

<論 文>

2상 횡유동을 받는 튜브집합체의 추가질량과 감쇠

김 범 식* · 손갑현* · 김 병 구*

(1989년 8월 21일 접수)

Hydrodynamic Mass and Damping of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow

Beom Shig Kim, Gap Heon Sohn and Byung Koo Kim

Key Words : Two-Phase Cross-Flow (2상 횡유동), Hydrodynamic Mass (추가질량), Void Fraction (보이드율), Drag Direction (유동방향), Lift Direction (유동에 수직방향), Confinement (국한성), Fluidelastic Instability (유체탄성 불안정성), Bubbly Flow (기포유동), Intermittent Flow (천이유동)

Abstract

Two-phase cross-flow exists in many shell-tube heat exchangers such as condensers, reboilers and nuclear steam generators. An understanding of damping and 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 six configurations of tube bundle, namely : normal triangular of pitch over tube diameter ratio, p/d , of 1.22 and 1.47, parallel triangular of p/d of 1.22 and 1.47, rotated square of p/d of 1.22 and normal square of p/d of 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%. Hydrodynamic mass and damping are discussed. We found that hydrodynamic mass is roughly related to the homogeneous mixture density. The effect of void fraction on damping is dominant. Damping ratio reaches about 5.0% for bundles of $p/d=1.22$.

기 호 설 명

| | |
|---|--------------------------------|
| A : 유동면적 (m^2) | Q : 체적유량 (m^3/s) |
| d : 튜브직경 (m) | U_g : 무차원 가스속도 |
| D : 등가직경 (m) | V : 유속 (m/s) |
| d_e : 수력직경 (m) | X : Martinelli인자 |
| f : 튜브진동수 (Hz) | W : 반쪽 튜브간의 거리 (m) |
| L : 튜브길이 (m) | ϵ_g : 보이드율 |
| \dot{m} : 질량 유동율 ($kg \cdot s^{-1} m^{-2}$) | ν : 동점성계수 |
| m : 단위길이당 튜브질량 (kg/m) | τ : 표면장력 |
| M : 질량유량 (kg/s) | μ : 점성계수 |
| p : 튜브 피치 (m) | ρ : 균질의 유체밀도 (kg/m^3) |

하첨자

c : 임계

*정회원, 한국에너지연구소 발전로계통설계부

- g : 공기중
- h : 수력학적
- l : 물속
- r : 기준 갭 유체인자
- t : 튜브
- ∞ : 자유흐름

1. 서 론

대부분의 셀-튜브형 열교환기(예 : 콘덴서, 탈수기, 증기발생기, 재생보일러 등)에 존재하는 2상 횡유동(two-phase cross-flow)은 튜브손상을 야기하는 주된 원인이며, 또한 2상 유동의 가진력은 단상유동(single phase)의 가진력보다 큰 것으로 밝혀졌다^(1,2). 그러나 아직까지도 2상 유동에서 튜브 집합체의 진동현상에 관한 자료는 충분치 못한 상태이다.

열교환기의 성능은 유동의 속도를 증가시킴으로써 높일 수 있는데, 이것은 튜브지지대수를 줄여서 압력강하를 최소화 하여 얻을 수 있다. 그러나 유속의 증가는 과도한 유동관련진동(flow-induced vibration : FIV)을 야기하여 튜브손상을 초래할 수 있기 때문에 설계단계에서 진동해석을 철저히 수행하여야 한다. 이때 정확한 진동 메카니즘의 파악과 충분한 진동자료가 요구된다.

2상 유동에서 튜브의 감쇠에 대한 연구는 1980년대 들어와서 시작되었다. Carlucci⁽³⁾는 2상 유동속에 놓여 있는 단일 원통의 감쇠와 추가질량을, Carlucci와 Brown⁽⁴⁾은 2상 축유동을 받는 튜브집합체의 추가질량을 측정하였다. 이 연구는 Hara와 Kohgo^(5,6), Axisa등^(7,8)에 의해 계속되었다. 최근에 Pettigrew등⁽⁹⁾은 2상 횡유동을 받는 튜브집합체의 진동메카니즘에 관한 연구에서 감쇠와 추가질량을 측정하였다. 이상의 연구자들은 모두 2상 유동에서의 감쇠가 물속에서의 감쇠보다 훨씬 크다는 것과 추가질량은 보이드율(fraction)이 증가할 때 감소하는 현상을 고찰했다.

본 논문에서는 2상 횡유동의 진동 메카니즘을 규명하기 위한 실험계획의 일환으로 실시된 실험으로부터 튜브집합체의 추가질량(hydrodynamic mass)과 감쇠(damping)에 대해 고찰하였다. 실험은 튜브배열과 피치 대 직경비(pitch-over-diameter : p/d)가 상이한 튜브집합체에 대해 2상 유체를 모의한 공기-물(air-water) 혼합물에서 수행하였다. 액

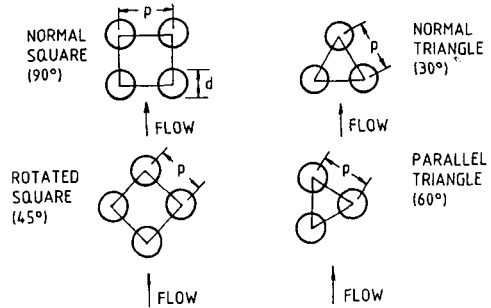


Fig. 1 Standard tube array pattern

체상태로부터 99%의 보이드율까지 변화된 2상 유체의 유량은 튜브가 유체탄성 불안정성(fluidelastic instability)에 도달할 때까지 점진적으로 증가하였다. 고찰된 6가지 튜브집합체의 모형은 다음과 같다(Fig. 1 참조) :

- $p/d=1.22$; 정삼각형(Δ), 평행삼각형(\triangleright), 마름모사각형(\diamond)
- $p/d=1.47$; 정삼각형, 평행삼각형, 정사각형(\square)

2. 2상 유체 유동조건

2.1 유동인자 정의

튜브집합체를 흐르는 각 유동영역(flow regime)에서의 성질(properties)은 2상 유동속에서 유동관련진동을 이해하는데 중요한 고려사항이다. 그러나, 현재로서는 2상 유체의 성질이 더 명확히 밝혀질 때까지 균질(homogeneous)의 유체성질을 사용하는 것이 편리하므로 본 연구에서는 2상 유체의 성질(밀도, 질량유동율(mass flux), 보이드율 등)을 실험대내에서 균질하다고 가정하였다. 균질한 보이드율, ϵ_g 은 공기와 물의 체적유량으로부터 다음과 같이 계산된다 :

$$\epsilon_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \tag{1}$$

균질의 보이드율을 사용하여 자유흐름(free stream)에서의 밀도, ρ , 속도, V_∞ 와 질량유동률, \dot{m}_∞ 을 표시하면 다음과 같다.

$$\rho = \rho_l(1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g \tag{2}$$

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

$$\dot{m}_\infty = \rho A_\infty \tag{4}$$

여기서 A_{∞} 는 실험대 길이, L 와 실험대 폭, W 의 곱으로 정의되는 자유흐름 상태에서의 면적이다. 튜브집합체의 구조에 관계없이 기준 갭 속도 (reference gap velocity), V_r , 기준 갭 질량유동률, \dot{m}_r 과 튜브집합체의 기준 유동면적, A_r 은 다음과 같다 :

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

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

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

2.2 유동형태(Flow Regime)

유동관련 진동을 이해하기 위해서는 실험유량이 유동형태의 어느 영역에 위치하는지를 조사할 필요가 있다. Whalley⁽¹⁰⁾방법을 사용한 계산에 의해서 유동형태도(flow regime map)를 만들었다. 유동형태도는 Martinelli인자, X 와 무차원 가스속도 U_g 를 사용하여 튜브에 불안정성 진동을 야기시키는 유속과 이 유속의 1/2 유속에서 조사되었다. Fig. 2는 $p/d=1.22$ 및 $p/d=1.47$ 인 튜브집합체의 유동형태도이며 X 와 U_g 는 다음과 같이 정의된다 :

$$X = \left(\frac{1-\epsilon_g}{\epsilon_g} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \tag{8}$$

$$U_g = \frac{\dot{m}_g}{(d_e \cdot g \cdot \rho_g (\rho_l - \rho_g))^{0.5}} \tag{9}$$

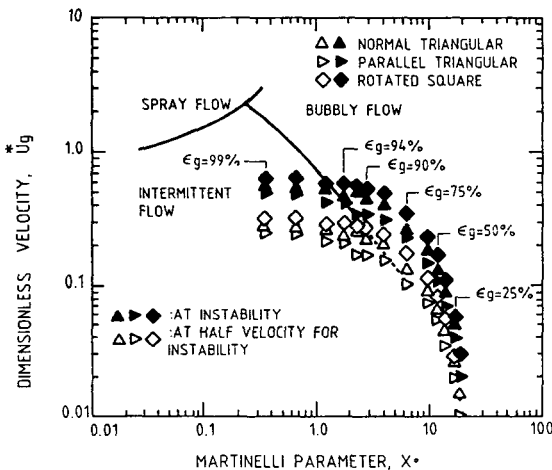
여기서 d_e 는 수력직경(hydraulic diameter)이고, g 는 중력가속도이다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 90% 이하의 보이드율에서 실험유량은 주로 기포유동(bubbly flow) 영역에 위치한다. 이 현상은 실험하는 동안 육안관찰을 통해 확인되었다. 반면에 90% 이상의 보이드율에서는 천이유동(intermittent flow)영역에 위치했는데, 이 현상은 실험결과를 설명하는 데 매우 중요하다.

