

공기-횡 유동장에 놓인 유연성 실린더 관군의 유체탄성 불안정

Fluidelastic Instability of Flexible Cylinders in Tube Bundle Subjected to Cross Air-flow

심 우 건*
Woo Gun Sim

(2007년 2월 22일 접수 ; 2007년 6월 1일 심사완료)

Key Words : Fluidelastic Instability(유체탄성불안정), Vortex Shedding(와류방출), Critical Velocity(임계유속), Particle Image Velocimetry(입자영상유속계)

ABSTRACT

Using wind tunnel, experimental approaches were employed to investigate fluidelastic instability of tube bundles, subjected to uniform cross flow. There are several flow-induced vibration excitation mechanisms, such as fluidelastic instability, periodic wake shedding resonance, turbulence-induced excitation and acoustic resonance, which could cause excessive vibration in shell-and tube heat exchangers. Fluidelastic is the most important vibration excitation mechanism for heat exchanger tube bundles subjected to cross flow. The system comprised of cantilevered flexible cylinder(s) and rigid cylinders of normal square array, In order to see the characteristics of flow in tube bundles, particle image velocimetry was used. From a practical design point of view, Fluidelastic instability may be expressed simply in terms of dimensionless flow velocity and dimensionless mass-damping. The threshold flow velocity for dynamic instability of cylinder rows is evaluated and the data for design guideline is proposed for the tube bundles of normal square array.

기 호 설 명

1. 서 론

U_{pc} : 유체탄성불안정 임계 속도(m/s)
 f : 고유진동수(Hz)
 D : 관 직경(m)
 ζ : 감쇠비
 p : 관 피치
 m_t : 단위길이 당 관의 총 질량(kg/m)
 ρ : 유체의 밀도(kg/m³)
 K : 유체탄성불안정계수

원자력 발전소의 주요기기인 증기발생기 세관은 유동유발력에 의하여 진동하게 된다. 세관의 상호작용에 의한 유동유발진동은 세관에 피로로 파괴를 야기시키는 중요 원인이 되기도 한다⁽¹⁾. 열전달 성능 기준의 만족 등을 위하여 높은 내부 유동을 가지게 되며 높은 유속의 유동은 유동유발진동에 의한 과도한 진동을 가능케 하여 유체 흐름 내에 설치된 튜브와 튜브 고정을 위한 지지구조물 사이에 기계적인 마모현상(fretting wear)을 유발함으로써 설비의 수명을 단축시키는 주요 원인으로 작용하고 있다. 난류에 의한 기저진동 혹은 세관의 진동 진폭이 급격히 증가하는 임계유속 근방에서 발생하는 진동에 의

* 교신저자 : 정희원, 한남대학교 기계공학과
E-mail : wgsim@hannam.ac.kr
Tel : (042) 629-8089, Fax : (042) 629-8293

한 마모가 세관의 전 수명 기간 내에서 보장되어야 한다. 또한 세관의 고유진동수와 펌프 및 와류에 의한 유동의 맥동과 공명 현상이 발생되지 않도록 설계하며⁽²⁾ 구조물 주위의 유속이 임계 유속 이내에서 운전되도록 해야 한다. 따라서 유동유발진동 문제는 큰 진폭의 진동방지에 의한 세관 파괴와 작은 진폭의 진동에 의한 피로 및 유체와 구조물간의 진동기구의 이해에 초점을 두고 연구가 진행되고 있다.

세관의 진동은 설계근거를 ASME 코드⁽³⁾에 따라 평가하며 유동유발진동과 관련된 실험의 결과와 유동장 해석 결과 및 선행호기의 해석 및 운전 결과를 고려하게 된다. 세관의 유체 탄성에 의한 진동은 연료봉 상단의 횡류에 의하여 발생되며 임계유속은 세관의 고유진동수와 모드 형상을 유속의 구배와 연계하여 계산할 수 있다. 이때 중요한 변수는 Connors에 의하여 제안된 유체탄성불안정계수이다^(4,5). 일반적으로 임계유속과 세관 주위의 유속을 대변하는 유효유속과의 비를 안정성 비라고 표현하며 일정 값 이하로 세관을 설계해야 한다⁽⁶⁾. 건전성 확보를 위한 평가에 활용되는 유동유발진동 해석 절차 및 유동유발진동 인자의 기초이론이 요약되었다^(3,7).

원자로나 증기발생기, 제트펌프, 피스톤, 밸브 등에 흐르는 유동에 의하여 구조물에 유동유발진동(flow-induced vibration)이 발생되며, 이에 대한 연구의 필요성과 이러한 유동유발진동을 예방하고 파괴를 방지하기 위하여 진동체에 작용하는 비정상 유동 유발력(flow-induced dynamic force)의 정확한 동적 특성(dynamic characteristics)을 규명해야 한다. 유동유발진동은 유체에 의해 부가되는 질량, 감쇠력, 탄성력과 구조물의 특성에 의하여 영향을 받으며, 환상류의 경우 환의 두께 즉, 두 실린더 사이의 간격에 의하여 상당히 영향을 받는 것이다.

