

선회가 있는 180°원형 곡관의 유동소음에 대한 실험적 연구

장 태 현†

(원고접수일 : 2009년 5월 12일, 원고수정일 : 2009년 7월 2일, 심사완료일 : 2009년 9월 4일)

An Experimental Study on Flow Noise with Swirl in a 180 Degree Circular Tube

Tae-Hyun Chang†

Abstract : During the past three or four decades, the characteristics of turbulent swirling flow have been studied extensively because of their scientific and academic importance. This research deal with the periodic flow oscillation with and without swirling flow in a 180 degree circular tube using hot wire anemometry, microphone and accelerometer. The frequency regions are observed through the structured oscillation from spectrum. This work carried out to measure the sound level by using hot wire anemometry, microphone and accelerometer for each Reynolds number, 6×10^4 , 8×10^4 and 1×10^5 respectively at the entry of the test tube with and without swirl flow.

Key words : Flow noise(유동소음), Swirling flow(선회유동), Background sound(배경소음), Flow oscillation(유동의 떨림), Periodic flow oscillation(주기적인 떨림)

1. 서 론

유동방향으로 곡률이 존재하는 특이한 기하학적 형상을 가진 180도 곡관 내에서 유체유동의 특성은 곡관입구에서부터 3차원적으로 강한 유동이 발생하여 곡관 후류 부분에 까지 존속하게 된다. 이러한 유동의 세밀한 구조는 마찰계수, Nusselt 수와 같은 국소유동변수의 변화에 관한 연구 결과는 설계자가 산업적 기계요소를 설계함에 있어 최적화적 관점에서 중요한 의미를 부여한다. 특히, 에너지 이용측면을 매우 중요하며 많은 연구가 되어왔다.

따라서 대류 열전달을 향상시킬 수 있는 방법들이 여러 방면으로 제시 되었다. 그러나 180도 곡관

에서 유체유동은 직관에서 보다 매우 복잡하여 층류유동에서조차 그 예측은 쉽지 않았다.

내부유동에서 최초의 연구는 Thomson⁽¹⁾에 의해서 이루어졌다. 그는 굽은 강에서의 물의 흐름에 대한 굴곡 개수로 유동에 관심이 있었고, 원심력과 경계층 지역에서 천천히 움직이는 유체사이의 상호작용이 2차 유동을 유도한다는 현상을 이론화하였다. Eustice⁽²⁾는 광범위한 유동가시화연구를 시행하여 굴곡률이 다른 여러 유리관을 통하여 넓은 Reynolds 수의 범위로 실험하였다. Eustice⁽²⁾의 실험 결과를 이용하여 Dean⁽³⁾은 곡관내의 유동을 해석적으로 연구하였다. Ito⁽⁴⁾는 Eustice⁽²⁾와 Dean⁽³⁾의 연구결과를 비교하였고, 나아가 실험적

† 교신저자(한국과학기술정보연구원, RESEAT 전문연구위원, E-mail:changtae@reseat.re.kr, Tel:055-246-1279)

인 측면을 고려하였다. Agrawal et al^[5]는 곡률비 7과 20의 두 원형 관에서 층류유동에 대한 연구를 수행하였고, 곡관을 횡단하는 많은 유적선을 따라 속도를 측정하였다. LDA(Laser Doppler Anemometry)를 이용한 실험은 Mullin et al^[6], Humphrey et al^[7] 그리고 Enavet et al^[8]에 의해서 연구가 이루어져 원형단면이나 사각단면 곡관에서의 속도분포자료가 제시되었다.

Iacovides^[9]는 곡률비 6.75의 원형단면 곡관에서 피토크관을 이용하여 실험하였고, 수치해석 결과와 비교하였다. 유동장내의 유속측정은 LDA 혹은 피토크관 그리고 열선풍속계(hot wire anemometry)가 사용되었고, 이에 대한 연구로는, Sudow^[10]은 곡률비 2.0의 사각단면으로 된 90도 곡관에서 평균속도에서 방향성분을 측정하였다.

최근에 와서 입자영상 유속계의 등장으로 Chang et al^[11]은 90도 곡관에서 물의 속도 성분을 PIV(particle image anemometry) 기법으로 측정하였다. 그러나 180도 곡관에서의 연구 결과는 드물고 유동 소음에 관한 결과는 더욱 드물다.

선회유동에서 주기적인 떨림(periodic flow oscillation)은 Vonnegut^[12]에 의해서 연소실 내에서 발견하였다. 그는 선회유동에서 유동의 떨림을 제시하였고, 가시화방법에 의해서 유동의 떨림과 연관된 관측방향에서 역류의 방향과 나선형 와류 진행을 나타내었다.

