

<論 文>

어긋난 배열을 갖는 파이프 집합체의 횡유동 관련 진동에 관한 실험적 연구

박 윤 식* · 이 진 희**

(1984년 7월 13일 접수)

An Experimental Work on Cross Flow Induced Vibration of Staggered Array Pipe Bundles

Youn Sik Park and Jin Hie Lee

Abstract

An experimental work to predict critical flow velocity to give whirling instability on staggered array tube banks model which is located in wind tunnel is presented. The critical flow velocity was obtained by measuring flow induced tube vibration on three tube array models having different pitch to diameter ratio as changing damping ratio and natural frequency of tube model. The obtained experimental results are directly compared with the numbers of other investigators and partly proved the truth of Blevin's new idea to predict critical flow velocity.

기 호 설 명

A : 파이프 진동시 진폭
 D : 파이프 직경
 f : 파이프 진동 주파수
 f_n : 파이프 자연 주파수
 K : 상수
 m : 단위 길이당 파이프 질량
 p : 파이프 집합체 배열 피치
 U : Upstream 속도
 U_{cr} : Upstream 임계속도
 V : 유체유동속도

V_{cr} : 파이프 간극 임계속도
 V_G : 파이프 간극 속도
 ρ : 유체밀도
 δ : Logarithmic decrement
 α : 상수
 β : 상수

1. 서 론

최근 열교환기 설계에 있어서 열효율 향상을 위한 최적 설계의 적용이 시도되어 지고 있다. 그러나 열전달, 순환동력의 감소 등 열효율 측면에서의 최적 설계는 열교환기 내부의 파이프 집합체의 유동 관련 진동에 취약하게 되는 수가 있다. 예를 들면 순환 동력의

*정회원, 한국과학기술원 기계공학과

**정회원, 대우중공업(주) 개발실

결감을 위하여 파이프 집합체를 지지하는 지지판(baffle) 사이 거리를 넓히는 경우 이는 곧 구성 파이프의 고유진동수가 낮아지게 되며 유동 관련 진동에 약하게 되어진다. 파이프 집합체에 발생하는 유동 관련 진동은 그 충격에 의하여 파이프에 직접 손상을 주게 되는 경우도 생각할 수 있지만 그에 의한 피르 파피, 파이프 지지판(baffle)과 파이프 사이의 fretting 마멸에 의한 파피, 소음을 발생시키는 문제, 또는 열 교환기에서의 문제뿐 아니라 원자력 발전소에서의 핵 연료봉의 주위 유체 유동에 의한 진동파피는 안전성문제와 관련되어 매우 중요한 문제로 나타나고 있다.

지금까지 파이프 집합체의 유동 관련 진동에 관한 많은 연구가 있었으며 이는 기진 형태에 따라 (1) Vortex induced 진동, (2) Turbulent buffeting 에 의한 진동, (3) Wake induced 진동, (4) Acoustic 공진에 의한 진동, (5) Jet switching 에 의한 진동, (6) Whirling 불안정에 의한 진동등으로 나누어 볼 수 있다. 이렇게 서로 다른 여러 가지 기진 형태는 파이프 집합체의 기하학적 배열 형상, 구성 파이프의 고유 진동수, 주위 유체 유체의 밀도 속도...등 여러 복합적 요인에 의하여 결정되어진다. 열교환기에 쓰이는 파이프 집합체의 경우는 피치-직경(P/D)비가 1.5 이하인 조밀한 배열을 갖고 있으며 이러한 경우는 whirling 불안정에 의한 유동 관련 진동 현상이 가장 중요시 되고 있다. 즉 파이프 집합체의 whirling 불안정(instability)이 시작되는 주위 유체유동의 임계속도(critical velocity)를 예측하고 찾아 내는 일이 열교환기 설계에 있어서 매우 중요하다 Blevins⁽¹⁾는 한줄로 늘어선 파이프 열에서 임의의 파이프에 작용하는 유체 유동에 의한 힘은 주위의 두 파이프와의 상대 변위에 의하여 결정된다는 가설하에 대칭 단일열에 대하여 선형 미분방정식을 유도하고 안정성 해석(stability analysis)을 하여 무차원 수인 Reduced velocity(V/fD), 질량-감쇄비($m\delta/\rho D^2$)를 도입 대칭 단일열에 대하여 아래와 같은 식을 유도하였다.

