

유체기계에서 부의 음원 임피던스의 원인에 관한 고찰

A Review of the Possible Causes of Negative Source Impedance in Fluid Machines

이 정 권*, Keith S. Peat**
(Jeong-Guon Ih*, Keith S. Peat**)

*한국과학기술원 기계공학과, **영국 러프버러대학교 수학과
(접수일자: 2001년 1월 9일; 채택일자: 2001년 3월 5일)

대부분의 유체기계는 일정 조건하에서는 주기적인 소음원으로 간주될 수 있으며, 소음원 및 관련 덕트의 음향계를 주파수영역으로 표현이 가능하게 되는데, 음원은 주파수의 함수인 음원강도와 음원 임피던스로 표현된다. 이들 변수를 알아내기 위하여는 다양한 이론적, 실험적 방법이 있으나, 고속, 고온, 고강도의 유체 기계와 같은 단일 연결구를 갖는 음원에 대하여는 다양한 길이의 많은 관들을 부하로 사용하는 다부하법만이 적용 가능하다. 문제는 이 다부하법을 적용했을 때, 음원 임피던스의 실수부가 부의 값을 갖는 경우가 많다는 점이다. 본 논문에서는 이 문제의 명확한 원인분석을 위한 일환으로서, 다양한 이론적 실험적 결과에 대한 분석을 바탕으로 하여 가능한 여러 가지 원인에 대한 물리적 조사 결과를 보이고, 분석 결과에 대한 새로운 해석을 통해 기본 가정의 위배와 함께 다부하법 자체의 문제점을 제시한다. 유체 기계 덕트에서는 다른 무엇보다도 음원의 시변성이 부의 음원저항을 낳는데 가장 큰 영향을 미치게 되며, 부하 임피던스가 최종 결과에 지대한 영향을 미치게 된다.

핵심용어: 유체기계, 덕트, 음원 임피던스, 다부하법, 소음기

투고분야: 소음 및 공력음향 분야 (10.1)

Most fluid machines can be considered as periodic noise sources when operated under constant conditions, which allows for a frequency domain representation of the source and the associated acoustic field in the duct. In such a representation, the source is characterized by frequency-dependent values of both strength and impedance. Although knowledge of these values can be gained by either experimentation or by modeling, one-port acoustic characteristics of an in-duct source with high flow velocity, high temperature, and high sound level can be measured only by the multiload method using an overdetermined set of open pipes with different lengths as applied loads. However, the problem is that negative source resistances have been often measured. This paper reviews the possible causes of the problem, with reference to experimental and theoretical results, in an attempt to clarify the issue. A new interpretation is given for the violation of basic assumptions and the defect in the algorithm of multiload method. The major cause and mechanism of the problem is due to the violation of time invariance assumption of the source and the load impedance can seriously affect the final measured result of source impedance.

Keywords: Fluid machines, Duct, Source impedance, Multi-load method, Mufflers

Ask subject classification: Noise and Aeroacoustics (10.1)

I. 서론

내연기관 엔진의 흡/배기계의 음향 특성을 모델링하기 위하여 여러 가지 기법이 사용될 수 있다. 그 중 가장 널리 쓰이는 것은 선형 주파수영역 모델링 기법으로서[1], 다른 방법들에 비해 빠를 뿐만 아니라 상용화된 소음기와 같이 복잡한 내부구조를 현실적으로 잘 표현할 수 있도록 해 준다. 이 방법의 주된 단점으로는 비선형이며 시변적인 (time-varying) 음원의 특성을 정확하게 알 수 없다는 점이다. 이 문제를 배기계의 관점에서 Fig.1에 개괄적으로 보여 주고 있는데, 배기밸브 이후의 하류에 있는 모든 것은 엔진에 대한 부하인 Z_L 로 표현된다. 단일 주파수만을 고려한 선형, 시불변 엔진-배기계 모델에 대한 등가 전기 회로가 Fig.1(b)에 표시되고 있는데, 여기서 다음의 관계가 만족된다:

$$P_{s_n}(\omega_n) - P_n(\omega_n) = Z_{s_n}(\omega_n) V(\omega_n) \quad (1-a)$$

$$P_n(\omega_n) = Z_{l_n}(\omega_n) V(\omega_n) \quad (1-b)$$

Fig.1에서, 계는 마하수 M 의 평균류가 있으며, P_n 은 미관에서의 방사 음압, 식(1)에서의 지수 n 은 개별적 변동 부하를 나타낸다.