이 연구에서는 소형 풍동실험장치를 제작하여 유연성 실린더가 유체탄성에 의하여 안정성을 잃는 유체의 임계 유속과 유체탄성불안정계수를 예측해 보는 것이다. 이때 와류 진동수와 실험체의 고유진동수가 일치하는 공진점 진동이 심하기 때문에 최대한 피해야 한다. 또 임계유속은 유체탄성에 의하여 진폭이 급격히 증가할 때의 유속이다. 따라서 설계상 시스템은 임계유속 이하에서 운전 되어야 한다. 유연성 실린더가 횡 흐름에 노출되었을 때 입자영상유속계(PIV)⁽⁸⁾를 이용하여 유동의 동적 특성을 파악함

으로 유체유발진동에 의하여 발생하는 유체탄성불안정(fluidelastic instability) 연구에 활용할 수 있는지 검토하였다.

이 실험은 증기발생기 세관의 동특성을 검토하고 실험의 결과를 향후 세관의 안정성과 관련한 설계 변수에 반영하기 위하여 수행되었다. 설계변수의 기초 자료를 제공하기 위하여 이 연구의 내용은 유동유발진동을 포함한 주요인자 분석, 이론적 고찰을 소개하고 실험을 위한 실험 장치에 대한 설명과 실험 방법 및 실험 결과 분석으로 구성되어 있다.

2. 이론적 고찰

2.1 유체탄성불안정

유체 탄성에 의한 유동유발진동은 각 세관의 위치 변화에 따라 변하는 유체유발력에 의하여 발생되며 세관의 간격이 일정한 범위($1.1D < P < 8D$) 내에 있을 때에 발생된다⁽⁹⁾. 일반적으로 타원 형태의 궤적을 갖는 진동을 하며 유체탄성에 의한 유체 유발력은 세관의 상대위치의 함수로서 표현된다.

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{1}{2} \rho U^2 C_x y_{j+1}, \\ F_y &= -\frac{1}{2} \rho U^2 K_y x_j \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 첨자 x 와 y 는 각각 힘의 방향을 나타낸다. 또한 $K_y = \partial g_y / \partial x$ 는 세관 j 의 x 방향 변위에 대한 $j+1$ 세관에 작용하는 y 방향의 힘을 나타내고 $C_x = \partial g_x / \partial y$ 는 세관 $j+1$ 의 y 방향 변위에 대한 j 세관에 작용하는 x 방향의 힘을 나타낸다. 세관의 진동 진폭이 급격히 증가하는 임계유속은 유체탄성불안정(fluidelastic Instability)계수를 고려하여 계산할 수 있다. 임계유속은 세관 주위의 유속구배를 구하고 이와 근접한 형상의 진동 모드를 선정하여 계산할 수 있다^(4,5). 일반적으로 증기발생기를 보수적으로 설계하기 위하여 되도록 작은 값의 유체탄성 불안정계수를 선정한다. 유체탄성 불안정계수는 질량감쇠계수와 유속의 함수로 표현된다⁽³⁾.

$$\frac{U_{nc}}{f_n D} = K \left[\frac{m_l (2\pi\zeta)}{\rho D^2} \right]^{0.5} \quad (2)$$

여기서 m_l 는 유체의 부가질량을 포함한 단위 길이

당 총질량이며 f_n 는 횡 유동장에 놓인 관의 고유진동수이다. 이 논문에서는 작동유체가 공기이기에 유체에 의한 부가 질량은 고려하지 않았다. 식 (2)에서 U_{pc} 는 실린더의 진폭이 급격히 커지는 임계 피치 유속으로서 자유흐름의 속도, U_c ,를 피치비로 표시한 것이다⁽¹⁰⁾.

$$U_{pc} = U_c \frac{P}{P-D} \quad (3)$$

불안정탄성계수의 결정에 대한 각종 자료가 ASME Code Section III Appendix N(N-1300 Series)에 기술되어 있으며⁽³⁾ 여러 가지 관군의 K 의 값은 Table 1에 나타내었다.

관군이 횡 유동장에 놓여 있을 때에 일정유속(임계유속) 이상에서 실린더는 유체탄성에 의하여 불안정하게 된다. 일반적으로 실린더에 작용하는 항력은 항력계수(c)의 함수로 표시되고 실린더와 실린더의 상대 위치에 따라 항력계수는 정의된다.

$$F_f = \frac{1}{2} c(y) \rho U^2 D = \frac{1}{2} c' \frac{y}{D} \rho U^2 D \quad (4)$$

실린더가 주기적인 진동, $y = y_0 \sin \omega t$ 을 하게 되면 실린더의 위치가 변하게 되며 실린더에 의하여 한 일은

$$W_f = \int_0^T F_f \dot{y} dt = \frac{1}{2} c' \rho U^2 D y_0^2 \quad (5)$$

으로 표현된다.