$$\frac{V}{fD} = K \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.5} \quad (1)$$

물론 식 (1)은 단일열에 대하여 구하여진 식이나 파이프 집합체의 whirling 불안정성(instability)를 일으키는 임계속도를 예측하는 목적으로 폭넓게 사용되어지고 있다. 즉 식 (1)에서 whirling 계수 K 값은 실험에 의하여 구하여지고 그 값은 피치-직경비, 파이프 집합체의 배열 형상에 따라 상이한 값을 갖게 되며 Connors⁽²⁾는 단일열 파이프에서 P/D 비가 1.41 인 경

우 $K=9.9$ 를 실험적으로 구하였다. 파이프 집합체인 경우의 K 값은 일반적으로 단일열인 경우보다 작은 값을 갖게된다. 즉 같은 조건인 경우 파이프 집합체가 단일열파이프인 경우 보다 작은 유체 유동 속도에서 whirling 불안정이 발생하게 된다. 예를 들면 Pettigrew⁽³⁾, Gorman⁽⁴⁾은 실험에 의하여 P/D 비가 약 1.6 이하인 파이프 집합체 경우 $K=3.3$ 이 설계 기준으로 안전한 값이라고 주장하였다. 물론 K 값은 P/D 값에 따라서 비교적 큰 폭으로 변하며 파이프 배열형상도 중요한 요인이 된다. K 값이 3.3과 9.9인 경우는 식 (1)에서 모든 조건이 동일한 경우 whirling 불안정이 발생하는 임계속도가 3 배가 되는 것을 의미하며 설계시에 너무 높은 K 값을 사용하는 경우는 임계 속도 예측치가 높게되어 설계의 안전성이 약해지게 되며 반대로 너무 낮은 K 값을 취하게 되는 경우는 임계 속도 예측치가 낮게되고 이것은 필요 이상으로 파이프 집합체의 구조를 튼튼하게 한 즉 Overdesign 이 될 우려가 있다. 즉 파이프 집합체 설계에 있어서 각 경우에 맞게 K 값을 결정하는 것은 매우 중요하며 이를 위하여 많은 사람들이 실험적으로 K 값을 구하는 즉 whirling 불안정이 발생하는 임계 속도를 예측하는 실험을 하였으며 그 결과는 Fig. 1 과 같다^(2,3,4,5).

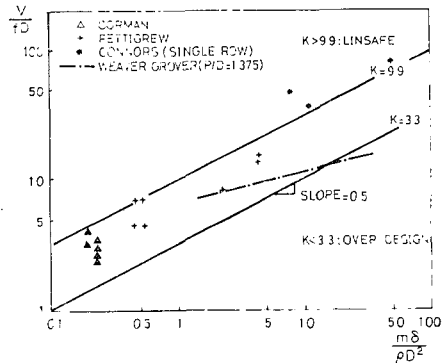


Fig. 1 The reduced velocity vs. mass damping ratio on tube array

Fig. 1에서 보여진 바와 같이 파이프 집합체의 whirling 불안정을 유발시키는 임계속도는 전대수 좌표계 상에서 구배 0.5 인 두 직선($K=3.3$, $K=9.0$) 사이에 대부분 존재함을 알 수 있으나 그 범위가 너무 넓으므로 설계 개선을 위하여는 주어진 P/D에 대한 임계속도를 보다 정확하게 예측할 수 있어야 한다. Weaver와 Grover⁽⁵⁾는 P/D가 1,375인 어긋난 배열을 갖는 파이프 집합체에 대하여 Fig. 1의 점선과 같이 질량-감쇄비가 2에서 30까지 변할때의 임계속도를 실험적으로 구하였으며 그 관계식은 식 (2)와 같다.

$$\frac{V}{fD} = 7.1 \left(\frac{m\dot{\delta}}{\rho D^2} \right)^{0.21} \quad (2)$$

즉 불안정을 유발하는 임계속도는 전체적으로 질량-감쇄비에 영향을 받지만 파이프 집합체의 배열 형태 및 P/D의 값에 따라 많은 차이를 갖게 된다.

