

2 상 횡 유동장에 놓인 관군의 유체탄성불안정성

심 우 건[†] · 박 미 연^{*}

(2008년 11월 24일 접수, 2009년 1월 7일 수정, 2009년 1월 7일 심사완료)

Fluid-elastic Instability in a Tube Array Subjected to Two-Phase Cross Flow

Woo Gun Sim and Mi Yeon Park

Key Words : Added Mass(부가질량), Two-phase Cross Flow(2 상 횡 유동), Two-phase Damping(2 상 유동 감쇠), Critical Velocity(임계유속), Fluid-elastic Instability(유체탄성불안정)

Abstract

Experiments have been performed to investigate fluid-elastic instability of tube bundles, subjected to two-phase cross flow. Fluid-elastic is the most important vibration excitation mechanism for heat exchanger tube bundles subjected to the cross flow. The test section consists of cantilevered flexible cylinder(s) and rigid cylinders of normal square array. From a practical design point of view, fluid-elastic instability may be expressed simply in terms of dimensionless flow velocity and dimensionless mass-damping parameter. For dynamic instability of cylinder rows, added mass, damping and the threshold flow velocity are evaluated. The Fluid-elastic instability coefficient is calculated and then compared to existing results given for tube bundles in normal square array.

s, t, v : 구조물, 총합, 유체점성

기호설명

- D_e, p : 등가직경, 관군의 피치 직경
- K : 유체탄성불안정 상수
- m : 단위 길이당 질량 :
- U_∞, U_{pc} : 자유흐름 속도, 피치 임계유속
- α : 부가질량계수
- β_k : 유연성 관의 진동모드에 대한 고유값
- ζ : 감쇠비,
- ε : 기공률,

하첨자

- air, g, l : 공기, 기체상, 액상
- sp, tp : 단상유동, 2 상 유동,

1. 서 론

1.1 연구배경

원자력 발전소의 증기발생기는 셀-튜브형 열교환기로서 횡유동을 받는 대표적 구조물이다. 증기발생기 전열관에는 횡유동과의 연동작용에 의하여 유동유발진동이 발생되며 관군과 관군의 지지구조물 사이에 기계적 마모현상을 일으킴으로써 두께의 마모 또는 파손을 유발시켜 설비 수명을 단축시키는 주요 원인으로 작용하고 있다.

횡유동의 영향을 받는 세관의 거동은 주로 세 종류의 가진 기구에 의한 진동의 합으로 나타난다.⁽¹⁾ 유동장의 유속이 서서히 증가함에 따라 난류에 의한 기저진동(random turbulence)이 나타나며, 유체탄성불안정 진동이나 와류유발진동처럼 단기

[†] 책임저자, 회원, 한남대학교 기계공학과
E-mail : wgsim@hnu.kr
TEL : (042)629-8089 FAX : (042)629-8293
^{*} 한국전력기술연구원

간에 부품을 손상시키지는 않지만 장기간에 걸쳐 부품에 마모나 피로현상을 유발하여 부품의 수명을 단축시킨다. 유속이 더 증가하면 세관 하류에 주기적인 와류(periodic wake shedding)가 발생할 수 있으며 발생한 와류의 진동수와 세관의 고유진동수가 일치하는 경우 공진현상이 발생한다. 유체탄성불안정 현상은 세관이 유동으로 흡수한 에너지가 세관의 감쇠에 의해 소모된 에너지보다 더 커지는 임계유속에서 유체탄성불안정성(fluid-elastic instability)이 나타나게 된다.

증기발생기와 같이 유동유발진동에 취약한 구조물의 진동문제는 설계단계에서 철저한 진동해석이 수행되어야 한다. 이때 2 상 횡 유동에서의 정확한 진동 기구 파악과 충분한 실험 자료의 분석이 요구된다. 2 상 유동을 해석할 때에 사용되는 유동인자들은 일반적으로 기초이론에 근거한 실험자료에 의존하고 있고 유동유발진동은 단상 유동의 결과와 2 상 유동 유동인자를 기반으로 하여 데이터의 수집과 분석을 수행하고 있다. 따라서 2 상 횡 유동의 중요 유동 인자들의 충분한 데이터 확보와 함께 유체와 구조물간의 진동기구에 대한 이해에 초점을 둔 연구가 필요하다.

1.2 연구동향 및 목표

관군의 유체탄성 불안정성에 관한 연구는 1960년대 중반부터 시도되었다.⁽²⁾ 공기 중에 놓인 관군의 피치 대 직경 비(p/d)가 1.5 인 관군에 대해 튜브가 임계유속에서 큰 진폭으로 진동함을 관찰하였다. 셀-튜브형 열 교환기의 유체탄성 불안정성은 Connors(1970)⁽³⁾에 의해 처음으로 입증되었으며 단일관 열을 갖고 풍동 실험을 실시하여 배관의 진동이 급격히 증가하는 무차원 임계속도, U_{pc}/fd , 을 질량-감쇠 매개변수(mass-damping parameter), $2\pi\zeta_m/\rho d^2$, 항으로 표현하여 유체탄성 불안정성을 예측하는 수식(식 22 참조)을 제안하였다. Blevins⁽⁴⁾는 튜브의 유체탄성 불안정성이 생기는 임계유속을 예측할 수 있는 모델을 고안하였다. Pettigrew 와 Gorman(1977)⁽⁵⁾은 공기-물 혼합물로 2 상 횡 유동을 모의하여 기공률 40% 이하에서 관의 일부분에만 유동이 흐르는 소형의 관군으로 유동실험을 실시하였다. 여기서 Pettigrew 는 유체탄성불안정계수 K 을 3.3 으로 제시하였다.^(6,7) 원자력 발전소의 상업운전 기간이 길어짐에 따라 1980년대에 들어서서 유체탄성 불안정성 연구는 더욱 본격화되었으며 2 상 유동에서의 유체탄성 불안정성 연구는 대부분 실험적으로 고찰되었다.