계의 음향성능 평가 지수에 따라 요구되는 음원의 데이터는 다르지만, 음원 임피던스 (source impedance) Z_s 는 항상 필요한 값이며, 때에 따라서는 주파수 ω_n 에 따른 음원강도 (source strength) P_s 도 필요하게 된다. 알려진 바와 같이 음원 임피던스는 저항 (resistance)과 리액턴스 (reactance)로 이루어진 복소수 값이다. 음원 데이터는 직접 또는 간접법에 의한 실험에 의해 구할 수 있다. 직접법은 부하측의 어딘가에 위치한 실제 음원보다 더 큰 부가적 음원이 필요하게 된다. 이와 같은 경우 수동적 종단 (passive termination)에 대한 기존의 방법[2-7]에 의해 측정될 수 있다. 그러나, 내연기관에 있어서는 큰 부가적 음원을 구

하기 힘들고, 실령 구하였다 하더라도 이에 따른 비선형성이 대단히 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서, 내연기관에 대해서는 간접적 측정법이 쓰일 수 있으며, 이를 이용하면 음원강도와 음원임피던스를 동시에 구할 수 있는 부차적인 이점이 있다.

간접법에서는 같은 음원에 대해 두개 혹은 그 이상의 변화된 부하 (load)를 적용하는데, 위상 정보가 사용될 경우에는 최소한 두개의 부하가 쓰이고[8], 그렇지 않은 경우에는 일반적으로는 적어도 네 개의 부하가 사용된다 [9,10]. 측정오차의 영향을 줄이기 위하여는 다수의 부하가 요구되는데[11-13], 과결정 (overdetermined)된 계에 대한 일종의 평균화를 시키게 된다.

II. 본론

2.1. 관찰 결과 요약

스피커, 웬, 송풍기 등은 직접법으로 측정된 결과가 있으며 항상 양의 값을 보여 준다. 내연기관 배기계에 있어서 직접법의 적용에 대한 비선형 해석의 결과에서도 양의 저항이 계산됨을 볼 수 있다[14]. 그러나, 간접법의 적용 결과에 대해서는 약간 상치된 결과들을 볼 수 있다[12,13]. 4부하법 (four-load method)은 스피커, 웬, 송풍기 등의 음원에 대해 넓은 저주파수 영역에서 부의 음원 저항치를 보인다. 2부하법 (two-load method)에 의하여는 스피커 음원에 대해 거의 대부분 양 (positive)의 저항치를 남겨 한다. 다부하법 (multi-load method)을 적용하면, 스피커, 웬, 송풍기의 경우에는 양의 저항을[12,13], 내연기관에 대해서는 Fig.2에서 보이는 바와 같이 대부분 부 (negative)의 저항치를 측정하게 된다. 이러한 결과에도 불구하고, 측정된 음원 임피던스 및 음원강도 데이터를 임의의 부하에 대해 적용하여 방사되는 음압 레벨을 예측하면 Fig.3에서 보이는 바와 같이 실측치와 매우 잘 일치함을 관찰할 수 있다.

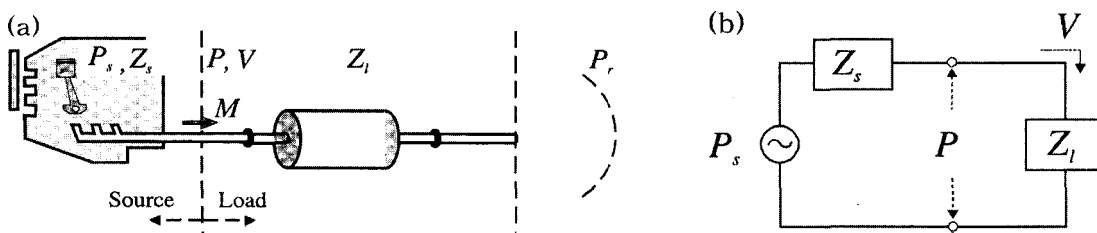


그림 1. 음원-부하 모델 (a) 실제 음향 음원-부하계 (b) 전기-음향 유사 회로
Fig. 1. Source-load model, (a) acoustic source-load system, (b) electro-acoustic circuit.