본 연구에서는 풍동을 사용한 모델 실험을 통하여 어긋난 배열을 갖는 파이프 집합체 모델의 고유진동수와 감쇄비를 변화시키면서 3가지 P/D 값에서의 불안정 임계속도를 실험으로 구하였다. 이와 같은 실험은 Connors⁽²⁾, Pettigrew⁽³⁾, Gorman⁽⁴⁾, Weaver & Grover⁽⁵⁾, Tanaka⁽⁶⁾ 등 많은 사람에 의하여 산발적으로 발표되어 왔으나 본 연구에서는 파이프 집합체의 P/D 값을 바꾸어 가며 넓은 질량-감쇄비 영역에서 체계적으로 실험을 수행하고 그 결과를 비교 분석하였다.

2. 실험 장치

본 실험에서는 open channel, blower type low speed wind tunnel 을 설치 사용하였으며 풍동의 test section 크기는 폭 250mm 높이 380mm 길이 450mm 이고 settling chamber 를 통과한 후의 test section 에서의 유속은 1m/sec 에서 8m/sec 까지 조절 가능하다. 파이프 집합체의 모델은 외경 20mm 내경 17mm 인 아크릴 파이프로 제작하였으며 Fig. 2 와 같이 아크릴 판에 어긋난 배열을 갖고 어떤 특정한 P/D 값을 갖게 2장의 아크릴 판을 가공 준비한 후에 아크릴판 사이에 아크릴 파이프를 끼워 조립하여 풍동 모델을 준비하였다. 이때 사용된 파이프 수는 P/D 가 1.29 일 때 179개, 1.5 일 때 173개, 1.68 일 때 137개이다. 사용된 파이프중 가운데 19개를 제외한 나머지 파이프는 두 아크릴 판 사이에 고정되게 설치하였으며 가운데 위치한 19개의 파이프는 Fig. 3 과 같이 와이어에 매달고 와이어의 장력을 조정하므로써 고유진동수를 변하게 하고 아크릴 판 외부에 감쇄캡을 설치하고 와이어를 통하게 한후 감쇄캡내의 그리스 점도를 변화시켜 감쇄비를 조절할 수 있게 하였다. 사용되어진 감쇄 범위는 $\delta = 0.025 \sim 0.137$ 이었으며 따라서 질량-감쇄비 $\left(\frac{m\dot{\delta}}{\rho D^2} \right)$ 는 8.1 에서 44.3 까지 변화할 수 있게 하였다. 즉 풍동 모델 파이프중 가운데 19개의 파이프만이 앞에서 설명한 바와같이 flexible 하게 장치하였고 나머지 파이프들은 양단을 고정하였으며 flexible 하게 장치된 19개의 파이프중 가장 중앙에 위치한 모델 파이프 양단에 항력(diag)방향과 양력(lift)방향의 진동을 감지 할 수 있게 2개의 가속도계를 장착하였다. 가속도계로부터 측