Nakamura⁽⁸⁾는 피치 대 직경비가 1.42 인 정사각형 관군으로 기공률 20% 이하에서 횡유동 실험을 실시하여 2 상 유동의 가진력은 유동형태에 따라 분류될 수 있음을 고찰하였고, Pettigrew 등은 피치 대 직경비가 1.47 인 정사각형 관군에 대해 기공률 5~90%에서 유동실험을 실시하여 유체탄성 불안정상수 $K=4.0$ 을 제시하였다.⁽⁹⁾ 지금까지 국내의 유체탄성 불안정성 연구는 일부 대학 및 연구소에서 원자력 발전소의 구조물 설계에 국한되어 수행되어 왔다. 따라서 전반적인 유동유발진동 해석에 대한 보다 체계적인 연구와 노력이 필요한 상황이다.

본 연구는 증기발생기 내 전열관군과 유동유발진동 루프를 모형으로 제작하여 2 상(공기-물) 횡 유동장에 놓인 관군의 동적 특성 및 유체탄성 불안정상수에 대해 고찰하였다. 실험에 사용할 유연성 관을 제작, 관의 특성방정식을 유도하여 단상 유동과 2 상 유동의 실험 결과를 비교하였고 기공률에 대한 2 상 유동의 관군의 감쇠비를 고찰하였다. 단상유동과 2 상 유동의 각각에 대해 유연성 관이 유체탄성불안정을 일으키는 임계유속을 측정하고 유체탄성 불안정상수를 고찰하여 증기발생기의 유동유발진동과 관련한 설계자료를 제공한다.

2. 기초 이론

2.1 일단 고정도의 운동방정식

유동유발진동의 유체탄성불안정정 계수를 실험적으로 도출하기 위하여 일단이 고정된 외팔보를 고려하였다. Fig. 1에 보이듯이 비교적 작은 유동에도 외부 관이 진동할 수 있도록 작은 직경의 아크릴 유연성 관 끝단에 외부 관을 연결하였다. 유연성 관의 자유단에 가속도를 설치할 수 있도록 하였으며 끝단에 집중하중이 작용하는 것으로 하였다. 관의 길이가 비교적 짧으므로 회전관성과 횡전단응력은 무시하여 먼저 균일 단일본의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right) - m\omega^2 Y(x) = 0 \quad (1)$$

여기서 E 는 탄성계수이며, I 는 관성모멘트, m 은 유체의 부가질량을 포함한 유연성 관의 단위길이 당 질량이다. 굽힘 강성(flexural rigidity) EI 가 일정한 상수인 경우, 위의 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

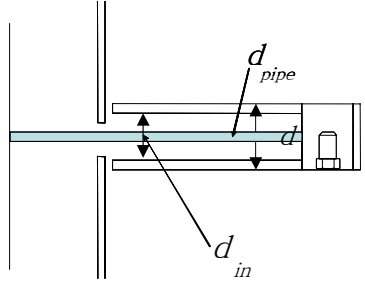


Fig. 1 Schematic diagram of test tube.

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \lambda^4 Y(x) = 0 \quad (2)$$

여기서 λ 는 고유값이다; $\lambda^4 = m\omega^2 / (EI)$. 따라서 일반해는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y(x) = C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x + C_3 \cosh \lambda x + C_4 \sinh \lambda x \quad (3)$$

고정단과 집중하중이 작용하는 자유단의 경계조건을 고려하여 계수를 구할 수 있다. 먼저 고정 단에 대해 경계조건을 적용하여 식 (3)를 풀면 다음과 같다.

$$Y(x)|_{x=0} = C_1 + C_3 = 0, \quad \frac{dY(x)}{dx}|_{x=0} = \lambda C_2 + \lambda C_4 = 0 \quad (4)$$

또한 자유단의 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{d^2 Y(x)}{dx^2}|_{x=L} = 0, \quad \frac{d^3 Y(x)}{dx^3}|_{x=L} = -\frac{m_a \cdot \omega^2}{EI} Y(L) \quad (5)$$

여기서 m_a 는 가속도계의 질량, 외부 관의 질량 및 유체의 부가질량을 포함한 질량이다. 경계조건을 적용하여 정리하면,

$$(1 + \cos \beta_k \cosh \beta_k) + \frac{\beta_k m_a}{Lm} (\cos \beta_k \sinh \beta_k - \sin \beta_k \cosh \beta_k) = 0, \quad (6)$$

$$Y(x) = \sum_k a_k \phi_k(x), \quad (7)$$

$$\phi_k(x) = -\cos(\beta_k x/L) + \sigma_k \sin(\beta_k x/L) + \cosh(\beta_k x/L) - \sigma_k \sinh(\beta_k x/L), \quad (8)$$

$$\sigma_k = (\cos \beta_k + \cosh \beta_k) / (\sin \beta_k + \sinh \beta_k),$$

과 같은 특성방정식과 모드의 형태 방정식을 얻을 수 있다. 여기서 $\beta_k = \lambda L$ 이고 L 은 보의 길이, β_k 는 진동 모드에 대한 고유값이다. Table 1 은 실험에 사용할 유연성 관의 물성치를 나타낸 표로서 진동 모드의 고유진동수를 이론적으로 계산하는데 사용하였다. 할선법을 이용하여 식 (6)의 1차, 2차, 3차 진동모드 고유값을 구한 결과는 다음과 같다.

Table 1 Property of test tube.