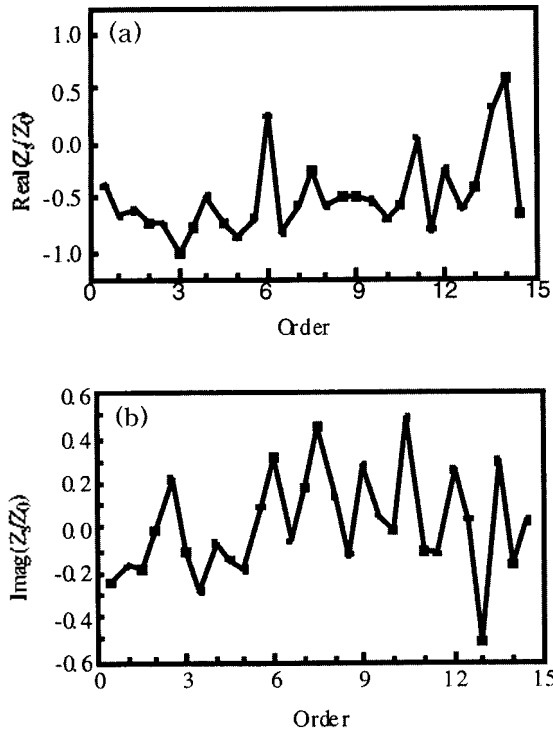


그림 2. 내연기관 배기계에서 측정된 음원 특성¹³ (V6 가솔린 엔진, 2500RPM, 고정된 최대 엔진 부하, 미관에서 유속 =46m/s (M=0.11), 가스 온도 T=170°C (c=421.9m/s)) 13개의 보정 부하(0.15~2.50m) 측정에 사용됨 (a) 음원 저항; (b) 음원 리액턴스

Fig. 2. The measured source characteristics for the exhaust of an internal combustion engine¹³ (V6 gasoline engine, 2500RPM, fixed full engine load, flow velocity in tailpipe=46 m/s (M=0.11), gas temperature T=170°C (c=421.9 m/s)). Thirteen calibration loads (0.15~2.50m) are used in the measurement: (a) source resistance; (b) source reactance.

몇몇 선형 연구자들은 내연기관 배기계의 음원 임피던스가 무반사 종단에 매우 가깝다고 보고하였지만, 실제의 임피던스는 이와 달리 그 스펙트럼이 많은 산과 골을 가지고 있는 것이 보통이다. 대개 비 (specific) 음원저항은 -2.5~+1, 비 음원 리액턴스는 -1~+2에 대부분의 피크 및 주요부분이 밀집되어 있다.

2.2. 부의 음원 저항

부의 음원 임피던스는 실제로 문제가 되는 것일까? 이에 대해 생각하기 위해 우선 다음과 같은 사항에 대해 고찰을 해 보기로 한다: 정지해 있는 매질에서 양의 방향으로 전파되고 있는 파동의 시간평균된 인텐시티는 p^+ 가 음파의 진폭일 때 $I^+ = (p^+)^2/2\rho c$ 로 표시될 수 있다, 여기서 ρ 는 매질의 평균 밀도, c 는 음속을 나타낸다. 이 파동

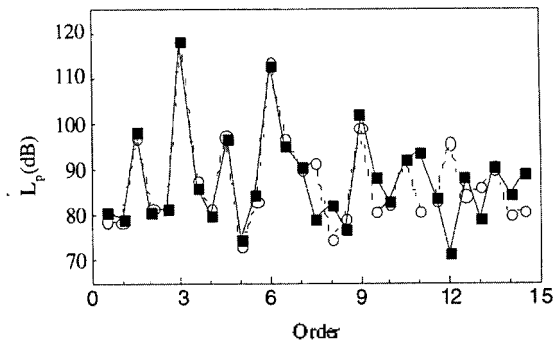


그림 3. 그림 2의 내연기관 배기계의 미관 방사구에서 0.5m 떨어진 지점에서의 방사 음압 레벨¹³ 비교는 1.05m 길이의 시험 부하에 대해 행하여 졌음: ■, 예측치; ○, 측정치
Fig. 3. A comparison of the radiated sound pressure level at 0.5m from the tailpipe outlet of exhaust system of an IC engine in Fig.2.¹³ The comparison is made for the test load of 1.05m in length: ■, predicted; ○, measured.

이 반사계수 R 을 갖는 수동적 임피던스 경계를 만날 때, 반사파의 인텐시티는 $I^- = (Rp^+)^2/2\rho c$ 가 된다. $|R| \leq 1$ 이므로 반사파는 당연히 입사파보다 인텐시티가 작게 된다. 종단의 무차원화된 임피던스를 $\zeta = r + ix$ 로 표현하면, r 은 저항 x 는 리액턴스를 의미하게 되는데, 다음의 관계에 의해 저항은 명백히 양의 값을 갖게 된다:

$$|R|^2 = \frac{(r-1)^2 + x^2}{(r+1)^2 + x^2} \leq 1. \quad (2)$$

이 조건을 위배한다는 것은 종단에 에너지원이 있다는 의미를 갖게 된다. 그러나, 종단이 개방된 덕트의 저주파수 특성에 관한 이론적[15] 실험적인 결과들 모두 $|R|$ 이 1보다 아주 약간 작은 결과를 보여 준다. $|R|$ 이 작기 때문에 r 은 영에 가깝고, 따라서 측정오차가 있는 경우에는 저항치 r 이 부의 값으로 될 수 있게 된다.