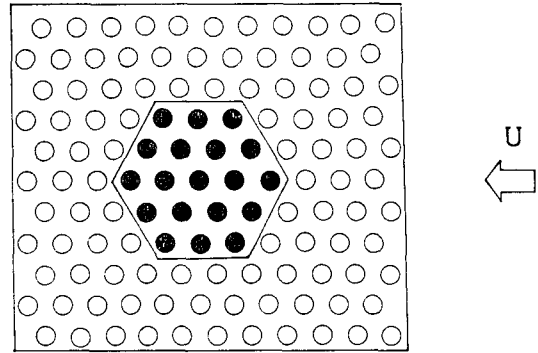


Fig. 2 The pipe array pattern of wind tunnel model

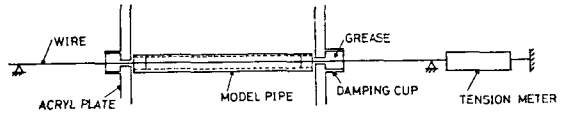


Fig. 3 The flexibly mounted pipe model

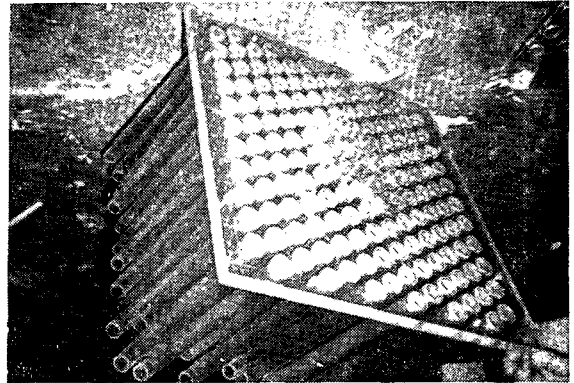


Fig. 4 Wind tunnel model when P/D=1.50 (One side acryl plate is removed)

정된 신호는 low pass filter 를 거쳐 스펙트럼 해석기로 항력 및 양력방향 진동의 peak 값, r.m.s 값 주파수 등을 구하였다. Fig. 4 에서는 P/D 가 1.50 인 경우의 풍동 실험 모델의 일부를 보여 주고 있다.

공기 유속은 피토우관을 사용하여 측정하였으며 송풍기에 장착된 damper 의 개폐에 의하여 유속을 조절하였다. 피토우관으로 측정된 공기 유속은 풍동, 모델의 upstream 속도이며 풍동 모델내부에서의 유속은 풍동 모델의 기하학적인 형상을 고려하여 최소간극 속도(V_0)로 환산하고 이값을 reduced velocity $\left(\frac{V_0}{f_n D} \right)$ 를 계산하는데 사용하였다. Fig. 5 는 전 실험장치를 보여 준다. 실험장치에 관한 자세한 내용은 참고문헌 (7)에 나타나 있다.

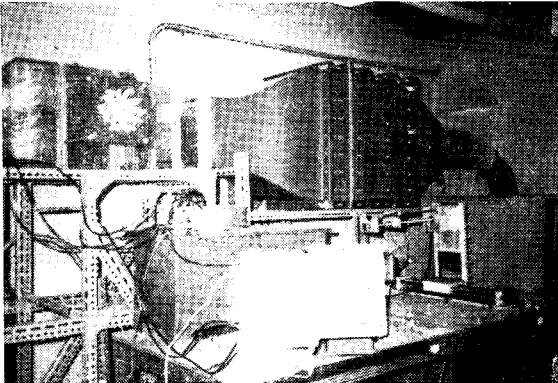


Fig. 5 The overall view of experimental apparatus

열을 갖는 세가지 풍동 모델에 대하여 flexible 하게 장착된 파이프 모델의 장력 조절에 의한 고유 진동수 변화 댐핑컵의 그리스 양 및 점도 조절에 의한 댐핑·변화 그리고 풍동의 댐퍼 조절에 의한 공기 유속을 변화 시키면서 가장 가운데 위치한 두개의 가속도계가 부착되어진 파이프 모델의 항력 및 양력방향의 진폭을 측정하였다. $P/D=1.5$, $f_n=16.3\text{Hz}$ 그리고 $\delta=0.027$ 인 경우 풍동의 upstream 속도를 2m/sec 에서 5.9m/sec 까지 변화시키면서 항력 및 양력방향의 진동 신호 모양을 Fig. 6 및 Fig. 7에서 보여주고 있다. Fig. 6, Fig. 7과 같이 측정된 시그널로부터 R.M.S. 값을 구하고 R.M.S. 값의 파이프 직경과의 비(A/D)와 Reduced Velocity ($U/f_n D$)와의 관계를 그래프로 나타내면 Fig. 8과 같다.