Modulus of Elasticity, E	0.12 GPa
Length of the flexible pipe, L	123mm
Mass of pipe per unit length, m_s	0.017kg/m
Outer diameter of pipe, d_{pipe}	5 mm
Outer tube mass per unit length, m_{tube}	0.289 kg/m
Outer tube inner diameter, d_{in}	8 mm
Outer tube outer diameter, d	20 mm

$$\beta_1 = 0.75906, \beta_2 = 3.94283, \beta_3 = 7.07823 \quad (9)$$

진동모드의 고유진동수 ω 는 다음 식을 사용하여 구할 수 있다,

$$\omega_k = \beta_k^2 \left(\frac{EI}{mL^4} \right)^{0.5} \quad (10)$$

일반적으로 1차 진동모드가 관의 진동에 지배적이며 식 (10)를 이용하여 물속에서 단일관이 진동하는 경우 약 11 Hz를 얻을 수 있었다.

2.2 부가질량

유연성 관이 공기 중에서 진동하는 경우보다 액체 유동장에서 진동할 때 액체의 질량이 유연성 관에 부가적으로 더해져서 운동하는 것처럼 생각할 수 있으며 이 질량을 부가질량(added mass)이라고 한다.^(1,10-12) 공기 중에서 진동을 하는 경우, 공기에 의한 부가질량은 무시할 수 있다고 가정하였다. 유연성 관이 Fig. 1과 같이 유체 속에 있을 때 단위 길이 당 외부 관에 작용하는 부가질량을 다음과 같이 관의 단면적과 유체밀도, 부가질량상수로 나타냈다.

$$m_{h,tube} = \frac{\pi}{4} d^2 \rho_p \alpha_{tube}, \quad \alpha_{tube} = \frac{(D_e/d)^2 + 1}{(D_e/d)^2 - 1} \quad (11)$$

여기서 d 는 관의 외경, ρ_p 는 2상 유동의 유체 밀도이며 α_{tube} 는 부가질량 계수이다. D_e 는 관구에 의한 등가 직경이다. 관구에 의한 등가 직경은 관구의 배열에 따라 달라지는데 정배열 직사각형 관구일 때 등가직경은 $(1.07 + 0.56p/d)p/d$ 을 일반적으로 사용한다. 이를 고려하여 자유단 끝에 작용하는 질량을 계산하였다; $m_a = (m_{tube} + m_{h,tube})L$. m_{tube} 는 가속도계의 질량도 고려하여 구하였다.

유연성 아크릴 관과 외부 관 사이의 환형 내부에는 유체가 유입된다. 단상 유동과 2상유동에 놓인

관의 진동특성을 평가하기 위하여 외부 관에 작용하는 부가질량과 함께 환형부에 채워진 유체의 부가질량도 이론적으로 고려하였다. 환형부의 부가질량계수는 외부 관의 내경과 유연성 아크릴 관의 외경 비의 함수로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha_{in} = \frac{(d_{in} / d_{pipe})^2 - 1}{(d_{in} / d_{pipe})^2 + 1} \quad (12)$$

따라서 유연성 관에 작용하는 단위길이 당 부가질량은 관의 단면적과 유체밀도(ρ_{sp}), 유체의 부가질량계수(α_{in})로 표현된다.

$$m = m_s + m_{h,in}, \quad m_{h,in} = \frac{\pi}{4} d_{in}^2 \rho_{sp} \alpha_{in} \quad (13)$$

2상 유동장에 놓인 유연성 관에 작용하는 단위 길이당 관의 전체 질량은 관 외부에 작용하는 부가질량 $m_{h,tube}$ 과 관 내부에 작용하는 부가질량 $m_{h,in}$ 그리고 관의 고유질량 m_{tube} 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$m_t = m_{h,tube} + m_{h,in} + m_{tube} \quad (14)$$

비점성 무한유체 속에 놓여 있는 단일 원통의 이론적 부가질량계수는 1.0이지만 단상유동과 2상 유동 속에서 각각 실험하였으므로 단상 유동인 경우에는 물의 밀도를 사용하였고, 2상 유동에서는 균질한(homogeneous) 유체 밀도를 사용하였다. 2상 유동에서 관군에 작용하는 부가질량은 다음의 식을 사용하여 실험적으로 구하였다.⁽¹⁰⁾

$$m_h = m_{tube} \left[\left(\frac{f_{air}}{f_{tp}} \right)^2 - 1 \right] \quad (15)$$

여기서, m_{tube} 는 관군의 단위 길이당 질량, f_{air} 는 공기 중에서 관의 진동 주파수, f_{tp} 는 기공률의 변화에 따른 관의 응답 주파수이다. 2상 유동에서의 관의 응답 주파수는 대체로 관군의 배열형상에 따라 다르게 나타남으로 부가질량을 구하기 위해서는 2상유동 실험을 실시하여야 한다.

2.3 2상 유동변수

2상 유동의 변수를 분석하는 것은 유연성 관의 동특성을 파악할 때에 중요한 인자이다. 본 연구에서는 2상 유동이 균질하다고 가정하였다.

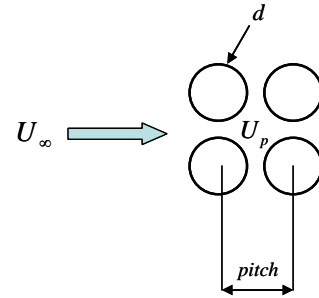


Fig. 2 Relationship between free stream velocity and pitch velocity

유동의 전체 단면적에서 기체가 차지하는 단면적의 비를 기공률(void fraction), ε , 이라 하며, 공기와 물의 체적유량으로부터 다음과 같이 정의된다.⁽¹³⁾

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_l + Q_g} \quad (16)$$

균질한 유동 상태에서 2상유동 유체밀도 ρ_{tp} , 자유흐름 속도 U_∞ , 관과 관 사이를 통과하는 유체의 피치속도 U_p 는 다음과 같이 정의된다.⁽¹⁴⁾

$$\rho_{tp} = \rho_l(1 - \varepsilon) + \rho_g \varepsilon \quad (17)$$

$$U_\infty = \frac{Q_l}{(1 - \varepsilon)A_t}, \quad U_p = U_\infty \frac{p}{p - d} \quad (18)$$

여기서 A_t 는 유동 전체 단면적이다.

