

## 밸브소음 스케일링에 관한 연구

°이재환\* , 이승배\*\*

### A study on Acoustic Similarity of Cavitaing Valve Noise

°Jae-Hwan Lee\* , Seungbae Lee\*\*

#### ABSTRACT

A constant flow-rate control valve provides effective distributions and controls of running water in a pipe system. The noise characteristics were measured to reveal the noise sources depending on pressure differences across a valve. Valve noise is mostly dominated by bubble dynamics under cavitating conditions. In this study, the sound powers from a flow control valve of constant flow rates are effectively normalized. Flow-excited dynamic systems for which there is no strong coupling between the flow and the system response can be described using a linear source-filter model. On this assumption, the normalized sound powers can be decomposed of noise source function and a response function. The source spectra in terms of cavitation frequency show cavitation events occuring at narrow banded frequicies greater than 10 kHz. There also possibly exist two kinds of cavitating modes based on our experimental data.

#### 1. 서론

공동(cavitation)소음 현상은 장치산업 분야에서 매우 해결하기 어려운 문제로 인식되어 왔다. 각종 기계 시스템의 내구성을 저하시키며, 특히 원자력

계통의 안정성을 취약하게 만들어 막대한 피해를 입히기도 한다. 일례로 호주에서는 공동현상의 피해로 원자력발전이 멈추어서 하루 500만불 이상의 손실을 입기도 했다.

최근에는 공동현상이 산업분야에서 환경소음을

\* : 인하대학교 기계공학과 대학원

\*\* : 인하대학교 기계공학과

일으키는 주요원인으로 부각되며, 그 비중도 점점 증가하고 있다. 공동소음(cavitation noise)의 가장 큰 문제는 소음원에 대한 정확한 해석과 이를 위한 소음 스케일링의 어려움이다.

오랜 시간동안 공동소음에 관한 다양한 연구가 진행되어 왔으나 아직 완전한 규명이 이루어지지 않은 상태이다. Hamilton등(1986)[1]은 Plesset[2]이 수정한 기포 운동방정식을 이용하여 기포유동소음을 실험적으로 연구하였다. Bistafa등(1989)[3]은 오리피스에 의해 생성되는 공동소음 스케일링 모델을 제시하였다.

Osborne과 Latorre(1992)[4]는 기포 운동방정식을 이용하여 이동하는 한 개의 공기방울에 대한 소음 해석을 시도하였다. Wang과 Brennen(1995)[5]은 기포군 소멸에 의한 소음 생성에 대한 해석 방법을 제시하였다. 국내에서는 아직 체계적인 연구활동이 미비한 상태이나 근래에 들어와서 선박과 원자력을 중심으로 다양한 연구가 시도되고 있다. 이재환과 이승배(1997)[6]는 조절 밸브 소음실험을 통해 공동소음이 밸브소음의 가장 지배적인 소음원임을 발견하였다.

본 논문에서는 먼저 펌프 및 배관의 유량 제어용으로 사용되는 밸브중 가장 많이 사용되는 정유량 조절 밸브의 한 모델을 택하여 밸브의 공동소음 특성을 파악한다. 본 연구에서 사용된 정유량 조절 밸브는 작동유량 Q의 값이 0.36m<sup>3</sup>/hr이며, 작동차압은 0.23에서 2.4기압의 범위를 가진 밸브를 채택하였다. 본 연구에서는 먼저, 밸브소음실험을 통하여 공동소음원 특성을 알아본다. 둘째로 기존에 제시된 음향학적 상사성에서 출발하여 공동소음 스케일링 방법의 새로운 모델을 제시하였다. 마지막으로 이를 통해 공동소음의 전달함수와 소음원함수를 구한 후, 밸브에서의 공동소음원 특성을 살펴 보았다.

## 2. 밸브의 구성 및 소음원

### 2.1 정유량 조절밸브의 구성

정유량식 조절 밸브는 오리피스의 단면적을 변화시켜 일정한 유량이 통과하도록 하는 밸브를 말

한다. 정유량식 조절 밸브는 밸브 몸통과 카트리지로 구성된다. 이러한 정유량식 조절밸브의 구조는 Fig 1.에 나타나 있다.

