

내부공력소음해석기법의 개발과 자동차용 엔진 흡기 시스템의 기류음 예측을 위한 적용

Development of Hybrid Methods for the Prediction of Internal Flow-Induced Noise and Its Application to Throttle Valve Noise in an Automotive Engine

정철웅* · 김성태* · 김재현** · 이수갑*

Cheolung Cheong, Sungtae Kim, Jaeheon Kim and Soogab Lee

Key Words : Valve Noise(밸브소음), Internal Flow-Induced Noise(내부공력소음), Intake Noise(흡기소음)

ABSTRACT

General algorithm is developed for the prediction of internal flow-induced noise. This algorithm is based on the integral formula derived by using the General Green Function, Lighthills acoustic analogy and Curls extension of Lighthills. Novel approach of this algorithm is that the integral formula is so arranged as to predict frequency-domain acoustic signal at any location in a duct by using unsteady flow data in space and time, which can be provided by the Computational Fluid Dynamics Techniques. This semi-analytic model is applied to the prediction of internal aerodynamic noise from a throttle valve in an automotive engine. The predicted noise levels from the throttle valve are compared with actual measurements. This illustrative computation shows that the current method permits generalized predictions of flow noise generated by bluff bodies and turbulence in flow ducts.

1. 서 론

내부 유동에서 공력 소음의 발생과 전파는 외부 유동과는 다른 성질을 가지고 있다. 이는 소음의 발생과 전파를 물리적 관점에서 보았을 때 외부 유동에서는 소음원으로부터 전파해가는 음향파가 고체 벽면에 의한 간섭을 받지 않아서 오직 소음원 자신들간의 간섭효과만이 영향을 받는데 비해서 내부 유동에서는 고체 벽면에 의한 영향을 고려하여야 하므로 소음원들간의 간섭외에 벽면에 의한 간섭효과도 나타나기 때문이다. 내부 유동장에서 덕트 벽면에 의한 간섭효과가 내부 공력소음장의 모드별 해의 합으로 나타나게 만든다. 이와 같이 내부 유동장 공력 소음의 복잡한 성질 때문에 아직까지 일반적으로 적용할 수 있는 공력소음 예측 알고리즘이 매우 드문 실정이다.

따라서 본 논문에서는 설계단계에서 일반적으로 사용할 수 있는 내부 유동에 의한 공력소음 예측모델을 개발하였다. 개발한 모델은 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)을 이용한 유동자료와 쉽게 연관을 시킬 수 있도록 하였으며 또 유동의 정상 해석을 통해서도 사중극 소음을 예측할 수 있는 통계학적 처리 알고리즘을 포함하고 있다. 개발한 예측 모델과 상업용 프로그램인 Star-CD를 이용하여 자동차 흡기구 쓰로틀 밸브의 빠른 동작에 의한 공력소음을 예측하였으며 이를 통하여 본 모델의 유효성을 실험성을 증명하였다.

2장에서는 내부 유동에 의한 공력소음 예측식을 유도하였으며 3장에서는 유동해석과 소음해석에 관한 결과를 기술하였고 4장에서는 결론을 내렸다.

2. 내부공력소음해석모델

2.1 내부공력소음해석모델의 유도

파이프와 같은 내부 유동에서 음향장을 지배하는 방정식은 연속방정식과 운동량 방정식으로부터 유

* 서울대 기계항공공학부
E-mail : accu99@snu.ac.kr
Tel : (02)880-1902, Fax : (02)875-4360

** 현대기아자동차 기술연구소

도한 Lighthill[1]의 방정식이다.

$$\left\{ \nabla^2 - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} p(\mathbf{x}_k, t) = \rho_0 \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \right) \left[f_i(\mathbf{x}_k, t) \right] - \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \right) \left[\frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} \right] \quad (1)$$

여기서 p 는 압력, ω 는 교란되지 않은 유체의 음속, 오른쪽 첫번째 항은 고체 벽면의 이중극 소음원을 모델링한 것이고 두 번째 항은 사중극 소음원인 난류 응력 텐서를 나타낸다; $f_i(\mathbf{x}_k, t)$ 는 유체의 단위 질량에 작용하는 힘을 나타내고, T_{ij} 는 $(p - c^2 \rho) \delta_{ij} + \rho u_i u_j$ (viscous stress는 무시)로 정의된다. 방정식 (1)식에 적용할 경계 조건은 모든 파동들이 덕트 축을 따라 무한대로 전파해가고 벽면에서 수직 방향의 속도가 사라진다는 것이다.

