $n=0.5$ 인 식 (8)을 잘 만족하였으나 간헐적유동에서는 아주 상이한 현상을 나타냈다. 이것은 이전에 관찰되지 않은 현상으로 주목할 만하다. 기포유동에서 동일한 배열현상의 관군의 유체탄성 불안정은  $p/d$ 가 작아질수록 낮은 질량유동률에서 발생하여 유체탄성 불안정 상수  $K$ 값도 작아졌다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이  $p/d = 1.22, 1.32$  및  $1.47$ 인 경우에  $K$ 는 각각 2.5, 3.5 및 4.9이었다.

보이드율에 따른  $p/d$ 와 유체탄성 불안정 상수와와의 관계는 Fig. 12와 같다. 유체탄성 불안정 상수  $K$ 는 다음과 같이 무차원 유로폭,  $(p-d)/d$ 과 긴밀한 관계가 있었다.

$$K \propto \left( \frac{p-d}{d} \right) \quad (9)$$

식 (9)를 사용하여  $p/d=1.22$ 와  $1.32$ ,  $p/d=1.32$ 와  $1.47$ 인 관군의 유체탄성 불안정 상수비는 약 1.4이었다. 간헐적유동에서 유체탄성 불안정은 매우 낮은 질량유동률에서 발생하였을뿐만 아니라 열전달 측면에서도 바람직스럽지 못하다. 그러므로 열교환기 설계시 유동영역이 간헐적유동을 피하도록 설계하여야 한다.

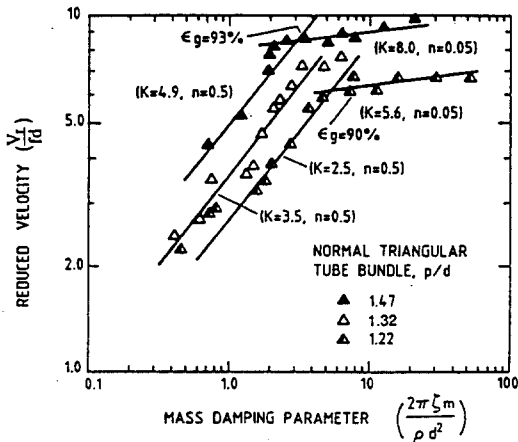


Fig. 11 Results of fluidelastic instability for different pitch-to-diameter tube bundle in two-phase cross-flow

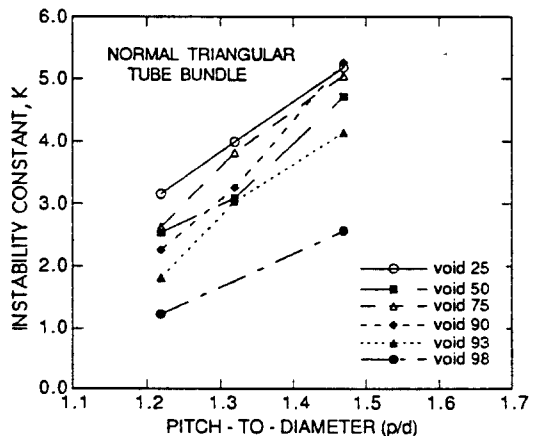


Fig. 12 Effect of pitch-to-diameter ratio on fluidelastic instability constant for normal-triangular tube bundle

4.3 난류여기진동 가진

일정한 보이드율에서 질량유동률이 증가함에 따라 관의 진동응답은 관의 진폭이 갑자기 증가하는 유체탄성 불안정 이전의 질량유동률에서 점진적으로 증가한다. 이 영역의 질량유동률에서 관의 진폭은 난류여기진동에 의한 가진력에 기인하는 것으로 밝혀졌다<sup>(11)</sup>.

관의 평균평방진폭,  $\overline{y^2(x)}$ 과 관의 단위길이당 난류유동에 의한 가진력의 power spectral density  $S_F(f)$  간의 관계식은 난진동 이론으로부터 계산할 수 있다. 관 전장에 걸쳐서 등분포하고 공간적으로 상관된(correlated) 램덤력을 받는 관의 1차 모드에 대한 관의 평균평방진폭,  $\overline{y^2(x)}$ 은 다음과 같이 수식화된다.

$$\overline{y^2(x)} = \frac{C_1 S_F(f)}{16\pi^3 f^3 \xi m^2} \quad (10)$$

여기서, 상수  $C_1$ 은 관의 지지조건과 위치의 함수로서 최대변위가 발생하는 위치에서 외팔보 관의 경우에 0.613이다.