2.4 감쇠

2상 유동에 놓여 있는 원통이나 관군의 감쇠는 Carlucci와 Brown,⁽¹⁰⁾ Hara와 Kohgo,⁽¹¹⁾ 그리고 Pettigrew⁽¹²⁾ 등에 의해 실험적으로 연구되었다. 2상 유동에서의 총합 감쇠비 ζ_t 는 다음과 같이 점성 감쇠비 ζ_v , 구조물 감쇠비 ζ_s , 그리고 2상 유동 감쇠비, ζ_{tp} 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\zeta_t = \zeta_v + \zeta_s + \zeta_{tp} \quad (19)$$

그 중 점성 감쇠비 ζ_v 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta_v = \frac{\pi}{\sqrt{8}} \left(\frac{\rho_{tp} d^2}{m_t} \right) \left(\frac{2\nu_{tp}}{\pi f d^2} \right)^{0.5} \left\{ \frac{[1 + (d/D_e)^3]}{[1 - (d/D_e)^2]^2} \right\} \quad (20)$$

여기서 d 는 관의 외경, ρ_{tp} 는 균질 2상 유동 밀

도, m_l 는 부가질량을 포함한관의 단위 길이 당 전체질량, v_{lp} 는 2상 유동 동점성 계수, f 는 관의 주파수, D_e 는 관관에 의한 등가 직경이다. 2상 유동 동점성 계수는 공기와 물 각각에 대한 동점성계수와 기공률의 함수로 표시할 수 있다.

$$v_{lp} = \frac{v_l}{1 + \varepsilon \left(\frac{v_l}{v_g} - 1 \right)} \quad (21)$$

구조물 감쇠비 ζ_s 는 구조물의 지지상태에 따라서 결정될 수 있다. 2상 유동 감쇠비 ζ_{lp} 는 일반적으로 실험으로부터 측정한다.

3. 실험방법 및 결과

3.1 실험장치 및 방법

실험은 증기-물 혼합물의 2상 유동을 모의하기 위해 공기-물 혼합물을 사용하였다. 2상 유동으로 증기-물 혼합물을 사용하는 경우, 실험조건을 일정하게 유지하기가 어려울 뿐만 아니라 증기를 생각하는 데 비용이 많이 들고 실험시설을 운전하기 어려운 문제가 있다.

실험장치는 원심펌프, 유량조절밸브, 오리피스 유량계, 실험부, 공기공급계통, 물탱크로 구성되어 있다: Fig. 3참조. 실험부 입구에 유입되는 공기가 물속에 균일하게 섞이도록 공기-물 혼합기와 스크린을 설치하였다. 관군의 배열은 정열 직사각형 관군(normal square array)으로 배열하였고 피치 대 직경비는 1.3으로 하였다. 관관에 작용하는 압력을 측정하기 위해 실험부 외부에 압력센서설치 홀을 냈으며, 아크릴로 제작한 관군 배열 양쪽 끝단에는 벽면효과를 줄이고 유동면적을 일정하게 유지하기 위해 관을 축 방향으로 절단하여 부착하였다. Fig. 3(b)는 실험을 수행한 관군 배열이며 번호를 붙인 관은 유연성 관으로 가속도계를 설치하여 신호를 획득하였다. 단상 유동 실험은 상온의 물을 이용하여 실험부에서 유속을 최소 0.03 m/s부터 0.01 m/s간격으로 0.11 m/s까지 변화시키면서 실험을 수행하였고, 2상 유동 실험은 액상의 유속을 0.041 m/s부터 0.135 m/s까지, 공기의 질량유량은 최소 3 l/min부터 기공률을 변화시키면서 최대 60 l/min까지 실험을 수행하였다.

유연성 관의 끝부분에 각각 전하형 가속도계(4393V)와 ICP 가속도계(A353B15)를 유속에 대한 수직방향(lift direction)으로 설치하였다. 실험

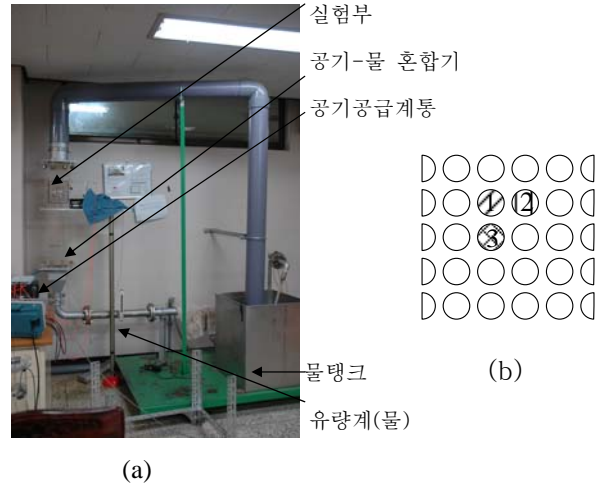


Fig. 3 (a) Experimental test loop and (b) Array of normal square tube bundles. $d=20\text{mm}$, $p/d=1.3$

부 정면에 압력센서(111A21)를 설치하여 관군의 압력강하를 측정하도록 하였다. 관군의 진동신호는 Rion사의 전하증폭기와 PCB사의 ICP 증폭기를 사용하여 증폭시켰었다. 압력신호는 ICP 증폭기를 사용하여 증폭하였다. 측정 신호는 분류기를 통해 디지털 데이터 수집장치인 HP/VXI E1463A에 입력하여 신호를 처리하였다. 진동실험과 관련된 전후 처리과정(Pre/Post Processing), 데이터 획득 등의 작업은 MTS/IDEAS-PRO를 이용하여 수행하였다. 이론적으로 구한 유연성 관의 지배적인 진동수가 20 Hz미만으로 저주파영역이기 때문에 진동신호를 충분히 받기 위해 샘플링 주파수를 256 Hz, 평균화 횟수를 10회로 하였다. 공기 중 고유진동수 측정을 위한 충격시험 신호의 평균화 횟수는 5회로 하였다. 진동신호의 누락을 최소화하기 위해 가장 널리 쓰이는 hanning window를 사용하고 충격시험에서는 exponential window를 사용하였다.