방정식 (1)은 아래 방정식의 해로 정의되는 Greens Function $G(\mathbf{x}, t | \mathbf{y}, \tau)$ 를 이용해서 풀 수 있다.

$$\nabla^2 G - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 G}{\partial \tau^2} = -\delta(\mathbf{x} - \mathbf{y}) \delta(t - \tau) \quad (2)$$

with $\partial G / \partial n = 0$ on the boundaries.

시간에 대한 G 의 Fourier Transform인 $g(\mathbf{x}, \mathbf{y} | \tau)$ 는 방정식 (2)로부터 다음 방정식을 만족시킨다.

$$\nabla^2 g - k_0^2 g = -\delta(\mathbf{x} - \mathbf{y}) \quad (3)$$

그리고 G 와는 다음과 같은 역변환 관계를 가진다.

$$G(\mathbf{x}, t | \mathbf{y}, \tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} g(\mathbf{x}, \mathbf{y} | \omega) \exp\{-i\omega(t - \tau)\} d\omega. \quad (4)$$

(3)식을 만족하는 Greens Function은 경계 조건을 만족하는 모드들의 합으로 표현할 수 있는데, 먼저 다음과 같은 이차원 Helmholtz 방정식과 경계 조건을 만족하는 모드함수 (eigenfunction) Ψ_{mn} 를 고려하자.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y_2^2} + \frac{\partial^2}{\partial y_3^2} \right) \Psi_{mn} + \kappa_{mn}^2 \Psi_{mn} = 0 \quad (5)$$

위 방정식의 해는 다음과 같은 직교성 (Orthogonality condition)을 만족한다.

$$\int_A \Psi_{mn} \Psi_{m'n'} dy_2 dy_3 = \begin{cases} 0 & \text{if } m \neq m' \text{ or } n \neq n' \\ \Gamma_{mn} & \text{if } m = m' \text{ and } n = n' \end{cases} \quad (6)$$

여기서, $\Gamma_{mn} = \int_A |\Psi_{mn}|^2 dy_2 dy_3$ 로 정의된다. A는 덕트 축에 수직인 단면을 나타내고 그러면 방정식 (3)의 해를 모드 함수와 축방향 공간변수 y_l (여기서 y_l 이 덕트축 방향과 평행한 좌표를 나타낸다)의 함수의 곱의 합으로 가정하면 다음과 같은 형태의 해를 생각할 수 있다.

$$g_\omega = \sum_{m,n=0}^{\infty} f_{mn}(\mathbf{y}_1) \Psi_{mn}(\mathbf{y}_2, \mathbf{y}_3)$$

그러면 벽면 경계조건은 (5)식에 의해 자동적으로 만족하게 된다. 위 식을 (3)식에 대입하고 (5)식을 이용하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\sum_{m,n=0}^{\infty} \left(\frac{d^2}{dy_1^2} + k_0^2 - \kappa_{mn}^2 \right) f_{mn} \Psi_{mn} = -\delta(\mathbf{x} - \mathbf{y})$$

위 식의 양변에 (m, n) 모드 고유함수 (eigenfunction)의 켈레 (conjugate)를 곱하여 덕트 축에 수직인 단면에 대해서 적분하여 식 (6)의 직교성을 이용하면 다음과 같이 f 에 대한 상미분 방정식으로 정리할 수 있다.

$$\left(\frac{d^2}{dy_1^2} + k_0^2 - \kappa_{mn}^2 \right) f_{mn} = -\frac{\Psi_{mn}^*(x_2, x_3)}{\Gamma_{mn}} \delta(\mathbf{x} - \mathbf{y})$$