3. 실험장치 및 자료분석

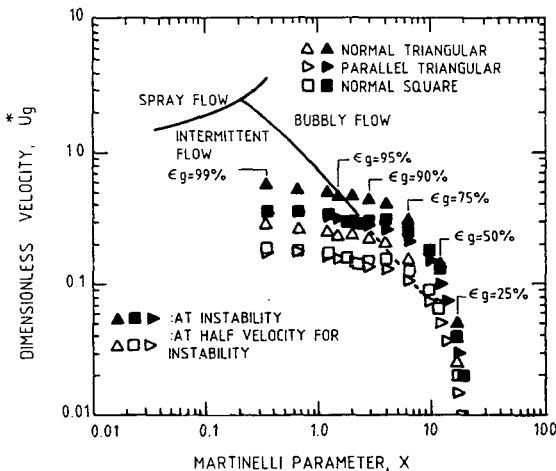
3.1 실험 장치

2상 유체를 모의하기 위해 증기-물 대신에 공기-물 혼합물이 사용되었다. 증기-물 혼합물에서의 실험은 일정한 실험조건을 유지하기가 어렵고 또한 경제적으로도 많은 비용이 든다. Axisa등⁽⁸⁾의 연구결과에 의하면, 공기-물속에서의 감쇠는 증기-물속에서의 감쇠보다 다소 낮은 값을 보였는데, 이것은 상이한 상(phase) 간에 생기는 표면장력, 점성, 밀도 등의 차이에 기인한다. 그러나 공기-물 혼합물은 증기-물 혼합물보다 더 잡음(noise)이 많아 난류 관련 가진력이 더 커서 튜브 동특성에 더 보수적인 결과를 나타내는 것으로 밝혀졌다.

실험은 0.3m³/s의 물과 0.5m³/s의 공기를 수용할 수 있는 실험시설에서 실시되었다(Fig. 3 참조). 실험시설은 원심펌프, 열교환기, 유량조절 밸브, 유량측정기, 실험대, 공기 공급계통 및 관련 배관으로 구성되었다. 실험장치는 상온, 상압에서 운전되었다. 실험대 하단에는 유입된 공기가 물에



(a) $p/d = 1.22$



(b) $p/d = 1.47$

Fig. 2 Flow regime map for several bundle configurations at the flow conditions: $p/d=1.22$

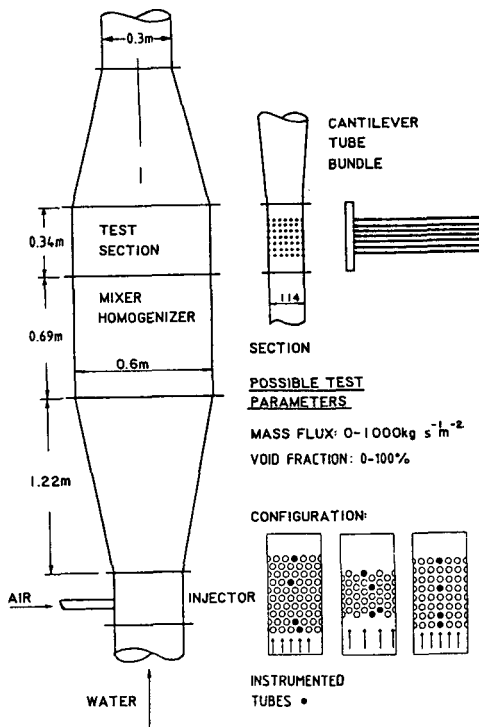


Fig. 3 Sketch of test section and bundle configurations

균질하게 섞이도록 공기-물 혼합기를 부착하였다. Fig. 3은 실험대의 개략도로서 단면적이 114.3×600mm인 사각형 형상이다. 실험대의 벽면효과를 줄이고 유동면적을 일정하게 유지하기 위해 실험대 양면에는 반쪽튜브를 부착하였다.

3.2 튜브집합체 및 측정장비

실험에 사용된 튜브집합체의 배열형상은 Fig. 1과 같고, 각 튜브집합체의 형상에 대한 인자는

Table 1에 수록되어 있다. 작은 유동면적에서 실제와 동일한 열교환기의 튜브진동수를 모의하고 명확한 지지조건을 만들기 위해 외팔보(고정-자유)형태의 튜브집합체가 사용되었다. 튜브의 재질은 스텐레스강으로 길이 600mm, 직경 13mm, 두께 1.07mm이었다. 공기중에서 튜브진동수는 약 33Hz로서 전형적인 열교환기의 튜브 진동수와 동일하였다. 인접한 튜브간의 거리인 피치, p 는 $p/d=1.22$ 인 경우에 15.88mm이었고 $p/d=1.47$ 인 경우에는 19.05mm이었다.

중앙에 위치한 한 개의 튜브를 제외한 모든 튜브를 구속하여 고정-단순 지지조건으로 바뀐 고정 튜브집합체에 대해서도 실험이 수행되었다. 이 형태의 튜브집합체는 중앙의 튜브 이외의 모든 튜브의 자유단에 마개를 씌어서 튜브를 고정하였다. 외팔보 형태의 튜브집합체는 튜브에 유체탄성 불안정성이 일어나는 유속을 측정할 때 사용하였고, 중앙의 튜브 이외의 튜브를 고정한 튜브집합체는 튜브의 감쇠값을 측정할 때 사용하였다.

유동방향(drag direction)과 유동에 수직방향(lift direction)의 튜브거동을 측정하기 위하여 2축 스트레인 게이지(biaxial strain gage)를 4개의 튜브를 선정하여 그 끝단 내부벽면에 설치하였다. 스트레인 게이지로부터 나온 신호는 테이프 레코더, true RMS 미터, 실시간 스펙트럼 분석기 및 미니 컴퓨터 등의 측정기기를 사용하여 기록 및 분석되었다.

3.3 실험절차 및 자료분석

실험은 보이드율과 질량유동율을 변화시키면서 수행하였다. Table 2A와 2B에는 실험결과가 요약되어 있다. Table 2A 및 2B에서 볼 수 있듯이, 보이드율은 5~99%에서 변화되었는데, 이때 일정

Table 1 Descriptive parameter for each tube bundle

| Test series | Bundle configuration | p/d | p (mm) | W (mm) | A (m ²) | Number of tube rows |
|-------------|----------------------|-------|----------|----------|-----------------------|---------------------|
| M | Parallel-Triangular | 1.22 | 15.88 | 109.99 | 0.0120 | 12 |
| N | Normal-Triangular | 1.22 | 15.88 | 111.13 | 0.0121 | 8 |
| P | Rotated-Square | 1.22 | 19.05 | 114.30 | 0.0218 | 8 |
| Q | Normal-Triangular | 1.47 | 19.05 | 114.30 | 0.0218 | 10 |
| R | Parallel-Triangular | 1.47 | 19.05 | 115.48 | 0.0220 | 10 |
| O | Normal-Square | 1.47 | 19.05 | 114.30 | 0.0218 | 8 |

Table 2A Summary of test conditions and results for damping and hydrodynamic mass: $p/d=1.22$

| Bundle array | Test No. | ε_g (%) | \dot{m}_r ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$) | ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) | f (Hz) | $\dot{\varepsilon}$ (%) | m_h (kg/m) | m_n/m_t |
|-----------------------------------|----------|---------------------|---|--|----------|-------------------------|--------------|-----------|
| Normal-triangular $p/d=1.22$ | N- 3 | 5 | 677.9 | 950 | 24.9 | 2.0 | 0.250 | 0.90 |
| | N- 5 | 15 | 782.4 | 850 | 25.3 | 3.0 | 0.230 | 0.83 |
| | N- 7 | 25 | 730.4 | 750 | 26.1 | 3.2 | 0.198 | 0.71 |
| | N- 9 | 40 | 678.4 | 600 | 27.1 | 5.2 | 0.160 | 0.57 |
| | N-11 | 50 | 626.7 | 501 | 28.1 | 5.4 | 0.125 | 0.45 |
| | N-13 | 60 | 574.7 | 401 | 28.7 | 4.9 | 0.106 | 0.38 |
| | N-15 | 75 | 419.0 | 251 | 29.5 | 4.5 | 0.083 | 0.30 |
| | N-17 | 80 | 419.7 | 201 | 29.5 | 4.8 | 0.083 | 0.30 |
| | N-19 | 85 | 341.4 | 151 | 29.8 | 4.7 | 0.075 | 0.27 |
| | N-21 | 90 | 237.4 | 101 | 29.8 | 4.9 | 0.075 | 0.27 |
| | N-23 | 92 | 211.7 | 81 | 30.1 | 4.3 | 0.067 | 0.24 |
| | N-25 | 94 | 146.3 | 61 | 30.1 | 4.7 | 0.069 | 0.25 |
| | N-27 | 96 | 107.5 | 41 | 30.1 | 4.5 | 0.067 | 0.24 |
| | N-29 | 98 | 55.5 | 21 | 30.2 | 4.3 | 0.064 | 0.23 |
| N-31 | 99 | 29.4 | 11 | 30.4 | 4.0 | 0.059 | 0.21 | |
| Parallel-triangular $p/d=1.22$ | M- 1 | 5 | 635.7 | 950 | 24.7 | 1.8 | 0.259 | 0.92 |
| | M- 2 | 15 | 631.1 | 850 | 25.1 | 2.6 | 0.241 | 0.86 |
| | M- 3 | 25 | 578.7 | 750 | 25.7 | 3.4 | 0.214 | 0.77 |
| | M- 4 | 40 | 520.0 | 600 | 26.3 | 3.8 | 0.190 | 0.68 |
| | M- 5 | 50 | 526.6 | 501 | 27.2 | 5.5 | 0.156 | 0.56 |
| | M- 6 | 60 | 474.3 | 401 | 28.2 | 5.4 | 0.122 | 0.44 |
| | M- 7 | 70 | 422.2 | 301 | 28.9 | 4.7 | 0.100 | 0.36 |
| | M- 8 | 75 | 369.8 | 251 | 28.6 | 4.8 | 0.110 | 0.39 |
| | M- 9 | 80 | 317.5 | 201 | 29.4 | 4.8 | 0.086 | 0.31 |
| | M-10 | 85 | 264.8 | 151 | 29.3 | 4.6 | 0.089 | 0.32 |
| | M-11 | 90 | 186.2 | 101 | 29.4 | 4.5 | 0.086 | 0.31 |
| | M-12 | 92 | 146.2 | 81 | 29.3 | 4.7 | 0.089 | 0.32 |
| | M-13 | 94 | 128.8 | 61 | 29.7 | 4.2 | 0.078 | 0.28 |
| | M-14 | 96 | 96.8 | 41 | 29.9 | 4.1 | 0.072 | 0.26 |
| | M-15 | 98 | 50.3 | 21 | 30.3 | 3.5 | 0.062 | 0.22 |
| | M-16 | 99 | 26.7 | 11 | 30.5 | 3.4 | 0.056 | 0.20 |
| Rotated-square $p/d=1.22$ | P- 2 | 5 | 733.6 | 950 | 25.6 | 1.9 | 0.219 | 0.94 |
| | P- 3 | 15 | 733.8 | 850 | 26.0 | 2.1 | 0.202 | 0.87 |
| | P- 4 | 25 | 825.9 | 750 | 26.4 | 3.1 | 0.186 | 0.80 |
| | P- 5 | 40 | 826.6 | 600 | 27.7 | 4.4 | 0.139 | 0.60 |
| | P- 6 | 50 | 826.6 | 501 | 29.3 | 4.9 | 0.089 | 0.38 |
| | P- 7 | 60 | 735.1 | 401 | 29.8 | 4.1 | 0.074 | 0.32 |
| | P- 8 | 75 | 569.6 | 251 | 30.6 | 3.4 | 0.055 | 0.24 |
| | P- 9 | 80 | 519.1 | 201 | 30.9 | 3.3 | 0.046 | 0.20 |
| | P-10 | 85 | 416.3 | 151 | 31.1 | 3.2 | 0.042 | 0.18 |
| | P-11 | 90 | 286.9 | 101 | 31.3 | 2.6 | 0.037 | 0.16 |
| | P-12 | 92 | 235.6 | 81 | 31.3 | 2.6 | 0.035 | 0.16 |
| | P-13 | 94 | 184.0 | 61 | 31.4 | 2.5 | 0.032 | 0.15 |
| | P-14 | 95 | 158.3 | 51 | 31.5 | 2.2 | 0.032 | 0.14 |
| | P-15 | 96 | 119.5 | 41 | 31.4 | 2.4 | 0.035 | 0.15 |
| | P-16 | 97 | 93.8 | 31 | 31.4 | 2.4 | 0.035 | 0.15 |
| | P-17 | 98 | 65.6 | 21 | 31.4 | 2.1 | 0.035 | 0.15 |
| | P-18 | 99 | 34.6 | 11 | 31.5 | 2.1 | 0.032 | 0.14 |