Chanaud^[13]은 유동의 떨림(flow oscillation) 요인과 와류 붕괴사이의 연관성에 대하여 연구하였으며 유동의 떨림이 유체역학적으로 불안정성으로 기인된다는 중요한 사실을 알게 되었다. Cassidy et al^[14]는 원주방향 안내 깃을 사용하여 선회유동을 발생시켜 실험하고 유동의 떨림이 나선형 와류에 연관되어있다는 관찰을 입증하였다.

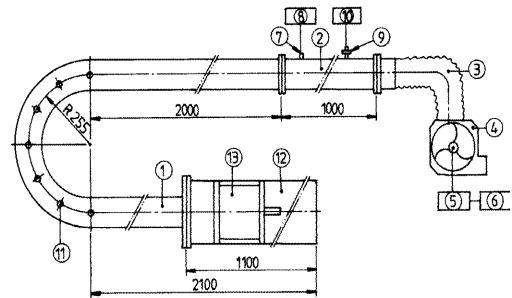
Leibovich^[15]와 Garg et al^[16]은 소용돌이의 거품 붕괴(bubble breakdown) 현상에서도 규칙적이고 강력한 유동의 떨림이 존재함을 알았다. Bach^[17]은 안내 깃에 의한 방법으로 선회 제트류를 얻어 시험관 입구에서 나타나는 재순환 영역을 열선풍속계를 사용하여 연구하였다. 이상의 경우와 같이 직관이나 확대 관에서 유동의 떨림이 연구이

었고, 곡관에서 선회유동의 떨림에 관한 연구는 드물다.

본 연구에서는 원형 단면을 갖는 180도 곡관의 전후에서 열선풍속계와 마이크로폰 그리고 가속계를 이용하여 선회유동에 의한 주기적 떨림 현상을 주파수 응답을 통하여 스펙트럼(spectrum)으로 나타내고 구조적 진동을 발생시킬 수 있는 주파수 영역을 연구하였다.

2. 실험장치

2.1 전체적인 실험장치



- ① Test tube, ② Steel tube ③ Flexible hose ④ Turbo fan, ⑤ Motor(220V×10HP), ⑥ R. P. M controller ⑦ Pitot tube, ⑧ Electronic manometer ⑨ Multi-pitot tube ⑩ Inclined manometer, ⑪ Measuring hole ⑫ Swirl generator ⑬ Swirl chamber

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

본 연구에 사용된 전체적인 실험 장치는 Fig.1과 같다. 시험관 내경은 54.5mm, 두께3mm인 스테인리스(SUS 304)를 고주파 밴딩 방법을 이용하여 굽힘 반경 $R_b=255\text{mm}$ 로 제작하였다. 따라서 180도 곡관부의 곡률비($R_c=R_b/r$)는 9.4이다. 비선회유동인 경우는 충분히 발달된 유동(fully developed flow)을 얻기 위하여 상류 부분을 50D를 추가 연결하였다.

선회유동을 발생시키기 위해서는 와류실(swirl chamber)을 부착하였다. 시험관 출구에는 $\phi 50 \times L 1000\text{mm}$ 의 관을 부착하여, multi-pitot tube와 경사 마노미터를 사용하여 Reynolds 수

를 계측하도록 하였다. 흡입 팬은 220V×10HP로 최대회전수 3600rpm이다. 유동 공기의 속도변화는 흡입 팬의 회전수 조절기(rpm controller)를 사용하였다.

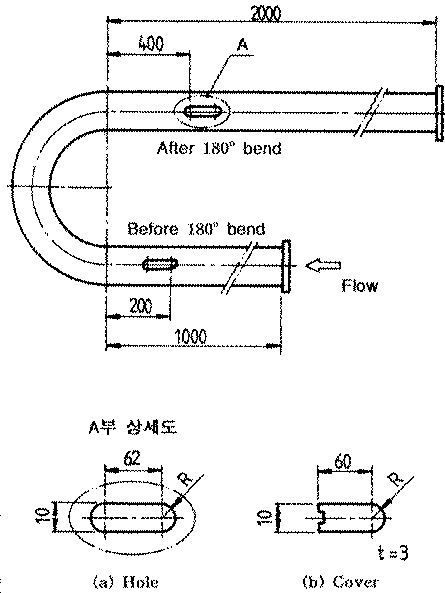


Fig. 2 Locations of measuring hole at noise experimental rig

2.2 선회발생 장치

Fig. 3은 본 연구에 사용된 선회발생기를 나타낸다. 선회발생기는 내경 140mm의 아크릴 파이프를 사용하여 접선방향으로 3mm의 구멍을 축 방향으로 연속적으로 35개를 한 줄로 하여, 45°간격으로 엔드밀을 사용하여 가공하였다. 다시 이 발생기를 길이 약 350mm의 선회 실에서 축 방향으로 이동하면서 선회 강도(swirl intensity)를 $L/D=0, 8$ 그리고 16으로 조절하였다.