위 상미분 방정식의 해중 무한대로 전파해가는 해는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$f_{mn} = \frac{i\Psi_{mn}^*(x_2, x_3)}{2k_{mn}\Gamma_{mn}} \exp\{ik_{mn}|x_1 - y_1|\}$$

$$\text{여기서 } k_{mn} = \sqrt{k_0^2 - \kappa_{mn}^2} \quad (7)$$

마지막으로 식 (4)를 이용하여 시간영역 Green Function은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$G(\mathbf{x}, t | \mathbf{y}, \tau) = \frac{i}{4\pi} \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\Psi_{m,n}(\mathbf{y}_2, \mathbf{y}_3) \Psi_{m,n}^*(x_2, x_3)}{\Gamma_{m,n}} \times \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\exp\{ik_{mn}|x_1 - y_1|\}}{k_{m,n}} \times \exp\{-i\omega(t - \tau)\} d\omega \quad (8)$$

위 (8)식의 Green Function을 이용해서 (3)식으로 표현되는 내부유동에 의한 음압을 시간영역에서 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$G(\mathbf{x}, t | \mathbf{y}, \tau) \times p(\mathbf{x}, t) = c^2 \rho(\mathbf{x}, t) = \iiint \left\{ \rho_0 \frac{\partial f_i(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i} - \frac{\partial^2 T_{ij}(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i \partial y_j} \right\} dy d\tau$$

여기서 부피적분은 모든공간을 나타내고 시간적분은 $-\infty$ 에 ∞ 까지 적분을 나타낸다. 정확한 Green Function과 경계조건을 사용하면 면적적분이 없는 다음과 같은 식으로 해를 계산할 수 있다.

$$p(\mathbf{x}, t) = c^2 \rho(\mathbf{x}, t) = \frac{i}{4\pi} \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\Psi_{m,n}^*(x_2, x_3)}{\Gamma_{m,n}} \int dy \int_{-\infty}^{\infty} d\tau \int_{-\infty}^{\infty} d\omega \Psi_{m,n}(\mathbf{y}_2, \mathbf{y}_3) \frac{\exp\{ik_{mn}|x_1 - y_1| - i\omega(t - \tau)\}}{k_{m,n}} \times \left\{ \rho_0 \frac{\partial f_i(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i} - \frac{\partial^2 T_{ij}(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i \partial y_j} \right\} \quad (9)$$

매우 큰 x_1 에 대해서 지수함수는 $\exp\{ik_{mn}(x_1 - y_1) - i\omega(t - \tau)\}$ 와 같이 되고 식 (7)에서 정의된 k_{mn} 은 덕트 축방향의 파동수(wave number)를 나타낸다. 감쇄없이 전파해가는 파동에 대해서는 이 값이 실수가 되어야 하고 그러면 $k_0^2 - \kappa_{mn}^2 > 0$ 의 부등식을 만족하여야

한다. 따라서 $\omega_{mn}^2 = (c_0 k_{mn})^2$ 으로 정의되는 절단 (cut-off) 주파수보다 작은 주파수에 대해서는 소음원 으로부터 거리에 따라 지수함수에 비례하여 감쇄하게 된다. 위와 비슷한 유도과정은 기존연구자[3-5] 들에 의해서도 시도되었다.

2.2 유동해석자료와의 연관을 위한 알고리즘개발

본 절에서는 앞 절에서 유도된 식을 바탕으로 Star-CD 혹은 다른 CFD Tool을 이용하여 얻은 유동 해석결과를 사용하여 주파수 공간에서 덕트내의 입의 의 위치에서 음압을 예측할 수 있는 식으로 변환하도록 하겠다.

(9)식에서 위치 \mathbf{x} , 시간 t 에서 각주파수 ω 에 대한 역 Fourier Transform으로 생각하면 위치 \mathbf{x} 에서 p 의 ω 에 대한 성분을 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$p(\mathbf{x}, \omega) = \frac{i}{2} \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\Psi_{m,n}^*(x_2, x_3)}{\Gamma_{m,n}} \left[dy \int_{-\infty}^{\infty} d\tau \Psi_{m,n}(y_2, y_3) \frac{\exp\{ik_{mn}|x_1 - y_1| + i\omega\tau\}}{k_{m,n}} \left\{ \rho_0 \frac{\partial f_i(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i} - \frac{\partial^2 T_{ij}(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i \partial y_j} \right\} \right] \quad (10)$$