실린더와 유체사이에는 유체의 점성, 코리올리 힘 등에 의하여 감쇠력이 작용하며⁽¹¹⁾ 감쇠력은 실린더의 단위 길이당 총질량(m)과 감쇠비(ζ)의 항으로 표현할 수 있다.

$$F_D = 2m \zeta \dot{y} \quad (6)$$

따라서 감쇠력에 의하여 한 일은

$$W_D = \int_0^T F_D \dot{y} dt = 2\pi m \zeta \omega^2 y_0^2 \quad (7)$$

Table 1 Fluid elastic instability constant

	Normal triangle	Rotated triangle	Rotated square	Normal square	All
K	4.5	4.0	5.8	3.4	4.0

으로 나타낼 수 있다.

일반적으로 유체탄성에 의한 임계유속에서 항력에 의한 에너지가 점성 에너지로 소비되므로

$$W_D = W_f \quad (8)$$

으로 표현된다. 따라서

$$\frac{U_c^2}{\omega^2} = \frac{4\pi m \zeta}{c' \rho} \Rightarrow \frac{U_c}{f_n D} = \left(\frac{8\pi}{c'} \right)^{1/2} \left(\frac{m \delta}{\rho D^2} \right)^{1/2} \quad (9)$$

으로 나타낼 수 있으며 식 (2)와 같은 형태임을 알 수 있다.

2.2 와류여기진동

세관이 유동장에 놓이면 일정 유속 이상에서 와류가 발생되며 일반적으로 세관의 간격이 세관의 직경에 비하여 비교적 클 때에 와류가 발생된다($P > 1.4D$). 세관을 통과한 와류의 주기가 구조물의 고유진동수와 일치할 때에 와류에 의한 진동(vortex-induced vibration)과의 공명에 의하여 구조물이 파괴될 수 있다⁽⁹⁾. 이러한 경우에 건전성 평가를 수행해야 하며 와류여기진동을 해석할 때에 중요한 무차원 변수는 Strouhal수로서 세관의 배치 형상에 따라 결정되며, $S = 0.1-0.5$ 의 범위에 있다.

$$S = \frac{fD}{U} \quad (10)$$

와류에 의하여 유체의 유동에 수직한 방향으로 주기적인 힘이 작용하게 되며, 이 힘은 양력계수의 함수로서 표시할 수 있다.

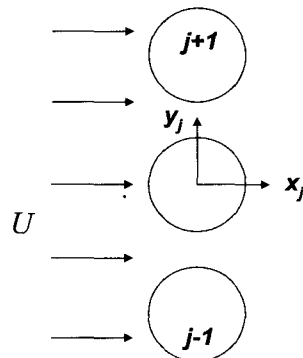


Fig. 1 Tube bundles subjected to cross flow

$$F_l = \frac{1}{2} \rho U^2 D C_L \sin(\omega_s t) \quad (11)$$

와류에 의한 진동은 일정 유속의 범위(synchronization ; lock-in & lock-out)에서 발생하는 특징이 있다. 하지만 계통의 유효질량 및 감쇠가 비교적 클 때에는 와류에 의한 진폭이 작기 때문에 고려하지 않아도 된다. 즉 질량-감쇠계수가

$$\frac{2m_f(2\pi\zeta)}{\rho D^2} > 64 \quad (12)$$

일 때에는 와류여기진동은 상대적으로 작기 때문에 고려하지 않아도 된다.

3. 실험장치/실험방법

3.1 실험부

실험에 사용된 풍동은 흡입식 풍동으로 환풍기를 사용하여 테스트부에서 $U = 5 \text{ m/s}$ 의 풍속을 얻도록 설계하였다. 테스트부의 단면은 $0.2 \text{ m} \times 0.1 \text{ m}$ 이며 흡입구는 유선형으로 제작하여 테스트부에서 균일 유속을 얻도록 하였다.

실험을 위한 가장 중요한 테스트 부는 아크릴판 (400×200) 위에 실린더(관군)를 정사각형 배열($T = L$)로서 유속에 대하여 in-line 배치를 하였다. 관군은 고정실린더와 진동실린더로 구성되며 실린더의 길이는 10 cm 로 제작하였다. 실린더의 직경과 실린더 사이의 간격비는 Table 2에 나타내듯이 2가지이며 진동실린더는 Fig. 2와 같이 진동실린더는 유연성 재질(와이어 스프링 혹은 직경이 작은 아크릴 판)에 연결되어 실린더가 진동할 수 있도록 설계하였다. 진동하는 실린더의 가속도와 변위는 가속도계와 스트레인 게이지를 각각 사용하여 측정하였다. 고정실린더는 나사와 고무를 이용하여 상·하판에 고정시켰다. 2002년 수행한 실험에서는 진동 측정을 위한 유연성 실린더를 흡입구로부터 1, 2 혹은 3번째 열의 가운데 부분에 위치하게 하였으며 아크릴로 제작하여 상부에 가속도계를 설치할 수 있도록 하였다: Fig. 2. 2005년의 실험에서는 진동을 측정할 수 있는 진동실린더는 4개(정사각형 배열)로서 관군의 중앙에 위치하도록 하였으며 스트레인 게이지를 유연성 아크릴 판 하단에 부착하여 변위를 측정하였다. 진동실린더는 상·하판과 각각 2 mm 이격시켰으며

유연부(유연성 재질)는 하판 구멍을 통해 아래쪽 판에 고정시켰다.