열교환기 관의 진동해석은 관의 유동방향과 유동의 수직방향의 응답진폭을 합성한 합성응답진폭

(resultant vibration amplitude)을 알아야 한다. Fig. 13은 Fig. 7의 응답진폭을 합성한  $p/d=1.22$ 인 정삼각형 관군의 합성응답진폭이다. Fig. 13으로부터 유체탄성 불안정 이전의 질량유동률에 해당하는 응답진폭을 갖고 관의 합성응답진폭과 질량유동률 간의 관계를 고찰하였다. 질량유동률의 지수  $b$ 는 다음의 관계식으로부터 계산하였다.

$$(\overline{y^2(x)})^{0.5} a (\dot{m}_r)^b \quad (11)$$

보이드율 변화에 따른  $p/d=1.22$ 인 정삼각형 관군의 질량유동률 지수  $b$ 는 Fig. 14와 같다. 지수  $b$ 는 보이드율에 따라 많이 분산되었지만, 대체로 보이드율 20~80%에서는  $b=1.0$ 에 접근하는 경향을 보인 반면에 보이드율 80% 이상에서는  $b=0.5$ 에 접근하는 경향을 보였다. 본 연구에서는 모든 실험자료를 포함할 수 있도록  $b=1.0$ 을 사용하였다.

식 (10)와 식 (11)로부터 알 수 있듯이,  $S_F(f)$ 는 기준 갭 질량유동률  $\dot{m}_r$ 과 관계가 있다. 그러므로  $\dot{m}_r$ 은 다음과 같이 정의되는 normalized power spectral density (NPSD)를 계산하는데 사용되었다.

$$NPSD = \frac{S_F(f)}{(\dot{m}_r d)^2} \quad (12)$$

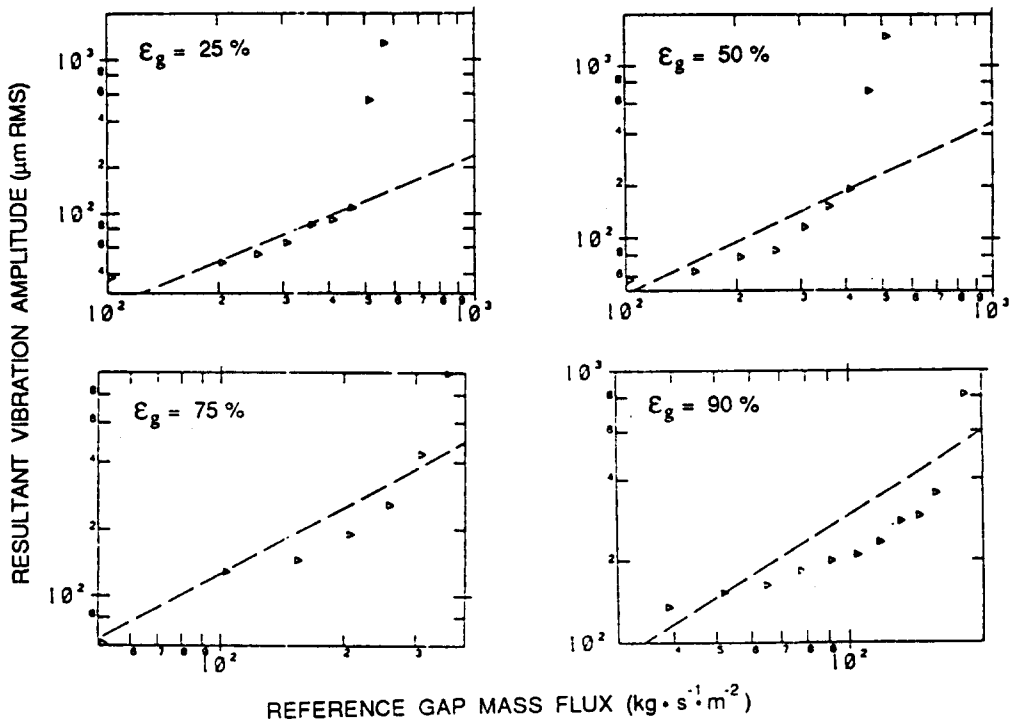


Fig. 13 Typical resultant vibration response to random turbulence excitation for normal-triangular tube bundle of  $p/d=1.22$ ; dotted line has a slope of unit