2.3. 음원의 비선형성 효과

Ingard와 Ising[16]은 구멍에 높은 음압레벨이 걸릴 때에는 비선형적으로 응답하여, 구멍내의 입자속도는 $u \approx \pm C[(2/\rho)\Delta p]^{1/2}$ 이 됨을 실험적으로 보여 주었다. 여기서, Δp 는 구멍의 출입구에 걸친 음압의 차이이며, 날카로운 모서리를 가진 구멍에 대하여는 계수 $C \approx 0.61$ 이 쓰인다. 따라서, Fig.1(b)로부터, 높은 음압을 갖는 음원부위가 구멍을 통해 나머지 계와 연결되어 있는 경우, V 가 체적속도일 때 다음 식이 만족된다:

$$P_s - P \approx \rho V |V| / (2C^2 a^2), \quad P = Z_s V. \quad (3)$$

여기서, α 는 구멍 면적의 함수이다. Ingard[17]는 음원 음압 P_s 가 특정한 단일 주파수로 작용할 때, 식 (3)을 푸리에 (Fourier) 분석하게 되면 V 가 (따라서 P 도) ω_n 이라는 주파수의 고조파 (harmonics)를 갖게 됨을 밝혔다. 따라서, 식 (1a,b)로부터 아래의 식을 얻을 수 있다:

$$0 - Z_1(\omega_n)V_n = Z_s(\omega_n)V_n, n \neq 0. \quad (4)$$

수동적인 부하 임피던스가 항상 양의 값을 갖기 때문에, 음원 임피던스의 실수부는 부의 값이 된다.

또 다른 원인으로서는 큰 진폭을 갖는 음향 모드 (mode) 간의 에너지 전달에 따른 비선형성에 의해 부의 음원 임피던스가 생겨날 수 있다[18]. 강력한 피크들이 존재하는 경우, 한 가진 주파수에서 다른 주파수들로의 에너지 전달이 있을 수 있고, 이때, 에너지를 받는 주파수에서는 추가적인 에너지의 존재에 의해 부의 저항치를 나타낼 수 있다.

음원의 다른 비선형 기계들도 고려될 수 있는데, 이러한 기계들에 의해 모드간의 에너지 전달이 발생하는 경우에는 몇몇 모드에서 부의 저항치가 나타날 가능성이 있게 된다.

2.4. 음원의 시변성 효과

다음의 식에 의해 지배되는 이상화된 시변, 선형 음원을 고려할 수 있다:

$$\rho c V(t) = A(t) [P_s(t) - P(t)], \quad (5-a)$$

$$A(t) = \begin{cases} C, & 0 < t < T/2, \\ 0, & T/2 < t < T. \end{cases} \quad (5-b)$$

여기서, $A(t)$ 는 주기 T 에 따라 주기적인 밸브의 개방 면적을 의미하고, C 는 임의의 상수이다. 각 변수들은 다음과 같이 복소 푸리에 수열로 표시될 수 있다:

$$A(t) = \sum_{j=-\infty}^{+\infty} A_j \exp(i 2 \pi j t / T), \quad (6-a)$$

$$V(t) = \sum_{j=-\infty}^{+\infty} V_j \exp(i 2 \pi j t / T), \text{ etc.} \quad (6-b)$$

첫번째 N 개의 모드만을 고려한다면, 식 (5)에서 다음과 같은 행렬식을 얻어 낼 수 있게 된다:

$$\rho c \begin{bmatrix} V_{-N} \\ \vdots \\ V_0 \\ \vdots \\ V_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_0 & \cdots & A_{-N} & \cdots & A_{-2N} \\ \vdots & A_0 & \vdots & \vdots & \vdots \\ A_N & \cdots & A_0 & \cdots & A_{-N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & A_0 & \vdots \\ A_{2N} & \cdots & A_N & \cdots & A_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{S-N} - P_{-N} \\ \vdots \\ P_{S0} - P_0 \\ \vdots \\ P_{S+N} - P_N \end{bmatrix} \quad (7)$$

또는 어드미턴스 (admittance) 행렬 표현 $[A]$ 를 써서 [20],

$$\rho c \{ V \} = [A] \{ P_s - P \}. \quad (8)$$

이 식을 선형 음원 모델식인 식 (1)에 대입하면, 음원 임피던스는 기본 가정에 위배된 주파수 불변량이 된다: 즉, $A(t) = A_0$ 및 $Z_s(\omega) = 1/A_0$. 식 (8)은 부하 임피던스를 이용하여 아래와 같이 다시 쓸 수 있는데, 여기서 $[Z]$ 는 $j\omega$ 항에 Z_b 를 갖는 대각행렬 (diagonal matrix)이다:

$$\rho c \{ [A] [Z] + [I] \} \{ V \} = [A] \{ P_s \}. \quad (9)$$

여기서, $[I]$ 는 크기 1을 갖는 대각행렬이다. 그러므로, 주어진 음원 압력 $\{P_s\}$, 밸브 운동 $[A]$, 부하 $[Z]$ 에 대해, 식 (9)는 $[V]$ 에 대해 풀 수 있고, 따라서 식 (1b)에 의해 $[P]$ 를 구할 수 있게 된다. 이러한 방법은 여러 부하에 따라 반복되며, 그 결과는 식 (1)로부터 유효 음원 임피던스를 얻기 위해 쓰이는데, 이는 다부하법을 해석적으로 적용한 것과 같다.