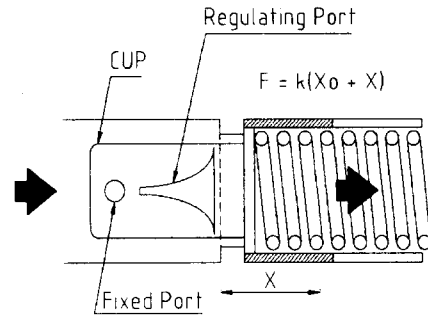


Fig 1. Schematic of Const-Flow Rate Control Valve

정유량 밸브의 유량식을 구하기 위하여 비압축성 질량보전 방정식과 베르누이 방정식을 적용하면,

$$Q = C_d E A_1 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (1)$$

여기서 E는  $(1 - [\frac{A_1}{A_2}]^2)^{-1/2}$  이다.

유체는 가변 오리피스 면적을 통과하면서 압력이 가장 낮은 곳이 생기게 되는데, 이곳을 밸브 유동목이라 말한다. 밸브 유동목을 통과한 유체는 밸브 출구에 도달하면 압력이 상승하게 된다.

위 식을 이용하면, 유량은

$$Q = C_v A_1 \sqrt{\Delta P} \quad (2)$$

여기서 C<sub>v</sub>는 유량계수로 밸브의 특성을 나타내는 중요한 계수가 된다. 본 실험에서 사용된 밸브의 C<sub>v</sub>는 2.741x10<sup>-3</sup>에서 3.99x10<sup>-3</sup>의 범위를 갖는다.

### 2.2 밸브의 소음원들

Allen(1976)[7]에 의해 정의된 조절 밸브의 주요 소음원은 크게 진동소음(Vibration noise), 수력소음(Hydrodynamic noise), 공력소음(Aerodynamic noise)으로 나눌 수 있다. 수력소음중 비공동소음

은 제트소음과 밀접한 관계가 있다. 비공동 소음은 오리피스를 통과하면서 발생하는 소음으로써 원래 사극자 음원을 가지나, 원통형의 파이프를 가진함으로 이극자 음원특성을 나타내게 된다. 또한, 공동소음은 기포 발생과 소멸의 주요한 원인이므로 단극자 음원을 가지게 되나, 기포군이 형성되면서 좀더 복잡한 형태의 소음 특성을 나타낸다.

### 3. 공동 소음의 스케일링 방법

공동소음 특성과 공동 진행 모델에 대한 조건들은 Levkovskii(1968)[8]에 의해 논의되었다. 공동소음과 진행에 대한 무차원 파이(PI)변수들 중 스트로울(Strouhal)수, 웨버(Weber)수, 프라우드(Froude)수 등은 공동 진행에는 종속적 변수이나, 공동소음에는 독립적이므로 제외한다. 공동소음과 관련된 변수들을 정리하면 다음과 같다.

$$\pi_1 = K(\text{공동수}) \quad (3)$$

여기서 K는  $(P_1 - P_v) / \Delta P$  이다. 여기서  $P_v$ 는 물의 증기압이다.

$$\pi_2 = R_0 / D \quad (\text{공동치수효과}) \quad (4)$$

여기서 D는 파이프 직경이며,  $R_0$ 는 기포최대반지름이다. 본 연구에서는  $R_0$ 를 참고논문[1]을 통하여 구하였다.

$$\pi_3 = f R_0 \sqrt{\rho / P_0} \quad (\text{공동주파수}) \quad (5)$$

여기서  $\rho$ 는 물의 밀도이며,  $P_0$ 는 기포소멸압력이다. 이때  $P_0$ 는  $P - P_c$ 이며, P는 기포외부압력,  $P_c$ 는 기포내부압력이다.

$$\pi_4 = p / P_0 \quad (\text{음압}) \quad (6)$$

여기서 p는 음압이다.