보이드율 변화에 따른 정삼각형 관군의 *NPSD*값은 Fig. 15와 같다. *p/d*가 상이한 정삼각형 관군에서 *NPSD*값은 *p/d*에 관계없이 비슷한 값을 보였다. *NPSD*값은 보이드율과 함께 증가하였는데, 증가율은 보이드율 80~90% 부근에서 크게 바뀌었다. 기포유동에서 *NPSD*값은 완만하게 증가한 반면에 간헐적유동에서는 매우 큰 증가율을 갖고 증가하였다. 이같은 현상은 유동영역의 변화에 기인하는 것으로 앞서 언급했듯이 간헐적유동에서 질량유동률의 지수 *b*는 기포유동에서의 지수 *b*보다 작아지는 경향을 보였다.

실험결과로부터 난류여기진동 가진기구의 해석시

사용가능한 다음과 같은 수식을 유도하였다.

$$25\% \leq \epsilon_g < 90\% ; NPSD = 10^{(0.03\epsilon_g - 5)}$$

$$90\% \leq \epsilon_g \leq 99\% ; NPSD = 5^{[0.2(\epsilon_g - 90) - 3]} \quad (13)$$

Fig. 15와 식 (13)으로부터 알 수 있듯이, 난류여기진동에 기인하는 관손상을 예방하기 위해서는 열교환기 내부의 유동은 보이드율 90% 미만의 기포유동에 위치하도록 설계함이 바람직하다. 본 논문에서 제시한 *NPSD*값은 고유진동수가 약 30 Hz인 관군에 적용할 수 있다.

### 5. 결론

2상 횡유동을 모의한 증기-물 혼합물에서 *p/d* = 1.22, 1.32 및 1.47인 정삼각형 배열형상의 관군에 대한 감쇠비, 유체탄성 불안정 및 난류여기진동 가진 등을 측정하는 유동실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2상유동에서 감쇠비는 단상유동(물)에서 보다 상당히 크게 나타났고, 보이드율에 매우 종속적이어서 보이드율 40~80%에서 최대 4.0~5.0%에 달했다.

(2) 관의 감쇠에 미치는 관군의 *p/d*와 질량유동률의 영향은 대체로 미약했다.

(3) 유체탄성 불안정은 유동영역에 따라 매우 상이했다. 기포유동에서 유체탄성 불안정은 Connors 관계식을 만족하였으나 간헐적유동에서는 Connors 관계식을 따르지 않고 매우 낮은 질량유동률에서 발생했다.

(4) 관군의 *p/d*는 유체탄성 불안정 상수에 큰 영향을 미쳐서 *p/d* = 1.22, 1.32 및 1.47인 정삼각형 관군의 불안정 상수 *K*는 각각 2.3, 3.5 및 4.9이었다.

(5) 난류여기진동에 의한 관의 진폭은 질량유동률에 대체로 비례했고, 가진력에 미치는 관군의 *p/d*의 영향은 미약했다.

(6) 난류여기진동에 의한 가진력은 유동영역에 따라 매우 상이하여 기포유동에서는 보이드율과 함께 점진적으로 증가한 반면에, 간헐적 유동에서는 매우 빨리 증가하였으므로 열교환기 설계시 충분히 고려하여야 한다.