3. 실험결과 및 고찰

P/D 의 비가 1.29, 1.50 그리고 1.68 인 어긋난 배

Whirling 불안정이 발생하는 임계속도를 구하는 방법은 몇가지 있으나 본 논문에서는 기 발표된 논문^(3,4,5)

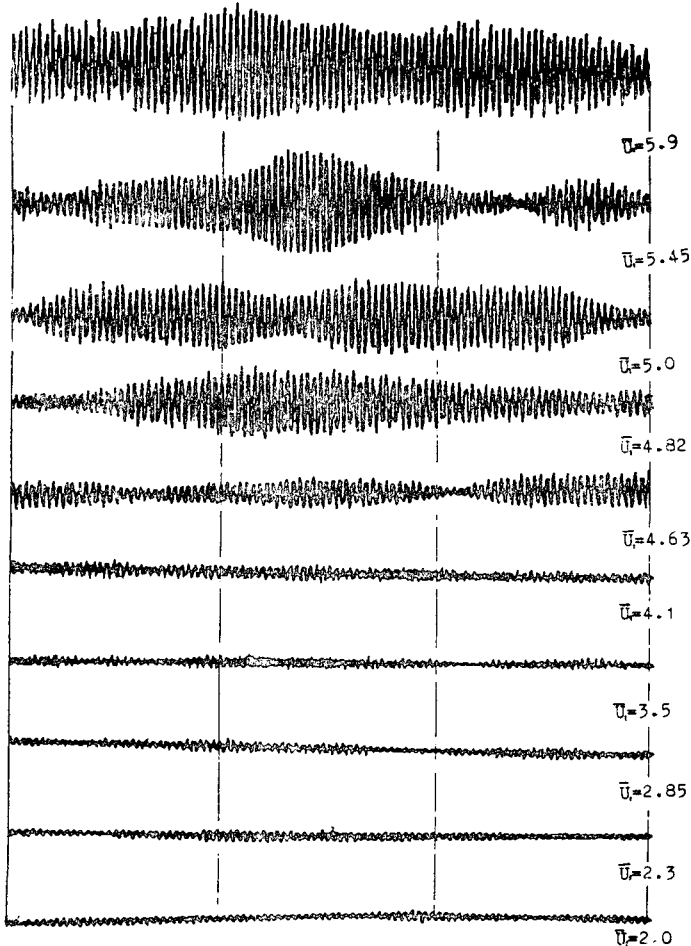


Fig. 6 A sample of vibration signal in drag direction when $P/D=1.5$ $\delta=0.027$ and $f_n=16.3\text{Hz}$