Table 2B Summary of test conditions and results for damping and hydrodynamic mass: $p/d=1.47$

| Bundle array | Test No. | ε_g (%) | \dot{m}_r ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$) | ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) | f (Hz) | ξ (%) | m_h (kg/m) | m_h/m_t |
|-----------------------------------|----------|---------------------|---|--|----------|-----------|--------------|-----------|
| Normal-triangular $p/d=1.47$ | Q- 4 | 25 | 1200.0 | 750 | 28.2 | 3.2 | 0.122 | 0.63 |
| | Q- 6 | 50 | 1000.0 | 501 | 29.4 | 4.0 | 0.086 | 0.44 |
| | Q- 8 | 75 | 700.0 | 251 | 30.8 | 3.4 | 0.049 | 0.25 |
| | Q- 9 | 80 | 630.7 | 201 | 31.1 | 2.9 | 0.041 | 0.21 |
| | Q-10 | 85 | 500.0 | 151 | 31.4 | 2.4 | 0.034 | 0.18 |
| | Q-12 | 90 | 350.0 | 101 | 31.6 | 1.9 | 0.030 | 0.15 |
| | Q-14 | 93 | 250.0 | 71 | 31.7 | 1.9 | 0.028 | 0.14 |
| | Q-16 | 95 | 175.0 | 51 | 31.6 | 1.9 | 0.030 | 0.15 |
| | Q-18 | 96 | 150.0 | 41 | 31.7 | 2.0 | 0.028 | 0.14 |
| | Q-20 | 97 | 110.0 | 31 | 31.7 | 1.8 | 0.028 | 0.14 |
| | Q-22 | 98 | 80.0 | 21 | 31.7 | 2.0 | 0.028 | 0.14 |
| | Q-24 | 99 | 45.0 | 11 | 31.9 | 1.8 | 0.023 | 0.12 |
| Parallel-triangular $p/d=1.47$ | R- 1 | 5 | 688.3 | 950 | 26.7 | 1.1 | 0.174 | 0.90 |
| | R- 2 | 15 | 688.5 | 850 | 26.8 | 1.5 | 0.171 | 0.88 |
| | R- 3 | 25 | 750.0 | 750 | 27.0 | 2.0 | 0.163 | 0.84 |
| | R- 4 | 40 | 775.1 | 600 | 27.7 | 3.4 | 0.139 | 0.72 |
| | R- 5 | 50 | 700.0 | 501 | 28.3 | 3.9 | 0.119 | 0.61 |
| | R- 6 | 60 | 689.9 | 401 | 28.9 | 4.2 | 0.100 | 0.52 |
| | R- 7 | 75 | 500.0 | 251 | 29.5 | 3.4 | 0.083 | 0.43 |
| | R- 9 | 85 | 320.0 | 151 | 30.0 | 3.0 | 0.969 | 0.36 |
| | R-11 | 90 | 220.0 | 101 | 30.2 | 3.0 | 0.064 | 0.33 |
| | R-13 | 93 | 160.0 | 71 | 30.2 | 3.2 | 0.064 | 0.33 |
| | R-15 | 95 | 120.0 | 51 | 30.4 | 3.1 | 0.059 | 0.30 |
| | R-17 | 96 | 100.0 | 41 | 30.5 | 3.0 | 0.056 | 0.29 |
| | R-19 | 97 | 75.0 | 31 | 30.4 | 2.9 | 0.059 | 0.30 |
| R-21 | 98 | 55.0 | 21 | 30.4 | 2.8 | 0.059 | 0.30 | |
| R-23 | 99 | 28.0 | 11 | 30.5 | 2.9 | 0.056 | 0.29 | |
| Normal-square $p/d=1.47$ | O- 2 | 5 | 753.2 | 950 | 26.9 | 1.3 | 0.167 | 0.86 |
| | O- 3 | 15 | 826.0 | 850 | 27.0 | 1.8 | 0.162 | 0.83 |
| | O- 4 | 25 | 984.4 | 750 | 27.7 | 2.5 | 0.139 | 0.71 |
| | O- 5 | 32 | 1013.5 | 680 | 27.9 | 3.4 | 0.132 | 0.68 |
| | O- 6 | 50 | 898.2 | 501 | 28.9 | 4.0 | 0.101 | 0.52 |
| | O- 7 | 60 | 840.7 | 401 | 28.9 | 4.3 | 0.099 | 0.51 |
| | O- 8 | 75 | 581.5 | 251 | 30.1 | 3.5 | 0.068 | 0.35 |
| | O- 9 | 80 | 466.1 | 201 | 30.2 | 3.4 | 0.064 | 0.33 |
| | O-10 | 85 | 389.0 | 151 | 30.4 | 3.1 | 0.060 | 0.31 |
| | O-11 | 90 | 234.3 | 101 | 30.6 | 2.8 | 0.054 | 0.28 |
| | O-12 | 93 | 176.5 | 71 | 30.6 | 2.8 | 0.055 | 0.28 |
| | O-13 | 94 | 147.4 | 61 | 30.9 | 2.7 | 0.046 | 0.24 |
| | O-14 | 69 | 104.2 | 41 | 30.7 | 2.8 | 0.051 | 0.27 |
| | O-15 | 97 | 75.1 | 31 | 31.0 | 2.4 | 0.044 | 0.23 |
| | O-16 | 98 | 55.1 | 21 | 31.3 | 2.1 | 0.036 | 0.19 |
| O-17 | 99 | 29.1 | 11 | 31.4 | 2.2 | 0.036 | 0.18 | |

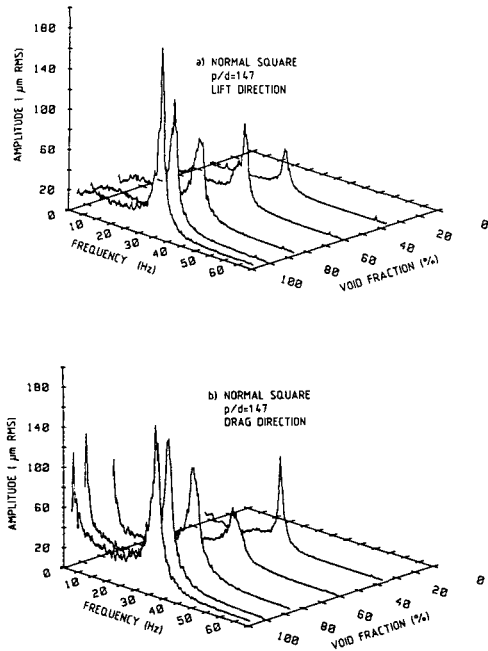


Fig. 4 Vibration response spectra showing effect of void fraction at half the mass flux required for fluidelastic instability

한 보이드율을 유지시키기 위해 유량조절밸브를 사용하였다. 일정한 보이드율에서 질량 유동률은 인접한 튜브간에 충돌현상이 일어날 때까지 증가하였다.

진동신호는 스펙트럼 분석기를 사용하여 분석하였다. Fig. 4는 임계유속의 1/2유속에서 수행된 유동방향과 유동에 수직방향에서의 진동 스펙트럼이다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 유동방향의 스펙트럼에서 저 주파수(1.0~5.0Hz)의 진폭이 상당히 크게 나왔다. 이같은 현상은 중간 보이드율($\epsilon_g = 50 \sim 90\%$)의 높은 질량 유동률과 90% 이상의 보이드율에서 나타났다. 전자의 경우는 수직인 2상 유체 실험시설에서 종종 나타나는데, 이것은 유동의 흐름이 불연속 현상을 주기적으로 나타내서 실험시설을 가진하는 현상(jogging phenomena)에 기인하는 반면에 후자는 앞서 설명한 것처럼 유동형태가 천이유동이기 때문이다.