이 경우, $L/D=0$ 은 선회발생기가 선회실(swirl chamber) 내에서 테스트 튜브와 바로 접하고 있는 경우로, 강 선회 유동이다. 여기서, L 은 선회실의 길이 그리고 D 는 테스트 튜브의 직경이다

Fig. 4는 마이크론을 테스트 튜브 내에서 $y=0, 5, 10, 15$ 그리고 20까지 이동할 수 있도록 설치한 그림이다.

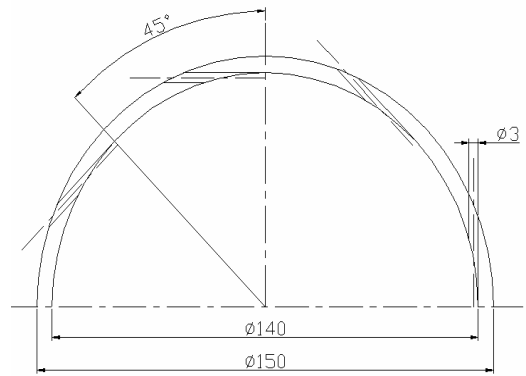


Fig. 3 The cross section view of swirl generator

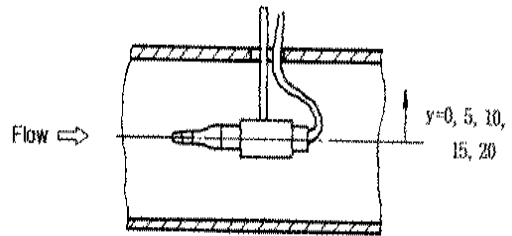


Fig. 4 Installation of microphone in the test tube

3. 실험 방법

실험은 상온에서 공기를 사용하였다. 공기는 선회 발생기(swirl generator), 테스트 튜브, Multi-pitot 튜브(Torbar) 그리고 흡입 팬을 통하여 흡입 되어 실험실 밖으로 배출시켰다. 선회 강도의 조절은 선회실 내의 선회 발생기의 위치를 변경하면서 선회강도를 조절하였다. 그리고 Reynolds 수를 결정하기 위하여 테스트 튜브 끝에 Multi-pitot 튜브를 설치하였다. 제작회사는 이 튜브를 균일 유동에서만 테스트 하였고, 선회유동에서는 검정선도가 없었다. Fig. 5는 Multi-pitot 튜브의 검정 선도이다. 이 선도를 이용하여 평균속도와 흡입 팬의 회전수(rpm)에 따라 실험하였다.

사용된 열선 풍속계는 Denmark의 정온형(constant temperature anemometer, CTA) 이고, 마이크론과 가속계는 덴마크의 B&K제품(B&K 형 UA 0036, 4138, 2804)을 이용하였다.

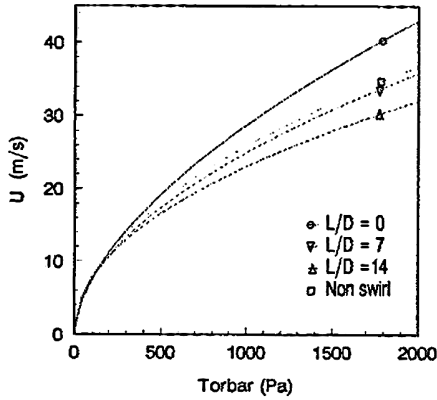


Fig. 5 Calibration curve of the Tobar

3.1 마이크로폰

유동의 소음을 계측하기 위하여 사용한 마이크로폰의 직경은 $\phi 3.175\text{mm}$ 의 콘덴서 형(B&K사, Type4138)로서 초음파 고음압 계측용이고 주파수 범위는 $6.5 \sim 140 \times 10^3 \text{ Hz}$ 이며 마이크로폰의 공칭 감도는 $-60 \text{ dB ref. } 1\text{V/Pa}$ 이다. 관내의 유동장에 마이크로폰을 설치하기 위하여 전면에 노우즈 콘(nose cone), 후면에 전치증폭기(preamplifier)를 각각 부착시켜 그 출력을 전원공급기(power supply)의 입력으로 연결하였다. 따라서 출력 S(volt)와 압력 E(pascal)의 관계식은 다음과 같다.

$$E(\text{Pa}) \times e(\text{V/Pa}) = S(\text{V}) \tag{1}$$

여기서 $e(\text{V/Pa})$ 는 마이크로폰의 보정계수 혹은 감도이다.