위 식을 유동해석 결과와 연관시키기 위하여 공간에 대한 적분을 선행한 다음에 t 에 대한 적분을 하고, 또 이중극 소음원과 사중극 소음원으로 구별하여 다시 기술하면,

$$p(\mathbf{x}, \omega) = \frac{i}{2} \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\Psi_{m,n}^*(x_2, x_3) \exp\{ik_{mn}x_1\}}{\Gamma_{m,n}} \{ \mathbf{D}_{mn}(\omega) + \mathbf{Q}_{mn}(\omega) \}$$

where

$$\begin{aligned} \mathbf{D}_{mn}(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} \int \Psi_{m,n}(y_2, y_3) \frac{\exp\{-ik_{mn}y_1 + i\omega\tau\}}{k_{m,n}} \\ &\quad \times \left\{ \rho_0 \frac{\partial f_i(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i} \right\} dv d\tau \\ \mathbf{Q}_{mn}(\omega) &= - \int_{-\infty}^{\infty} \int \Psi_{m,n}(y_2, y_3) \frac{\exp\{-ik_{mn}y_1 + i\omega\tau\}}{k_{m,n}} \\ &\quad \times \left\{ \frac{\partial^2 T_{ij}(\mathbf{y}, \tau)}{\partial y_i \partial y_j} \right\} dv d\tau \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 \mathbf{D}_{mn} 은 이중극에 의한 ω 의 소음원 성분을 \mathbf{Q}_{mn} 은 사중극에 의한 ω 의 소음원 성분을 나타낸다. 위 식을 소음원을 충분히 포함하고 적분 표면에서 소음원 성분이 사라지는 적분공간을 취하고 발산정리를 이용하면 (11)식을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{D}_{mn}(\omega) &= - \frac{\rho_0}{k_{m,n}} \int_{-\infty}^{\infty} \int f_i(\mathbf{y}, \tau) \times \\ &\quad \frac{\partial}{\partial y_i} \{ \Psi_{m,n}(y_2, y_3) \exp\{-ik_{mn}y_1 + i\omega\tau\} \} dv d\tau \\ \mathbf{Q}_{mn}(\omega) &= - \frac{1}{k_{m,n}} \int_{-\infty}^{\infty} \int T_{ij}(\mathbf{y}, \tau) \times \\ &\quad \frac{\partial}{\partial y_i \partial y_j} \{ \Psi_{m,n}(y_2, y_3) \exp\{-ik_{mn}y_1 + i\omega\tau\} \} dv d\tau \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 f_i 와 T_{ij} 는 CFD를 이용한 유동해석결과를 이용하여 제공한다. 여기서 T_{ij} 항은 $T_{ij} = \rho u_i u_j$ 식을 이용한다. CFD에서 주로 사용하는 RANS Solver + Turbulence Model을 이용하면 f_i 는 비정상 해석자료의 밸브 표면에서의 압력, 밀도, 쉘면적을 이용해서 시간과 공간에 대해서 계산할 수 있지만 $\rho u_i u_j$ 는 다음과 같은 식을 사용하여 변환하여야 한다.

$$\overline{u_i u_j} = -v_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial y_j} + \frac{\partial U_j}{\partial y_i} \right) + \frac{2}{3} K$$

여기서 $v_i = C_\mu K^2 / \varepsilon$ 으로 정의된다. 이 식을 이용하여 u_{ii} 성분들의 절대값을 계산하고 부호는 일정분포를 갖는 확률밀도함수를 이용하여 결정한다.