3.2 입자영상유속

유동장의 동적 특성을 파악하는 연구가 활발히 진행되고 있으며 최근에는 유체의 기본 물리량들을 동시 다발적으로 측정할 수 있는 입자영상유속계 (particle image velocimetry: PIV)가 각광을 받고 있다. 이는 눈에 잘 보이지 않는 흐름 중에 추적입자를 넣고 적당한 조명을 가한 뒤에 카메라 등으로 시간에 따라 유동장을 영상으로 기록하여 영상으로부터 정보를 추출함으로써 유체의 유동현상을 포함하는 공학적인 문제에 접근하는 방식을 말한다. 이 연

Table 2 Main specifications of two tests

Test year	Used sensor	Flexible part	D (mm)	P/D	No. of flexible cylinders
2002	Accelerometer	Spring wire	15	1.8	1
2005	Strain Gauge	Acrylic cylin.	25	1.6	4

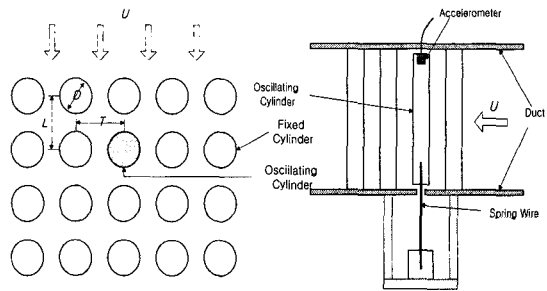


Fig. 2 Schematic diagram of test section

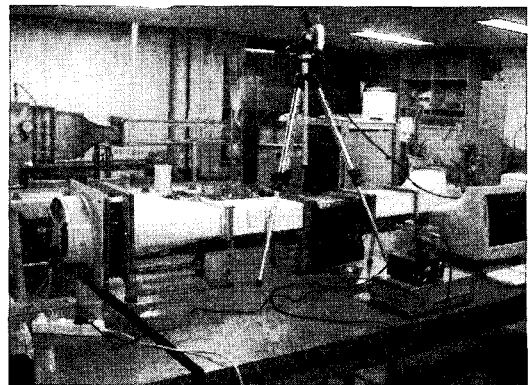


Fig. 3 Particle image velocimetry system

구에서 PIV를 이용하여 공기의 흐름에 노출된 유연성 원형 실린더군 주위의 유동장을 해석하고 이를 통하여 실제 설계에 적용시킬 수 있는 물리량을 계측하여 기존에 진행되었던 연구의 결과와 비교해봄으로서 PIV를 이용한 계측방법의 신뢰성을 확인하려고 한다. 입자유동유속장치는 ① 소형 풍동, ② 레이저 방사기 (흐름이 카메라에 잘 찍히도록 돕는 조명 역할), ③ 컴퓨터 (고속카메라로 기록된 영상을 저장)와 ④ 고속카메라(유체의 흐름과 유연성 실린더의 움직임을 미소시간 간격으로 기록)로 구성되어 있다. 입자영상 추적에 의한 유속은

$$u = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta x}{\Delta t},$$

$$v = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{y_2 - y_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta y}{\Delta t}$$
(13)

으로 구할 수 있다.

3.3 실험방법

풍동실험장치의 환풍기에 인버터를 설치하여 유동의 유량을 조절하였으며 유속별로 진동 실린더의 가속도 혹은 변위를 측정 한 후에 신호분석을 수행하였다. 각 속도별 예상 와류 주파수는 식 (10)을 사용하여 구하였으며 2005년 수행한 실험의 예상 주파수를 Table 3에 요약하였다. 이때에 관군의 배열을 고려하면 Strouhal수 S 는 약 0.31⁽⁹⁾이며 식 (12)에 표현한 질량-감쇠계수가 232로 64 이상이기에 와류

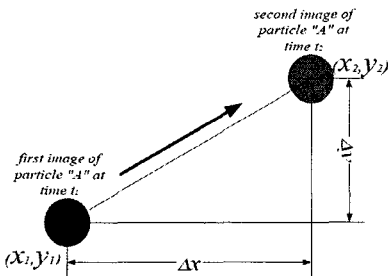


Fig. 4 Principle of particle image velocimetry

Table 3 Expected frequency of vortex shedding ($P/D=1.6$: 2005, $S=0.31$ ⁽⁹⁾)

U (m/s)	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	3.8
f_s (Hz)	6.2	12.4	18.6	24.8	31	37.2	43.4	47.1

여기진동에 의한 영향은 작을 것이 예상된다⁽⁹⁾.

출력된 신호는 증폭기를 통하여 데이프 레코드 (TEAC)에 2~5분 동안 기록하였다. 출력된 신호는 이동식 주파수분석기에 연결하여 출력신호를 관찰하여 기록되는 신호의 타당성을 검토하였다. 녹음된 신호는 DEWETRON의 신호처리 장치를 사용하여 A/D변환 및 FFT(fast Fourier transform) 처리되고 컴퓨터에 입력하여 주파수 분석을 수행하였다. 이 실험에서는 충격해머시험(impact hammer test)을 통하여 테스트부의 고유진동수를 대략적으로 구하여 주요 진동주파수 분석의 자료로 활용하였으며 또한 진동 실린더의 감쇠비를 계산하였다.