일반적으로 소음수준(sound level)을 나타낼 때 데시벨(decibel, dB) 혹은 데시벨 볼트(dBV)를 사용하고, 보정계수를 구하는 것은 다음과 같다. 식 (1)은 양변을 데시벨의 기준음압 $p_a = 20 \mu\text{Pa}$ 로 나누고 $20\log$ 를 취하면 다음과 같다.

$$20\log \frac{E}{p_0} + 20\log e(V/p_a) = 20\log S(\text{V}) - \log P_0 \tag{2}$$

이를 고쳐 써보면

$$E(\text{dBref. } 20\mu\text{Pa}) + e(\text{dBref. } 1\text{V/Pa}) = S(\text{dBV}) + 94 \tag{3}$$

여기서 E는 기준음 $20\mu\text{Pa}$ 에 대한 압력으로서 음압레벨(sound pressure level, SPL)이라고 하며 일반적으로 데시벨(dB)이라고 한다. 보정계수 e를 구하기 위해 본 연구에서 사용한 음압 발생기(sound generator)(B&K사 Type4231)는 1 kHz 에서 1Pa 의 음압을 제공함으로 식 (1)에 의하여

$$e = 0.583(\text{mV/Pa}) \tag{4}$$

혹은 식(3)에서

$$e = -64.7(\text{dB ref. } 1\text{V/Pa}) \tag{5}$$

이 된다. 그러므로 식(3)에 의해서 얻어진 데이터는 $E(\text{dBref. } 20\mu\text{Pa})$ 와 S(dB)는 158.7 만큼 차이가 나므로 데시벨로 환산하면 158.7 만큼 더하여 읽으면 된다.

소음은 압력의 변동성분(pressure fluctuation)으로서 음압이라고도 하며 인간이 들을 수 있는 음(sound or noise)과 듣지 못하는 음(pseudo sound)으로 구분할 수 있다. 그리고 유체 내에서 이러한 음이 진행해나가는 속도에 따라서 초음속, 음속 그리고 아음속으로 나누어진다.

$$C = \omega / \kappa \tag{6}$$

여기서, ω 는 주파수(frequency)이고, $\kappa (= 2\pi/\lambda)$ 는 파수(wave number) 그리고 λ 는 파장(wave length)을 나타낸다. 또한, 음압과 주파수 응답의 스펙트럼과의 관계는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\sqrt{p'^2} = \left(\frac{1}{\tau} \int_0^\tau p'^2(t) dt \right)^{0.5} = \left(2 \int_0^\infty S_p(\omega) d\omega \right)^{0.5} \tag{7}$$

특히 유동장 내부에서 발생하는 소음은 아음속 영역이 큰 비중을 차지하고 이영역의 소음은 전파(propagation)가 되지 않고 주 유동에 따라 전달(convection)되어 감으로 음압레벨은 상당히 낮지만 구조물의 진동을 유발할 수 있으므로 설계상에서 고려되어야 할 부분이다.

4. 결과 고찰

4.1 유동의 떨림

마이크로폰을 이용하여 시험관 내에서 발생하는 소음(noise)을 측정하면 여러 요인에 의한 복합적인 현상이 발생하게 된다. 시험 장치에서 발생하는 소음은 송풍기에서 나타나는 실험장치 구조물의 진동(structure vibration)에 의한 소음, 주위의 소음 그리고 유동 진동에 의한 소음으로 분류될 수 있다. 여기서 실험에 필요한 부분은 유동 진동에 의한 소음 만이다.

주위의 소음은 마이크로폰을 시험관에 두고 측정하여 파형을 분석하고 송풍기에 의한 시험관 진동 즉 마이크로폰의 흔들림에 의한 파형은 가속도계를 컨택트 위에 설치하여 파형을 측정하면 마이크로폰의 결과에서와 같은 특성이 나타나는데 바로 이들의 특성으로 간주하고 제외하면 유동에 의한 소음만이 남게 된다.

유동의 주기적 떨림만을 측정하기 위해서는 열선 풍속계로 파형을 측정하여 분석하였다. 이러한 전반적인 측정에 의해서 필요한 실험 결과를 구할 수 있었다. Fig. 6는 마이크로폰을 이용하여 시험관의 외부에서 배경소음을 측정한 것으로 각 Re 수에 따라 주파수의 함수로서 도시하였다. 여기서 주위 소음의 수준(level)은 Re 수가 증가함에 따라 증가하는 현상을 보이고 있음을 관찰할 수 있고, 특정 주파수에 의존성이 일정함을 볼 수 있었다.

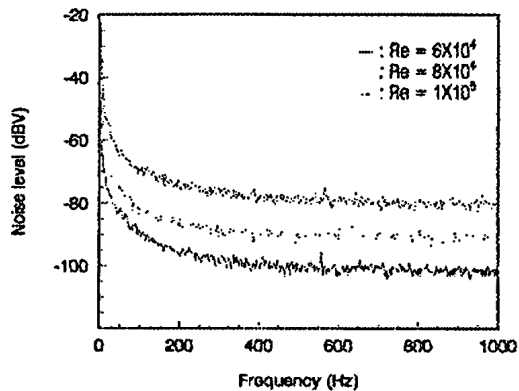


Fig. 6 Background noise spectra

Fig. 7은 비선회유동의 경우로 마이크로폰 커넥터(connector) 위에 설치된 가속도계의 진동특성에 대한 주파수응답으로서 각 Re 수의 경우 모두 200Hz, 400Hz 그리고 640 Hz에서 특성이 쉽게 관찰되며 이 현상은 구조물의 구조진동으로 보이고 배경소음(background sound)의 경우와 마찬가지로 Re 수가 증가함에 따라 진동수준도 증가함을 알 수 있다.