위 4가지 변수들중 공동소음의 스케일링을 위하여 식(3)을 공동현상이 최초로 일어나는 초기 공동수  $K_i$ 로 나눈다.

$$\pi_5 = \pi_1 / K_i = K/K_i \quad (7)$$

기포내부가 비어있다는 가정하에 이론적 기포소멸 시간은 식 (5)을 이용하여 구하면,

$$\tau_c \cong R_0 \sqrt{\rho / P_0} \quad (8)$$

식(7)과 식(8)을 조합하여 좀더 개선된 기포소멸시간을 구하면 다음과 같다.

$$\tau_c = (K/K_i)^n R_0 \sqrt{\rho / P_0} \quad (9)$$

여기서 n은 실험을 통하여 얻을 수 있으며, Bistafa[3]는  $-1.2 \pm 0.5$ 를 사용하였다.

위식을 바탕으로 공동소음원 함수를 찾기 위해 음향학적 유사성을 적용했다. Mongeu(1993)등[9]이 사용한 스펙트럴 분해법(spectral decomposition technique)을 적용한다. 먼저 밸브 소음파워(sound power)  $P_{ss}(f, C_v, K, \Delta P)$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.([3],[6],[7])

$$P_{ss}(f, C_v, K, \Delta P) \sim \Delta P^2 (K/K_i) R_0 \sqrt{\rho / P_0} C_v^2 \quad (10)$$

공동소음 스펙트럼 분해기법을 이용하면 식(10)은 다음과 같이 표시된다.

$$E(f_{ca}, He, x/D) = \frac{P_{ss}(f, \Delta P, C_v, K)}{\Delta P^2 (K/K_i)^{-1.2} R_0 \sqrt{\rho / P_0} C_v^2} \quad (11)$$

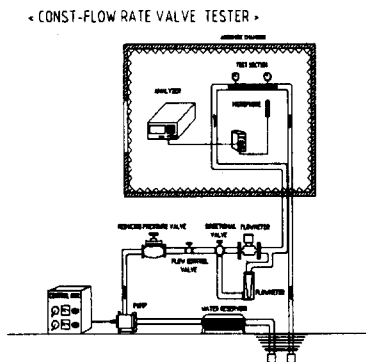
식 (11)은 전달함수와 소음원함수의 독립적 관계로 나타난 것이므로, 식(11)은 다음과 같이 쓸수 있다.

$$E(f_{ca}, He, x/D) = F(f_{ca})G(He, x/D) \quad (12)$$

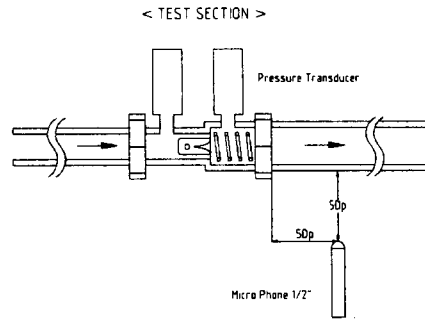
전달함수  $G(He, x/D)$ 는 헬름홀츠(Helmholtz)수의 함수로 나타내어지며, 공동소음원 함수  $F(f_{ca})$ 는 식 (5)의 공동주파수( $f_{ca}$ ) 함수로 나타내어 진다.