입자영상유속계를 사용한 유동장 분석 실험은 다음 순서로 수행하였다: (1) 풍동기를 작동시켜 공기의 흐름을 발생시키고 흡입구 측에 추적 입자로 사용될 연기를 발생시키고, (2) 레이저를 테스트 부에 직교한 방향으로 조사하여 연기의 산란작용을 일으킴으로 흐름이 영상으로 잘 나타나도록 하였다. (3) 고속카메라를 이용해 흐름을 영상으로 기록하여 컴퓨터에 저장하였다. (4) 기록된 영상을 가지고 PIV 유동해석 프로그램 (CACTUS 3.3⁽⁸⁾)을 이용하여 물리량을 계측하였다. 마지막으로 2005년에 스트레인 게이지를 이용한 고유진동수 측정 결과와 비교하여 PIV를 이용한 계측방법의 신뢰성을 고찰하였다.

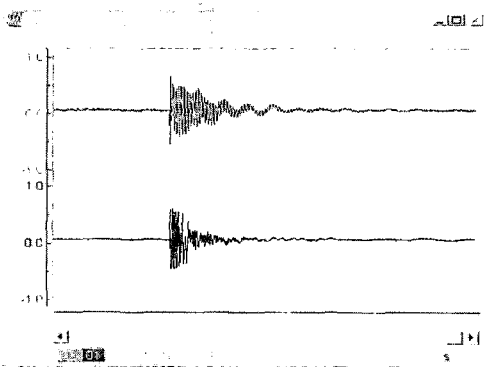
3.4 실험결과

이 실험에서는 충격해머시험(impact hammer test)을 통하여 유연성 실린더와 테스트 부 상판의 저주파수 영역의 고유진동수를 대략 구하였다. 유속 및 유연성 실린더의 위치를 조절하면서 진동 가속도성분의 주파수 분석을 수행하여 진동의 가속도성분의 진폭의 크기를 분석하였고, 진동의 자기스펙트럼을 분석하여 주요 진동주파수를 구하고 진동의 원인과 경향을 분석하였다. 진동 신호는 비교적 사용하기 쉬운 가속도계(PCB 356B08, VW352A10)를 사용하여 측정하였으며 테스트부의 본체와 유연성 실린더 상단에 설치된 가속도계의 신호를 분석하였다. DASLab 소프트웨어에 의하여 시간영역 함수 또는 평균화된 자기스펙트럼(auto spectrum), coherence, mode indicator function 등으로 계산된다. 평균화된 신호처리 결과의 신뢰성을 높이기 위하여 평균화 횟수는 10회로 하였다. 단 고유진동수를 예측하기

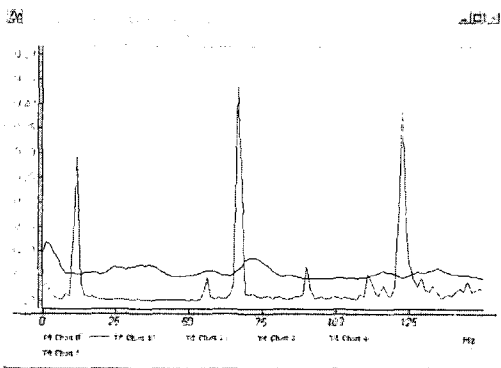
위한 충격시험 신호의 평균화 횟수는 3회로 하였다. 충격시험에서는 가속도계가 설치된 위치에서 유동 방향에 수직한 방향으로 가진하여 진동의 가속도 신호를 처리하였다. Fig. 5는 덕트 표면과 유연성 실린더에 설치된 가속도의 충격 실험(2002년)의 결과를 예시하였다. 충격시험으로부터 얻은 유연성 실린더의 자기스펙트럼에서 peak값을 갖는 주요 주파수는 3, 11.7, 55, 66, 89, 110, 116, 122(Hz) 등이다. 나무 해머를 사용하여 충격 실험의 가진을 주었기에 그림에서 고주파수 영역의 결과에 신빙성을 줄 수 없으므로 150 Hz 이상은 도시하지 않았다. 충격실험의 결과를 활용하여 구한 감쇠비는 7%이다.

진동실린더가 1열에 유치하였을 때에 유속을 3.1 m/s로 유지하며 얻은 가속도의 시간신호와 FFT분석을 하여 얻은 주파수 신호를 Fig. 6에 예시하였다.