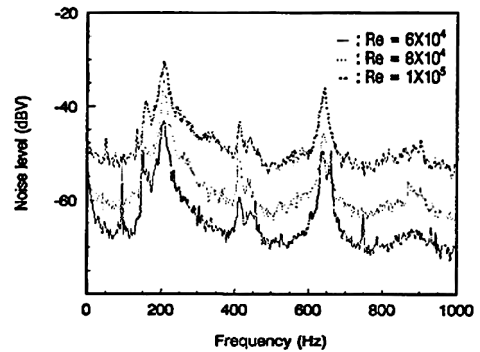


Fig. 7 Response of vibration measured by using accelerometer for $y/r=0.37$ without swirl

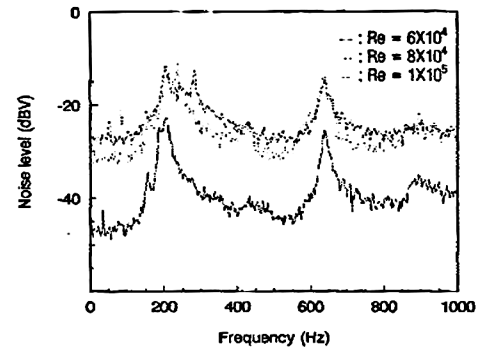


Fig. 8 Response of vibration measured using accelerometer for $y/r=0.37$ with swirl at $L/D=0$

Fig. 8은 선회유동의 경우로서 선회강도 $L/D=0$ 일 때 $y/r=0.37$ 위치에서 진동특성의 주파수응답으로서 전체적인 경향은 비선회유동과 거의 일치하나 전체적으로 20dB 정도 높게 나타나 있으며, 이것은 선회유동에 기인된 것으로 생각된다. 여기서 주파수응답이 200Hz와 600Hz의 경우는 비선회유동과 유사하게 강한 특성을 보이나

410Hz에서는 잘 나타나지 않음을 관찰할 수 있었다. 이러한 현상은 이 부분에서도 진동 특성이 존재하고 있으나 선회유동에 의해서 전반적으로 소음 수준이 상향되어 그 특성을 관찰할 수 없었다.

Fig. 9는 비선회유동의 경우로서, $Re = 8 \times 10^4$ 인 경우 곡관부의 상류지점에서 소음 수준을 반경 방향의 거리에 따라서 주파수 함수로 표시한 것으로 관 전체에서 일정한 주기적 소음이 존재함을 볼 수 있었다. 여기에서 나타나는 소음 수준은 전 주파수 대역에 걸쳐 배경소음에 의해서 약 20dB - 30dB 정도 높은 값을 보이고 있다.

송풍기 출구의 개방으로 인하여 발생하는 주기성에 가까운 여러 피크들은 관 내부에 존재하는 음향학적 소음에서 기인된다고 생각된다. 이는 Stahl et al⁽¹⁸⁾의 실험과의 거의 일치함을 볼 수 있었으며 실험의 신뢰도를 향상시킬 수 있었다.

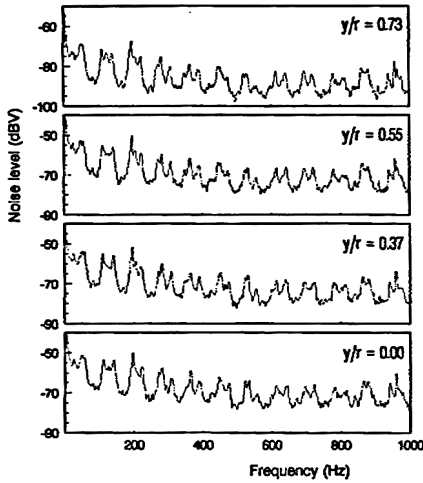


Fig. 9 Flow noise measured by using microphone before 180° bend without swirl for $Re=8 \times 10^4$

Fig. 10은 비선회유동의 경우와 마찬가지로, 시험관 상류 200mm 위치에서 $Re = 6 \times 10^4$ 이고 선회강도 $L/D = 0$ 일 경우에 주파수 응답을 나타낸 것이다. 여기서 $y/r = 0.55$ 지점에서 주파수 170 Hz 부근에서 강한 소음 성분이 존재함을 볼 수 있었다. 그러나 이 소음은 그 이외의 반경방향 지점에서는 관찰되지 않으므로 전파가 되지 않는 국소적인 현상으로 생각된다.