Fig. 5는 일정한 보이드율에서 질량유동을 변화에 따른 진동 스펙트럼이다. 튜브의 진폭은 저유량에서 점진적으로 증가하다가 임의 유량에 도달하면 갑자기 커지는 현상을 나타냈다. 이 현상은 유체와

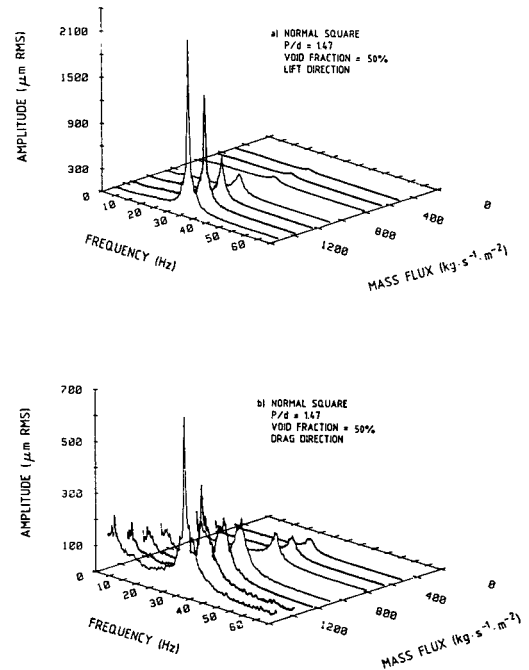
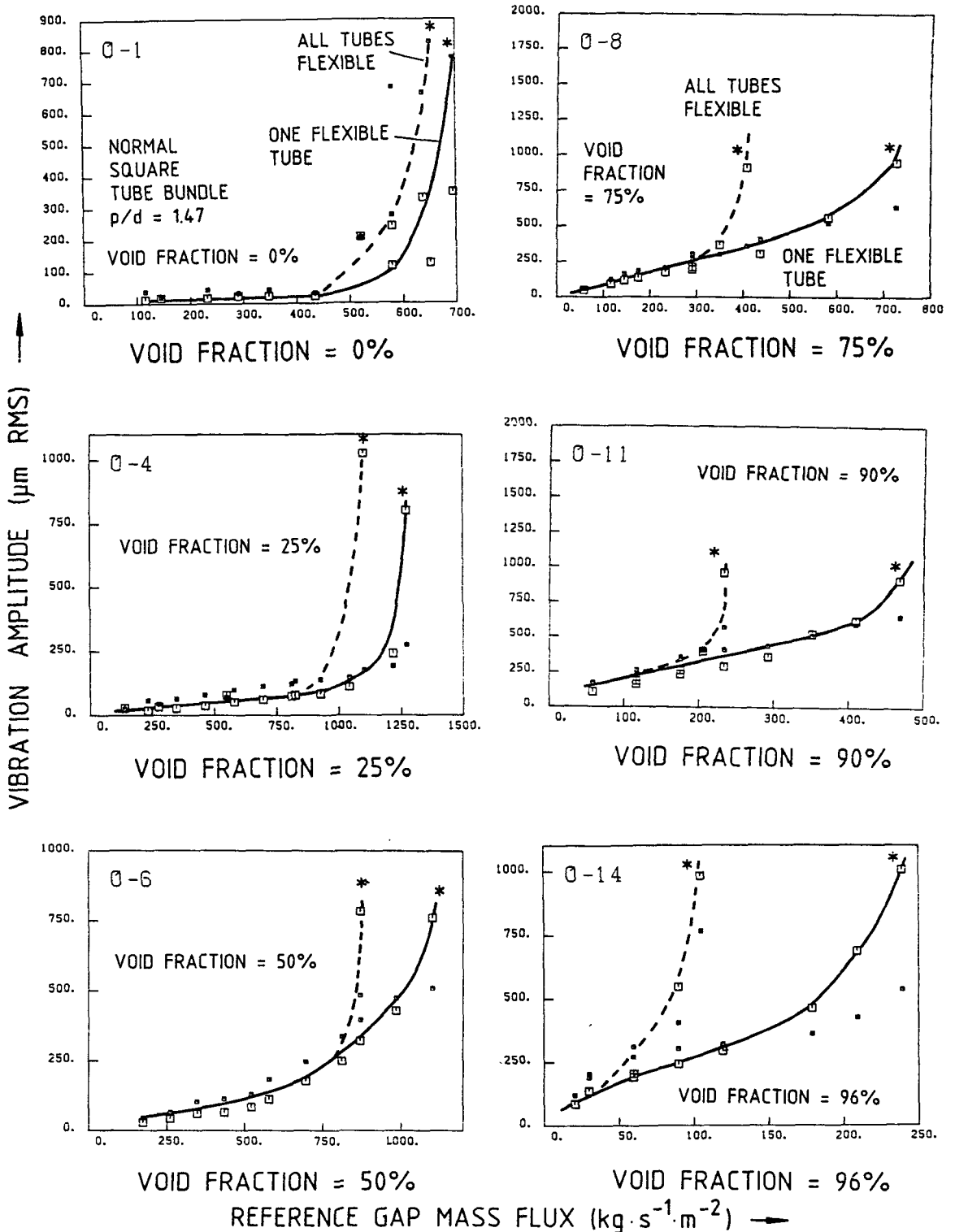


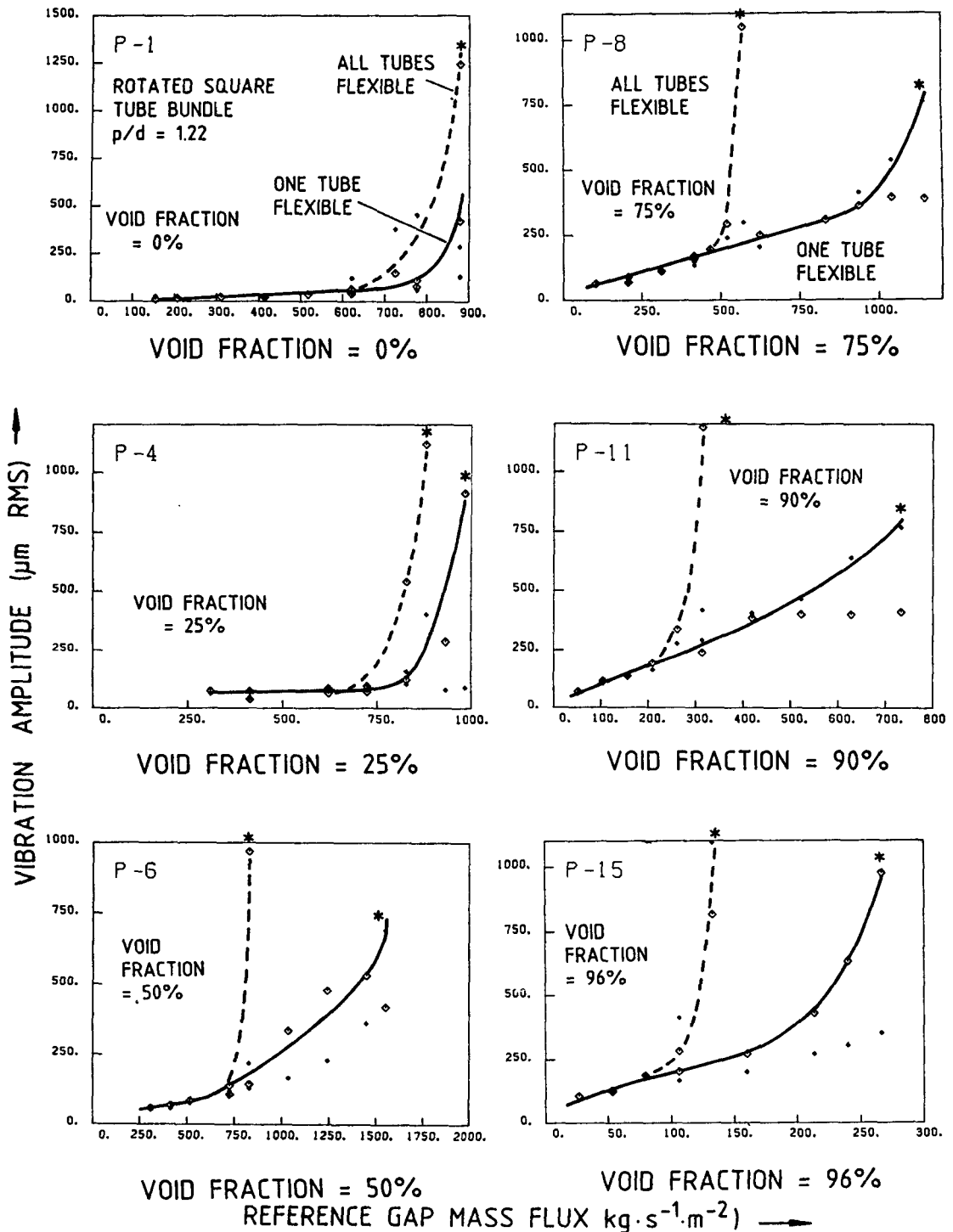
Fig. 5 Vibration response spectra for normal-square tube bundle, showing the effect of mass flux

튜브거동간의 상호작용에 의해 일어난다. 유속이 임의 값을 넘을 경우, 한 주기운동 동안에 감쇠에 의해 소모된 에너지보다 튜브가 흡수한 에너지가 커져서 일어나는 현상으로서 유체탄성 불안정성이라 한다⁽⁹⁾. 이처럼 튜브진폭이 갑자기 커져서 $750\mu\text{m}$ (양단고정 튜브인 경우 $250\mu\text{m}$ 에 해당함) 이상이 될 때의 유속을 유체탄성 불안정성이 시작되는 유량, 즉 튜브의 임계유속으로 잡았다. 이것은 대부분의 기존 열교환기에서 튜브지대 구멍과 튜브의 경간의 간극이 $330\mu\text{m}$ 이므로 튜브의 충돌을 피할 수 있는 진폭이다. 임계유속에서 튜브의 진폭은 유동에 수직방향에서 훨씬 크게 나왔다. 진동 응답치는 RMS미터를 사용하여 측정하였는데, 이때 5.0 Hz 이하의 저 주파수를 제거하기 위해 high-pass filter가 사용되었다. 고정-자유 지지를 갖는 튜브 집합체의 응답치는 대체로 저유량에서는 진동방향에 관계없이 비슷한 결과를 나타낸 반면에 고유량에서는 유동에 수직방향의 응답치가 유동방향의 응답치보다 더 빨리 유체탄성 불안정성에 도달하였다.