충격시험으로 얻은 고유주파수 3,122 Hz 부근에서 연동되어 응답함을 알 수 있으며 유연성 실린더의 진동은 상판의 진동과 연계됨을 보이고 있다. 진동 실린더의 응답에서 7 Hz성분이 발생됨을 보이고 있다. Fig. 7(2005)에는 유속 3.8 m/s일 때에 정사각형 배열의 진동실린더군의 후단 실린더에서 얻은 변위의 FFT 신호로서 주요 진동주파수가 8.98 Hz이다. Table 3의 와류의 진동수와는 연동되지 않음을 알 수 있었다. 이 실험을 통하여 임계유속 이하에서 유연성 실린더의 진동은 난류여기진동과 관련되었고 와류여기진동의 영향은 없음을 알 수 있었다. 유속을 단계적으로 변화시키면서 얻은 주파수 신호는 Fig. 6과 유사하여 도시하지 않았다. 유속의 변화에 따르는 진동 가속도(2002)와 변위(2005)의 신호의 RMS(root mean square) 값을 Fig. 8에 나타내었다.



(a)



(b)

Fig. 5 Impact hammer test results on vibrating cylinder (-) and duct(-): (a) acceleration (b) auto spectrum : 2002

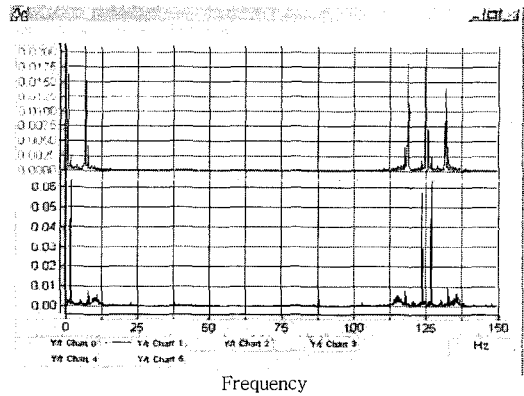


Fig. 6 FFT signals of acceleration($U=3.1$ m/s. upper; vibrating cylinder-1st row, lower; duct) : 2002

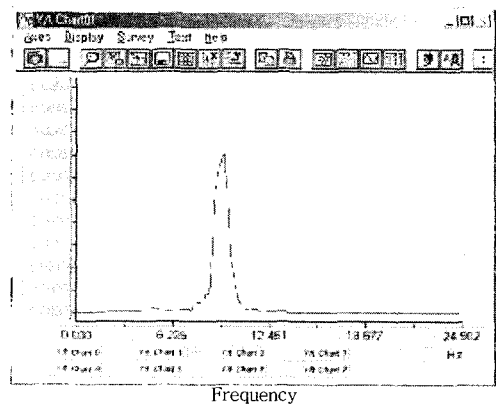
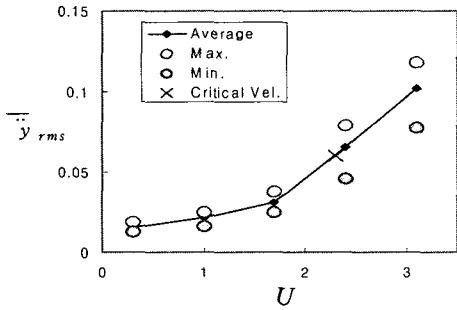


Fig. 7 FFT signals of displacement($U=3.8$ m/s. vibrating cylinder) : 2005

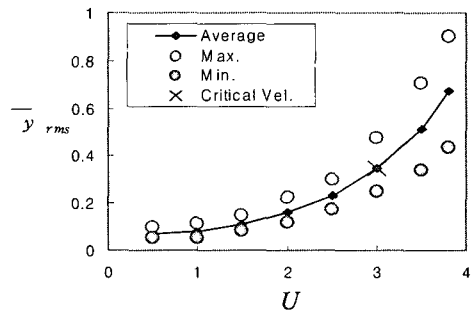
진동실린더의 위치와 실험조건에 따라 약간의 변동이 있으며 그림에서는 최대 최소치를 표시하여 진동의 범위를 나타내었다. 또한 두 가지 방법으로 여러 번 실험한 평균값과 실린더가 불안정하기 시작하는

임계유속을 표시하였다.

유동가시화 실험(image resolution - 512*480 (PIXEL), frame rate - 250 frame/sec)를 통하여 $U = 3.8$ m/s일 때에 난류에너지 분포와 일정 순간에서

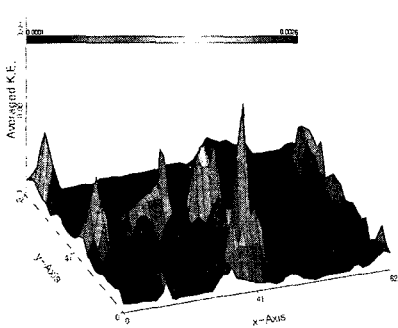


(a)

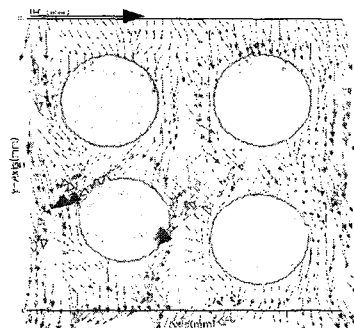


(b)

Fig. 8 RMS values of (a) acceleration(2002) and (b) displacement (2005)