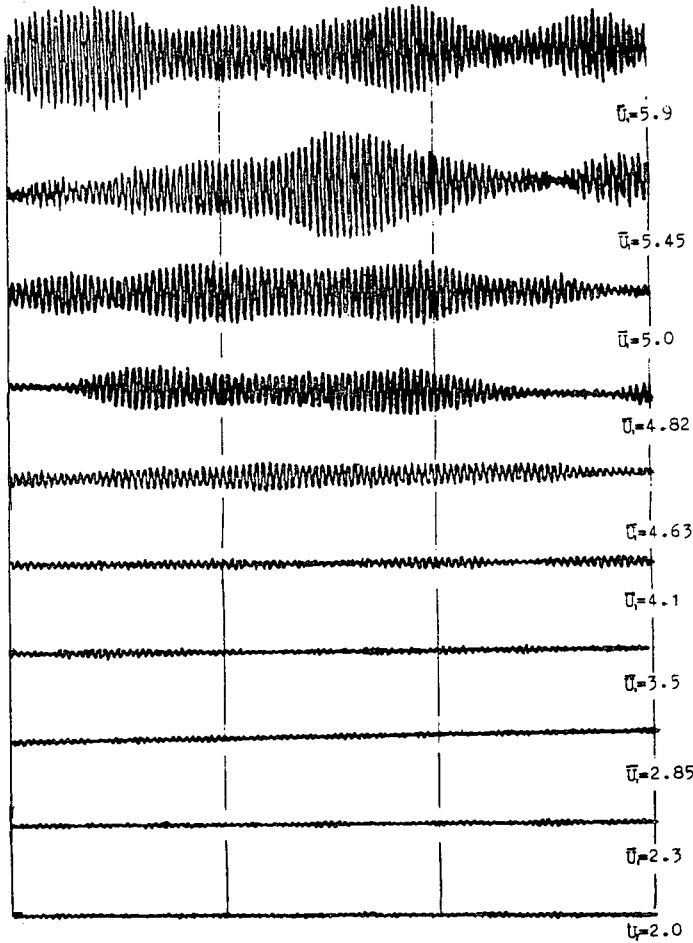


Fig. 7 A sample of vibration signal in lift direction when $P/D=1.5$ $\delta=0.027$ and $f_n=16.3\text{Hz}$

결과와 직접 비교하기 위하여 동일한 방법을 사용하였다. 즉 Fig. 8에서 유동에 의한 진폭(A)이 상대적으로 작은 부분과 큰 부분으로 나누고 각 부분에서의 실험치를 사용하여 일차식으로 curve fitting 하여 curve fitting 한 두 직선이 만나는 점을 임계속도로 하였다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8에서 보여진 바와 같이 whirling 불안정이 생길때의 파이프 모델의 진동은 항력방향보다는 양력방향에서 크게 나타나며 진동의 크기를 급격히 증가시키는 임계속도는 양력 방향 진동 신호로부터 구한 값이나 항력방향 진동 신호를 기준으로 구한 값이나 거의 동일 함을 알 수 있다. 이와같은 방법으로 고유진동수와 감쇄비를 변화 시키면서 실험적으로 구한 upstream 임계속도(U_{cr})를 두 무차원수($\frac{m\delta}{\rho D^2}$, $\frac{U_{cr}}{f_n D}$)와 연관시켜 최소자승법으로 curve fitting 한 결과는 다음과 같다.

$$\frac{U_{cr}}{f_n D} = 1.37 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.5}; P/D=1.29 \text{인 경우} \quad (3)$$

$$\frac{U_{cr}}{f_n D} = 1.38 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.5}; P/D=1.50 \text{인 경우} \quad (4)$$

$$\frac{U_{cr}}{f_n D} = 1.64 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.5}; P/D=1.68 \text{인 경우} \quad (5)$$

식 (3), (4), (5)에서 보여진 결과는 P/D 비가 작을수록 whirling 불안정을 야기시키는 임계속도가 작다는 즉 파이프 배열이 조밀할수록 더 적은 속도에서 불안정이 발생한다는 지금까지의 통설과 일치한다. 그러던 위에서 얻어진 실험 결과를 지금까지 발표되어진 자료와 직접 비교하기 위하여 upstream 임계속도(U_{cr})를 파이프 배열의 기하학적 형상을 고려하여 불안정을 일으키는 파이프 간극에서의 간극 임계속도(V_{cr})로 환산하고 그 결과를 Fig. 1과 같은 형태로 나타내면 Fig. 9와 같다.

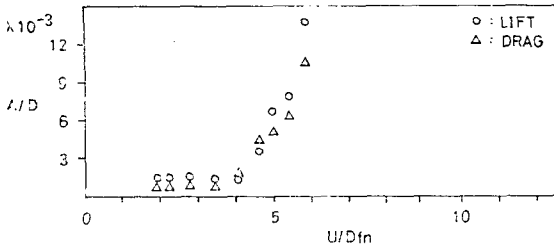


Fig. 8 R.M.S. amplitude ratio, (A/D) vs. reduced velocity when P/D=1.5, δ=0.027 and f_n=16.3Hz