### 참고 문헌

- (1) Taylor, C. E., Pettigrew, M. J., Axisa, F. and

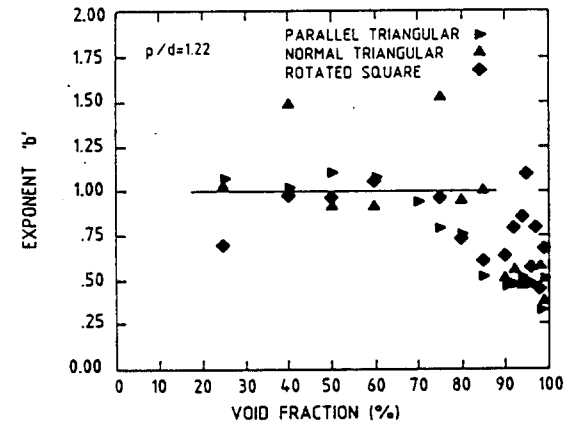


Fig. 14 Measured values for mass flux exponent *b* in relationship  $(\bar{y}(x))^{0.5} \alpha (\dot{m}_r)^b$  for tube bundle of *p/d* = 1.22

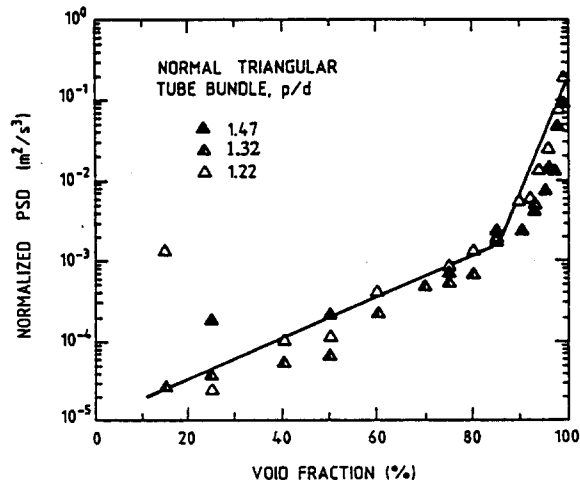


Fig. 15 Normalized power spectral density of random turbulence excitation for different pitch-to-diameter tube bundles at around 30 Hz

- Villard, B., 1986, "Experimental Determination of Single and Two-Phase Cross Flow-Induced Forces," Flow-Induced Vibration, ASME PVP Vol. 104, pp. 104, pp. 31~39.
- (2) Pettigrew, M. J. and Gorman, D. J., 1973, "Experimental Studies on Flow-Induced Vibration to Support Steam Generator Design, Part III: Vibration of Small Tube Bundles in Liquid and Two-Phase Cross-Flow," Paper No. 424, International Symposium on Vibration Problems in Industry, Keswick, U. K.
- (3) Heilker, W. J. and Vincent, R. Q., 1981, "Vibration in Nuclear Heat Exchangers Due to Liquid and Two-Phase Flow," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 358~366.
- (4) Remy, R. M., 1982, "Flow-Induced Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow," Paper 1. 9, Proceedings of 3rd Conference on Vibration in Nuclear Plants, Vol. 1, U. K., pp. 135~160.
- (5) Nakamura, T., Kanazawa, H. and Sakata, K., 1982, "An Experimental Study on Exciting Force by Two-Phase Cross-Flow, Flow-Induced Vibration of Circular Cylinder Structures," ASME PVP Vol. 63, pp. 19~29.
- (6) Hara, F., 1982, "Two-Phase Cross-Flow-Induced Forces Action on a Circular Cylinder, Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures," ASME PVP Vol. 63, pp. 9~17.
- (7) Axisa, F., Boheas, M. A. and Villard, B., 1985, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Steam-Water Cross-Flow: A Comparative Study of Square and Triangular Array," Paper B1/2, 8th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Brussels.
- (8) Grant, I. D. R., Chisholm, D., 1979, "Two-Phase Flow on the Shell-Side of a Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchanger," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 38~42.
- (9) Connors, H. J., 1970, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross-Flow," Proceeding of the Symposium on Flow-Induced Vibration in Heat Exchanger," ASME Winter Annual Meeting, New York, U.S.A., pp. 42~56.
- (10) Pettigrew, M. J., 1981, "Flow-Induced Vibration Phenomena in Nuclear Power Station Components," Power Industry Research 1, pp. 97~133.
- (11) Taylor, C. E., Pettigrew, M. J., Currie, T. G. and Kim, B. S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow-Part 3: Turbulence Induced Excitation," ASME J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 111, pp. 488~500.