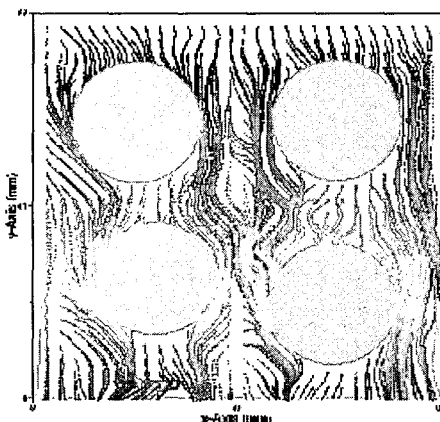


(a)

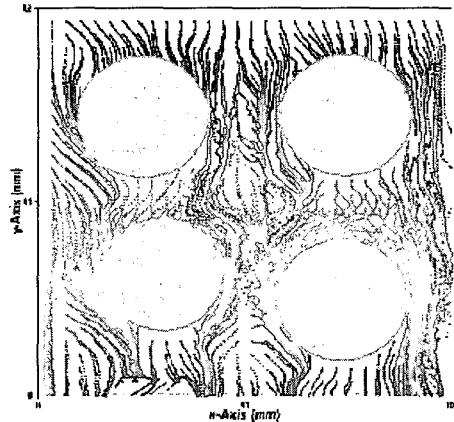


(b)

Fig. 9 Distribution of (a) kinematic energy and (b) instantaneous velocity around vibrating cylinders



(a)



(b)

Fig. 10 (a) Path line and (b) streak line around vibrating cylinders

Table 4 Experimental data

Test year	Orient	P/D	D (mm)	ρ	f_n (Hz)	ζ (%)	m_f	U_x	$\frac{2\pi^2 m_f}{\rho D^2}$	$\frac{U_x}{f_n D}$	K
2002	90	1.8	15	1.2	6.7	7	0.15	4.83	244	48.1	3.08
2005	90	1.6	25	1.2	9.1	5	0.28	8.01	116	35.2	3.27

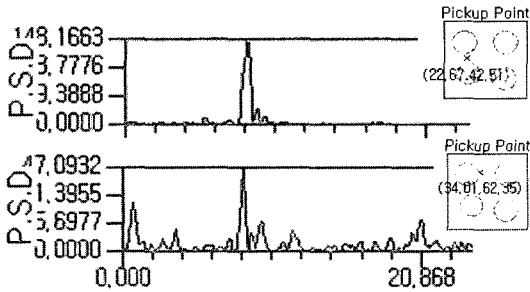


Fig. 11 Power spectrum density of air velocity

의 유속의 분포를 Fig. 9에 예시하였다. 진동체에 의하여 유체가 우측으로 밀려 남을 알 수 있다. 이는 문에서 보이지 않았지만 진동실린더가 대략 180° 위 상에 위치했을 때는 유체가 반대쪽으로 밀려난다. Fig. 10에는 유적선(path line)과 유맥선(streak line)를 예시하였다.

PIV를 이용하여 일정 위치(X)에서 얻은 유속 신호의 PSD를 Fig. 11에 예시하였다. 전·후방 진동 실린더 사이에서 난류에너지 강도가 크며 실린더의 진동 주파수의 부근에 유동의 주요 주파수(약 8.5 Hz)가 있음을 보이고 있다. 이는 Fig. 7에 보인 진동 실린더의 변위 신호와 비교하여 알 수 있다. 따라서 PIV를 이용하면 고유진동수 외에도 운동에너지, 난류강도, 유선, 유적선, 유맥선 등등의 유체역학적 물리량들도 동시에 측정 및 계산이 가능하기 때문에 다양한 시스템의 유동장을 보다 쉽고 효과적으로 해석하고 동특성 파악을 할 수 있다는 장점이 있다.

실험으로 얻은 각종 데이터의 평균값을 Table 4에 정리하였다. 식 (2)를 사용하여 구한 유체탄성 불안정계수를 기존의 결과⁽¹⁰⁾와 Fig. 12에 비교하였다. 그림에서 선으로 표시된 것은 ASME Code Section III Appendix N(N-1300 Series)에 기술되어 있는 계수 $K=3.4$ ⁽³⁾를 사용하여 얻은 결과이다. 이 실험으로 얻은 결과(Sim02:2002 & Sim05: 2005)와 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 그림에서 왼쪽 결과들은 작동유체가 액체인 경우이며 오른쪽은 기체의 경우이다.