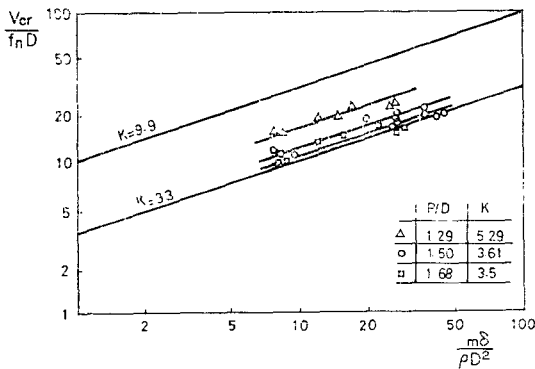


Fig. 9 The critical flow velocity obtained in wind tunnel test

Fig. 9를 보면 대부분의 경우 실험 결과는 K=3.3과 9.9 사이에 위치하나 질량-감쇄비가 증가함에 따라 간극 임계 속도(V_{cr})을 사용한 reduced 속도는 K=9.9 보다는 K=3.3에 가깝게 나타나며 몇개의 실험치는 K=3.3보다도 작은 영역의 임계속도를 갖임을 본다. 이와 같은 경향은 Fig. 1에서 소개되어진 Weaver와 Grover⁽⁵⁾의 P/D=1.375를 사용한 실험 결과와도 그 경향을 같이한다. 한편 풍동 대신에 수동 실험장치를 사용하여 아주 적은 값의 질량-감쇄비 영역에 대하여 실험을 한 Pettigrew⁽³⁾와 2상(two phase) 유동실험장치를 사용한 Gorman⁽⁴⁾의 결과를 보면 K=3.3 보다는 K=9.9에 가까운 지역에 임계속도가 분포되고 또 몇개의 실험치는 K=9.9를 지남을 Fig. 1에서 볼 수 있다. 즉 이와 같은 경향을 종합하여 불배 whirling 불안정을 일으키는 간극 임계속도(V_{cr})을 사용한 reduced velocity와 질량-감쇄비와의 관계는 전대수 그라프 상에서 구배가 0.5보다 작은 값을 갖는다고 볼 수 있으며 이와같은 가정은 Weaver와 Grover⁽⁵⁾의 실험식 식 (2)와도 경향을 같이 한다. 본 실험에서 구한

실험치를 $\frac{V_{cr}}{f_n D} = \alpha \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^\beta$ 의 형태로 즉 두개의 변수 α와 β를 갖게 비선형 curve fitting을 한 결과는 식 (6) (7) (8)과 같으며 이를 지금까지 발표된 실험치와 같이 그래프로 나타내면 Fig. 10과 같다.

$$\frac{V_{cr}}{f_n D} = 7.91 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.35}; P/D=1.29 \text{인 경우} \quad (6)$$

$$\frac{V_{cr}}{f_n D} = 5.24 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.38}; P/D=1.50 \text{인 경우} \quad (7)$$

$$\frac{V_{cr}}{f_n D} = 4.84 \left(\frac{m\delta}{\rho D^2} \right)^{0.40}; P/D=1.68 \text{인 경우} \quad (8)$$

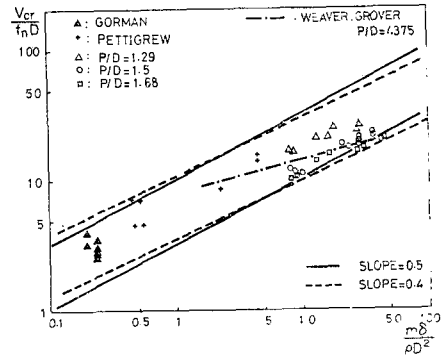


Fig. 10 The comparison of the experimental results with the numbers of other investigators