3. 자동차용 엔진 흡기계의 쓰로틀밸브 소음의 예측

3.1 계산조건

유동장에 대한 정보를 얻기 위하여 상용 프로그램인 Star-CD를 이용하여 수치모사를 수행하였다. 쓰로틀 밸브가 빠른 열림 (Quick Opening) 동작을 할 때의 3차원 유동장을 계산하기 위해서는 먼저 실물에 대한 3차원 모델링 즉 쓰로틀 밸브와 덕트 내부의 유체를 모델링하는 계산 격자가 필요하다. 쓰로틀 밸브가 빠른 열림 동작을 할 때에는 밸브가 시간에 따라 회전을 하게 되므로 유동장의 격자도 시간에 따라 변하게 된다. 그러므로 쓰로틀 밸브가 닫힌 상태에서 완전히 열릴 때까지 유동을 분석하기 위해서는 쓰로틀 밸브의 열림 각도 (Open Angle) 에 따라 각각 그 모양에 대응하는 격자가 필요하다. 따라서 계산 격자를 두 부분으로 나누어 쓰로틀 밸브의 회전을 모사하기 위해 시간에 따라 회전하는 구형 격자와 시간에 따라 변하지 않은 덕트 유로용 격자를 구성하였다. 그림1에서 사용한 격자와 적용한 경계조건을 나타내었고 표1에서 유동해석을 위한 여러가지 조건들을 표로 정리하였다.

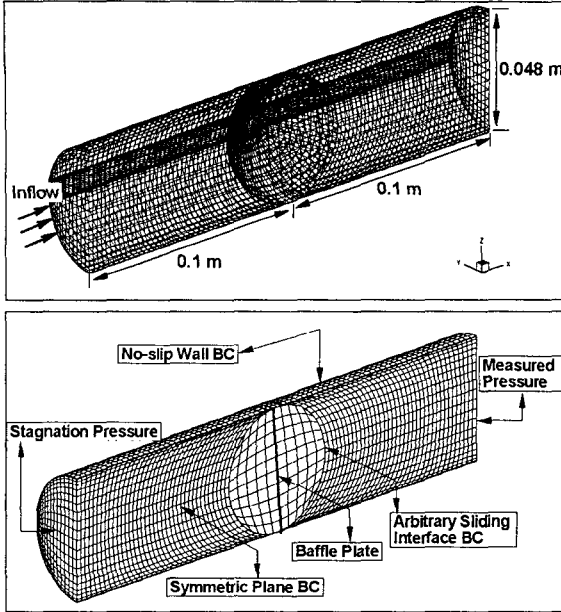


그림 1. 계산 격자, 치수 그리고 경계조건

표 1. 계산조건

항목	조건	
유동모델	압축성 유동	
난류모델	k- High Reynolds Number Model	
Star-CD version	3.100A	
Solution Procedure	PISO Algorithm	
공기조건	온도	20 C
	분자량	2.896E+01 kg/m3
	분자점성도	1.810E-05 kg/ms
쓰로틀의 동작	Arbitrary Sliding Interface Method1.	
각속도	85 Deg. / 227 ms	

3.2 유동 및 소음해석결과

유동해석 수치자료를 이용하여 덕트 내부에서 공력소음을 예측한 결과에 대해서 기술하도록 하겠다. 본 절에서 사용하는 기본 예측식은 (11)과 (12)이다. (12)식을 물리적 관점에서 보면 공간과 시간에 대하여 분포해 있는 밸브 표면의 압력 변화로 인한 이중극 소음원과 난류 속도에 의한 사중극 소음원을 덕트 단면모양에 의하여 결정되는 그린 함수와 주어진 주파수로 주어지는 필터를 사용하여 시간과 공간에 대하여 적분하는 일종의 필터링으로 간주할 수 있다. 쓰로틀 밸브를 싸고 있고 덕트 모양이 원형이므로 원형덕트에 대한 모드 함수는 아래와 같이 베셀 함수로

표현할 수 있다.

$$\Psi_{m,n} = J_m(\kappa_{m,n}r)e^{-im\theta} \quad (13)$$

where $r = \sqrt{y_2^2 + y_3^2}$, $\theta = \tan^{-1}(y_2/y_1)$

여기서 J_m 은 m 차 베셀함수이고 $\kappa_{m,n}$ 은 아래방정식의 n 번째 근이다.

$$J_m'(\kappa_{m,n}r_d) \equiv \frac{dJ_m(x)}{dx} \Big|_{x=\kappa_{m,n}r_d} = 0$$

$$\Gamma_{mn} = \pi \left(r_d^2 - \frac{m^2}{\kappa_{mn}^2} \right) J_m^2(\kappa_{mn}r_d)$$

(13) 식을 (12) 식에 대입하고 Green Function이 원통좌표계로 표현되어 있으므로 (14)식의 직교좌표계를 원통좌표계로 변환하는 것이 편리하다.