예제로서, 일정 음압 P_s 를 갖는 음원이 반주기 동안에는 밸브가 완전히 열려 있고, 나머지 반주기 동안에는 완전히 닫히는 상황을 고려 하였다. 계산에 있어서 반주기 동안 밸브가 닫힌 조건이란 $Z_s(t) \rightarrow \infty$ 임을 의미하므로, 충분히 많은 모드에 대해 계산한다면 비유일성문제가 발생하게 되므로, 어드미턴스 행렬만이 쓰이게 된다. 두개의 부하를 사용하고 실험 오차가 없다고 가정하면, 시불변인 음원에 대해 첫 열 개의 모드가 Fig. 4와 같이 나타난다. 음원 임피던스의 실수부가 종종 부의 값을 가지며 어드미턴스나 임피던스 행렬의 요소들과는 비슷한 특성이 없으나, 사용된 부하의 특성의 변화에 따라서는 서로 다른 특성을 산출한다. 그럼에도 불구하고 임의의 부하의 적용시 방사되는 음압레벨을 임의의 두개 부하의 결과로부터 예측하면 어드미턴스 행렬을 거의 완전하게 가깝게 매우 크게 적용하여 해석치에 가깝게 만든 후의 결과와 거의 같다.

2.5. 정상 유동 (steady flow)에 의한 효과

양의 방향으로 마하수 (Mach number) M 의 정상류에 음파가 함께 전파될 때의 전방 진행과 후방 진행과의 음향 인텐시티는 2.2절에서 나타낸 바와 같은데, 역시 $I^- \leq I^+$ 가 되며 특히 이 경우에는

$$|R|^2 = \frac{(r-1)^2 + x^2}{(r+1)^2 + x^2} \leq \frac{(1+M)^2}{(1-M)^2} \quad (10)$$

를 의미하므로, $r < 0$ 이 되는 기회가 생기게 된다[18]. 실제로 이러한 상황은 유동이 있는 배기 종단구에서 저주파수

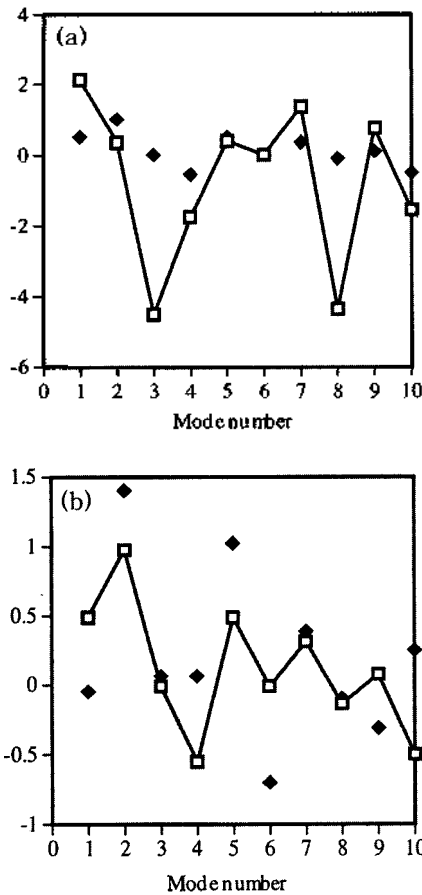


그림 4. (a) 음원 임피던스 (b) 음원 어드미턴스
Fig. 4. (a) Source impedance, (b) source admittance.

대역에 존재함이 이론적, 실험적으로 입증되어 있고 Fig. 5는 이를 보여 준다.

그렇다면 대류효과만으로 부의 음원 임피던스 현상을 설명할 수 있는가에 대한 의문을 갖게 한다. 흡기쪽에서는 음원 측으로 접근하는 음파는 유체의 흐름 방향과 같으므로 음원에 의해 반사되는 경우 $|R| > 1$ 이 되는 경우가 물리적으로 가능하여져서, 음원 저항이 $r < 0$ 으로 되는 것이 가능하다. 한편 배기쪽에서는 음원을 향해 오는 음파의 방향이 정상 유동의 방향과 반대이므로 식 (10)의 M 이 부의 값으로 되고, 따라서 $r > 0$ 이 된다. 부의 음원 임피던스는 흡/배기계 양쪽에서 모두 관찰되고 있으므로, 이 기제는 흡기계 측에서만 부의 음원 저항에 영향을 미칠 뿐이라는 점에서 흡기측에서의 주된 기제라고 생각하기는 어려운 일이다.