#### 4. 실험방법 및 결과

밸브 소음 측정을 위하여 국내 S사에서 제작한 유량이  $0.36\text{m}^3/\text{hr}$  이며 작동차압이 0.23에서 2.4기압인 정유량조절 밸브를 모델로 채택하였다. 작동차압내 유량의 변화는 설정유량의  $\pm 5\%$ 이상 차이가 나지 않아야 한다. 먼저 작동차압에 따른 소음을 측정하기 위하여 무향실에 정유량밸브를  $5D_p(D_p$ :파이프 직경) 높이의 위치에 고정시켰다. 정유량조절밸브 작동시 다른 부속장치에 의한 배경소음증가를 막기 위하여 테스트부를 제외한 모든 곳에 흡음처리를 했다. 밸브 입출구에 압력계를 장착하여 작동 차압을 측정하였다. 밸브의 소음 측정을 위하여 마이크로폰을 밸브 후류 방향으로  $5D_p$ , 파이프 벽면에서  $5D_p$  떨어진 곳에 설치하였다. 항상 물의 온도는  $20^\circ\text{C}$ 를 유지하여 밀도의 변화를 최소화 하였다. 또한, 작은 격자의 스크린을 이용하여 작동 유체 속의 미세한 불순물을 제거한 후 실험을 반복하였다. 작동차압을  $0.05\text{kgf}/\text{cm}^2$ 씩 변화시키며 밸브의 소음을 ICP형 마이크로폰과 FFT를 이용하여  $20\text{kHz}$ 까지 측정하였다. 반복 측정횟수는 3회이며, 각각은 평균을 위하여 100회 실시하였다. Fig. 2는 밸브 소음실험 장치도를 나타내고 있다.



(a) Schematics of Valve Noise Measuring Setup



(b) Positions of Pressure transducers and Microphone

Fig 2. Experimental Setup for Valve Noise and Differential Pressure Measurements

Fig 2.와 같은 실험장치를 통해 밸브소음 스펙트럼을 측정하였으며, 각 작동차압에 따른 음압레벨을 구하였다. 밸브내 유체유동속에서 압력이 증기압력이하로 내려갈 때 작동유체가 액상에서 기체로 기화하게 되면서 기포 생성에 의한 단극소음이 발생하게 된다. 이런 공동현상의 발생 전·후에 걸쳐 음압레벨은 크게 상승한다. 발생 전에는 체트소음이 밸브 주소음원이며, 발생 후에는 공동소음이 밸브 주소음원이 된다.

Fig 3.과 Fig 4.는 작동차압에 따라 변하는 공동계수  $C_a$ 와 유량계수  $C_v$  및 음압레벨을 무차원화한 그림들이다.

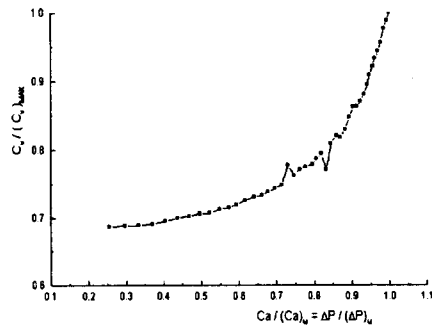


Fig 3. Normalized Cavitation Coefficient( $C_a$ ) Vs. Flow Coefficient( $C_v$ )

여기서 공동계수  $C_a$ 는  $\Delta P / (P_1 - P_v)$  이다. 이 때  $P_1$ 은 밸브 입구의 압력이며,  $\Delta P$ 는 밸브의 작동 차압이다.

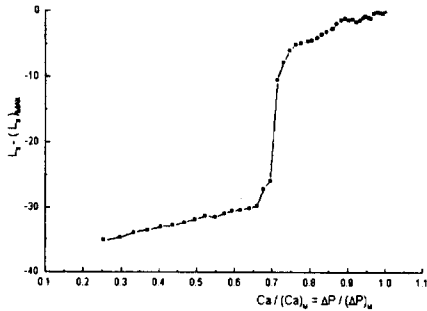


Fig 4. Normalized Cavitation Coefficient( $C_a$ ) Vs. Sound Power Level

Fig 4.에서 보는 것처럼  $C_a$ 의 증가에 따라 음압레벨이 급격하게 증가함을 알 수 있다. 본 실험용 밸브의 경우에는 작동차압이 0.95기압에서 1.15기압의 범위에서 급격한 변화가 일어난다. 이것은 공동 현상이 발생하기 때문이다. 본 연구용 정유량밸브의 임계공동계수  $C_{a1}$ 는 약 0.4318임을 알 수 있다. Fig 5.는 밸브 유동목을 지나는 유속에 따른 소음 파워의 변화를 보여준다.