Fig. 10에서 보인 바와 같이 두 점선(구배=0.4)으로 나타낸 영역이 지금까지 알려진 구배 0.5인 두 실선 영역보다 실험치를 더욱 잘 포용하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 실험 결과는 Blevins⁽⁶⁾가 임계속도에서의 reduced velocity의 값은 파이프 주위의 유동 속도의 영향에 의한 부가적인 감쇄를 고려하며 β의 값이 0.5보다 작아져야 한다는 이론적 추측도 뒷받침 해주고 있다. Fig. 10이 구배를 나타내는 β값뿐만 아니라 질량-감쇄비가 1인 경우의 reduced velocity를 나타내는 α값 역시 상한치와 하한치를 갖는 어떤 영역에 있으며 파이프 집합체의 P/D값 및 배열 형태에 따라 실제값으로서 α값을 그 영역에서 정할 수 있다. 이때 비선형 curve fitting으로 구한 α 및 β값은 서로 독립적이 아님을 고려할 때 많은 종류의 파이프 배열 형태와 더욱 확장된 질량-감쇄비 범위에서의 실험이 따른다면 더욱 정확한 파이프 집합체의 whirling 불안정을 야기시키는 임계속도를 밝혀낼 수 있으며 파이프 집합체 설계에 반영시킬 수 있다.

4. 결 론

(1) 파이프 집합체 풍동 실험 결과 whirling 불안정

이 발생되는 임계속도는 매우 분명하게 나타나며 이 값은 감쇄비가 클 수록 증가한다.

(2) 파이프 집합체의 whirling 불안정에 의한 진동은 항력방향 보다는 양력방향에서 두드러지게 나타나며 진동하는 파이프는 그 기본 고유진동수로 진동한다.

(3) 파이프 집합체의 P/D 비가 작을 수록 whirling 불안정이 생기는 임계속도는 작게 나타난다. 이것은 지금까지 알려진 사실과 경향을 같이한다.

(4) 파이프 잔극 임계속도(V_{cr})를 사용한 무차원수 reduced velocity, 질량-감쇄비에 대하여 전대수 그래프로 나타낼 때 $\frac{V_{cr}}{f_n D} = \alpha \left(\frac{m \delta}{\rho D^2} \right)^{\beta}$ 에서 지금까지 알려진 $\beta=0.5$ 보다는 $\beta < 0.4$ 인 것이 본 실험결과 및 이미 발표된 실험치를 더욱 잘 설명할 수 있다. 또한 이와 같은 현상은 유동 속도 영향에 의한 부가적인 감쇄로 β 가 0.5보다 작아져야 한다는 Blevins⁽⁸⁾의 추측이론도 잘 설명되어 진다.

후 기

본 연구는 KAIST-산업계 Consortium 활동의 일환으로 현대중공업(주)의 연구비 및 자료 후원하에 이루어졌다. 현대중공업(주) 및 관계자에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) R.D. Blevins, "Flow Induced Vibration", Van Nostrand Reinhold, New York 1977
- (2) H.J. Connors, "Fluid-elastic Vibrations of Tube

- Arrays Excited by Crossflow", Symp. on Flow Induced Vibrations in Heat Exchanger, ASME, pp. 42~56, 1970
- (3) M.J. Pettigrew, Y. Sylvestre, and A.O. Campagna, "Vibration Analysis of Heat Exchanger and Steam Generator Design", Nuclear Engineering and Design, Vol. 48, pp. 97~115, 1978
- (4) D.J. Gorman, "Experimental Development of Design Criteria to Limit Liquid Crossflow Induced Vibrations in Nuclear Reactor Heat Exchanger Equipment", Nuclear Science and Engineering Vol. 61, pp. 324~336, 1976
- (5) D.S. Weaver and L.K. Grover, "Crossflow Induced Vibrations in a Tube Bank Turbulent Buffeting and Fluid Elastic Instability", Journal of Sound and Vibration Vol. 59 (2), pp. 277~294, 1978
- (6) H. Tanaka, S. Takahara, and K. Ohta, "Flow Induced Vibration of Tube Arrays with Various Pitch-to-diameter Ratios", Journal of Pressure Vessel Tech., Trans. of ASME, August pp. 168~174, 1982
- (7) 이진회, "어긋난 배열을 갖는 Tube 집합체의 횡유동 관련 진동에 관한 실험적 연구" KAIST 석사학위 논문, 1984
- (8) R.D. Blevins, "Fluid Damping and the Whirling Instability of Tube Arrays", 3rd National Congress of Pressure Vessel and Piping Technology, ASME, pp. 35~39, 1979