단상유동 실험에 사용할 유연성 관의 구조물 감쇠비(structural damping ratio) ζ_s 는 공기 중에서 관을 강제 가진하여 구하였다. 공기에 대한 부가 질량 효과는 무시하였으며 감쇠비는 대수감소율 δ 를 이용하여 구하였다; $\zeta = \delta / \sqrt{4\pi^2 + \delta^2}$.

단상유동에 사용된 관군의 구조물 감쇠비는 계산결과 약 0.03, 2상 유동에 사용된 관군의 구조물 감쇠비는 약 0.06을 얻을 수 있었다. 유연성 관의 전체 감쇠비 ζ_l 는 단상유동 실험과 2상 유동 실험을 실험 조건을 다르게 하여 구하였다. 단상유동 실험은 관을 물속에서 강제로 가진 시켜 얻은 주파수 응답 곡선에 대해 식, $\zeta = (f_2 - f_1) / 2f_n$, 을 이용하여 감쇠비를 계산한 결과 약 0.04을 얻었다.

Table 2 Various damping ratios of single-phase flow for tube No 1

ζ_t	ζ_s (in air)	ζ_v , Eq.(20)	$\zeta_t - \zeta_s$
0.041	0.029	0.011	0.012

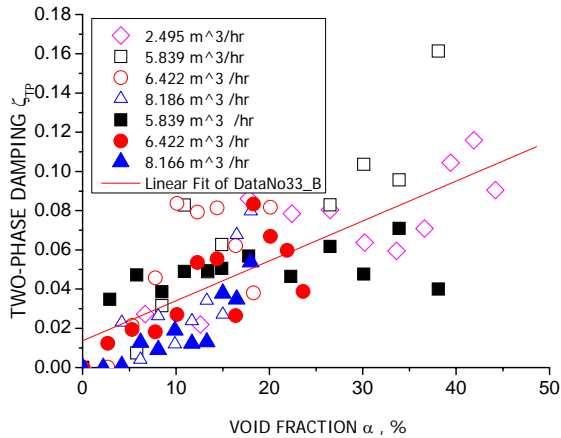


Fig. 4 Two-phase damping ratio on tubes, No. 1; solid and No 3: open, versus void fraction for various flow rates of water

3.2 실험결과

2상 유동 관군의 전체 감쇠비는 일반적으로 기공률에 따라 변한다.⁽¹⁴⁾ 단상 유동인 경우 물에 의한 점성감쇠비 ζ_v 는 물에서의 관의 전체 감쇠비 ζ_t 와 공기 중에서의 구조물 감쇠비 ζ_s 의 차로 나타낼 수 있다. 식 (20)를 이용하여 구한 감쇠비, ζ_v , 와 실험으로부터 구한 감쇠비, $\zeta_t - \zeta_s$,를 Table 2에 보였으며 잘 일치함을 보이고 있다. 구조물의 감쇠비, ζ_s ,는 공기 중에서 실험적으로 구하였다.

Fig. 4에 기공률 변화에 따른 2상 유동 감쇠비를 나타내었다. 실험한 범위의 기공률에서 기공률이 증가할수록 2상유동 감쇠비도 증가함을 알 수 있다.

관군에 작용하는 부가질량을 실험적으로 구하기 위해 공기 중에서 관의 주요 주파수와 기공률 변화에 따른 주요 진동 주파수를 측정하였다. Table 3는 기공률이 3~38%까지 변함에 따른 부가질량, 단위길이 당 전체질량, 주요 주파수, 전체 감쇠비를 정리한 표이다. 부가질량은 유연성 관의 진동 응답 주파수 결과를 식 (15)에 대입하여 계산하였다. Fig. 5은 부가질량과 기공률의 관계를 나타낸 것이다. 이론적으로 기공률이 증가하게 되면 부가질량은 점점 감소하는데 공기의 유량이 증가하면 유로 단면적으로는 공기가 차지하는 면적이 증가하여 관군에 작용하는 물의 부가질량효과가 줄어들

Table 3 Experimental data with void fraction for the tube 1 in Fig. 3 (b)

ϵ %	m_h [kg/m]	m_t [kg/m]	f [Hz]	ζ_t
3.0	0.3612	0.6462	12.45	0.1128
5.8	0.3725	0.6575	12.34	0.1245
8.5	0.4108	0.6958	12.00	0.1150
11.0	0.3556	0.6406	12.50	0.1264
13.4	0.3255	0.6105	12.81	0.1270
15.0	0.3117	0.5967	12.95	0.1284
17.8	0.3598	0.6448	12.46	0.1336
22.3	0.2874	0.5724	13.22	0.1241
26.5	0.2966	0.5816	13.12	0.1387
30.0	0.2336	0.5186	13.89	0.1254
34.0	0.2830	0.5680	13.28	0.1474
38.0	0.3253	0.6103	12.81	0.1154

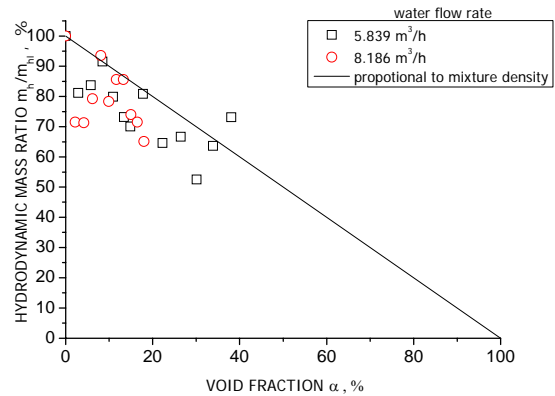


Fig. 5 Two-phase hydrodynamic mass

기 때문이다.