Fig. 11은 $Re = 8 \times 10^4$ 이고 선회강도 $L/D = 0$ 일때 곡관부의 상류부근에서 소음 수준을 주파수 함수로 표시한 것으로 반경방향 $y/r = 0.55$ 지점만은 확대하여 도시한 것이다. 여기서 주파수가 200 Hz에서 강한 소음 성분이 관찰되고 450Hz에서도 특이한 소음 형태가 관찰되었다.

이것은 관벽 근처($y=0.55$)에서 선회유동의 접선방향 속도에 의한 영향으로 여겨진다.

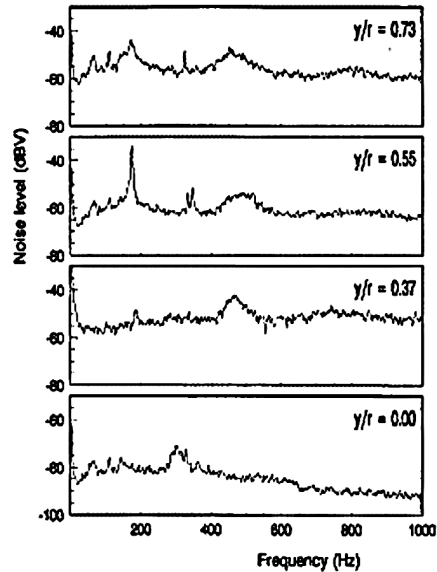


Fig. 10 Flow noise measured by using microphone before bend with swirl at $L/D=0$ for $Re=6 \times 10^4$

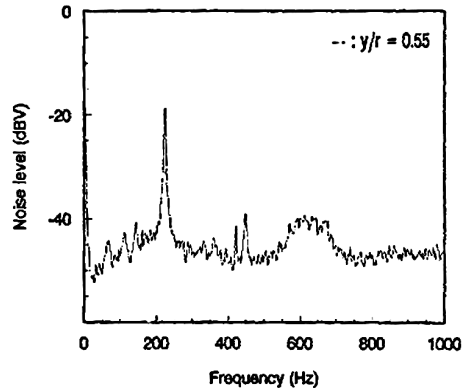


Fig. 11 Flow noise measured by using microphone before 180° bend at $L/D= 0$ with swirl for $Re=8 \times 10^4$

Fig. 12는 $Re = 8 \times 10^4$ 이고 비선회유동의 경우 곡관을 지난 하류 400mm 지점에서 소음 수준을 표시한 것으로 상류부분에서 측정한 Fig. 13과 거의 비슷한 수준의 소음을 보이고 있고, 주파수가 증가하면서 소음 수준은 감소하고 있다.

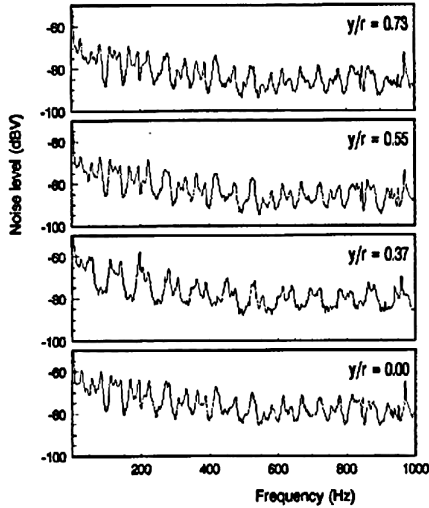


Fig. 12 Flow noise measured by using microphone after 180° bend without swirl for $Re=8 \times 10^4$

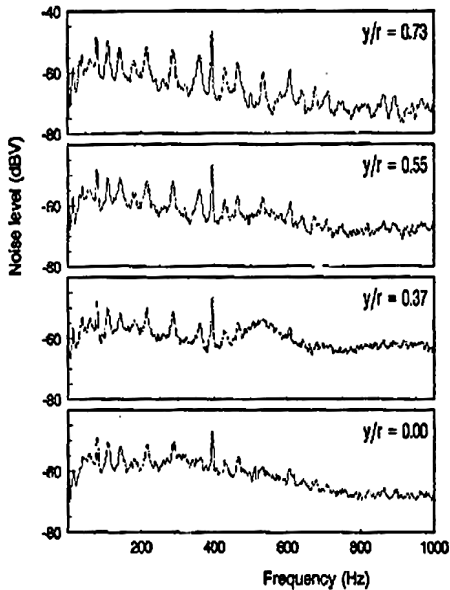


Fig. 13 Flow noise measured by using microphone after 180° bend at $L/D=0$ with swirl for $Re=8 \times 10^4$

Fig. 13은 $Re = 8 \times 10^4$ 이고 선회강도 $L/D = 0$ 일때 곡관부의 하류 부분에서 소음 수준을 표시한 것으로 관 전체에 걸쳐 주파수 400Hz에서 강한 소음 성분이 존재하였다.