2.6. 기타 요인들에 의한 효과

사실상 다른 여러가지 요인들이 음원 저항을 부의 값으로 만드는 데에 기여를 할 수 있다고 생각될 수 있다. 배기

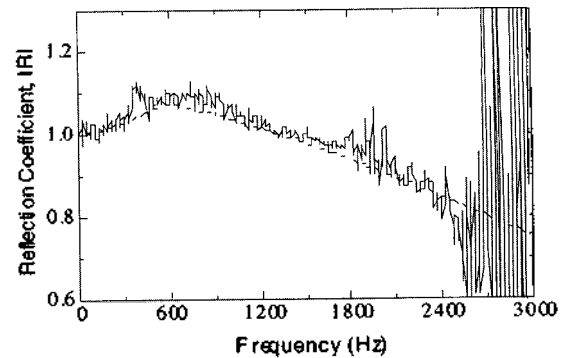


그림 5. 평균류가 있을 때 열린 종단의 음압 반사계수 ($M=0.1$): —, 3개의 마이크로를 이용한 측정치⁷; - - -, Munt에 의한 이론치²¹
Fig. 5. Pressure reflection coefficient in the presence of mean flow ($M=0.1$): —, measured using three-microphone technique⁷; - - -, theoretical result by Munt.²¹

계 측에서는, 밸브의 하류측에 생기는 강력한 와류 (eddy)에 의해 유동 소음이 발생될 수 있는데, 대개 이러한 음원들은 명확히 고려되지 않게 되므로 가상적 음원면에서의 에너지 증가로 해석되어져서 부의 임피던스를 낳게 되는 결과를 초래할 수 있다. 흡기계 측에서는, 이러한 와류가 밸브의 안쪽에 생기게 되므로, 음원 임피던스가 부인 점을 생각해 본다면 이 요인이 배기계측의 주요인이 될 수 없다고 생각하게 한다.

마찬가지로 밸브의 하류측에서는 난류의 일반 레벨이 매우 높아서, 임피던스의 국부적인 변화를 초래할 수 있으므로 이 역시 부의 임피던스의 한 원인이 될 수 있다. 예를 들어 위치에 따라 변하는 대류효과는 파면을 변화무쌍하게 굴절시켜서 중국에는 복잡한 간섭을 일으키게 한다. 그러나 이 역시 난류가 덕트측에 생성되는 배기계에서만 유효한 것이라 할 수 있다.

배기계 측에는 강한 온도 구배 (gradient)가 형성되므로 국부적으로 임피던스를 변화시키게 되고 이에 따라 부의 저항값을 가질 수 있지만, 이 역시 온도가 거의 일정한 흡기계 쪽에서 발생하는 같은 현상을 설명할 수 없게 된다. 간접법을 적용할 때의 가정은 음원이 부하에 따라 변하지 않는다는 것이지만, 이는 완벽히 정확한 것은 아니다. 그러나 이에 따른 오차는 매우 작아서 실제로는 음원 저항을 과소평가할 수 있을 뿐만 아니라 과도 예측할 수도 있게 된다.

미판이나 관벽에서 방사된 음이 음원측에 채투과 됨에 따라 부의 임피던스를 형성할 수도 있으나, 일반 배기관의 크기 및 두께를 고려하여 전달손실 값을 예측하여 보면