Fig. 6은 두 가지 지지조건을 갖는 튜브집합체의



(a) Normal-Square, $p/d = 1.47$



(b) Rotated-Square, $p/d = 1.22$

Fig. 6 Vibration response : Comparison between flexible tube bundle and one flexible tube surrounded by rigid tubes, * : Instability threshold

진동응답치를 비교하였다. 저 유량에서의 진폭은 두 튜브집합체 간에 차이가 없음을 보였다. 이것은 인접한 튜브의 운동이 랜덤가진력에 영향을 미치지 못함을 의미한다. 반면, 유동관련 불안정성은 고정-단순 지지조건을 갖는 고정 튜브집합체가 고정-자유 지지조건을 갖는 외팔보 튜브 집합체보다 1~2 배(보이드율에 따라 변함) 더 높은 유량에서 발생했다. 그러므로 더 보수적인 진동해석을 위해 튜브의 임계유속은 외팔보 튜브집합체의 실험결과를 사용했다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 추가질량

추가질량이란 유체속에서 진동하는 튜브의 등가 외부질량으로서 추가질량계수 β 에 튜브단면적과 유체 밀도를 곱한 값으로 정의된다.

$$m_h = \beta \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (10)$$

비압축성 유체속에 있는 실린더의 이론적 추가질량계수는 1.0으로 밝혀졌다.

그러나 2상 유체에서 추가질량은 잘 밝혀지지 않았다. Carlucci와 Brown⁽⁴⁾은 2상 축유동속에 있는 실린더 집합체의 추가질량을 측정했다. 이들의 연구결과로부터 2상 유체속에 있는 튜브집합체의 추가질량 계산식이 산출되었다:

$$m_h = m_i \cdot \left[\left(\frac{f_g}{f} \right)^2 - 1 \right] \quad (11)$$

여기서 m 은 단위길이당 튜브질량이고 f_g 와 f 는 각각 공기중 및 2상 유체속에서의 튜브진동수이다.

2상 유체에서 튜브진동수와 감쇠는 유체탄성 불안정성이 발생하는 유량의 1/2 유량에서 측정하였다. Table 2A와 2B에는 튜브진동수와 감쇠에 대한 측정값과 식 (11)로부터 구한 추가질량이 요약되어 있다. Fig. 7에는 보이드율 변화에 따른 튜브집합체의 추가질량비, m_h/m_i 를 나타내고 있다. 추가질량비란 2상 유체에서의 추가질량(m_h)대 물속에서의 추가질량(m_i)에 대한 비율이다. 80% 이하의 보이드율에서 측정값은 2상 유체 혼합물에서 균질의 유체밀도를 사용한 계산값과 대체로 일치했다. 그러나 80% 이상의 보이드율에서는 측정값이 계산 값보다 높게 나왔는데, 이것은 앞절에서 밝힌 것처럼 천이유동에 기인하는 현상으로 간주되어진다. 또한 이것은 2상(공기와 물) 사이에서 슬립

(slip) 현상이 가중되어 물을 정지시켜서 추가질량을 증가시켰다. 유동방향과 유동에 수직방향에서의 추가질량은 큰 차이가 없었다.

Fig. 8에는 추가질량에 대한 유량의 영향을 보이고 있다. 90% 이하의 보이드율에서의 추가질량은 질량 유동율에 관계없이 일정한 값을 보인 반면에 90% 이상의 보이드율에서는 질량 유동율에 따라 감소하는 현상을 보였다. 튜브집합체의 두 가지 지지조건에서 추가질량은 Fig. 9와 같은데, 두 경우에 비슷한 결과를 나타냈다. 이것은 튜브의 임계유속 이하에서 인접한 튜브들의 거동에 따른 튜브의 커플링 현상이 추가질량에 영향을 미치지 못함을 뜻한다.

실험결과를 Rogers 등⁽¹¹⁾이 제시한 이론식과 비교되었다. Rogers 등은 중앙에 위치한 튜브를 에워싸고 있는 인접한 튜브에 의한 튜브의 국한성(confinement)을 모의하는 등가직경 D_e 을 사용하여 다음과 같은 식을 제시하였다:

$$m_h = \left(\frac{\rho \pi d^2}{4} \right) \cdot \frac{(D_e/d)^2 + 1}{(D_e/d)^2 - 1} \quad (12)$$

여기서 삼각형 구조의 튜브집합체의 경우 $D_e/d = (0.96 + 0.50p/d)(p/d)$,

사각형 구조의 튜브집합체의 경우 $D_e/d = (1.07 + 0.56p/d)(p/d)$

Fig. 10에는 식 (12)로부터 구한 계산값과 실험결과가 비교되었다. 80% 이하의 보이드율에서 두 값은 잘 일치하는 경향을 보인 반면에 80% 이상의 보이드율에서는 실험결과가 크게 나왔다. 이 현상은 역시 보이드율이 높아질수록 유동형태가 천이유동으로 변하기 때문이다. 그러나 임계유속 이하의 유량에서 추가질량은 인접한 튜브의 운동에 큰 영향을 미치지 못하므로 균질의 유체밀도와 튜브 국한성을 모의한 등가직경을 사용한 식 (12)는 추가질량을 계산하는데 사용할 수 있다.

4.2 감 쇠

(1) 감쇠측정

공기중에서 감쇠는 주로 튜브 연결부위에서 발생하는 마찰감쇠로서 0.2% 미만인 것으로 밝혀졌다. 이처럼 마찰감쇠는 2상 유체에서의 감쇠보다 훨씬 작기 때문에 본 논문에서는 고려하지 않았다.

2상 유체에서 튜브의 감쇠는 유동상태에서 측정되기 때문에 쉽지 않다. 왜냐하면 정지된 유체에서는 2상 유체 혼합물을 만들 수 없기 때문이다. 2상

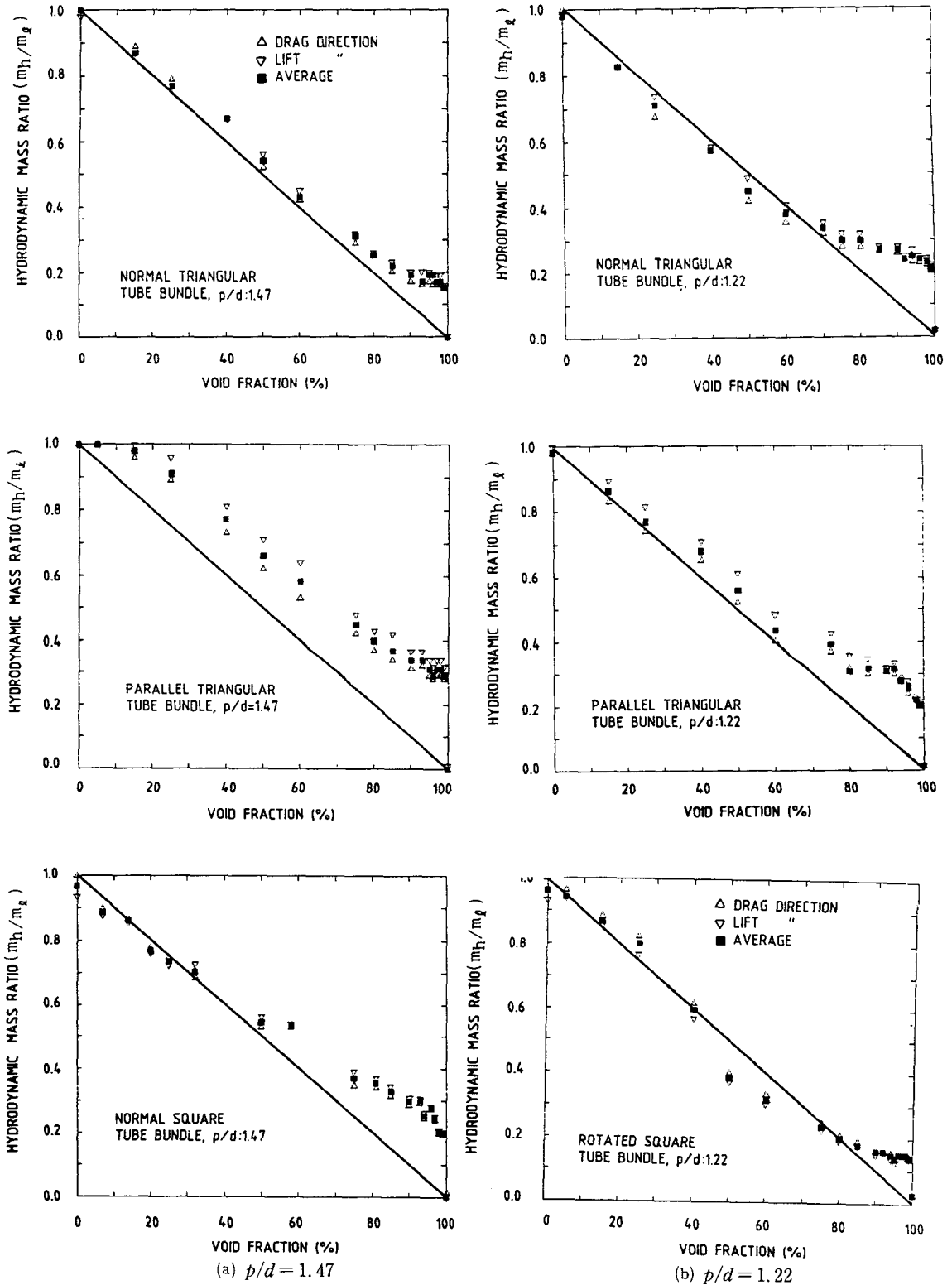
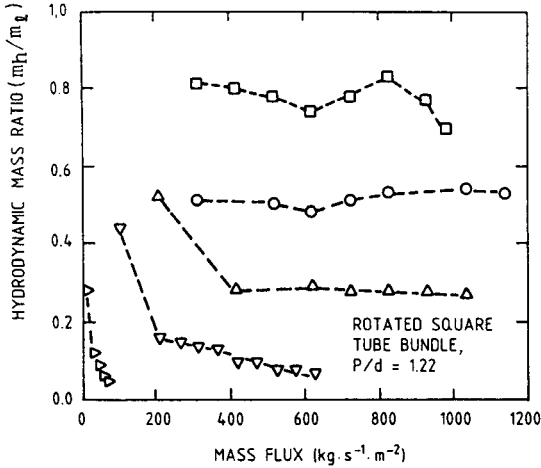
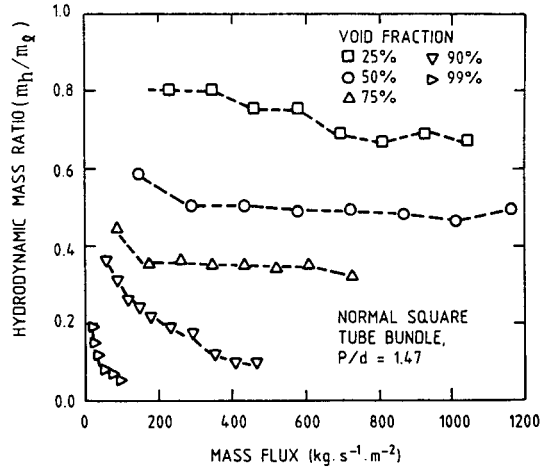