그림 2와 3에서 쓰로틀 밸브의 열림 각도가 30도일 때 쓰로틀 밸브위의 압력에 의한 축방향의 힘성분과 유동내의 난류속도에 의한 축방향의 사중극 소음원 성분을 나타냈다. 또 열림각도에 따른 쓰로틀 밸브의 항력성분과 난류속도성분의 변화량을 도시하였다. 축방향의 힘성분과 축방향의 난류속도성분은 (12)식에서 나타내듯이 평면파 성분의 각각 이중극과 사중극 소음원이 된다.

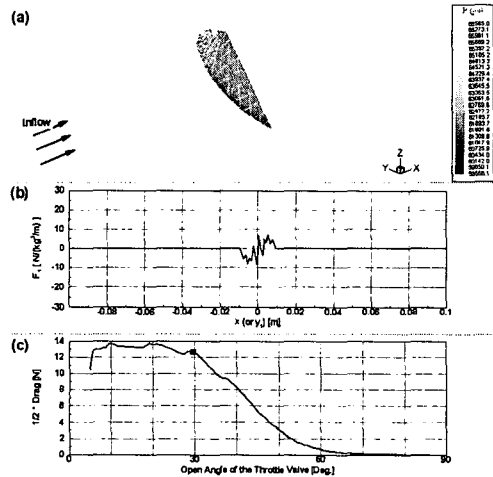


그림 2. Variation of Force per unit density and area in the direction of duct axis and Drag during quick opening of throttle valve (Open Angle = 30 $\mu\mu$)

이런 유동해석 자료를 이용하여 평면파 성분에 대하여 계산한 이중극과 사중극 소음원과 내부공력소음 예측 모델을 이용하여 내부공력소음을 예측할 수 있다. 계산에 사용한 엔진흡기계 덕트의 지름은 0.048m 로서 첫번째 모드에 대하여 절단주파수를 계산해보면 4150Hz 가 나온다. 따라서 4150Hz 이하성분은 평면

파 모드만이 전파해 간다. Star-CD에서 계산한 시간 간격은 2'10-4로서 Nyquist 주파수는 2000Hz가 된다. 실험은 쓰로틀밸브의 위치로부터 18cm 후류방향의 벽면에서 압력을 측정하였다. 그림 4에서 예측한 이중극 소음과 사중극소음원을 측정치와 함께 나타내었다. 예측값을 이용하여 이중극 음원에 의한 소음원이 사중극 소음원에 의한 소음보다 우세하다는 것을 알 수 있고 따라서 쓰로틀 밸브에 빠른 열림 동작에 의한 주요 공력소음원은 이중극 소음원이 된다는 것을 알 수 있다. 또한 이중극 음원에 의한 소음예측과 측정값을 비교해보면 주파수에 따른 음압의 경향성이 매우 유사함을 알 수 있다. 하지만 경향성의 유사함에도 불구하고 각 주파수마다 예측값이 측정값보다 항상 높은 값을 가짐을 알 수 있다.

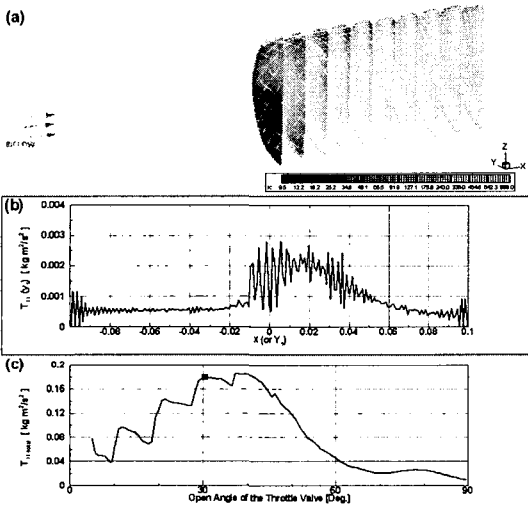


그림 3. Variation of $v_x v_x$ in the direction of duct axis and integration value of $v_x v_x$ during quick opening of throttle valve (Open Angle = 30°)