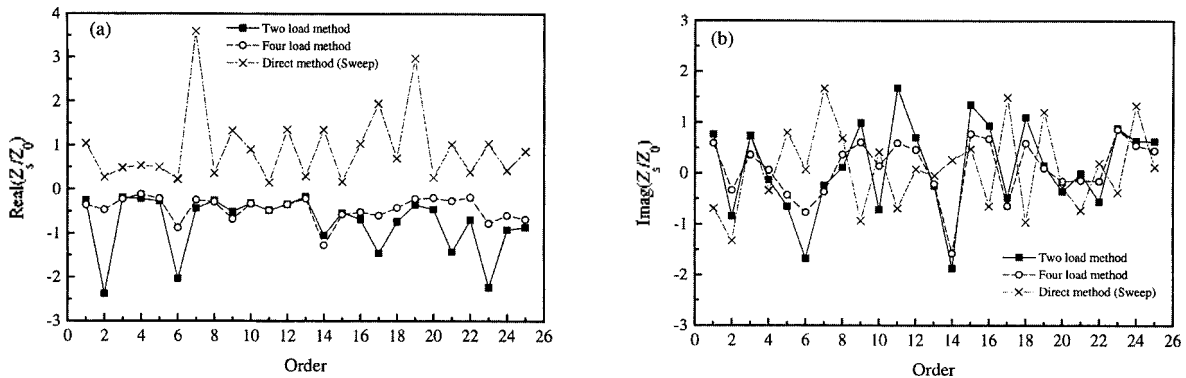


그림 6. 저장계-밸브-관로로 모델링된 계에 대해 모사된 직접법과 간접법에 의한 음원 임피던스 계산치 비교 (저장계 압력 $P_c=1.002$ bar). 음원-부하 접촉부는 밸브 구멍으로부터 0.5m 떨어져 있음 (a) 음원 저항, (b) 음원 리액턴스: ■, 2부하법; ○, 4부하법; ×, 직접(소인)법
 Fig. 6. A comparison of the direct and load methods for the calculated source impedance of a reservoir-valve-pipe system (reservoir pressure $P_c=1.002$ bar). The source-load interface was at 0.5m from the valve aperture, (a) Source resistance, (b) source reactance: ■, two-load method; ○, four-load method; ×, direct (sweep) method.

관심 주파수 대역에서 관벽은 50 dB 이상의 손실치를 갖는다. 따라서 이는 주요인이 될 수 없음을 의미한다.

지금까지의 논의는 모두 개방단이 한 개인 계에 대해서만 이루어졌으나, 실제 내연기관에서는 상사점 (TDC: top dead center) 근방에서 흡기 및 배기 밸브의 열림이 한꺼번에 일어나는 경우가 많으므로, 두계의 연성과 비선형성, 시변성을 모두 고려하면 다른 결과를 낳을 수도 있다.

III. 결론

유체기계의 삽입손실이나 방사음압을 예측하기 위하여 꼭 필요한 음원 임피던스는 고속 기류, 고온, 고강도의 음원이 관련되어 있는 경우에는 직접적인 측정이 불가능하여 여러 개의 부하를 쓰는 간접적인 측정법을 쓸 수 밖에 없는 경우가 많다. 이러한 간접적 부하법을 적용하면 측정된 임피던스와 음원강도 등을 이용하여 매우 정확히 방사음압 등을 예측할 수 있음이 최근의 연구 결과에 의해 잘 알려져 있다. 그러나 결과적인 수치가 잘 맞고 있음에도 측정된 음원 저항은 몇몇 주파수에서 부의 값을 갖는 경우가 대부분이며, 이는 물리적으로 타당한 결과라고 볼 수 없는 모순을 갖고 있다.

간단한 음원에 대한 간접법의 적용시에도 측정오차가 부의 음원 저항을 낳기는 하나, 내연기관의 음원 임피던스에 있어서는 더욱 근원적인 요인이 있다고 생각된다. 유동에 의한 대류효과가 흡기계에 있어서 부의 저항치를 주는 유효한 이유가 되기는 하지만, 배기계측에 있어서는 같은 효과를 내지 못한다. 간접측정법의 적용에 있어서는 선형,

시불변의 음원 특성을 전제 조건으로 삼고 있다. 엔진의 정상 작동시에 밸브를 통한 음파의 전파에 있어서 강한 비선형적 특성을 보일 수 있는데, 이러한 비선형성은 가정된 선형 음원에서 발생된 몇몇 주파수에 대해 부의 저항을 갖게 할 수 있다. 실제 엔진의 밸브 운동은 시변성을 지니고 있는데, 역시 이것도 주파수에 의존하는 음원 임피던스의 전체 개념에 대한 도전이 되며 시불변으로 가정된 음원에 대해 간접법을 정확하게 적용하면 아주 단순한 선형 음원에서조차 부의 음향 임피던스를 얻게 됨을 의미한다. 게다가 이렇게 계산된 음원 임피던스는 실제의 임피던스나 어드미턴스 행렬과 전혀 비슷하지 않게 된다. Fig.6은 각 측정법을 특성곡선법에 의거하여 계산한 결과를 보여주고 있는데[14] 확실히 간접법에 의하여는 부의 음원 저항값을 갖게 됨을 알 수 있다.

부의 임피던스를 낳게 하는 다른 가능한 요인들도 존재하고는 있으나, 주요인이 되기에는 역부족이다. 내연기관에 있어서 실제로 존재하는 비선형성과 시변성은 그 각각의 요인이 간접법에 의한 특성 측정에 대한 해석적 근거를 희박하게 만들기에 충분하다고 할 수 있다. 한편 시변성에 따른 음원강도와 음원 임피던스는 실제 엔진에 적용하였을 경우 임의의 부하에 대해 방사 소음레벨을 매우 정확히 예측하는 것을 부정할 수 없으나 이들 값이 어떠한 물리적 의미를 지니지도 못할 뿐더러, 특정 엔진에 있어서 고유한 값이 되지 못하고 부하에 따라 변하게 한다[22]. 본 연구에서 간단한 분석을 통해 보인 바와 같이 부하법에 의해 음원 임피던스와 음원 강도를 구할 수 밖에 없는 내연기관 배기계나 고속, 고온, 고강도의 유체 기계 덕트에서는 다른 무엇보다도 음원의 시변성이 부의 음원저항을 낳는데 가장 큰 영향을 미치게 되며, 부하의 임피던스 자체가 측정치의

최종 결과에 지대한 영향을 미치게 된다.