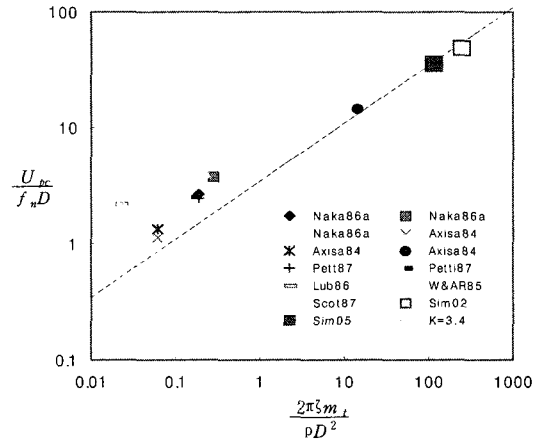


Fig. 12 Nondimensional critical velocity

4. 결 론

유동장에 놓인 관군 내의 일정 위치에 있는 진동 실린더의 동적 특성 및 안정성을 고찰하는 목적으로 이 연구는 수행되었다. 관군에서 진동 실린더의 동적 특성을 분석하고 궁극적으로는 실린더가 안정성을 잃는 임계유속을 예측하기 위하여 실린더를 유동에 대하여 정사각형 배열(inline)을 하였을 때에 유속의 변화에 대한 유연성 실린더의 응답 특성을 분석하였다. 진동 신호는 가속도계와 스트레인게이지를 사용하여 가속도 신호와 변위 신호를 각각 측정하여 분석하였다. 충격 해머시험을 통하여 유연성 실린더의 저주파수 영역의 고유진동수를 구하고 충격실험의 결과를 활용하여 유연성 실린더의 감쇠계수를 계산하였다. 유속 및 유연성 실린더의 위치를 조절하면서 진동 가속도성분의 주파수 분석을 수행하였으며 유체탄성에 의하여 실린더가 안정성을 잃는 임계유속을 측정하고 유체탄성 불안정계수를 계산하였다. 또한 입자영상유속계(particle image velocimetry : PIV)를 이용하여 공기의 흐름에 노출된 유연성 원형 실린더군 주위의 유동장을 해석하였고 이를 통하여 실제 설계에 적용시킬 수 있는 물리

량을 계측하여 기존에 진행되었던 연구의 결과와 비교하였다.

실험 결과 유체탄성력에 의해서 유속이 증가하면 진동이 현저해 짐을 알 수 있었다. 이 실험의 경우에 와류 주파수와는 유연성 실린더의 진동이 연동되지 않음을 보였으며 실린더의 고유진동수와 연동되는 것을 알 수 있었다. 이 실험을 통하여 실험 유속의 범위에서 진동실린더의 기저 진동은 난류여기진동과 관련됨을 알 수 있다. 기체에 의한 진동이 유속의 증가에 따라 급격히 증가하지 않기에 임계 유속을 결정하는데 어려움이 있었으나 이 실험으로 얻은 유체탄성 불안정계수가 기존의 결과와 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. PIV를 이용한 계측방법이 신뢰성을 가지고 있음을 알 수 있고 이렇게 측정된 값을 이용하여 유체탄성불안정공식에 적용시킴으로 시스템의 안정성 확보 문제에도 기여할 수 있다. 또한 PIV를 이용하면 유체역학적 물리량들도 동시에 계측 및 계산이 가능하기 때문에 다양한 시스템의 유동장을 보다 쉽고 효과적으로 해석하고 진동체 주위의 동특성을 파악 할 수 있었다.

관군의 배열을 조절하고 실린더의 간격을 줄이면서 실험하면 유동에 의한 임계 유속의 특성을 좀 더 구체적으로 규명할 수 있다. 이 실험의 방법을 사용하여 액체에 놓인 관군에 미치는 점성효과를 고려한 실린더의 동적 특성을 규명할 필요가 있다.

후 기

이 논문은 2006학년도 한남대학교 학술연구 조성비의 지원에 의하여 연구되었으며 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Paidoussis, M. P., 1980, "Flow-induced Vibrations in Nuclear Reactor and Heat Exchangers: Practical Experiences and State of Knowledge",

IUTAM Symposium, Karlsruhe/Germany, Springer-Verlag, A1.

(2) Sim, W. G. etc, "Conceptional Design of Test Loop for FIV in Fuel Bundle", KAERI, KAERI/CM-422/2000.

(3) Au-Yang, M. K., Blevins, R. D. and Mulcahy, T. M., 1991, "Flow-induced Vibration Analysis of Tube Bundles - A Proposed Section III Appendix N, Nonmandatory Code", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, pp. 257~267.

(4) Connors, H. J. Jr., 1970, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross Flow", Proceedings of the Symposium on Flow-induced Vibration in Heat Exchangers, ASME Winter Annual Meeting, New York, pp. 42~56.

(5) Connors, H. J. , 1980, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Nonuniform Cross Flow", PVP-41.

(6) Slack, D. G., 1999, "Vibration and Structural Analysis of Tubes and Tube Supports", ABB C.E., UE-211SS-302.

(7) "PIPO1 Program User Manual", Heat Transfer and Fluid Flow service.

(8) CACTUS User's Guide, 2004, Image Information Technology.

(9) Blevins, R. D., 1970, "Flow-induced Vibration", Vannostand Reinhold, 2nd Edition.

(10) Pettigrew, M. J. and Taylor, C. E. , 1991, "Fluidelastic Instability of Heat Exchanger. Tube Bundles: Review and Design Recommendations", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, pp. 242~255.

(11) Sim, W. G., 1997, "An Approximate Analytical Method for Hydrodynamic Forces on Oscillating Inner Cylinder in Concentric Annulus", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 5, pp. 861~869.