이는 관 입구에서 발생된 강한 소음성분이 존재함을 볼 수 있다. 이는 관 입구에서 발생된 선회유동이 초기에는 국소적으로 위치하고 있다가 곡관부를 지나오면서 전 반경방향으로 확산되어 나타나는 현상으로 생각된다.

다만, 주파수의 범위에 차이를 보이는 것은 관내 Re 수 변화에 따른 속도 변화와 선회강도의 차이 때문으로 인해 발생하는 것으로 생각된다.

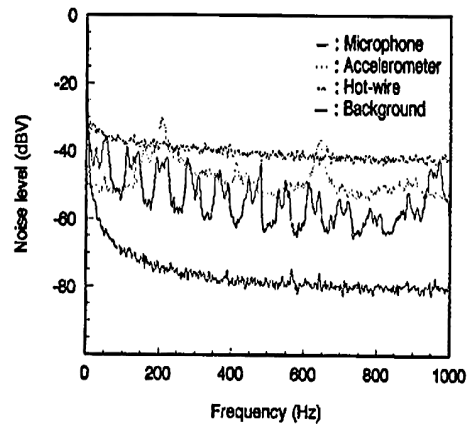


Fig. 14 Comparison of spectra at $y/r=0.37$ without swirl for 1×10^5

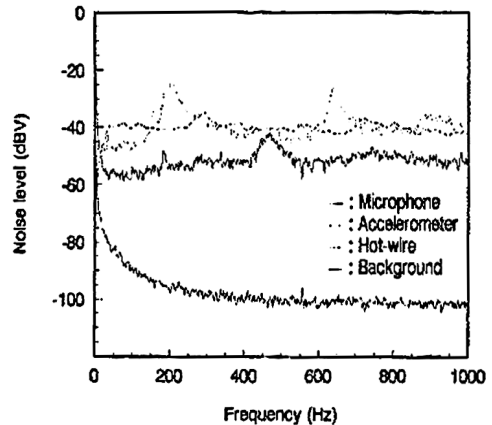


Fig. 15 Comparison of spectra at $y/r=0.37$ with swirl for 6×10^4

Fig. 14와 Fig. 15는 유동소음, 유동 및 진동 그리고 배경소음의 수준을 주파수함수로서 중첩하여 나타낸 것이다. 여기서 각각의 계측기로서 측정된 결과들의 물리적 크기는 직접적인 비교가 어려우나 주파수 특성들은 쉽게 교환될 수 있다.

Fig. 15는 $Re = 6 \times 10^4$ 이고 선회강도 $L/D = 0$ 그리고 무차원화 된 거리 $y/r=0.37$ 에서 여러 계측기로 실험한 배경소음과 유동소음은 전 주파수 영역에서 약 40dB 이상 차이가 나타남을 볼 수 있다.

이 차이는 선회유동에 의해서 기인된 것으로 생각 된다.

Fig. 16의 경우에는 열선풍속계에 의한 주파수 응답이 전 주파수 영역에서 거의 일정함을 볼 수 있다. 가속도계에 의한 응답은 200 Hz, 650 Hz에서 진동에 의한 강한 소음 특성을 관찰할 수 있다.

Fig. 14의 비 선회유동의 경우는 나타나지 않았던 약 170Hz의 주파수에서 다소 미약한 소음특성을 관찰할 수 있었다.

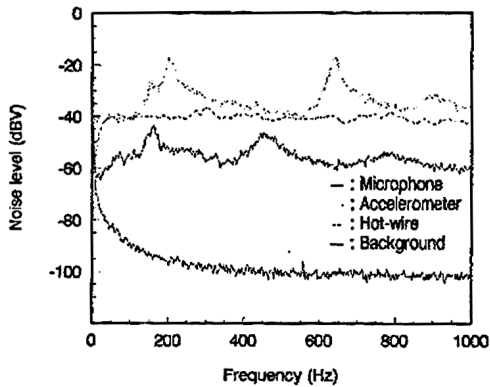


Fig. 16 Comparison of spectra along $y/r=0.37$ at $LD=7$ with swirl for 6×10^4

이것은 비선회유동의 경우 유동소음의 수준은 Re 수의 증가와 비례하여 증가함을 볼 수 있으며 주기성에 가까운 여러 피크들은 시험관 출구의 개방으로 인한 관내부의 음향적 소음에서 기인됨을 알 수 있다. 그리고 선회유동으로 인해 발생한 소음 특성은 반경방향으로의 전파성이 적으나 곡관을 지나 시험관 후류로 갈수록 전 반경방향으로 확산되어 나타났다.

5. 결 론

1. 가속도계의 진동특성에 대한 주파수응답으로서 각 Re 수의 경우 모두 200Hz, 400Hz, 그리고 640 Hz에서 특성이 쉽게 관찰되며 이 현상은 구조물의 구조진동으로 보이고 배경소음(background sound)의 경우와 마찬가지로 Re 수가 증가함에 따라 진동수준도 증가함을 알 수 있다.