감사의 글

본 연구는 BK21 프로젝트에서 일부 재정 지원을 받았 습니다.

참고 문헌

1. M. L. Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers* (Wiley-Inter-science, New-York, 1987).
2. G. Galatsis and E. K. Bender, "Measurement of the acoustic impedance of an internal combustion engine," *J. Acoust. Soc. Am.*, **58**, Suppl. No. 1, S8, 1975.
3. D. F. Ross and M. J. Crocker, "Measurement of the acoustical internal impedance of an internal combustion engine," *J. Acoust. Soc. Am.*, **74**, 18-27, 1983.
4. A. F. Seybert and D. F. Ross, "Experimental determination of acoustic properties using a two-microphone random-excitation technique," *J. Acoust. Soc. Am.*, **61**, 1362-1370, 1977.
5. M. L. Munjal and A. G. Doige, "The two-microphone method incorporating the effects of mean flow and acoustic damping," *J. Sound Vib.*, **137**, 135-138, 1990.
6. T. Fujimori, S. Sato and H. Miura, "An automated measurement system of complex sound pressure reflection coefficients," *Proc. Inter Noise 84*, 1009-1014, 1984.
7. S.-H. Jang and J.-G. Ih, "On the multiple microphone method for measuring in-duct acoustic properties in the presence of mean flow," *J. Acoust. Soc. Am.*, **103**, 1520-1526, 1998.
8. M. L. Kathuriya and M. L. Munjal, "Experimental evaluation of the aeroacoustic characteristics of a source of pulsating gas flow," *J. Acoust. Soc. Am.*, **65**, 240-278, 1979.
9. M. G. Prasad, "A four load method for evaluation of acoustical source impedance in a duct," *J. Sound Vib.*, **114**, 347-356, 1987.
10. M. G. Prasad and M. J. Crocker, "On the measurement of the internal source impedance of a multicylinder engine exhaust system," *J. Sound Vib.*, **90**, 479-508, 1983.
11. L. Desmons and J. Hardy, "A least squares method for evaluation of characteristics of acoustical sources," *J. Sound Vib.*, **175**, 365-376, 1994.
12. H. Bodén, "On multi-load methods for determination of the source data of acoustic one-port sources," *J. Sound Vib.*, **180**, 725-743, 1995.
13. S.-H. Jang and J.-G. Ih, "Refined multi-load method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system," *J. Acoust. Soc. Am.*, **107**, 3217-3225, 2000.
14. S.-H. Jang and J.-G. Ih, "Simulation of a simplified

- intake or exhaust system to investigate measurement methods for in-duct acoustical source properties," *Proc. 7th WESTPRAC*, 663-666, 2000.
15. H. Levine and J. Schwinger, "On the radiation of sound from an un-flanged circular pipe," *Phys. Rev.*, **73**, 383-406, 1948.
16. U. Ingard and H. Ising, "Acoustic nonlinearity of an orifice," *J. Acoust. Soc. Am.*, **42**, 6-17, 1967.
17. U. Ingard, "Nonlinear distortion of sound transmitted through an orifice," *J. Acoust. Soc. Am.*, **48**, 32-33, 1970.
18. F. Albertson, "Negative resistances in nonlinear lumped acoustic systems and IC-engine source data," 137th Meeting of the Acoust. Soc. Am. & 2nd Meeting of the EAA: Forum Acusticum (CD ROM version), Berlin, Germany, 1999.
19. H. Bodén and F. Albertson, "In-duct acoustic one-port sources, linear or nonlinear?" *Proc. Inter Noise 98*, 227-230, 1998.
20. H. Bodén, "The multiple load method for measuring the source characteristics of time-variant sources," *J. Sound Vib.*, **148**, 437-453, 1991.
21. R. M. Munt, "Acoustic transmission properties of a jet pipe with subsonic jet flow: I. The cold jet reflection coefficient," *J. Sound Vib.*, **142**, 413-436, 1990.
22. K. S. Peat and J.-G. Ih, "An analytical investigation of the indirect measurement method of estimating the acoustic impedance of a time-varying source, To appear at *J. Sound Vib.* July, 2001.

저자 약력

● 이 정 권 (Jeong-Guon Ih)

한국 음향학회지 제19권 제7호 참조

● Keith S. Peat

1976년: Ph.D in Mechanics of Fluids, Manchester Univ., UK
 1976-1978: Higher Scientific officer, National Engineering Lab., UK
 1978-현재: Senior Lecturer, Dept. of Mathematical Sciences, Loughborough Univ., UK

※ 주관심분야: Flow acoustics, Duct acoustics