Fig. 7 Hydrodynamic mass in two-phase cross-flow for different tube bundles: (a) $p/d=1.47$, (b) $p/d=1.22$



(a) Rotated-square, $p/d=1.22$



(b) Normal-square, $p/d=1.47$

Fig. 8 Effect of mass flux on tube hydrodynamic mass

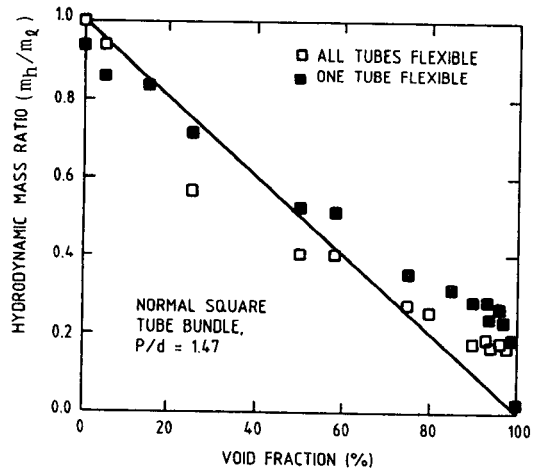
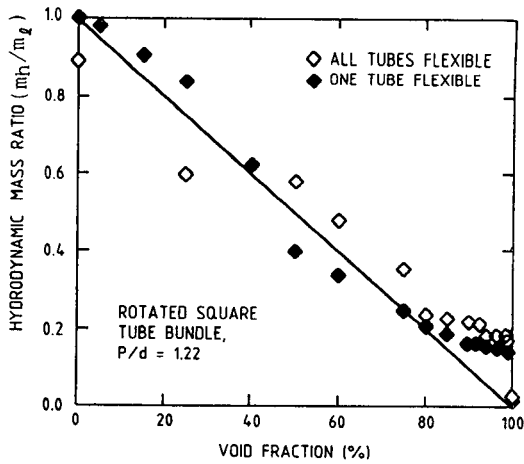


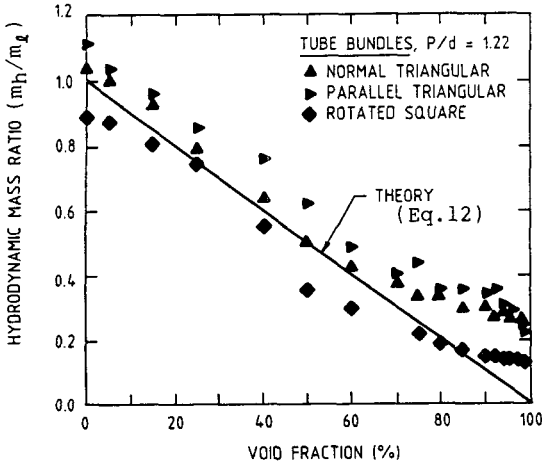
Fig. 9 Hydrodynamic mass: Comparison between all flexible tubes and one flexible tube surrounded by rigid tubes

유체에서의 감쇠는 유동형태에 따라 변한다. 유체 탄성 불안정성이 일어나는 부근의 유량에서 튜브의 감쇠는 명백하게 감소현상을 보이고 있는데, 이것은 수력학적 힘과 튜브운동 간의 커플링 현상에 기인한다. 이것을 부의 감쇠(negative damping) 현상으로 불러진다. 그러므로 본 연구에서는 불안정성이 일어나는 유량의 1/2 유량 부근에서 세 개의 감쇠값을 측정하여 평균값을 취했다. 이 세 개의 감쇠값은 평균 감쇠값의 $\pm 15\%$ 이내에 들었다.

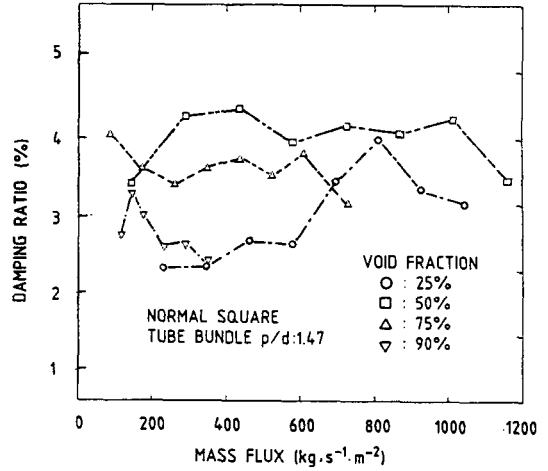
Fig. 11은 상이한 보이드율에서 튜브감쇠에 대한

질량유동의 영향을 보이고 있는데, 감쇠값은 유체탄성 불안정성이 일어나는 유량의 1/3~2/3 유량에서 크게 변하지 않았다. Fig. 12는 일정한 보이드율에서 튜브의 감쇠에 대한 유량의 양을 보이고 있다. 일반적으로 튜브의 감쇠는 유동방향에서는 증가하는 반면에 유동에 수직방향에서는 감소하는 경향을 보였다. 흥미롭게도 유체탄성 불안정성은 유동에 수직방향에서 일어났다.

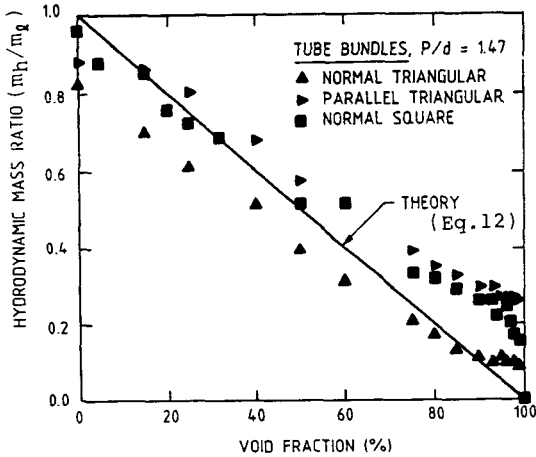
2상 유체에 기인하는 가진력은 광대역의 랜덤성분을 갖고 있어서 튜브의 고유진동수 근처에서는



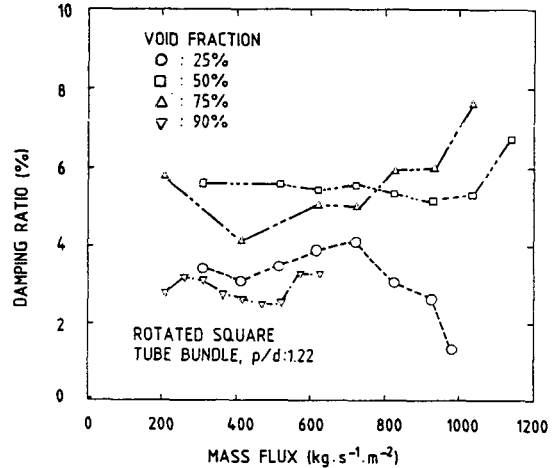
(a) Tube bundles, $p/d=1.22$



(a) Normal-square, $p/d=1.47$,



(b) Tube bundles, $p/d=1.47$

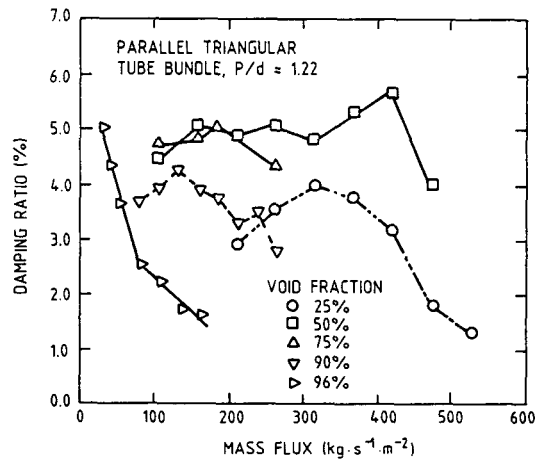


(b) Rotated-square, $p/d=1.22$,

Fig. 10 Experimental hydrodynamic mass vs. void fraction compared with rogers theory⁽¹¹⁾