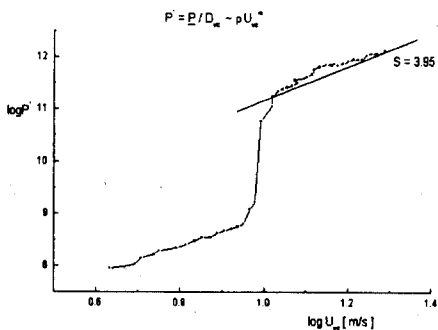


Fig 5. Normalized Sound Power Level Vs. Mean Velocity at Vena Contractor

Fig 5.로부터 공동소음이 완전히 발달한 지역에서는 소음파워(sound power)가 유속의 약 4승으로

비례함을 나타낸다. 즉, 공동소음은 우리가 예측한 바와 같이 단극자 음원임을 알 수 있다.

Fig 6.은 공동계수별 주파수와 음압레벨을 나타낸다. Fig 6.에서 보는 것처럼 공동계수가 증가하면서 전체 음압레벨이 증가하는 것을 알 수 있다.

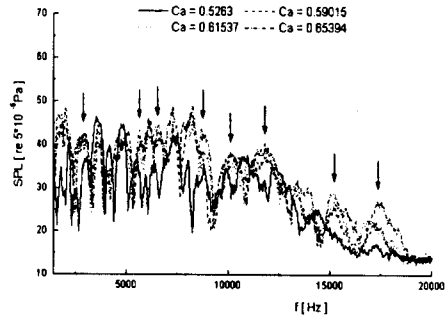


Fig 6. Comparison of Sound pressure level Vs. Frequencies at Each Cavitation Coefficient

또한 10kHz내의 주파수에서의 값보다 10kHz이후의 주파수에서의 값이 더 큰 폭으로 상승하고 있으며, 공동소음이 고주파수 영역에서 크게 성장하는 것을 보여준다. 이는 Outa등(1986)[10]의 다양한 밸브 소음실험에 의해 증명된 바 있다.

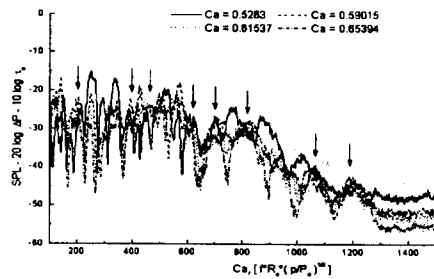


Fig 7. Comparison of Normalized Sound Pressure Levels Vs. Cavitating Frequency Parameter

Fig 7.은 식(12)를 이용하여 각 공동계수( $C_a$ )별로 스케일링 하였다. Fig 7.로부터 Fig 6.에 비하여 주파수의 최대점들이 일치하는 것을 알 수 있으며, 이는 식(12)의 스케일링이 비교적 정확한 것을 나타낸다.

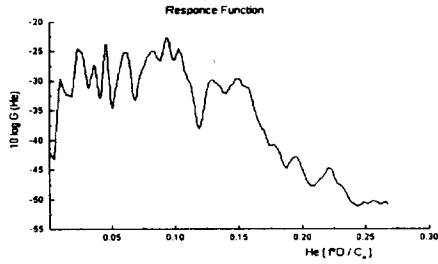
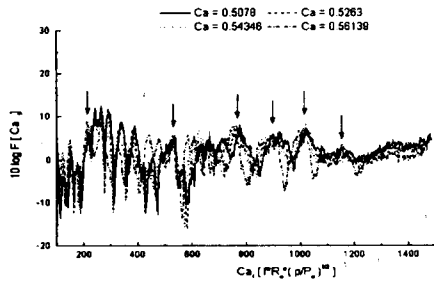
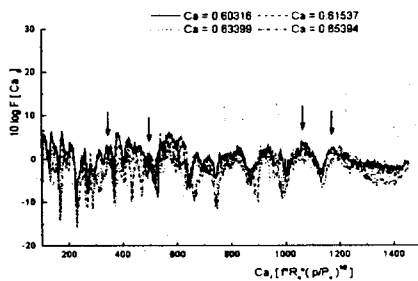


Fig 8. Respose Fuction of Cavitating Noise Vs. Helmholtz(He) Numbers

Fig 8.은 식(12)를 이용하여 구한 전달함수  $G(He, x/D)$ 를 헬름홀쯔(Helmholtz)수로 나타낸 결과를 보여 준다.