유체(물)의 체적유량을 8.18 m³/hr로 고정시키고 공기의 체적유량을 3 m³/min간격으로 증가시키면서 관군에 작용하는 압력섭동 실험을 하였다. 압력 센서는 관군의 중앙 위치에 설치하였다. Fig. 6은 공기의 체적 유량을 증가시키면서 실험부의 압력 신호를 측정하여 주파수를 분석(PSD; Power Spectrum Density)을 한 것이다. 주파수 영역은 비교적 넓은 범위에 퍼져 있으며 기공률이 증가하면서 주요 주파수가 감소하고 주파수 영역이 다소 좁아지는 경향을 보이고 있다. 이는 2상 유동 중 기포유동(bubbly flow)일 때 주로 나타나는 현상으로서 기포들이 관군에 가진 역할을 한다.

단상 유동에서 유속(free stream velocity)을 0.05 m/s에서 0.1 m/s까지 증가시키면서 얻은 가속도 신호의 결과를 Fig. 7에 예시하였다. 유속이 증가하며 관의 주요 진동수가 다소 감소함을 알 수 있었는데, 이는 유속이 증가하면 관에 작용하는 유체

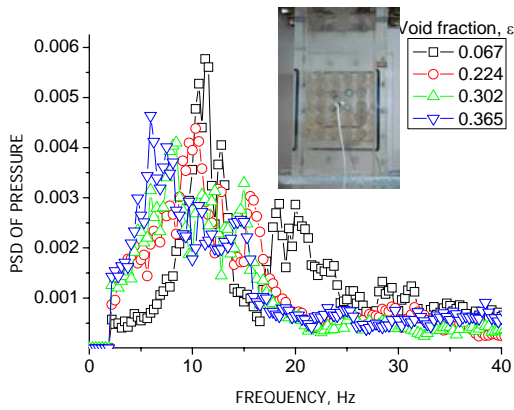


Fig. 6 PSD of pressure perturbation for various void fraction.

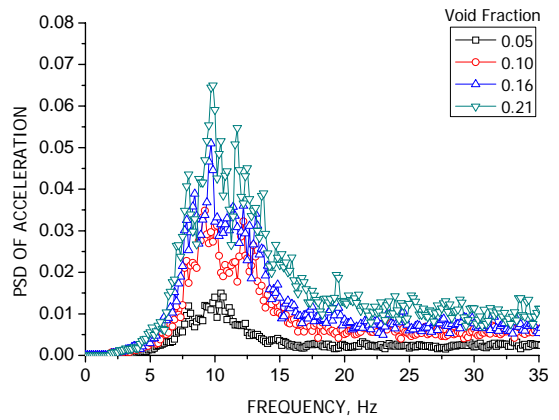


Fig. 8 PSD of acceleration with void fraction.

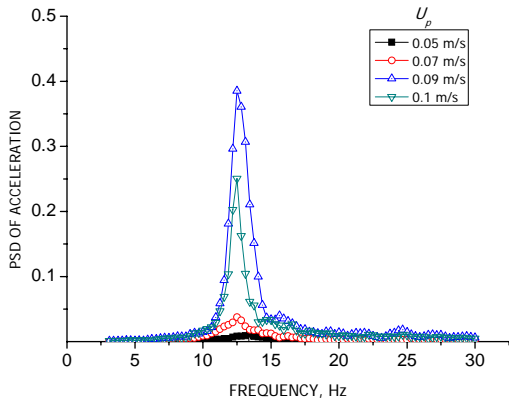


Fig. 7 PSD of acceleration with pitch velocity for single phase flow

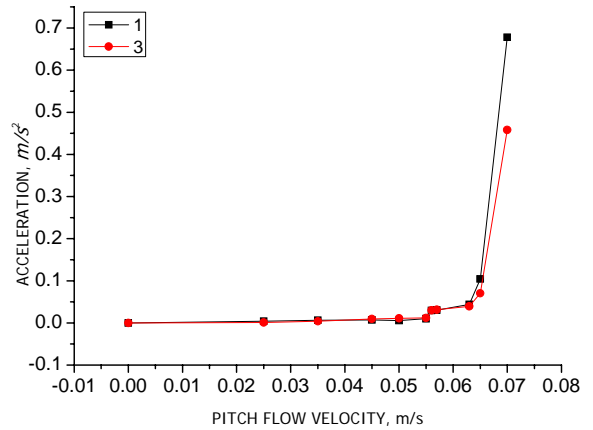


Fig. 9 Variation of main peak of acceleration with pitch velocity of single-phase flow for the tubes, 1&3 in Fig. 3(b)

탄성이 작용하기 때문이다. Fig. 8은 2상 유동에서 기공률을 0.05에서 0.21까지 증가 시키면서 얻은 결과이다. 주요 주파수가 기공률을 증가함에 따라 다소 감소함을 보이고 있다. 기포유동의 특성 때문에 단상 유동에 비하여 주파수 영역이 넓어 짐을 보이고 있다.