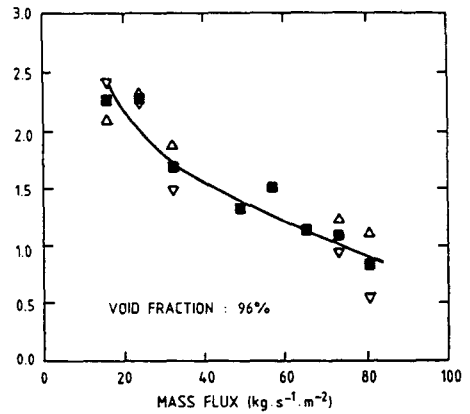
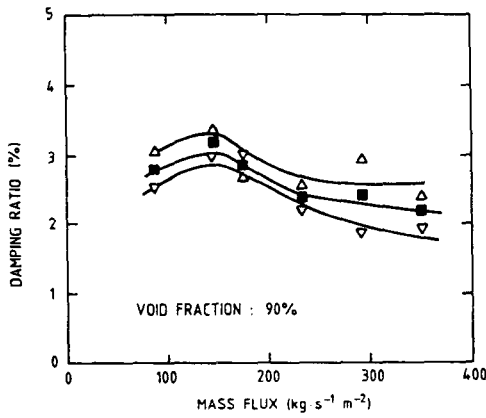
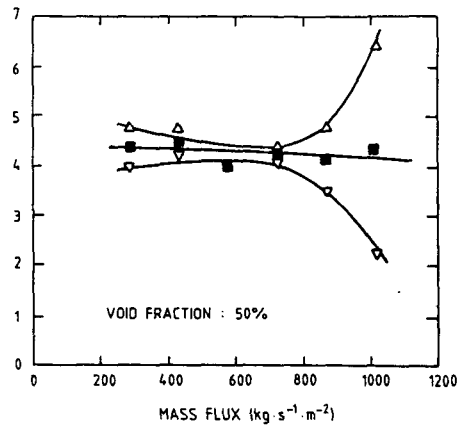
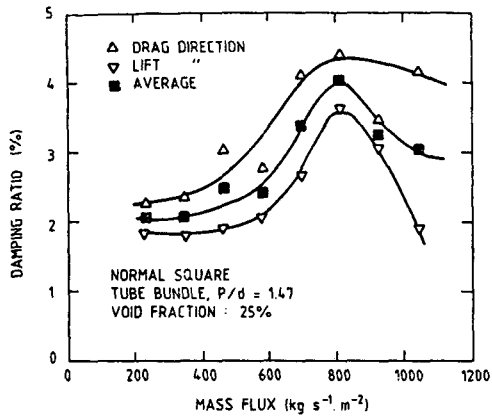
일정하다. 이 상태에서 튜브진동 응답스펙트럼은 주파수 응답함수이다. 그러므로 튜브들 간의 수력학적 커플링 현상이 무시된다면, 주파수 응답함수는 1자유도계화될 수 있다. 1자유도계화된 주파수 응답곡선은 최소자승법 (least square technique)을 사용하여 Fig. 13 처럼 곡선을 fitting 한 다음에 half-power bandwidth기법으로 감쇠를 계산하였다.

Pettigrew 등⁽⁹⁾은 고정-자유 지지조건을 갖는 외팔보 튜브집합체에서 감쇠값을 측정하였는데, 튜브들간의 수력학적 커플링 때문에 현실적으로 맞지 않은 큰 감쇠값을 얻었다. 이같은 문제를 해결하기

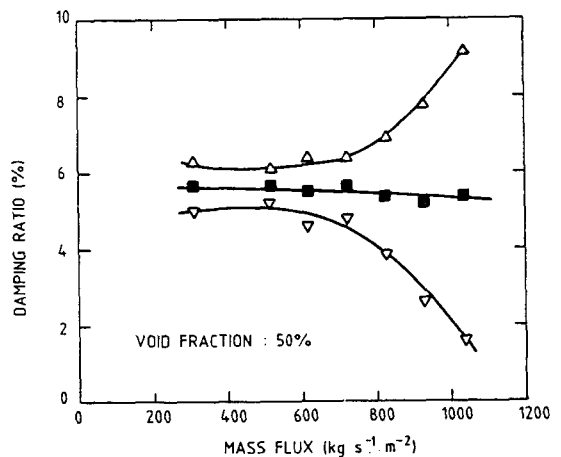
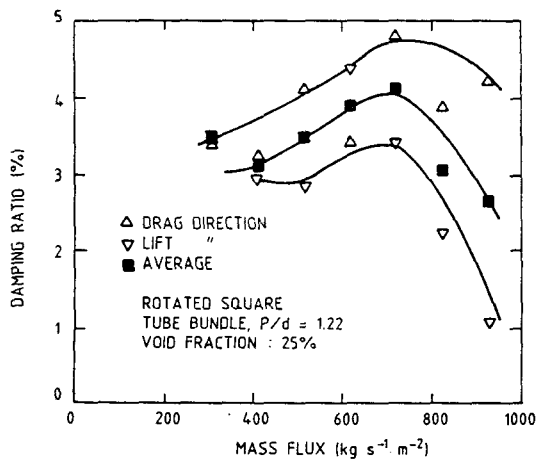


(c) Parallel-triangular, $p/d=1.22$

Fig. 11 Effect of mass flux on tube damping



(a) Rotated-square, $p/d = 1.22$



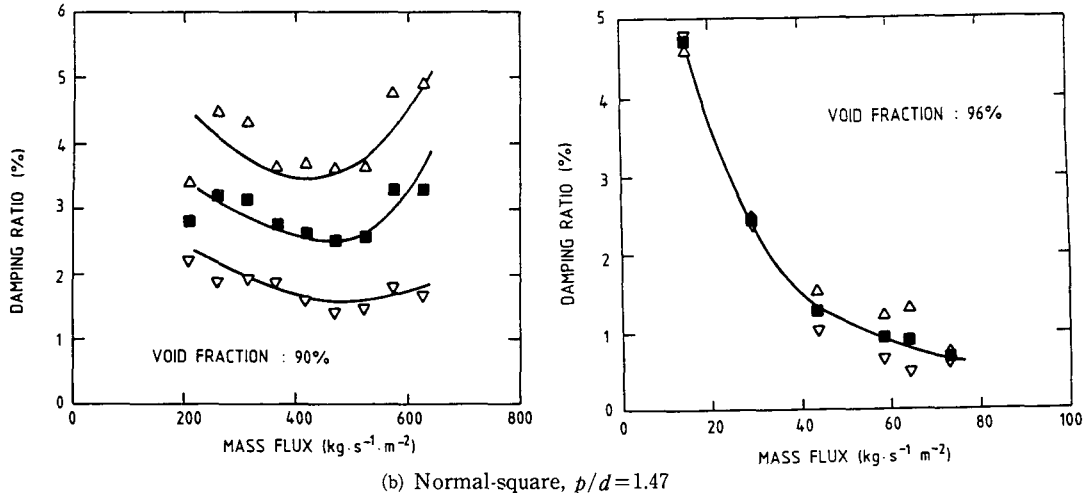


Fig. 12 Effect of mass flux on tube damping in lift and drag directions

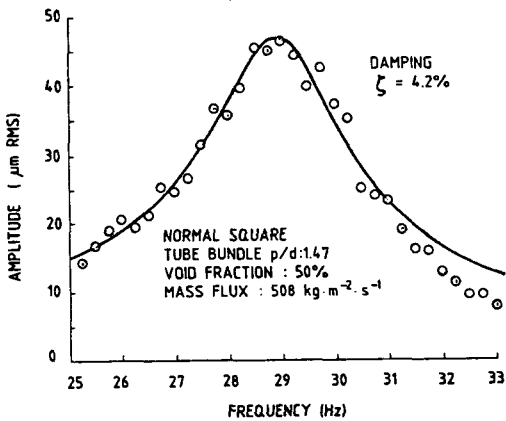


Fig. 13 Least square curve fitting of frequency response function to evaluate damping

위해 고정-단순 지지조건을 갖는 고정 튜브집합체를 가지고 감쇠를 측정하였다. Fig. 14에는 두 형태의 튜브집합체에서 얻은 감쇠값이 비교되었다. 예상했던 것처럼, 고정-자유 지지조건을 갖는 외팔보 튜브집합체의 감쇠값은 매우 큰 값(최대 7.0%)을 보인 반면에 고정-단순 지지조건을 갖는 고정 튜브집합체는 실제에 가까운 감쇠값을 보였다.

Fig. 15에는 p/d 가 1.47과 1.22인 튜브집합체의 감쇠값이 제시되어 있다. 모든 경우에 유동방향의 감쇠값이 유동에 수직방향의 감쇠값보다 컸다. 대체로 2상 유체에서 감쇠값은 물속에서의 감쇠값보

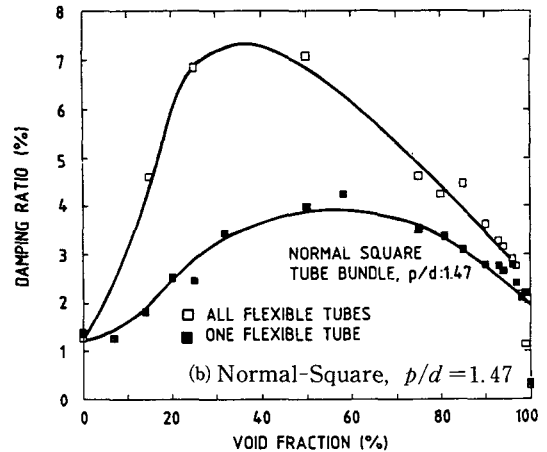
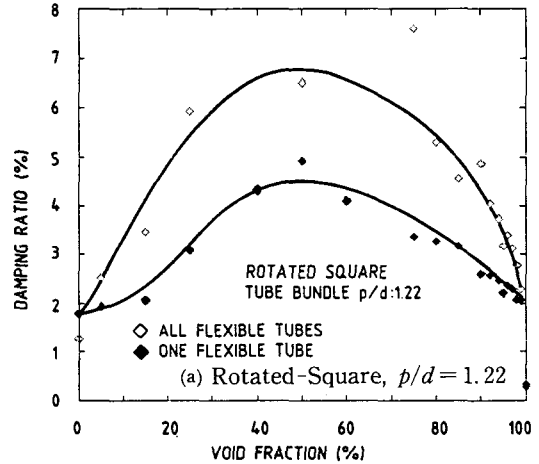


Fig. 14 Damping behaviour: Comparison between all flexible tube bundles and one flexible tube surrounded by rigid tubes

다 상당히 높아서 40~80%의 보이드율에서 4.0~5.0%에 달했다. 보이드율이 낮아질수록 감쇠값은 감소하여 물속에서의 감쇠값(1.0~2.0%)에 접근하는 반면에, 80% 이상의 보이드율에서 감쇠값은 공기중의 감쇠값보다 훨씬 높은 값(2.0~3.0%)을 보였다. 특히 이 현상은 $p/d=1.22$ 인 튜브집합체에서 더욱 심한 현상을 보였다. 실제적인 면에서, p/d 에 따른 감쇠값의 차이는 무시할 정도로 튜브의 곡률성의 효과가 감쇠에 큰 영향을 미치지 못했다.