(a) Low Cavitation Coefficients



(b) High Cavitation Coefficients

Fig 9. Source Spectral Distribution Function Vs. Cavitating Frequency

Fig 9.는 Fig 8.에서 나타난 전달함수를 이용하여 각 공동계수  $C_a$ 별 소음원함수  $F(f_{ca})$ 를 구하였다. Fig 9.의 (a),(b)는 Fig 6.과 비교하여 볼때 스케일링이 비교적 잘 되었으며 소음원 형태도 일치함을

알수 있다. 또한 공동계수 범위 따라 소음원 모드가 다르게 나타남을 소음원 함수로 부터 알수있다.

## 5. 결론

본 실험을 통하여 조절밸브내 유체 유동소음은 공동소음에 의해 크게 지배받는다는 것을 알 수 있다. 특히 밸브 소음은 공동발생 후 포트 유속속도의 3.95승에 비례하였다. 이는 공동소음이 단극 자음원을 갖음을 나타낸다.

음향학적 상사성을 이용한 스케일링 방법을 통하여 주파수별 공동소음크기가 작동차압과 공동수 그리고 유량계수의 함수라는 것을 알 수 있다.

소음원 함수는 공동현상이 발생시 스토로울수 보다는 무차원 공동 주파수에 의해 지배를 받게 된다. 공동소음은 주로 10kHz이상의 범위에서 더 크게 성장한다는 것을 알수 있다.

그리고 공동소음의 발생시 공동계수의 범위에 따라 다른 모드의 소음원을 갖게됨을 알 수 있다.

## 6. 참고문헌

- [1] M.F. Hamilton, D.E. Thompson & M.L. Billet, "An Experimental Study of Travelling-Bubble Cavitation Noise," J. of Fluids Eng., Vol 108, 1986, pp. 241-247
- [2] M.S. Plessert, "The Dynamics of Cavitation Bubbles," J. of Applied Mechanics, Vol.16, 1949, pp. 277-282
- [3] S.R. Bistafa, G.C. Lauchle & G. Reethof, "Noise Generated by Cavitation in Orifice Plates," J. of Fluids Eng., Vol 111, 1989, pp. 278-289
- [4] G.E. Osborne & R. Latorre, "Numerical modeling of cavitaion bubble behavior and noise," Naval Engineers Journal, 1992, pp. 36-45
- [5] Y.C. Wang & C.E. Brennen, "The noise generated by the collase of cloud of cavitation bubbles," ASME/JSME Fluids Eng. Conference & Exhibition, Aug 13-18, 1995, pp. 17-29

- [6] 이재환, 이승배, "정유량 조절 밸브의 소음 해석," 대학기계학회 춘계학술대회 논문집(B), 1997, pp. 434-438
- [7] L.L. Faulkner, *HandBook of industrial noise control*, Industrial Press. Inc., 1976, pp. 473-565
- [8] Y.L. Levkovskii, "Modeling of Cavitation Noise," *Sov. Phys. Acoust.*, Vol 13, 1968, pp. 337-339
- [9] L. Mongeau, D.E. Thompson, D.K. McLaughlin, "Sound generation by rotating stall in centrifugal turbomachines," *J. Sound & Vib.*, Vol. 163(1), 1993, pp. 1-30
- [10] E. Ota, K. Tajima, T. Machiyama, F. Inou, "High frequency vibration control valves at low openings due to cavitation development", *International Symposium on cavitation & multiphase flow noise*, 1986, pp. 31-40