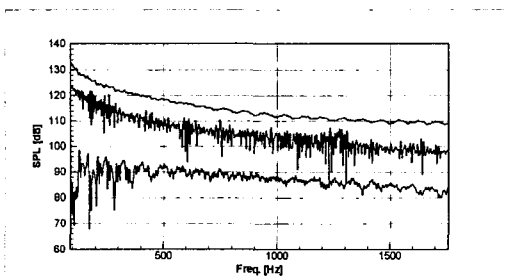


그림 4. Comparison of sound pressure levels: (Upper) Predicted results by using the dipole source, (middle) Measured Data, and (Lower) Predicted results by using the quadrupole source

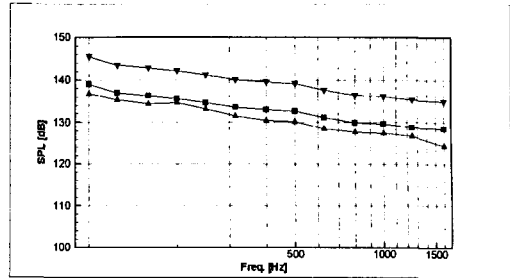


그림 5. Comparison of sound pressure levels at one-third octave band frequencies. (Prediction result: ▼ , Corrected prediction result by using the transmission loss: ■ , and measured data: ▲)

여기서 예측값과 측정값의 차이는 실제 측정은 엔진의 매니폴드에서 하였기 때문에 덕트 모양이 원형이라는 가정을 위반하고 쓰로틀을 싸고있는 덕트와 매니폴드의 연결 부위에서 면적이 달라지면서 생기는 전달손실에 의한 것으로 판단된다.

이러한 전달손실을 고려하기 위하여 음향이론을 이용하여 파이프에서 면적차이에 의한 평면파의 전달손실을 계산하면 다음과 같이 표현된다.

$$T = \frac{2A_1}{A_1 + A_2} I \quad (14)$$

여기서 A_1 은 입구쪽 덕트의 단면적이고 A_2 는 출구쪽 덕트의 단면적이다. 본 계산에 적용하기 위하여 입구쪽 덕트에 해당하는 쓰로틀 밸브를 싸고있는 덕트와 매니폴드의 단면적을 계산하면 $A_1 = \pi \times 0.0242$ [m²] 이고 $A_2 = 0.0796 \times 0.0735$ [m²] 이 된다. 이 단면적을 (14)식에 대입하여 계산하면 -6.5 dB의 전달 손실이 발생한다. 계산한 전달손실을 고려하여 예측한 이중극소음과 측정값을 1/3 옥타브밴드에서 나타내면 그림 5와 같이 된다. 각주파수에 따라 예측치와 측정값의 차이가 2dB 내로 됨을 알 수 있다.

4. 결론

내부 공력소음의 예측을 위해서 전산유체역학과 연계할 수 있는 내부 공력소음 예측 알고리즘을 개발하였다. 실제 자동차용 엔진 흡기구의 쓰로틀 밸브로 인한 공력소음예측에 적용함으로써 그 유효성을 입증하였다. 본 모델은 덕트의 모양에 대한 그린함수만 알고 있으면 적용할 수 있는 모델로서 일반적인 내부 공력소음 예측에 적용할 수 있을 뿐만 아니라 구체적인 공력소음원의 분석으로 저소음 디자인에도 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- (1) M.J. Lighthill, "On Sound Generated Aerodynamically, 1. General Theory," Proc. Roy. Soc. A, Vol.211, pp.564-587, 1952.
- (2) W. Bechara, C. Baily, P. Lafon and S. M. Candel, Stochastic Approach to Noise Modeling for Free Turbulent Flow , AIAA Journal, 32(3), 1994.
- (3) P.E. Doak, Excitation, Transmission and radiation of sound from source distributions in hard-walled ducts of finite length (I): the effects of duct cross-section geometry and source distribution space-time pattern , Journal of Sound and Vibration 31(1), 1-72, 1973.
- (4) H.G. Davies and J.E. Ffowcs Williams, Aerodynamic sound generation in a pipe , Journal of Fluid Mechanics, 32(4), 765-778, 1968.
- (5) P.A. Nelson and C.L. Morfey, Aerodynamic sound production in low speed flow ducts , Journal of Sound and Vibration, 79(2), 263-289, 1981