Fig. 16에는 일정한 p/d 에서 튜브집합체의 배열 구조에 따른 감쇠값을 비교하였다. 여기서 곡선은 세 튜브집합체의 감쇠값을 평균한 것이다. 튜브의

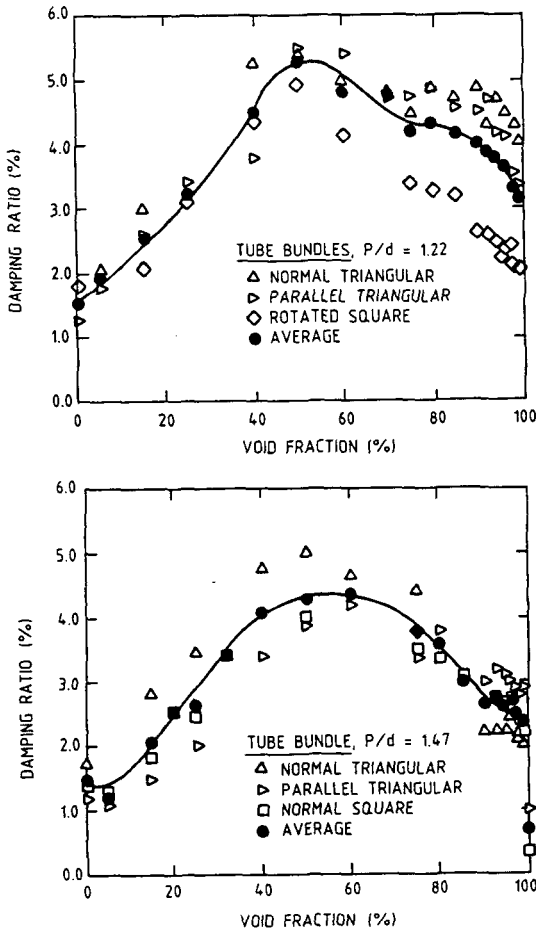


Fig. 16 Tube damping for various arrays of tube bundle : Design guidelines based on average damping values

감쇠는 튜브집합체의 배열구조에 따라 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

(2) 타문헌 결과와 비교

실험결과와 타문헌 결과와 비교되었다. Taylor 등⁽¹²⁾은 2상 횡유동을 받는 1열의 튜브군에 대해 매우 비슷한 결과를 얻었다. 이들은 p/d 가 1.5 및 3.0인 고정튜브군($f \approx 300\text{Hz}$)과 p/d 가 3.0인 외팔보 튜브군($f \approx 110\text{Hz}$)에 대해 실험을 수행하였다. Fig. 17에서 볼 수 있듯이, 감쇠값은 튜브 주파수에 관계없이 비슷한 결과를 나타냈다. 이것은 2상

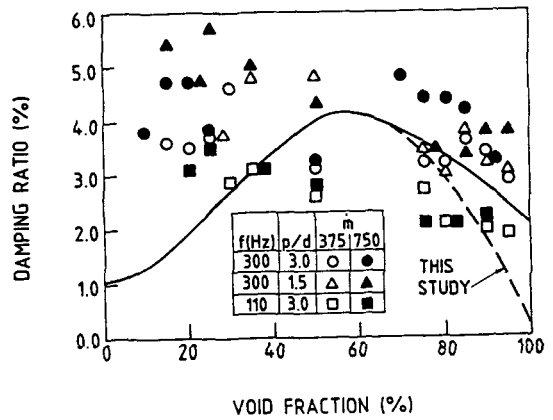


Fig. 17 Damping in air-water cross-flow : Comparison with results of Taylor et al.⁽¹²⁾

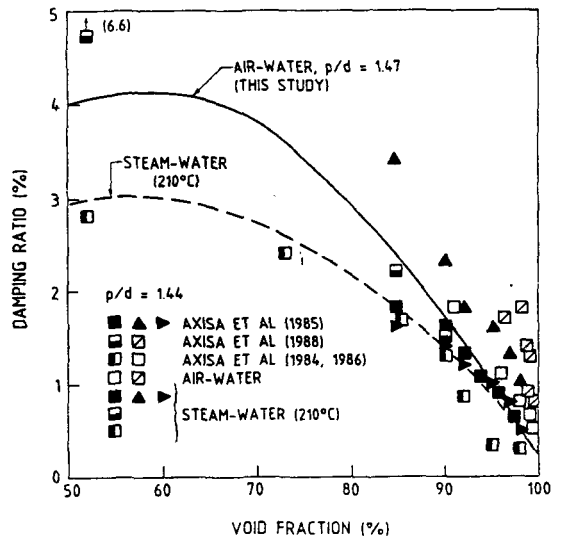


Fig. 18 Damping of tube bundles in two-phase cross-flow : Comparison with results of Axisa et al.^(7,8,13,14) for steam-water

유체에서 튜브 주파수는 감쇠에 중요한 영향을 미치지 못함을 뜻한다.

Axisa 등^(7,8,13)은 공기-물 및 증기-물(210°C) 혼합물에서 $p/d=1.44$ 인 튜브집합체의 감쇠결과를 제시했다. Fig. 18은 그들의 결과와 본 연구결과를 비교한 것으로 비슷한 경향을 보임을 알 수 있다. 증기-물 혼합물에서 튜브의 감쇠는 공기-물 혼합물에서의 감쇠보다 다소 낮았는데, 이것은 유동형태, 특히 2상 유체 혼합물의 구조가 표면장력, 동점성 및 상간의 밀도비와 같은 유체인자들의 차이에 기인된 것 같다. 특히 이중에서도 표면장력이 중요한 영향을 미치는 것으로 밝혀졌는데, 210°C의 증기-물 혼합물에서 표면장력은 20°C의 공기-물 혼합물의 표면장력의 1/2배이다. 유체의 표면장력이 작을수록 2상 유체의 입자구조는 더욱 미세하게 되어서 튜브의 에너지 흡수를 적게함으로 튜브의 감쇠값이 작아진다. 이 현상은 더욱 상세한 연구가 요구된다.

5. 결 론

2상 횡유동을 모의한 공기-물 혼합물에서 $p/d=1.47$ 와 $p/d=1.22$ 인 삼각형 및 사각형 배열의 튜브집합체에 대한 추가질량과 감쇠를 측정하는 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 추가질량은 균질의 혼합물 밀도에 대략 비례한다.

(2) 추가질량은 질량유량율에 독립적이며 주위 튜브의 운동에 크게 영향을 받지 않는다. 일정한 p/d 에서의 튜브집합체의 배열도 큰 영향을 미치지 않는다.

(3) 균질의 혼합물 밀도와 주위 튜브에 기인하는 튜브의 국한성을 나타내는 등가직경을 사용한 간단한 표현식은 추가질량을 계산하는데 사용될 수 있다.

(4) 감쇠값은 2상 유체에서 상당히 높다.

(5) 실험된 모든 튜브집합체의 감쇠 특성은 비슷하다. 보이드율의 영향은 매우 크다. 40~80%의 보이드율에서 최대 4.0% ($p/d=1.47$)와 최대 5.0% ($p/d=1.22$)에 이르렀다.

(6) 튜브의 국한성과 질량유량율의 영향은 대체로 미약하다.

(7) 감쇠에서 튜브 주파수는 우세한 인자가 아니다. 공기-물 혼합물의 감쇠가 증기-물 값보다 더

높다.

(8) 상기의 결과는 기포유동에 적용될 수 있다. 천연유동에서 감쇠와 추가질량은 아주 상이하게 나왔다.

후 기

본 연구를 수행하는 데 많은 조언을 해주신 캐나다 Chalk River Nuclear Laboratories 의 M.J. Pettigrew와 J.H. Tromp께 깊이 감사드립니다.

參 考 文 獻

- (1) Taylor, C. E., Pettigrew, M. J., Axisa, F. and Villard, B. 1986, "Experimental Determination of Single and Two-Phase Cross Flow-Induced Forces", Flow-Induced Vibration, PVP, Vol. 104, pp. 31~39.
- (2) Hara, F., 1982, "Two-Phase Cross Flow-Induced Forces Acting on a Circular Cylinder", Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, PVP, Vol. 43, pp. 9~17.
- (3) Carlucci, L. N., 1980, "Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Simulated Two-Phase Flow", ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102.
- (4) Carlucci, L. N. and Brown, J. D., 1983, "Experimental Studies of Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Confined Two-Phase Flow", ASME, J. Vibration, Stress and Reliability in Design, Vol. 105, pp. 83~89.
- (5) Hara, F. and Kohgo, O., 1982, "Added Mass and Damping of a Vibrating Rod in a Two-Phase Air-Water Mixed Fluid", Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures, PVP, Vol. 43, pp. 1~8.
- (6) Hara, F. and Kohgo, O., 1985, "Analytical Model for Evaluating Added Mass and Damping of a Vibrating Circular Rod in Two-Phase Fluid", Trans. of 8th Int. SMIRT Conference, Vol. F1 6/3, Brussels, pp. 201~206.
- (7) Axisa, F., Billard, B. and Sundheimer, P., 1986, "Flow-Induced Vibration of Steam Generator Tubes", Electric Power Research Institute Report EPRI-NP4559.
- (8) Axisa, F., Villard, B., Gibert, R.J., Hetsroni, G. and Sundheimer, P., 1984, "Vibration of Tube Bundles

- Subjected to Air-Water and Steam-Water Cross-Flow: Preliminary Results of Fluidelastic Instability", Proceedings of ASME Symposium of Flow-Induced Vibration, Vol. 2, pp. 269~284.
- (9) Pettigrew, M.J., Tromp, J.H. and Mastorakos, J., 1985, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross-Flow", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 107, pp. 335~343.
- (10) Whalley, P.B., 1985, "Flow Pattern Maps for the Shell-Side of Shell and Tube Heat Exchangers", HTFS Handbook Sheet TM3.
- (11) Rogers, R.G., Taylor, C.E. and Pettigrew, M.J., 1984, "Fluid Effects on Multi-Span Heat Exchanger Tube Vibration", ASME Paper PVP Conference, San Antonio, Texas.
- (12) Taylor, C.E., Pettigrew, M.J., Axisa, F. and Villard, B., 1987, "Damping Measurements in Two-Phase Cross-Flow", Proceedings of 11th CANCAM Conference, Edmonton, Canada.
- (13) 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 Arrays", Paper B 1/2, 8th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Brussels.
- (14) Axisa, F., Wullschleger, M., Villard, B. and Taylor, C.E., 1988, "Two-Phase Cross-Flow Damping", ASME Publication PVP-Vol. 133, Damping-1988, Presented at the ASME-PVP Conference, Pittsburgh, U.S.A.