4. 임계유속과 유체탄성불안정

4.1 임계유속

유체 탄성에 의한 유체유발진동은 각 세관의 위치 변화에 따라 변하는 유체유발력에 의하여 발생되며 세관의 간격이 일정한 범위(1.1 < p/d < 8) 내에 있을 때 발생된다. 세관의 진동 진폭이 급격히 증가하는 임계유속은 유체탄성 불안정(fluid-elastic instability)을 고려하기 위하여 계산해야 한다. Fig. 9는 단상 유동에 놓인 아크릴 관의 내

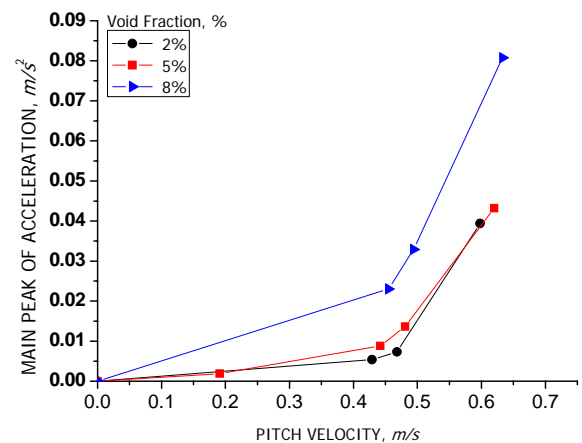


Fig. 10 Variation of main peak of acceleration with pitch velocity of two-phase flow for the tube 3 in Fig. 3(b)

부에 가속도계를 설치하여 진동 진폭을 측정된 결과이다. 관의 피치 대 직경비는 1.3이며 같은 열

의 2개 유연성 관을 선정하여 실험한 결과를 나타내었다. 유체탄성 불안정성이 생기는 임계유속이 뚜렷이 나타남을 알 수 있다.

Fig. 10는 공기-물 2상유동 시 기공률 2%, 5%, 8%에 대한 결과이다. 관의 피치 대 직경비는 1.3이며 같은 열의 2개의 관에 가속도계를 설치하여 실험을 수행하였다. 임계유속은 약 0.45 m/s로 기공률이 증가할수록 임계유속이 조금씩 감소함을 알 수 있다.

4.2 유체탄성불안정

일반적으로 증기발생기는 보수적으로 설계하기 위해 가능한 한 작은 값의 유체탄성 불안정상수를 선정한다. 유체탄성 불안정상수는 다음과 같이 질량-감쇠 매개변수 항과 무차원 유속의 함수로 표현된다.

$$\frac{U_{pc}}{fd} = K \left(\frac{2\pi\zeta_t m_t}{\rho d^2} \right)^{0.5} \tag{22}$$

여기서 m_t 은 유체의 부가질량을 포함한 단위길이 당 전체 질량이며, f 는 횡 유동장에 놓인 관의 고유진동수이다. U_{pc} 는 관의 진동 진폭이 급격히 커지는 피치 임계유속이다. K 는 유체탄성 불안정상수이며, Connors는 실험으로부터 9.9를 제안하였다. 식 (22)을 사용하고 $d=20mm$, $p/d=1.3$, $De/d=2.337$ 인 경우의 유체탄성 불안정상수를 기존 실험 결과(정규정사각형 관군)⁽¹⁴⁻¹⁶⁾와 비교하여 Fig. 11에 나타내었다. 여기서 Pettigrew etc(Pett2001)와 본 이상유동의 결과(Sim2008)를 제외한 다른 것은 단상 유동의 결과이다. x축은 질량-감쇠 매개변수항이며, y축은 무차원임계속도항을 나타낸다. 그림에서 선으로 표시된 것은 ASME Code Section III App. N(N-1300 Series)⁽¹⁴⁾에 기술되어 있는 관군 배열이 정열 직사각형 관군(normal square)일 때 상수 $K=3.4$ 를 사용하여 얻은 결과이다. 실험을 통해 얻은 결과가 추천하는 라인에 근접함을 알 수 있다. 그림에서 왼쪽 결과들은 작동유체가 액체인 경우이며 오른쪽 결과들은 기체의 경우이다. 2상 유동의 실험으로 얻은 각종 데이터를 Table 4에 예시하였다.

유체탄성불안정계수를 계산하기 위한 실험은 기공률 8%이하에서 수행하였다. 8% 이상에서는 저유속에서도 기저진동의 진폭이 커서 임계유속 이전에 이웃의 고정관에 부딪히기 때문에 임계유속을 측정할 수가 없었다.

5. 결론

본 연구에서는 2상 횡 유동에 놓인 열 교환기 관군의 진동특성 및 유체탄성 불안정상수를 고찰하였으며 유체유발진동 해석에 사용되는 관군의 부가질량 및 감쇠비를 측정하여 열 교환기 설계자가 유동유발진동에 대한 안정성을 검토할 수 있는 자료를 제시하였다.

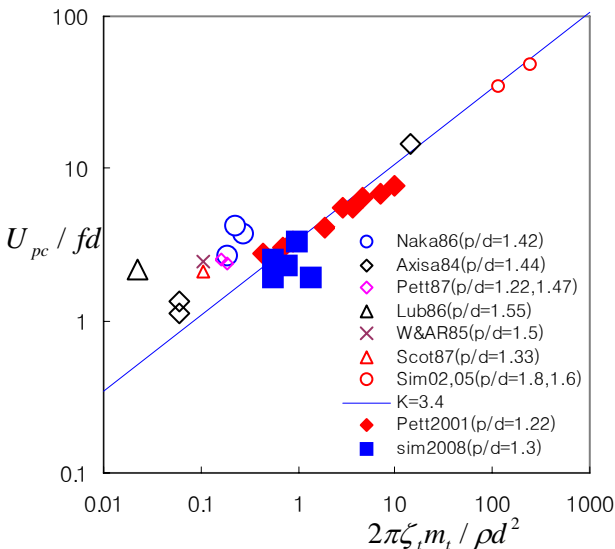


Fig. 11 Critical Flow velocity for fluid-elastic instability in terms of mass damping parameter and comparison with result of others⁽¹⁴⁻¹⁶⁾

Table 4 Data for fluid-elastic instability of tube bundles subjected to two-phase cross-flow