2. 선회 유동으로 인하여 유발된 소음은 반경방향으로 전파성은 적으나 시험관 후류로 갈수록 선회강도가 감소함에 따라 전 반경 방향으로 확산되며 선회강도가 $L/D = 7$ 이고 $Re = 6 \times 10^4$ 인 경우 유동 소음의 특성 주파수인 170Hz에서는 구조적 진동을 발생시켰다.

3. 진동특성의 주파수응답으로서 전체적인 경향은 비 선회유동과 거의 일치하나 전체적으로 20dB 정도 높게 나타나 있으며, 이것은 선회유동에 기인된 것으로 생각된다.

4. 비 선회유동의 경우 유동소음의 수준은 Re 수의 증가와 비례하여 증가함을 볼 수 있으며 주기성에 가까운 여러 피크들은 시험관 출구의 개방으로 인한 관내부의 음향적 소음에서 기인됨을 알 수 있다. 그리고 선회유동으로 인해 발생한 소음 특성은 반경방향으로의 전파성이 적으나 곡관을 지나 시험관 후류로 갈수록 전 반경방향으로 확산되어 나타났다.

참고문헌

- [1] J. Thomson, "On the winding of river in alluvial planic, with remarkable on the flow of water round bend in pipe", Proc. K. Soc. London Ser. A 25, pp. 5-8, 1876.
- [2] I. Ellustice, "Flow of water in curved pipe", Proc. K. Soc. London Ser. Vol.85 A25, pp. 119-131, 1911.
- [3] W. R. Dean, "The streamline motion of fluid in a curved pipe", Philos Mag, Vol. 30, pp. 673-693, 1928.

- [4] H. Ito, "Pressure losses in smooth pipe bends", J. of basic engineering pp. 131-139, 1960.
- [5] Y. Agrawal, L. Talbot, and K. Gong, "Laser anemometer study of flow development in curved circular pipes", J. fluid Mech., Vol. 85, pp. 497-518, 1977.
- [6] T. Mullin and C. A. Greated, "Oscillatory flow in a curved pipe, part 1: The developing flow case", J. fluid mech. Vol. 98, Part 2, pp. 383 - 395, 1980.
- [7] J. A. C. Humphrey, and J. H. Whitelaw and G. Yee, "Turbulent flow in a square duct with strong curvature", J. Fluid Mechan., Vol. 103, pp. 443-457, 1981.
- [8] M. M. Enayet, and M. Yianneskis, "Measurement of turbulent developing flow in a moderately curved square duct", Int. J. Heat & Flow, Vol. 3, No. 4, pp. 221-224, 1982.
- [9] H. Iacovides, Momentum and Heat Transfer in Flow through 180° Bend of Circular Section, Ph.D Thesis, University of Manchester, 1986.
- [10] K. Sudo, M. Sumida, and Yamaane, "Secondary motion of fully developed oscillatory flow in a curved pipe", J. Fluid Mech., Vol. 237, pp. 198-289, 1991.
- [11] Tae-Hyun Chang and H. S. Lee, "An experimental study on swirling flow in a 90 degree circular tube by using particle image velocimetry", J. of Visualization, Vol. 6, No. 4, pp. 343-352, 2003.
- [12] B. Vonnegut, "A vortex whistle", J. Acoust. Soc. Amer., Vol. 26, pp. 18, 1954.
- [13] R. C. Chanaud, "Observation of oscillatory motion in swirling flows", J. of fluid mechanics, ASME, Vol. 21, pp. 111-127, 1965.
- [14] J. J. Cassidy, and H. J. Falvey, "Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown", JFM, Vol. 41, pp. 727-736, 1970.
- [15] S. Lebovich, "The structure of vortex breakdown", Ann. Rev. Fluid Mech, Vol. 10, pp. 221-246, 1978.
- [16] A. K. Garg, and S. Leibovish, "Spectral characteristics of vortex breakdown flow field", Phys. Fluids, Vol. 22, pp. 2053-2064, 1979.
- [17] Batch Thien Vu, Experimental Study of Turbulent Swirling Flows, PhD. Thesis, Cornell University, 1983.
- [18] Stahl B., and Michalke, "On noise generated by turbulence in a pipe downstream of a discontinuous area enlargement", Aero and Hydro-Acoustics JUTAM Symposium Lyon, pp. 385-392, 1985.

저 자 소 개



장태현(張泰鉉)

1942년 2월생, 1969년 동아대학교 기계공학과 졸업, 1971년 동대학대학원 기계과수료(공학석사), 1991년 12월 University of Wales(U.K) 대학원 기계공학과 수료(Ph.D), 2001년 5월 제6차 ASV'6(Asian Symposium on Visualization) 조직위원장 역임, 공조·냉동기계 기술사, 2005년 5월 마산시 문화상(학술부문) 수상 경남대학교기계자동화공학부 명예교수 현재, 한국과학기술정보연구원 전문연구위원