Tube No.	m_t kg/m	f Hz	ϵ %	$v_{tp} \cdot 10^6$ m ² /s	ρ kg/m ³	U_{pc} m/s	$\frac{2\pi\zeta_t m_t}{\rho d^2}$	$\frac{U_{pc}}{fd}$	K	Damping ratio [%]			
										ζ_t	ζ_s	ζ_v	ζ_{tp}
2	0.870	8.25	0	1.31	1000	0.096	0.547	2.521	3.410	4.00	2.70	1.30	0
3	0.870	11.25	0	1.31	1000	0.100	0.560	1.926	2.573	4.10	2.90	1.20	0
3	0.615	10.13	2	1.34	973.03	0.468	0.775	2.309	2.622	7.80	6.13	1.64	0.02
3	0.677	9.53	5	1.37	942.07	0.442	0.948	2.319	2.382	8.39	6.13	1.51	0.74
1	0.692	12.03	8	1.42	915.10	0.455	1.367	1.896	1.622	11.55	6.39	1.29	0.39

증기-물 혼합물의 2상 유동을 모사한 공기-물 혼합물에서 관군의 피치 대 직경비가 1.3인 직사각형 정배열 형상을 갖고 단상 유동 및 2상 유동 실험을 실시하였다. 유동실험은 단상 유동을 시작으로 기공률 44%까지 변화된 2상 횡 유동 실험을 수행하였다. 유체탄성불안정계수는 기공률 8%이내에서 계산하였다. 유연성 관은 진동응답을 분석하기 위하여 가속도계를 설치할 수 있도록 설계하였으며, 고정-자유단의 외팔보 형태로 제작하였다.

기공률이 증가할수록 2상 유동의 감쇠비가 증가하였고 관군의 주요 진동수는 다소 감소하는 경향이 있다. 관군의 진동수가 다소 감소하는 것은 유체탄성력에 의하여 영향을 받는 것으로 추측된다. 기공률이 증가함에 따라 관군에 작용하는 압력섭동 신호의 주파수 범위가 다소 좁아짐을 보이고 있다. 이는 기포 유동의 유동 특성에 의하여 영향을 받는 것이다. 기공률이 증가하게 되면 유로 내에 물의 체적보다 공기가 차지하는 체적이 커지기 때문에 압력 섭동의 크기는 다소 감소하는 경향을 보이나 진동신호의 크기는 다소 증가하였다.

공기-물 혼합물의 2상 유동 유체탄성 불안정 상수는 단상유동과 마찬가지로 ASME Code Section III Appendix N(N-1300 Series)에서 보인 설계 라인에 근접함을 보였다. 추후 관군의 배열과 관의 피치 대 직경비를 조절하면서 실험을 수행하여 유동에 의한 임계 유속의 특성을 좀 더 구체적으로 규명해야 한다.

후 기

본 논문은 2008년도 한남대학교 학술연구 조성비의 지원에 의하여 연구되었으며 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Blevins, R.D., 1990, "Flow-Induced Vibration," Second Edition, Van Nostrand, New York.
- (2) Roberts, B. W., 1966, "Low Frequency, Aeroelastic Vibrations in a Cascade of Circular Cylinders," *Mechanical Engineering Science*, Monograph No. 4, Sept., pp. 1~29.
- (3) Connors, H. I., 1970, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross Flow," *Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers*, ASME-WAM, New York, pp. 42~56.
- (4) Blevins, R. D., 1974, "Fluidelastic Whirling of a Tube Row," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 96, pp. 263~267.
- (5) Pettigrew, M. J., and Gorman, D. J., 1977, "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.; also, Atomic Energy of Canada Limited Report AECL-5804.
- (6) Pettigrew, M. J., and Gorman, D. J., 1978, "Vibration of Heat Exchange Components in Liquid and Two-phase Cross-Flow," *Proceedings of the B.N.E.S. Conference on Vibration in Nuclear Plant*, Keswick, U.K., Paper 2:3; also, Atomic Energy of Canada Limited Report AECL-6184.
- (7) Pettigrew, M. J., Sylvestre, Y., and Campagna, A. O., 1978, "Vibration Analysis of Heat Exchanger and Steam Generator Designs," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 48, pp. 97~115.
- (8) Nakamura, T., Fujita, K., Kawanishi, K., and Saito, I., 1986, "A Study on the Flow-Induced Vibration of a Tube Array by a Two-Phase Flow (2nd Report: Large Amplitude Vibration of Steam-Water Flow)," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Ser. C*, 52, No. 483, pp. 2790~2795.
- (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) Carlucci, L. N., and Brown, J., 1983, "Experimental Studies of Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Confined Two-Phase Flow," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol. 105, pp. 83~89.
- (11) Hara, F., and Kohgo, O., 1982, "Added Mass and Damping of a Vibration Rod in a Two-Phase Air-Water Mixed Fluid," *ASME PVP Publication*, Vol. 63, ASME, New York, pp. 1~8.
- (12) Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., 2004, "Damping of Heat Exchanger Tubes in Two-Phase Flow: Review and Design Guidelines," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 126, pp. 523~533.
- (13) Sim, W.-G., 2006, "Stratified Steady and Unsteady Two-phase Flows between Two Parallel Plates," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol.20 No.1, p.p 125~132.
- (14) Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., 1991, "Fluidelastic Instability of Heat Exchanger Tube Bundles: Review and Design Recommendations," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 113, pp. 242~256.
- (15) Sim, W.-G., 2007, "Fluidelastic Instability of Flexible Cylinders in Tube Bundle Subjected to Cross Air-Flow," *KSNVE*, Vol.17 No.6, pp. 498~506.
- (16) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 2001, "The Effect of Bundle Geometry on Heat Exchanger Tube Vibration in Two-phase Flow", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 123, pp. 414~420.